

В

ДЛЯ ВУЗОВ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВИАЦИОННЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Среди авторов книги не только работники МАИ. Л.Д. Дубровин, Е.Е. Егоров, Ю.М. Петров — работники промышленности, А.В. Чичиндаев — доцент Новосибирского государственного технического университета.

Предисловие, введение, гл. 1 (за исключением разд. 1.4), гл. 3, 5...9 (за исключением разд. 3.11...3.14, 9.5), 10, 13 (за исключением разд. 13.3), разд. 11.3 написаны Ю.М. Шустровым; разд. 1.4, гл. 11 (за исключением разд. 11.3), 14 — Н.В. Антоновой; гл. 2 (за исключением разд. 2.6), 4 — Ю.М. Петровым, В.В. Ружицкой и Ю.М. Шустровым; разд. 2.6 — А.В. Чичиндаевым; разд. 3.11...3.14 — В.В. Ружицкой; разд. 9.5 — К.И. Старостиным и Ю.М. Шустровым; гл. 12 — Е.Е. Егоровым и Л.Д. Дубровиным; разд. 13.3 — А.К. Каллиопиным.

Авторы глубоко признательны рецензентам за ценные замечания и предложения, сделанные ими при ознакомлении с рукописью, и выражают искреннюю благодарность всем, кто принял участие в подготовке и обсуждении материалов книги.

Введение

Кондиционирование воздуха на самолетах и вертолетах предназначено для поддержания на заданном уровне группы параметров: температуры, влажности, количества вредных примесей или загрязнений в воздухе, температуры внутренних поверхностей стенок кабины или отсека, характера циркуляции и скорости вентиляционных потоков, причем это должно осуществляться в условиях изменяющегося давления в кабине и для всего многообразия быстро меняющихся режимов работы. Диапазон внешних условий в течение одного полета является весьма широким: температура набегающего потока и наружных поверхностей стенок кабины может изменяться от -60°C (на высоте более 11 км и в зимнее время у земли) до $+150...200^{\circ}\text{C}$ и выше (вследствие аэродинамического нагрева); атмосферное давление на максимальной высоте полета может составлять примерно 5 % от наземного. Строго говоря, следовало бы иметь самостоятельное управление по каждому из перечисленных выше параметров, но, учитывая их взаимосвязанность, а также для упрощения системы регулируют только некоторые из них, чаще всего давление в кабине, температуру и расход подаваемого воздуха и иногда влажность. По остальным параметрам вводят ограничения (на абсолютные значения или отклонения от заданных значений) и принимают меры конструктивного характера для их обеспечения.

Первые элементы систем кондиционирования, например герметические кабины и простейшие системы регулирования давления, а также системы отопления и вентиляции, появились в авиационной технике в 1930-е гг. сначала на стратостатах, а затем они стали внедряться и на самолетах. В частности, в отечественном самолетостроении мягкие (вставные) и жесткие гермокабины создавались в 1935 — 1940 гг. В.А. Чижевским, А.Я. Щербаковым и М.Н. Петровым. Они устанавливались на планерах В.К. Грибовского, самолетах Н.Н. Поликарпова, В.М. Петлякова, В.М. Мясищева и на нескольких самолетах Бюро особых конструкций (БОК), в том числе на самолетах БОК-1, БОК-7, БОК-11, БОК-15, построенных на базе самолета АНТ-25 конструкции П.О. Сухого. Первый в мире пассажирский высотный самолет с герметической кабиной Boeing 307 "Stratoliner" был создан в США в 1939 г.

В настоящее время совершенство систем кондиционирования и обеспечиваемый ими уровень комфортности условий в кабине летательного аппарата во время полета входят в число важных факторов, определяющих его конкурентоспособность.

Часть I ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Глава I ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТЬ ЧЕЛОВЕКА В ПОЛЕТЕ

Человеческий организм достаточно хорошо приспособлен к разнообразным, но вполне определенным условиям среды обитания на земной поверхности. Однако полеты в земной атмосфере на воздушных шарах, начавшиеся в 1783 г., показали, что подъем на высоту может быть опасным для жизни. Человеку для совершения таких полетов необходимы специальные защитные средства. Для создания соответствующих эффективных средств потребовалось изучение особенностей условий полета и способностей человека к преодолению воздействия неблагоприятных факторов.

1.1. ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА ЗЕМНОЙ АТМОСФЕРЫ

Воздушная оболочка, образующая атмосферу Земли, по данным последних исследований, простирается до высот 2...3 тыс. км. Теоретическая граница атмосферы — граница удерживания земным притяжением газовых частиц — лежит на высоте 28 тыс. км над полюсами и 42 тыс. км над экватором. Масса земной атмосферы составляет одну миллионную долю массы Земли и оценивается в $5,27 \cdot 10^{18}$ кг. В нижнем слое атмосферы высотой 5,5 км сосредоточена половина всей ее массы, а в нижнем слое высотой 20 км — 94 %.

Земная атмосфера в основном состоит (без учета водяных паров) из азота (78,09 % по объему), кислорода (20,95 %), аргона (0,93 %) и углекислого газа (0,03 %). Такой состав сохраняется неизменным до высот 80...100 км, в связи с чем данный слой называют *гомосферой*. Выше предполагается *гетеросфера* — слой, где состав воздуха изменяется с изменением высоты. Под действием космического излучения молекулы компонентов воздуха разрушаются, и вещества переходят в атомарную и ионизированную форму. На высотах до 800 км главным газовым компонентом является атомарный кислород, а на высотах более 900 км преобладающими становятся водород и гелий, после чего земная атмосфера постепенно переходит в межпланетный газ.

Наличие водяных паров в самых нижних слоях атмосферы может быть весьма заметным. Во влажных тропиках водяной пар теоретически может занимать около 10 % объема воздуха, соответственно тесня все остальные газовые компоненты. Решающим фактором, определяющим содержание водяного пара в воздухе, является сильная зависимость насыщающего влагосодержания от температуры. При $+45^\circ\text{C}$ в воздухе может находиться в парообразном состоянии 65 г/м^3 воды, при 0°C — около 5 г/м^3 , при -50°C — только $0,05 \text{ г/м}^3$. Учитывая, что в нижних слоях атмосферы ее температура быстро понижается с увеличением высоты (градиент равен $-6,5^\circ\text{C/км}$), можно легко объяснить факт присутствия в атмосфере водяных паров (в том числе и в виде облаков) лишь на малых высотах.

Следует отметить наличие в атмосфере озона — аллотропного видоизменения кислорода, отличающегося от обычной формы наличием трех атомов в молекуле и образующегося из кислорода под действием коротковолновой ультрафиолетовой части спектра излучения Солнца на высотах 20...60 км. Распределение озона в атмосфере неравномерно, оно зависит от географической широты и, кроме того, имеет четко выраженные сезонные и суточные изменения. В средних широтах максимум концентрации озона наблюдается на высотах 19...21 км и составляет примерно $2,5 \cdot 10^{-4} \text{ мг/л}$.

Озон весьма токсичен для человеческого организма: его предельно допустимая концентрация составляет $2 \cdot 10^{-4} \text{ мг/л}$, что соответствует, например, предельно допустимой концентрации для отравляющего вещества фосгена. Отметим, что на высотах 19...21 км концентрация озона в атмосфере превосходит предельно допустимую еще до сжатия воздуха (в 7...14 раз), необходимого для создания в кабине летательного аппарата требуемого давления. Следовательно, при полете на этих высотах требуется защита человека от токсичного воздействия озона. Кроме того, под действием озона обесцвечиваются некоторые красители, а резиновые изделия разрушаются, рассыпаясь в порошок, при контакте в течение 2...4 ч с озоном с концентрацией $0,02...0,03 \text{ мг/л}$.

Экспериментально полученный график изменения температуры воздуха по высоте в атмосфере представлен на рис. 1.1. Следует отметить, что показанная на графике высокая температура воздуха на больших высотах (до 1000 К) отражает только высокую скорость движения микрочастиц воздуха на этих высотах (температура является мерой кинетической энергии атомов и молекул вещества) и не вызывает заметного нагрева поверхности летательных аппаратов из-за большой разреженности газа. Более важными для авиации являются закономерности поведения температуры воздуха на малых и средних высотах.

По характеру изменения температуры по высоте атмосферу делят на пять слоев (см. рис. 1.1): тропосферу, стратосферу, мезосферу, термосферу, экзосферу. Участки перехода от слоя к слою называют паузами: тропопауза, стратопауза, мезопауза, термопауза.

Для получения зависимости давления от высоты рассмотрим статическое равновесие воздуха в поле гравитационных сил. Выделим элементар-

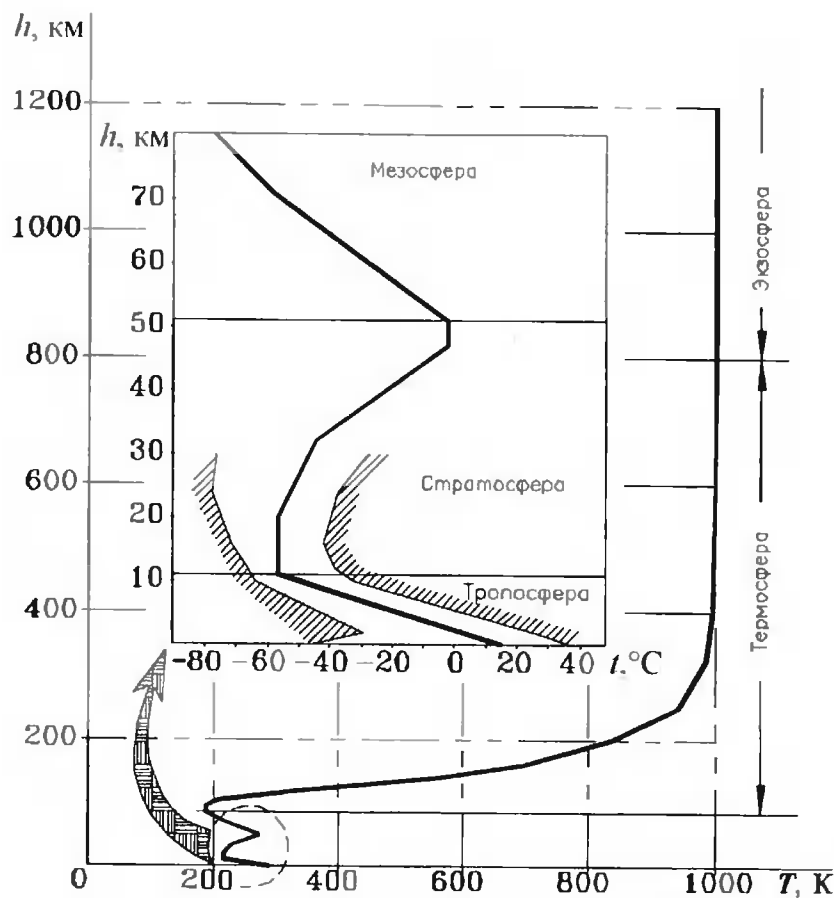


Рис. 1.1. Зависимость температуры воздуха T от высоты h в земной атмосфере (штриховкой показаны границы предельных отклонений на высотах до 30 км)

ный элемент — цилиндр, в пределах которого плотность воздуха и ускорение свободного падения можно считать неизменными, с осью, перпендикулярной к поверхности гравитационного потенциала (рис. 1.2). Условие равновесия этого элемента будет иметь вид

$$pdF - (p + dp)dF - \rho g dF dh = 0, \quad (1.1)$$

где p — давление воздуха на высоте h ; dp — изменение давления с изменением высоты на dh ; dF — площадь основания элементарного цилиндра; ρ — плотность воздуха на рассматриваемой высоте; g — ускорение свободного падения.

Из уравнения (1.1) легко получается зависимость

$$dp = -\rho g dh, \quad (1.2)$$

известная как дифференциальное уравнение гидростатики. Для интегрирования уравнения (1.2) и получения аналитической зависимости p от h необходимо знать характер изменения ρ и g по высоте. В частно-

сти, для несжимаемой жидкости, например воды, когда $g = \text{const}$ и $\rho = \text{const}$, интегрирование даст линейную зависимость давления от глубины погружения: $p = p_0 + \rho gh$, где p_0 — давление на свободную поверхность жидкости; h — глубина погружения, отсчитываемая от свободной поверхности вниз.

Если известен характер изменения температуры по высоте, уравнение (1.2) может быть проинтегрировано. В частности, для тропосферы при

$$T_h = T_0 - \alpha h, \quad (1.3)$$

где T_h , T_0 — значения абсолютной температуры на высоте h и нулевой высоте соответственно; α — градиент изменения температуры по высоте, $\alpha = 6,5$ К/км, получаем

$$p_h = p_0 \left(1 - \frac{\alpha}{T_0} h \right)^{\frac{g}{\alpha R}}, \quad (1.4)$$

где p_0 — давление на нулевой высоте; g — ускорение свободного падения, $g = 9,80665$ м/с²; R — газовая постоянная для воздуха, $R = 287,05287$ Дж/(кг·К).

Для начального участка стратосферы, на котором температура воздуха постоянна,

$$p_h = p_{0\text{ст}} \exp \left[-\frac{g}{RT_{0\text{ст}}} (h - h_{0\text{ст}}) \right], \quad (1.5)$$

где $h_{0\text{ст}}$ — высота начала изотермического слоя стратосферы, м; $p_{0\text{ст}}$ — давление на высоте $h_{0\text{ст}}$; $T_{0\text{ст}}$ — значение абсолютной температуры.

В реальных условиях параметры атмосферы подвержены заметным отклонениям от своих средних значений (сезонным, суточным, метеорологическим и др.). В целях обеспечения сравнимости между собой результатов летных испытаний авиационной техники, полученных в различных ситуациях, в нашей стране и за рубежом используется так называемая стандартная атмосфера, параметры которой рассчитываются по формулам типа (1.4), (1.5) [18]. В качестве констант в ней приняты (помимо уже упомянутых): $T_0 = 288$ К ($t_0 = 15$ °С); $p_0 = 101\,325$ Па (760 мм рт. ст.); $h_{0\text{ст}} = 11$ км; $T_{0\text{ст}} = 216,5$ К ($t_{0\text{ст}} = -56,5$ °С); $p_{0\text{ст}} = 22\,690$ Па (170 мм рт. ст.).

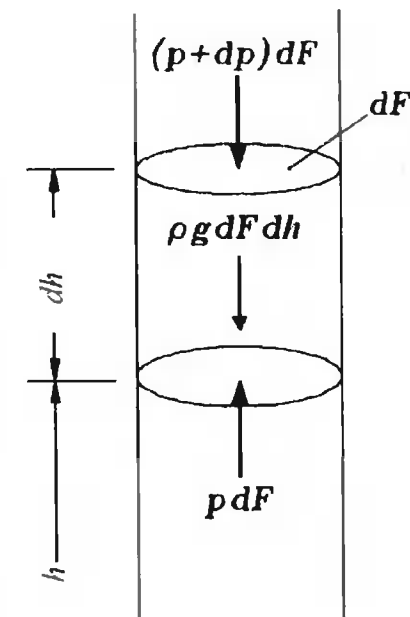


Рис. 1.2. Схема равновесия цилиндрического элемента, выделенного из столба воздуха

Необходимо отметить, что линейный характер изменения температуры по высоте в тропосфере, соответствующий формуле (1.3), получен не только в результате аппроксимации экспериментальных данных, но также вытекает из предположения о влиянии на распределение температуры вертикальных перемещений воздушных масс. Действительно, допустимо считать, что в процессе подъема и опускания воздуха в атмосфере наиболее вероятен политропный характер зависимости температуры от давления. Уравнение политропы

$$pv^n = \text{const} = A$$

можно преобразовать с использованием уравнения состояния (Клапейрона—Менделеева)

$$pv = RT$$

к виду

$$p = \left(\frac{R^n}{A} \right)^{\frac{1}{n-1}} T^{\frac{n}{n-1}}.$$

$$\text{Тогда } dp = \frac{n}{n-1} \frac{R}{v} dT.$$

Подстановка этого выражения в дифференциальное уравнение гидростатики (1.2) с учетом известного соотношения между плотностью ρ и удельным объемом v

$$v = 1/\rho$$

позволяет получить выражение

$$\frac{n}{n-1} R \rho dT = -\rho g dh,$$

или

$$\frac{dT}{dh} = \frac{n-1}{n} \frac{g}{R} = \text{const}.$$

Отсюда следует, что поскольку производная постоянна, сама функция, т.е. зависимость температуры от высоты, должна быть линейной. Градиенту температуры для тропосферы $\alpha = 6,5$ К/км соответствует показатель политропы $n = 1,23$, сравнительно близкий к показателю адиабаты $k = 1,4$. Отличия реальных процессов от адиабатического могут быть объяснены проявлением влияния теплопроводности воздуха, наличием в атмосфере водяных паров (для которых теоретическое значение $\alpha = 6,1$ К/км) и другими факторами.

1.2. ВЛИЯНИЕ ВЫСОТНЫХ ПОЛЕТОВ НА ОРГАНИЗМ ЧЕЛОВЕКА

С ростом высоты, как было показано выше, атмосферное давление понижается. Это является причиной целого ряда неблагоприятных воздействий на человека, но в первую очередь ухудшается обеспечение организма кислородом. Кислород непрерывно участвует во всех жизненно важных процессах и доставляется ко всем органам, тканям и клеткам с помощью систем дыхания и кровообращения. Важно отметить, что в человеческом организме нет сколько-нибудь заметных запасов кислорода. Человек может обходиться без пищи более месяца, без воды — до двух недель, а без кислорода смерть наступает в течение нескольких минут.

При дыхании воздух через носоглотку, трахею и бронхи попадает в легочные альвеолы (диаметром около 0,2 мм), густо оплетенные капиллярными кровеносными сосудами. Через очень тонкие стенки сосудов (0,003...0,004 мм), представляющие собой полупроницаемые мембраны, происходят насыщение крови кислородом O_2 и удаление углекислого газа CO_2 в воздух. Общая поверхность альвеол достигает 90...120 м². Кровь, насыщенная кислородом, доставляет его тканям организма и, обогатившись углекислым газом, вновь поступает в легкие.

Передача кислорода и углекислого газа по всему тракту систем дыхания и кровообращения подчиняется законам диффузии, т.е. происходит под действием разности парциальных давлений. Парциальное давление — это часть общего давления смеси, обусловленная наличием в ней данного компонента (такое давление имел бы газ, входящий в состав смеси, если бы он один занимал объем, равный объему смеси при той же температуре). Сумма парциальных давлений всех компонентов составляет полное давление газовой смеси (закон Дальтона). Следовательно, парциальное давление пропорционально объемной концентрации рассматриваемого вещества. В частности, для кислорода в атмосферном воздухе

$$p_{O_2} = p_h \bar{A}_{O_2} = p_h \frac{O_2}{100}, \quad (1.6)$$

где p_{O_2} — парциальное давление кислорода; p_h — атмосферное давление на рассматриваемой высоте; $\bar{A}_{O_2}$ — объемная концентрация кислорода (в долях единицы); O_2 — процентное содержание кислорода.

Парциальное давление кислорода в альвеолах легких $p_{O_2}^{\text{альв}}$ отличается от парциального давления кислорода в атмосфере в связи с происходящими в альвеолах процессами газообмена:

$$p_{O_2}^{\text{альв}} = (p_h - p_{H_2O}) \frac{O_2}{100} - p_{CO_2}, \quad (1.7)$$

где p_{H_2O} — парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре человеческого тела; p_{CO_2} — парциальное давление углекислого газа.

Из зависимостей (1.6) и (1.7) следует, что с ростом высоты даже при неизменном газовом составе атмосферного воздуха (характерном для го-мосферы) парциальное давление кислорода уменьшается. Это вызывает снижение интенсивности процессов передачи кислорода в организм че-ловека, причем его парциальное давление в альвеолах легких снижается в большей степени, чем в атмосфере. В табл. 1.1 приведены значения пар-циальных давлений кислорода p_{O_2} , углекислого газа p_{CO_2} и водяных паров p_{H_2O} в воздухе органов дыхания, крови и тканях человека в наземных ус-ловиях при атмосферном давлении 101,3 кПа (760 мм рт. ст.) для момента дыхания, соответствующего началу фазы выдоха.

Таблица 1.1

Распределение парциальных давлений кислорода, углекислого газа и водяных паров по тракту газообмена человека

Среда	Парциальное давление, кПа (мм рт. ст.)		
	кислорода	углекислого газа	паров воды
Вдыхаемый воздух	21 (158)	0,03 (0,23)	0,9 (7)*
Выдыхаемый воздух	15,9 (119)	3,6 (27)	4 (30)
Альвеолярный воздух	14...14,7 (105...110)	5,3 (40)	6,25 (47)
Венозная кровь	8 (60)	6...6,7 (45...50)	—
Артериальная кровь	13,3 (100)	5,3 (40)	—
Ткани	1,3...2,7 (10...20)	7,3...8 (55...60)	—

*Соответствует относительной влажности 50 % при 18 °С.

С учетом данных, приведенных в табл. 1.1, формула (1.7) может быть записана в виде

$$p_{O_2}^{альв} = (p_h - 6,25) \frac{O_2}{100} - 5,3, \text{ кПа.} \quad (1.8)$$

При подъеме до высоты не более 2 км человек не испытывает како-го-либо ухудшения самочувствия. С этой точки зрения диапазон высот от 0 до 2 км называют *индифферентной зоной*. На высотах от 2 до 3,5...4 км

насыщение крови кислородом продолжает снижаться, но может быть па-рировано рефлекторным усилением деятельности сердца и легких. Дан-ный диапазон высот называют *зоной полной компенсации*.

На высоте 3,5...4 км парциальное давление кислорода в альвеолярном воздухе становится равным 7,2...6,3 кПа (54...47 мм рт. ст.), и при даль-нейшем увеличении высоты даже в условиях гипервентиляции легких нормальный газообмен нарушается. Эффекты *кислородного голодания* раз-виваются достаточно интенсивно, вплоть до полной потери человеком работоспособности, а нередко и потери сознания, которая у ряда лиц происходит на высотах 5...6 км, а у подавляющего большинства — на вы-сотах 6...7 км. На высотах более 8 км возникают смертельно опасные для человека явления. Следует иметь в виду, что интенсивность кислородного голодания усиливается при выполнении человеком какой-либо работы.

Нормальная жизнедеятельность человека при подъеме на высоту мо-жет быть обеспечена поддержанием парциального давления кислорода в альвеолярном воздухе на уровне $p_{O_2}^{альв} = 14,7$ кПа (110 мм рт. ст.). Техни-чески это можно осуществить путем поддержания соответствующего дав-ления воздуха в окружающей человека среде (в герметической кабине или скафандре) или повышением процентного содержания кислорода во вдыхаемой смеси (применение кислородных приборов).

Требуемое изменение процентного содержания кислорода во вдыхае-мом воздухе по высоте можно рассчитать с помощью формулы (1.8), задав-шись необходимым (например, указанным выше) уровнем $p_{O_2}^{альв}$. В частно-сти, можно установить, что на высоте 10 км необходимо подавать для ды-хания чистый кислород, чтобы обеспечить в альвеолах парциальное давле-ние кислорода, равное 14,7 кПа (110 мм рт. ст.). При дальнейшем подъеме $p_{O_2}^{альв}$ будет снижаться даже при дыхании чистым кислородом. Из физиоло-гических исследований известно, что минимальным парциальным давле-нием кислорода в альвеолах легких, при котором кровь еще насыщается на 80...85 %, является давление 5,5...6,7 кПа (41...50 мм рт. ст.), что соответ-ствует высоте 3,8...4,5 км при дыхании атмосферным воздухом или высоте 12,3...12,8 км, если для дыхания используется чистый кислород.

Понижение атмосферного давления помимо кислородного голодания может вызвать ряд других неблагоприятных эффектов, в числе которых можно назвать высотный метеоризм, аэроземболизм, высотную эмфизему и взрывную декомпрессию.

Высотный метеоризм обусловлен расширением газов в желудочно-ки-шечном тракте (например, при подъеме на высоту 12 км объем газов при свободном расширении должен был бы увеличиться примерно в 5 раз) и проявляется в болевых ощущениях в брюшной полости, подъеме диа-фрагмы, уменьшении емкости легких, изменении положения сердца и других расстройствах.

Аналогичную природу имеют боли, возникающие на барабанных пере-понках (являющихся стенками полостей среднего уха), в придаточных пазу-

хах носа (лобных, верхнечелюстных и т. д.). Причем боли в них могут возникать не только при понижении, но и при повышении давления (уменьшении высоты полета). Основное влияние в данном случае оказывает скорость изменения давления, так как выравнивание перепадов давлений между полостями и окружающей средой происходит через каналы с малым проходным сечением (для полости среднего уха — евстахиевы трубы).

Аэрозэмболизм — высотная декомпрессионная болезнь (ВДБ) — проявляется при подъеме на высоты более 7...8 км и вызывается образованием газовых пузырьков азота, ранее растворенного в крови и других жидкостях организма. В наземных условиях в крови и тканях человека растворено примерно 1...1,5 л азота. При понижении давления растворимость газов в жидкостях уменьшается. Если скорость снижения давления невелика, избыточный азот успевает выделяться в атмосферу через легкие, в противном случае газовые пузырьки образуются в кровеносных сосудах и тканях. Они могут оказывать механическое воздействие на нервные окончания, вызывая ощущения от незначительного зуда до труднопереносимых болей, и закупоривать мелкие кровеносные сосуды, что приводит к нарушениям кровоснабжения со всеми вытекающими последствиями. (Аэрозэмболизм — высотный аналог кессонной болезни водолазов.)

Для профилактики ВДБ можно в течение некоторого времени перед полетом дышать чистым кислородом. При этом происходит освобождение организма от азота (за 15 мин вымывается 1/3 находящегося в организме азота, остальная часть вымывается относительно медленно [4]) и вероятность появления декомпрессионных расстройств существенно снижается. (Заметим, что поддержание в герметической кабине "высоты" не более 8 км полностью защищает экипаж от возникновения ВДБ.)

Высотная тканевая эмфизема возникает при подъемах на высоту более 19 км. На этой высоте вода закипает при температуре человеческого тела (37 °C). А так как человеческий организм примерно на 70 % состоит из воды, то на высотах более 19 км в организме начинается интенсивное образование паровых пузырей. Если воздействию пониженного давления подвергались только кисти рук (испытатели в высотном снаряжении без перчаток), то через 1...3 мин после подъема наблюдалось вздутие тыльной стороны кисти, которое затем распространялось на пальцы и область лучезапястного сустава. Это сопровождалось нарушением точных, координированных движений кистями и пальцами рук, а иногда появлялись болевые ощущения. При быстром спуске на высоты 16...17 км видимые признаки высотной эмфиземы исчезали, однако небольшое расслоение тканей обнаруживалось еще на высоте 8 км, а на высоте 4 км оно полностью исчезало.

Процесс парообразования в живых организмах может наблюдаться не только в подкожной жировой клетчатке, но и в других тканях. Появление газовых пузырей наблюдали в крови, в плевральной полости, в сердце и т.д. Таким образом, пребывание человека на высотах более 19 км в негерметичной кабине без защитного снаряжения смертельно опасно.

Применение герметических кабин на летательных аппаратах позволяет решить практически все проблемы защиты человека от неблагоприятного воздействия высотных (в том числе космических) полетов, но несет в себе потенциальную опасность внезапной разгерметизации. Если такая разгерметизация характеризуется быстрым и значительным падением давления, то она называется *взрывной декомпрессией*. После взрывной декомпрессии организм человека может подвергнуться всем рассмотренным выше неблагоприятным воздействиям высоты: кислородному голоданию, боли в замкнутых и полужамкнутых полостях, аэрозэмболизму, тканевой эмфиземе, снижению температуры, при этом возникает еще одна специфическая опасность — возможность баротравмы легких.

При взрывной декомпрессии давление в легких не может уменьшиться так же быстро, как в окружающей человека среде, и на некоторое время в легких возникает избыточное давление, приводящее к увеличению занимаемого ими пространства. Когда объем легких под действием избыточного давления увеличивается в 2,3...2,5 раза по отношению к объему при нормальном вдохе, возможны внутренние кровоизлияния, а при трехкратном увеличении объема — значительные разрывы легочной ткани, которые могут служить причиной гибели человека из-за газовой эмболии кровеносных сосудов [35, с. 16]. Указанные увеличения объема возникают при избыточном давлении в легких, равном 6,7...10,7 кПа (50...80 мм рт. ст.).

Степень опасности взрывной декомпрессии зависит от уровней начального и конечного давлений, скорости падения давления в окружающей среде, фазы дыхания, размеров голосовой щели, степени напряженности мышц грудной клетки и др. Изучением взрывной декомпрессии занимался французский исследователь Франсуа Виолетт [13]. Результаты его исследований представлены на рис. 1.3 в виде зависимости кратности перепада давлений $F_p = p_k/p_a$ (p_k — начальное давление в кабине; p_a — конечное давление декомпрессии, равное атмосферному) от параметра $F = V/A$ (V — объем кабины; A — площадь отверстия, через которое происходит выход газа из кабины), характеризующего скорость падения давления в кабине. Линия на рис. 1.3 разделяет две зоны — зону, которую следует считать абсолютно

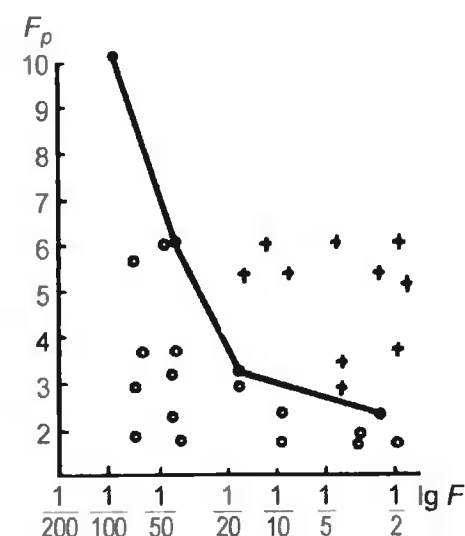


Рис. 1.3. Условия возникновения взрывной декомпрессии: +, ○, ● — точки, соответствующие условиям, вызывающим повреждение, условиям безопасности и предельным условиям

безопасной, и зону, которая недостаточно исследована и часть которой представляет безусловно определенную опасность. Оценивая представленные данные, можно сделать заключение, что во всех случаях, когда отношение $p_h/p_k < 2,3$, т.е. когда объем легких возрастает менее чем в 2,3 раза, взрывная декомпрессия не вызывает повреждения легких. Эта же ситуация возникает при некоторой скорости декомпрессии, когда коэффициент утечки $1/F$ превосходит 100 м^{-1} . При этом давление в легких успевает частично выравниваться с окружающим и не превышает критического значения.

1.3. ВЛИЯНИЕ НА ЧЕЛОВЕКА ТЕПЛОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ И ВЛАЖНОСТИ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

В человеческом организме происходят процессы массоэнергообмена, при которых высвобождается энергия вследствие химического окисления веществ, получаемых с пищей, или окисления собственных органических веществ организма в случае, если суточный рацион не покрывает потребностей энергопотребления. Полученная энергия расходуется в основном на поддержание нормальной температуры тела (37°C) и на выполнение физической работы, к которой относится в том числе и работа, затрачиваемая на поддержание определенного положения тела в гравитационном поле. Исследования показывают, что в общем балансе энергообмена доля, приходящаяся на внешнюю работу, совершаемую человеком, не превосходит в среднем 5 %, в то время как 95 % энергии выделяется в виде теплоты.

Теплообмен между человеческим организмом и окружающей средой происходит с помощью конвекции, испарения, излучения и теплопроводности. Интенсивность протекания этих процессов зависит от многих факторов — температуры, влажности и скорости движения окружающего человека воздуха, температуры ограждающих поверхностей, вида и свойств одежды, характера выполняемой работы и т.п.

Согласно официально принятому в США инженерами-теплотехниками и специалистами по системам кондиционирования воздуха определению [64] под тепловым комфортом подразумевается такое душевное состояние человека, при котором он выражает удовлетворенность микроклиматическими условиями окружающей его среды. Такое очевидно субъективное состояние соответствует полному тепловому равновесию, поддержание которого требует минимальных физиологических усилий, т.е. это состояние, при котором вся метаболическая (т.е. выработанная в организме) теплота быстро передается среде, непосредственно окружающей человека, не вызывая у него каких-либо значительных реакций (потения или озноба). Опыты свидетельствуют, что в состоянии теплового комфорта потребление человеком кислорода минимально (это несомненно важно для космических летательных аппаратов).

Комфортные условия можно получить при различных сочетаниях перечисленных выше параметров, и поскольку их число достаточно велико, наглядное отображение зоны комфорта в двух- или даже трехмерных системах координат невозможно. Поэтому используют различные способы сведения нескольких параметров к одному — эквивалентному параметру (например, эквивалентная, радиационно-эффективная, эквивалентно-эффективная температуры) или строят (иногда с использованием эквивалентных параметров) двумерные графики. В качестве примера можно привести номограмму для определения зимней и летней комфортных зон с использованием эквивалентно-эффективной температуры (рис. 1.4). На этой номограмме отражено влияние трех параметров: температур по сухому и влажному термометрам (которые позволяют определить относительную влажность) совместно со скоростью движения воздуха.

На рис. 1.5 представлены зоны теплового комфорта, конфигурация и расположение которых зависят от температуры и относительной влажности воздуха. В наземных условиях для людей, находящихся в состоянии относительного покоя и одетых в легкую одежду с термическим сопротивлением $0,5 \text{ КЛО}^1$, при давлении воздуха 1 ата (абсолютная атмосфера), т.е. для условий на уровне моря, это зона Б. При изменении скорости движения воздуха возможны другие значения его температуры и влажности, что отображено на графике в виде добавочной зоны температурного комфорта, показанной пунктирными линиями, — зоны В. Левее основной зоны температурного комфорта расположена другая зона, более благоприятная для экипажа, одетого не в обычную, а в теплоизолированную, непроницаемую одежду, применяемую в высокоскоростных летательных

¹ КЛО — условная единица. 1 КЛО соответствует термическое сопротивление, создаваемое обычной комнатной одеждой — нижнее белье, сорочка, костюм, — в которой спокойно сидящий человек ощущает комфорт при температуре помещения 21°C , скорости движения воздуха не более $0,1 \text{ м/с}$ и относительной влажности воздуха примерно 50 %; $1 \text{ КЛО} = 0,1548 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$. С помощью единиц КЛО легко определяются (простым суммированием) теплозащитные свойства одежды (снаряжения), состоящей из нескольких частей, одеваемых друг на друга. Теплозащитные свойства некоторых основных видов одежды в единицах КЛО характеризуются следующими значениями [50, с. 365]:

Вид одежды	Термическое сопротивление, КЛО
Мужская комнатная одежда	1
То же плюс демисезонное пальто	2
Костюм плюс зимнее пальто	3
Морской спасательный костюм	2,5...3,5
Арктическая зимняя одежда	6
Меховой спальник мешок	8...11
Многослойная экранно-вакуумная изоляция (при $p_h < 10^{-4} \text{ Па}$)	15...30

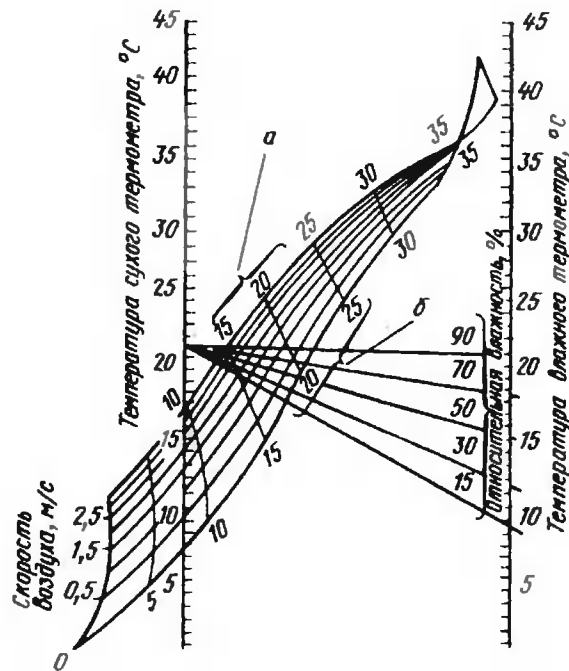


Рис. 1.4. Номограмма для определения эквивалентно-эффективной температуры воздуха [4, с. 52]:

а — зимняя зона комфорта; б — летняя зона комфорта

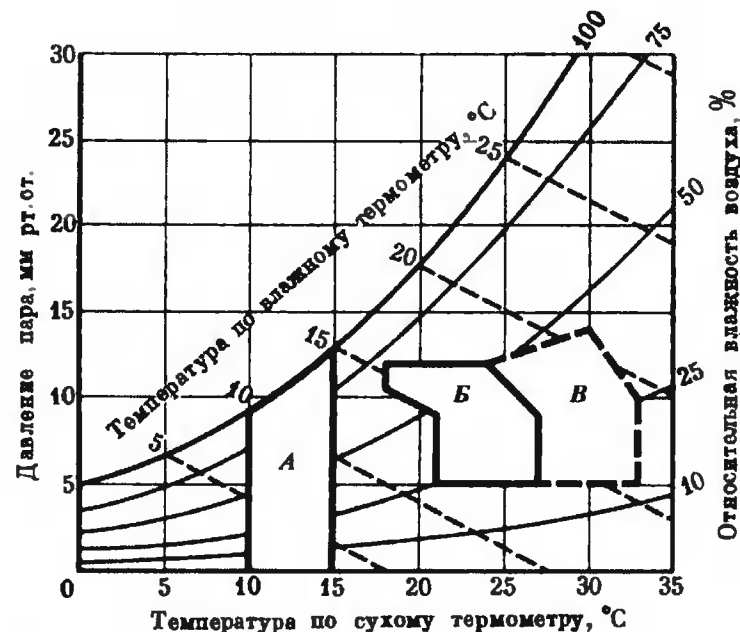


Рис. 1.5. Определение зоны теплового комфорта [5, с. 108]:

А — испытуемый в неventилируемом спасательном костюме или высотном скафандре; Б, В — испытуемый в легкой одежде (с термическим сопротивлением 0,5 КЛО) при скорости циркуляции воздуха 0,1 м/с (Б) и 1,0 м/с (В)

аппаратах, — зона А. За пределами зон температурного комфорта при повышенных температурах и влажности воздуха человек в состоянии сохранять работоспособность в течение какого-то времени, но за счет значительных физиологических усилий в виде повышенной сердечной деятельности и интенсивного потения.

1.4. ТРЕБОВАНИЯ К СОСТАВУ И ЧИСТОТЕ ВОЗДУХА ГЕРМЕТИЧЕСКОЙ КАБИНЫ

Воздух в кабинах летательных аппаратов должен удовлетворять определенным санитарно-гигиеническим требованиям, в частности по содержанию вредных газовых примесей. Согласно Единым нормам летной годности гражданских самолетов (ЕНЛГС) [22] концентрация вредных веществ в воздухе кабины пассажирского самолета не должна превышать (мг/м^3):

окиси углерода	20
окислов азота	5
паров топлива (в пересчете на углерод)	300
ароматических углеводородов	5
паров и аэрозолей синтетических смазочных масел	5
фторорганических соединений	
(в пересчете на фтористый водород)	0,5
формальдегида	0,5
альдегидов (суммарно)	0,6

На высотах более 7 км при продолжительности полета до 3 ч, включая время набора высоты и снижения, средневзвешенная концентрация озона O_3 в воздушной среде кабины не должна превышать $0,2 \text{ мг/м}^3$; при продолжительности полета более 3 ч — $0,1 \text{ мг/м}^3$. Не допускается присутствие в воздухе кабины других вредных веществ, влияющих на работоспособность и здоровье экипажа и пассажиров.

Вредные газовые примеси поступают в кабину от людей (членов экипажа и пассажиров), они являются основными источниками загрязнения воздуха. В процессе жизнедеятельности человек выделяет более 400 химических соединений, в том числе с выдыхаемым воздухом в окружающую среду поступает 149 веществ, с поверхности кожи — 271. Количество выделяемых человеком веществ весьма изменчиво и зависит от индивидуальных особенностей организма, питания, двигательной активности, возраста и некоторых других факторов. В наибольших количествах выделяются такие вещества, как аммиак, ацетон, альдегиды, жирные кислоты, окись углерода, углеводо-

роды, углекислый газ. Токсикологическая значимость выделяемых соединений неодинакова.

Вредные газовые примеси могут поступать в воздух кабины ЛА также в результате газовой выделений элементов ее конструкции (воздухораспределительных решеток, ковровых дорожек, обивки кресел, стен, различных предметов интерьера салона и т.п.), выполненных из неметаллических материалов или имеющих неметаллические покрытия. В нормальных условиях поступление вредных примесей от этих источников достаточно низкое и имеет значение только при возгорании.

Необходимый газовый состав воздуха обеспечивается посредством вентиляции кабины атмосферным воздухом, при этом концентрация выделяемых вредных примесей уменьшается за счет добавления к воздуху кабины чистого воздуха. Однако подаваемый в кабину воздух можно назвать чистым лишь условно. Во-первых, атмосферный воздух может содержать выбросы промышленных предприятий или транспорта, дым и т.д. Во-вторых, вентиляция кабин осуществляется воздухом, отбираемым от компрессоров авиационных двигателей. Загрязнение этого воздуха может произойти в результате попадания паров топлива или продуктов термодеструкции горюче-смазочных материалов. Концентрация вредных веществ существенно зависит от времени эксплуатации силовых установок. Подача в кабину воздуха с концентрацией вредной примеси выше ее предельно допустимого значения совершенно недопустима.

Расчет расхода воздуха, необходимого для вентиляции кабины, производится исходя из условия разбавления подаваемым в кабину воздухом вредных примесей, выделяющихся внутри кабины, до достижения их предельно допустимых концентраций. В случае присутствия в воздухе кабины двух или нескольких веществ одностороннего биологического воздействия сумма отношений фактических концентраций каждого из них к их предельно допустимым концентрациям не должна быть больше единицы.

Расчет вентиляции производят по веществу, которое принято в качестве критерия чистоты воздуха. Исследования показали, что в помещениях, где находятся люди, причиной их плохого самочувствия является накопление в воздухе антропоксинов — продуктов жизнедеятельности человека. Спектр веществ, выделяемых человеком в процессах жизнедеятельности, широк, и в качестве критерия чистоты воздуха могут быть предложены различные химические соединения.

Чаще всего для расчета воздухообмена в жилых и общественных зданиях, транспортных средствах в качестве гигиенического норматива чистоты воздуха используется концентрация углекислого газа CO_2 . В данном случае углекислый газ является косвенным показателем загрязнения воздушной среды летучими продуктами жизнедеятельности человека, содержащимися в выдыхаемом воздухе, поте, выделениях с поверхности тела и

одежды. Предельно допустимая концентрация углекислого газа (3 %, 54 мг/м³) существенно превышает его концентрацию, принятую в качестве гигиенического норматива. Являясь не самым токсичным из продуктов жизнедеятельности, углекислый газ выделяется человеком в наибольших количествах — до 20 л/ч (≈ 40 г/ч). Его концентрация в выдыхаемом воздухе доходит до 7020 мг/м³, в то время как концентрация аммиака — до 2 мг/м³, ацетона — до 0,92 мг/м³, окиси углерода — до 50 мг/м³. При отсутствии вентиляции достижение концентрацией CO_2 значения, принятого в качестве гигиенического норматива, происходит существенно быстрее, чем концентрациями других, более токсичных веществ их предельно допустимых концентраций.

В качестве критерия чистоты воздуха для жилых и общественных зданий приняты следующие значения концентрации углекислого газа: 0,1 % (по объему) для помещений с постоянным пребыванием людей; 0,125 % для помещений с периодическим пребыванием людей; 0,2 % для помещений с кратковременным пребыванием людей. Такие же значения приняты при расчете судовых СКВ. Для сравнения можно указать, что допустимая концентрация углекислого газа в обитаемых отсеках ЛА 0,3 %, на подводных лодках 0,5 %. Указанные значения объемной концентрации являются средневзвешенными, т.е. рассчитаны при условии равномерного распределения газовой примеси по объему.

Допустимые значения концентрации углекислого газа в кабинах самолетов в настоящее время не нормированы, но в ЕНЛГС [22] указано, что расход подаваемого в кабину воздуха при половине отказавших источников надува должен быть не менее 12 кг/ч на одного пассажира и 24 кг/ч на одного члена экипажа. Эти значения расхода соответствуют средневзвешенной концентрации углекислого газа не более 0,25 и 0,14 % соответственно, что при штатной работе СКВ дает такие же значения гигиенического норматива, как и для общественных зданий и морских и речных судов.

Анализ данных, приведенных в табл. 1.2, показывает, что в пассажирских самолетах значения подачи воздуха, определенные из условия поддержания заданного теплового режима в ГК, обычно превышают значения, необходимые для обеспечения требуемого газового состава воздуха.

Таблица 1.2

Характеристика вентиляции кабин некоторых пассажирских самолетов

Марка самолета	Ил-62	Ил-86	Ил-96	Ту-134	Ту-154	Ту-204	Ан-24	Як-40	Як-42
Подача воздуха на пассажира, кг/ч	36	40	25,7*	27...30	25...30	30*	24	28...33	37,5
*СКВ с частичной рециркуляцией кабинного воздуха.									

Кроме газового состава, давления и температуры воздуха необходимо учитывать также и гигиенические свойства воздуха, которые характеризуются соотношением положительных и отрицательных аэроионов. На организм человека благоприятное влияние оказывает воздух, в котором отрицательно заряженных частиц несколько больше, чем заряженных положительно.

При применении гермокабины (ГК) с регенерацией возможно использование различных газовых смесей. Так, первые модификации обитаемого отсека космического корабля "Аполлон" имели чисто кислородную атмосферу (с давлением в кабине 258 мм рт. ст.), которая впоследствии была заменена атмосферой, состоящей из 60 % кислорода и 40 % азота, при этом обеспечивалось парциальное давление кислорода, соответствующее высоте 1300 м. Наряду с азотом в качестве нейтрального газа может быть использован гелий. Возможность пребывания человека в кислородно-гелиевой атмосфере экспериментально доказана. Для длительного полета считается необходимым создание в ГК привычной для человека кислородно-азотной атмосферы с нормальным давлением.

Часть II

ОСНОВНЫЕ АГРЕГАТЫ АВИАЦИОННЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА (СКВ)

Глава 2

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Теплообменным аппаратом (теплообменником) называется агрегат, в котором происходит процесс передачи теплоты от среды с большей температурой к среде с меньшей температурой.

В СКВ применяются следующие типы теплообменников:

воздухо-воздушные (ВВТ);

топливовоздушные (ТВТ), в которых охлаждение воздуха происходит с помощью топлива, подаваемого из баков в двигатели самолета;

испарительные, в которых охлаждение воздуха происходит в результате изменения агрегатного состояния хладоносителя (воды, водоспиртовых смесей, сжиженных газов и т.п.).

Анализ современных СКВ показывает, что масса теплообменников на некоторых самолетах достигает 30 % массы системы.

Авиационные теплообменники характеризуются максимальной интенсификацией теплообмена, минимальными габаритными размерами и гидравлическим сопротивлением. Это обуславливает применение в их конструкции тонкостенных элементов и, следовательно, усложнение технологии изготовления.

В зависимости от направления относительного движения теплоносителей теплообменники бывают прямоточные, противоточные и перекрестноточные. В прямоточных теплообменниках тепло- и хладоносители движутся параллельно в одном направлении друг с другом, поэтому разность температур по длине теплопередающей поверхности уменьшается (один поток охлаждается, а другой — нагревается); этот тип теплообменников наименее эффективен. В противоточном теплообменнике потоки движутся навстречу друг другу, при этом разность температур мало изменяется и теоретически можно охладить теплоноситель до входной температуры хладоносителя. Однако реализовать конструкцию противоточного компактного авиационного

теплообменника не всегда удается. Поэтому на практике очень часто применяют перекрестноточные многоходовые теплообменники. В перекрестноточном многоходовом теплообменнике (при двух-трех ходах) удается обеспечить практически ту же эффективность, что и в противоточном. Обобщенной характеристикой совершенства теплообменника является его эффективность, или температурный КПД η , представляющий собой отношение количества переданной теплоты Q к максимально возможному ее значению $Q_{\max}$. Выразив Q и $Q_{\max}$ через принятые в теплотехнике водяные эквиваленты $w = Gc_p$ и температуры потоков, имеем

$$\eta = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{(Gc_p)_{\text{гор}}(t_{\text{гор1}} - t_{\text{гор2}})}{(Gc_p)_{\text{мин}}(t_{\text{гор1}} - t_{\text{хол1}})} = \frac{w_{\text{гор}}(t_{\text{гор1}} - t_{\text{гор2}})}{w_{\text{мин}}(t_{\text{гор1}} - t_{\text{хол1}})}, \quad (2.1)$$

где G — расход; c_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении; индексы "1" и "2" относятся к входу и выходу горячего (гор) и холодного (хол) теплоносителей соответственно; $w_{\text{мин}}$ — минимальное из двух (по холодной или горячей линии) значений водяного эквивалента.

Эффективность теплообменника зависит от относительного движения теплоносителей, отношения водяных эквивалентов и совершенства теплообменной поверхности, выражаемой числом единиц переноса теплоты Π , которое определяется как

$$\Pi = \frac{1}{w_{\text{мин}}} \int k_r dF = \frac{k_{\text{т.ср}} F}{w_{\text{мин}}}, \quad (2.2)$$

где k_r — коэффициент теплопередачи от одного теплоносителя к другому; F — площадь теплообменника.

Современные теплообменники характеризуются значениями коэффициента теплопередачи $k_{\text{т.ср}} = 75 \dots 140 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [15]. Эффективность теплообменника $\eta = 0,5 \dots 0,95$ и зависит в основном от его конструкции и соотношения водяных эквивалентов холодного и горячего потоков.

Одно и то же значение эффективности теплообменника может быть достигнуто либо увеличением числа Π , что приводит к увеличению площади теплообмена F , а следовательно, массы и объема теплообменника, либо увеличением расхода по холодной линии (водяного эквивалента $w_{\text{хол}}$), при этом установочная масса системы уменьшится, а стартовая масса, определение которой дано в гл. 13, увеличится. Для авиационных теплообменников наиболее типичными являются соотношения водяных эквивалентов $w_{\text{хол}}/w_{\text{гор}} = 2 \dots 3$.

Выбор размеров теплообменника производится в каждом конкретном случае с учетом условий его компоновки на самолете.

По конструктивному оформлению теплопередающей поверхности теплообменники можно разделить на две группы: трубчатые и пластинчатые.

В трубчатых теплообменниках (см. рис. 2.8) горячий воздух высокого давления проходит внутри трубок, а хладоноситель — между трубок.

Большое распространение благодаря высокой интенсификации теплообмена, компактности и простоте изготовления получили пластинчато-ребристые теплообменники.

В пластинчато-ребристых теплообменниках теплопередающая поверхность (рис. 2.1) состоит из плоских листов, между которыми располагаются гофрированные листы. Гофры, соединяя плоские листы в монолитную конструкцию, выполняют роль ребер, значительно увеличивающих теплопередающую поверхность и повышающих прочность теплообменника.

Алюминиевые пластинчато-ребристые теплообменники применяются при температурах теплоносителей, не превышающих 230°C . При больших температурах применяются в основном стальные трубчатые конструкции. В настоящее время изготавливают и стальные пластинчато-ребристые теплообменники, но они имеют значительно большую по сравнению с трубчатыми массу. Анализ масс существующих алюминиевых пластинчатых теплообменников показывает, что их масса, отнесенная к площади теплопередающей поверхности, составляет $1,2 \dots 1,8 \text{ кг}/\text{м}^2$, причем большее значение относится к меньшим по размеру теплообменникам.

Совершенствование технологии изготовления и сборки пластинчато-ребристых теплообменников позволяют получать частично противоточную схему движения теплоносителей и в одноходовых пакетах. На рис. 2.2 показан фрагмент чертежа так называемого Z-образного теплообменника, где видно, что тонкостенные гофры в канале охлаждаемого воздуха разрезаны и уложены таким образом, чтобы на части хода получился противоток с продувочным воздухом. Более высокую долю противоточного движения удастся получить, выполнив U-образную схему раскладки гофров для каждого из теплоносителей.

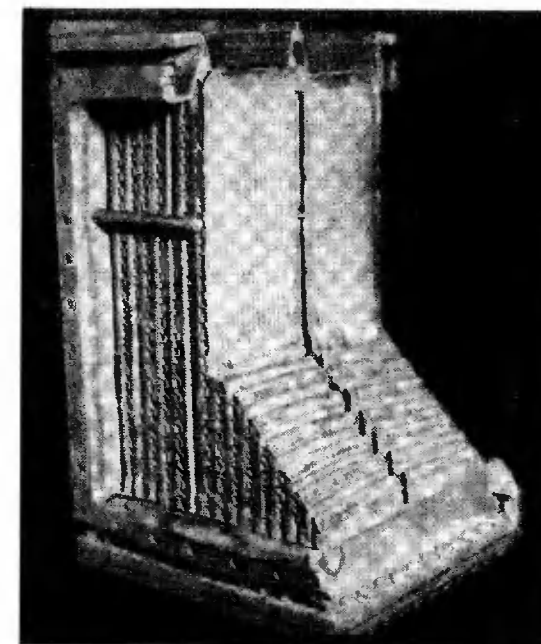


Рис. 2.1. Теплопередающая поверхность пластинчато-ребристого теплообменника

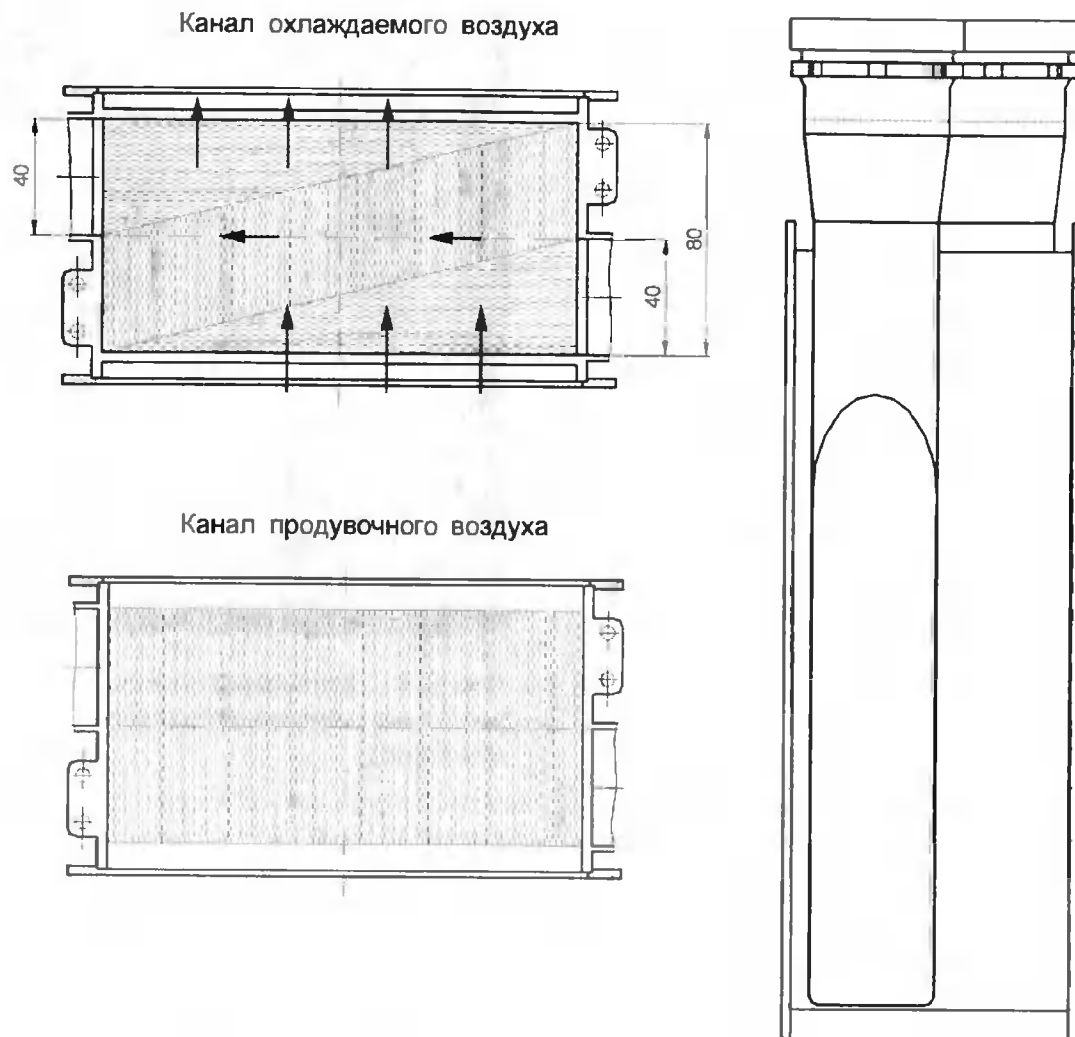


Рис. 2.2. Фрагмент чертежа Z-образного теплообменника

2.1. ВОЗДУХО-ВОЗДУШНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Охлаждение воздуха, отбираемого от компрессора двигателя, происходит за счет передачи теплоты окружающей атмосфере. Наиболее распространен компактный ВВТ, в котором теплота отводится к специально организованному потоку продувочного воздуха. На рис. 2.3, а показана часто встречающаяся схема продува ВВТ с помощью вентилятора турбохолодильника. В этой схеме вентилятор обеспечивает продувку теплообменника при стоянке самолета и его рулежке по аэродрому, а в полете основным побудителем движения продувочного воздуха становится скоростной напор. Вентилятор во время полета может оказаться "узким местом", ограничивающим расход и не позволяющим достигнуть максимально возможной эффективности ВВТ. Для преодоления данного недостатка схема может быть модернизирована введением обводной линии (вокруг вентилятора),

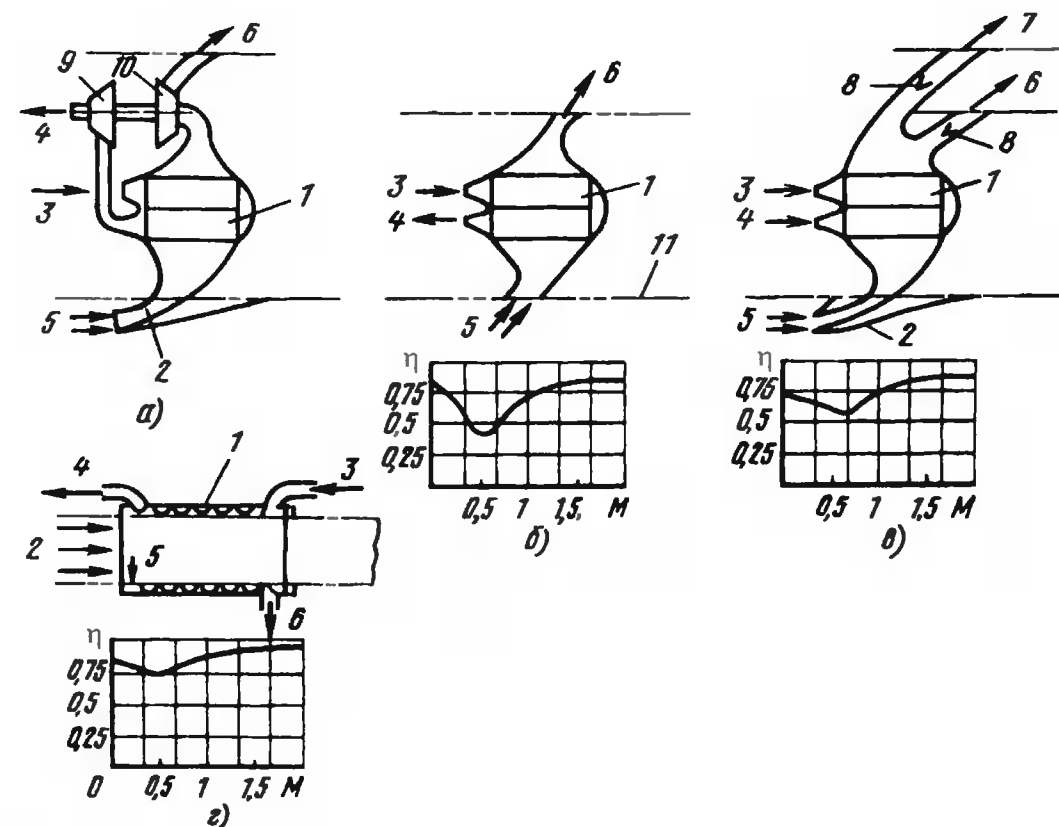


Рис. 2.3. Схемы продувки ВВТ:

а — продувка вентилятором; б — продувка воздухом из канала воздухозаборника; в — комбинированная продувка; г — продувка в канальном теплообменнике; 1 — ВВТ; 2 — воздухозаборник; 3, 4 — входной и выходной патрубки охлаждаемого воздуха; 5...7 — входной и выходной патрубки охлаждающего воздуха; 8 — обратный клапан; 9 — турбина; 10 — вентилятор; 11 — стенка канала воздухозаборника

соединяющей выходную полость теплообменника через обратный клапан с атмосферой. Увеличивая расход продувочного воздуха, удается получить коэффициент эффективности радиатора $\eta = 0,8...0,85$.

На сверхзвуковых самолетах установка вентилятора в линии продувочного воздуха за ВВТ приводит к воздействию (через корпус вентилятора) на турбохолодильник высоких температур (более 250°C при числе $M > 2$). На таких самолетах для продувки ВВТ иногда используют воздух из канала воздухозаборника двигателя (рис. 2.3, б). В этой схеме продувка ВВТ обеспечивается на малых скоростях полета ($M < 0,5$) благодаря разрежению, а при больших скоростях — за счет избыточного давления в канале воздухозаборника. Характер изменения давления в канале показан на рис. 2.4.

На схеме, приведенной на рис. 2.3, в, показан продув за счет скоростного напора и выхода воздуха либо в атмосферу, либо в канал воздухозаборника двигателя в зависимости от того, где в данный момент установилось меньшее давление. Автоматическое переключение направления пото-

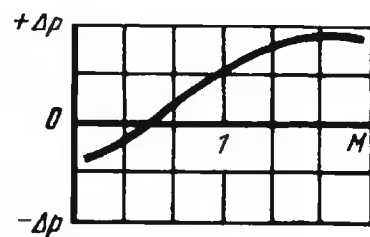


Рис. 2.4. Характер изменения давления воздуха в канале воздухозаборника в зависимости от числа M

этом коэффициент лобового сопротивления c_x самолета увеличивается. Для компенсации увеличения c_x затрачивается дополнительное топливо.

В гл. 13 определено понятие стартовой массы, в основе которого лежит идея о неэквивалентности установочной массы системы или агрегата с суммарной затратой массы на самолете, учитывающей расход топлива на работу этой системы или агрегата и на транспортировку их на борту ЛА. Так, например, для работы ВВТ необходимо из общего потока отобрать какую-то часть воздуха, изменить направление его скорости и саму величину скорости, нагреть этот поток и выпустить в атмосферу. По оценке, приведенной в работе [61], стартовая масса отбора воздуха может превышать массу теплообменника в 20 раз. Отсюда вытекает важность оптимального выбора параметров теплообменника.

2.2. КАНАЛЬНЫЕ ВОЗДУХО-ВОЗДУШНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Вместо компактных теплообменников на некоторых самолетах применяются поверхностные — каналные теплообменники (см. рис. 2.3, *з*), в которых стенка канала воздухозаборника представляет собой теплопередающую поверхность. Эта поверхность обдувается воздухом, поступающим в двигатель самолета. Вследствие большого расхода воздуха в канале (50...200 кг/с) происходит интенсивная теплопередача и величина $\eta_{\text{ВВТ}} = 0,95$. Сложность компоновки самолета с таким радиатором (длина радиатора для СКВ с расходом 2500 кг/ч должна составлять около 1,5 м) и большая масса теплообменника не позволяют его применять на любом самолете.

Канальный теплообменник (рис. 2.5) выполняется из тонких стальных (X18H9T) листов, соединенных роликовой сваркой, и состоит из внутренней обечайки 1, к которой с помощью роликовой сварки присоединен гофрированный лист 2. По каналам, образованным внутренней обечайкой и гофрированным листом, через входной и выходной коллекторы проходит горячий воздух. Между гофрированным листом и внеш-

ка осуществляется достаточно просто с помощью имеющихся в обеих ветвях обратных клапанов. На некоторых самолетах в выходном патрубке ВВТ размещают эжектор, который создает разрежение в патрубке и обеспечивает необходимый расход холодного воздуха.

Из рассмотренных схем установки компактного ВВТ видно, что охлаждение горячего воздуха происходит вследствие нагрева заборного воздуха, поступающего из атмосферы через воздухозаборник. Заборный воздух тормозится, нагревается и выбрасывается в атмосферу, при

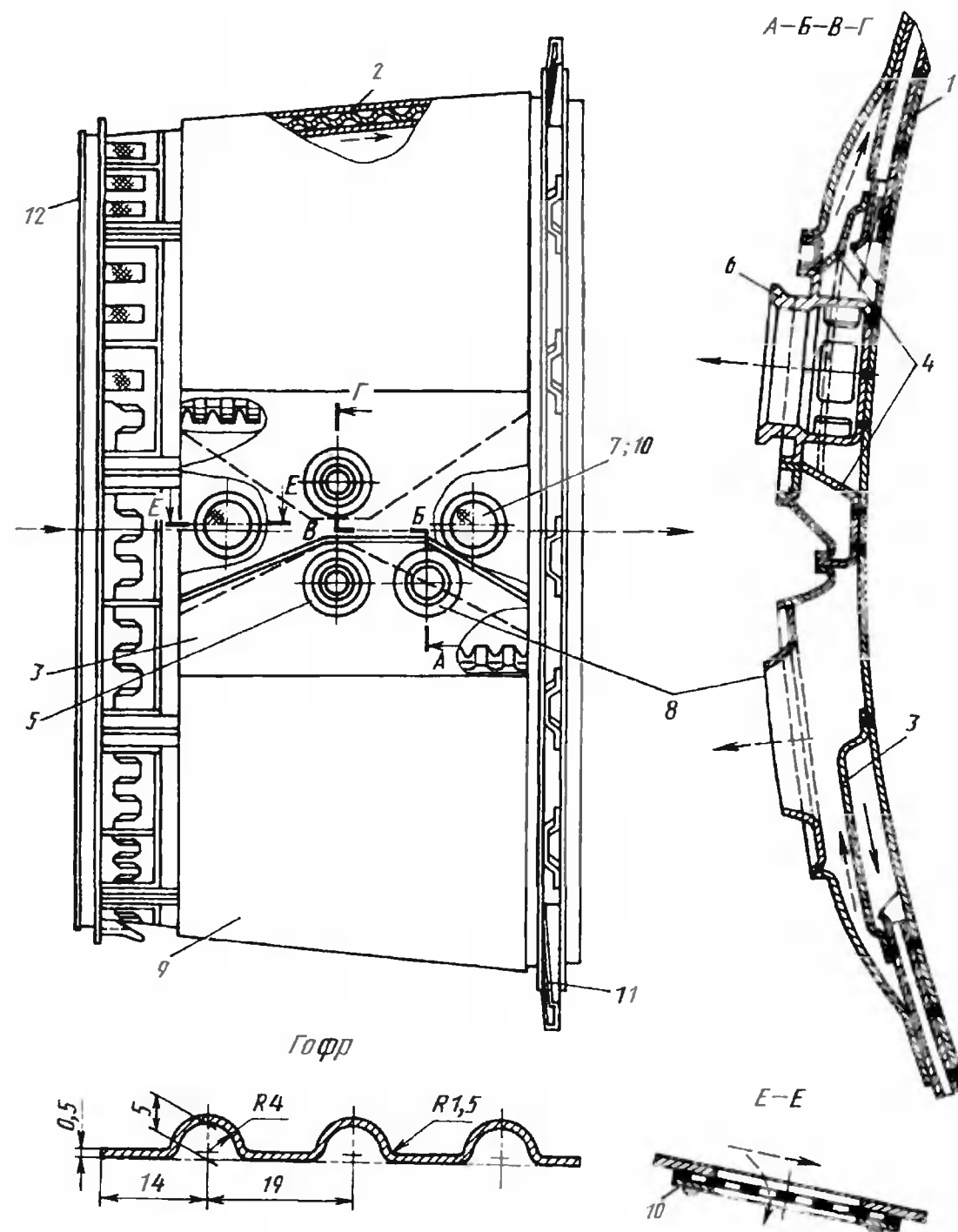


Рис. 2.5. Канальный ВВТ:

1 — внутренняя обечайка; 2 — гофрированный лист (гофр); 3 — входной коллектор; 4 — выходной коллектор; 5, 6 — входной и выходной патрубки горячего воздуха соответственно; 7, 8 — входное и выходное отверстия для дополнительного продувочного воздуха соответственно; 9 — внешняя обечайка; 10 — защитная сетка; 11 — фланец стыковки с двигателем; 12 — фланец стыковки с каналом

ней обечайкой дополнительно проходит продувочный воздух, отводимый из канала воздухозаборника и выпускаемый в атмосферу.

Охлаждение горячего воздуха в основном происходит через внутреннюю обечайку в результате передачи теплоты воздуху, поступающему в ТРД. Добавочное охлаждение горячего воздуха осуществляется через гофрированную поверхность продувочным воздухом, проходящим по гофрам под наружной обшивкой.

2.3. ТОПЛИВОВОЗДУШНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Увеличение тепловых нагрузок на СКВ привело к использованию теплоемкости топлива при охлаждении горячего воздуха в теплообменнике. Применение топливного теплообменника ограничивается температурой воздуха на входе. При соприкосновении топлива с поверхностью, нагретой до температуры 250 °С, при недостаточном расходе возможно образование в топливе продуктов разложения, загрязнение теплопередающей поверхности и засорение топливных фильтров, поэтому необходимо производить тщательный расчет температуры теплообменной поверхности.

К конструкции и технологии изготовления ТВТ предъявляются повышенные требования по обеспечению герметичности топливной и воздушной полостей. Проникновение воздуха в топливо и топлива в воздух одинаково недопустимо. Для предотвращения взаимного проникновения теплоносителей некоторые конструкции теплообменников имеют промежуточную полость — буферную зону. Буферная зона создается перемычками между разделительными поверхностями. Образовавшаяся полость соединяется с атмосферой. Теплопередача осуществляется благодаря теплопроводности перемычек. Эту полость можно использовать и для охлаждения третьего теплоносителя — антифриза системы охлаждения радиооборудования. На рис. 2.6 показаны две возможные схемы включения ТВТ в топливную магистраль. При схеме а ТВТ устанавливается параллельно основной топливной магистрали, из которой дополнительным насосом топливо с нужным расходом подается в ТВТ. Здесь топливо нагревается и затем возвращается в магистраль, в трубопроводе оно сме-

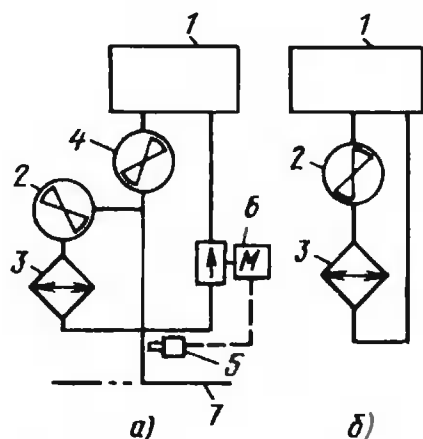


Рис. 2.6. Схемы подачи топлива в ТВТ:

а — теплое топливо поступает в трубопровод; б — теплое топливо поступает в расходный бак; 1 — топливный бак; 2 — дополнительный топливный насос; 3 — ТВТ; 4 — основной топливный насос; 5 — термopара; 6 — кран перепуска; 7 — двигатель

душной полостей. Проникновение воздуха в топливо и топлива в воздух одинаково недопустимо. Для предотвращения взаимного проникновения теплоносителей некоторые конструкции теплообменников имеют промежуточную полость — буферную зону. Буферная зона создается перемычками между разделительными поверхностями. Образовавшаяся полость соединяется с атмосферой. Теплопередача осуществляется благодаря теплопроводности перемычек. Эту полость можно использовать и для охлаждения третьего теплоносителя — антифриза системы охлаждения радиооборудования. На рис. 2.6 показаны две возможные схемы включения ТВТ в топливную магистраль. При схеме а ТВТ устанавливается параллельно основной топливной магистрали, из которой дополнительным насосом топливо с нужным расходом подается в ТВТ. Здесь топливо нагревается и затем возвращается в магистраль, в трубопроводе оно сме-

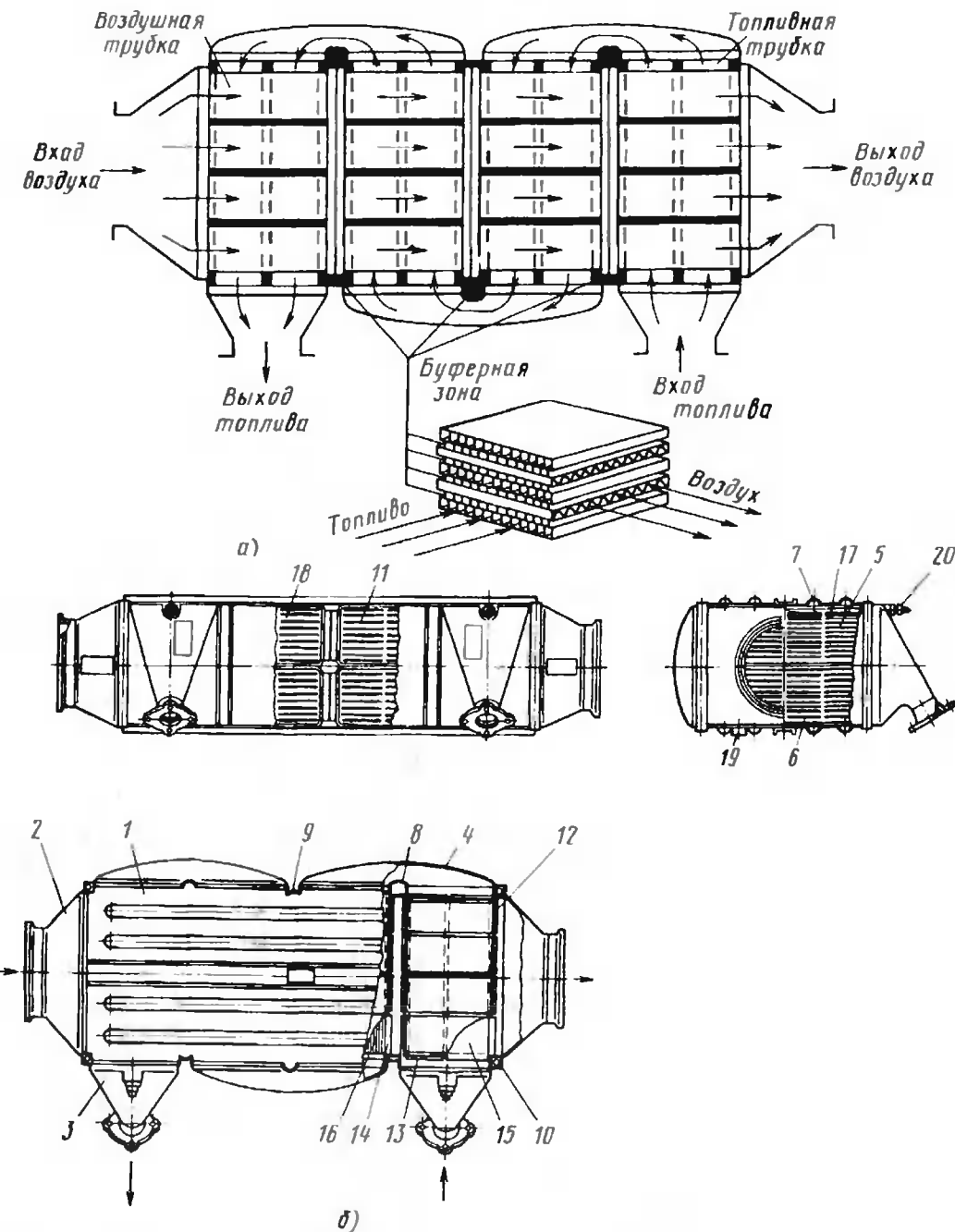


Рис. 2.7. Пластинчато-ребристый перекрестно-противоточный четырехходовой ТВТ с буферной зоной:

а — схема; б — конструкция теплообменника; 1 — корпус; 2 — воздушный патрубок; 3 — топливный патрубок; 4 — межходовая крышка; 5, 6 — теплообменная секция; 7 — боковина; 8, 9 — профиль; 10 — кронштейн крепления; 11 — теплообменный блок; 12 — воздушные трубные доски; 13 — топливные трубные доски; 14 — воздушные трубки; 15 — топливные трубки; 16 — буферные пластины; 17 — треугольный гофр воздушных трубок; 18 — прямоугольный гофр топливных трубок; 19 — дренажный штуцер буферной зоны; 20 — дренажный штуцер топливной полости

шивается с холодным топливом, после чего поступает для сжигания в двигатель.

При схеме *б* топливо, нагретое в ТВТ, возвращается в расходный бак, разогревая топливо в баке.

На рис. 2.7 показаны схема (*а*) и конструкция (*б*) пластинчато-ребристого перекрестно-противоточного ТВТ с буферной зоной.

Другой разновидностью конструктивного исполнения ТВТ является трубчатая конструкция, изображенная на рис. 2.8.

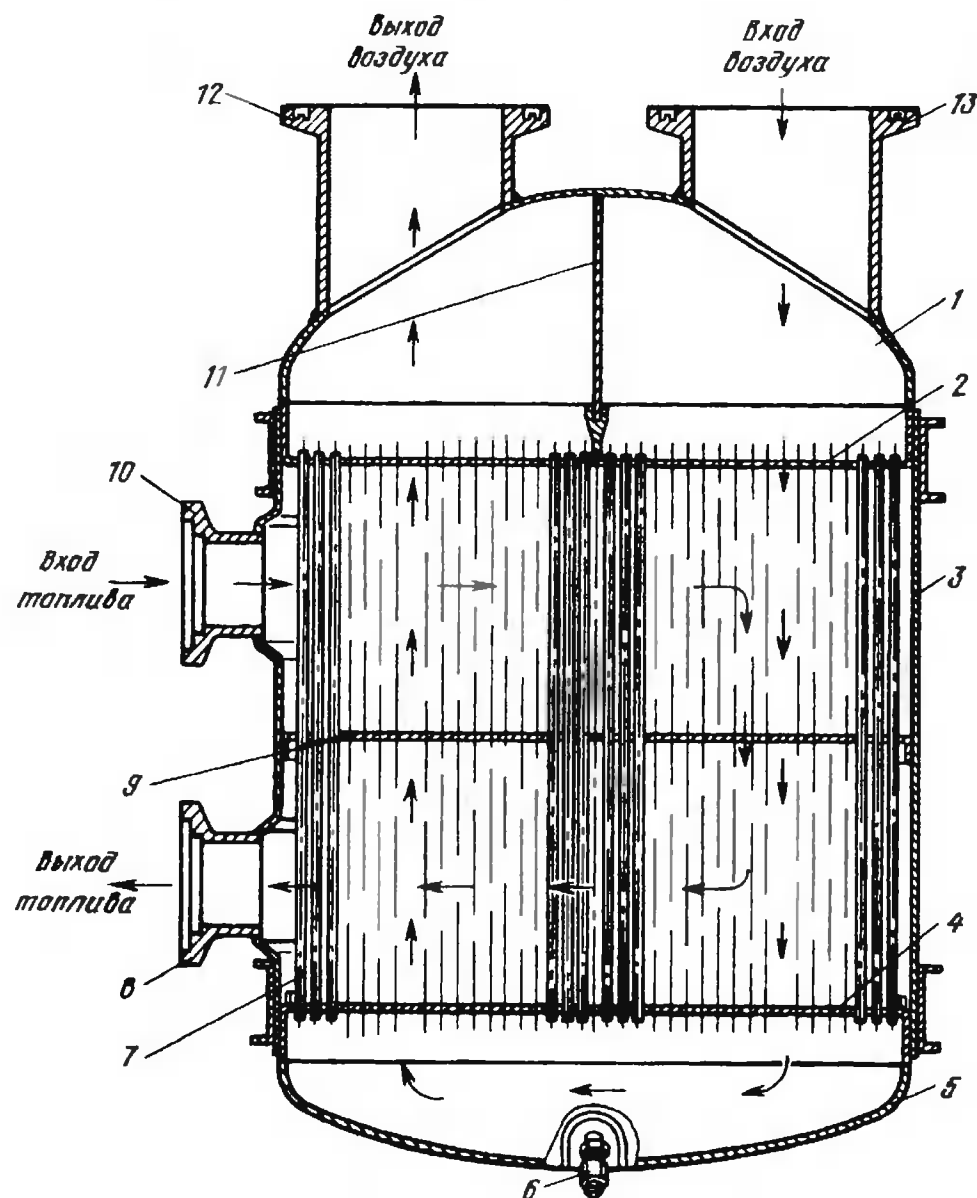


Рис. 2.8. Трубчатый ТВТ:

1, 5 — крышка; 2, 4 — трубные доски; 3 — корпус; 6 — дренажный штуцер; 7 — трубка; 8, 10 — топливный патрубок; 9, 11 — перегородка; 12, 13 — воздушный патрубок

2.4. ВОЗДУХО-ЖИДКОСТНЫЕ ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

Использование скрытой теплоты парообразования является одним из широко применяемых способов охлаждения воздуха в СКВ. В настоящее время многие скоростные самолеты в составе СКВ имеют воздушно-водяные или воздушно-водоспиртовые испарительные теплообменники. В испарительных теплообменниках охлаждаемый воздух, проходя по каналам, передает теплоту жидкости через стенки. Жидкость нагревается и при достижении насыщения при данном давлении начинает кипеть, интенсивно испаряясь. Воздушно-водяные испарительные теплообменники имеют коэффициент эффективности $\eta = 0,85...0,9$.

Наибольшее распространение в качестве хладагента получила вода. Она имеет крупный недостаток — замерзание при отрицательных температурах, однако ее дешевизна, большая теплота парообразования заставляют конструкторов находить способы защиты конструкции от разрушения при замерзании воды.

Для борьбы с замерзанием воды в испарительном теплообменнике иногда в воду добавляют 30 % этилового спирта. При этом температура замерзания понижается до -45°C , теплота парообразования смеси уменьшается до

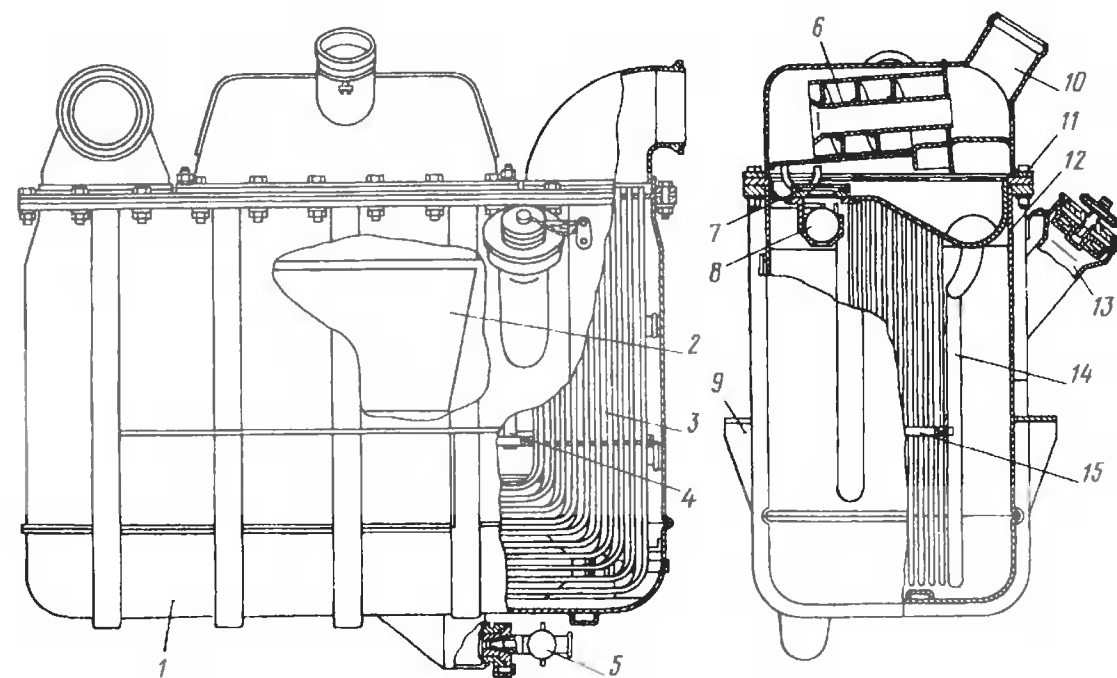


Рис. 2.9. Трубчатый водовоздушный испарительный теплообменник:

1 — корпус; 2 — предохранительный конус; 3 — пакет теплообменных трубок; 4 — стойка; 5 — сливной кран; 6 — сепарирующее устройство; 7 — седло клапана; 8 — шариковый клапан; 9 — кронштейн; 10 — паровой патрубок; 11 — фланец; 12 — короб; 13 — заливной штуцер; 14 — трубка; 15 — перегородка

$r = 1930$ кДж/кг (при давлении $p = 20$ кПа), а общий запас жидкости увеличивается на 20...25 %. Это увеличение массы жидкости заставляет конструкторов стремиться применять чистую воду ($r = 2500$ кДж/кг) и защищать конструкцию подогревом воды, теплоизоляцией трубопроводов и т.д.

На рис. 2.9 показаны общий вид и конструкция трубчатого водовоздушного испарительного теплообменника.

В некоторых конструкциях испарительных теплообменников поддерживается постоянный уровень испаряющейся жидкости подпиткой жидкостью из дополнительного бака. В этих целях в конструкцию испарителя вводится регулятор уровня, представляющий собой поплавок и запорное устройство.

Для понижения выходной температуры воздуха на паровом патрубке можно установить эжектирующее устройство, которое под действием скоростного напора забортного воздуха создаст разрежение в корпусе теплообменника и понизит температуру кипения.

2.5. ВОЗДУХО-ВОДОВОЗДУШНЫЕ ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ (ВВИТ)

В целях повышения эффективности охлаждения горячего воздуха в испарительных теплообменниках и уменьшения выходной температуры в ряде систем применяется охлаждение за счет увлажнения продувочного воздуха посредством впрыска в него воды. Испарение воды в потоке воздуха приводит к существенному снижению его температуры.

В качестве испарительного теплообменника с впрыском (рис. 2.10) применяют обычные ВВИТ, как пластинчато-ребристые, так и трубчатые. Во входном патрубке продувочной линии устанавливается форсунка, через которую впрыскивается вода или водоспиртовая смесь. Расход жидкости зависит от тепловой нагрузки на теплообменник, температуры продувочного воздуха и выходной температуры горячего воздуха, как правило, выше 45 °С.

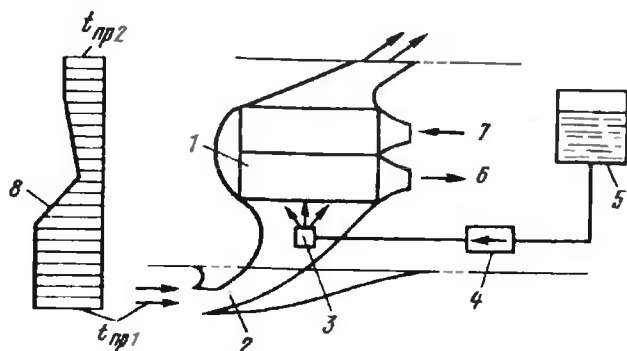


Рис. 2.10. Схема продувки воздушно-водовоздушного испарительного теплообменника: 1 — теплообменник; 2 — воздухозаборник; 3 — форсунка; 4 — запорный кран; 5 — водяной бак; 6 — охлажденный воздух; 7 — горячий воздух; 8 — эпюра температуры продувочного воздуха $t_{пр}$

2.6. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛООБМЕННИКА-КОНДЕНСАТОРА

Теплообменник-конденсатор применяется для выделения влаги из воздуха в линии высокого давления до турбины турбохолодильника и включается в систему по схеме "петля" (рис. 2.11). После дополнительного сжатия воздуха в компрессоре 3 и охлаждения в ВВИТ 6 сжатый воздух подается в горячий тракт конденсатора 1. В результате отвода от него теплоты при переходе точки росы происходит капельная конденсация влаги на стенках каналов.

Образующиеся капли выносятся из конденсатора и улавливаются влагоотделителем 5. Далее сжатый воздух поступает на турбину 2 турбохолодильника для его охлаждения за счет газодинамического расширения. В проточной части турбины происходят процессы гомогенной конденсации паров воды, а также дробления лопатками турбины капельной влаги, не уловленной влагоотделителем 5. В итоге на выходе турбины образуется аэрозольный туман с каплями диаметром 0,1...15 мкм. При попадании этого тумана в холодный тракт конденсатора 1 по мере увеличения температуры воздуха происходит практически адиабатическое испарение аэрозоля. Наличие водного аэрозоля резко увеличивает охлаждающую способность холодного воздуха. Рабочие значения параметров теплоносителей представлены в табл. 2.1.

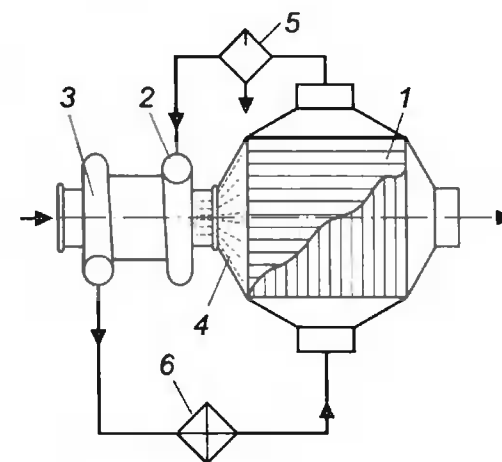


Рис. 2.11. Примерная схема включения теплообменника-конденсатора: 1 — теплообменник-конденсатор; 2 — турбина турбохолодильника; 3 — компрессор турбохолодильника; 4 — аэрозольный туман; 5 — влагоотделитель; 6 — ВВИТ

Таблица 2.1

Рабочие значения параметров теплоносителей конденсатора

Параметры	Рабочие значения параметров теплоносителя	
	Горячий теплоноситель	Холодный теплоноситель
Температура, °С	40...60	-60...-30
Давление, кПа	200...400	40...120
Расход, кг/с	0,5...1,0	0,5...1,0
Влагосодержание, г/кг сух. возд.	0...50	0...10

Основная проблема при эксплуатации конденсатора состоит в том, что охлаждающий теплоноситель должен иметь на рабочем режиме отрицательную температуру. В этом случае картина тепломассообмена резко усложняется: во-первых, в воздухе за турбиной наряду с переохлажденным аэрозолем появляются взвешенные частицы снега и льда; во-вторых, начинают происходить нестационарные процессы обледенения — плавления льда на входных кромках теплообменной секции; в-третьих, в горячем тракте возникают условия для замерзания сконденсировавшейся влаги. Недостатки, связанные с обмерзанием, существенно осложняются при отсутствии влагоотделителя — турбина превращается в "генератор" снежной шуги, забивающей выхлопной патрубок турбины и вход теплообменника. При этом происходит перекрытие живого сечения конденсатора и уменьшается расход воздуха через турбину. Таким образом, при проектировании конденсатора необходимо предусмотреть меры, препятствующие обледенению в горячем тракте и намерзанию снега на передние кромки теплообменной секции в холодном тракте.

2.6.1. Противообледенительные системы конденсатора

Конденсатор СКВ самолета А-310. Простейшим способом борьбы с обмерзанием является подача на холодный фронт конденсатора горячего воздуха с заведомо положительной температурой. В этом случае подплавление и разрушение ледяной пробки начинается до того, как температура пластины поднимется выше 0°C . Наиболее удачным примером использования такого приема может служить противообледенительная система СКВ самолета

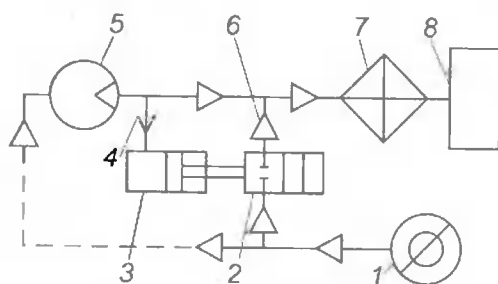


Рис. 2.12. Схема противообледенительной системы конденсатора в СКВ самолета А-310:

1 — отбор воздуха высокого давления от двигателя; 2 — запорный клапан; 3 — цилиндр пневматического управления; 4 — сигнальная линия давления; 5 — турбохолодильник; 6 — противообледенительная линия подмеса горячего воздуха; 7 — конденсатор; 8 — гермокабина

А-310 (рис. 2.12), применяемая для предотвращения отказа системы из-за обмерзания конденсатора.

В противообледенительную линию горячего воздуха 6 устанавливается запорный клапан 2 с цилиндром 3 пневматического управления. При возрастании давления затурбохолодильником оно передается по сигнальной линии 4 в поршневое пространство пневмопривода. Последний открывает клапан 2 и держит его открытым до тех пор, пока давление за турбохолодильником не упадет до исходного нормального значения. Достоинства схемы заключаются в ее простоте и высокой надежности.

Конденсатор Андерсона (патент США № 1246963). В отличие от прес-

дыдущего конденсатора, противообледенительные мероприятия в котором проводились без вмешательства в его конструкцию, суть этого и следующего вариантов как раз состоит в конструктивном изменении теплообменника. В частности, в варианте Андерсона предлагается обогревать непосредственно входные кромки пластин по холодному тракту (рис. 2.13). При поддержании температуры на них выше 0°C поверхность 4 горячего пакета 1 работает как бы в режиме "тепловой ножа": выпадающая на нее снежная масса сразу же подплавляется и уносится в каналы холодного тракта. Тем самым предотвращаются отложение снега на входном фронте и все связанные с этим негативные последствия.

Обогревать входные кромки предлагается по принципу воздушно-тепловой противообледенительной системы (ПОС). Для этого в края горячих оребренных пакетов впаивают трубки 3, к

которым подводят небольшое количество горячего воздуха, забираемого выше по тракту СКВ. Достоинства применения ПОС по сравнению с простым подмесом очевидны: это более экономичная и надежная защита от обледенения. Во-первых, она требует меньшего количества горячего газа. Во-вторых, ПОС работает постоянно, в то время как подмес включается эпизодически. В-третьих, и это не менее важно, основная часть пластины остается при низкой температуре, которая к тому же постоянна во времени. Эти условия обеспечивают высокую интенсивность процесса конденсации.

Конденсатор Кинселла (патент США № 4352273). Исследования, выполненные при разработке СКВ для самолетов "Боинг 757 (767)", позволили еще более усовершенствовать ПОС конденсатора (рис. 2.14). В частно-

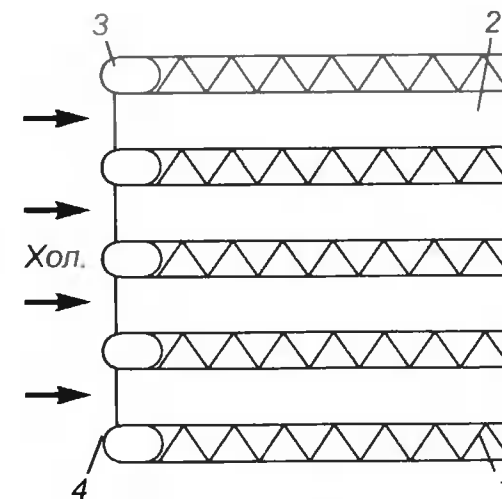


Рис. 2.13. Противообледенительная система конденсатора Андерсона:

1 — горячий пакет; 2 — холодный пакет; 3 — подогревающая трубка — "тепловой нож"; 4 — скругление трубки

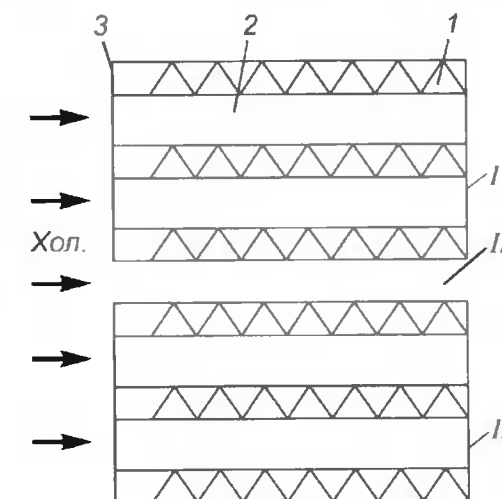


Рис. 2.14. Противообледенительная система конденсатора в СКВ самолета "Боинг 757":

I, II — верхняя и нижняя теплообменные секции; III — встроенный обводной канал; 1 — горячий пакет; 2 — холодный пакет; 3 — канал для подогрева входных кромок

сти, было установлено, что при снижении температуры на выходе СКВ до уровня $-8...-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (для повышения экономичности) целесообразно примерно треть холодного воздуха пропускать мимо конденсатора. Для этого предложено разделить теплообменную секцию на две части: верхнюю *I* и нижнюю *II*, а между ними создать встроенный в конденсатор обводной канал *III*. Кроме снижения температуры это привело к созданию "самооттаивающейся" конструкции конденсатора.

Работа обводного канала. Введение канала *III* приводит к двойному эффекту. С одной стороны, растет температура оребренных пластин, так как через них проходит меньше холодного воздуха. С другой стороны, в случае забивания снегом части холодного фронта включается механизм "самооттаивания": избыток холодного воздуха устремляется в обводной канал *III*, а перекрытые оребренные каналы из-за отсутствия в них холодного теплоносителя ускоренно разогреваются. После подплавления и сброса снега движение теплоносителя через отключенные оребренные каналы восстанавливается. Исследование такого конденсатора продемонстрировало высокую устойчивость его работы: колебания температуры холодного воздуха за конденсатором не превышают $2...3\text{ }^{\circ}\text{C}$, а колебания давления практически отсутствуют.

Работа обогревающих каналов в ПОС. Установлено, что в широком диапазоне режимов работы конденсатора можно обходиться без подвода к обогревающим каналам *3* горячего воздуха. В связи с этим предложено до предела упростить их конструкцию: для этого достаточно сократить на несколько гофров горячую оребренную поверхность. Уменьшения гидравлического сопротивления достаточно для увеличения расхода горячего теплоносителя через входные кромки каналов *3* и соответствующего их подогрева.

2.6.2. Другие конструктивные меры по улучшению характеристик конденсатора

Поля температур в конденсаторе. Общим недостатком описанных противобледенительных систем служит то, что все они борются с последствиями обмерзания, практически не затрагивая причин его возникновения. Главной из этих причин является специфическое распределение полей температур теплообменной поверхности (рис. 2.15).

Применение перекрестноточной схемы течения приводит к тому, что температура части теплообменной поверхности в районе углового сечения *4* становится заметно ниже $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Таким образом, основная причина обмерзания состоит в том, что имеется "переохлажденная" теплообменная поверхность, при попадании на которую любой влаги произойдет ее намерзание. Поэтому единственным способом, предотвращающим обмерзание, может быть получение температуры теплообменной поверхности выше $0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

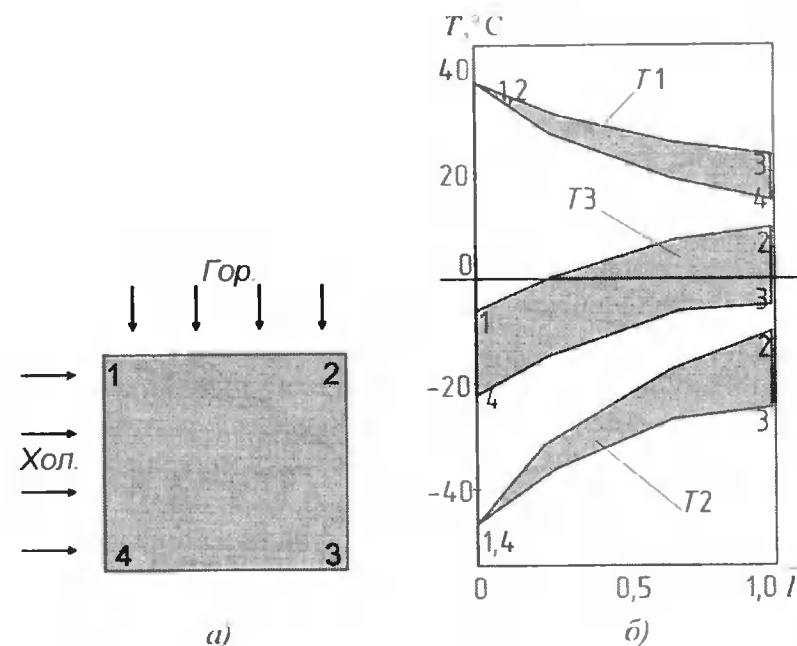


Рис. 2.15. Схема полей температур в конденсаторе:

a — координатная сетка; *b* — поля температур; *T1* — температура горячего теплоносителя; *T2* — температура холодного теплоносителя; *T3* — температура пластины; *1—4* — номера углов пластины в координатной сетке; *l* — относительная длина теплообменника

Одним из способов, позволяющих создать условия для защиты от обледенения холодного и горячего трактов, служит изменение компоновки теплообменника. Ниже приведены результаты исследования влияния на обмерзание различных компоновок конденсатора. Расчет выполнялся при фиксированных оребрениях в горячем и холодном трактах. Компоновка изменялась от однозаходного до четырехзаходного варианта теплообменника при фиксированных габаритах теплообменной секции. Причем число заходов изменялось со стороны горячего тракта. Результаты расчетов представлены в виде распределения температур разделяющей теплоносители стенки и температур горячего и холодного теплоносителей (рис. 2.16).

Как видно из представленных графиков, увеличение числа заходов по горячему тракту приводит к нелинейному благоприятному перераспределению температуры теплообменной поверхности: во-первых, происходит общее увеличение температуры теплообменной поверхности; во-вторых, наблюдается "ускоренный" рост минимальной температуры теплообменной поверхности; в-третьих, входные сечения теплообменной секции становятся наиболее горячими и фактически работают в режиме "теплого ножа".

Таким образом, изменяя конструктивные параметры (число заходов, оребрение, габариты и др.), можно создавать конденсатор с требуемыми

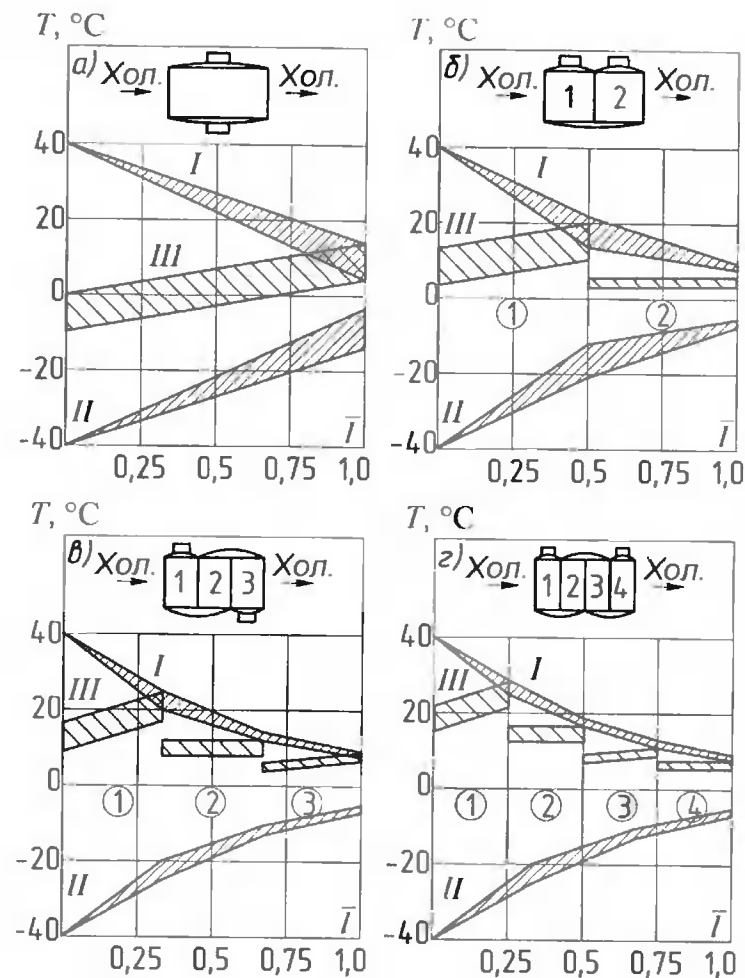


Рис. 2.16. Влияние компоновки теплообменника на распределение температур теплообменной поверхности:

а — однозаходный теплообменник; б — двухзаходный теплообменник; в — трехзаходный теплообменник; г — четырехзаходный теплообменник; I — горячий теплоноситель; II — холодный теплоноситель; III — пластина

(заданными) свойствами, направленными на исключение вероятности обмерзания, повышение эксплуатационной надежности теплообменника при неизменных рабочих режимах теплоносителей.

Теории и расчету параметров лопаточных машин, к которым относятся турбохолодильники, посвящено большое число монографий и учебников. Так как в учебном плане теоретической подготовки студентов механических специальностей газовой динамики и теории лопаточных машин уделено недостаточное внимание, в данной книге приводятся основы проектирования лопаточных машин и физическая картина протекающих в них процессов. Поскольку расчет рабочих параметров ТХ различных типов весьма подробно описан в технической литературе [1, 14, 16, 31, 37, 39], в настоящем учебном пособии излагается методика обоснованного выбора таких исходных данных для проектирования, как тип турбины, вид загрузочного устройства, частота вращения ротора и т.п. Кроме того, описывается методика определения основных параметров ТХ на нерасчетных режимах.

3.1. ПРИНЦИП РАБОТЫ ТХ

Турбохолодильники — это лопаточные машины, в которых осуществляется близкий к адиабатическому процесс расширения потока воздуха с понижением его температуры. Заметим, что понижение температуры при расширении газов не единственный физический эффект, который можно использовать для искусственного охлаждения рабочего тела. Охлаждение достигается также, например, при фазовых превращениях, в процессах десорбции, при энергетическом разделении вихревых потоков, магнитотермических и магнитокалорических явлениях в парамагнитных веществах, использовании термоэлектрического эффекта, дросселировании.

При всех различиях перечисленных явлений у них есть одна общая принципиально важная особенность: стационарное (установившееся) охлаждение происходит только тогда, когда энергия, высвобождаемая при изменении теплового состояния рабочего тела, отводится от него и передается во внешнюю среду или в другие элементы системы. Более того, какими бы ни были исходные условия процессов охлаждения, количество потерянной теплоты будет зависеть от того, какая энергия отведена от рабочего тела.

Рассмотрим работу ТХ (рис. 3.1). Сжатый воздух поступает в турбину через патрубок 1 и с помощью улитки 2 направляется в кольцевой сопловой аппарат 3. В сопловом аппарате вследствие изменения площади проходного сечения межлопаточных каналов скорость движения воздуха уве-

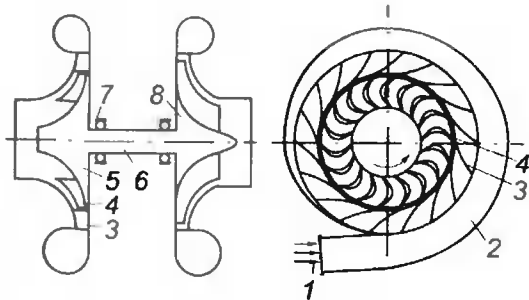


Рис. 3.1. Принципиальная схема турбохолодильника:

1 — патрубок; 2 — улитка; 3 — сопловой аппарат; 4 — лопатки рабочего колеса; 5 — рабочее колесо турбины; 6 — вал; 7 — подшипник; 8 — рабочее колесо вентилятора

личивается, а давление падает. При падении давления в потоке температура газа понижается по адиабатическому закону (если пренебречь теплообменом с окружающей средой). Ускоренный и охлажденный поток воздуха подается затем на лопатки 4 рабочего колеса 5 турбины, при обтекании которых возникают силы, создающие момент вокруг оси вращения. Поток воздуха в межлопаточных каналах рабочего колеса может не только отклоняться от первоначального направления вследствие кривизны этих каналов, но и ускоряться при соответствующем изменении их поперечного сечения. В последнем случае охлаждение воздуха происходит не только в сопловом аппарате, но и в межлопаточных каналах рабочего колеса. Возникающий на рабочем колесе момент вращения передается через вал 6, установленный в подшипниках 7, к рабочему колесу 8 вентилятора или компрессора, выполняющему в данном случае роль потребителя энергии, отводимой от потока воздуха в турбине. Воздух в турбине движется от периферии к центру в плоскости, параллельной диску рабочего колеса. Такие турбины называют радиальными центробежными. В особых случаях радиальные турбины могут быть и центробежными, хотя, как будет показано, направление потока от оси к периферии неэффективно для турбин, но рационально для компрессоров и вентиляторов. Достаточно широко (особенно в турбореактивных двигателях ЛА) распространены так называемые осевые турбины, в которых поток движется в цилиндрическом слое, параллельном оси рабочего колеса.

В ТХ происходят преобразование внутренней энергии потока воздуха в кинетическую и последующее превращение части кинетической энергии в работу. Итоговое понижение температуры воздуха на турбине ТХ определяется, с одной стороны, полнотой преобразования внутренней энергии газа в кинетическую энергию потока, а с другой — степенью превращения кинетической энергии потока в работу. В реальных турбинах процесс расширения газа сопряжен с потерями, из-за которых воздух в ТХ удается охладить лишь на 70...95 % разности температур, соответствующей адиабатическому закону расширения газа.

Отношение разности температур на входе и выходе в реальном турбохолодильнике ΔT_d к разности температур при адиабатическом расширении газа $\Delta T_{ад}$ при одинаковых значениях начальной темпера-

туры и степени понижения давления называется КПД турбохолодильника: $\eta_{ТХ} = \Delta T_d / \Delta T_{ад}$.

Рассмотрим более подробно процессы, протекающие в сопловом аппарате и рабочем колесе, а также особенности работы ТХ.

3.1.1. Основные уравнения одномерного движения газов

Предположим, что в первом приближении силами трения в потоке можно пренебречь. Тогда к воздуху будут применимы законы идеального сжимаемого газа. Для одномерного движения идеального газа при интегрировании дифференциальных уравнений вдоль линии тока или вдоль вихревой линии, а также для безвихревого движения получено уравнение

$$\frac{c^2}{2} + \int \frac{dp}{\rho} - u = \text{const}, \quad (3.1)$$

называемое интегралом Бернулли [20]. В этом уравнении c , p , ρ — скорость движения, давление, плотность газа; u — потенциал массовых сил, например силы тяжести, электростатических или электромагнитных сил и т.п. Если действуют только силы тяжести, то можно записать

$$u = -gz, \quad (3.2)$$

где g — ускорение свободного падения; z — расстояние от уровня отсчета до рассматриваемой эквипотенциали (например, высота над уровнем земной поверхности).

Значение интеграла в уравнении (3.1) может быть определено, если известен характер зависимости ρ от p . В идеальных изоэнтروпийных процессах указанная зависимость представляется уравнением адиабаты

$$p / \rho^k = A = \text{const}. \quad (3.3)$$

Тогда $dp = Ak\rho^{k-1}d\rho$. Следовательно,

$$\int \frac{dp}{\rho} = Ak \int \rho^{k-2} d\rho = \frac{Ak}{k-1} \rho^{k-1}.$$

Используя условие (3.3), получаем

$$\int \frac{dp}{\rho} = \frac{k}{k-1} \frac{p\rho^{k-1}}{\rho^k} = \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho},$$

что позволяет записать уравнение (3.1) в форме

$$\frac{c^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho} + gz = \text{const}. \quad (3.4)$$

Если пренебречь в уравнении (3.4) изменениями потенциала гравитационных и других массовых сил, что в рассматриваемых процессах вполне оправданно, то интеграл Бернулли (3.1) для идеальных сжимаемых газов при изоэнтропийном характере процессов примет вид

$$\frac{c^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho} = \text{const.} \quad (3.5)$$

Заметим, что если реальные процессы имеют политропный характер, то уравнение (3.5) справедливо и для них, только показатель адиабаты k следует заменить показателем политропы n . Уравнение (3.5) можно преобразовать к другому виду. Если учесть, что в соответствии с уравнением состояния Клапейрона–Менделеева

$$\frac{p}{\rho} = RT, \quad (3.6)$$

при

$$k = c_p / c_v; \quad c_p - c_v = R \quad (3.7)$$

получаем

$$\frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho} = \frac{c_p / c_v}{c_p / c_v - 1} \frac{p}{\rho} = \frac{c_p}{c_p - c_v} \frac{p}{\rho} = \frac{c_p}{R} RT = c_p T = I. \quad (3.8)$$

В уравнениях (3.6)...(3.8) R — газовая постоянная; c_p — удельная теплоемкость газа в изобарном процессе; c_v — удельная теплоемкость газа в изохорном процессе; I — удельная энтальпия газа. С учетом (3.8) можно записать

$$\frac{c^2}{2} + c_p T = \text{const.}, \quad (3.9)$$

$$\frac{c^2}{2} + I = \text{const.} \quad (3.10)$$

Константу в правых частях уравнений (3.5), (3.9), (3.10) можно определить, если в качестве начальных условий принять состояние неподвижного (или заторможенного) газа ($c_0 = 0$):

$$\frac{c^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho} = \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{\rho_0}, \quad (3.11)$$

$$\frac{c^2}{2} + c_p T = c_p T_0, \quad (3.12)$$

$$\frac{c^2}{2} + I = I_0. \quad (3.13)$$

Уравнение (3.11) может иметь и другой вид. Например, с учетом (3.6)

$$\frac{c^2}{2} + \frac{k}{k-1} RT = \frac{k}{k-1} RT_0. \quad (3.14)$$

Известно, что скорость распространения звуковых колебаний в газах определяется по формуле

$$a = \sqrt{kRT}, \quad (3.15)$$

которая получена из более общей зависимости для скорости распространения малых возмущений в упругих средах (в том числе в твердых телах и в жидкостях)

$$a = \sqrt{B/\rho}, \quad (3.16)$$

где B — модуль упругости материала; ρ — плотность материала, кг/м³.

В газах возможен только один тип деформации: сжатие–разрежение. Соответствующий модуль упругости B в этом случае называется модулем объемной деформации. Он определяется соотношением

$$\Delta p = -B(\Delta V / V) = B(\Delta \rho / \rho). \quad (3.17)$$

Здесь Δp — изменение давления; $\Delta V / V$ — относительное изменение объема. Знак "минус" показывает, что при увеличении давления объем уменьшается.

Сопоставление формул (3.16) и (3.17) позволяет легко установить, что в газах

$$\frac{\Delta p}{\Delta \rho} \approx \frac{dp}{d\rho} = \frac{B}{\rho} = a^2, \quad (3.18)$$

т.е. квадрат скорости звука равен производной от давления по плотности.

Быстропротекающий процесс распространения звука можно считать адиабатическим. Тогда дифференцирование уравнения адиабаты (3.3) с использованием уравнения состояния (3.6) дает

$$\frac{dp}{d\rho} = k \frac{p}{\rho} = kRT = a^2. \quad (3.19)$$

Полученный результат полностью согласуется с соотношением (3.15). Подстановка этого соотношения в (3.14) позволяет получить еще один вариант уравнения Бернулли:

$$\frac{c^2}{2} + \frac{a^2}{k-1} = \frac{a_0^2}{k-1}, \quad (3.20)$$

где a , a_0 — скорости звука при температуре T и T_0 соответственно.

Все приведенные формы уравнений одномерного движения газа являются отражением закона сохранения энергии (наиболее отчетливо это видно по уравнениям (3.12) и (3.13)). Именно эта особенность уравнений движения позволяет понять причину существования теоретического предела скорости, до которого можно разогнать поток газа и который зависит только от начальных условий.

Указанный предел соответствует такому значению скорости $c_{\text{пред}}$, которое достигается при полном переходе всей располагаемой энергии в кинетическую. Ясно, что при этом потенциальная энергия, характеризующая вторым членом в левых частях уравнений движения, оказывается равной нулю. Из уравнений (3.11)...(3.14) и (3.20) следует, что

$$c_{\text{пред}} = \sqrt{2I_0} = \sqrt{2c_p T_0} = \sqrt{\frac{2kRT_0}{k-1}} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_0}{\rho_0}} = a_0 \sqrt{\frac{2}{k-1}}. \quad (3.21)$$

Предельно достижимая скорость оказывается не очень большой (она всего лишь в $\sqrt{5} = 2,236$ раза превосходит скорость звука в заторможенном потоке). Например, при начальной температуре $T = 373 \text{ K}$ (100°C) $c_{\text{пред}} = 866 \text{ м/с}$.

Следует заметить, что реальный предел скорости потока по формуле (3.21) определяется не абсолютно точно, поскольку данный режим соответствует истечению в вакуум ($p = 0$, $T = 0$, $I = 0$), при котором разрежение газа становится столь большим, что к рассматриваемому потоку уже нельзя применять уравнение состояния и уравнение энергии в использованной выше форме. Заметим также, что конечному по величине значению предельной скорости истечения соответствует безразмерная скорость (определяемая числом Маха $M = c/a$), равная бесконечности. Действительно, как видно из уравнения (3.20), увеличение скорости истечения сопровождается уменьшением местной скорости звука a , а в предельном режиме эта скорость становится равной нулю.

Как известно из аэродинамики, режим течения, при котором скорость движения газа становится равной местной скорости звука, имеет целый ряд особенностей и называется критическим. Величину критической скорости $c_{\text{кр}}$ можно найти из уравнения (3.20):

$$\begin{aligned} \frac{c_{\text{кр}}^2}{2} + \frac{c_{\text{кр}}^2}{k-1} &= \frac{a_0^2}{k-1}; \quad c_{\text{кр}}^2 = \frac{2a_0^2}{k+1}; \quad c_{\text{кр}} = a_0 \sqrt{\frac{2}{k+1}} = \sqrt{\frac{2kRT_0}{k+1}} = \\ &= \sqrt{\frac{2k}{k+1} \frac{p_0}{\rho_0}} = \sqrt{2 \frac{k-1}{k+1} c_p T_0}. \end{aligned} \quad (3.22)$$

Из выражений (3.21) и (3.22) следует, что критическая скорость $c_{\text{кр}}$ так же, как и предельная скорость $c_{\text{пред}}$, является для данного течения константой, зависящей от параметров торможения потока (от начальных ус-

ловий). Это позволяет записать уравнение (3.20) в несколько иной форме, выразив a_0 через $c_{\text{кр}}$ с помощью соотношения (3.22):

$$\frac{c^2}{2} + \frac{a^2}{k-1} = \frac{k+1}{k-1} \frac{c_{\text{кр}}^2}{2}. \quad (3.23)$$

Разделив левую и правую части равенства (3.23) на c^2 , получим

$$\frac{1}{2} + \frac{1}{k-1} \frac{a^2}{c^2} = \frac{1}{2} \frac{k+1}{k-1} \frac{c_{\text{кр}}^2}{c^2}. \quad (3.24)$$

Уравнение (3.24) устанавливает связь между безразмерными скоростями $M = c/a$ и $\lambda = c/c_{\text{кр}}$. Эту связь можно выразить в явной форме:

$$M^2 = \frac{2}{k+1} \frac{\lambda^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2}; \quad \lambda^2 = \frac{(k+1)M^2}{2 + (k-1)M^2}. \quad (3.25)$$

По сути, число Маха M характеризует отношение кинетической энергии потока к потенциальной, а безразмерная скорость λ — отношение кинетической энергии к полной. Диапазоны изменения названных безразмерных скоростей различны:

$$0 \leq M \leq \infty; \quad 0 \leq \lambda \leq \lambda_{\text{пред}} = \frac{c_{\text{пред}}}{c_{\text{кр}}} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}.$$

Ограниченный диапазон изменения безразмерной скорости λ позволяет составить компактные таблицы газодинамических функций, характеризующих достаточно большой круг параметров потока для всех возможных скоростей его движения. Данные таблицы широко используются при расчетах одномерных течений газов.

Так, например, разделив уравнение (3.12) на $c_p T_0$, получим

$$\frac{c^2}{2} \frac{1}{c_p T_0} + \frac{T}{T_0} = 1.$$

Выразив $2c_p T_0$ через $c_{\text{кр}}$ из (3.22) и подставив в последнее выражение, имеем

$$\frac{T}{T_0} = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2. \quad (3.26)$$

Для других газодинамических параметров потока естественно предположить (в рассматриваемом процессе истечения) их взаимную зависимость по адиабатическому закону:

$$\frac{T}{T_0} = \frac{p}{p_0} \frac{\rho_0}{\rho} = \frac{p}{p_0} \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^k \frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^{k-1}.$$

Тогда

$$\frac{p}{p_0} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (3.27)$$

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (3.28)$$

Отношения температуры, давления и плотности потока газа к соответствующим параметрам торможения, выраженные формулами (3.26)...(3.28), являются примерами газодинамических функций, однозначно зависящих только от безразмерной скорости λ .

Аналогично можно получить формулы, используемые при расчете параметров торможения в зависимости от числа Маха. В частности, после деления уравнения (3.12) на c_p имеем

$$T_0 = T + \frac{c^2}{2c_p} \approx T + \frac{c^2}{2000}, \quad (3.29)$$

а после деления на $c_p T$ —

$$\frac{c^2}{2 c_p T} + 1 = \frac{T_0}{T}. \quad (3.30)$$

Из уравнений (3.7) очевидно, что

$$c_p = \frac{k}{k-1} R, \quad (3.31)$$

тогда

$$\frac{c^2}{2} \frac{k-1}{kRT} + 1 = \frac{T_0}{T}, \quad (3.32)$$

и поскольку $kRT = a^2$, имеем

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{k-1}{2} M^2 = 1 + \frac{M^2}{5}, \quad (3.33)$$

или

$$T_0 = T \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) = T(1 + 0,2M^2). \quad (3.34)$$

Для давления и плотности торможения по аналогии с (3.27) и (3.28) получаем

$$\frac{p_0}{p} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (3.35)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (3.36)$$

3.1.2. Основные уравнения движения газов в канале

Изменение скорости движения потока чаще всего достигается воздействием на геометрические размеры струи, т.е. изменением площади проходного сечения канала, по которому движется газ. Установим связь между площадью проходного сечения канала и скоростью потока, воспользовавшись уравнением неразрывности, отражающим закон сохранения массы,

$$\rho c F = G = \text{const}. \quad (3.37)$$

Представим это уравнение в дифференциальной форме, воспользовавшись методом логарифмического дифференцирования:

$$\ln \rho + \ln c + \ln F = \ln(\text{const}),$$

$$d(\ln \rho) + d(\ln c) + d(\ln F) = d[\ln(\text{const})],$$

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dc}{c} + \frac{dF}{F} = 0. \quad (3.38)$$

Чтобы получить зависимость $c(F)$, найдем способ выразить первое слагаемое левой части уравнения (3.38) через c . В этих целях продифференцируем уравнение (3.1):

$$c dc + \frac{dp}{\rho} = 0. \quad (3.39)$$

Представим $\frac{dp}{\rho}$ следующим образом:

$$\frac{dp}{\rho} = \frac{dp}{\rho} \frac{dp}{dp}, \quad (3.40)$$

Если учесть, что в соответствии с (3.19)

$$\frac{dp}{d\rho} = a^2, \quad (3.41)$$

где a — скорость звука, то из уравнений (3.39)...(3.41) получим

$$\frac{d\rho}{\rho} = -M^2 \frac{dc}{c}. \quad (3.42)$$

Подставив данный результат в (3.38), найдем $\frac{dF}{F} = (M^2 - 1) \frac{dc}{c}$.

Заменим M на безразмерную скорость λ , используя соотношение (3.25), и разделим правую и левую части на dx . В результате получим обыкновенное дифференциальное уравнение, связывающее изменение скорости с изменением площади,

$$\frac{d\lambda}{dx} = \frac{\lambda \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)}{\lambda^2 - 1} \frac{1}{F} \frac{dF}{dx}. \quad (3.43)$$

Правая часть уравнения (3.43) имеет особую точку при $\lambda = 1$ и в трех случаях обращается в нуль: при $\lambda = 0$, при $\lambda = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} = \lambda_{\text{пред}}$ и при $\frac{dF}{dx} = 0$.

Первый и второй случаи определяют экстремумы функции для естественных пределов скорости движения газа: неподвижного состояния и физически возможного максимума. Третий случай ($dF/dx = 0$) может соответствовать постоянству скорости движения газа по каналу с неизменяющимся поперечным сечением, но может и действительно определять достижение некоторого предела скорости (рис. 3.2, а). Причем если скорость потока сверхзвуковая, то при F_{max} имеем $\lambda = \lambda_{\text{max}}$, а если скорость потока дозвуковая, то при F_{max} имеем $\lambda = \lambda_{\text{min}}$. Описанный эффект следует из уравнения (3.43), поскольку при $\lambda < 1$ разность $\lambda^2 - 1 < 0$ и знак при производной $d\lambda/dx$ противоположен знаку при dF/dx , а при $\lambda > 1$ разность $\lambda^2 - 1 > 0$ и знак при $d\lambda/dx$ совпадает со знаком при dF/dx .

Существование особой точки функции $d\lambda/dx$ при $\lambda = 1$ приводит к разрыву данной производной и означает невозможность плавного перехода скорости потока через скорость звука во всех физически реальных ситуациях, кроме той, когда $dF/dx = 0$. В последнем случае в правой части уравнения (3.43) получается неопределенность вида $0/0$, раскрыв которую можно установить, что при указанном сочетании параметров $d\lambda/dx = 0$. Значит, при $dF/dx = 0$ возможно достижение потоком скорости звука из области как дозвуковых, так и сверхзвуковых скоростей, а следовательно, возможен плавный переход из одной области в другую в каналах с

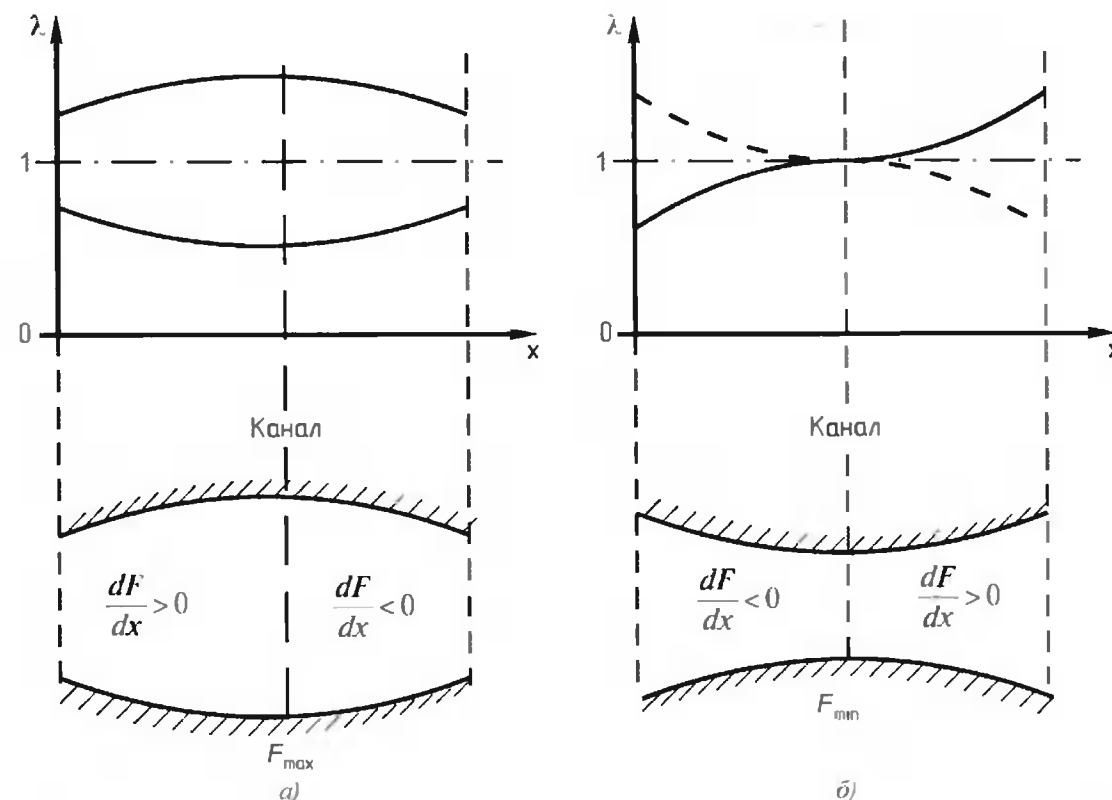


Рис. 3.2. Характер изменения безразмерной скорости при течении газа в каналах переменного сечения:

а — с максимумом (бочкообразные сопла); б — с минимумом (сопла Лавалья)

местным сужением (рис. 3.2, б). Подобные каналы получили название сопел Лавалья по имени шведского инженера и изобретателя, разработавшего теорию указанных сопел и впервые применившего их для паровых турбин (1889 г.).

В соответствии с уравнением (3.43) в каналах с сужением возможен как разгон потока от дозвуковых до сверхзвуковых скоростей, так и его плавное торможение с переходом из сверхзвуковой области в дозвуковую (рис. 3.2, б, пунктирная линия). Однако, как показывают опыт и теоретический анализ, в сверхзвуковых течениях с уменьшением скорости более устойчиво не плавное, а скачкообразное изменение параметров потока (скачки уплотнения). Указанные особенности должны учитываться при создании устройств, обеспечивающих торможение сверхзвуковых потоков.

Использование сопла Лавалья гарантирует получение сверхзвуковой скорости потока только при достаточном для этого перепаде давлений на сопловом устройстве. Если перепад давлений окажется недостаточным, то после достижения максимальной скорости поток будет тормозиться в расширяющейся части сопла.

Потребный перепад давлений можно рассчитать с помощью уравнения (3.11), если задана скорость, которую необходимо получить на выходе из сопла. Поскольку в узком сечении сопла Лаваля на всех расчетных режимах сохраняется скорость течения, равная местной скорости звука, все остальные параметры газа также имеют постоянную относительную величину. Значения этих величин могут быть найдены по таблицам газодинамических функций при $\lambda = 1$ или вычислены по полученным выше формулам:

$$\frac{T_{кр}}{T_0} = \frac{2}{k+1} = 0,833;$$

$$\frac{p_{кр}}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,528;$$

$$\frac{\rho_{кр}}{\rho_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} = 0,634.$$

Приведенные значения соответствуют показателю адиабаты $k = 1,4$, характерному для воздуха и других газов с двухатомными молекулами. Особого внимания заслуживает значение критического отношения давлений $p/p_0 = 0,528$, поскольку сравнение с ним располагаемого перепада давлений позволяет определить, каким будет движение газа: если $p/p_0 > 0,528$, то дозвуковым, а если $p/p_0 < 0,528$, то сверхзвуковым.

3.2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОФИЛИРОВАНИЯ СОПЕЛ

Профилирование сопел, обеспечивающих получение заданной скорости истечения газа, производится с использованием уравнения неразрывности (3.37), согласно которому для каждого i -го сечения канала

$$F_i = \frac{\text{const}}{\rho_i c_i}. \quad (3.44)$$

Произведение плотности ρ_i на скорость c_i , представляющее собой расход газа через единицу площади поперечного сечения канала, получило название удельного расхода $\bar{m}$. Эту величину можно выразить через газодинамические функции:

$$\bar{m} = \rho c = \rho_0 c_{кр} \frac{\rho}{\rho_0} \frac{c}{c_{кр}} = \rho_0 c_{кр} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda. \quad (3.45)$$

Из зависимости (3.45) следует, что при $\lambda = 0$ и $\lambda = \lambda_{пред} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}$ удельный расход равен нулю, но отличен от нуля (и, следовательно, достигает максимума) при промежуточных значениях безразмерной скорости. Как известно, координаты экстремумов могут быть найдены из условия

$$\frac{d\bar{m}}{d\lambda} = \rho_0 c_{кр} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{2-k}{k-1}} (1 - \lambda^2) = 0,$$

показывающего, что максимум удельного расхода достигается при $\lambda = 1$, а приближение к нулевому значению $\bar{m}$ при $\lambda = \lambda_{пред}$ происходит с уменьшающимся до нуля наклоном кривой $\bar{m}(\lambda)$.

Если выразить удельный расход в долях его максимального значения, то получим так называемый приведенный удельный расход q , зависящий только от безразмерной скорости λ и показателя адиабаты k :

$$q = \frac{\bar{m}}{\bar{m}_{\max}} = \frac{\rho c}{\rho_{кр} c_{кр}} = \frac{\rho/\rho_0}{\rho_{кр}/\rho_0} \lambda = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (3.46)$$

Приведенный удельный расход, являясь газодинамической функцией, в соответствии с уравнением (3.44) характеризует и геометрию канала:

$$q_i = \frac{\rho_i c_i}{\rho_{кр} c_{кр}} = \frac{F_{кр}}{F_i}.$$

Следовательно, приведенный удельный расход определяет профиль сопловых устройств. Параметры потока вдоль сопла рассчитываются по таблицам газодинамических функций либо по формулам (3.26)...(3.28).

Площадь критического сечения можно вычислить по параметрам торможения с использованием зависимостей (3.44), (3.22) и (3.28):

$$\begin{aligned} F_{кр} &= \frac{G}{\rho_{кр} c_{кр}}; \quad \rho_{кр} = \rho_0 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} = \frac{p_0}{RT_0} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}}; \quad c_{кр} = \sqrt{\frac{2kRT_0}{k+1}}, \\ F_{кр} &= G \frac{RT_0}{p_0} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{k+1}{2kRT_0}} = \\ &= G \frac{\sqrt{T_0}}{p_0} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{k+1}{2k}} R = 24,74G \frac{\sqrt{T_0}}{p_0}. \end{aligned} \quad (3.47)$$

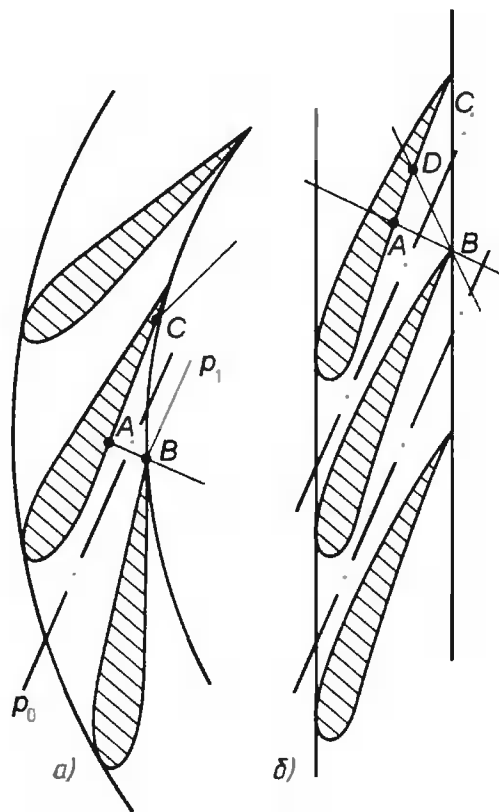


Рис. 3.3. Примеры возможных форм каналов соплового аппарата:
а — сужающиеся, в центростремительных турбинах; б — сопла Лавали, в осевых турбинах

Сопловые аппараты турбин могут быть выполнены как с сужающимися каналами, так и с каналами типа сопел Лавали. В качестве примера на рис. 3.3, а показана схема соплового аппарата центростремительной турбины с решеткой плоских лопаток, образующих сужающиеся каналы, а на рис. 3.3, б — схема соплового аппарата осевой турбины с криволинейными лопатками, образующими межлопаточные каналы в форме сопел Лавали.

3.3. ОСОБЕННОСТИ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА НА КОСОМ СРЕЗЕ СОПЛА

Как видно из рис. 3.3, конструктивной особенностью сопловых аппаратов турбин любых типов является косой срез выходных кромок. Косой срез существенно влияет на процесс истечения газа. В частности, если в сужающихся (конфузорных) соплах (см. рис. 3.3, а) в критическом сечении АВ достигается скорость течения, равная местной скорости звука, при давлении на выходе из соплового аппарата меньше критического (т.е. $p_1/p_0 < 0,528$), то в сечении АВ устанавливается критическое давление, а на косом срезе из-за продолжающегося расширения газа скорость станет сверхзвуковой.

Косой срез в этом случае выполняет роль расширяющейся части сопла Лавали, причем расширение и ускорение потока происходят после точки В так же, как и при обтекании выпуклого тупого угла. В курсах аэродинамики и газовой динамики исследуется обтекание сверхзвуковым потоком выпуклого угла. В рассматриваемом процессе из вершины тупого угла исходит пучок прямолинейных характеристик (волн разрежения). Направление первой из указанных характеристик составляет угол

$$\gamma_{\text{нач}} = \arcsin \frac{1}{M_{\text{нач}}}$$

с направлением скорости газа перед кромкой В, а направление последней образует угол

$$\gamma_{\text{кон}} = \arcsin \frac{1}{M_{\text{кон}}} \quad (3.48)$$

с направлением вытекающего из сопла потока, повернутого по отношению к начальной скорости на некоторый угол δ . Вдоль каждой из характеристик все параметры газа, в том числе и скорость движения, одинаковы, а их изменение происходит при переходе от одной характеристики к другой.

Для сужающегося сопла (см. рис. 3.3, а) в сечении АВ число Маха $M_{\text{нач}} = 1$, следовательно, $\gamma_{\text{нач}} = 90^\circ$, т.е. первая волна разрежения располагается непосредственно в сечении АВ. Для сопла Лавали (см. рис. 3.3, б) $M_{\text{нач}} > 1$, следовательно, $\gamma_{\text{нач}} < 90^\circ$ и первая волна разрежения располагается в некотором сечении ВD, не перпендикулярном к исходному направлению скорости движения газа по соплу. Когда последняя (выходная) волна разрежения попадает в выходное сечение ВС соплового аппарата, расширительная способность косога среза оказывается исчерпанной с точки зрения дальнейшего понижения давления внутри решетки, а также с точки зрения возможности увеличения тангенциальной составляющей скорости истечения c_{1u} (перпендикулярной к оси вращения рабочего колеса турбины). На рис. 3.4 изображен годограф скоростей, образующихся по мере уменьшения отношения давлений $\epsilon = p_1/p_0$. При расширении газа за пределами косога среза, т.е. при дальнейшем понижении давления p_1 за соплом, угол отклонения потока δ продолжает возрастать. При этом тангенциальная (окружная) составляющая скорости c_{1u} остается неизменной, а осевая c_{1a} становится больше скорости звука.

Показанное на рис. 3.4 плавное изменение параметров потока возможно только при соответствующем расширении проточной части за сопловой решеткой. В реальных условиях за срезом сопла на нерасчетных режимах расширения, как правило, возникают колебательные явления, сопровождающиеся образованием скачков уплотнения.

Предел расширительной способности косога среза для сужающихся сопел можно установить, записав условие равенства расходов газа в критическом сечении АВ

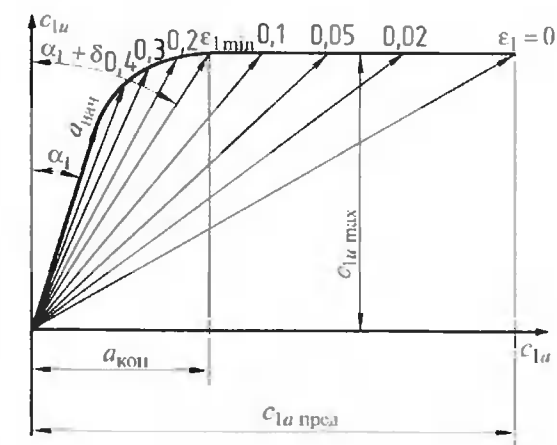


Рис. 3.4. Годограф скоростей истечения газа на косом срезе сопел по мере уменьшения давления на выходе

и в сечении, выбранном на некотором (небольшом) расстоянии за сре-
зом сопла:

$$c_{кр} \rho_{кр} t \sin \alpha_1 = c_1 \rho_1 t \sin(\alpha_1 + \delta), \quad (3.49)$$

где t — шаг решетки BC (толщиной кромок пренебрегаем); $c_{кр}$, c_1 , $\rho_{кр}$ и ρ_1 — скорости течения и плотности газа в критическом и выходном сечениях сопла; α_1 — угол выходных кромок сопловых лопаток по отношению к плоскости среза; δ — угол поворота потока на косом срезе по отношению к направлению начальной скорости в критическом сечении.

Учитывая, что $\alpha_1 + \delta = \gamma_{кон}$, в соответствии с формулой (3.48) записываем выражение $\sin(\alpha_1 + \delta) = \frac{1}{M_1} = \frac{a_1}{c_1}$ и получаем

$$\sin \alpha_1 \frac{c_{кр}}{c_1} \frac{\rho_{кр}}{\rho_1} = \frac{a_1}{c_1}.$$

Принимая во внимание, что $c_{кр} = a_{кр}$ (в случаях, когда можно пренеб-
речь потерями), и выражая отношение плотностей через отношение дав-
лений с помощью уравнения адиабаты, можем записать

$$\sin \alpha_1 \left(\frac{p_{кр}}{p_{1\min}} \right)^{\frac{1}{k}} = \frac{a_1}{a_{кр}}. \quad (3.50)$$

Так как $a_1 = \sqrt{kRT_1}$; $a_{кр} = \sqrt{kRT_{кр}}$, то

$$\frac{a_1}{a_{кр}} = \sqrt{\frac{T}{T_{кр}}} = \left(\frac{p_{1\min}}{p_{кр}} \right)^{\frac{k-1}{2k}}. \quad (3.51)$$

Подставив (3.51) в (3.50) и разрешив уравнение относительно $p_{1\min}$, найдем

$$p_{1\min} = p_{кр} (\sin \alpha_1)^{\frac{2k}{k+1}} = p_0 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k-1}{k}} (\sin \alpha_1)^{\frac{2k}{k+1}},$$

$$\varepsilon_{1\min} = \frac{p_{1\min}}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k-1}{k}} (\sin \alpha_1)^{\frac{2k}{k+1}} = \varepsilon_{кр} (\sin \alpha_1)^{\frac{2k}{k+1}}. \quad (3.52)$$

Расширительная способность косого среза сопел обеспечивает извест-
ные выгоды при проектировании турбин. Часто отношение давлений p_1/p_0 в сопловом аппарате лишь немного меньше критического. Для дос-
тижения сверхзвуковой скорости истечения газа более целесообразно ис-

пользовать косой срез суживаю-
щихся сопел, чем сопла Лавала. Как
известно, на нерасчетных режимах
диффузорным соплам свойственны
более высокие уровни потерь по
сравнению с конфузорными. По-
следнее наглядно иллюстрируется
рис. 3.5, где показано изменение
коэффициента потерь энергии в со-
плах $\xi = 1 - \varphi^2$ (φ — скоростной ко-
эффициент сопел) в зависимости от
отношения давлений $\varepsilon_1 = p_1/p_0$.

В турбохолодильниках угол α_1
выходных кромок сопловых лопа-
ток обычно составляет $12...30^\circ$ [31].
Пользуясь формулой (3.52), можно
установить, что указанному диапа-
зону углов α_1 соответствуют преде-
лы расширительной способности
косого среза, равные $0,084...0,24$.
В свою очередь, для полученных
значений отношения давлений p_1/p_0 по таблицам газодинамических
функций или по формулам (3.27) и (3.28) можно найти $\lambda_1 = 1,74...1,42$ и
 $M_1 = 2,27...1,59$. Для каждого значения λ можно вычислить угол отклоне-
ния потока в косом срезе по формуле А.Я. Черкеза [2]:

$$\delta = 7,6(\lambda_{кон}^2 - \lambda_{нач}^2) = 15,4...7,42^\circ$$

или по формуле, вытекающей из уравнения (3.49), с учетом уравнения (3.46):

$$\delta = \arcsin \left[\frac{\sin \alpha_1}{q(\lambda_1)} \right] - \alpha_1 = 14...8,42^\circ.$$

Необходимо отметить, что большие углы отклонения потока могут
оказаться неприемлемыми с точки зрения аэродинамики обтекания лопа-
ток рабочего колеса. В подобных случаях нужно либо уменьшить сте-
пень понижения давления на сопловом аппарате (не используя полно-
стью расширительную способность косого среза), либо вместо сужаю-
щихся сопел применить сопла Лавала, если их характеристики приемле-
мы. Окончательный выбор типа сопел может быть сделан в результате
анализа условий работы всей ступени турбины.

Специальный анализ проводится и при профилировании межлопа-
точных каналов, а также при выборе размеров и числа лопаток соплового
аппарата. Основной задачей при этом является уменьшение потерь на

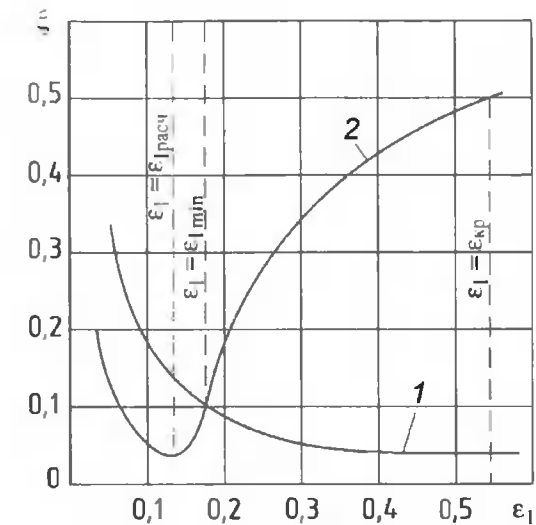


Рис. 3.5. Зависимость коэффициента по-
терь энергии ξ от отношения давлений ε_1 :
1 — сужающееся сопло с косым срезом;
2 — сопло Лавала с расчетным значени-
ем $\varepsilon_1 = 0,125$ [16]

трение и вихреобразование, а также волновых потерь в сверхзвуковых потоках, если они возникают. Более подробно вопросы профилирования и выбора параметров решеток изложены в работах [2, 16, 31].

3.4. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В КОЛЕСЕ ТУРБИНЫ

После выхода из соплового аппарата высокоскоростной поток газа приводит во вращение рабочее колесо турбины. Вращающий момент возникает в результате силового воздействия потока на лопатки рабочего колеса, установленные на определенном расстоянии от оси турбины. Вращение рабочего колеса приводит к тому, что скорость набегающего потока на лопатки отличается от скорости его истечения из соплового аппарата как по величине, так и по направлению. Величину и направление скорости набегающего потока можно определить, если из вектора скорости истечения c_1 вычесть вектор линейной (окружной) скорости движения лопаток $u = 2\pi r n$ (r — расстояние от оси вращения (радиус), на котором находятся входные кромки лопаток; n — частота вращения рабочего колеса). Разность указанных векторов дает вектор скорости w_1 (рис. 3.6), с которой газ движется относительно рабочего колеса (в теоретической механике скорость c_1 называется абсолютной скоростью; u — скоростью переносного движения; w_1 — относительной скоростью).

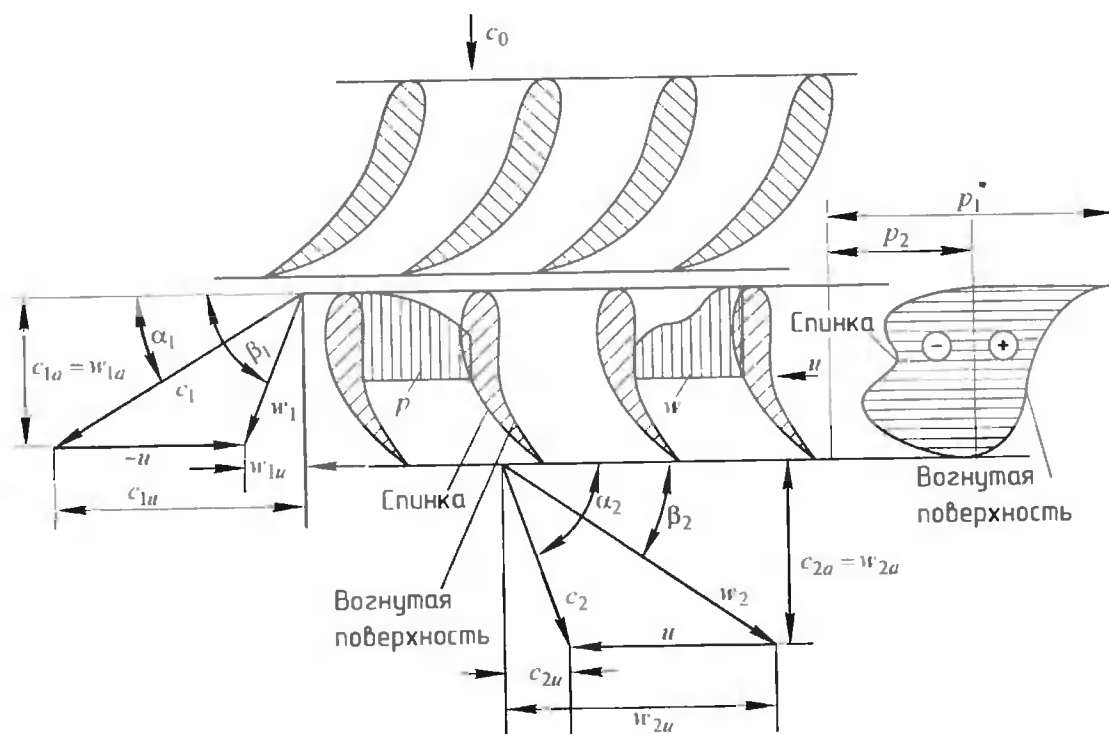


Рис. 3.6. Схема течения газа через ступень турбины

В межлопаточных каналах рабочего колеса скорость газа меняет свое направление (вектор w поворачивается) и может изменить (при соответствующем профилировании этих каналов) абсолютную величину (модуль). Вследствие поворота струи и изменения ее скорости возникает сила, приложенная к лопаткам, которая при вращении колеса производит механическую работу.

Появление данной силы объясняется тем, что на обеих сторонах лопатки возникают разные давления. На рис. 3.6 приведена примерная эпюра давлений по обе стороны лопатки: давление на вогнутой поверхности существенно выше, чем на выпуклой (спинке). Характер эпюры обусловлен действием инерционных (массовых) сил при повороте струи газа в межлопаточном канале — сил, которые прижимают частицы газа к вогнутой поверхности лопатки, создавая на ней повышенное давление, а также действием аэродинамических сил, которые возникают при обтекании потоком профиля лопатки.

Сила, действующая на лопатку, может быть определена не только суммированием эпюр давлений, но и с помощью закона сохранения импульса, который в векторной форме, применительно к потоку газа с расходом m (кг/с), записывают следующим образом (рис. 3.6):

$$\vec{P} = m(\vec{c}_1 - \vec{c}_2). \quad (3.53)$$

Окружная составляющая усилия $\vec{P}$ на лопатках, создающая вращающий момент, развиваемый рабочим колесом, является проекцией вектора силы (3.53) на направление вектора скорости u . Если разделить правую и левую части уравнения на m , то получим удельное усилие, соответствующее единичному расходу газа:

$$P_u = c_{1u} - c_{2u}. \quad (3.54)$$

Заметим, что

$$c_{1u} = u + w_1 \cos \beta_1; \quad c_{2u} = u + w_2 \cos \beta_2. \quad (3.55)$$

Следовательно,

$$P_u = w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2 = w_{1u} - w_{2u}, \quad (3.56)$$

т.е. окружная составляющая P_u удельного усилия может быть определена как по разности тангенциальных компонентов абсолютной скорости c , так и по разности тангенциальных компонентов относительной скорости w .

Как видно из рис. 3.6, векторы, входящие в формулы (3.53)...(3.56), составляют характерные для турбинных ступеней треугольники скоростей. Треугольник, составленный из векторов c_1 , w_1 и u , называют входным, а из векторов c_2 , w_2 и u — выходным. Часто их изображают исходя-

щими из одной вершины и в этом случае называют планом скоростей турбинной ступени. План скоростей дает наглядное представление о кинематике турбинной ступени, облегчает понимание, а в ряде случаев и решение некоторых вопросов теории турбомашин. Термин "турбинная ступень" (или "ступень турбины") обозначает комплект сопловой и рабочей решеток. Турбины могут быть одноступенчатыми или многоступенчатыми. В последнем случае ступени, состоящие каждая из сопловой и рабочей решеток, следуют одна за другой в общем потоке газа.

Момент сил, действующих на колесо турбины (как осевой, так и радиальной) при протекании 1 кг/с газа, можно найти, используя закон сохранения момента импульса: $M = r_1 c_{1u} - r_2 c_{2u}$, где r_1, r_2 — радиусы входных и выходных кромок лопаток соответственно.

Для осевых турбин в качестве r_1 и r_2 принимаются радиусы середины высоты лопаток по входным и выходным кромкам (возможен вариант, когда $r_1 = r_2$).

Удельная работа, совершаемая газом на лопатках в единицу времени,

$$L_u = M\omega = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}, \quad (3.57)$$

где ω — угловая скорость вращения рабочего колеса.

Уравнение (3.57) называется уравнением моментов количества движения Эйлера или основным уравнением турбомашин.

Если воспользоваться известной из курса тригонометрии теоремой косинусов, то можно записать

$$\begin{aligned} u_1 c_{1u} &= u_1 c_1 \cos \alpha_1 = \frac{1}{2}(c_1^2 + u_1^2 - w_1^2); \\ u_2 c_{2u} &= u_2 c_2 \cos \alpha_2 = \frac{1}{2}(c_2^2 + u_2^2 - w_2^2). \end{aligned} \quad (3.58)$$

Подставляя выражения (3.58) в уравнение (3.57), получаем

$$L_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}. \quad (3.59)$$

Приведенная форма основного уравнения турбомашин позволяет выявить связь работы турбины с изменением кинетической энергии потока (первый член правой части уравнения) и оценить количественно зависимость работы от двух других термодинамических особенностей происходящих в турбине процессов.

В частности, рассматривая последний член правой части уравнения (3.59), можно утверждать, что центростремительные турбины ($u_1 > u_2$) эффективнее, чем осевые ($u_1 = u_2$) и тем более центробежные ($u_2 > u_1$). Это следует из того, что в центростремительных турбинах газ совершает дополнительную работу против сил инерции (центробежных).

Второй член правой части уравнения (3.59) показывает, что работа турбины возрастает, если скорость относительного движения воздуха на выходе из лопаток рабочего колеса больше, чем на входе, т.е. если в межлопаточных каналах рабочего колеса (при их соответствующем профилировании) поток дополнительно разгоняется. Естественно, что при этом между входом и выходом лопаток рабочего колеса должен существовать (в соответствии с уравнением Бернулли) определенный перепад давлений. В связи с тем, что при $w_2 > w_1$ усилие на лопатках рабочего колеса частично создается за счет реактивной силы ускоряемого в межлопаточных каналах потока, турбинные ступени с такими рабочими колесами получили название реактивных. В отличие от них ступени с рабочими колесами, на лопатках которых происходит только поворот потока ($|w_2| = |w_1|$), называются активными.

3.5. ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ РЕАКТИВНОСТИ ТУРБИНЫ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Реактивные ступени характеризуются степенью реактивности $\rho_{ст}$, показывающей, какая часть полного адиабатического теплоперепада I_0 ступени преобразуется в кинетическую энергию потока в рабочем колесе:

$$\rho_{ст} = I_{02} / I_0; \quad I_0 = I_{01} + I_{02}, \quad (3.60)$$

где I_{01} — теплоперепад при адиабатическом расширении газа от давления p_0 до p_1 в сопловом аппарате; I_{02} — теплоперепад при адиабатическом расширении газа от давления p_1 до p_2 в межлопаточных каналах рабочего колеса. При активном процессе $I_{02} = 0$, следовательно, и $\rho_{ст} = 0$. Существуют турбины, у которых сопловой аппарат вовсе отсутствует и газ расширяется только на рабочих лопатках. Для такой турбины $I_{02} = I_0$ и $\rho_{ст} = 1$. Таким образом, степень реактивности может изменяться от нуля до единицы.

Степень реактивности оказывает существенное влияние на многие параметры турбины. Прежде всего, использование реактивных рабочих колес позволяет продолжить в них преобразование потенциальной энергии потока в кинетическую и в тех случаях, когда достигнут предел расширительной способности соплового аппарата. При этом более глубоко охлаждается газ на одной ступени турбины.

Даже в тех случаях, когда полная располагаемая степень понижения давления p_0/p_2 на ступени турбины невелика и не достигает предела расширительной способности соплового аппарата, применение реактивных рабочих колес позволяет снизить перепад давлений на сопловом аппарате. Вследствие этого уменьшается скорость движения газа по тракту турбины, снижаются потери на трение и преодоление местных сопротивлений (пропорциональных квадрату скорости для турбулентных те-

чений), что приводит к росту КПД ступени. Таким образом, и с этой точки зрения применение реактивных турбин представляется достаточно целесообразным.

С другой стороны, увеличение степени реактивности приводит к росту потерь, связанных с перетеканием газа с входной стороны рабочего колеса на выходную через зазоры между колесом (в частности, у концов лопаток) и корпусом под действием возрастающего на реактивных лопатках перепада давлений.

Степень реактивности влияет на величину оптимальной окружной скорости движения лопаток (а значит, и частоты вращения) рабочего колеса. Чтобы убедиться в этом, рассмотрим треугольники (планы) скоростей для активных и реактивных турбин.

На рис. 3.7, а показана схема ступени активной турбины с треугольниками скоростей на входе и выходе рабочего колеса. Согласно определению в активной турбине скорость движения воздуха в межлопаточных каналах рабочего колеса остается неизменной по модулю, т.е. $|\vec{w}_1| = |\vec{w}_2|$.

Из треугольников скоростей видно (см. рис. 3.6 и 3.7), что во всех случаях $c_{1a} = w_{1a}$ и $c_{2a} = w_{2a}$, где c_a , w_a — осевые составляющие абсолютной и относительной скоростей.

Осевая составляющая абсолютной скорости движения c_a обусловлена продольным перемещением газа через турбину и может быть определена с помощью уравнения неразрывности (3.37) из условия заданного расхода газа через ступень. В рабочих колесах активных турбин площадь поперечного сечения межлопаточных каналов остается постоянной. Тогда в соответствии с уравнением Бернулли $p = \text{const}$; $T = \text{const}$, а значит, и $\rho = \text{const}$. Отсюда $c_a = c_{1a} = c_{2a} = w_{1a} = w_{2a} = \text{const}$.

Равенство проекций равных по модулю векторов $\vec{w}_1$ и $\vec{w}_2$ означает равенство соответствующих углов на основе следующих очевидных соотношений:

$$w_{1a} = |\vec{w}_1| \sin \beta_1;$$

$$w_{2a} = |\vec{w}_2| \sin \beta_2,$$

откуда следует равенство углов

$$\beta_1 = \beta_2,$$

что обеспечивает симметрию углов входных и выходных кромок лопаток рабочего колеса относительно плоскости диска, являющуюся характерным признаком активных турбин.

Данное свойство позволяет изображать планы скоростей не только исходящими из одной вершины, но и частично совмещенными в результате зеркального отображения выходного треугольника скоростей относительно продольной оси движения потока. На рис. 3.7, в показан при-

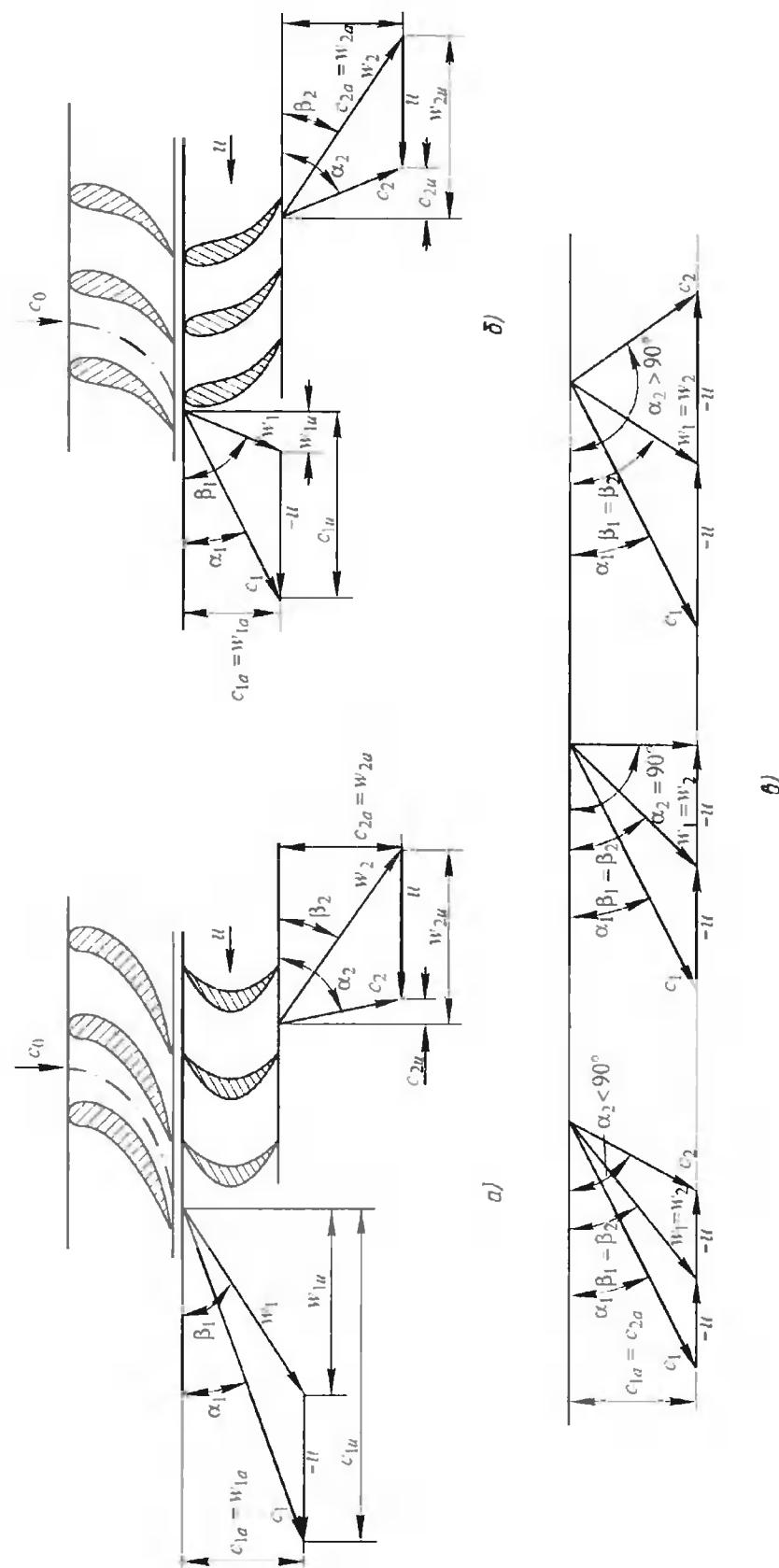


Рис. 3.7. Схема ступени турбины:

а — активная турбина; б — реактивная турбина; в — планы скоростей

мер построения таких планов для различных величин окружной скорости u . Как видим, при изменении окружной скорости движения лопаток рабочего колеса (точнее — при изменении отношения u_1/c_1) изменяются выходная скорость c_2 и угол α_2 выхода потока (т.е. его направление и степень закрутки).

Согласно основному уравнению турбомашин (3.59) наибольшая работа (а значит, и наибольшая степень охлаждения газа) на турбине будет тогда, когда c_2 имеет наименьшее значение, т.е. при угле выхода потока $\alpha_2 = 90^\circ$ и вполне определенной величине окружной скорости лопаток, которую можно найти из соотношений для соответствующего плана скоростей

$$(2u_1)_{\text{опт}} = c_1 \cos \alpha_1; \quad \left(\frac{u_1}{c_1} \right)_{\text{опт}} = \frac{\cos \alpha_1}{2}.$$

Поскольку углы α_1 сравнительно невелики, для активных турбин в первом приближении можно считать, что $(u_1)_{\text{опт}} \cong 0,5c_1$.

Рассмотрим теперь планы скоростей для реактивных турбин (рис. 3.7, б). Во-первых, их особенностью является большая величина вектора скорости $\vec{w}_2$ по сравнению с $\vec{w}_1$ (поток в межлопаточных каналах рабочего колеса ускоряется). Во-вторых, в связи с ростом скорости плотность газа по мере движения по рабочему колесу уменьшается (см. уравнение (3.42)), поэтому из условия неизменности расхода через проточную часть турбины следует, что осевая составляющая скорости c_{2a} возрастает по сравнению с c_{1a} .

Установим связь степени реактивности с кинематическими характеристиками ступени на примере осевой турбины, для которой в расчетных сечениях окружные скорости лопаток рабочего колеса одинаковы, т.е. $u_1 = u_2$. Тогда степень реактивности может быть выражена через скорости следующим образом (см. зависимости (3.60), (3.10) и (3.59)):

$$\rho_{\text{ст}} = \frac{I_{02}}{I_0} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2} = 1 - \frac{c_1^2 - c_2^2}{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}.$$

Скорости относительного движения w могут быть выражены из треугольников скоростей через абсолютные скорости c и переносные скорости u с использованием теоремы косинусов:

$$\begin{aligned} \rho_{\text{ст}} &= 1 - \frac{c_1^2 - c_2^2}{c_1^2 - c_2^2 + c_2^2 + u^2 - 2uc_2 \cos \alpha_2 - c_1^2 - u^2 + 2uc_1 \cos \alpha_1} = \\ &= 1 - \frac{c_{1u}^2 - c_{2u}^2 + c_{1a}^2 - c_{2a}^2}{2u(c_{1u} - c_{2u})} = 1 - \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2u} + \frac{c_{2a}^2 - c_{1a}^2}{2u(c_{1u} - c_{2u})}. \end{aligned} \quad (3.61)$$

Как было показано, для активных турбин $c_{1a} = c_{2a}$. Очевидно, что это равенство почти не нарушается и для небольших степеней реактивности. Кроме того, исходя из условия получения наибольшего перепада температур на турбине правомерно требовать, чтобы обеспечивалось равенство $c_2 = c_{2\min}$, т.е. чтобы $c_{2u} = 0$. Тогда можно получить приближенную зависимость

$$\rho_{\text{ст}} \cong 1 - \frac{c_{1u}}{2u}, \quad (3.62)$$

из которой следует связь оптимальной относительной окружной скорости u/c_{1u} со степенью реактивности

$$\left(\frac{u}{c_{1u}} \right)_{\text{опт}} \approx \frac{1}{2(1 - \rho_{\text{ст}})}. \quad (3.63)$$

Формула (3.63) подтверждает результат, полученный ранее для активных турбин (при $\rho_{\text{ст}} = 0$ $u/c_{1u} = 0,5$), и, кроме того, показывает, что с увеличением степени реактивности турбин оптимальная относительная скорость u/c_{1u} возрастает.

Из сопоставления планов скоростей, приведенных на рис. 3.7, а, следует, что при прочих равных условиях увеличение окружной скорости движения лопаток u вначале (до $\beta_1 \leq 90^\circ$) уменьшает, а затем увеличивает относительную скорость воздуха w_1 на входе в рабочее колесо. Как уже отмечалось, уменьшение скорости снижает профильные потери на рабочем колесе и с этой точки зрения оптимум потерь для реактивных турбин соответствует $\beta_1 = 90^\circ$, т.е. $u/c_{1u} = 1$, а значит, как следует из (3.62), $(\rho_{\text{ст}})_{\text{опт}} \cong 0,5$.

Отмеченное свойство реактивных турбин подтверждается результатами экспериментальных исследований, которые показывают, что максимальные значения КПД турбин с увеличением степени реактивности $\rho_{\text{ст}}$ (до 0,5) возрастают [56] на величину, составляющую примерно до 10 % от исходного КПД для активных турбин.

3.6. ВЫБОР ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА ТХ

Очень часто одним из основных ограничений применения турбин с повышенной степенью реактивности является допустимая частота вращения ротора, которая выбирается с учетом прочности вращающихся частей и работоспособности подшипников. Действительно, например, при степени понижения давления в активной турбине $p_1/p_2 \cong 7$ скорость истечения воздуха из соплового аппарата составляет примерно 500 м/с и, следовательно, окружная скорость лопаток рабочего колеса должна быть равна 250 м/с. При расположении лопаток на диаметре 0,1 м указанная

скорость соответствует частоте вращения примерно 50 000 об/мин, что близко к пределу быстроходности даже для самых маленьких подшипников (53 000 об/мин) и превосходит его для подшипников под диаметр вала более 5 мм [40].

Увеличение степени реактивности требует роста окружной скорости движения лопаток рабочего колеса, причем не только по отношению к скорости истечения из соплового аппарата (что было показано выше), но и по абсолютной величине даже в тех случаях, когда срабатываемый в турбине теплоперепад остается неизменным. Например, для степени реактивности $\rho_{ст} = 0,5$ на сопловом аппарате должна срабатываться половина исходного теплоперепада и, следовательно, скорость истечения c_1 должна уменьшиться в $\sqrt{2}$ раз (см. уравнение (3.10)). Но относительная окружная скорость u/c_{1u} должна увеличиться вдвое (по сравнению с активной турбиной), поэтому абсолютная окружная скорость должна вырасти в $\sqrt{2} \cong 1,4$ раза, что для рассмотренного примера приведет к частоте вращения ротора примерно 70 000 об/мин.

Существует несколько вариантов создания конструкции ТХ с достаточно высокой эффективностью. Во-первых, можно разработать специальные подшипники с большей быстроходностью. Для этого необходимо повысить точность (иногда до микрон) обработки деталей подшипников. Во-вторых, можно выполнить на валу ТХ беговые дорожки для шариков подшипника в целях исключения из его конструкции внутреннего кольца (увеличивающего диаметр подшипника и уменьшающего его быстроходность). В-третьих, можно применять только активные рабочие колеса, требующие меньшей быстроходности, либо, задавая какую-то степень реактивности, назначать частоту вращения меньше оптимальной, компенсируя эти потери увеличением КПД ступени, обусловленным реактивностью турбины. В-четвертых, нельзя упускать из виду и возможность уменьшения частоты вращения путем увеличения диаметра турбины: ведь определенное соотношение требуется только для линейных скоростей, а не непосредственно для частоты вращения. И, наконец, можно уменьшить требуемую быстроходность ротора, ограничивая теплоперепад (степень понижения давления) на ступени турбины.

3.7. ПОТЕРИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ ТХ

Рассмотрим более подробно вопросы, связанные с обеспечением высокой эффективности ТХ путем рационального выбора типа и размеров рабочего колеса.

Влияние окружной скорости движения лопаток рабочего колеса на КПД турбины объясняется потерями энергии, которыми сопровождается рабочий процесс в ТХ, в частности потерями в сопловой решетке, потерями в решетке рабочих лопаток, выходными потерями, потерями от уте-

чек и перетекания, потерями вентиляционными и от трения диска о газ, потерями от теплообмена охлажденного воздуха с корпусом турбины, имеющим более высокую температуру. Последний вид потерь, очевидно, не связан прямо с изменением скорости вращения ротора, но обладает следующим характерным свойством: любые изменения режима работы, приводящие к улучшению эффективности ТХ и повышению перепада температур, сопровождаются пропорциональным увеличением тепловых потерь. Общий уровень данного вида потерь обычно не превышает нескольких процентов.

Потери в решетках разделяются на две группы: профильные и концевые. Профильные потери обуславливаются трением в пограничном слое, образующемся на профиле лопаток; вихреобразованием в зоне за выходными кромками; отрывом потока от поверхности профиля; скачками уплотнения, возникающими в межлопаточном канале при переходе сверхзвуковой скорости в дозвуковую (волновые потери).

Потери на отрыв потока и волновые потери наблюдаются только в определенных случаях.

Известно, что сопротивление трения зависит, прежде всего, от характера пограничного слоя — ламинарный или турбулентный. Поскольку при ламинарном течении потери меньше, лопатки стремятся профилировать так, чтобы точка перехода ламинарного слоя в турбулентный находилась дальше от входной кромки профиля. Чаще всего такая точка перехода на спинке профиля совпадает с точкой минимального давления или находится в начале диффузорной области. Расчеты и экспериментальные данные показывают, что потери растут с увеличением угла поворота потока в решетке.

Вихреобразование за кромками объясняется отрывом потока при сходе его с кромок. При этом после отрыва давление со стороны вогнутой поверхности лопаток падает, а со стороны спинки растет. Величина кромочных потерь пропорциональна толщине кромки.

Потери, связанные с отрывом потока от поверхности лопаток, входят в число наиболее существенных потерь, хотя и не всегда имеют место при обтекании решетки. В местах отрыва образуются вихри, обуславливающие значительные потери энергии. При отрыве сужается проходное сечение канала, что может повлечь за собой уменьшение пропускной способности решетки и, следовательно, уменьшение расхода газа через турбину по сравнению с принятым в расчете. Отрывы потока могут наблюдаться на входной части профиля, особенно когда угол атаки существенно отличается от нуля. Так, при положительном угле атаки отрыв может произойти на спинке лопатки, а при отрицательном — на вогнутой поверхности, причем в обоих случаях вблизи входной кромки. Резкое изменение кривизны профиля, как это часто наблюдается на спинке лопатки при переходе криволинейного очертания в плоское, почти всегда вызывает отрыв потока у выходной кромки. Таким образом, для безотрывного об-

текания благоприятны профили с плавно изменяющейся кривизной; при этом радиус кривизны должен постепенно возрастать от входа к выходу.

В межлопаточных каналах возможно достижение звуковой или сверхзвуковой скорости даже в тех случаях, когда скорости на входе в решетку и на выходе из нее являются дозвуковыми. Это может наблюдаться при достаточно большой дозвуковой скорости входа в решетку на спинке профиля в месте максимума отрицательного давления. Образованию сверхзвуковых скоростей способствуют большой шаг решетки и значительная кривизна профиля. Дальнейший переход от местной сверхзвуковой к дозвуковой скорости происходит скачкообразно и сопровождается потерей энергии. Поскольку волновые потери, возникающие из-за скачков уплотнения в канале, обычно невелики, переход через критическое число M не всегда вызывает снижение КПД решетки.

Концевые потери возникают в результате так называемых вторичных течений, образующихся под действием разности давлений на вогнутой и выпуклой сторонах лопаток и проявляющихся наиболее отчетливо именно у концов лопаток на поверхностях, замыкающих межлопаточный канал. Вторичные течения обуславливают сход с концов лопаток парных вихрей, которые не только требуют затрат энергии, но и отклоняют вектор местной скорости от номинального направления, что, как правило, приводит к дополнительным потерям.

Абсолютная величина концевых потерь не зависит от высоты лопаток до тех пор, пока при уменьшении этой высоты не начинается взаимодействие парных вихрей. Зоны пространственного обтекания лопаток смыкаются, когда высота лопатки становится примерно равной ее хорде, а при дальнейшем уменьшении высоты лопаток концевые потери резко возрастают.

Относительная величина концевых потерь в любом случае возрастает с уменьшением высоты лопатки или увеличением ее хорды.

Рассмотренные потери в решетках имеют один и тот же характер как для сопловых аппаратов, так и для рабочих колес. Вместе с тем во вращающихся решетках возникают дополнительные потери, вызванные течениями газа под действием центробежных сил и нестационарностью входного потока. Нестационарность потока обусловлена непрерывным изменением взаимного расположения сопловой и рабочей решеток, а также изменением параметров газа в потоке, выходящем из сопловой решетки (эти изменения неравномерны как по шагу, так и по высоте решетки). Кроме того, в рабочих колесах еще возникают потери, связанные с утечками газа через уплотнения ротора, а также через радиальный зазор между концами лопаток (или их бандажом) и корпусом турбины. Потери от утечек пропорциональны расходу утечек, а для рабочих лопаток без бандажа дополнительно связаны с образованием вихрей, вызванных перетеканием газа через концы лопаток с вогнутой на выпуклую сторону (из области повышенного давления в область разрежения). Следует заме-

тить, что вращение решетки снижает перетекание газа через концы лопаток, так как направление относительной скорости корпуса турбины противоположно направлению перетекания потока. Потери от утечек и перетекания возрастают с увеличением степени реактивности, поскольку при этом возрастает перепад давлений, действующих по разные стороны рабочего колеса.

Потери в сопловой и рабочей решетках зависят от шага установки лопаток и их геометрической конфигурации. С уменьшением шага (увеличением густоты решетки) возрастают профильные потери из-за увеличения поверхности трения. С увеличением шага (в пределах взаимодействия между собой соседних лопаток) давление на вогнутой поверхности лопатки возрастает, а на спинке — падает. Это вызывает увеличение концевых потерь и способствует отрыву потока на спинке, где разность давлений на выходе из решетки и минимального давления возрастает. Кроме того, снижение давления на спинке при увеличении шага может вызвать волновые потери.

Очевидно, что для каждого типа решетки существует оптимальный шаг, при котором КПД решетки достигает максимума. Этот шаг определяется из условия обеспечения такой степени нагрузки профиля, при которой потери на трение минимальны, и, в частности, отрыв потока происходит только на выходной кромке, а волновые потери отсутствуют.

Угол поворота потока в межлопаточном канале (кривизна лопаток) также значительно влияет на разность давлений на вогнутой стороне лопатки и ее спинке. С увеличением кривизны лопаток указанная разность давлений возрастает, кроме того, увеличивается протяженность диффузорного участка на спинке и возрастает опасность отрыва потока.

Размер хорды (ширина) лопаток влияет на величину потерь. С одной стороны, при уменьшении хорды лопаток при их неизменной абсолютной высоте увеличивается относительная высота лопаток, что благоприятно сказывается на концевых потерях. С другой стороны, при уменьшении ширины лопаток пропорционально уменьшается число Рейнольдса, что может привести к возрастанию коэффициента сопротивления трения и к соответствующему росту профильных потерь. В этой связи для каждого вида установки лопаток существует оптимальная ширина решетки. Необходимо также иметь в виду, что уменьшение ширины лопаток влечет за собой увеличение их числа (для сохранения оптимального относительного шага) и может затруднить размещение лопаток на диске.

Потери от трения диска вызываются тем, что частицы окружающего газа вовлекаются во вращательное движение его поверхностью, под действием центробежных сил отбрасываются к периферии и замешаются другими частицами. Вследствие этого в меридиональном сечении турбины возникает циркуляционное движение газа между ее диском и корпусом: у поверхности диска частицы газа движутся к периферии, а у противоположной диску поверхности корпуса — к центру. На поддержание цир-

куляционного и вращательного движений затрачивается энергия рабочего колеса. Как показывают расчеты и эксперименты, на трение диска о воздух затрачивается мощность, пропорциональная плотности воздуха, кубу угловой скорости вращения и диаметру диска в пятой степени.

3.8. ЗАВИСИМОСТЬ КПД ТУРБИНЫ ОТ СОСТАВЛЯЮЩИХ АБСОЛЮТНОЙ СКОРОСТИ

Рассмотренные виды потерь в разной степени прямо или косвенно зависят от скорости вращения рабочего колеса, но в целом их влияние на КПД турбины сравнительно невелико и укладывается для турбохолодильников в диапазон примерно до 20 %. Наибольшая зависимость КПД от окружной скорости обусловлена потерями энергии с выходной скоростью c_2 . Как уже отмечалось, указанные потери минимальны, когда выходящий из турбины поток не вращается, т.е. движется поступательно по выходному патрубку при $c_{2u} = 0$. Из треугольников скоростей видно, что такое направление выходной скорости возможно (при прочих равных условиях) только при определенной величине окружной скорости u , точнее, при определенном соотношении u/c_{1u} или $u/c_{ад}$, где $c_{ад}$ — изоэнтропическая (адиабатическая) скорость истечения, соответствующая полному теплоперепаду на ступени I_0 .

Степень влияния окружной скорости u на КПД можно в первом приближении оценить непосредственно, используя уравнение Эйлера (3.57). Из этого уравнения видно, что работа турбины (а следовательно, и КПД) равна нулю при полном торможении ротора ($u_1 = u_2 = 0$) и при некотором достаточно большом значении u , когда происходит "вырождение" турбины ($c_{1u}u_1 = c_{2u}u_2$) и поток не оказывает силового воздействия на лопатки рабочего колеса. Максимум КПД достигается при некотором промежуточном значении окружной скорости, зависящем от степени реактивности (см. формулу (3.63)).

Зависимость КПД турбины от окружной скорости можно выразить более точно. В качестве примера рассмотрим эту задачу для осевой турбины, у которой для простоты предполагается равенство окружных скоростей на входных и выходных кромках лопаток. Тогда в соответствии с уравнением (3.57) работа турбины $L_u = u(c_{1u} - c_{2u})$, а для КПД получим очевидное соотношение

$$\eta_u = \frac{L_u}{I_0} = \frac{2u}{c_{ад}^2} (c_{1u} - c_{2u}). \quad (3.64)$$

Из входного треугольника скоростей (см. рис. 3.6) следует, что $c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$. Скорость истечения из соплового аппарата c_1 можно определить через изоэнтропическую скорость $c_{ад}$ с учетом того, что на сопловом аппарате срабатывается только часть I_{01} полного теплоперепада I_0 :

$$I_{01} = I_0 - I_{02} = I_0 (1 - \rho_{ст}).$$

Кроме того, в сопловом аппарате возникают потери (на трение, вихреобразование и т.п.), которые можно интегрально оценить с помощью коэффициента скорости φ . Таким образом,

$$\begin{aligned} c_1 &= \varphi c_{ад} \sqrt{1 - \rho_{ст}}, \\ c_{1u} &= \varphi c_{ад} \sqrt{1 - \rho_{ст}} \cos \alpha_1. \end{aligned} \quad (3.65)$$

Из выходного треугольника скоростей получим

$$c_{2u} = w_{2u} + u = -\sqrt{w_2^2 - c_{2a}^2} + u \quad (3.66)$$

(знак минус перед квадратным корнем учитывает направление вектора w_{2u}).

Выразим относительную скорость истечения из рабочего колеса w_2 через входную скорость w_1 с учетом ее изменения в результате срабатывания теплоперепада I_{02} :

$$w_2 = \psi \sqrt{w_1^2 + \rho_{ст} c_{ад}^2}, \quad (3.67)$$

где ψ — коэффициент скорости, учитывающий потери в рабочем колесе аналогично коэффициенту φ для соплового аппарата.

В свою очередь скорость w_1 может быть найдена из входного треугольника скоростей с использованием теоремы косинусов:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1} = \sqrt{\varphi^2 c_{ад}^2 (1 - \rho_{ст}) - u(2\varphi c_{ад} \sqrt{1 - \rho_{ст}} \cos \alpha_1 - u)}.$$

Подставив это выражение в (3.67), получим

$$w_2 = \psi \sqrt{\varphi^2 c_{ад}^2 (1 - \rho_{ст}) - u(2\varphi c_{ад} \sqrt{1 - \rho_{ст}} \cos \alpha_1 - u) + \rho_{ст} c_{ад}^2}. \quad (3.68)$$

Подставив (3.68) в (3.66), найдем

$$c_{2u} = -\sqrt{\psi^2 [\varphi^2 c_{ад}^2 (1 - \rho_{ст}) - u(2\varphi c_{ад} \sqrt{1 - \rho_{ст}} \cos \alpha_1 - u) + \rho_{ст} c_{ад}^2] - c_{2a}^2} + u. \quad (3.69)$$

Подставив (3.69) и (3.65) в (3.64), окончательно запишем зависимость КПД от относительной окружной скорости и от других параметров турбины:

$$\begin{aligned} \eta_u &= \frac{2u}{c_{ад}^2} \left\{ \varphi \sqrt{1 - \rho_{ст}} \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_{ад}} + \right. \\ &\quad \left. + \sqrt{\psi^2 \left[\varphi^2 (1 - \rho_{ст}) - \frac{u}{c_{ад}} \left(2\varphi \sqrt{1 - \rho_{ст}} \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_{ад}} \right) + \rho_{ст} \right] - \frac{c_{2a}^2}{c_{ад}^2}} \right\}. \end{aligned} \quad (3.70)$$

Осевая составляющая выходной скорости c_{2a} в уравнении (3.70) является зависимой переменной и должна определяться по уравнению неразрывности с учетом влияния степени понижения давления $\pi_r = p_0/p_2$ в турбине [1]:

$$\frac{c_{2a}}{c_{ад}} = \varphi \sqrt{1 - \rho_{ст}} \sin \alpha_1 \left[1 + \rho_{ст} \left(\pi_r^{\frac{r-1}{k}} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}} \frac{h_1 D_{1ср}}{h_2 D_{2ср}},$$

где $D_{1ср}$, $D_{2ср}$ — средние диаметры канала на входе и выходе колеса турбины соответственно.

Результаты расчета по формуле (3.70) при $\varphi = 0,98$; $\psi = 0,97$; $\alpha_1 = 15^\circ$; $\pi_r = 2$ представлены на рис. 3.8 в виде семейства кривых (параметром которого является степень реактивности $\rho_{ст}$), отражающих зависимость КПД от относительной окружной скорости $u/c_{ад}$. Графики подтверждают все установленные ранее закономерности (существование и положение максимума

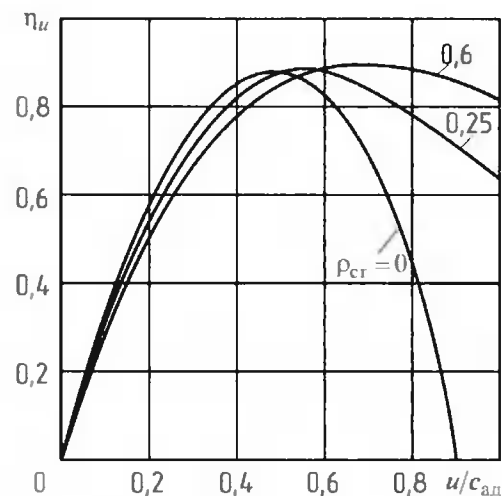


Рис. 3.8. Зависимость КПД турбины η_u от относительной окружной скорости $u/c_{ад}$ и степени реактивности $\rho_{ст}$

КПД, возрастание максимума и смещение в область более высоких окружных скоростей с увеличением степени реактивности и т.д.). В то же время они иллюстрируют большую пологость зависимости КПД от окружной скорости для реактивных турбин, особенно сильно выраженную для правых ветвей кривых и возрастающую с увеличением степени реактивности. Это позволяет с меньшими потерями эффективности отклоняться от точной координаты оптимума. С другой стороны, как для реактивных, так и для активных турбин снижение окружной скорости до значений, меньших $0,5c_{ад}$, и, особенно, меньших $0,4c_{ад}$, резко уменьшает КПД и, следовательно, нежелательно.

3.9. ВЫБОР СТЕПЕНИ ПАРЦИАЛЬНОСТИ ТУРБИНЫ

При заданном уровне окружной скорости лопаток рабочего колеса можно снизить частоту вращения ротора путем увеличения диаметра турбины. При этом не только облегчаются условия работы подшипников, но и уменьшаются центробежные силы, действующие на лопатки и диск, поскольку они пропорциональны u^2/r , где r — радиус турбины.

Увеличение диаметра рабочего колеса ТХ сдерживается тем, что для сохранения требуемой площади проходного сечения тракта турбины

(обусловленной заданным расходом воздуха) приходится уменьшать высоту лопаток как соплового аппарата, так и рабочего колеса. Это приводит к возрастанию концевых потерь, особенно после смыкания зон расположения парных вихрей, когда высота лопатки становится примерно равной или меньше ее хорды. Для того чтобы уменьшить площадь проходного сечения соплового аппарата, сохранив приемлемую высоту лопаток, можно заглушить некоторую часть межлопаточных каналов, обеспечив так называемый парциальный (частичный) подвод газа к лопаткам рабочего колеса. Турбины в подобных случаях называются парциальными. Отношение длины дуги S , занимаемой сопловым сегментом с открытыми сопловыми каналами, ко всей длине окружности, измеренной по середине высоты лопаток (рис. 3.9), называется степенью парциальности e и определяется по формуле [31]

$$e = \frac{S}{\pi d_1}.$$

Парциальным турбинам, применяемым для предотвращения резкого возрастания концевых потерь в лопаточных решетках, свойственны свои потери. Эти потери обусловлены:

- 1) вентиляционным действием тех рабочих лопаток, на которые в данный момент не поступает струя рабочего газа и которые перемешивают и перемещают неподвижный газ, окружающий колесо;
- 2) трением поверхностей неработающих частей рабочей решетки;
- 3) падением (при уменьшении степени парциальности) реактивности ступени и ее неравномерностью по дуге подвода газа;
- 4) подсосом рабочей струей инертного газа из осевого зазора с одной стороны соплового сегмента и утечкой газа из проточной части с другой его стороны, что приводит к размыванию рабочей струи;
- 5) прерывистостью поступления газа на парциальное колесо, т.е. явлениями, происходящими в межлопаточном канале, который отходит от канала рабочей струи газа, или в канале, подходящем к соплу, но заполненном еще неподвижным газом.

Потери, вызванные первыми двумя причинами, называют потерями на чистую вентиляцию, а потери, вызванные причинами, описанными в пп. 3...5, называют потерями на выколачивание или потерями на концах дуг подвода газа. Уровень потерь, вызванных парциальностью, возрастает



Рис. 3.9. Схема парциальной ступени турбины с заглушенной частью соплового аппарата (СА)

с уменьшением степени парциальности (т.е. с уменьшением длины дуги соплового сегмента), и, следовательно, можно предполагать существование оптимальной степени парциальности, обеспечивающей минимум суммарных потерь в турбине. Такое предположение подтверждается экспериментальными данными и теоретическими оценками.

При анализе возможных путей создания высокоэффективных ТХ следует иметь в виду, что при выборе рациональной степени реактивности турбины приходится учитывать ее влияние на характер усилий, возникающих в подшипниковых узлах. Дело в том, что с увеличением степени реактивности увеличивается перепад давлений на лопатках рабочего колеса и возникает осевая составляющая нагрузки на подшипники, особенно если разные по величине давления действуют не только на входной и выходной поверхностях рабочего колеса, но и на соответствующих сторонах диска.

Осевые усилия на радиальных и радиально-упорных подшипниках существенно увеличивают их нагруженность и заметно снижают ресурс. Особенно нежелательны осевые усилия для высокооборотных подшипников, к которым относятся подшипники ТХ. Чтобы снизить осевые усилия на подшипники, либо ограничивают степень реактивности турбин, либо принимают специальные конструктивные меры (лабиринтные уплотнения диска рабочего колеса от проточной части турбинного тракта, выравнивание давлений по обе стороны диска с помощью высверленных в нем специальных отверстий достаточно большого диаметра), либо используют специальные системы уравнивания осевых усилий с подводом воздуха высокого давления, взятого со входа в турбину, в полость, граничащую с выходной поверхностью диска, как это показано, например, на рис. 3.14.

Разумеется, при решении подобных задач необходимо учитывать осевые усилия, возникающие не только на рабочем колесе, но и в нагрузочном устройстве турбины, расположенном на другом конце вала.

3.10. РАБОТА ТХ НА НЕРАСЧЕТНЫХ РЕЖИМАХ И РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБИН

Турбохолодильники (как и любые другие технические устройства) проектируют под вполне определенные условия работы, считающиеся расчетными. Именно исходя из данных условий назначают все конструктивные и проектные параметры, обеспечивающие получение наилучших результатов (наиболее высокий КПД или заданные значения каких-либо других показателей) в разрабатываемом агрегате. Естественно, что на нерасчетных режимах указанные показатели могут отклоняться от заданных, в частности КПД, как правило, уменьшается, и могут возникать явления неустойчивости, автоколебаний и т.п., как это происходит, например, в компрессорах.

В этой связи отметим, что, несмотря на сходство турбин и компрессоров в турбинах никогда не возникает неустойчивых режимов работы [56, с. 389].

Газодинамические процессы в турбинах полностью определяются четырьмя независимыми переменными: давлением и температурой воздуха (газа) на входе, давлением на выходе и частотой вращения ротора. Используя методы теории подобия или анализа размерностей, можно сократить число независимых переменных до двух безразмерных комплексов и с их помощью характеризовать любые параметры турбин, представленные также в безразмерной форме. Рассмотрим влияние каждой из четырех независимых переменных. Для простоты будем предполагать, что при изменении одной из них все остальные остаются неизменными.

Давление на выходе из турбины p_2 в соответствии с уравнением Бернулли (3.4) определяет запас потенциальной энергии, который может быть преобразован в кинетическую энергию потока: при уменьшении давления на выходе этот запас возрастает, а при увеличении — уменьшается. Следовательно, при уменьшении давления на выходе скорость движения воздуха по тракту турбины увеличивается. Чтобы при увеличенных скоростях движения воздуха по тракту не изменялись углы входа потока на лопатки рабочего колеса, необходимо увеличить окружную скорость лопаток, а значит, и частоту вращения ротора. В противном случае могут увеличиться профильные потери на рабочем колесе и потери энергии с выходной скоростью вследствие закрутки потока за рабочим колесом. Отметим, что связанный с увеличением скорости потока рост его кинетической энергии и возрастание вращающего момента на рабочем колесе способствуют увеличению частоты вращения ротора, но новое установившееся число оборотов турбины определяется свойствами нагрузки на ее валу и в общем случае не обязательно соответствует оптимальным для турбины значениям.

Картина происходящих процессов усложняется, когда значения скоростей движения потока достигают или превосходят значение местной скорости звука. В подобных случаях могут возникать дополнительные волновые потери. Наиболее существенное влияние оказывает достижение параметрами потока критического уровня в узком сечении каналов соплового аппарата или (для реактивных турбин) рабочего колеса.

Рассмотрим случай, когда критический режим устанавливается в узком сечении каналов рабочего колеса, а в сопловом аппарате течение остается докритическим. Очевидно, что тогда дальнейшее понижение давления на выходе из турбины не оказывает влияния на течение по всему тракту перед критическим сечением: давления, скорости и температуры остаются неизменными. Не изменяется и расход газа. Изменения всех параметров происходят только на косом срезе лопаток рабочего колеса: скорость истечения увеличивается, одновременно увеличивается и угол отклонения потока от направления, совпадающего с углом выходных

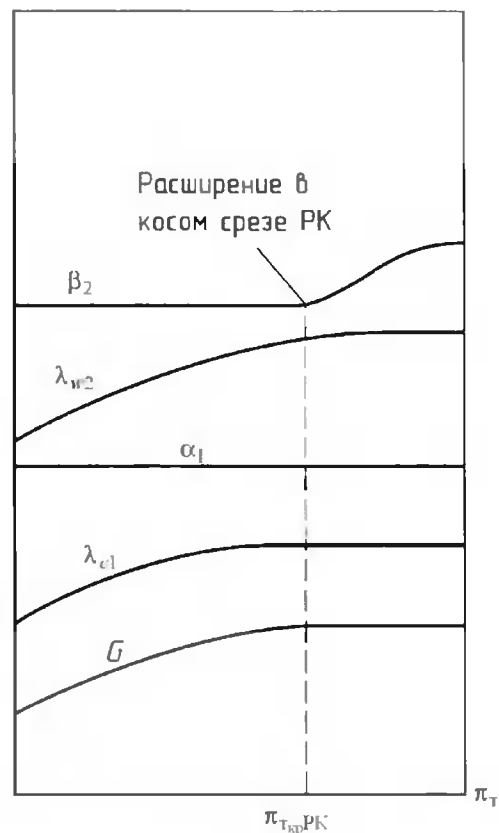


Рис. 3.10. Изменение параметров ступени турбины при достижении кризиса только в рабочем колесе (РК):

π_T — степень понижения давления в турбине, $\pi_T = p_1/p_2$

кромок лопаток, что при неизменной частоте вращения ротора влияет на закрутку и может привести к увеличению потерь с выходной скоростью. При достижении предела расширительной способности косого среза (см. разд. 3.5) осевая составляющая выходной скорости (относительной и абсолютной) становится равной скорости звука, и дальнейшее понижение давления может привести к резкому возрастанию волновых потерь в выходном патрубке ТХ из-за возникновения скачков уплотнения.

Изменение некоторых параметров ступени, соответствующее рассмотренной схеме процессов, представлено на рис. 3.10.

Когда критический режим течения устанавливается первоначально в узком сечении каналов сопловой решетки, характер процессов при дальнейшем уменьшении p_2 может быть различным. Для активных турбин, когда $p_2 = p_1$, понижение выходного давления сопровождается ростом скорости истечения из соплового аппарата, а также соответствующим ростом скорости течения в каналах рабочего колеса при возрастании угла отклонения потока от направления выходных кромок лопаток соплового аппарата. Завершение этого процесса соответствует достижению предела расширительной способности косого среза сопловой решетки, резкому возрастанию волновых потерь, поскольку скорость набегающего потока на лопатки рабочего колеса становится сверхзвуковой.

В реактивных турбинах возможна ситуация, когда после кризиса в сопловой решетке и до достижения предела ее расширительной способности наступает кризис в рабочем колесе. Тогда дальнейшее изменение параметров потока в сопловом аппарате прекращается, и процесс завершается после исчерпания расширительной способности косого среза лопаток рабочего колеса (рис. 3.11).

Следует отметить, что для реактивных турбин последовательность развития процессов зависит не только от различий в их конструкции, но в некоторых случаях (в определенных пределах) и от величины окружной скорости лопаток рабочего колеса для одной и той же турбины.

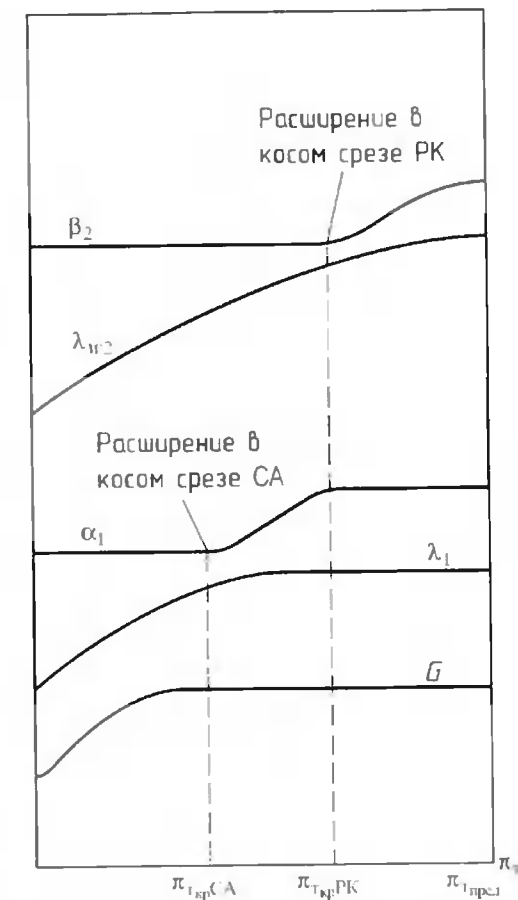
Рис. 3.11. Изменение параметров ступени турбины при достижении кризиса сначала в сопловом аппарате (СА), а затем в рабочем колесе (РК)

Влияние изменения давления p_0 на входе в турбину на характер происходящих в ней процессов во многом аналогично влиянию давления на выходе (меняется только направление), но имеет и свои особенности. В отличие от рассмотренных ранее схем процессов, при изменении входного давления давление в критическом сечении и выше его по тракту изменяется не только на докритических режимах течения, но и после наступления кризиса. При этом изменяется пропорционально изменению давления в критическом сечении массовый расход воздуха, следовательно, изменяется мощность, развиваемая турбиной, при постоянных скоростях течения и при той же потребной скорости вращения лопаток рабочего колеса (когда кризис развивается в рабочем колесе).

Влияние изменения температуры на входе в турбину проявляется в том, что при любом режиме течения — докритическом или сверхкритическом — изменение температуры на входе при фиксированных значениях входного и выходного давлений вызывает соответствующее изменение скорости движения воздуха по тракту турбины. Это связано с тем, что скорость течения воздуха по тракту пропорциональна корню квадратному из абсолютной температуры и критическая скорость также зависит от температуры.

Удельная работа турбины (приходящаяся на единицу массы газа), пропорциональная квадрату скорости, линейно зависит от температуры. Но расход газа через турбину при возрастании температуры уменьшается, так как понижается его плотность, причем расход обратно пропорционален корню квадратному из температуры. В результате полная теоретическая мощность турбины пропорциональна корню квадратному из температуры, что должно способствовать изменению числа оборотов ротора для сохранения подобия треугольников скоростей.

Число оборотов ротора может изменяться в зависимости не только от режима работы турбины, но и от изменения условий работы загрузочного



устройства. Этим можно воспользоваться, чтобы смягчить негативные последствия отклонений от расчетного характера течения воздуха через ступени турбины, если установить новую частоту вращения ротора, соответствующую новому режиму. И, напротив, отклонение частоты вращения ротора от оптимальных значений может привести к существенному уменьшению КПД турбохолодильника.

Таким образом, за исключением одного случая (изменения p_0 после достижения кризиса на рабочем колесе), влияние параметров потока на входе в турбину и выходе из нее сводится к воздействию в первую очередь на скорость течения газа по тракту. Возникающие при этом изменения КПД обусловлены, главным образом, отклонением от расчетных величин углов входа потока на лопатки рабочего колеса и потерями энергии с выходной скоростью, а при больших скоростях течения — возникновением и ростом волновых потерь.

Изменение числа оборотов ротора при воздействии на загрузочное устройство ТХ (в целях уменьшения потерь на вентиляцию), по существу, является одним из способов регулирования режимов работы турбин. В общем случае с помощью регулирования можно изменять расход воздуха через турбину, форму треугольников скоростей в желаемом направлении, перераспределять работу между ступенями многоступенчатой турбины.

Многоступенчатые турбины пока не нашли широкого применения в ТХ, поэтому вопросы регулирования их параметров рассматривать не будем.

Изменение в желаемом направлении форм треугольников скоростей может быть достигнуто не только изменением частоты вращения ротора, но и поворотом лопаток соплового аппарата. Поворот лопаток — эффективный способ регулирования режимов работы турбин, однако из-за конструктивной сложности, особенно осевых турбин, применяется редко. В радиальных турбинах конструкция сопловых аппаратов несколько упрощается вследствие того, что сопловые лопатки поворачиваются между двумя плоскими параллельными стенками (рис. 3.12).

Рассмотрим влияние угла установки лопаток на параметры ступени [56]. Будем полагать, что давление и температура на входе в турбину и частота вращения ротора при повороте лопаток остаются неизменными. Схема такого регулирования показана на рис. 3.12. Поворот лопаток соплового аппарата будем характеризовать изменением выходного угла потока α_1 , что почти совпадает с изменением угла лопаток $\alpha_{1л}$. Рассмотрим влияние угла α_1 на параметры ступени.

1. Если $\alpha_1 < \alpha_{1расч}$, то проходное (минимальное) сечение соплового аппарата уменьшается при соответствующем уменьшении расхода газа. При $\alpha_1 > \alpha_{1расч}$ проходное сечение и расход газа возрастают. В случае критического и сверхкритического перепадов давлений в сопловом аппарате расход G_r при заданных параметрах газа на входе будет умень-

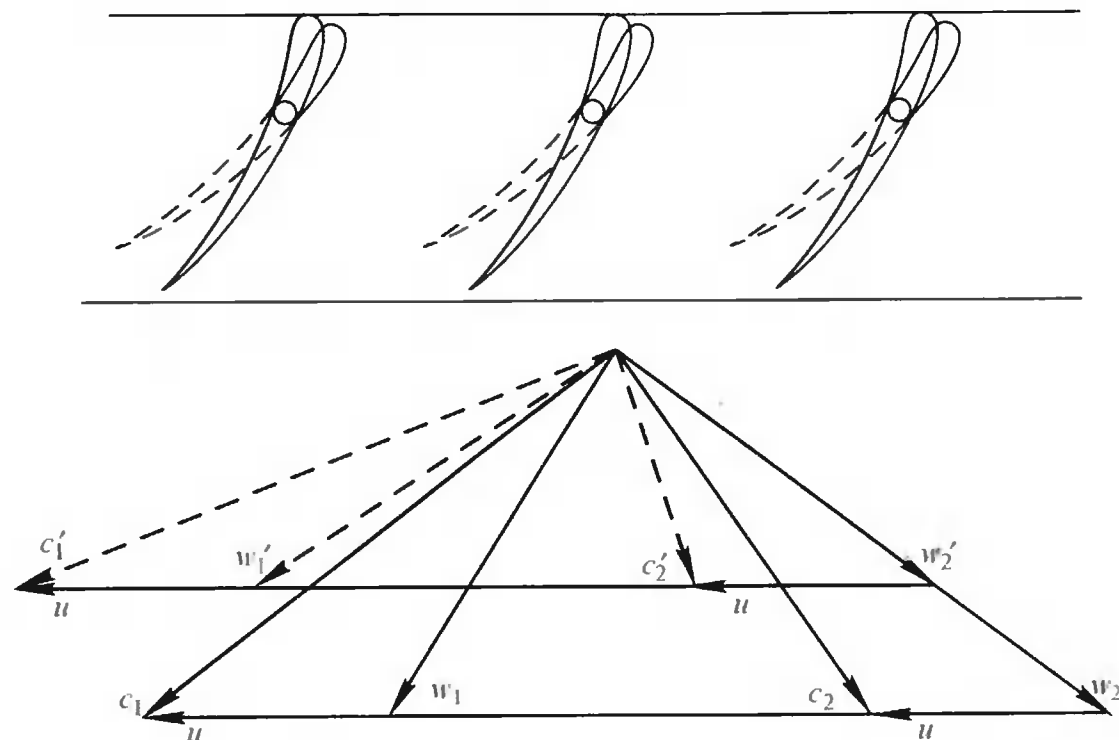


Рис. 3.12. Изменение треугольников скоростей ступени турбины при повороте лопаток соплового аппарата

шаться или увеличиваться пропорционально отношению площадей, т.е. $G_r/G_{rрасч} = F_{CA}/F_{CAрасч}$. Отношение площадей можно принять равным $\sin \alpha_1 / \sin \alpha_{1расч}$.

При докритических перепадах давлений на расход газа будет оказывать влияние еще и различие в скоростях газа, обусловленное изменением степени реактивности.

2. Если угол α_1 уменьшается, то уменьшается и степень реактивности, а при увеличении α_1 степень реактивности возрастает. Для объяснения этого воспользуемся формулой, определяющей кинематическую степень реактивности,

$$\rho_{ст} = 1 - \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2u}.$$

При повороте сопловых лопаток в основном претерпевает изменение окружная составляющая c_{1u} . При уменьшении α_1 составляющая c_{1u} возрастает (см. рис. 3.12) и, следовательно (при $u = \text{const}$), степень реактивности уменьшается. Соответственно, при увеличении угла α_1 степень реактивности $\rho_{ст}$ возрастает.

3. Если α_1 уменьшается, то теоретическая работа L_u возрастает. Действительно, на величину L_u при заданной окружной скорости основное

влияние оказывает значение составляющей c_{1u} , которая при $\alpha_1 < \alpha_{1расч}$ возрастает, вследствие чего возрастает и L_u . При увеличении угла α_1 работа L_u уменьшается.

Исследования показывают, что КПД турбины при изменении угла α_1 в диапазоне $\pm 5^\circ$ изменяется немного (в пределах 1 %), если поворот не связан с существенным увеличением радиального зазора между лопатками соплового аппарата и корпусом. Относительно небольшое изменение КПД можно объяснить тем, что переменный угол атаки на рабочих лопатках в малом диапазоне этих углов слабо влияет на коэффициент скорости ψ . В то же время уменьшение степени реактивности (при $\alpha_1 < \alpha_{1расч}$), отрицательно влияющее на КПД, компенсируется уменьшением выходной скорости турбины и уменьшением потерь в радиальном зазоре между рабочими лопатками и корпусом (из-за уменьшения степени реактивности). В случае же, когда $\alpha_1 > \alpha_{1расч}$, степень реактивности возрастает, что отчасти компенсирует увеличение потерь от радиального зазора и из-за роста выходной скорости.

Полная мощность на валу турбины N пропорциональна удельной работе L_t и расходу газа G , т.е. $N = L_t G$. Отношение мощности при повернутых лопатках к мощности на расчетном режиме $N_{расч}$ можно выразить в виде

$$\frac{N}{N_{расч}} = \frac{c_{1u} F_{CA}}{c_{1u расч} F_{CA расч}} = \frac{c_1 \cos \alpha_1 \sin \alpha_1}{c_{1 расч} \cos \alpha_{1 расч} \sin \alpha_{1 расч}}.$$

Если пренебречь изменением скорости истечения при изменении степени реактивности, т.е. принять, что $c_1 = c_{1расч}$, то получим $\frac{N}{N_{расч}} = \frac{\sin 2\alpha_1}{\sin 2\alpha_{1расч}}$.

Изложенное показывает, что поворот лопаток соплового аппарата влияет не только на треугольники скоростей, но и на расход газа через турбину.

Регулирование расхода иногда является самостоятельной задачей и может быть осуществлено несколькими способами. В частности, оно может быть достигнуто прикрытием части сопел, т.е. изменением степени парциальности турбины. Если исходная степень парциальности равна единице, то отношение расходов будет равно степени парциальности, полученной после прикрытия части каналов. Мощность на валу турбины при таком регулировании, иногда называемом сопловым, изменяется как в результате изменения расхода, так и вследствие изменения КПД, обусловленного возникновением потерь от парциальности.

Применяются и другие способы регулирования площади проходного сечения соплового аппарата, например продольным перемещением стенки корпуса, ограничивающим высоту лопаток, или использованием разрезных лопаток (рис. 3.13).

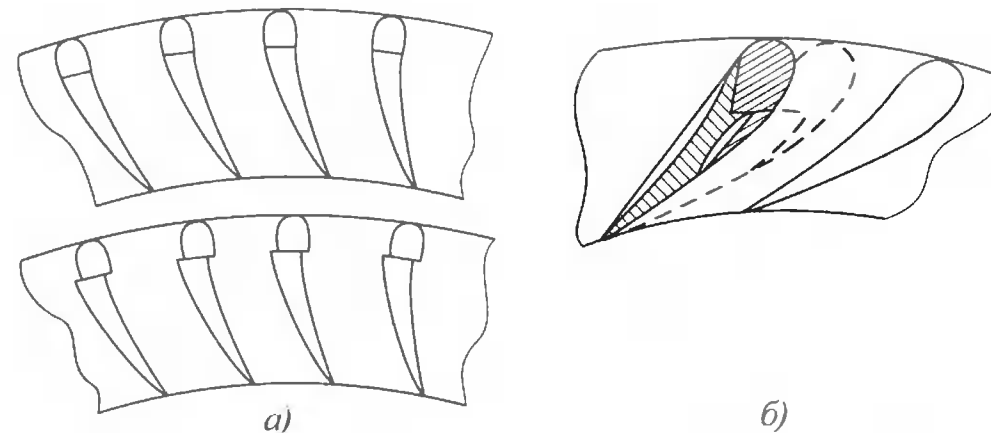


Рис. 3.13. Разрезные лопатки соплового аппарата: а — сдвиг головных частей лопаток; б — сдвиг части профиля лопатки

3.11. КОНСТРУКЦИЯ ТХ

Турбохолодильник состоит из двух основных частей — холодильной турбины, как правило, одноступенчатой, и тормозного устройства, назначением которого является отбор развиваемой турбиной мощности. Рабочее колесо турбины жестко связано с тормозным устройством вала, установленным в корпусе на подшипниках.

В качестве тормозного устройства ТХ (рис. 3.14, 3.15) может быть использован вентилятор, рабочим телом которого является забортный воздух. Вентилятор может или прокачивать отбираемый от специальных воздухозаборников воздух через различного вида теплообменники, например через воздухо-воздушный теплообменник, предварительно охлаждающий воздух непосредственно перед ТХ, или обеспечивать вентиляцию отсека с оборудованием, или перекачивать воздух из канала воздухозаборника двигателя обратно в канал.

В качестве загрузочного устройства ТХ (рис. 3.16) используют компрессор (так называемый ТХ с наддувом). Турбина и компрессор такого ТХ работают в одной линии охлаждаемого сжатого воздуха. Вначале сжатый воздух дополнительно сжимается в компрессоре, а затем, после охлаждения в теплообменнике, расширяется в турбине. Турбина и компрессор в этом случае связаны не только жестким валом, но и общим потоком охлаждаемого воздуха.

Мощность, развиваемая турбиной, через коробку передач может быть передана различным агрегатам или непосредственно на вал двигателя (ТХ с загрузкой на вал).

Рассмотрим конструкции ТХ осевого и радиального типов, турбины которых загружены вентиляторами. Турбинные части этих ТХ различаются направлением движения охлаждаемого воздуха. Конструктивное исполнение остальных элементов аналогично.

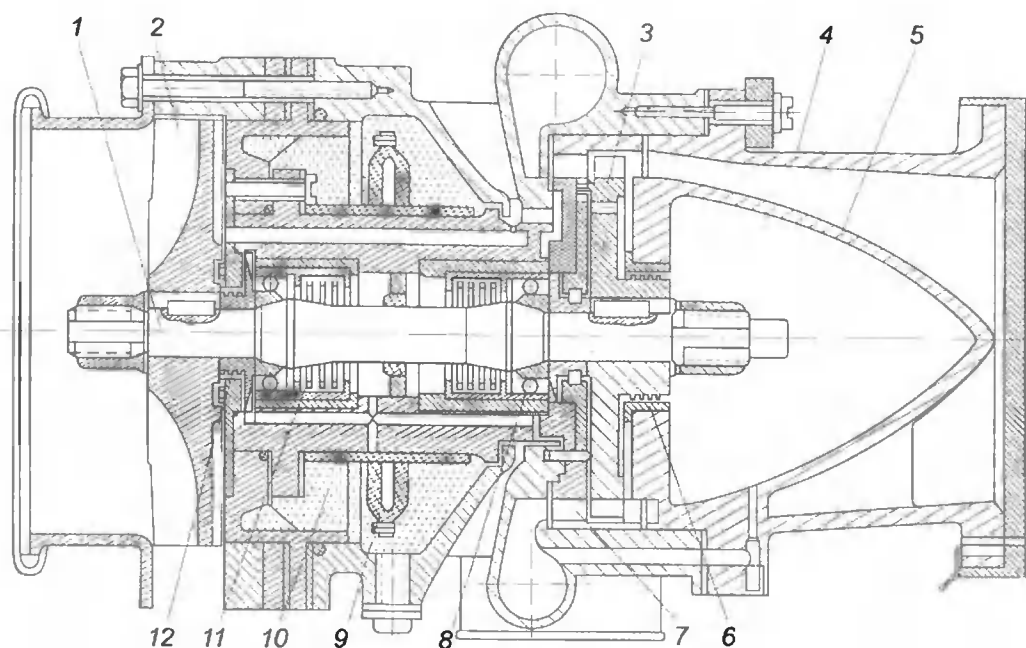


Рис. 3.14. Конструкция ТХ осевого типа:

1 — вал; 2 — вентилятор; 3 — турбинное колесо; 4 — корпус турбины; 5 — обтекатель; 6, 12 — уплотнение; 7 — устройство, подводящее воздух; 8 — подшипник; 9 — фитиль; 10 — масляная камера; 11 — пружина

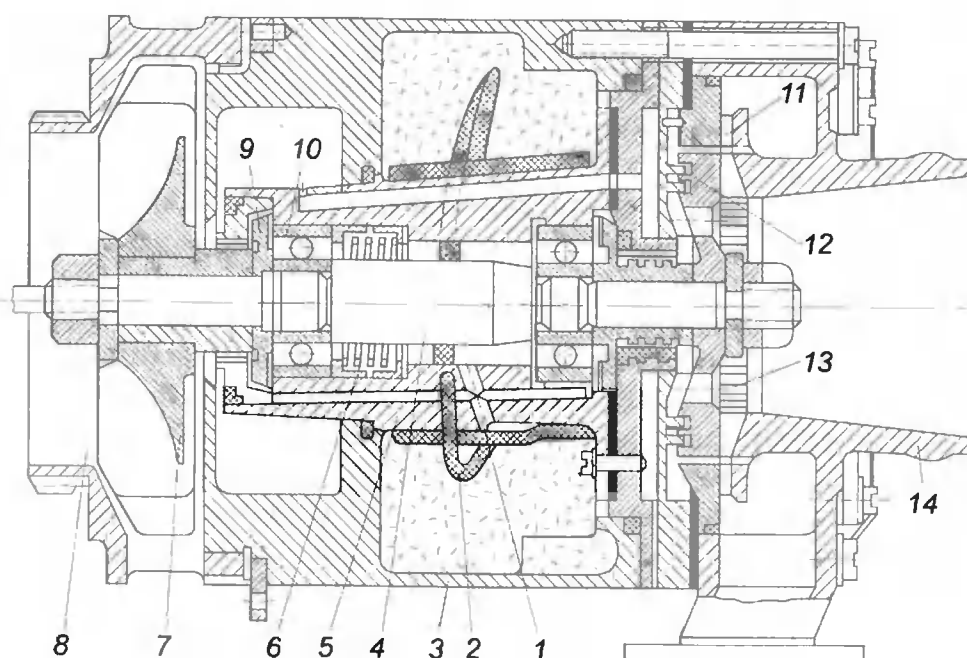


Рис. 3.15. Конструкция ТХ радиального типа:

1 — масляный канал; 2 — фитиль; 3 — корпус; 4 — вал; 5 — корпус подшипников; 6 — пружина; 7 — вентилятор; 8 — конфузор; 9 — диафрагма; 10 — подшипник; 11 — сопловой венец; 12 — фланец; 13 — турбинное колесо; 14 — корпус турбины

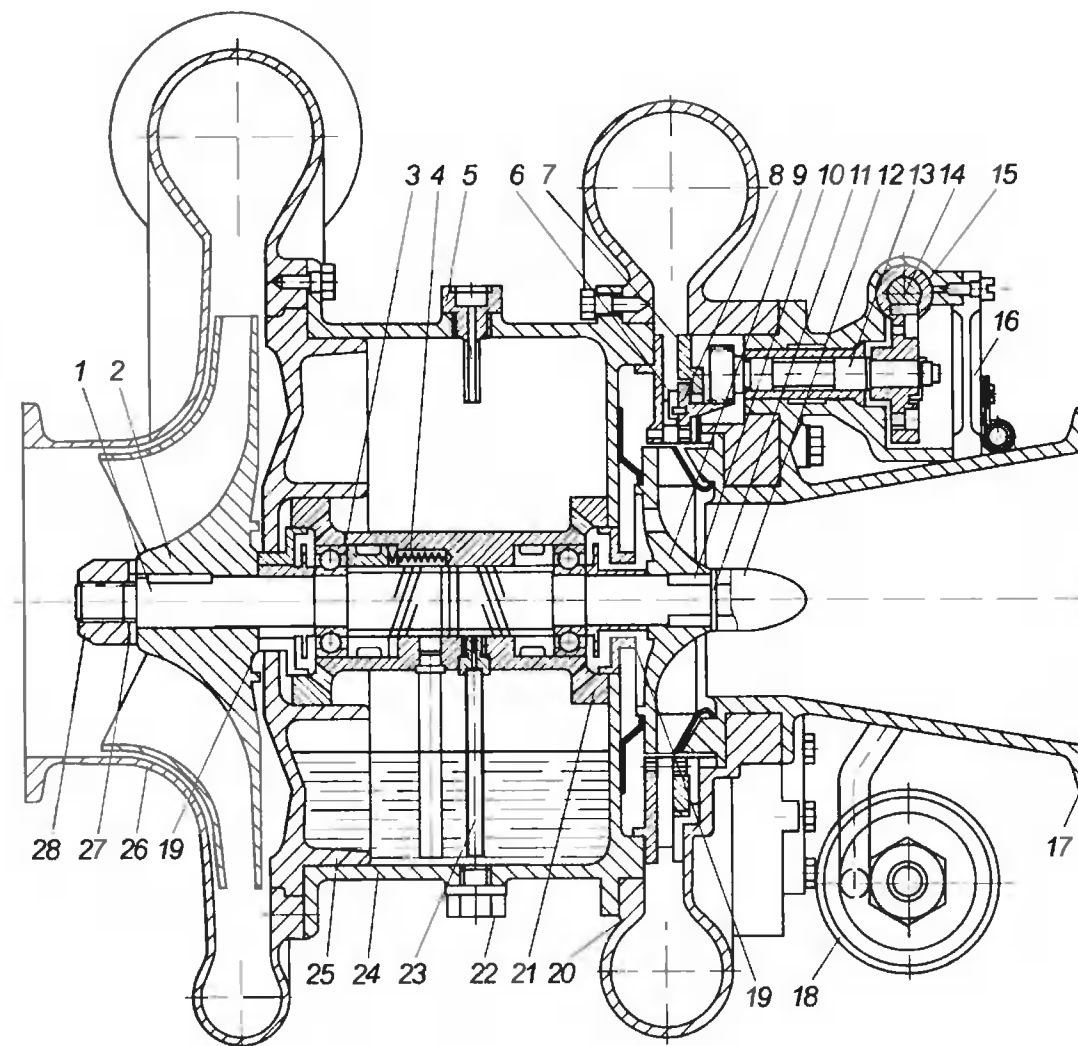


Рис. 3.16. Конструкция ТХ с наддувом:

1 — вал; 2 — колесо компрессора; 3 — подшипник; 4 — пружина; 5 — штуцер; 6 — лопатка; 7 — сопловой аппарат; 8 — рейка; 9 — колесо турбины; 10 — шпонка; 11, 27 — шайба; 12, 28 — гайка; 13 — вал поворотного механизма; 14 — шестерня; 15 — зубчатая рейка; 16 — крышка; 17 — патрубок; 18 — сервомотор; 19 — маслоотражательная втулка; 20 — улитка турбины; 21 — корпус подшипников; 22 — сливная пробка; 23 — масловод; 24 — корпус турбины; 25 — диафрагма; 26 — улитка компрессора

В ТХ осевого типа (см. рис. 3.14) на валу 1 жестко закреплены вентилятор 2 и турбинное колесо 3. Вал с рабочими колесами (ротор турбины) установлен в корпусе 4. Обтекатель 5 обеспечивает плавное изменение поперечного сечения потока охлажденного на турбине воздуха; уплотнение 6 предотвращает попадание горячего воздуха из подводящего устройства 7 в узлы подшипников 8, в которых вращается вал. Смазка подшипников фитильная — масло из камеры 10 подводится по фитилю 9 к валу и, разбрызгиваясь, попадает в корпус подшипников. На валу 1 со стороны

подшипников установлена пружина 11, предназначенная для выбора осевого люфта подшипников.

Назначение основных элементов в ТХ радиального типа (см. рис. 3.15) такое же, как в ТХ, приведенном на рис. 3.14. Узлы подшипников охлаждаются воздухом, засасываемым через щель между улиткой вентилятора и корпусом турбины. Атмосферный воздух после прохождения по каналам 1 и охлаждения подшипников выбрасывается в атмосферу. Давление по обе стороны диска турбины уравнивается на фланце 12, и таким образом устраняется действие осевых нагрузок на подшипник.

На рис. 3.16 приведена конструкция ТХ, загрузочным устройством которого является компрессор [47]. Турбина и компрессор связаны между собой общим валом 1, установленным на двух радиально-упорных подшипниках 3.

Основными частями ТХ являются корпус турбины 24, корпус подшипников 21, рабочие колеса турбины 9 и компрессора 2, сопловой аппарат 7, улитка компрессора 26 с входным патрубком, улитка турбины 20 с входным патрубком, выходной патрубок 17, механизм привода поворотных лопаток соплового аппарата с пневматическим сервомотором 18. Колеса турбины предохраняются от проворачивания на валу шпонками 10, а установка колес фиксируется концевыми гайками 28 и 12.

Для обеспечения надежного контакта рабочих поверхностей шариковых подшипников 3 их наружные обоймы предварительно нагружены пружинами 4, размещенными в гнездах корпуса подшипника 21. Кольцевые пояски, расположенные на цилиндрических поверхностях маслоотражательных втулок 19, образуют вместе со смежными деталями лабиринтные уплотнения, препятствующие выбросу масла из масляной полости ТХ. Стальные поворотные лопатки 6 соплового аппарата 7 посредством штифтов связаны с кольцевым поводком, оснащенным зубчатым сектором и находящимся в зацеплении с промежуточным валом 13, а шестерня 14, посаженная на консоль, в свою очередь находится в зацеплении с зубчатой рейкой 15 механизма привода. Зубчатой рейке механизма привода сообщается возвратно-поступательное движение пневматическим сервомотором 18. С помощью поворота лопаток соплового аппарата обеспечивается высокий КПД турбины в широком диапазоне давлений на входе в турбину. Масло к подшипникам 3 подается из масляной ванны масловодом 23, ввернутым в нижнюю часть корпуса подшипников.

Основным условием долговечности и надежности высокооборотных ТХ является нормальное функционирование системы смазки и охлаждения. Поэтому их совершенствованию уделяется большое внимание.

Выбор системы смазки зависит от конструкции ТХ и условий его эксплуатации. Подробно эти вопросы изложены в работе [14]. Смазка ТХ может осуществляться с помощью фитилей (см. рис. 3.14 и 3.15), подводящих масло из камеры, заполненной пористым материалом, пропитанным маслом. Другим способом является шнековая смазка, когда с помо-

щью винтовых нарезок на валу масло подается к подшипникам (см. рис. 3.16). Для каждого подшипника выполняется своя нарезка. В ТХ с большим расходом применяют принудительную систему смазки, осуществляющую подачу к узлам подшипников масляного тумана, который обеспечивает не только смазку, но и охлаждение. В техническое обслуживание ТХ входит проверка наличия масла и его уровня без применения дополнительных средств контроля [7]. В гражданской авиации такие проверки проводятся через 50...100 летных часов в соответствии с технологическими указаниями по выполнению регламентных работ.

Для удобства контроля и обслуживания ТХ в системе смазки предусмотрен выносной уровнемер, выполняемый обычно в виде прозрачного цилиндра, на котором нанесены риски для контроля уровня масла. После отработки турбохолодильником установленного времени масло необходимо заменять. Для замены масла в конструкции ТХ должны быть предусмотрены сливная и заливная пробки, а при размещении ТХ — обеспечиваться возможность подхода к этим пробкам, а также доступность контроля.

При фитильной смазке масло в камеру заливают при помощи мерной емкости.

3.12. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ТХ

Основными требованиями, предъявляемыми ко всем агрегатам авиационных систем, являются минимальные масса и габаритные размеры агрегата, высокий КПД, заданный уровень надежности и живучести, производственная и эксплуатационная технологичность, максимальное использование стандартных, нормализованных и унифицированных деталей, точность выполнения присоединительных и крепежных размеров, обеспечивающая взаимозаменяемость. В турбохолодильнике воздух, проходящий через турбинное колесо, не должен засоряться маслом, нагреваться до пожароопасной температуры и нарушать работоспособность других элементов летательного аппарата. Необходимо предусмотреть возможность установки ТХ на звукоизолирующем основании.

Использование новых, более совершенных материалов, обладающих повышенной прочностью при небольшой плотности (например, титановых сплавов), применение наиболее экономичных профилей сопловых и рабочих лопаток, обеспечение высокой чистоты и точности механической обработки элементов проточной части, использование специальных подшипников, уплотнений и маслоподводящих устройств позволяют получить наиболее рациональный, высокоэффективный ТХ.

Как было показано выше, эффективность работы ТХ зависит от большого числа факторов, которые не всегда поддаются учету с помощью теоретических расчетов. Поэтому при разработке новой конструкции ТХ проводится большой объем испытаний, в результате которых определяют

функциональные и эксплуатационные характеристики агрегата и получают данные о влиянии чисто конструктивных параметров на качество ТХ.

3.13. ВОПРОСЫ СТАНДАРТИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ИСПЫТАНИЙ ТХ

Опыт проектирования ТХ достаточно обобщен. В авиационной промышленности разработаны отраслевые стандарты и руководящие технические материалы по проектированию и испытанию, которые распространяются на вновь проектируемые ТХ [37, 38, 45].

Стандарт [38] устанавливает два типа ТХ, различающихся грузочным устройством турбины. В ТХ первого типа в качестве тормозного устройства используется вентилятор, а в ТХ второго типа — компрессор, обеспечивающий дополнительное сжатие воздуха, подаваемого в турбину, при условии предварительного отвода теплоты от воздуха между компрессором и турбиной. Оба типа ТХ могут быть выполнены как с регулируемым сопловым аппаратом, так и без него.

Ротор ТХ обычно вращается по часовой стрелке (вправо), если смотреть на ротор со стороны турбины. Основным параметром, по значению которого производится выбор ТХ, является приведенный расход охлаждаемого воздуха $\bar{m}_T$,

$$\bar{m}_T = \frac{m_T \sqrt{T_{0T}}}{p_{0T}},$$

где m_T — массовый расход охлаждаемого воздуха в турбине, кг/ч; T_{0T} — температура торможения воздуха на входе в турбину, К; p_{0T} — давление торможения воздуха на входе в турбину, кПа.

Согласно стандарту в авиационных ТХ приведенный расход изменяется от 2,5 до 320 кг·К^{1/2}/(ч·кПа), причем каждое последующее значение приведенного расхода отличается от предыдущего на 25...40 %. Всего стандартом установлено 22 значения $\bar{m}_T$.

Гарантируемый перепад температур в ТХ должен быть не менее установленного в стандарте $\Delta T = 43...84$ К. Меньшие значения перепада температур соответствуют меньшим значениям приведенного расхода.

Если грузочным устройством является вентилятор, то массовый расход воздуха через него изменяется от 160 до 1650 кг/ч в зависимости от типоразмера. Грузочное устройство в виде компрессора устанавливается в ТХ с $\bar{m}_T > 20$ кг·К^{1/2}/(ч·кПа) и обеспечивает массовый расход $m_T = 420...4200$ кг/ч. Частота вращения ротора изменяется от 100 000 об/мин для малых турбохолодильников до 27 000 об/мин для больших.

Опытные характеристики турбины и тормозных устройств — зависимости КПД и $\bar{m}_T$ от частоты вращения и степени расширения (сжатия) определяются опытным путем.

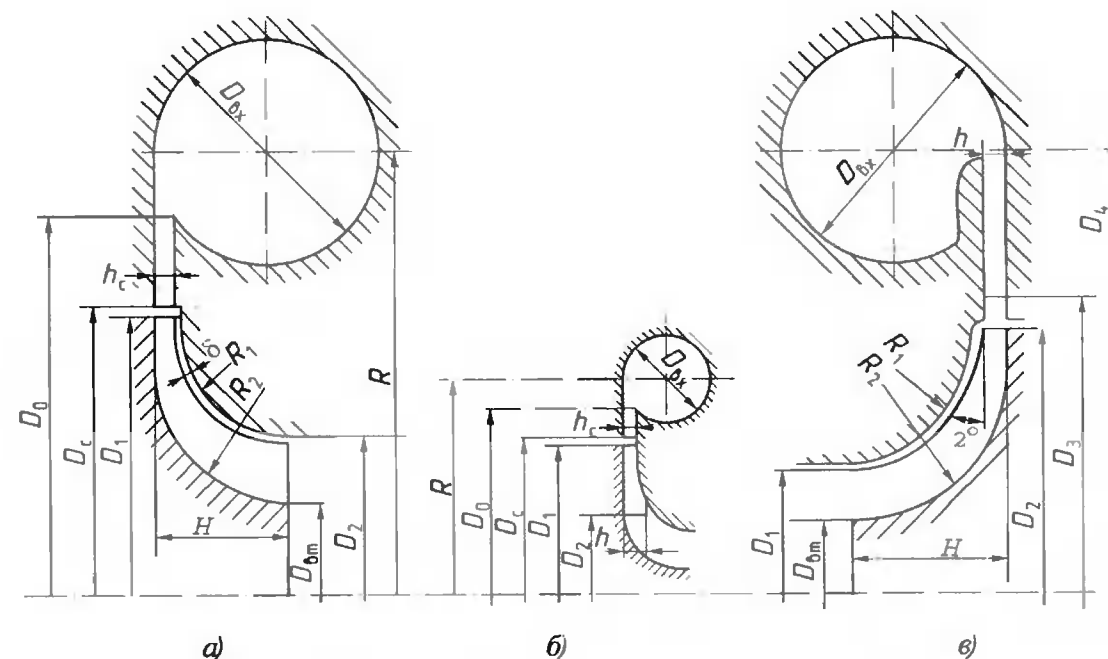


Рис. 3.17. Примеры выполнения и основные размеры (в мм) проточных частей холодильных турбин и центробежных компрессоров:

a — проточная часть радиально-осевой турбины ТХ с приведенным расходом $\bar{m}_T \approx 50$ кг·К^{1/2}/(ч·кПа) ($D_1 = 110$; $D_2 = 62$; $D_{vt} = 34$; $H = 28$; $R_1 = 15$; $R_2 = 30$; $\delta = 3$; $h_c = 4$; $D_c = 113$; $D_0 = 139$; $R = 95$; $D_{vx} = 47$); *б* — проточная часть радиальной турбины ТХ с $\bar{m}_T \approx 8$ кг·К^{1/2}/(ч·кПа) ($D_0 = 80$; $D_c = 64$; $D_1 = 60$; $D_2 = 32$; $R = 95$; $h_c = 1,95$; $h = 3,5$; $D_{vx} = 17$); *в* — компрессорная часть ТХ с $\bar{m}_T \approx 50$ кг·К^{1/2}/(ч·кПа) ($D_1 = 52$; $D_2 = 110$; $D_3 = 121$; $D_4 = 187$; $D_{vt} = 30$; $D_{vx} = 47$; $h = 4$; $R_1 = 25$; $R_2 = 30$; $H = 31$)

В руководящих технических материалах [45] даны рекомендации по выбору основных размеров проточной части холодильных турбин и центробежных компрессоров для всех рекомендуемых в стандарте номинальных значений $\bar{m}_T$.

На рис. 3.17, *a* показан пример выполнения проточной части радиально-осевой турбины с приведенным расходом $\bar{m}_T = 50$ кг·К^{1/2}/(ч·кПа), а на рис. 3.17, *б* — радиальной турбины с $\bar{m}_T = 8$ кг·К^{1/2}/(ч·кПа). Кроме размеров, указанных на этих рисунках, в стандарте приведены рекомендованные значения чисел лопаток в сопловом аппарате и турбинном колесе. Например, для ТХ с приведенным расходом $\bar{m}_T = 2,5...8$ кг·К^{1/2}/(ч·кПа) рекомендованное число лопаток радиальной турбины в турбинном колесе должно составлять 23...25, а в сопловом аппарате — 6...17; угол рабочих лопаток на входе $\beta_1 = 40^\circ$, на выходе $\beta_2 = 24^\circ$. В зависимости от расхода степень парциальности ступени $e_{ст} = 0,3...1$.

При использовании поворотных сопел допускается увеличение габаритов ТХ для размещения механизма их поворота.

Турбохолодильники с большими приведенными расходами выполняются с радиально-осевой ступенью с числом лопаток 14...22 в турбинном колесе и 23...25 в сопловом аппарате.

Угол рабочих лопаток на входе $\beta_1 = 90^\circ$, на выходе $\beta_2 = 38...39^\circ$. Степень парциальности $e_{ст} = 1$.

На рис. 3.17, в показан пример выполнения компрессорной части ТХ с $\bar{m}_t = 50 \text{ кг} \cdot \text{К}^{1/2}/(\text{ч} \cdot \text{кПа})$. В [45] кроме размеров, указанных на чертеже, даны рекомендации по выбору типа диффузора (лопаточный или безлопаточный) в зависимости от значения приведенного расхода и числа лопаток ($z = 14...22$). Углы лопаток на входе $\beta_1 = 36^\circ$ и на выходе $\beta_2 = 90^\circ$ независимо от типоразмера.

3.14. ИСПЫТАНИЯ ТХ

Испытания ТХ проводятся по методике, изложенной в отраслевом стандарте [37], в нормальных климатических условиях, соответствующих ГОСТ 21653—76, в специально оборудованных боксах или термобарокамерах. Состав испытаний для конкретного агрегата может быть различным. В стандарте [37] приведены принципиальные схемы установок для проверки расхода воздуха на охлаждение подшипников и утечки, для испытания турбохолодильника, для контроля электрического управления перемещением соплового аппарата, для системы увлажнения воздуха. Состав и виды испытаний ТХ приведены в табл. 3.1 [37]. После завершения предварительных и периодических испытаний проводится анализ состояния узлов и деталей.

Таблица 3.1

Состав испытаний ТХ

Содержание работы	Вид испытаний		
	приемно-сдаточные	предварительные	периодические
Проверка внешнего вида, качества сборки, габаритных и присоединительных размеров, надежности контровки, наличия пломб, заводского номера, дефектов покрытий	+	+	+
Контроль массы (погрешность $\pm 50 \text{ г}$)	+	+	+
Проверка расхода воздуха на охлаждение подшипников и определение утечки в окружающую среду	+	+	+
Проверка электрического сопротивления и прочности изоляции датчика числа оборотов	х	х	х

Содержание работы	Вид испытаний		
	приемно-сдаточные	предварительные	периодические
Проверка работоспособности ТХ (задаются давление на входе и выходе из турбины, давление на выходе из вентилятора (компрессора), температура на входе в вентилятор (компрессор))	+	+	+
Контроль частоты вращения ротора, вибрационных нагрузок и ускорения	+	+	+
Испытания на устойчивость и прочность к воздействию вибраций. Общее число циклов не менее 10^7 на разных частотах (отсутствие резонанса)	—	+	+
Испытания на ударную прочность	—	+	+
Испытания на воздействие линейного ускорения	—	+	+
Испытания на прочность при транспортировке в упакованном виде	—	+	+
Испытания на устойчивость к циклическому изменению температуры окружающей среды	—	+	—
Испытания на воздействие относительной влажности	—	+	—
Испытания на воздействие морского тумана	—	+	—
Испытания на статическое воздействие пыли	—	х	—
Испытания на воздействие плесневых грибов	—	+	—
Испытания на ресурс	—	+	+
Проверка работоспособности ТХ на влажном воздухе	—	+	—
Условные обозначения: + — проводятся; — — не проводятся; х — проводятся, если специально оговорены.			

Глава 4

ЭЛЕМЕНТЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

4.1. ЗАСЛОНКИ РЕГУЛЯТОРОВ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА В ГЕРМОКАБИНЕ

Регулирование температуры воздуха в гермокабине (ГК) происходит в результате изменения температуры подаваемого в кабину воздуха при относительно постоянном расходе. Схемы возможных систем регулирования показаны на рис. 4.1.

Регулирование температуры воздуха в ГК происходит следующим образом: воздух от компрессора разделяется на две линии — "горячую" и "холодную". В "горячей" линии воздух в зависимости от температуры воздуха компрессора или частично охлаждается, или подогревается и через регулятор расхода поступает в общий трубопровод. В "холодной" линии воздух охлаждается и также поступает в общий трубопровод, где смешивается с горячим воздухом. Соотношение между расходами подаваемого в кабину горячего и холодного воздуха определяется положениями заслонок распределителя при схеме *а* или смесителя воздуха при схемах *б* и *г*,

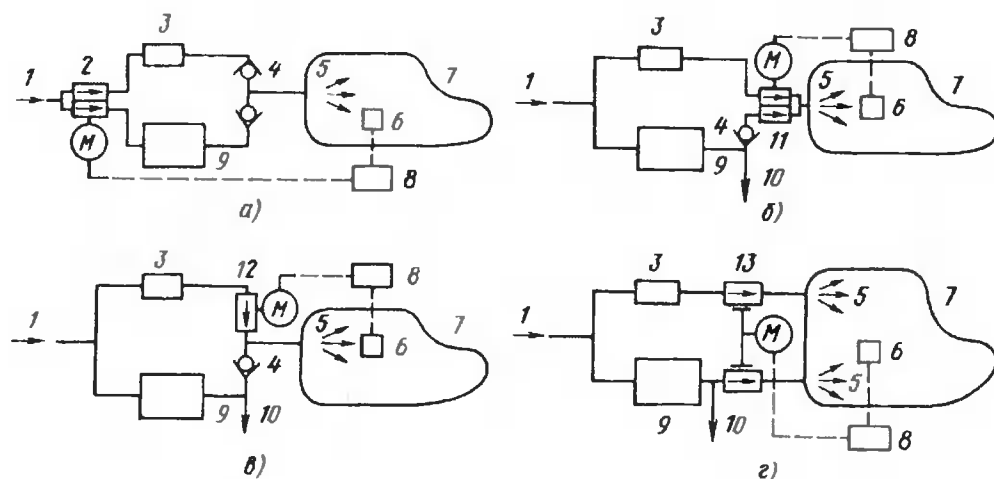


Рис. 4.1. Схемы систем регулирования температуры воздуха в ГК:

а — схема с распределителем воздуха; *б* — схема со смесителем воздуха; *в* — схема с одноканальной заслонкой; *г* — схема с отдельным вводом горячего и холодного воздуха; 1 — воздух, поступающий от двигателя; 2 — распределитель воздуха; 3 — агрегаты "горячей" линии; 4 — обратный клапан; 5 — воздух, поступающий в кабину; 6 — датчик температуры; 7 — ГК; 8 — регулятор температуры; 9 — агрегаты "холодной" линии; 10 — линия отбора холодного воздуха для создания микроклимата; 11, 13 — смеситель; 12 — одноканальная заслонка; М — мотор

которые управляются с помощью привода по команде датчика температуры. При схеме *в* в кабину подается постоянно холодный воздух, а нужная температура обеспечивается подмешиванием к нему горячего воздуха с помощью заслонки регулятора температуры. В некоторых случаях для рационального использования холодного или горячего воздуха (холодный воздух — для создания вокруг человека микроклимата, горячий воздух — для защиты остекления от запотевания) в качестве смесителя используется сама кабина (схема *г*).

Распределитель и смеситель регулятора температуры представляют собой агрегаты с двумя заслонками, кинематически связанными между собой рычагами и управляемыми электро- или пневмомеханизмом.

На рис. 4.2 показана конструкция смесителя воздуха с электромеханизмом. Работа регулятора температуры воздуха в кабине происходит

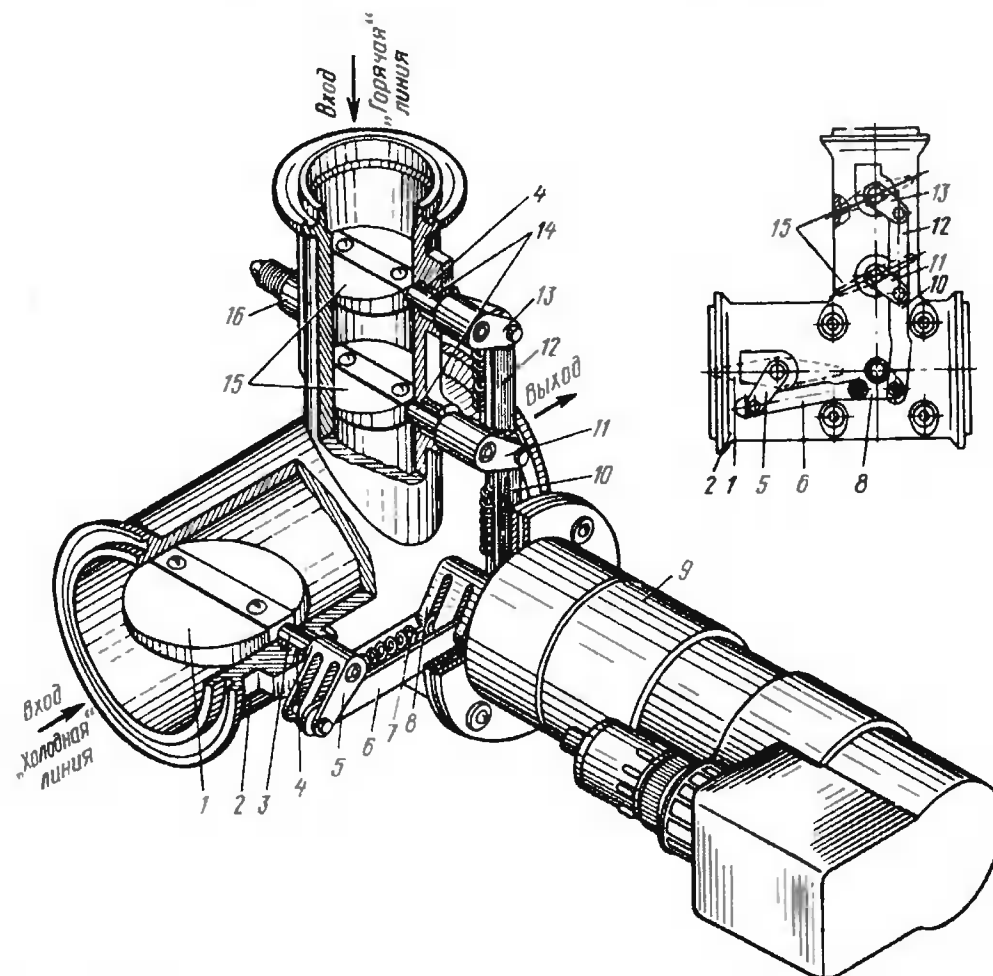


Рис. 4.2. Смеситель воздуха с электромеханизмом:

1 — заслонка "холодной" линии; 2 — корпус; 3, 14 — ось; 4 — втулка; 5, 11, 13 — рычаг; 6, 10, 12 — тяга; 7 — пружина; 8 — качалка; 9 — электромеханизм; 15 — заслонка "горячей" линии; 16 — дренажный штуцер

следующим образом: при отклонении температуры воздуха в ГК биметаллическая спираль, изменяя угол закрутки, замыкает электрический контакт и электрический ток после усиления поступает на обмотку электродвигателя, который поворачивает заслонки. Поворот заслонок изменяет расходы горячего и холодного воздуха и приводит к изменению температуры воздуха ГК.

В связи с большой инерционностью биметаллического термодатчика в настоящее время подобные регуляторы температуры заменяются на электронные регуляторы.

4.2. ВЛАГООТДЕЛИТЕЛИ

При полете самолета на малой высоте в воздухе, поступающем в ГК после его охлаждения в теплообменнике и турбохолодильнике, влага содержится в парообразном и капельном состояниях. Капельная жидкость оседает на стенках трубопроводов, в блоках оборудования, что может вызывать отказ аппаратуры, или создаст в кабине туман, затрудняющий экипажу самолета пилотирование и вызывающий неприятные ощущения у пассажиров. Для удаления капельной влаги в СКВ устанавливаются влагоотделители.

Сложность применения механических влагоотделителей в СКВ связана с малыми размерами (до 10 мкм) капель влаги. Такие капли не отделяются центробежными силами, и их необходимо коагулировать (укруп-

нять) до размеров 30...50 мкм. Для этого на входе во влагоотделитель устанавливается коагулятор из мелкоячеистой сетки (фетр), в порах которого капли задерживаются. В результате образуется пленка жидкости, с которой затем воздушным потоком срываются укрупненные капли. На рис. 4.3 показана схема такого влагоотделителя.

Кроме описанной конструкции встречаются влагоотделители с вращающимся сепаратором, в которых отделение происходит вследствие прилипания капель воды к лопастям вращающегося сепаратора и образования на поверхности пленки жидкости, которая стекает затем в водосборник.

4.3. УВЛАЖНИТЕЛИ ВОЗДУХА

На больших высотах атмосферный воздух становится практически сухим. При длительных высотных полетах возникает неприятное ощущение сухости, которая может привести к заболеваниям гортани. Поэтому на некоторых самолетах в СКВ устанавливаются увлажнители воздуха. В увлажнителях воздуха парогенераторного типа вода в виде пара поступает в воздух. Электроувлажнители в СКВ применяются редко, так как при испарении воды в кипятильниках пар приобретает неприятный специфический запах.

Большое распространение получили конструкции испарительных увлажнителей с пневматическим распылением воды непосредственно в увлажняемом воздухе. На рис. 4.4 показан такой увлажнитель, состоящий из трубки Вентури, в горловине которой установлены форсунки 9, дозирующие и распыляющие воду в потоке воздуха. Неиспарившаяся вода попадает на сетку 7, где испаряется.

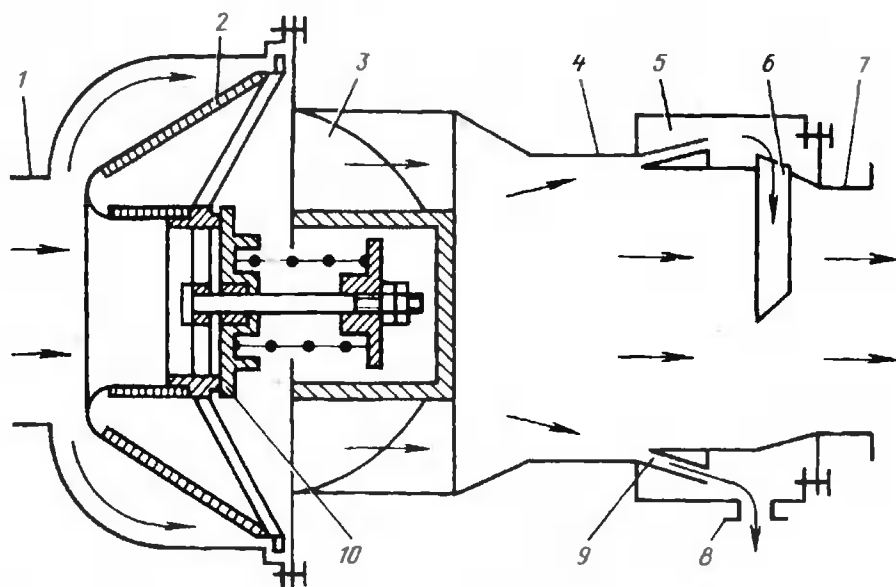


Рис. 4.3. Схема влагоотделителя с коагулятором:

1 — входной фланец; 2 — коагулятор; 3 — винт, закручивающий поток; 4 — сепарационный канал; 5 — водоловушка; 6 — возвратная трубка; 7 — выходной фланец; 8 — дренажный штуцер; 9 — кольцевой зазор; 10 — предохранительный клапан

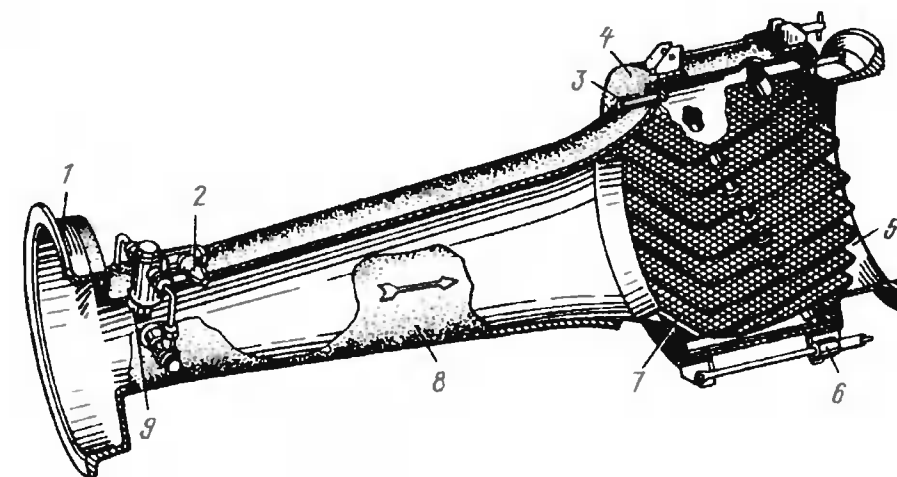


Рис. 4.4. Форсуночный увлажнитель:

1 — фланец; 2 — штуцер подвода воды; 3 — чека; 4 — кольцо; 5 — выходной фланец; 6 — стяжной винт; 7 — сетка; 8 — корпус; 9 — форсунка

4.4. ФИЛЬТРЫ

Подаваемый в кабину атмосферный воздух, загрязненный взвешенными в нем твердыми частицами (пылью) размером от долей до десятков микрон, называется *аэрозолем*. К грубодисперсным аэрозолям относятся смеси с размером частиц от 1 до 100 мкм, к высокодисперсным — с размером менее 1 мкм.

Если попадающая в кабину вместе с воздухом пыль просто загрязняет кабину, то аэрозоли, осаждаясь на деталях электрорадиооборудования, изменяют параметры оборудования, что недопустимо. Поэтому в современных СКВ наличие аэрозольного фильтра считается обязательным.

В настоящее время разработаны специальные фильтрующие материалы, очищающие воздух от высокодисперсных аэрозолей. Эти материалы состоят из ультратонких волокон полиакрилата или стеклянных и базальтовых волокон и предназначены для фильтров, работающих при температуре до 250 или 450...600 °С соответственно.

4.5. ВОЗДУХОПРОВОДЫ

На пассажирских самолетах общая длина воздухопроводов СКВ достигает нескольких сот метров, а масса — 500...600 кг, что составляет 40...50 % массы всей системы. Воздухопроводы СКВ располагаются в гондолах двигателей, центроплане, проходят по пассажирским салонам, кабине экипажа. Трубы диаметром от 4 до 200 мм обеспечивают транспортировку воздуха с температурами от -40 до +600 °С и давлением до 2,6 МПа.

В основе проектирования воздухопровода лежат следующие положения: минимальный вес и высокая надежность в эксплуатации в течение всего технического ресурса самолета;

геометрические размеры (диаметр и конфигурация) должны обеспечивать допустимое гидравлическое сопротивление;

применение современных технологий при изготовлении (автоматическая сварка, цельнотянутые трубы и т.п.) и монтаже (взаимозаменяемость отдельных участков); обеспечение компенсации температурных расширений и деформаций мест крепления на ЛА, герметичности воздухопровода.

Воздухопроводы изготавливаются из алюминиевых сплавов АМг или АМц, из стали Х18Н9Т, титановых сплавов ОТ4 или из армированных неметаллических материалов.

Весь воздухопровод можно условно разбить на три участка, как показано в табл. 4.1.

Для обеспечения минимальных масс труб желательно повышать скорость движения воздуха, но это приводит к росту гидравлического сопротивления, повышению шумов и вибраций воздухопроводов. На основа-

нии опыта эксплуатации можно рекомендовать следующие предельные скорости движения воздуха в воздухопроводах:

внутри кабин для пассажирских самолетов 15...20 м/с, для маневренных — до 30 м/с;

вне кабин до 100 м/с;

во вспомогательных устройствах (для продува ВВТ, загрузки ТХ) на отдельных режимах полета до 300 м/с и выше.

Таблица 4.1

Характеристики участков магистрали СКВ

Параметр	Участок системы		
	от компрессора до первичного узла охлаждения	от ВВТ до ТХ	от ТХ до кабин и внутри кабин
Температура, °С	150...600	50...200	-40...+15
Давление, МПа	0,2...2,6	0,2...0,9	0,20...0,04
Материал	Х18Н9Т	ОТ4, АМг	АМг, АМц, неметаллы

На воздухопровод воздействуют нагрузки, обусловленные внутренним давлением, монтажными и температурными деформациями, сосредоточенными массами (стыки труб, агрегаты), знакопеременными нагрузками при пульсации движущейся среды, вибрациями и т.п. Толщина стенок труб выбирается из прочностных расчетов по допустимому напряжению материалов при максимальной эксплуатационной температуре стенки.

Для применяемых в СКВ воздухопроводов с учетом их диаметров и материалов, температур и давлений воздуха толщина стенки трубы в основном определяется технологией изготовления воздухопровода, в частности возможностями сварки. Исходя из этого толщина стенки для воздухопровода из стали Х18Н9Т составляет 0,6...0,8 мм, из титанового сплава ОТ4 — 0,8...1 мм, из алюминиевых сплавов — 1...1,2 мм.

Монтажные напряжения в воздухопроводах часто возникают из-за неточности изготовления патрубков. Для их компенсации применяются технологические компенсаторы в виде сильфонов, специальные фланцевые стыки или прорезиненные муфты. В полете при прохождении по воздухопроводам горячего воздуха они разогреваются до 500...600 °С и удлиняются. Удлинения, приходящиеся на каждый метр длины трубопровода, для стальных труб достигают 1,74 мм, для труб из титанового сплава — 0,96 мм, для труб из алюминиевого сплава — 2,5 мм на каждые 100 °С нагрева. Поэтому в конструкциях должны быть предусмотрены температурные компенсаторы.

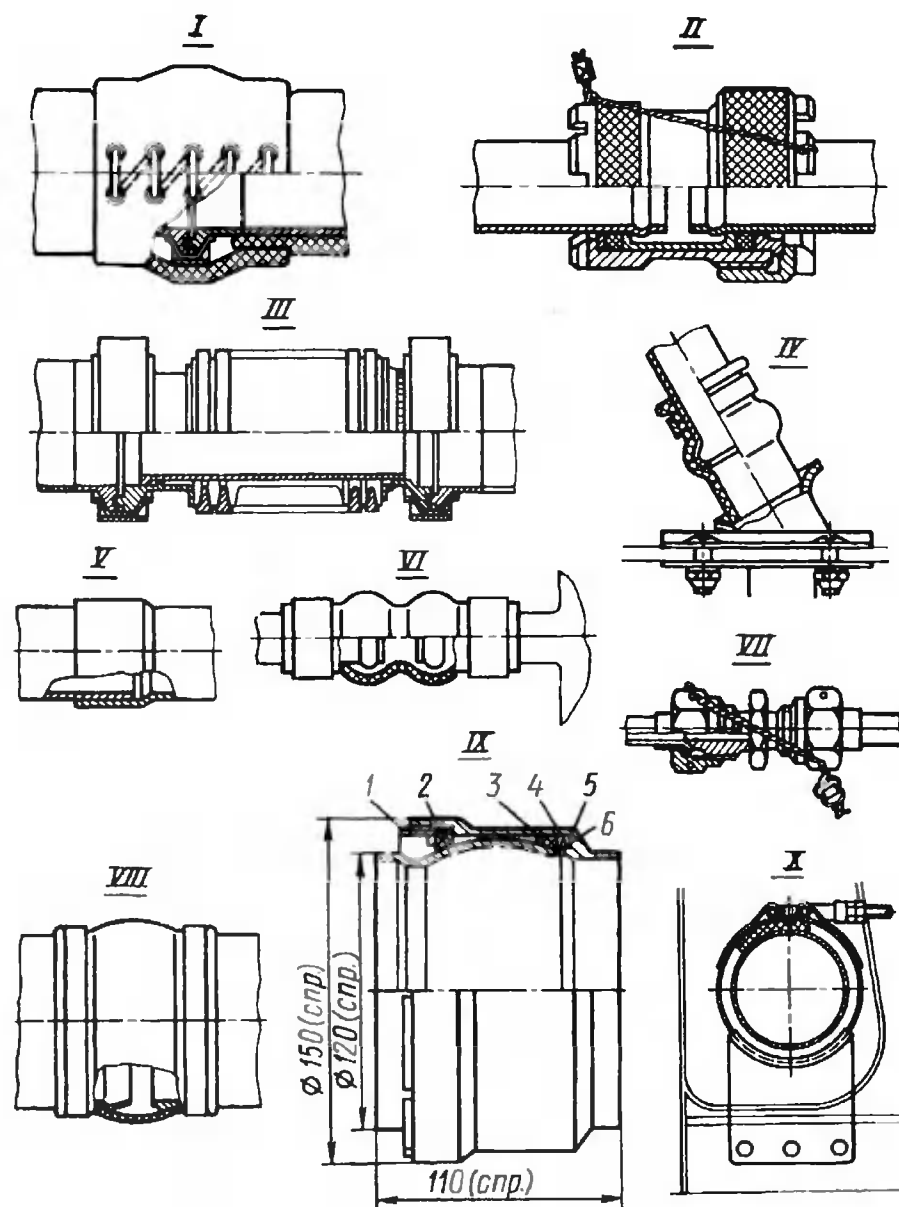


Рис. 4.5. Типовые соединения трубопроводов:

I — фланцевое соединение хомутом; *II* — ограниченно подвижное соединение; *III* — соединение трубопроводов сильфоном; *IV* — самоцентрирующееся легкоразъемное соединение; *V* — телескопическое соединение; *VI* — соединение гофрированным резиновым патрубком; *VII* — ниппельное соединение по внутреннему конусу; *VIII* — соединение гладким резиновым патрубком; *IX* — соединение со сферическим компенсатором (*1* — гайка; *2, 3* — уплотняющие вкладыши; *4* — пружинный вкладыш; *5* — корпус; *6* — сферический наконечник); *X* — типовое крепление трубопроводов к конструкции

На рис. 4.5 показаны применяющиеся в СКВ типовые конструкции соединений воздухопроводов между собой и с агрегатами. В стыке типа *I* к концам труб приварены фланцы, между которыми установлена резино-

вая или паронитовая прокладка. Снаружи фланцы имеют конусные поверхности, которые обжимаются и стягиваются хомутом. Стык применяется во всех диапазонах температур и давлений, нормализован, но технологической компенсации не обеспечивает.

Стык типа *II* применяется в воздухопроводах с температурой до 150...180 °С. Уплотнение осуществляется кольцами из резиноподобных смесей, которые ограничивают температуру применения. Эта конструкция стыка хорошо компенсирует монтажные неточности.

Металлический сильфон *III* имеет толщину стенки 0,2...0,3 мм. Для применения таких компенсаторов в воздухопроводах с давлением более 1 МПа между гофрами с наружной стороны устанавливаются опорные кольца, препятствующие деформации гофра внутренним давлением.

Стык воздухопровода *IV* выполняют при помощи резинового эластичного наконечника. Он обеспечивает компенсацию несоосности в широких пределах. Крепление воздухопроводов к конструкции отсека обычно производят хомутом через кронштейн, как показано на схеме *X*. Такой способ крепления обеспечивает фиксацию воздухопровода, а за счет изгиба кронштейна — линейное перемещение трубы при нагреве.

Телескопическое соединение труб *V* применяется для соединения патрубков в кабинах при отсутствии избыточного давления в трубах.

Конструкции стыков *VI* и *VIII* применяются для воздухопроводов с малым давлением и температурой до +80 °С. Стыки допускают значительную несоосность патрубков.

На схемах *I* и *X* показана теплоизоляция воздухопровода. Она обычно выполняется в виде чехлов, изготовленных из теплоизоляционного материала марки АТМЗ, покрытого тканью марки АЗТ или АНТМ. Трубы покрываются чехлами, стык прошивается стеклонитками, проклеивается накладкой и прошнуровывается стеклолентой.

Часть III

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ АВИАЦИОННЫХ СКВ

Глава 5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ НА СИСТЕМУ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КАБИН И ОТСЕКОВ ЛА

Проектирование систем кондиционирования начинается с определения требуемого расхода и параметров воздуха (температуры, влажности, газового состава) или других аналогичных показателей, обеспечивающих в кондиционируемых объектах поддержание заданных условий. Эти показатели наряду с внешними факторами и требованиями, характеризующими особенности эксплуатации и функционирования системы на данном летательном аппарате, влияют на направление поиска приемлемого варианта СКВ, а после выбора ее схемы определяют размеры, массу и энергетические характеристики отдельных элементов и агрегатов.

В зависимости от регламентируемого для объекта кондиционирования параметра рассматривают нагрузку на систему по холодо- или теплопроизводительности, по увлажнению или осушке воздуха, по поглощению тех или иных примесей и пополнению расходуемых компонентов. Для авиационных систем кондиционирования воздуха в большинстве случаев наиболее существенной задачей (по крайней мере, с точки зрения энергозатрат) является поддержание заданного теплового режима кабин и отсеков. Поэтому далее будут рассматриваться в основном только вопросы охлаждения или обогрева кондиционируемых объектов.

5.1. УРАВНЕНИЕ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА. ТЕПЛОВАЯ ЗАЩИТА КАБИН И ОТСЕКОВ ЛА

Тепловое состояние оборудования или людей, находящихся на борту летательного аппарата, определяется формами теплообмена с окружающей средой: конвекцией, излучением, теплопроводностью и характеризуется в общем случае температурой воздуха, его подвижностью, определяемой местными скоростями перемещения, и относительной влажно-

стью, а также температурой поверхностей окружающих предметов. Естественно, что полная характеристика теплового режима кондиционируемых кабин и отсеков должна включать в себя всю совокупность перечисленных параметров.

Обычно задачу определения теплового режима упрощают, принимая во внимание особенности систем кондиционирования и существующие требования к ним. В частности, согласно действующим нормам для самолетов гражданской авиации оптимальная относительная влажность воздуха в кабинах ограничена 40...60 %, скорость движения воздуха не должна быть больше 0,4 м/с, температура внутренней поверхности стенок кабины не должна отличаться от температуры воздуха более чем на 3...5 °С, перепад температур воздуха по длине, ширине и высоте кабины не должен превышать 2...3 °С. Таким образом, часть параметров фиксируется, а часть ставится в зависимость от температуры воздуха. Кроме того, в большинстве случаев температура воздуха является основной, если не единственной активно регулируемой тепловой характеристикой систем кондиционирования. В соответствии с изложенным температуру воздуха часто считают главным определяющим показателем теплового режима и, анализируя тепловой баланс, рассматривают в качестве объекта исследования воздух, заключенный в кабине или отсеке.

Уравнение теплового баланса является математическим следствием универсального закона сохранения энергии. В нашем случае для воздуха, заключенного в кабине или отсеке, уравнение теплового баланса может быть достаточно строго получено из первого начала термодинамики, выражаемого уравнением

$$dq = du + dl, \quad (5.1)$$

где dq — количество теплоты, подведенной к единице массы газа; du — изменение внутренней энергии газа; dl — совершаемая газом работа, а также изменения его потенциальной, кинетической и других видов энергии.

Для существующих на летательных аппаратах условий, когда воздух в результате подвода к нему теплоты не изменяет своей потенциальной и кинетической энергии, а также не происходит изменения энергии химических связей, уравнение (5.1) может быть записано в виде

$$dq = c_v dT + p dv, \quad (5.2)$$

где c_v — удельная теплоемкость газа, соответствующая нагреванию при постоянном объеме; dT — изменение температуры; p — давление; dv — изменение удельного объема газа. Первый член правой части уравнения (5.2) отражает изменение внутренней энергии воздуха, а второй — работу сил давления.

В зависимости от характера происходящих процессов дальнейшие преобразования уравнения (5.2) могут дать различные результаты. Так,

например, для случая неветилируемого, герметичного отсека, когда в силу постоянства объема второй член правой части уравнения обращается в нуль,

$$dq = c_v dT. \quad (5.3)$$

Характерно, что при указанных условиях изменение температуры воздуха в отсеке оказывается связанным с удельной теплоемкостью c_v .

В другом случае, когда кабина или отсек вентилируется (и это наиболее типично), можно считать, что теплообмен происходит при постоянном давлении. Для горизонтального полета на установившемся режиме это допущение справедливо как при наличии, так и при отсутствии специальной системы регулирования давления.

Воспользовавшись уравнением состояния

$$pv = RT,$$

где R — газовая постоянная, можно получить выражение

$$dq = c_v dT + R dT = (c_v + R) dT.$$

Поскольку $c_v + R = c_p$, где c_p — удельная теплоемкость воздуха, соответствующая нагреванию при постоянном давлении, то из этого уравнения окончательно следует

$$dq = c_p dT. \quad (5.4)$$

С учетом того, что поступление теплоты, как правило, характеризуется тепловым потоком в единицу времени, можно для всей массы воздуха, заключенного в кабине или отсеке, записать уравнение

$$\sum Q = c_p G^* \frac{dT}{dt}, \quad (5.5)$$

где $\sum Q$ — алгебраическая сумма всех тепловых потоков, поступающих в кабину (отсек) в единицу времени; G^* — масса воздуха, находящегося в рассматриваемом объеме; dT/dt — производная температуры воздуха по времени.

Зависимость (5.5) представляет собой уравнение теплового баланса. При стационарном тепловом режиме

$$\sum Q = 0. \quad (5.6)$$

Иногда уравнением (5.6) можно пользоваться и для переходных процессов, однако допустимость пренебрежения тепловым потоком, идущим на изменение теплосодержания воздуха кабины, необходимо проверять. Например, расчет показывает, что для подогрева кабины объемом 200 м^3 на 20°C за 20 мин требуется дополнительный тепловой поток мощно-

стью около 3500 Вт только для нагрева собственно воздуха, помимо тех затрат, которые необходимы для разогрева конструкции.

Вид и число тепловых потоков, суммируемых в левой части уравнения теплового баланса, определяются конкретными условиями теплообмена. Для кабин и отсеков самолетов и вертолетов наиболее характерными являются следующие тепловые потоки:

тепловые потоки от стенок $\pm Q_{\text{ст}}$ (тепловые потоки принимаются положительными, если теплота подводится к воздуху);

теплота $+Q_{\text{л}}$, выделяемая людьми (экипажем и пассажирами);

тепловые потоки от оборудования $\pm Q_{\text{об}}$, размещенного внутри кабины или отсека;

солнечное излучение $+Q_{\text{с}}$, поступающее через остекленные участки стенок кабины или отсека (иллюминаторы, фонари, блистеры и т.п.);

тепловые потоки инфильтрации $\pm Q_{\text{инф}}$, т.е. потоки, поступающие с воздухом, проникающим через отверстия, щели и другие неплотности (только для негерметичных отсеков и кабин);

тепловые потоки $\pm Q_{\text{СКВ}}$, поступающие от системы кондиционирования с вентилирующим воздухом.

Таким образом, для кабин и отсеков самолетов уравнение теплового баланса (5.6) принимает вид

$$\pm Q_{\text{ст}} \pm Q_{\text{об}} + Q_{\text{л}} + Q_{\text{с}} \pm Q_{\text{инф}} \pm Q_{\text{СКВ}} = 0. \quad (5.7)$$

Заметим, что балансовые соотношения (5.5) и (5.6) были получены на основе самых общих предположений и, следовательно, удовлетворяются в любом случае, в частности как при наличии, так и при отсутствии теплового потока от системы кондиционирования. Разница состоит лишь в том, что баланс достигается при различных значениях температуры воздуха в кабине. При рассматриваемой постановке задачи обеспечение равновесия при заданных требованиями температурном уровне является единственной функцией систем кондиционирования.

Стремление осуществлять кондиционирование с минимальными затратами энергии естественно. Как показывают расчеты, из всех слагаемых правой части уравнения (5.7) наиболее существенным с точки зрения потребной мощности систем кондиционирования является тепловой поток, поступающий или уходящий через стенки (при отсутствии теплоизоляции). Поэтому для уменьшения нагрузки на систему кондиционирования производится тепловая защита стенок кабин и отсеков.

Снижение теплового потока через стенку при заданных условиях на ее границах может быть достигнуто двумя принципиально различающимися способами.

Первый способ — наиболее простой и давно используемый — теплоизоляция стенок слоем материала, имеющего низкий коэффициент те-

плопроводности. Такой способ получил название пассивной теплозащиты.

Второй способ — активная теплозащита — заключается в том, что идущий через стенку тепловой поток частично передается какому-либо теплоносителю и вместе с ним уносится за пределы защищаемого объекта. Примерами активной тепловой защиты могут служить: заградительное охлаждение, пористое охлаждение, пленочное охлаждение, использование уносимых теплозащитных покрытий и т.п. [36]. В самолетостроении в качестве одного из видов активной теплозащиты используются так называемые обратные панельные системы.

Отличительным признаком панельных систем является наличие проточных воздушных каналов в стенках кабины. Существуют различные конструктивные варианты панельных систем. Среди них можно выделить два, различающихся способом подвода воздуха в кабину (рис. 5.1). В одном варианте воздух от распределительных коробов системы кондиционирования подается вначале в каналы панелей, а пройдя их, поступает в кабину (рис. 5.1, а). В другом варианте воздух из распределительных коробов подается непосредственно в кабину, а выпускается через панели (рис. 5.1, б). Систему с первым вариантом подвода воздуха называют прямой панельной системой, а со вторым — обратной панельной системой.

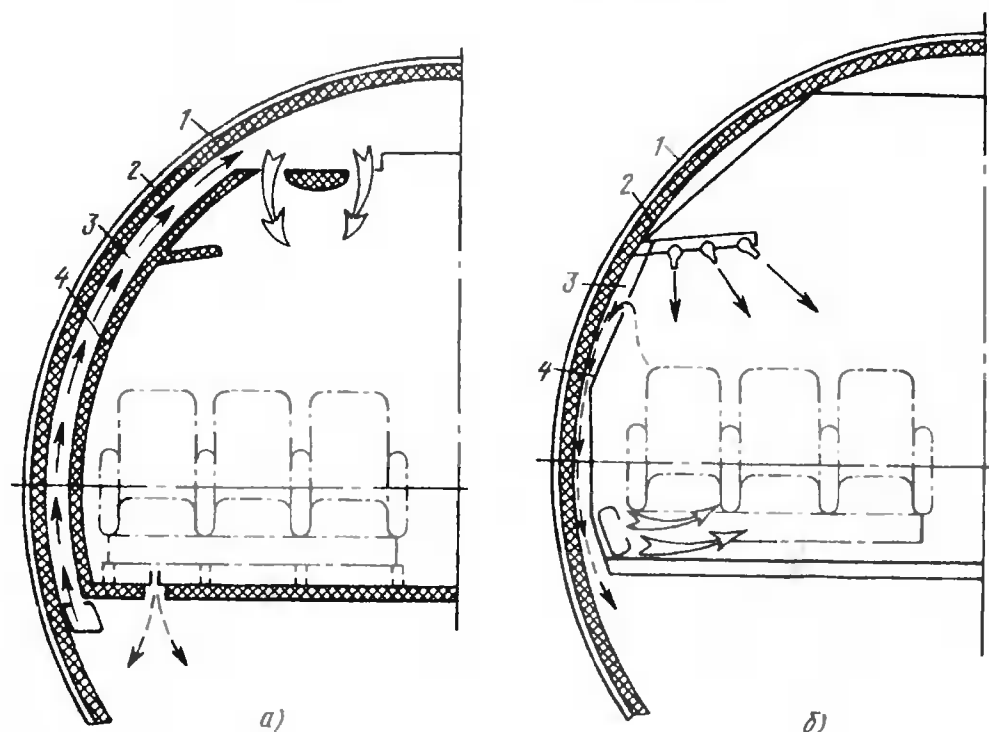


Рис. 5.1. Виды панельных систем:

а — прямая; б — обратная; 1 — обшивка; 2 — слой теплоизоляции; 3 — воздушный канал; 4 — внутренняя стенка кабины

На первый взгляд, различия между прямой и обратной панельными системами незначительны, но их роли различны, так как функция активной тепловой защиты присуща только обратным панельным системам. Действительно, в таких системах воздух, выходящий из кабины, протекает по каналам панелей, "перехватывает" часть теплового потока и сбрасывается через выпускные клапаны в атмосферу.

В прямых панельных системах вся "перехваченная" теплота вместе с воздухом поступает в кабину. Вследствие этого такие системы имеют даже худшие теплозащитные характеристики, чем тот слой теплоизоляции, который отделяет воздушный канал от наружной обшивки. Ухудшение теплозащитных свойств связано с увеличением коэффициента теплоотдачи от внутренней поверхности теплоизоляции, вызванным большими скоростями протекания воздуха по каналу по сравнению со скоростью, обусловливаемой естественной конвекцией. Данную особенность прямых панельных систем не следует рассматривать как их явный недостаток, поскольку она отражает лишь специфичность назначения систем подобного типа.

Прямые панельные системы являются аналогами систем панельного отопления (очевидно, поэтому принято название "панельные"), используемого в жилых и общественных зданиях. Установлено, что применение панельного отопления повышает уровень комфортности в помещениях. Эта же цель достигается при помощи прямых панельных систем на летательных аппаратах, так как используемый в них способ подвода воздуха обеспечивает на режиме обогрева более высокую температуру стенки по сравнению с температурой воздуха кабины, а на режиме охлаждения — более низкую. Такое соотношение между температурами стенок и воздуха субъективно воспринимается как благоприятное и увеличивает комфортность условий в кабине. Вполне естественно, что для обеспечения указанного соотношения температур требуются повышенные затраты энергии, в особенности, если учесть, что на переходных режимах предварительно прогреваемая масса конструкции в данных системах больше, чем в любых других.

5.2. МЕТОДЫ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА КАБИН И ОТСЕКОВ ЛА

Тепловой расчет кабин и отсеков выполняется: 1) для определения потребной величины $Q_{СКВ}$, т.е. потребной тепло- или холодопроизводительности системы при поддержании заданной температуры в определенных условиях (проектировочный расчет); 2) для определения при известных характеристиках системы температуры воздуха в кабине (отсеке) на рассматриваемом режиме полета (проверочный расчет). И в том, и в другом случае тепловой расчет сводится к решению уравнения теплового баланса, т.е. к нахождению при заданных условиях значений всех слагаемых уравнения (5.7).

5.2.1. Определение теплового потока от системы кондиционирования

Количество теплоты, вносимой в кабину с подаваемым воздухом, определяется соотношением

$$Q_{СКВ} = c_p G_{СКВ} (T_{вх} - T_{вых}), \quad (5.8)$$

где c_p — удельная теплоемкость воздуха, соответствующая процессу теплообмена в кабине при постоянном давлении; $G_{СКВ}$ — количество подаваемого воздуха в единицу времени (массовый расход воздуха); $T_{вх}$, $T_{вых}$ — температуры воздуха на входе и выходе из кабины соответственно. Если считать, что температура во всех точках пространства кабины T_k одинакова (этого, во всяком случае, стремятся добиться), то очевидно, что температура на выходе будет равна температуре в кабине: $T_{вых} = T_k$. Таким образом, уравнение (5.8) можно записать в виде, в котором оно чаще всего используется при тепловом расчете кабины или отсека:

$$Q_{СКВ} = c_p G_{СКВ} (T_{вх} - T_k). \quad (5.9)$$

В случае поверочного расчета параметры на выходе из системы, т.е. величины $G_{СКВ}$ и $T_{вх}$, считаются известными. Тогда температура воздуха в кабине и тепловой поток от системы кондиционирования оказываются однозначно связанными и могут быть определены друг через друга.

При проекторочном расчете заданной является только температура воздуха в кабине T_k , и тогда, как следует из формулы (5.9), тепловой поток из системы кондиционирования зависит от двух свободных переменных: расхода и температуры подаваемого воздуха. Ясно, что при этом одна из переменных может назначаться произвольно с учетом дополнительных соображений; важно только, чтобы и фиксированная, и зависящая переменные лежали внутри диапазонов своих допустимых значений.

Допустимые значения расхода воздуха через кабину ограничиваются снизу существующими нормами на вентиляцию (например, не менее 12 кг/ч свежего воздуха на одного человека) или необходимостью выполнения условия компенсации утечек, а сверху допустимыми максимальными скоростями перемещения воздуха по кабине. Следует заметить, что для уменьшения энергетических и весовых затрат на кондиционирование расход воздуха желательно устанавливать по возможности меньшим.

Максимально допустимая температура подаваемого воздуха определяется теплостойкостью материалов кабины и системы (теплоизоляции, пластмассовых деталей и т.д.), а также физиолого-гигиеническими нормами. Обычно она не превышает 80...100 °С. Минимальная температура выбирается такой, чтобы предотвратить образование в системе инея или тумана в результате конденсации или вымораживания влаги, содержащейся в воздухе, когда температура его становится ниже точки росы. С учетом приведенных соображений минимальная температура редко назначается ниже +3 °С, а в тех случаях, когда данный предел не выдержан,

в системе принимаются специальные меры по дополнительной осушке воздуха.

По указанным ограничениям на температуру подаваемого воздуха можно установить, что при равной тепловой нагрузке потребный расход воздуха от системы кондиционирования на режиме охлаждения должен быть больше, чем на режиме обогрева, так как соответствующие предельные перепады температур $T_{вх, пред} - T_k$ отличаются друг от друга почти в 4 раза (17 °С на режиме охлаждения и 60 °С на режиме обогрева). Приведенные цифры объясняют необходимость больших энергетических и весовых затрат на охлаждение.

При проектировании систем кондиционирования часто оказывается целесообразным назначать в качестве расчетного наибольший из двух потребных расходов воздуха (на охлаждение и на обогрев) и фиксировать его для всех режимов, добиваясь необходимого регулирования значения $Q_{СКВ}$ путем изменения температуры подачи. Такой вариант (в отличие от возможного регулирования изменением расхода подаваемого в кабину воздуха) обеспечивает более благоприятные условия для системы регулирования давления воздуха в кабине, для режима работы компрессоров (нагнетателей) и для других элементов.

5.2.2. Определение теплового потока от оборудования

Выделение теплоты оборудованием, расположенным в кабине или отсеке, обычно рассчитывается по формуле

$$Q_{об} = \sum N_i (1 - \eta_i), \quad (5.10)$$

где N_i — потребляемая мощность отдельного устройства оборудования, работающего одновременно; η_i — коэффициент полезного действия i -го устройства.

Иногда в формулу (5.10) вводят коэффициент одновременности работы или коэффициент загрузки оборудования за время полета. Целесообразность такого перехода к средним значениям выделяемой теплоты должна оцениваться по влиянию на тепловой режим кабины фактических отклонений от усредненных параметров. Следует учитывать также, что для некоторых видов оборудования: вентиляторов, электроосветительных приборов и т.п., произведенная полезная работа впоследствии все равно переходит в теплоту внутри пространства кабины. В таких случаях естественно принимать $\eta_i = 0$.

Весьма сложно учесть тепловой поток от оборудования на неустановившемся тепловом режиме во время его разогрева или охлаждения, когда существенными становятся конфигурация оборудования, его внутреннее строение и теплоемкость отдельных частей, место установки в кабине или отсеке и целый ряд других факторов. При этом требуется рассматривать не только энергопотребляющее оборудование, но и пассив-

ные в тепловом отношении элементы, такие как кресла, полки, щитки, приборы, устройства управления. Соответствующий тепловой поток весьма приближенно можно оценить, пользуясь зависимостью

$$\Delta Q_{\text{об. неуст}} = \sum c_i M_i \frac{dT_i}{dt}, \quad (5.11)$$

где c_i — эффективная теплосмкость оборудования данного вида; M_i — масса рассматриваемого оборудования; dT_i/dt — темп изменения температуры оборудования во времени. Следует отметить, что более надежным является использование экспериментальных данных.

5.2.3. Определение теплового потока от экипажа и пассажиров

Количество теплоты, выделяемой человеческим организмом, может колебаться в довольно широких пределах. Оно зависит от ряда факторов: тяжести выполняемой работы, теплового воздействия окружающей среды, возраста, пола, телосложения, питания и т.п. Выделяемая теплота передается в окружающую среду конвекцией, излучением, теплопроводностью, а также с парами воды, испаряемой при дыхании и потоотделении.

Передача теплоты в воздух с парами воды относится к так называемой "скрытой" форме теплообмена, поскольку температура воздуха при этом может совсем не изменяться, а удельная теплосмкость воздуха изменяется не более чем на несколько процентов. Теплота, затраченная на испарение, проявляется лишь в случае последующей конденсации влаги из воздуха. Это обстоятельство, вообще говоря, следует принимать во внимание при анализе теплоступлений от людей, особенно если учесть, что соотношения между различными формами теплопередачи (конвекцией, излучением и испарением влаги) могут изменяться в довольно широких пределах (рис. 5.2). Однако поскольку для условий полета на современных летательных аппаратах теплопередача испарением влаги играет, как правило, несущественную роль, обычно принимают, что вся выделяемая

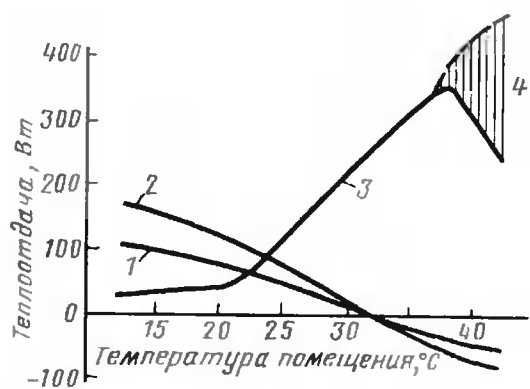


Рис. 5.2. Изменение интенсивности различных видов теплоотдачи человеческого организма в зависимости от температуры окружающей среды [61] (условия эксперимента соответствовали выполнению работы средней тяжести с затратами мощности около 300...350 Вт при скорости движения воздуха 0,5 м/с и влажности 50...55 %):

1 — теплоотдача излучением; 2 — конвективная теплоотдача; 3 — теплоотдача испарением влаги; 4 — потери теплоты с каплями пота

людьми теплота передается в воздух в "явной" форме. Ориентировочное значение теплового потока от людей: для пассажира (в состоянии покоя) примерно 100 Вт; для летчика при совершении простого (легкого) полета 130 Вт, полета средней сложности 200 Вт, сложного полета 300 Вт [6].

5.2.4. Определение теплового потока от солнечного излучения, проникающего в кабину через остекленные участки поверхности

Поток солнечной радиации обладает, как известно, весьма значительной мощностью: на уровне земной орбиты за пределами атмосферы она составляет 1388 Вт/м², до поверхности Земли доходит примерно 1 кВт/м². Проникновение солнечного излучения внутрь кабины или отсека может существенно влиять на их тепловой режим, в особенности когда застекленные участки имеют относительно большую суммарную площадь.

Солнечное излучение не только непосредственно нагревает внутреннее пространство кабины. В ряде случаев оно может существенно повысить температуру наружной поверхности ЛА и воздействовать на тепловой режим кабины соответствующей передачей теплоты через стенки теплопроводностью. Это относится как к незастекленным, так и к застекленным участкам поверхности (правда, в последнем случае нагрев происходит не только по поверхности, но и по всему поперечному сечению остекления). Указанные тепловые потоки целесообразно рассматривать как часть общих теплоступлений через стенки и определять их в соответствующем разделе теплового расчета.

Зависимость для определения теплового потока от проникающего в кабину солнечного излучения сравнительно проста:

$$Q_c = k_c k_h I_0 \sum D_{ci} F_i \cos \varphi_i, \quad (5.12)$$

где k_c — коэффициент, учитывающий состояние атмосферы (облачность, запыленность и т.п.) и время суток; k_h — коэффициент, учитывающий изменение потока солнечного излучения с высотой (вследствие поглощения и отражения атмосферой); I_0 — солнечная постоянная, равная 1388 Вт/м²; D_{ci} — коэффициент пропускательной способности остекления, зависящий от толщины, числа слоев, материала остекления и т.п.; F_i — площадь рассматриваемого участка остекления; φ_i — угол падения солнечных лучей; i — номер участка, в пределах которого конструкцию и свойства остекления можно считать неизменными.

Сложность проведения точных расчетов по формуле (5.12) связана с недостаточной определенностью коэффициентов k_c и k_h , а также с тем, что коэффициент пропускательной способности зависит не только от перечисленных выше параметров, но и от угла падения солнечных лучей, который в ряде случаев определяет характер отражения лучей — зеркальный или рассеянный. Принимаемые в расчетах значения коэффициентов k_c , k_h и D_c приведены в ряде источников, например, в работах [11, 12].

5.2.5. Определение теплового потока инфильтрации

Теплопоступления и теплопотери с воздухом, проникающим через различного вида неплотности, всегда учитываются при тепловых расчетах для наземного транспорта и объектов промышленного и гражданского строительства. Для летательных аппаратов учет теплового потока инфильтрации может оказаться существенно важным лишь в случаях обогрева и охлаждения негерметичных кабин или отсеков, когда нерегулируемая вентиляция оказывается заметной по своему влиянию.

Значение теплового потока инфильтрации может быть определено по зависимости, аналогичной используемой для расчета теплопоступлений от системы кондиционирования формуле (5.9),

$$Q_{\text{инф}} = c_p G_{\text{инф}} (T^* - T_k), \quad (5.13)$$

где $G_{\text{инф}}$ — количество воздуха, поступающего через неплотности; T^* — температура торможения внешнего набегающего потока; при небольших скоростях полета она мало отличается от температуры в атмосфере на рассматриваемой высоте.

Теоретическое определение расхода воздуха через неплотности $G_{\text{инф}}$ является, как правило, затруднительным, так как редко бывают известными заранее размеры щелей и отверстий и возникающие на них перепады давлений. Поэтому оценку теплового потока инфильтрации надежнее всего производить по экспериментальным данным.

5.2.6. Определение теплового потока от стенок кабины или отсека

Как уже упоминалось выше, теплообмен через стенки во многих случаях играет доминирующую роль в тепловом балансе кабины или отсека. Данным обстоятельством обусловлен повышенный интерес к разработке по возможности более точных методов расчета процессов теплопередачи через стенки. Сложность этих процессов, связанная с быстрым изменением условий полета и вызванной ими нестационарностью теплового режима, пространственное расположение теплопередающих элементов, наличие "тепловых мостиков", недостаточная определенность условий теплоотдачи от воздуха к поверхности стенок привели к тому, что число предлагаемых методов расчета довольно велико.

В общем случае при определении теплового потока через стенку необходимо прежде всего решать уравнение теплового баланса ее наружной поверхности. Для стенок, выходящих на поверхность летательного аппарата, указанное уравнение теплового баланса может быть записано следующим образом (в величинах, приходящихся на единицу площади поверхности):

$$q_{\text{атм}} + q_c + q_{\text{из}} - q_{\text{л}} - \lambda \frac{\partial T}{\partial n} = 0, \quad (5.14)$$

где $q_{\text{атм}}$ — удельный тепловой поток, возникающий в результате конвективного теплообмена поверхности с окружающей средой; q_c — удельный тепловой поток от солнечного излучения, падающего на рассматриваемый участок поверхности; $q_{\text{из}}$ — тепловой поток, обусловленный излучением Земли; $q_{\text{л}}$ — тепловой поток, теряемый поверхностью вследствие лучеиспускания; λ — коэффициент теплопроводности материала, выходящего на наружную поверхность стенки; $\partial T / \partial n$ — градиент температуры стенки у ее поверхности (положительным принято направление внешней нормали к поверхности).

Тепловой поток $q_{\text{атм}}$ в зависимости от внешних условий может отражать проявление различных физических механизмов и, соответственно, вычислен с помощью зависимостей различного вида. Например, при стоянке самолета на земле следует принимать за расчетный режим теплоотдачу с наружной поверхности естественной конвекцией; при полете в разреженной атмосфере на больших высотах (80...200 км) характерным становится свободномолекулярный режим течения с дополнительными тепловыделениями от рекомбинации ионизированных частиц; при полете в плотных слоях атмосферы конвективный теплообмен зависит от режима обтекания поверхности (турбулентного или ламинарного), а также от ряда других факторов.

Для определения конвективного теплового потока в случаях, когда среду можно считать непрерывной (континуумом), чаще всего используется соотношение, аналогичное по форме закону теплоотдачи, установленному Ньютоном,

$$q_{\text{атм}} = \alpha (T_e - T_w), \quad (5.15)$$

где α — коэффициент теплоотдачи; T_e — равновесная температура набегающего потока, т.е. температура, которую принимает в этом потоке идеально теплоизолированная стенка; T_w — температура поверхности стенки.

Равновесная температура T_e вычисляется по формуле

$$T_e = T_h \left(1 + r \frac{k-1}{2} M^2 \right), \quad (5.16)$$

где r — коэффициент восстановления, показывающий, какая доля кинетической энергии внешнего потока затрачена на повышение температуры газа у стенки (для ламинарного течения $r = 0,84$; для турбулентного $r = 0,89$); k — показатель адиабаты (для воздуха $k = 1,4$); T_h , М — температура и число Маха соответственно на внешней границе пограничного слоя набегающего потока.

Заметим, что зависимость (5.15) применима и для случаев движения потока с малыми скоростями, в том числе для естественной конвекции, только в силу малости скорости равновесная температура T_e не будет отличаться от статической температуры среды за пределами пограничного

слоя. Все различия в характере любых возможных конвективных режимов теплообмена в сплошной среде отражаются в величине коэффициента теплоотдачи и форме его зависимости от тех или иных определяющих параметров. Соответствующие данные можно найти в большом числе литературных источников общетеоретического и прикладного характера. Необходимо лишь отметить, что для условий полета современных самолетов коэффициент теплоотдачи имеет значение порядка 10^2 Вт/(м²·К).

Тепловой поток q_c , характеризующий нагрев поверхности стенок солнечными лучами, может быть найден по соотношению, аналогичному уравнению (5.12),

$$q_c = k_c k_h I_0 \sum A_{ci} \cos \varphi_i, \quad (5.17)$$

где A_{ci} — коэффициент поглощательной способности материала по отношению к солнечным лучам, зависящий от качества поверхности, вида покрытия и т.п. Значения коэффициента поглощательной способности A_c могут колебаться в пределах от 0,1 до 0,8; алюминиевые обшивки, покрытые белой краской или без покрытия, имеют $A_c = 0,2 \dots 0,5$.

Тепловой поток q_z , обусловленный излучением Земли, в общем случае складывается из двух составляющих: отраженного солнечного потока и собственного теплового излучения земной поверхности и атмосферы. Усредненные значения указанных тепловых потоков вблизи поверхности Земли составляют соответственно 280 и 210 Вт/м² [54]. Необходимость отдельного рассмотрения данных составляющих теплового потока q_z связана с различием их спектрального состава и достаточно резкими различиями в поглощательной способности одной и той же поверхности по отношению к излучению разной частоты. В частности, поскольку спектральный состав отраженного излучения близок к солнечному, соответствующую поглощательную способность можно оценивать коэффициентом, численно равным A_c . Собственное излучение Земли является низкотемпературным, поэтому поглощательная способность по отношению к этому излучению может оцениваться по закону Кирхгофа величиной приводимой в справочниках излучательной способности или степенью черноты. При необходимости более точного определения значения теплового потока от излучения Земли требуется учитывать также коэффициент облученности, зависящий в данном случае от высоты полета, рельефа местности, состояния атмосферы и т.п.

Тепловой поток q_n , излучаемый с единицы поверхности летательного аппарата, можно вычислить, воспользовавшись формулой Стефана—Больцмана:

$$q_n = \varepsilon \sigma_0 T^4, \quad (5.18)$$

где ε — степень черноты поверхности стенки; σ_0 — постоянная Стефана—Больцмана, $\sigma_0 = 5,68 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴); T — абсолютная температура поверхности.

Значения степени черноты для алюминиевых сплавов составляют 0,05...0,1; для белых лакокрасочных покрытий и для оргстекла 0,8...0,95.

Последний член левой части уравнения теплового баланса (5.14) выражает величину теплового потока, идущего с наружной поверхности внутрь стенки. В записанной форме данное соотношение справедливо как для стационарного, так и для нестационарного режима теплопроводности, для одномерного и многомерного распространения теплоты в стенке. Очевидно, что определение значения градиента температуры $\partial T / \partial n$ в случае нестационарного и, в особенности, многомерного теплопереноса представляет значительные трудности. И если для нестационарных одномерных задач имеются аналитические и графоаналитические методы расчета (см., например, [29, 58]), то многомерные поддаются в общем случае только численному решению. В простейшем случае стационарного одномерного теплового потока через стенку его значение может быть найдено по формуле

$$q_{ct} = k(T_w - T_k), \quad (5.19)$$

где k — коэффициент теплопередачи через стенку с учетом условий теплоотдачи внутри кабины или отсека; T_w — температура наружной поверхности стенки; T_k — температура воздуха в кабине (отсеке).

Стенки кабин в большинстве случаев можно считать плоскими в тепловом отношении, поскольку, как правило, выполняется условие

$$\delta / r \ll 1,$$

где δ — толщина стенки; r — радиус кривизны стенки.

Для плоских многослойных стенок коэффициент теплопередачи k в уравнении (5.19) определяется соотношением

$$k = \frac{1}{\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}}, \quad (5.20)$$

где δ_i , λ_i — толщина и коэффициент теплопроводности i -го слоя стенки; $\alpha_{\text{вн}}$ — коэффициент теплоотдачи к воздуху кабины.

Сопоставление значений отдельных членов уравнения теплового баланса наружной поверхности показывает, что в большинстве случаев в его решении могут быть допущены некоторые упрощения. В частности, при определении температуры наружной поверхности стенки в первом приближении можно считать, что тепловой поток внутрь стенки равен нулю. Действительно коэффициент теплопередачи k в уравнении (5.19) для теплоизолированных стенок имеет значение порядка 1 Вт/(м²·К). В результате для эквивалентности теплового потока через стенку и конвективного теплового потока от окружающего воздуха к

поверхности во время полета соответствующие разности температур в уравнениях (5.19) и (5.15) должны различаться в десятки или сотни раз. Другими словами, изменение температуры поверхности на один градус почти не сказывается на величине теплового потока через стенку, но приводит к существенному изменению теплоотдачи на наружной поверхности.

По аналогичным соображениям можно не принимать во внимание влияние во время полета на температуру поверхности теплового излучения Солнца и Земли. Допускаемая при этом ошибка не превзойдет нескольких градусов, причем в сторону, компенсирующую погрешность предыдущего допущения. Указанное соотношение справедливо для обычных условий полета, но во время стоянки самолета на земле или при полете на космических высотах тепловой поток от солнечного излучения может оказаться преобладающим.

Роль собственного теплового излучения с наружной поверхности ЛА в окружающее пространство возрастает с увеличением степени нагрева стенки. В частности, излучаемый тепловой поток становится сопоставимым с потоком солнечной радиации при температуре поверхности примерно 120 °С. При полете со скоростью, соответствующей числу $M \approx 2,5$, понижение температуры поверхности ЛА вследствие лучеиспускания составляет примерно 10 °С. Приведенные данные показывают, что во многих случаях можно пренебрегать и собственным тепловым излучением поверхности стенки.

Таким образом, для предварительных расчетов (а в ряде случаев и не только для них) очень часто оказывается допустимым при определении теплового потока через стенку принимать температуру наружной поверхности в полетных условиях равной равновесной температуре T_e . При определении температуры наружной поверхности во время стоянки самолета на земле допустимо не учитывать тепловой поток внутрь стенки.

5.2.7. Тепловой расчет кабины в случае применения панельных систем

Теплопередача через стенки, имеющие в своей конструкции панели, осложняется наличием процессов теплообмена, протекающих в каналах панелей. Без учета лучистого теплообмена между противоположными стенками плоских каналов происходящие тепловые процессы можно описать следующим образом.

Выделим в панели на расстоянии x от места входа воздуха в канал элемент поперечного сечения канала с размером dx в направлении движения воздуха (рис. 5.3). Пусть средняя температура воздуха на входе в выделенный участок равна t . Через стенки канала к воздуху приходят тепловые потоки dQ_1 и dQ_2 , в результате чего температура воздуха на выходе из элемента становится равной $t + dt$. Если расход воздуха через канал равен G/n , где G — общее количество воздуха, проходящее одновременно через

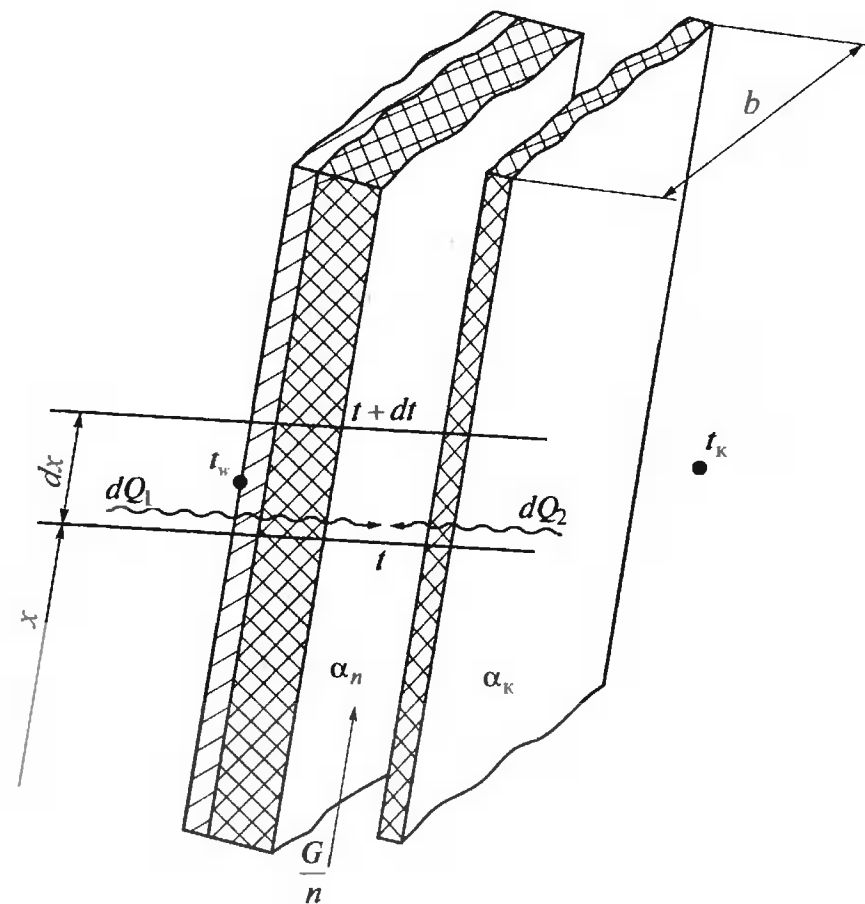


Рис. 5.3. Расчетная схема элемента тепловой панели

все панели, а n — число панелей, то уравнение теплового баланса для воздуха, движущегося через выделенный элемент, может быть записано следующим образом:

$$c_p \frac{G}{n} t - c_p \frac{G}{n} (t + dt) + dQ_1 + dQ_2 = 0,$$

или

$$c_p \frac{G}{n} dt = dQ_1 + dQ_2. \quad (5.21)$$

Считая теплопередачу через стенки установившейся, можно записать

$$dQ_1 = k_1 b dx (t_w - t), \quad (5.22)$$

$$dQ_2 = k_2 b dx (t_k - t), \quad (5.23)$$

где b — ширина канала панели.

Коэффициенты теплопередачи k_1 и k_2 для случая плоских стенок выражаются соотношениями

$$k_1 = \frac{1}{\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n}};$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n}},$$

где α_n — коэффициент теплоотдачи воздуха внутри панели, значение которого одинаково для обеих стенок канала.

Подставив зависимости (5.22) и (5.23) в уравнение (5.21), получим

$$\frac{dt}{k_1(t_w - t) + k_2(t_k - t)} = \frac{nb dx}{c_p G}. \quad (5.24)$$

Обозначая в этом уравнении знаменатель левой части через z и имея в виду, что $dz = -(k_1 + k_2)dt$, преобразуем соотношение (5.24) к виду

$$\frac{dz}{z} = -\frac{k_1 + k_2}{c_p G} nb dx. \quad (5.25)$$

Полученное обыкновенное дифференциальное уравнение с разделяющимися переменными легко интегрируется в пределах от 0 до x в правой части и соответственно от z_0 до z в левой части, причем между этими пределами устанавливается следующее соответствие: при $x = 0$

$$t = t_0 \Rightarrow z = z_0;$$

при $x = x$

$$t = t \Rightarrow z = z.$$

Таким образом, получаем

$$\int_{z_0}^z \frac{dz}{z} = -\frac{k_1 + k_2}{c_p G} nb \int_0^x dx.$$

Интегрирование дает зависимость

$$\ln \frac{z}{z_0} = -\frac{k_1 + k_2}{c_p G} nbx.$$

Потенцирование и замена z его исходным выражением дают после преобразований формулу, устанавливающую характер изменения температуры воздуха по длине канала,

$$t = t_0 + \frac{k_1(t_0 - t_w) + k_2(t_0 - t_k)}{k_1 + k_2} \left(e^{\frac{k_1 + k_2}{c_p G} nbx} - 1 \right). \quad (5.26)$$

Использование соотношения (5.26) позволяет найти значение теплового потока dQ_2 , поступающего в кабину через внутреннюю стенку панели:

$$dQ_2 = k_2 b \left[t_k - t_0 - \frac{k_1(t_0 - t_w) + k_2(t_0 - t_k)}{k_1 + k_2} \left(e^{\frac{k_1 + k_2}{c_p G} nbx} - 1 \right) \right] dx.$$

Полный тепловой поток через участки стенок, имеющие в своей конструкции панели, выражается очевидным равенством

$$Q_2 = n \int_x dQ_2,$$

которое в развернутой форме имеет вид

$$Q_2 = nk_2 b \left\{ \left[t_k - t_0 - \frac{k_1(t_0 - t_w) + k_2(t_0 - t_k)}{k_1 + k_2} \right] \times \right. \\ \left. \times \int_0^l dx - \frac{k_1(t_0 - t_w) + k_2(t_0 - t_k)}{k_1 + k_2} \int_0^l \left(e^{\frac{k_1 + k_2}{c_p G} nbx} - 1 \right) dx \right\}. \quad (5.27)$$

Интегрирование выражения (5.27) в пределах от 0 до l (где l — длина канала панели) позволяет получить окончательную зависимость

$$-Q_2 = \frac{k_2}{k_1 + k_2} [k_1 F_{II}(t_w - t_k) + c_p G(t_0 - t_l)], \quad (5.28)$$

где F_{II} — общая поверхность участков стенок с панелями; t_0, t_l — температуры воздуха на входе и выходе из панели соответственно.

Полученный результат дает возможность записать уравнение теплового баланса для кабины или отсека, оборудованных панельными системами следующим образом.

1. Для случая прямых панельных систем

$$\pm Q_{с1} \pm Q_{об} + Q_i + Q_c \pm Q_{инф} - Q_2 + c_p G(t_l - t_k) = 0,$$

где $Q_{с1}$ — тепловой поток через участки стенок, не имеющие панелей.

Объединяя для краткости первые пять членов правой части уравнения в сумму ΣQ и учитывая, что в данном случае температура t_0 на входе в па-

нели является одновременно и температурой $t_{\text{СКВ}}$ на выходе из системы кондиционирования, получаем

$$\begin{aligned} & \sum Q + \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} F_{\text{II}} (t_w - t_k) + \frac{k_2}{k_1 + k_2} c_p G t_{\text{СКВ}} + \\ & + \frac{k_1}{k_1 + k_2} c_p G t_l - c_p G t_k = \sum Q + \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} F_{\text{II}} (t_w - t_k) + \\ & + \frac{k_2}{k_1 + k_2} c_p G t_{\text{СКВ}} - c_p G t_k + \frac{k_1}{k_1 + k_2} c_p G \times \\ & \times \left[t_{\text{СКВ}} + \frac{k_1 (t_{\text{СКВ}} - t_w) + k_2 (t_{\text{СКВ}} - t_k)}{k_1 + k_2} \left(e^{\frac{k_1 + k_2}{c_p G} F_{\text{II}}} - 1 \right) \right] = 0. \end{aligned} \quad (5.29)$$

2. Для случая обратных панельных систем

$$\sum Q - Q_2 + c_p G (t_{\text{СКВ}} - t_k) = 0,$$

или в развернутой форме

$$\begin{aligned} & \sum Q + \frac{k_1}{k_1 + k_2} c_p G \left[\frac{k_2 F_{\text{II}}}{c_p G} + \frac{k_2}{k_1 + k_2} \left(e^{\frac{k_1 + k_2}{c_p G} F_{\text{II}}} - 1 \right) \right] \times \\ & \times (t_w - t_k) + c_p G (t_{\text{СКВ}} - t_k) = 0. \end{aligned} \quad (5.30)$$

Из уравнения (5.30) легко получить выражение для определения потребной температуры воздуха на выходе из системы кондиционирования при использовании панелей обратного типа:

$$\begin{aligned} t_{\text{СКВ}} = \\ = t_k - \left\{ \frac{\sum Q}{c_p G} + \frac{k_1}{k_1 + k_2} \left[\frac{k_2 F_{\text{II}}}{c_p G} + \frac{k_2}{k_1 + k_2} \left(1 - e^{\frac{k_1 + k_2}{c_p G} F_{\text{II}}} \right) \right] (t_w - t_k) \right\}. \end{aligned} \quad (5.31)$$

Аналогичную формулу можно получить из уравнения (5.29) для потребной температуры воздуха на выходе из системы кондиционирования при использовании прямых панелей:

$$\begin{aligned} t_{\text{СКВ}} = \\ = t_k - \frac{\frac{\sum Q}{c_p G} + \frac{k_1}{k_1 + k_2} \left[\frac{k_2 F_{\text{II}}}{c_p G} + \frac{k_1}{k_1 + k_2} \left(1 - e^{\frac{k_1 + k_2}{c_p G} F_{\text{II}}} \right) \right] (t_w - t_k)}{1 - \frac{k_1}{k_1 + k_2} \left(1 - e^{\frac{k_1 + k_2}{c_p G} F_{\text{II}}} \right)}. \end{aligned} \quad (5.32)$$

В упрощенном виде формула (5.32) может быть представлена следующим образом:

$$t_{\text{СКВ}} = \frac{k_1 t_w + k_2 t_k}{k_1 + k_2} - \frac{\frac{\sum Q}{c_p G} + \frac{k_1}{k_1 + k_2} \left(1 + \frac{k_2 F_{\text{II}}}{c_p G} \right) (t_w - t_k)}{1 - \frac{k_1}{k_1 + k_2} \left(1 - e^{\frac{k_1 + k_2}{c_p G} F_{\text{II}}} \right)}. \quad (5.33)$$

Анализ зависимостей (5.31) и (5.32) показывает, что температура на выходе из системы кондиционирования в случае применения прямых панельных систем должна действительно больше отличаться от температуры воздуха в кабине по сравнению со случаем применения обратных панельных систем при прочих равных условиях. Для прямых панельных систем величина выражения в правой части (5.32), определяющая указанную разность температур, больше из-за различия знаков перед вторыми слагаемыми выражений, заключенных в квадратные скобки, и, кроме того, формула (5.32) содержит знаменатель, имеющий значение меньше 1.

В выведенные зависимости входят параметры α_{II} и α_{K} , являющиеся функциями в общем случае не известной заранее температуры. Поэтому при расчете по формулам (5.26) и (5.31)...(5.33) требуется предварительно задаваться значениями температур стенок и воздуха в канале и затем проверять по результатам вычислений необходимость уточнения принятых приближений.

Обращает на себя внимание тот факт, что при тепловом расчете кабин с панельными системами по рассмотренной методике искомым параметром является только температура воздуха на выходе из системы, а расход воздуха считается заданным. Такой подход является наиболее приемлемым, так как зависимость коэффициента теплоотдачи α_{II} от расхода воздуха проявляется сильнее, чем его зависимость от температуры. Поэтому неопределенность расхода воздуха может потребовать большего числа последовательных приближений при расчете, даже если формулы (5.31)...(5.33) преобразовать и искомой величиной сделать расход воздуха. При необходимости получения заданной температуры на выходе из системы кондиционирования или из панелей с использованием данной методики требуется просчитать несколько точек и найти искомые данные интерполированием или экстраполированием с учетом ограничений на расход воздуха и его температуру.

СПОСОБЫ ОБОГРЕВА И ОХЛАЖДЕНИЯ КАБИН И ОТСЕКОВ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

6.1. ОБОГРЕВ ВОЗДУХОМ, ОТБИРАЕМЫМ ОТ КОМПРЕССОРОВ ВОЗДУШНО-РЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В случае применения в силовых установках летательных аппаратов воздушно-реактивных двигателей (ВРД), турбореактивных, турбовинтовых и др., решение задачи обогрева кабин не представляет сложности, так как при существующих степенях сжатия в компрессорах температура воздуха в них оказывается вполне приемлемой для целей обогрева. Обогрев герметических кабин практически всех современных зарубежных и отечественных пассажирских и скоростных маневренных самолетов осуществляется горячим воздухом, отбираемым от компрессоров ВРД.

В многоступенчатых компрессорах отбор воздуха можно осуществить и от промежуточных ступеней, руководствуясь следующими соображениями. Температура сжатого воздуха может быть определена по известной из термодинамики формуле

$$T_k = T_{вх} \left[1 + \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right], \quad (6.1)$$

где T_k — температура сжатого воздуха на выходе из компрессора, К; $T_{вх}$ — температура воздуха на входе в компрессор (для авиационных компрессоров температура воздуха на входе обычно равна температуре торможения), К; π_k — степень сжатия в компрессоре, равная отношению $p_{вых}/p_{вх}$; k — показатель адиабаты, для воздуха $k = 1,4$; η_k — КПД компрессора, в первом приближении его можно принимать равным 1 (фактически для авиационных компрессоров $\eta_k = 0,8...0,9$).

Степень сжатия многоступенчатого компрессора можно выразить следующим образом (если степени сжатия всех ступеней одинаковы):

$$\pi_k = \pi_{к1}^n, \quad (6.2)$$

где $\pi_{к1}$ — степень сжатия одной ступени; n — число ступеней в компрессоре до точки отбора. С учетом приведенных соотношений под-

ходящую для целей обогрева ступень компрессора можно найти по формуле

$$n = 3,5 \frac{\lg \frac{T_k}{T_{вх}}}{\lg \pi_{к1}}. \quad (6.3)$$

Следует отметить, что для осевых компрессоров авиационных двигателей степень сжатия одной ступени обычно составляет 1,2...1,6; для центробежных компрессоров — 4...6.

6.2. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ ВЫХЛОПНЫХ ГАЗОВ ДВИГАТЕЛЕЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

В тех случаях, когда в силовых установках применяются поршневые двигатели, можно использовать для обогрева кабин теплоту их выхлопных газов (как, например, на самолете Ил-14). Для этого требуется установить на выхлопных трубопроводах специальные теплообменники. Выхлопные газы имеют обычно довольно высокую температуру (800 °С и более) и отличаются высокой химической агрессивностью, поэтому теплообменники должны изготавливаться из жаро- и коррозионно-стойких сталей, кроме того, в них должна быть предусмотрена защита от возможного проникновения выхлопных газов в каналы каabinного воздуха.

6.3. ПРИМЕНЕНИЕ СПЕЦИАЛЬНЫХ БЕНЗИНОВЫХ ИЛИ КЕРОСИНОВЫХ ОБОГРЕВАТЕЛЕЙ

При определенных обстоятельствах по условиям компоновки или другим мотивам целесообразно использовать специальные бензиновые или керосиновые обогреватели. Данные обогреватели содержат специальные камеры сгорания и теплообменные устройства, в которых производится подогрев воздуха, идущего на вентиляцию кабины, например вертолета Ми-8.

Принципиальная схема топливного обогревателя представлена на рис. 6.1. В нем применен фитильный испаритель 7 для подвода в камеру сгорания 11 требуемого (небольшого) количества топлива. Необходимое качество топливоздушная смесь на всех высотах и скоростях полета обеспечивается регулятором расхода топочного воздуха 8. Первоначальное зажигание в камере сгорания осуществляется с помощью свечи накалывания 6. После запуска свеча отключается и для защиты от перегрева обдувается воздухом.

Горячие газы, пройдя по камере сгорания, направляются в сообщаемый с ней кольцевой теплообменник 12, а оттуда выбрасываются в атмосферу. Нагретые стенки камеры сгорания и кольцевого теплообменни-

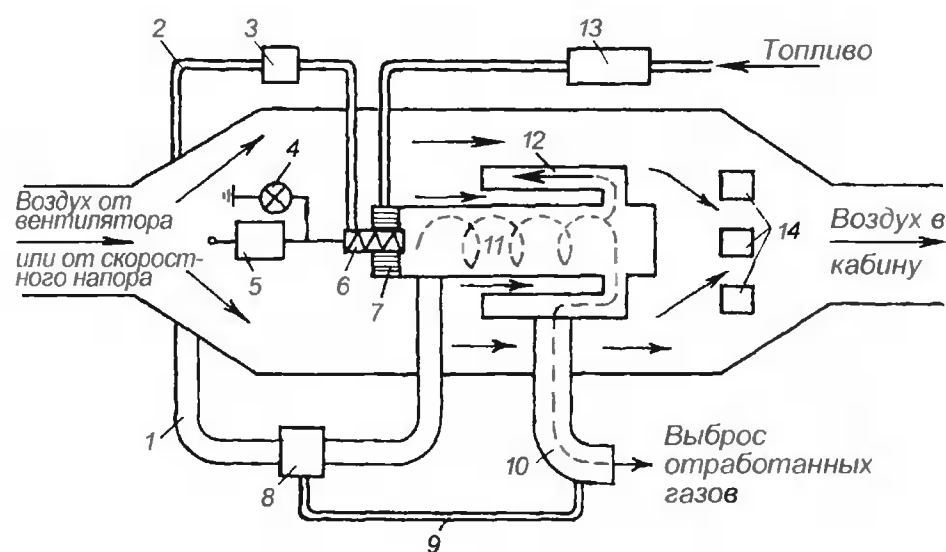


Рис. 6.1. Принципиальная схема топливного обогревателя:

1 — воздухопровод топочного воздуха; 2 — воздухопровод обдува свечи; 3 — электроклапан обдува свечи; 4 — сигнальная лампа; 5 — термовыключатель; 6 — свеча накаливания; 7 — фитильный испаритель топлива; 8 — дифференциальный регулятор расхода топочного воздуха; 9 — дифференциальный трубопровод; 10 — выхлопной патрубок; 11 — камера сгорания; 12 — кольцевой теплообменник; 13 — аппаратура управления расходом топлива; 14 — датчики термовыключателей

ка служат источником теплоты для кабинного воздуха, проходящего через обогреватель. Управление работой обогревателя автоматизировано. С помощью специальных термовыключателей поддерживается заданная температура воздуха на выходе, соблюдается определенная последовательность включения различных устройств или производится отключение обогревателя при чрезмерных отклонениях регулируемых параметров.

Топливные обогреватели имеют сравнительно небольшую установочную массу и обладают достаточно высокой экономичностью с точки зрения потребления топлива. Так, при теплопроизводительности в 45 кВт, достаточной для обогрева кабины самолета Ту-134, расход топлива составляет примерно 5,5 кг/ч.

6.4. ЭЛЕКТРООБОГРЕВ

Электрообогрев является очень удобным методом получения теплоты. Электрообогреватели отличаются простотой конструкции и легкостью осуществления дистанционного управления и автоматизации работы. Однако, как правило, располагаемой мощности бортовых источников электроэнергии не хватает для обогрева всей кабины. Известны лишь единичные случаи электрообогрева полного пространства кабины (на-

пример, на самолете "Электра" фирмы Локхид), а чаще всего электрообогреватели используются для решения локальных задач.

6.5. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ЗАДАЧ ОХЛАЖДЕНИЯ

При всем многообразии условий, встречающихся в технике охлаждения, отличия принципиального характера возникают только в двух случаях, определяемых соотношением между температурой, требуемой для охлаждаемого объекта, и температурой окружающей среды.

Температура объекта (кабины, оборудования и т.п.) выше температуры окружающей среды. При данных условиях сущность задачи охлаждения сводится только к интенсификации процессов теплопередачи от объекта к среде, поскольку естественное направление теплового потока — из пространства с высокой температурой в сторону низкой — совпадает с требуемым. Возможные затраты энергии и массы, а также применение вспомогательных устройств связаны только с решением задачи интенсификации теплообмена.

Температура, которую требуется поддерживать в охлаждаемом объекте, ниже температуры окружающей среды (точнее, среды, в которую предстоит передать теплоту от объекта охлаждения). Отличие от предыдущего случая заключается в том, что при охлаждении необходимо передавать теплоту с менее высокого на более высокий энергетический (температурный) уровень, т.е. в направлении, противоположном естественному. Из термодинамики известно, что осуществление указанного процесса искусственного охлаждения возможно лишь при условии дополнительных, специальных затрат энергии.

В природе существует достаточно большое число физических и химических явлений, сопровождающихся поглощением теплоты и понижением температуры. В качестве примеров можно назвать расширение газов (и других веществ), фазовые превращения (плавление и парообразование), растворение (для некоторых сочетаний растворяемых веществ и растворителей), эндотермические химические реакции, десорбцию, магнитотермические эффекты, термоэлектрический эффект, энергетическое разделение потока в вихревых трубах (эффект Ранка), дросселирование (эффект Джоуля — Томсона).

Для определения минимального потребного уровня затрат энергии на искусственное охлаждение рассмотрим возможную последовательность идеальных процессов, составляющих замкнутый цикл. Условиями идеальности процессов являются: 1) отсутствие внутренних потерь (на трение, вихреобразование и т.п.); 2) отсутствие неконтролируемого обмена энергией с окружающей средой либо с другими элементами рассматриваемой системы; 3) обратимость, т.е. возможность осуществления процесса в прямом и обратном направлениях при одних и тех же сочетаниях рабочих параметров.

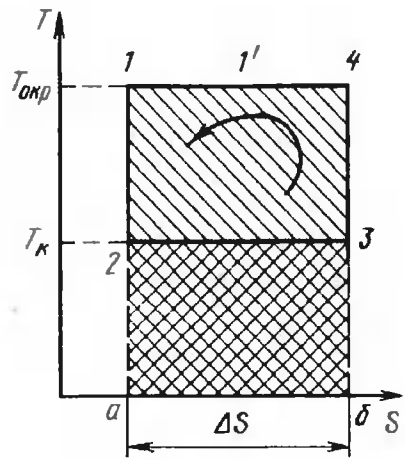


Рис. 6.2. Диаграмма холодильного цикла Карно:

$T_{\text{окр}}$ — температура окружающей среды; $T_{\text{к}}$ — температура воздуха в кабине

ми двух других параметров состояния (в данном случае — температуры и энтропии).

В исходном положении, характеризуемом точкой 1, рабочее тело (например, идеальный газ) имеет температуру, равную температуре окружающей среды $T_{\text{окр}}$. Воспринимать теплоту от объекта охлаждения с более низкой температурой $T_{\text{к}}$ рабочее тело в состоянии 1 неспособно. Чтобы понизить температуру рабочего тела до уровня $T_{\text{к}}$, осуществим его идеальное расширение. При идеальном расширении энтропия остается постоянной, а параметры (для идеального газа) изменяются в соответствии с уравнением адиабаты:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{k-1}. \quad (6.4)$$

В состоянии, характеризуемом точкой 2, рабочее тело, будучи приведенным в тепловой контакт с объектом охлаждения, теоретически способно воспринять от него заданное количество теплоты $Q_{\text{х}}$ (потребная холодопроизводительность). В реальном процессе теплообмена для этого необходима разность температур между объектом охлаждения и рабочим телом. Однако существование конечного значения разности температур делает процесс теплообмена необратимым, что противоречит требованию идеальности цикла. В то же время нулевая разность температур теоретически не препятствует теплообмену, только в реальных условиях тепловые потоки, направленные навстречу друг другу, статически уравновешиваются. Для идеальной схемы можно допустить и неуравновешенную пе-

редачу теплоты либо в одном, либо в другом направлении в зависимости от требуемого хода процесса.

Передача теплоты к рабочему телу при изотермических условиях будет приводить к возрастанию его энтропии в соответствии с известным из термодинамики соотношением $dQ = TdS$. Если холодопроизводительность системы $Q_{\text{х}}$ задана, то поглощение требуемого количества теплоты приведет к изменению энтропии на $\Delta S = Q_{\text{х}}/T_{\text{к}}$. (Заметим, что на диаграммах состояния обычно отображают экстенсивные параметры состояния — энтропию, энтальпию, объем и др. — в форме удельных величин, отнесенных к массе вещества.) В соответствии с этим потребное изменение энтропии ΔS при заданной холодопроизводительности $Q_{\text{х}}$ будет зависеть от количества используемого в цикле рабочего тела.

На диаграмме, приведенной на рис. 6.2, наглядно представлен графический эквивалент удельной холодопроизводительности системы в виде площади прямоугольника 2-3-б-а, которая, как известно, равна произведению длины основания ΔS на высоту $T_{\text{к}}$. Для идеальных газов изобары на диаграмме состояния изображаются в виде восходящих вогнутых кривых. Это означает, что в точке 3 давление меньше, чем в точке 2, и, следовательно, линия 2-3 отображает процесс изотермического расширения рабочего тела.

После восприятия рабочим телом заданного количества теплоты от объекта охлаждения необходимо осуществить его передачу в окружающую среду. Это происходит в процессе идеального адиабатического сжатия рабочего тела, который начинается в точке 3 и длится до достижения рабочим телом температуры $T_{\text{окр}}$ в точке 4. Теперь становится осуществимой обратимая передача теплоты от рабочего тела в окружающую среду при нулевом перепаде температур аналогично процессу 2-3.

Если в процессе, начинающемся в точке 4, осуществить передачу только той теплоты $Q_{\text{х}}$, которая была воспринята рабочим телом от объекта охлаждения, то потребное изменение энтропии

$$\Delta S_1 = Q_{\text{х}} / T_{\text{окр}}$$

окажется меньше изменения энтропии ΔS в процессе, который показан линией 2-3 (так как $T_{\text{окр}} > T_{\text{к}}$), и процесс должен быть остановлен в точке 1', не совпадающей с точкой 1. Цикл окажется незавершенным. Чтобы вернуться в исходную точку 1 цикла, необходимо передать от рабочего тела в окружающую среду дополнительное количество теплоты. Единственной возможностью выполнения данного условия является использование для получения требуемого количества теплоты дополнительного внешнего источника энергии.

Потребные затраты энергии N от внешнего источника легко определить по разности между количеством теплоты, передаваемой от рабочего тела в окружающую среду в процессе, показанном линией 4-1, и количе-

ством теплоты, воспринимаемой рабочим телом от объекта охлаждения в процессе, показанном линией 2–3:

$$N = T_{\text{окр}} \Delta S - T_{\text{к}} \Delta S = (T_{\text{окр}} - T_{\text{к}}) \Delta S.$$

Эти потребные затраты энергии наглядно представлены на диаграмме цикла площадью прямоугольника 1–2–3–4, равной произведению его сторон ΔS и $T_{\text{окр}} - T_{\text{к}}$.

Наряду с приведенным "формальным" обоснованием потребности затрат энергии для осуществления искусственного охлаждения можно дать и другое более "физичное": затраты энергии в холодильном цикле требуются для переноса заданного количества теплоты с низкого энергетического уровня, характеризуемого температурой $T_{\text{к}}$, на более высокий энергетический уровень, характеризуемый температурой $T_{\text{окр}}$.

Для полноты описания холодильного цикла Карно необходимо отметить, что процесс, показанный линией 4–1, с учетом отмеченных выше свойств идеальных газов представляет собой этап изотермического сжатия рабочего тела, а дополнительная работа, подведенная к рабочему телу, определяется как разность между затратами на сжатие в процессах, показанных линией 3–4–1, и работой, получаемой при расширении рабочего тела в процессах, показанных линией 1–2–3.

Для оценки относительного уровня затрат энергии, приходящихся на единицу холодопроизводительности системы, используют параметр, называемый холодильным коэффициентом,

$$K_{\text{х}} = \frac{Q_{\text{х}}}{N} = \frac{T_{\text{к}} \Delta S}{(T_{\text{окр}} - T_{\text{к}}) \Delta S} = \frac{1}{T_{\text{окр}} / T_{\text{к}} - 1}. \quad (6.5)$$

Из выражения (6.5) следует, что удельные затраты энергии в идеальном холодильном процессе определяются только отношением температур $T_{\text{окр}}/T_{\text{к}}$, что они возрастают при необходимости охлаждения объектов до более низких температур и что охлаждение до абсолютно нуля технически недостижимо, так как требует бесконечных затрат энергии.

Холодильный коэффициент, представляющий собой отношение полезного эффекта — холодопроизводительности — к затратам энергии на охлаждение, по форме похож на коэффициент полезного действия. Но при определении коэффициента полезного действия обычно исходят из того, что достигнутый энергетический эффект получается непосредственно из затраченной энергии, в то время как в холодильном цикле энергия затрачивается только на перенос заданного количества теплоты с одного энергетического уровня на другой. В частности, поэтому холодильный коэффициент может быть больше единицы (при $1 \leq T_{\text{окр}}/T_{\text{к}} \leq 2$), даже принимать значение, равное бесконечности, что для коэффициентов полезного действия в принципе невозможно.

Величиной, аналогичной КПД в холодильных процессах, является коэффициент $\eta_{\text{х}}$ эффективности реальных систем охлаждения, представляющий собой отношение холодильного коэффициента рассматриваемой системы $K_{\text{х.р}}$ к холодильному коэффициенту цикла Карно $K_{\text{х.ид}}$:

$$\eta_{\text{х}} = K_{\text{х.р}} / K_{\text{х.ид}}.$$

Проведенный анализ позволяет сделать следующие выводы:

охлаждение в условиях, когда температура объекта ниже температуры среды, в которую передается теплота, возможно, но требует специальных затрат энергии и применения специального рабочего тела;

для осуществления процессов, обеспечивающих изменения состояния рабочего тела, требуемых при искусственном охлаждении, необходимы соответствующие технические устройства (в схемах процессов, аналогичных циклу Карно, — расширитель, компрессор, теплообменники).

6.6. СИСТЕМЫ И МЕТОДЫ ОХЛАЖДЕНИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКЕ ПРИ КОНДИЦИОНИРОВАНИИ ВОЗДУХА КАБИН

Авиационные системы охлаждения отличаются достаточным разнообразием схем и использованием агрегатов различных типов. Поэтому возможна классификация систем охлаждения по различным признакам. По мнению авторов работы [61], наиболее существенные черты систем определяются типом применяемого рабочего тела и используемыми принципами охлаждения. Названные отличия позволяют выделить следующие типы систем и методов охлаждения.

6.6.1. Системы охлаждения с воздушным циклом

В системах охлаждения с воздушным циклом в качестве рабочего тела используется воздух, идущий для наддува и вентиляции кабин. Вид и последовательность процессов обработки воздуха в системе охлаждения принципиально те же, что и в холодильном цикле Карно: сжатие — передача теплоты в окружающую среду — расширение — поглощение теплоты в охлаждаемом объекте. Основной особенностью рассматриваемой системы является то, что благодаря использованию вентиляционного воздуха удастся разомкнуть цикл и исключить из числа необходимых агрегатов один теплообменник, поскольку рабочее тело поглощает теплоту непосредственно внутри объема кабины и затем выбрасывается в атмосферу.

Схема такой системы и диаграмма реализуемого в ней цикла показаны на рис. 6.3. На схеме представлены агрегаты, наиболее часто используемые в авиационных системах с воздушным циклом охлаждения: источник сжатого воздуха — компрессор (К) ВРД, воздушно-воздушный теплообменник (ВВТ) и турбохолодильник (ТХ).

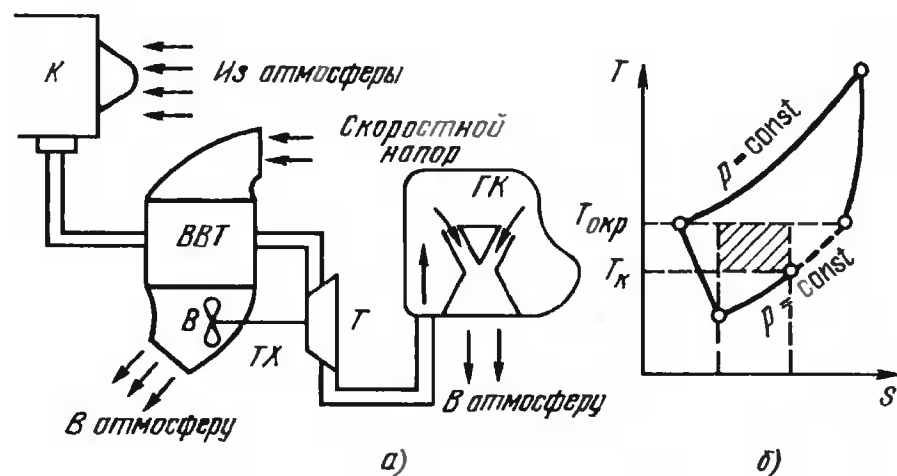


Рис. 6.3. Схема системы охлаждения воздушного цикла с ТХ (а) и ее диаграмма цикла (б):

В — вентилятор; Т — турбина; ГК — гермокабина

Как видно из рис. 6.3, б, диаграмма воздушного цикла охлаждения существенно отличается по форме от диаграммы идеального цикла Карно в силу того, что реальные процессы теплообмена в ВВТ и в кабине происходят не по изотерме, а по изобаре. Действительно, если пренебречь гидравлическими потерями, то давление воздуха в каналах теплообменника и внутри кабины можно считать постоянным. Кроме того, в реальных условиях теплообмен возможен лишь при наличии конечной разности температур. Сравнение диаграммы воздушного цикла охлаждения с диаграммой цикла Карно, теоретически необходимого для получения той же холодопроизводительности, показывает, что по энергетическим затратам воздушный цикл заметно уступает циклу Карно. Кроме того, следует иметь в виду, что в реальных системах энергетическая эффективность еще более понижается в результате различных потерь, в частности особенно сильно, если энергия, отводимая от турбины ТХ, в дальнейшем не используется полностью.

Несмотря на указанный недостаток системы охлаждения воздушного цикла находят очень широкое применение в современной авиационной технике. Практически все современные самолеты оборудованы такими системами. Причинами этому служат их простота, малая масса, нечувствительность к небольшим утечкам рабочего тела, вполне приемлемая надежность и низкая стоимость эксплуатации, а также возможность отбора от компрессоров двигателей требуемого количества воздуха с достаточным для работы системы давлением.

Существует много разновидностей систем охлаждения воздушного цикла [15]. Рассмотрим еще один пример такой системы, в которой нагрузкой турбины Т служит компрессор К1, используемый для дополнительного сжатия воздуха перед турбиной (рис. 6.4). Применение до-

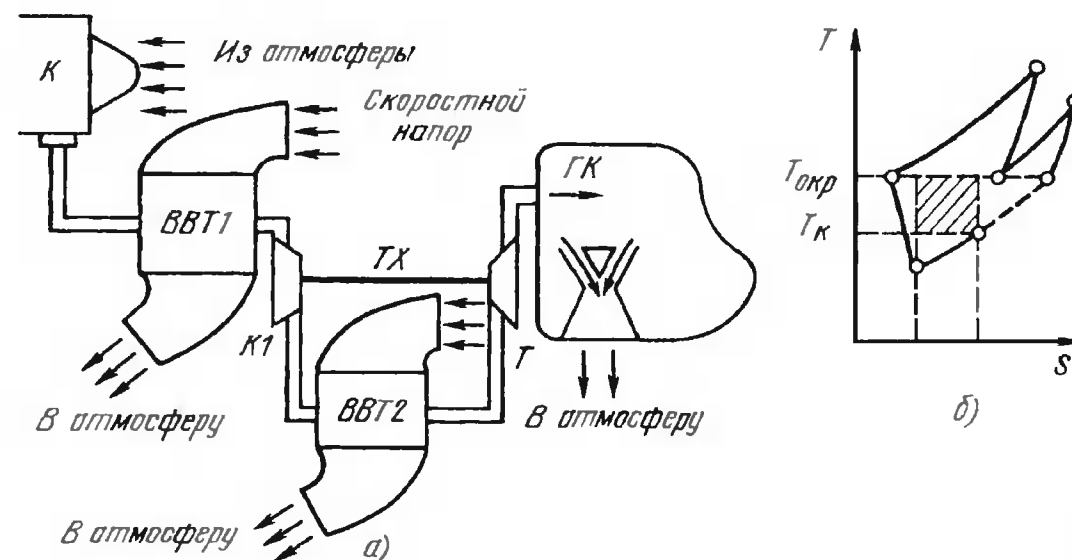


Рис. 6.4. Схема системы охлаждения воздушного цикла с турбокомпрессором (а) и ее диаграмма цикла (б)

полнительного компрессора позволяет при прочих равных условиях понизить требуемую степень сжатия воздуха в компрессоре двигателя и, следовательно, уменьшить затраты, связанные с отбором воздуха высокого давления. Заметим, что применение двухступенчатого сжатия и охлаждения, как это видно из диаграммы цикла, уменьшает теоретически требуемую работу цикла в связи с уменьшением степени перегрева воздуха после каждого сжатия. Однако это одновременно приводит к необходимости некоторого увеличения суммарной массы теплообменников.

6.6.2. Системы с компрессионно-испарительным циклом охлаждения

В системах с компрессионно-испарительным циклом охлаждения в качестве рабочих тел используются вещества, в ходе цикла претерпевающие фазовые превращения: переходят из жидкого состояния в парообразное и обратно. Известно, что в процессе фазового перехода при постоянном давлении температура вещества сохраняется постоянной и при этом поглощается или выделяется определенное количество теплоты. Данное обстоятельство соответствует на диаграмме состояния вещества совпадению изобар с изотермами в зоне влажного пара, что является очень важным, так как свойство веществ сохранять постоянство температуры во время испарения и конденсации позволяет осуществить холодильный цикл, близкий по конфигурации к идеальному.

Действительно, реально возможными являются следующие процессы.

1. Рабочее тело в жидком состоянии с небольшим содержанием в нем паровой фазы (рис. 6.5, б, точка 1) подается в испаритель при температу-

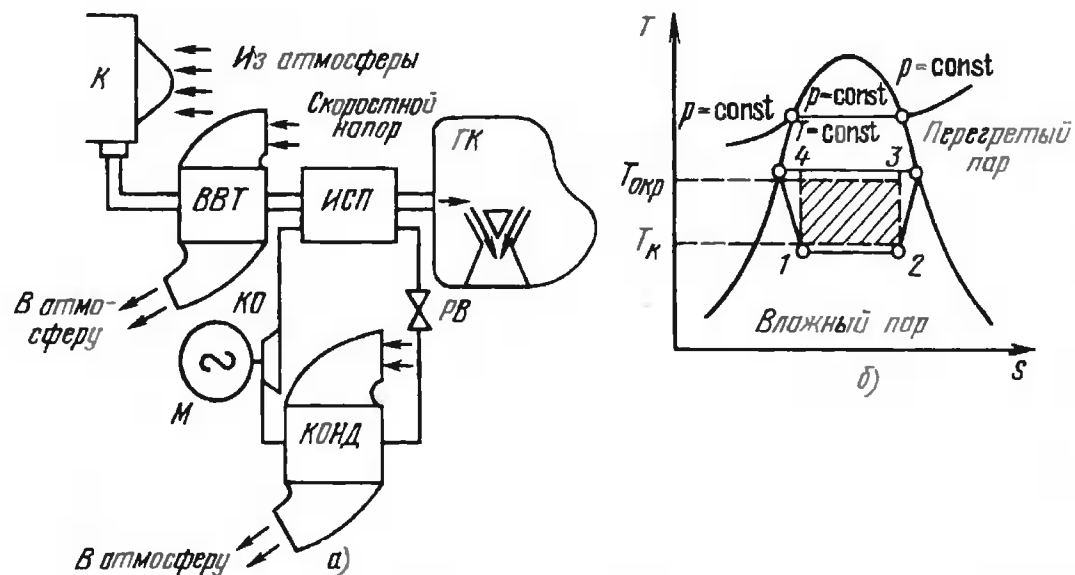


Рис. 6.5. Схема системы охлаждения с компрессионно-испарительным холодильником (а) и ее диаграмма цикла (б)

ре чуть ниже температуры объекта и, испаряясь, поглощает теплоту. На диаграмме это соответствует переходу в точку 2.

2. Образовавшийся пар засасывается в компрессор КО и сжимается, температура его повышается до значения, несколько превосходящего температуру окружающей среды (точка 3). Вследствие потерь при сжатии энтропия рабочего тела в точке 3 может стать больше, чем в точке 2.

3. Сжатый пар поступает в конденсатор, где он передает теплоту в окружающую среду и конденсируется, переходя в жидкое состояние.

4. Жидкость-конденсат направляется через расширительное устройство снова в испаритель, после чего все процессы повторяются. Расширительное устройство для жидкости может представлять собой простой дроссель, так как ввиду несжимаемости жидкости энергия ее расширения невелика и потери от замены активного расширения дросселированием незначительны. Наличие потерь при расширении проявляется в возрастании энтропии рабочего тела в точке 1 по сравнению с точкой 4.

На рис. 6.5, б видно, что диаграмма рассмотренного цикла достаточно близка к диаграмме теоретически необходимого цикла Карно. Это определяет относительно высокую эффективность компрессионно-испарительных систем охлаждения, их КПД достигает примерно 80 %.

Возможный вариант схемы авиационной компрессионно-испарительной системы охлаждения показан на рис. 6.5, а. В собственно компрессионно-испарительную систему входят четыре агрегата: испаритель ИСП, основной компрессор КО, конденсатор КОНД и расширительный (регулирующий) вентиль РВ. Представленный на схеме воздушный компрессор К обеспечивает только наддув и вентиляцию кабины, а ВВТ —

предварительное охлаждение сжатого воздуха. Естественно, что степень сжатия воздушного компрессора и размеры ВВТ в данном случае могут быть намного меньше, чем в системах с воздушным циклом охлаждения. Привод основного компрессора КО системы может быть осуществлен от любого вспомогательного источника энергии, например с помощью электродвигателя М.

В качестве рабочих тел в компрессионно-испарительных системах охлаждения ранее чаще всего использовались фреоны, особенностью которых являются широкие диапазоны температур и давлений фазового перехода, малотоксичность и безопасность в пожарном отношении. Однако для предотвращения вредного воздействия на озоновый слой атмосферы принято решение заменить фреоны другими веществами.

Высокий КПД компрессионно-испарительных систем, их сравнительная автономность, позволяющая обеспечить охлаждение кабины во время стоянки на земле, обуславливают в некоторых случаях целесообразность применения этих систем на летательных аппаратах. Пример: системы охлаждения вертолета Ми-8 и самолета Ан-2 (сельскохозяйственный вариант). Однако такие системы имеют большую массу и стоимость в производстве и эксплуатации по сравнению с системами охлаждения воздушного цикла.

6.6.3. Использование аккумулированного холода

Одним из наиболее рациональных дополнительных способов охлаждения в авиации при относительно малой продолжительности функционирования системы является использование аккумулированного холода. В качестве его источника чаще всего используются либо специальные хладагенты, запасаемые на борту ЛА, либо топливо основной силовой установки, пока его температура остается приемлемой для применения в целях охлаждения.

В качестве запасаемого хладагента наиболее широко применяется вода или водоспиртовые смеси, последние — в тех случаях, когда требуется обеспечить низкую температуру замерзания жидкости. Вода является наиболее эффективным хладагентом, поскольку обладает самой высокой (после водорода) удельной теплоемкостью и очень большой теплотой парообразования. Во время работы системы запасенная вода подается в специальные теплообменники, где, нагреваясь и испаряясь, отбирает теплоту от воздуха, идущего на кондиционирование кабин и отсеков, а образовавшийся водяной пар удаляется в атмосферу. Температура кипения воды понижается с уменьшением атмосферного давления, в результате чего эффективность охлаждения возрастает с подъемом ЛА на высоту. Единственным крупным недостатком воды как хладагента является ее сравнительно высокая температура замерзания. Добавление в воду веществ, снижающих температуру замерзания, к сожалению, резко уменьшает и теплоту парообразования.

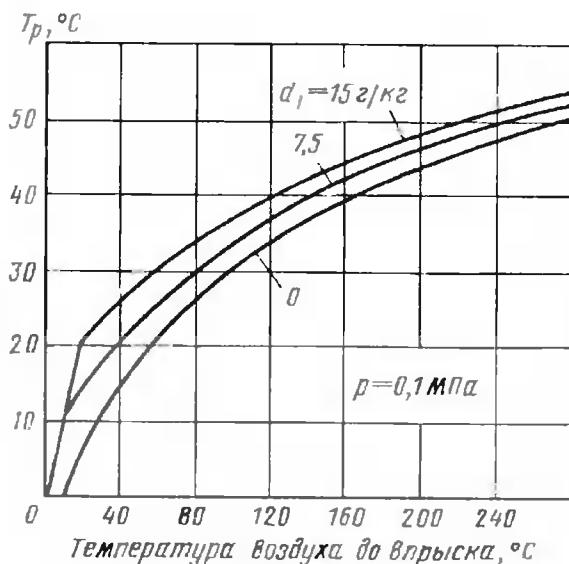


Рис. 6.6. Графики, иллюстрирующие возможности охлаждения воздуха посредством впрыска в него воды: T_p — равновесная температура смеси, достигаемая при адиабатическом испарении воды, в случае насыщения воздуха до 95 %; d_1 — начальное влагосодержание воздуха; p — давление воздушного потока

Весьма эффективным является впрыск воды в продувочную линию воздухо-воздушного теплообменника. Испарение воды в потоке воздуха приводит к существенному снижению его температуры, причем это снижение может происходить и в тех случаях, когда температура потока ниже точки кипения воды при данных условиях. Так, например, при впрыске воды в воздушный поток с температурой $\pm 60^\circ\text{C}$ в наземных условиях температура смеси понижается до $20...30^\circ\text{C}$ (рис. 6.6). Еще более высокие результаты получаются при испарении воды в потоке воздуха с высокой температурой: из графика видно, что поток с температурой около 300°C охлаждается при адиабатическом насыщении влагой до $50...55^\circ\text{C}$.

Использование топлива в качестве хладагента является также очень эффективным и находит применение на большинстве скоростных самолетов (при $M > 1,3$), например на самолете Ту-144, поскольку даже во время сверхзвукового полета топливо прогревается сравнительно медленно. Опыт эксплуатации современных скоростных самолетов показывает, что температура топлива в баках к концу полета редко поднимается выше 70°C , что является вполне приемлемым для охлаждения. Основные трудности применения топлива в авиационных системах кондиционирования связаны с разработкой конструкции специальных теплообменников, таких, чтобы полностью исключалась возможность проникновения топлива в воздушную магистраль. К тому же, нельзя допускать чрезмерного нагрева топлива в теплообменнике, при котором может начаться процесс коксования и стенки теплообменника станут покрываться плотными отложениями смолистых веществ.

Следует отметить, что топливо как источник холода может широко использоваться для отвода теплоты от двигательной аппаратуры и другого оборудования, и это существенно ограничивает его хладоспособность в системах кондиционирования воздуха.

6.6.4. Термоэлектрическое охлаждение

Термоэлектрическое охлаждение базируется на эффекте, открытом в 1834 г. физиком Пельтье, и заключается в том, что при пропускании постоянного тока через электрическую цепь, составленную из двух разнородных проводников (рис. 6.7), один из спаев проводников охлаждается, а другой — нагревается, причем "горячий" и "холодный" спаи меняются местами при изменении направления тока. Количество теплоты, поглощаемой холодным спаем, пропорционально силе тока и зависит от материалов проводников (1 и 2): чем больше разность термоэлектрических коэффициентов проводников, тем больше степень охлаждения.



Рис. 6.7. Термоэлектрическое охлаждение: 1, 2 — проводники; А, Б — спаи

Простота термоэлектрических устройств, их высокая надежность, удобство управления процессом с возможностью плавного перехода от режима охлаждения к обогреву являются очень важными достоинствами термоэлектрического охлаждения. Однако достигнутая энергетическая эффективность данного способа пока еще очень низка и КПД не превосходит 5 %.

Основную трудность в повышении эффективности термоэлектрического охлаждения представляет поиск или получение подходящих материалов для проводников, которые должны обладать рядом специфических и иногда трудно совместимых свойств. Так, например, они должны иметь высокую электрическую проводимость, чтобы потери энергии и выделение теплоты на активном сопротивлении цепи были минимальными, и в то же время их термическая проводимость должна быть низкой, чтобы по возможности уменьшить тепловой поток по проводникам от "горячего" спаи к "холодному". В настоящее время наилучшие результаты получены при использовании полупроводниковых материалов типа твердых сплавов $\text{Bi}_2\text{Te}_3\text{—Bi}_2\text{Se}_3$ с электронной проводимостью и $\text{Bi}_2\text{Te}_3\text{—Sb}_2\text{Te}_3$ с дырочной проводимостью.

В связи с малой энергетической эффективностью термоэлектрическое охлаждение применяется пока только для решения локальных задач (термостабилизация отдельных электронных блоков, глубокое охлаждение приемников инфракрасного излучения и т.п.).

ТРЕБОВАНИЯ НОРМАТИВНЫХ ДОКУМЕНТОВ К СИСТЕМАМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ САМОЛЕТОВ ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ

Выполнение требований нормативных документов при проектировании СКВ является не менее важным, чем обеспечение работоспособности системы в заданных условиях функционирования. Эти требования с самого начала во многом определяют структуру и конфигурацию системы и влияют на выбор значительного числа проектных решений.

Во всех развитых авиационных державах существуют законодательные акты, формулирующие требования к гражданской авиационной технике, разработанные и по мере необходимости уточняемые на основе опыта эксплуатации соответствующих летательных аппаратов в целях повышения безопасности полетов. Вначале они создавались каждой из стран (или группой стран) самостоятельно. В качестве примера можно назвать требования США — FAR (Federal Aviation Regulations), Великобритании — BCAR (British Civil Airworthiness Requirements), континентальной Европы — JAR (Joint Aviation Requirements), СССР и восточно-европейских государств — ЕНЛГС (Единые нормы летной годности самолетов). Для полетов в воздушном пространстве над территорией какого-либо государства требуется иметь сертификат этого государства или аналогичный международный документ, удостоверяющий соответствие летательного аппарата действующим в данном государстве требованиям. На современном этапе назрела необходимость иметь единые международные требования безопасности к авиационной технике, и соответствующая работа по гармонизации национальных правил проводится с участием всех заинтересованных сторон. В частности, в России взамен ЕНЛГС введены в действие Авиационные правила (АП), прообразом которых послужили американские требования FAR. В данной главе приведены требования ЕНЛГС и FAR, касающиеся изучаемых систем. Причем в разделе, посвященном ЕНЛГС, для удобства при наличии ссылок на пункты других разделов требований сразу же приводятся эти пункты.

7.1. ТРЕБОВАНИЯ ЕДИНЫХ НОРМ ЛЕТНОЙ ГОДНОСТИ САМОЛЕТОВ (ЕНЛГС)

В ЕНЛГС требованиям к СКВ посвящена гл. 5, выдержки из которой приводятся ниже.

ГЛАВА 5. КОНСТРУКЦИЯ И СИСТЕМЫ САМОЛЕТА

5.7. Герметические кабины, системы кондиционирования и регулирования давления воздуха

5.7.1. Система кондиционирования воздуха (СКВ) должна соответствовать требованиям 5.7 по расходу, давлению и скорости его изменения, температуре, влажности, газовому составу и скорости движения воздуха в кабине в ожидаемых условиях эксплуатации (2.1.9; 2.2.2) на земле, а также на всех этапах и режимах полета.

Требования 5.7 распространяются на самолеты как с герметическими, так и с негерметическими кабинами.

2.1.9. *Ожидаемые условия эксплуатации* — условия, включающие в себя область расчетных условий, определенных настоящими Нормами, эксплуатационных ограничений, а также рекомендуемых режимов полета, установленных для данного типа самолета при его сертификации.

2.2.2. *Ожидаемые условия эксплуатации включают в себя:*

- а) параметры состояния и факторы воздействия на самолет внешней среды:
 - барометрическое давление, плотность, температура и влажность воздуха;
 - направление и скорость ветра, горизонтальные и вертикальные порывы воздуха и их градиенты;
 - воздействие атмосферного электричества, обледенение, град, снег, дождь, птицы;
- б) эксплуатационные факторы:
 - состав экипажа самолета;
 - класс и категория аэродрома, параметры и состояние взлетно-посадочной полосы (ВПП);
 - веса и центровки для всех предусмотренных конфигураций самолета;
 - режимы работы двигателей и продолжительность работы на определенных режимах;
 - возможные конфигурации — варианты геометрических форм самолета, соответствующие различным этапам и режимам полета (взлету, набору высоты, крейсерскому полету, снижению, экстренному снижению, заходу на посадку и посадке, уходу на второй круг);
 - особенности применения самолета (выполнение полетов в визуальных условиях или по приборам, над водными пространствами, над равнинной, гористой и безориентирной местностью, в высоких широтах; на грунтовых аэродромах);
 - характеристики воздушных трасс, линий и маршрутов;
 - состав и характеристики наземных средств обеспечения полета;
 - минимум погоды при взлете и посадке;
 - применяемые топлива, масла, присадки и другие расходные технические жидкости и газы;

— периодичность и виды технического обслуживания, назначенный ресурс, срок службы самолета и его функциональных систем;

в) параметры (режимы) полета:

— высота полета;

— горизонтальные и вертикальные скорости;

— перегрузки;

— углы атаки, скольжения, крена и тангажа;

— сочетания этих параметров для предусмотренных конфигураций самолета.

В необходимых случаях в ожидаемые условия полета включаются и другие данные, определяемые особенностями применения конкретного типа самолета. Ожидаемые условия эксплуатации входят в качестве ограничений, условий и методов эксплуатации самолета в его эксплуатационную документацию (2.2.2.2).

Примечание. При рассмотрении совокупности параметров ожидаемых условий эксплуатации для анализа особых ситуаций должна учитываться вероятность их одновременного возникновения.

2.2.2.1. Эксплуатационные и предельные ограничения должны устанавливаться изготовителем с учетом вероятных внешних воздействий и функциональных отказов, характеристик самолета, точности пилотирования, а также погрешностей бортовых приборов и оборудования.

2.2.2.2. Эксплуатационные ограничения должны быть указаны в соответствующих разделах эксплуатационной документации (Руководстве по летной эксплуатации — РЛЭ, Руководстве по технической эксплуатации — РЭ, Регламенте технического обслуживания — РО) в виде, обеспечивающем возможность контроля со стороны летного и наземного персонала.

Информация о предельных ограничениях приводится в РЛЭ.

5.7.2. Воздух в кабине самолета, в том числе на выходе из СКВ, должен отвечать следующим санитарно-гигиеническим требованиям. Содержание окиси углерода не должно быть выше 20 мг/м^3 , окислов азота — 5 мг/м^3 , паров топлива (в пересчете на углерод) — 300 мг/м^3 , ароматических углеводородов — 5 мг/м^3 , паров и аэрозолей синтетических смазочных масел — 2 мг/м^3 , паров и аэрозолей минеральных смазочных масел — 5 мг/м^3 , фторорганических соединений — $0,5 \text{ мг/м}^3$ (в пересчете на фтористый водород), формальдегида — $0,5 \text{ мг/м}^3$, альдегидов (суммарно) — $0,6 \text{ мг/м}^3$.

Средневзвешенная концентрация озона в воздушной среде кабины на высотах свыше 7000 м при продолжительности полета до трех часов, включая время набора высоты и снижения, не должна превышать $0,2 \text{ мг/м}^3$.

При продолжительности полета свыше трех часов средневзвешенная концентрация озона в воздушной среде кабины не должна превышать $0,1 \text{ мг/м}^3$ за все время полета.

При совместном присутствии в воздухе кабины двух или нескольких веществ однонаправленного биологического действия сумма отношений фактических концентраций каждого из них к их предельно допустимым концентрациям не должна быть выше единицы. Не допускается присутствие других вредных веществ, влияющих на работоспособность и здоровье экипажа и пассажиров.

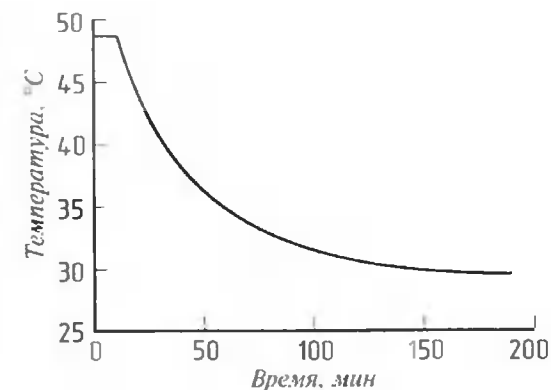


Рис. 5.1 (ЕНЛГС, гл. 5)

5.7.3. Наддув кабины должен осуществляться не менее чем от двух источников сжатого воздуха. При этом СКВ должна состоять не менее чем из двух независимых подсистем. При выходе из строя одной из них или при прекращении подачи воздуха от 50 % источников сжатого воздуха температура в кабине не должна падать ниже 5°C и не должна превышать значений, зависящих от времени работы системы после возникновения отказа, приведенных на графике (рис. 5.1).

При отказе 50 % источников сжатого воздуха должна обеспечиваться его подача от оставшихся источников ко всем потребителям.

5.7.4. Температуры воздуха в кабине экипажа и в пассажирской кабине должны задаваться независимо. Изменение параметров воздуха, подаваемого в одну из них, не должно приводить к изменению параметров воздуха в другой (других). Указанное требование не является обязательным при одновременном выполнении следующих условий:

а) общий объем кабины экипажа и пассажирской кабины не превышает 23 м^3 ;

б) система подачи воздуха в кабины и воздухообмена между ними обеспечивает температуры в кабинах экипажа и пассажиров с разницей не более 3°C ;

в) экипажу обеспечена возможность регулирования температуры в кабине.

5.7.5. Система кондиционирования должна иметь запорные устройства включения и отключения ее от источников сжатого воздуха. Время аварийного отключения системы кондиционирования от источников сжатого воздуха не должно превышать 10 с.

5.7.6. Питание электрических приводов запорных устройств СКВ, агрегатов системы регулирования давления и распределителей, регулирующих температурный режим и подачу воздуха в кабину, должно осуществляться с учетом 2.2.11.

2.2.11. На самолете при отказе генераторов электроэнергии, установленных на маршевых двигателях, должно быть обеспечено функциониро-

вание приемников электроэнергии, необходимых для безопасного продолжения полета и посадки в соответствии с РЛЭ на аэродром вылета, назначения или ближайший запасной аэродром, в том числе для:

- а) пилотирования самолета и навигации;
- б) работы систем жизнеобеспечения и пожаротушения;
- в) работы средств, предупреждающих экипаж о приближении или достижении эксплуатационных ограничений;
- г) ведения внешней и внутренней связи;
- д) аварийного освещения кабины экипажа и пассажирских салонов;
- е) работы системы сбора полетной информации.

5.7.7. Размещение трубопроводов и агрегатов СКВ должно быть таким, чтобы при их возможном разрушении воздействие горячего воздуха с температурой более 200 °С на элементы конструкции и другие элементы самолета не приводило к ситуации хуже сложной.

2.1.3. *Особая ситуация* — ситуация, возникающая в полете в результате воздействия неблагоприятных факторов или их сочетаний и приводящая к снижению безопасности полета.

Факторы (условия или причины), приводящие к возникновению особых ситуаций и подлежащие рассмотрению при оценке летной годности самолета, указываются в соответствующих пунктах и разделах настоящих Норм.

По степени опасности особые ситуации разделяются на:

- усложнение условий полета;
- сложную ситуацию;
- аварийную ситуацию;
- катастрофическую ситуацию.

2.1.4. *Усложнение условий полета* — особая ситуация, характеризующаяся:

- незначительным увеличением психофизиологической нагрузки на экипаж или

- незначительным ухудшением характеристик устойчивости и управляемости или летных характеристик.

Усложнение условий полета не приводит к необходимости немедленного или не предусмотренного заранее изменения плана полета и не препятствует его благополучному завершению.

При усложнении условий полета допускается изменение плана полета в соответствии с указаниями РЛЭ (при соблюдении признаков, указанных выше).

2.1.5. *Сложная ситуация* — особая ситуация, характеризующаяся:

- заметным повышением психофизиологической нагрузки на экипаж или
- заметным ухудшением характеристик устойчивости и управляемости или летных характеристик, или
- выходом одного или нескольких параметров полета за эксплуатационные ограничения (2.1.11), но без достижения предельных ограничений (2.1.10) и (или) расчетных условий.

Предотвращение перехода сложной ситуации в аварийную или катастрофическую может быть обеспечено своевременными и правильными действиями членов экипажа (в соответствии с РЛЭ), в том числе немедленным изменением плана, профиля и режима полета.

2.1.10. *Предельные ограничения* — ограничения режимов полета, выход за которые недопустим ни при каких обстоятельствах.

2.1.11. *Эксплуатационные ограничения* — условия, режимы и значения параметров, преднамеренный выход за пределы которых недопустим в процессе эксплуатации самолета.

2.1.6. *Аварийная ситуация* — особая ситуация, характеризующаяся:

- значительным повышением психофизиологической нагрузки на экипаж или

- значительным ухудшением характеристик устойчивости и управляемости или летных характеристик, или

- приводящая к достижению (превышению) предельных ограничений (2.1.10) и (или) расчетных условий.

Предотвращение перехода аварийной ситуации в катастрофическую требует высокого профессионального мастерства членов экипажа.

2.1.7. *Катастрофическая ситуация* — особая ситуация, для которой принимается, что при ее возникновении предотвращение гибели людей оказывается практически невозможным.

2.1.8. По частоте возникновения события (отказы, отказные состояния, особые ситуации, внешние воздействия) разделяются на повторяющиеся, умеренно вероятные, маловероятные, крайне маловероятные, практически невероятные.

При необходимости количественной оценки вероятностей возникновения событий должны использоваться следующие значения вероятностей, приходящиеся либо на один час полета, либо на один полет, в зависимости от рассматриваемого события:

- повторяющиеся — более 10^{-3} ;
- умеренно вероятные — в диапазоне $10^{-3}...10^{-5}$ (усложнение условий полета);
- маловероятные — в диапазоне $10^{-5}...10^{-7}$ (сложные ситуации);
- крайне маловероятные — в диапазоне $10^{-7}...10^{-9}$ (аварийные ситуации);
- практически невероятные — менее 10^{-9} (катастрофические ситуации).

5.7.8. Конструкция теплозвукоизоляции кабины самолета должна выполняться таким образом, чтобы максимально сократить скапливание в ней влаги. Должны быть приняты меры для предотвращения накопления влаги в фюзеляже.

5.7.9. Все агрегаты систем кондиционирования и регулирования давления должны быть работоспособны:

- а) в условиях максимально возможных вибраций в месте их установки (Приложение П8.1.2);

б) при крайних значениях температуры рабочей среды в месте их установки (Приложение П8.1.2);

в) при температуре и влажности окружающего воздуха, указанных в ожидаемых условиях эксплуатации (2.1.9; 2.2.2) и Приложении П8.1.2.

5.7.10. При прекращении подачи воздуха от половины источников сжатого воздуха (наддува) в случае отказа последних или при выходе из строя половины подсистем системы кондиционирования количество подаваемого воздуха на каждого пассажира должно быть не менее 12 кг/ч, а на каждого члена экипажа не менее 24 кг/ч.

5.7.11. Снижение относительной влажности воздуха в кабине не должно оказывать вредного воздействия на экипаж.

5.7.12. На всех этапах полета должно обеспечиваться поддержание в кабине самолета установившейся температуры воздуха в пределах 17...25 °С.

Указанные значения температуры воздуха должны достигаться не более чем через 20 мин после взлета при условии наземной подготовки в соответствии с 5.7.13.

5.7.13. На земле в ожидаемых условиях эксплуатации (2.1.9; 2.2.2) при пониженных температурах наружного воздуха СКВ должна обеспечивать температуру воздуха в кабинах не ниже +10 °С; при повышенных температурах наружного воздуха (более 33 °С) система должна обеспечивать снижение температуры в кабинах на 8 °С по сравнению с наружной. Не допускается сосредоточенная подача воздуха в кабину.

5.7.14. Температура отдельных поверхностей интерьера, до которых могут дотронуться пассажиры и члены экипажа, не должна превышать +50 °С или быть ниже +5 °С.

5.7.15. Температура горячего воздуха, подаваемого на обогрев кабин, на выходе из раздаточных устройств не должна превышать 100 °С (рекомендуемое значение 80 °С). С этой целью в системе должны быть предусмотрены устройства, предотвращающие подачу более горячего воздуха.

5.7.16. СКВ должна иметь (в соответствии с 2.2.3) средства сигнализации, предупреждающие экипаж о приближении или достижении эксплуатационных ограничений. Размещение указанных средств должно соответствовать 8.7.3.

2.2.3. При отсутствии или недостаточности естественных предупреждающих признаков самолет должен быть оборудован искусственными средствами, обеспечивающими предупреждение экипажа в полете о приближении или достижении эксплуатационных ограничений. Если характеристики самолета, естественные признаки или искусственные средства не обеспечивают эффективного предупреждения, то самолет должен быть оборудован специальными устройствами, предотвращающими непреднамеренный выход за предельные ограничения.

Примечания: 1. К средствам, предупреждающим экипаж о приближении или достижении эксплуатационных ограничений, могут относиться:

разметка шкал индикаторов с выделением допустимых диапазонов, тактильная, световая и звуковая сигнализация и др.

2. К специальным устройствам, предотвращающим непреднамеренный выход за предельные ограничения, относятся: механизмы изменения усилий и перемещений рычагов и органов управления, устройства автоматического отклонения органов управления по сигналам датчиков или вычислителей предельных режимов и т.п.

3. Рекомендуется устанавливать в непосредственной близости от приборов надписи (таблицы) с обозначением диапазона эксплуатационных ограничений, контролируемых этими приборами параметров.

2.2.3.1. Возвращение самолета в область эксплуатационных ограничений или рекомендуемых режимов после выхода за эксплуатационные ограничения (без превышения предельных ограничений) не должно требовать от экипажа исключительного профессионального мастерства, применения чрезмерных усилий и (или) необычных приемов пилотирования.

5.7.17. Для герметической кабины должны быть заявлены максимальное избыточное давление (положительное и отрицательное), допустимое любым ограничивающим давление устройством, максимальное эксплуатационное (рабочее) избыточное давление и максимальная высота полета. Эти ограничения должны быть указаны в эксплуатационной документации в соответствии с 2.2.2.2.

Примечание. Под герметической кабиной подразумевается наддуваемый объем фюзеляжа самолета, в котором поддерживается избыточное, т.е. повышенное по отношению к внешней атмосфере, и регулируемое по определенной программе давление воздуха.

5.7.18. В ожидаемых условиях эксплуатации (2.1.9; 2.2.2) барометрическая высота в гермокабине не должна быть более 2400 м во всем диапазоне высот полета.

5.7.19. Герметическая кабина, устройства подачи воздуха и система регулирования давления должны быть сконструированы таким образом, чтобы в случае их отказа или неисправности пассажиры не подвергались опасности, при этом:

а) "высота" в кабине не должна превышать 3000 м после любого умеренно вероятного отказа (2.1.8);

б) "высота" в кабине не должна превышать 4500 м после любого маловероятного отказа (2.1.8).

При этом должно быть показано, что, применяя предусмотренные РЛЭ процедуры, возможно:

— уменьшить "высоту" в кабине до 2400 м на оставшуюся часть полета или

— обеспечить кислородное питание для находящихся на борту лиц.

5.7.20. При любых умеренно вероятных отказах СКВ и системы регулирования давления (СРД) скорость изменения давления воздуха в гермокабине не должна превышать 5 мм рт.ст./с при повышении давления и 10 мм рт.ст./с при понижении.

5.7.21. На всех режимах полета, предусмотренных в РЛЭ, система регулирования давления воздуха в гермокабине должна автоматически ограничивать максимальное положительное избыточное давление при максимальной подаче воздуха в кабину и максимальный обратный перепад давлений при отсутствии подачи.

5.7.22. СРД должна обеспечивать возможность экипажу в особых ситуациях (2.1.3) снизить избыточное давление в герметической кабине до величины, обеспечивающей безопасное открытие входных дверей, аварийных люков и форточек. Должна быть предусмотрена защита от непреднамеренного включения разгерметизации.

5.7.23. СРД должна предотвращать в случае аварийной посадки самолета на воду попадание ее внутрь гермокабины через выпускные клапаны, если они расположены ниже ватерлинии.

5.7.24. СРД должна иметь (в соответствии с 2.2.3) средства сигнализации, предупреждающие экипаж о приближении к эксплуатационным ограничениям по избыточному давлению в кабине и "высоте" в ней. Размещение указанных устройств должно соответствовать 8.7.3.

8.7.3. РАЗМЕЩЕНИЕ ПРИБОРОВ И СИГНАЛИЗАТОРОВ, УСТАНОВЛЕННЫХ НА РАБОЧИХ МЕСТАХ ЧЛЕНОВ ЭКИПАЖА

8.7.3.1. Угол наклона приборных досок членов экипажа должен обеспечивать достаточное удобство пользования приборами и сигнализаторами, установленными на них.

8.7.3.2. Вибрация приборной доски не должна затруднять считывание показаний приборов на всех этапах полета.

8.7.3.3. Места для установки приборов и сигнализаторов на рабочих местах членов экипажа должны быть выбраны с учетом степени важности выдаваемой ими информации.

При этом могут использоваться:

- группировка по степени относительной важности (значимости) для безопасности полета (например, размещение основных пилотажно-навигационных приборов в верхней и средней зонах приборной доски пилота);

- группировка по функциональному назначению, т.е. по принадлежности к одной функциональной системе (например, размещение рядом приборов, контролирующих работу силовой установки);

- группировка по времени использования, т.е. использованию в полете или на земле, на отдельных этапах полета, в определенной временной последовательности и т.д.

8.7.3.4. Приборы и сигнализаторы, установленные на приборных досках членов экипажа, должны быть хорошо видимы ими со своих рабочих мест в условиях дневного и ночного полетов. При этом допускается незначительное эпизодическое изменение членом экипажа своей основной

рабочей позы. Показания приборов должны восприниматься членами экипажа без искажений с достаточной степенью точности.

Информация визуальных средств сигнализации должна восприниматься соответствующим членом экипажа без искажений и исключать ошибочные представления о состоянии данной функциональной системы или контролируемого параметра. Должны быть обеспечены нормальная видимость и удобство контроля показаний приборов силовой установки с рабочих мест членов экипажа, которым РЛЭ предписан контроль ее работы.

8.7.3.5. Размещение пилотажно-навигационных приборов на рабочих местах пилотов должно соответствовать требованиям, указанным ниже.

8.7.3.5.1. Наиболее важные пилотажно-навигационные приборы, составляющие группу основных пилотажно-навигационных приборов, должны занимать на приборной доске каждого пилота верхнюю и среднюю части ее центрального участка против пилота, не затеняемую штурвалом и постоянно находящуюся в поле зрения пилота.

8.7.3.5.2. Основные пилотажно-навигационные приборы внутри группы должны располагаться следующим образом:

- а) центральное место в верхней части приборной доски должен занимать основной пилотажный прибор, указывающий положение самолета в пространстве (углы крена и тангажа);

- б) под основным пилотажным прибором на одной вертикальной оси с ним должен размещаться основной навигационный прибор, указывающий направление полета.

Примечание. Допускается одновременное смещение основного пилотажного и навигационного приборов от вертикальной плоскости симметрии кресла пилота на одинаковую величину, не превышающую 30 мм;

- в) слева от основного пилотажного прибора на одном уровне с ним должен находиться прибор, показывающий воздушную (приборную) скорость полета;

- г) справа от основного пилотажного прибора на одном уровне с ним должен быть размещен прибор, указывающий вертикальную скорость подъема или спуска самолета;

- д) под указателем вертикальной скорости должен помещаться основной прибор, показывающий барометрическую высоту полета.

8.7.3.5.3. Группа основных пилотажно-навигационных приборов должна быть идентично размещена на приборных досках первого и второго пилотов и выделена контурной линией белого цвета среди остальных приборов, установленных на приборных досках пилотов.

8.7.3.5.4. Установка приборов, не входящих в группу основных пилотажно-навигационных приборов, производится с учетом их роли в управлении самолетом и степени важности контролируемых ими параметров с точки зрения безопасности полета, а также их связи с группой основных пилотажно-навигационных приборов:

а) приборы, индицирующие высотные параметры, устанавливаются вблизи основного высотомера;

б) приборы, индицирующие навигационные параметры, устанавливаются вблизи основного навигационного прибора, при этом приоритет имеют индикаторы, выдающие курсовые параметры;

в) приборы, индицирующие скоростные параметры, устанавливаются вблизи основного прибора скорости;

г) резервные приборы устанавливаются на приборной доске с минимальным удалением от соответствующего основного пилотажно-навигационного прибора. Резервный авиагоризонт должен размещаться в правой верхней части приборной доски первого пилота (командира), вблизи основного прибора, указывающего пространственное положение самолета, либо в левой верхней части средней приборной доски пилотов и должен быть виден второму пилоту.

8.7.3.6. Основные приборы контроля силовой установки должны размещаться на средней приборной доске пилотов компактной группой. При этом взаимное размещение их в группе должно соответствовать расположению двигателей на самолете:

— приборы, контролирующие одинаковые параметры работы разных двигателей, должны размещаться в одном горизонтальном ряду в порядке расположения двигателей на самолете — слева направо;

— приборы, контролирующие разные параметры работы одного двигателя, должны размещаться в одном вертикальном ряду в порядке значимости контролируемых параметров — сверху вниз.

Примечание. При использовании комбинированных приборов они должны размещаться таким образом, чтобы исключались возможные ошибки определения, к какому двигателю относится данный индикатор или параметр.

8.7.3.7. Основные приборы контроля работы двигателей, используемые пилотами для контроля выхода двигателей на заданные режимы, должны быть расположены на средней приборной доске пилотов и видны при условии эпизодического изменения основной рабочей позы.

Остальные приборы контроля работы двигателей могут быть (при установке на приборной доске соответствующей сигнализации) размещены вне приборной доски пилотов в случае, когда в состав экипажа входит бортинженер.

8.7.3.8. На самолетах с отдельным рабочим местом бортинженера на его приборной доске должны быть установлены все необходимые приборы и индикаторы контроля силовой установки, а также приборы, индикаторы и сигнализаторы контроля других самолетных систем в соответствии с функциональными обязанностями бортинженера.

8.7.3.9. Компоновка светосигнальных средств на рабочих местах членов экипажа должна быть выполнена с учетом степени важности выдаваемой ими информации.

8.7.3.10. Каждая группа или блок светосигнальных табло должна быть сформирована по одному из следующих принципов:

— принадлежности к одному функциональному комплексу (например, двигателю),

— одновременного использования (например, при заходе на посадку),

— резерва времени (аварийные, предупреждающие).

8.7.3.11. Аварийные светосигнальные устройства должны быть размещены так, чтобы они были видны из основного рабочего положения члена экипажа. Предупреждающие светосигнальные устройства, а также центральный сигнальный огонь (ЦСО) должны быть размещены в зоне удобного обзора с рабочих мест соответствующих членов экипажа, при этом допускается изменение положения головы.

8.7.3.12. ЦСО и аварийные светосигнальные устройства должны быть размещены идентично на приборных досках первого и второго пилотов.

Допускается центральные сигнальные огни размещать в верхней части средней приборной доски.

ПРИЛОЖЕНИЕ 8.1.2 (П8.1.2). ОБЩИЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ. НОРМЫ И МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЙ БОРТОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА ВНЕШНИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ

1. Общие положения

1.1. Настоящий документ (Приложение 8.1.2) распространяется на бортовое оборудование, указанное в главе 8 НЛГС-3, ЕНЛГ-С, а также на изделия, указанные в других главах Норм летной годности (НЛГ), к которым предъявляются требования по сертификации до установки на самолет. Для других комплектующих изделий данный документ является рекомендательным.

6. Температура

6.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

6.1.1. Требования настоящего раздела распространяются на оборудование, размещаемое во всех отсеках и зонах самолета.

6.1.2. Виды испытаний:

Испытание 1 — определение устойчивости оборудования к воздействию повышенной рабочей температуры.

Испытание 2 — определение устойчивости оборудования к воздействию пониженной рабочей температуры.

Испытание 3 — определение устойчивости оборудования к кратковременному воздействию повышенной рабочей температуры.

Испытание 4 — определение устойчивости оборудования к воздействию повышенной предельной температуры.

Испытание 5 — определение устойчивости оборудования к воздействию пониженной предельной температуры.

Испытание 6 — определение устойчивости оборудования к быстрому изменению температуры окружающей среды от рабочей пониженной до рабочей повышенной температуры.

Испытание 7 — определение устойчивости оборудования к циклическому изменению температуры окружающей среды от предельной пониженной температуры до предельной повышенной.

6.2. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

Бортовое оборудование в процессе и после стендовых испытаний, проведенных в соответствии с нормами и общими методами, изложенными в настоящем разделе, должно сохранять свои параметры в пределах, установленных в научно-технической документации (НТД) на это оборудование.

6.3. КЛАССИФИКАЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ

Оборудование, в зависимости от зон размещения на объектах авиационной техники, классифицируется по группам в соответствии с табл. 6.1.

Таблица 6.1 (П8.1.2)

Степень жесткости (группа исполнения)	Классификация оборудования
I	Оборудование, расположенное в отсеках с регулируемой температурой
II	Оборудование, расположенное в отсеках с нерегулируемой температурой и в зонах, имеющих непосредственный контакт с внешним потоком воздуха
III	Оборудование, расположенное на двигателях и в зоне установки двигателей

6.4. НОРМЫ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОВЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ

6.4.1. Значения нормируемых параметров тепловых воздействий на оборудование при лабораторных испытаниях устанавливают в соответствии с табл. 6.2.

6.4.2. Испытания на устойчивость оборудования к тепловым воздействиям проводятся при нормальном атмосферном давлении, если одновременное воздействие давления и температуры не оговорено в НТД.

6.5. ОБЩИЕ МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЙ

6.5.1. В настоящем разделе приведены общие методы испытаний, применяемые ко всему оборудованию. Методы проведения испытаний на устойчивость к тепловым воздействиям, имеющие свои особенности для конкретных видов оборудования, должны быть указаны в частной НТД.

6.5.2. Испытания оборудования на устойчивость к тепловым воздействиям проводят после проверки его на соответствие требованиям, установленным в НТД в нормальных климатических условиях.

6.5.3. Оборудование размещается в испытательной камере, включается, и производится измерение функциональных параметров, указанных в НТД на оборудование, в нормальных климатических условиях, после чего оборудование выключается.

6.5.4. Допускается помещать оборудование в камеру, в которой заранее установлена соответствующая температура, если это не влияет на оценку проверяемых параметров.

Таблица 6.2 (П8.1.2)

Степень жесткости (группа исполнения)	Нормируемые параметры					Скорость изменения температуры, °С/мин, не менее
	Температура окружающей среды, °С					
	Рабочая повышенная	Рабочая пониженная	Кратковременная рабочая повышенная	Предельная повышенная	Предельная пониженная	
I	+55	−20	+70	+85	−60	2
II	Определяется режимом полета. Дозвуковой режим +55	−55				5
III	+125 +185 +315		НТД	10		

Примечания: 1. В технически обоснованных случаях значения рабочей повышенной, рабочей пониженной, а также предельной пониженной температур разрешается устанавливать в соответствии со следующим рядом: −80, −70, −55, −50, −45, −30, −20, −10, +25, +40, +55, +60, +70, +85, +100, +125, +155, +200, +250, +315 °С.

2. Для оборудования, находящегося под прямым воздействием солнечной радиации, значение рабочей кратковременной температуры принимается равным +85 °С.

3. Испытания на +85 °С для оборудования группы II не проводятся, если значение рабочей температуры выше.

6.5.5. Для оборудования, время непрерывной работы которого ограничено, периодичность включения и режим работы указываются в НТД.

6.5.6. В том случае, когда оборудование имеет специальные средства охлаждения (вентиляция, обдув и т.п.), оно должно испытываться совместно с этими средствами.

6.5.7. Испытательные камеры

6.5.7.1. Скорость воздуха, обдувающего оборудование, не должна превышать 2 м/с.

6.5.7.2. Допустимые отклонения температуры окружающей среды и скорости изменения температуры при проведении испытаний не должны превышать значений, указанных в табл. 6.3. и 6.4.

Таблица 6.3 (П8.1.2)

Температура окружающей среды, °C	Допустимое отклонение, °C
От -60 до +100	±3
Свыше +100 до +200	±5
Свыше +200	±10

Таблица 6.4 (П8.1.2)

Скорость изменения температуры окружающей среды, °C/мин	Допустимое отклонение, °C/мин
2	±1
5	±2
10	±5

6.5.7.3. Температура в любой точке стенок камеры не должна отличаться от заданной температуры окружающей среды, выраженной в кельвинах, более чем на 3 % при испытаниях на теплоустойчивость и более чем на 5 % при испытаниях на холодоустойчивость.

6.5.7.4. Теплопроводность узлов креплений испытуемого блока и оборудования должна быть такой же, как и в условиях эксплуатации, и определяться НТД.

6.5.7.5. Если условия 6.5.7.4 невыполнимо или ничего неизвестно о характеристиках крепления, то:

— при испытаниях на теплоустойчивость крепление должно иметь возможно низкую для данных условий теплопроводность (образец теплоизолирован);

— при испытаниях на холодоустойчивость необходимо обеспечить максимально возможный в данных условиях отвод теплоты через крепление.

6.5.8. Температура окружающей среды

6.5.8.1. За температуру окружающей среды в камере в условиях естественной конвекции следует принимать среднеарифметическое значение температуры, измеренной не менее чем в четырех точках горизонтальной плоскости, расположенной на расстоянии от 0 до 0,05 м ниже испытуемого блока, на середине расстояния между поверхностью блока и вертикальными стенками камеры или, если расстояние между вертикальными стенками камеры и поверхностью блока больше 2 м, на расстоянии 1 м от поверхности блока.

6.5.8.2. За температуру окружающей среды в камере в условиях вынужденной конвекции следует принимать среднеарифметическое значение температуры, измеренной не менее чем в четырех точках плоскости, расположенной на расстоянии от 0 до 0,05 м перед блоком против направления потока воздуха, на середине расстояния между поверхностью блока и вертикальными стенками камеры.

6.5.9. Температура оборудования

6.5.9.1. За температуру оборудования принимается контролируемая в процессе испытаний температура элементов оборудования. Температура оборудования измеряется для установления соответствия тепловых режимов элементов испытуемого оборудования в лабораторных условиях и в условиях эксплуатации оборудования на объекте.

6.5.9.2. При проведении испытаний на тепло- и холодоустойчивость необходимо измерять и контролировать температуру тех элементов оборудования, температура которых близка к предельно допустимой для этих элементов.

6.5.9.3. Элементы оборудования, температуру которых необходимо измерять и контролировать в процессе испытаний, должны указываться в НТД изготовителем оборудования.

6.5.9.4. Если практически невозможно провести непосредственные измерения температуры элементов внутри блоков оборудования, то измеряется температура в одной или нескольких характерных точках. Координаты характерных точек внутри или снаружи оборудования выбираются таким образом, чтобы температура в них однозначно характеризовала тепловой режим оборудования.

6.5.9.5. Перечень характерных точек, их координаты, максимальные и минимальные значения температур, полученных в установившихся тепловых режимах при лабораторных испытаниях на тепло- и холодоустойчивость, указываются в технических условиях (ТУ) на испытуемое оборудование. В условиях эксплуатации тепловой режим оборудования считается нормальным, если температура в характерных точках не превышает максимальных значений температур, указанных в ТУ для этих точек.

6.5.9.6. Если блок оборудования продувается охлаждающим воздухом, то проводятся три испытательных режима при трех значениях температур воздуха на входе, отличающихся друг от друга не менее чем на 10 °C. При каждом значении температуры охлаждающего воздуха определяется его

минимальный расход, при котором обеспечивается нормальный тепловой режим. Значения температур и соответствующие им минимальные расходы указываются в ТУ на испытуемые блоки оборудования.

6.5.10. Установившийся тепловой режим в камере при испытаниях

6.5.10.1. Для нетеплорассеивающего оборудования тепловой режим считается установившимся, если температура оборудования отличается не более чем на 3 °С от температуры окружающей среды в камере.

6.5.10.2. Для теплорассеивающего оборудования тепловой режим считается установившимся, если отношение двух последовательных интервалов времени, необходимых для изменения температуры оборудования на 3 °С, не превышает 1,7.

Примечание. Допускается при испытании серийного оборудования время установления теплового режима определять согласно 6.5.10.1 и 6.5.10.2 только для первого образца, а для последующих образцов — устанавливать равным конкретной величине.

6.5.11. Если испытательная камера не способна обеспечить некоторые из условий испытаний 6.5.7.3—6.5.7.5, то допускается рассчитать среднее значение температуры поверхности блока оборудования при выполнении условий 6.5.7 и проводить испытания, создавая в камере такой тепловой режим (меняя скорость движения воздуха, температуру окружающей среды, коэффициент излучения покрытия стенок камеры или температуры стенок камеры), при котором среднее значение температуры поверхности блока равно расчетному. Метод пересчета и определения средней температуры поверхности блока оборудования указывается в НТД для конкретных видов оборудования.

Примечание. Пример определения средней температуры поверхности блока оборудования приведен в Приложении к разделу 6.

6.5.12. Порядок проведения испытаний

6.5.12.1. Испытания на холодоустойчивость

6.5.12.1.1. В камере устанавливается температура окружающей среды, равная пониженной предельной температуре, в соответствии с табл. 6.2. После достижения установившегося теплового режима оборудование в нерабочем состоянии выдерживается при этой температуре в течение 2 ч (испытание 5).

6.5.12.1.2. В камере устанавливается температура окружающей среды, равная пониженной рабочей температуре для испытуемого оборудования, в соответствии с табл. 6.2 при неработающем испытуемом оборудовании. После достижения установившегося теплового режима оборудование включается и производится измерение функциональных параметров, указанных в НТД, и температуры оборудования, после чего оно выключается (испытание 2).

6.5.12.2. Испытания на теплоустойчивость

6.5.12.2.1. В камере устанавливается температура окружающей среды, равная повышенной предельной температуре, в соответствии с табл. 6.2.

После достижения установившегося теплового режима оборудование в нерабочем состоянии выдерживается при этой температуре в течение 30 мин (испытание 4).

6.5.12.2.2. В камере устанавливается температура окружающей среды, равная кратковременной рабочей повышенной температуре для данного оборудования, в соответствии с табл. 6.2. После достижения установившегося теплового режима оборудования оно включается на время 30 мин, в течение которого производится измерение функциональных параметров, указанных в НТД (испытание 3).

6.5.12.2.3. В камере устанавливается температура окружающей среды, равная рабочей повышенной температуре для испытуемого оборудования, в соответствии с табл. 6.2 при работающем испытуемом оборудовании. После достижения установившегося теплового режима производится измерение функциональных параметров, указанных в НТД, и температуры оборудования, после чего оно выключается (испытание 1).

6.5.12.2.4. В камере устанавливается температура окружающей среды, равная рабочей повышенной температуре для испытуемого оборудования, в соответствии с табл. 6.2. После достижения установившегося теплового режима оборудование включают на 2 ч. К концу этого периода или после стабилизации температуры производится измерение функциональных параметров, указанных в НТД, и температуры оборудования, после чего оно выключается (испытание 1).

6.5.12.3. Испытания на устойчивость к циклическому изменению температуры окружающей среды

6.5.12.3.1. Оборудование в нерабочем состоянии подвергается воздействию трех температурных циклов, следующих непрерывно друг за другом. Каждый цикл проводится в следующей последовательности:

— оборудование помещается в камеру холода, температура окружающей среды в которой заранее доведена до значения предельно пониженной температуры (см. табл. 6.2), и выдерживается при этой температуре в течение времени, необходимого для достижения установившегося теплового режима, но не менее 2 ч;

— после этого оборудование помещается в камеру тепла, температура окружающей среды в которой заранее доведена до значения предельной повышенной температуры (см. табл. 6.2), и выдерживается при этой температуре в течение времени, необходимого для достижения установившегося теплового режима, но не менее 2 ч. По истечении времени выдержки в камере тепла цикл испытания повторяется. Время переноса оборудования из камеры холода в камеру тепла и обратно должно быть не более 5—6 мин, если иное не указано в НТД (испытание 7).

Примечание. Испытание 7 может проводиться в одной камере, при этом скорость изменения температуры должна быть не менее 2 °С/мин.

6.5.12.4. Испытания на устойчивость к быстрому изменению температуры окружающей среды

6.5.12.4.1. При работающем испытуемом оборудовании в камере устанавливается температура окружающей среды, равная рабочей пониженной температуре (см. табл. 6.2), и после достижения установившегося теплового режима производится измерение функциональных параметров, указанных в НТД. После чего температура окружающей среды в рабочей камере повышается до значения рабочей повышенной температуры (см. табл. 6.2) со скоростью, соответствующей установленным для испытуемого оборудования значениям (см. табл. 6.2).

Во время изменения температуры окружающей среды и после достижения установившегося теплового режима производится измерение функциональных параметров, указанных в НТД, после чего оборудование выключается (испытание 6).

Примечание. Допускается испытание оборудования на устойчивость к быстрому изменению температуры окружающей среды проводить в составе объекта.

6.5.12.5. После проведения испытаний на устойчивость к тепловым воздействиям оборудование выдерживается в нормальных климатических условиях не менее 2 ч, производится его внешний осмотр и измерение параметров, указанных в НТД.

Примечание. Для оборудования, к которому не предъявляется требование устойчивости к воздействию инея и росы, скорость повышения температуры до нормальной при испытании на холодоустойчивость должна быть такой, чтобы исключить возможность образования росы.

ПРИЛОЖЕНИЕ К РАЗДЕЛУ 6. ЗАВИСИМОСТЬ СРЕДНЕЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОВЕРХНОСТИ БЛОКА ОТ МОЩНОСТИ, РАССЕИВАЕМОЙ С ЕГО ПОВЕРХНОСТИ

Условия расчета

В камере естественная конвекция воздуха и установившийся тепловой режим.

Температура окружающей среды $t_{о,с} = \pm 60^\circ\text{C}$.

Коэффициент излучения покрытия стенок камеры $\varepsilon = 0,85$.

Температура стенок камеры равна температуре окружающей среды.

Средняя температура поверхности блока при испытаниях определяется по результатам измерений температур не менее чем в 6 точках на поверхности блока.

$$q_{\text{бл}} = \frac{P - Q_{\text{с.о.}}}{F},$$

где P — тепловая мощность блока, Вт; $Q_{\text{с.о.}}$ — количество теплоты, снимаемой встроенной системой охлаждения блока (при отсутствии системы охлаждения $Q_{\text{с.о.}} = 0$), Вт; F — площадь поверхности блока, м^2 .

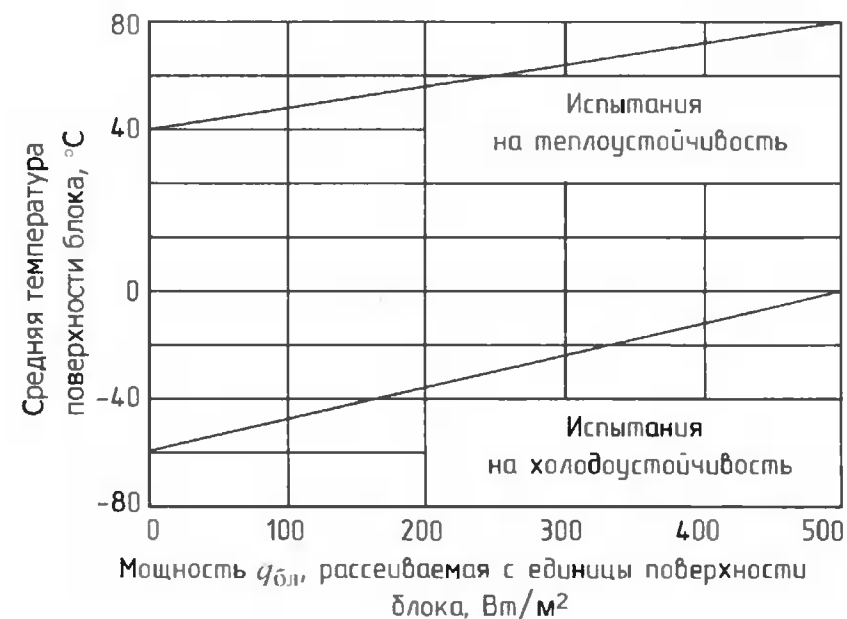


Рис. 6.1 (П8.1.2, разд. 6)

7. Влажность

7.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Требования настоящего раздела распространяются на негерметичское оборудование, размещаемое во всех отсеках и зонах самолета.

7.2. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

Бортовое оборудование в процессе и после стендовых испытаний, проведенных в соответствии с нормами и общими методами, изложенными в настоящем разделе, должно сохранять свои параметры в пределах, установленных в НТД на это оборудование.

7.3. КЛАССИФИКАЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ

Оборудование в зависимости от места размещения (степени контакта с наружной средой) классифицируется по группам исполнения в соответствии с табл. 7.1.

Таблица 7.1 (П8.1.2)

Степень жесткости (группа исполнения)	Классификация оборудования
I	Оборудование, защищенное от прямого воздействия наружного воздуха
II	Оборудование, имеющее непосредственный контакт с наружным воздухом

7.4. НОРМЫ ПАРАМЕТРОВ ВЛАЖНОСТИ

Значения нормируемых параметров влажности при стендовых испытаниях оборудования на влажность устанавливаются в соответствии с табл. 7.2.

Таблица 7.2 (П8.1.2)

Характеристика воздействующего фактора	Значения параметров испытания для степеней жесткости (групп исполнения)			
	I		II	
Общая продолжительность, сут (число циклов)	2	6	6	12
Верхнее значение температуры, °C	50±2	40±2	55±2	40±2
Повышенная относительная влажность, %	Не менее 90			

Примечания: 1. Для оборудования группы II с уплотнительными кожухами в зависимости от гарантийного срока службы в различных климатических районах для выявления возможных дефектов, обусловленных проникновением паров при длительном периоде воздействия влажности, продолжительность испытания рекомендуется увеличить, что должно быть оговорено в НТД.

2. По согласованию с заказчиком допускается применять постоянный режим испытаний при температуре 40 °C и относительной влажности 90–96 % в течение времени, указанного в НТД, но не менее 10 сут.

7.5. ОБЩИЕ МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЙ

7.5.1. Испытания проводятся в целях определения способности изделий бортового оборудования сохранять рабочие параметры и внешний вид в условиях воздействия повышенной влажности.

7.5.2. Изделия бортового оборудования испытывают на влагоустойчивость в том состоянии, в котором их эксплуатируют. Для некоторых видов оборудования, регламентные работы для которых могут выполняться со вскрытием защитных кожухов при повышенной влажности, рекомендуется часть времени испытаний проводить со снятым кожухом, что должно быть оговорено в НТД.

7.5.3. Испытания проводятся в камере влажности при циклическом режиме по нормам, приведенным в табл. 7.2.

7.5.4. Порядок испытаний

7.5.4.1. Оборудование подвергается визуальному осмотру, измеряются его электрические параметры и проверяются механические свойства в соответствии с НТД.

7.5.4.2. Оборудование размещают в камере без упаковки в выключенном состоянии, готовым к эксплуатации или же в таком виде, как предусмотрено в НТД.

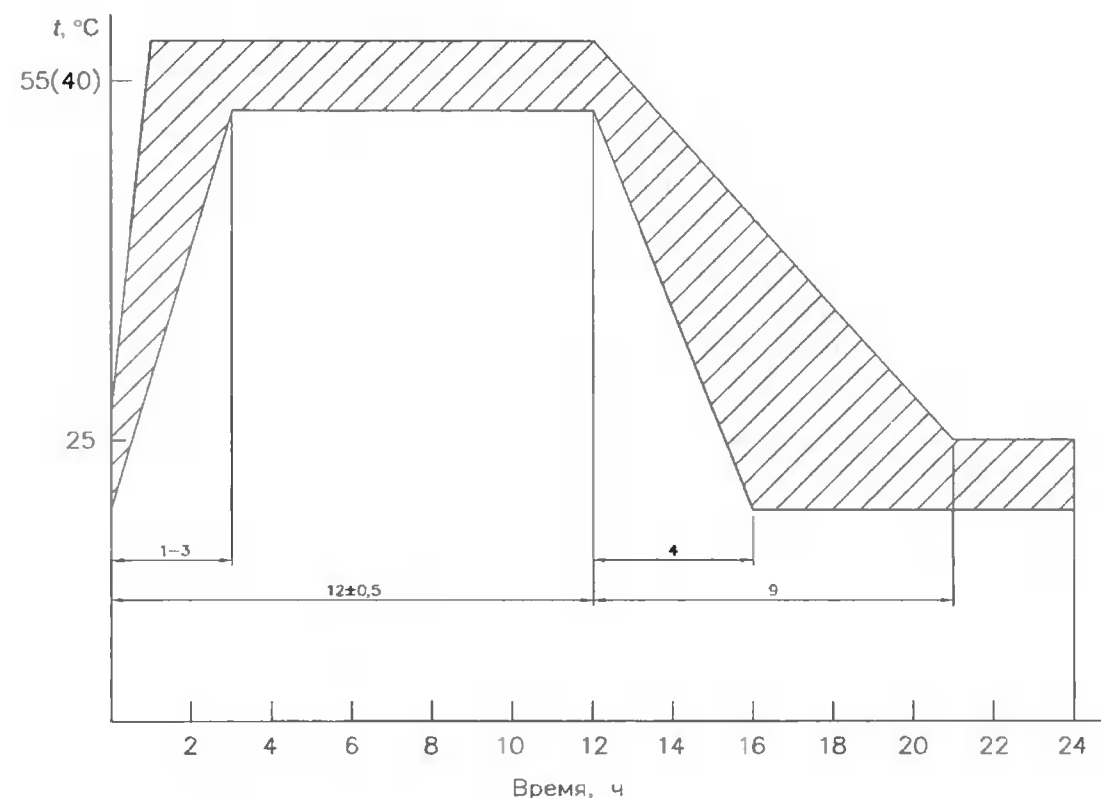


Рис. 7.1 (П8.1.2, разд. 7)

7.5.4.3. Температура в испытательной камере устанавливается 25 ± 3 °C и поддерживается на этом уровне до тех пор, пока температура оборудования не достигнет установившегося значения.

7.5.4.4. Температура воздуха в камере повышается до одного из верхних значений и изменяется в течение 24-часового цикла в соответствии с рис. 7.1.

Для каждой степени жесткости необходимо использовать параметры, указанные в одном из столбцов табл. 7.2.

7.5.4.5. В процессе испытаний не допускается попадание на оборудование капель сконденсированной влаги с потолка и стен камеры.

7.5.4.6. В процессе испытаний рекомендуется ежесуточное кратковременное включение оборудования (при этом режим в камере должен поддерживаться неизменным) для измерения его параметров и проверки работоспособности. Время пребывания оборудования во включенном состоянии не должно превышать 1 ч.

7.5.4.7. По завершении последнего цикла испытаний оборудование включается и производится проверка параметров, оговоренных в НТД.

7.5.4.8. Проверку сопротивлений изоляции электроэлементов оборудования рекомендуется проводить без извлечения их из каме-

ры влажности. Если проведение этих проверок в камере технически невозможно, допускается производить проверки вне камеры в нормальных условиях (за исключением оборудования, для которого предъявляются особые требования) не позднее чем через 5 мин после извлечения оборудования из камеры, если иное не оговорено в НТД.

Примечание. После извлечения из камеры влажности не допускается вытирание проверяемого оборудования.

7.5.4.9. По окончании испытаний (см. табл. 7.2) оборудование извлекается из камеры и после выдержки в нормальных климатических условиях в течение 1–2 ч производится внешний осмотр и измерение параметров, оговоренных в НТД.

7.5.4.10. Испытания проводятся с непрерывным следованием циклов, состоящих из трех периодов, приведенных на рис. 7.1.

7.5.5. Порядок проведения 24-часового цикла:

а) температура в камере должна непрерывно повышаться до верхнего предела, предусмотренного в табл. 7.2. Верхнее значение температуры достигается за время 1–3 ч. В то же самое время относительная влажность воздуха в камере должна быть не ниже 95 %.

В течение этого периода на оборудовании должна конденсироваться влага. Величину скорости повышения температуры, необходимую для обеспечения конденсации влаги, на образцах определяют при первых испытаниях оборудования;

б) поддержание верхнего значения температуры осуществляется в течение $12 \pm 0,5$ ч от начала цикла. При верхнем значении температуры относительная влажность должна находиться на уровне 93 ± 3 %;

в) в течение последующих 4–9 ч температура в испытательной камере понижается до $+35$ °С и ниже для циклов с верхним значением температуры, равным $+50$, $+55$ °С, и до $+30$ °С и ниже для циклов с верхним значением температуры, равным $+40$ °С.

В этот период относительная влажность воздуха не должна быть ниже 90 %. Указанные значения температуры и влажности поддерживаются до конца цикла.

8. Туман морской (соляной)

8.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Требования настоящего раздела распространяются на оборудование, размещаемое в негерметических отсеках и снаружи самолетов, которые могут базироваться на аэродромах, расположенных в зонах с морским климатом.

8.2. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

Бортовое оборудование после стендовых испытаний, проведенных в соответствии с нормами и общими требованиями, изложенными в на-

стоящем разделе, должно сохранять внешний вид и свои параметры в пределах, установленных в НТД на это оборудование.

8.3. КЛАССИФИКАЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ

Оборудование в зависимости от места размещения на самолете (наличия или отсутствия защиты от прямого воздействия морского тумана) классифицируется по группам исполнения в соответствии с табл. 8.1.

Таблица 8.1 (П8.1.2)

Степень жесткости (группа исполнения)	Классификация оборудования
I	Оборудование, защищенное от прямого воздействия морского тумана (размещаемое в негерметических отсеках)
II	Оборудование, имеющее непосредственный контакт с наружным воздухом (снаружи самолета)

8.4. НОРМЫ ПАРАМЕТРОВ МОРСКОГО ТУМАНА

Значения нормируемых параметров при стендовых испытаниях оборудования на морской туман устанавливают в соответствии с табл. 8.2.

Таблица 8.2 (П8.1.2)

Степень жесткости (группа исполнения)	Концентрация раствора, %	Температура, °С	Водность, г/м ³	Дисперсность, мкм	Продолжительность испытаний, сут
I	33 ± 3	40 ± 2	2–3	≤ 15	3
II	33 ± 3	40 ± 2	2–3	≤ 15	5

8.5. ОБЩИЕ МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЙ

8.5.1. Испытательная камера и устройство для распыления соленого раствора должны быть изготовлены из коррозионно-стойкого материала. Размещение оборудования в камере должно быть таким, чтобы обеспечивалась свободная циркуляция тумана. Камера должна обеспечивать параметры, приведенные в табл. 8.2.

Примечание. Разрешается проводить испытания с использованием двух камер (тумана и влажности). Время переноса оборудования из одной камеры в другую не должно превышать 5 мин.

8.5.2. Для приготовления раствора используется высококачественная соль NaCl и дистиллированная вода. Распыление раствора должно осуществляться с помощью эжекторного устройства, обеспечивающего мелкодисперсный влажный и плотный туман. Показатель pH раствора должен находиться в пределах 6,5...7,2.

8.5.3. Определение водности тумана осуществляется с помощью прибора Зайцева, работающего на принципе инерционного осаждения капель на специальную бумагу, обработанную красящим веществом.

8.5.4. Порядок испытаний

8.5.4.1. Оборудование после выдержки в нормальных климатических условиях помещается в испытательную камеру, в которой последовательно обеспечиваются условия соленого тумана и влажности воздуха.

8.5.4.2. В течение 2 ч в камере осуществляется распыление соленого тумана при нормальной температуре с обеспечением параметров, указанных в табл. 8.2.

8.5.4.3. Температура воздуха в камере повышается до $(+40 \pm 2)^\circ\text{C}$, а относительная влажность устанавливается на уровне $(95 \pm 3)\%$. Эти условия поддерживаются в течение 22 ч, после чего температура в камере понижается до нормальной и цикл повторяется. Число циклов в зависимости от категории оборудования приведено в табл. 8.2.

8.5.4.4. По истечении указанного времени испытаний оборудование извлекается из камеры и после выдержки его в нормальных климатических условиях (не менее 15 мин) производится внешний осмотр и проверка функционирования оборудования в соответствии с НТД для данного вида испытаний.

7.2. ТРЕБОВАНИЯ ФЕДЕРАЛЬНЫХ АВИАЦИОННЫХ ПРАВИЛ США FAR-25

FAR-25 (Federal Aviation Regulations) — Федеральные авиационные правила США, часть 25 — определяют нормы летной годности для самолетов, отнесенных по терминологии FAR к категории транспортных, и соответствующих в отечественной классификации магистральным самолетам.

ВЕНТИЛЯЦИЯ И ОБОГРЕВ

§ 25.831. Вентиляция

(a) Каждое помещение для пассажиров и экипажа должно иметь вентиляцию, и в каждое помещение для экипажа должно поступать достаточное количество свежего воздуха (но не менее 10 куб.фут/мин — $0,28 \text{ м}^3/\text{мин}$) на каждого члена экипажа, чтобы обеспечить возможность членам экипажа выполнять свои обязанности без ненужных неудобств или усталости.

(b) Воздух, вентилирующий помещения экипажа и пассажиров, не должен содержать вредных или опасных концентраций газов или паров.

Для удовлетворения указанного требования должны выполняться следующие условия:

(1) Концентрация окиси углерода, превышающая 1 часть на 20 000 частей воздуха, считается опасной. При испытаниях может использоваться любой приемлемый метод обнаружения окиси углерода.

(2) Концентрация углекислого газа, превышающая 3 % по объему (приведенная к условиям на уровне моря), считается опасной для членов экипажа. Более высокая концентрация углекислого газа может быть допущена в помещениях для экипажа при наличии соответствующего защитного дыхательного оборудования.

(c) Должны быть предусмотрены меры, чтобы условия, указанные в пункте **(b)** данного параграфа, выполнялись и после умеренно вероятных отказов и неисправностей систем вентиляции, отопления, наддува или других систем и оборудования.

(d) Если существует умеренная вероятность накопления опасного количества дыма в кабине экипажа, должно быть легко осуществимо удаление этого дыма начиная с режима полного наддува и без снижения давления ниже безопасных пределов.

(e) За исключением случаев, предусмотренных пунктом **(f)** настоящего параграфа, должны быть обеспечены средства, позволяющие обитателям перечисленных ниже помещений и зон регулировать температуру и расход вентиляционного воздуха, подаваемого в их помещения или зоны, независимо от температуры и расхода воздуха, подаваемого в другие помещения и зоны:

(1) Пилотская кабина.

(2) Помещения для экипажа и зоны, отличные от пилотской кабины, за исключением случаев, когда эти помещения и зоны вентилируются в результате воздухообмена с другими помещениями и зонами во всех условиях эксплуатации.

(f) Для летного экипажа не требуется специальных средств, обеспечивающих управление температурой и количеством вентиляционного воздуха, подаваемого в пилотскую кабину, независимо от температуры и количества вентиляционного воздуха, подаваемого в другие помещения, если выполняются все перечисленные ниже условия:

(1) Общий объем кабин экипажа и пассажиров составляет 800 куб.фут (23 м^3) или менее.

(2) Имеются воздухозаборники и проходы для потока воздуха между кабиной экипажа и пассажирской кабиной, достаточные для обеспечения разницы температур между кабинами не более 5° F ($2,8^\circ \text{ C}$) и для обеспечения адекватной вентиляции для лиц, находящихся в обеих кабинах.

(3) Органы управления температурой и вентиляцией находятся в пределах досягаемости для членов летного экипажа.

§ 25.832. Концентрация озона в кабине

(a) Должно быть показано, что концентрация озона в кабине во время полета не превосходит:

(1) 0,25 частей на миллион по объему (приведенная к условиям на уровне моря) в любой момент времени полета на высоте больше 32 000 футов (9750 м) и

(2) 0,01 частей на миллион по объему (приведенная к условиям на уровне моря) с усреднением по времени в любом трехчасовом интервале полета на высоте более 27 000 футов (8230 м).

(b) Применительно к условиям данного параграфа "условия на уровне моря" соответствуют температуре 25 °С и давлению 760 мм рт. ст.

(c) Соответствие данному параграфу должно быть показано расчетом или испытаниями, основанными на данных об условиях эксплуатации самолета и ограничениях его характеристик, которые продемонстрируют, что

(1) самолет не может эксплуатироваться на высотах, на которых концентрация озона в кабине превосходит ограничения, установленные в пункте (c) данного параграфа, либо

(2) система кондиционирования воздуха самолета, включающая любое оборудование для регулирования содержания озона, будет поддерживать концентрацию озона в пределах, установленных пунктом (a) настоящего параграфа, или ниже этих пределов.

§ 25.833. Системы отопления

(a) Топливные обогреватели должны быть утвержденного типа и должны соответствовать требованиям § 25.859.

(b) Теплообменники, использующие теплоту выхлопных газов двигателя, должны отвечать условиям § 25.1125.

НАДДУВ

§ 25.841. Герметические кабины

(a) Герметические кабины и другие помещения, предназначенные для пребывания людей, должны быть оборудованы для обеспечения барометрической "высоты" в кабине не более 8000 футов (2400 м) на максимальной рабочей высоте полета самолета при нормальных условиях эксплуатации. Если запрашивается сертификат для полетов на высоте свыше 25 000 футов (7600 м), на самолете должна быть обеспечена возможность поддержания в кабине барометрической "высоты" не более 15 000 футов (4500 м) в случае любого умеренно вероятного отказа или неисправности системы наддува.

(b) Герметические кабины должны иметь, по крайней мере, следующие клапаны, органы управления и индикаторы для регулирования давления в кабине:

(1) Два предохранительных клапана для автоматического ограничения положительного перепада давлений до заданной величины при максимальной подаче воздуха от источника наддува. Совместная пропускная способность предохранительных клапанов должна быть достаточно большой, чтобы отказ любого клапана не вызывал заметного увеличения перепада давлений. Перепад давлений считается положительным, когда внутреннее давление больше внешнего.

(2) Два предохранительных клапана обратного перепада давлений (или их эквиваленты), автоматически не допускающие отрицательного перепада давлений, который мог бы повредить конструкцию самолета. Однако достаточно одного клапана, если его конструкция обеспечивает надежность и безотказность в работе.

(3) Устройства, при помощи которых можно быстро выровнять перепады давлений.

(4) Автоматический или ручной регулятор для регулирования подачи и (или) выпуска воздуха для поддержания требуемого внутреннего давления и расхода воздуха.

(5) Приборы, расположенные на рабочих местах летчика или бортинженера и показывающие перепад давлений, "высоту" в кабине и скорость изменения "высоты" в кабине.

(6) Предупреждающую сигнализацию, расположенную на рабочих местах летчика или бортинженера и показывающую, когда превышаются безопасные или заданные пределы перепадов давлений и "высоты" в кабине. Надлежащие отметки на указателе перепада давлений должны отвечать требованиям по предупреждению о достижении пределов указанных перепадов, а звуковой или световой сигнал (в дополнение к указателям высоты в кабине) о достижении предельной "высоты" должен отвечать требованиям к средствам предупреждения, если они извещают летный экипаж о том, что "высота" в кабине превысила 10 000 футов (3050 м).

(7) Предупреждающую надпись на рабочих местах летчика или бортинженера, если конструкция самолета не рассчитана на совместное действие максимального избыточного давления (соответствующего верхнему пределу срабатывания предохранительного клапана) и нагрузок, возникающих при посадке.

(8) Датчики давления, необходимые для удовлетворения требований подпунктов (b)(5) и (b)(6) настоящего параграфа и § 25.1447(c). Их расположение и конструкция системы измерения должны быть такими, чтобы в случае падения давления в любом отсеке для пассажиров и экипажа (включая кухни на верхней и нижней палубах) устройства сигнализации и автоматически действующее оборудование, требуемые на основании упомяну-

тых подпунктов, срабатывали без какой-либо задержки, которая могла бы значительно увеличить степень опасности последствий декомпрессии.

§ 25.843. Испытания герметических кабин

(а) Испытания на прочность. Вся герметическая кабина, включая двери, окна и клапаны, должна быть испытана как сосуд, работающий под давлением, на избыточное давление, указанное в § 25.365 (d).

§ 25.365 (d). Конструкция самолета должна быть достаточно прочной, чтобы выдерживать нагрузки от избыточного давления, соответствующего максимальной установке предохранительного клапана, умноженного на коэффициент 1,33, при отсутствии других нагрузок.

(b) Функциональные испытания. Должны быть проведены следующие испытания на функционирование:

(1) Проверка работы и пропускной способности клапанов положительного и отрицательного перепадов давлений и клапана аварийного сброса давления с имитацией условий, возникающих при закрытых клапанах регулятора давления.

(2) Испытания системы наддува для демонстрации ее нормальной работы при всех возможных условиях по давлению, температуре и влажности на всех высотах вплоть до максимальной высоты, для которой требуется сертификация.

(3) Летные испытания для демонстрации характеристик системы наддува, регуляторов давления и расхода, указателей и предупреждающих сигнализаторов при установившемся и ступенчатом наборе высоты и снижении с вертикальными скоростями, соответствующими максимально достижимым в пределах эксплуатационных ограничений, вплоть до максимальной высоты, для которой требуется сертификация.

(4) Испытания каждой двери и аварийного выхода, чтобы показать их нормальную работу после проведения летных испытаний, предписанных пунктом (b)(3) данного параграфа.

§ 25.859. Противопожарная защита топливных обогревателей

(а) Пожароопасные зоны топливного обогревателя. Следующие пожароопасные зоны топливного обогревателя должны быть защищены от пожара в соответствии с требованиями § 25.1181–25.1191 и § 25.1195–25.1203 (указанные параграфы определяют требования к противопожарной защите силовой установки — прим. авт.):

(1) Район вокруг обогревателя, если в этом районе размещены компоненты систем с горючими жидкостями (за исключением топливной системы обогревателя), которые:

(1) могут быть повреждены при неисправности топливного обогревателя или

(11) могут служить источником горючих жидкостей или паров, достигающих обогревателя в случае утечек.

(2) Район вокруг обогревателя, если его топливная система имеет разъемы (фитинги), в случае утечек через которые топливо или его пары могут проникнуть в этот район.

(3) Часть канала вентиляционного воздуха, расположенного вокруг камеры сгорания. Однако в каналах, по которым воздух поступает в кабину, пожаротушение не требуется.

(b) Трубопроводы вентиляционного воздуха. Каждый трубопровод, проходящий через пожароопасную зону, должен быть несгораемым. В дополнение:

(1) если не обеспечена изоляция отсечными клапанами или другими равноэффективными средствами, канал вентиляционного воздуха вниз по потоку от каждого обогревателя должен быть несгораемым на достаточном протяжении, чтобы любое пламя, возникшее в обогревателе, оставалось заключенным внутри трубопровода, и

(2) каждая часть любого вентиляционного трубопровода, проходящего через любой район, в котором находятся системы с горючими жидкостями, должна быть сконструирована или изолирована таким образом, чтобы неисправность любого компонента указанных систем не могла привести к проникновению горючей жидкости или паров в поток вентиляционного воздуха.

(с) Трубопроводы подвода воздуха к камере сгорания. Каждый из указанных трубопроводов должен быть несгораемым на достаточном протяжении, чтобы предотвратить разрушения в случае обратных вспышек или распространения пламени против потока. В дополнение:

(1) никакой из указанных трубопроводов не может иметь общего входа с вентиляционным потоком, если не обеспечена невозможность проникновения пламени от обратных вспышек или распространения огня против потока при любых условиях эксплуатации, включая обратную продувку или неисправности обогревателя и связанных с ним компонентов, и

(2) никакой из указанных трубопроводов не может оказывать сопротивление быстрому прохождению обратной вспышки, в случае если такое сопротивление может вызвать отказ обогревателя.

(d) Управление обогревателем. Общие требования. Должны быть предусмотрены меры для предотвращения опасного накопления воды или льда внутри или снаружи любого компонента обогревателя, трубопроводов системы управления или предохранительных устройств.

(е) Предохранительные устройства обогревателя. Для каждого топливного обогревателя должны быть предусмотрены следующие предохранительные устройства:

(1) Средства, независимые от устройств, предназначенных для нормального непрерывного регулирования температуры и расхода

воздуха, а также расхода топлива для каждого из обогревателей, обеспечивающие автоматическое отключение зажигания и подачи топлива в месте, удаленном от обогревателя, в случаях возникновения следующего:

(I) Температура теплообменника выходит за безопасные пределы.

(II) Температура вентиляционного воздуха выходит за безопасные пределы.

(III) Параметры потока воздуха в камеру сгорания становятся несоответствующими безопасному режиму работы.

(IV) Параметры потока вентиляционного воздуха становятся несоответствующими безопасному режиму работы.

(2) Средства, удовлетворяющие требованиям пункта (е)(1) настоящего параграфа, для каждого отдельного обогревателя должны:

(I) быть независимыми от устройств, обслуживающих любой другой обогреватель, производительность которого является существенной для безопасной работы, и

(II) поддерживать обогреватель в выключенном состоянии до повторного запуска экипажем.

(3) Должны быть предусмотрены средства предупреждения экипажа, когда любой обогреватель, производительность которого является существенной для безопасной работы, отключается автоматическими устройствами, указанными в пункте (е)(1) настоящего параграфа.

(f) *Воздухозаборники.* Каждый воздухозаборник вентиляционного воздуха или воздуха, подаваемого в камеру сгорания, должен быть расположен так, чтобы никакие горючие жидкости или пары не могли проникнуть в систему обогревателя при любых условиях работы:

(I) в процессе нормальной эксплуатации или

(2) в результате неисправности любого другого устройства.

(g) *Выпуск отработанных газов обогревателя.* Системы выпуска отработанных газов обогревателя должны отвечать требованиям § 25.1121 и 25.1123 (Указанные параграфы определяют требования к системам выхлопа двигателей — прим. авт.). Кроме того, в конструкции системы выпуска отработанных газов из обогревателя должен быть обеспечен безопасный выход продуктов сгорания, чтобы предотвратить:

(I) течь топлива из системы выпуска в окружающие отсеки;

(2) попадание выхлопных газов на окружающее оборудование и конструкцию;

(3) воспламенение горючих жидкостей выхлопными газами, если выпуск происходит через отсеки, содержащие линии с горючими жидкостями, и

(4) сопротивление системы выхлопа быстрому прохождению обратной вспышки, в случае если такое сопротивление может вызвать отказ обогревателя.

(h) *Топливная система обогревателя.* Топливная система каждого обогревателя должна соответствовать требованиям к топливным системам силовых установок, определяющим безопасную эксплуатацию обогревателя. Каждый компонент топливной системы обогревателя, находящийся внутри вентиляционного потока воздуха, должен быть защищен с помощью кожуха, чтобы утечки из этих компонентов не могли проникнуть в воздушный поток.

(i) *Дренаж.* Должны быть средства для безопасного дренирования топлива, которое может накопиться в камере сгорания или теплообменнике. Кроме того:

(1) каждая часть любого дренажа, работающего при высокой температуре, должна быть защищена так же, как выхлопная система обогревателя, и

(2) каждый дренаж должен быть защищен от опасного скапливания льда при любых условиях эксплуатации.

§ 25.1125. Теплообменники, использующие теплоту выхлопных газов двигателя

Для самолетов с поршневыми двигателями установлены следующие требования:

(a) Каждый теплообменник, использующий теплоту выхлопных газов двигателя, должен быть спроектирован и установлен таким образом, чтобы выдерживать любые вибрационные, инерционные и другие нагрузки, которым он будет подвержен при эксплуатации. Кроме того:

(1) каждый теплообменник должен быть рассчитан на длительную эксплуатацию при высоких температурах и быть устойчивым к коррозии от выхлопных газов;

(2) должна быть обеспечена возможность инспекции критических частей каждого теплообменника;

(3) в каждом теплообменнике должно быть обеспечено охлаждение везде, где возможен контакт с выхлопными газами, и

(4) никакой теплообменник, использующий теплоту выхлопных газов двигателя, или камера для подогрева вентиляционного воздуха не должна иметь застойных зон или ловушек для жидкости, которые могли бы увеличить вероятность воспламенения горючих жидкостей или паров, появление которых возможно в случае отказов или неисправностей устройств, несущих горючие жидкости.

(b) Если теплообменник, использующий теплоту выхлопных газов двигателя, применяется для нагрева вентиляционного воздуха:

(1) должен быть вторичный теплообменник между первичным теплообменником, использующим теплоту выхлопных газов двигателя, и системой вентиляции, или

(2) должны быть использованы другие средства для предотвращения вредного загрязнения вентиляционного воздуха.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТРУКТУРНОЙ СХЕМЫ И ОСНОВНЫХ ПРОЕКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУШНОГО ЦИКЛА

Системы охлаждения воздушного цикла находят наиболее широкое применение в современной авиационной технике. Причем использование в самолетах вспомогательных силовых установок (ВСУ) позволило обеспечить функционирование этих систем во время стоянки самолета при неработающих основных двигателях. До использования ВСУ предпочтение в ряде случаев отдавалось системам с компрессионно-испарительным циклом охлаждения, поскольку они могут приводиться в действие от бортовых или аэродромных систем электроснабжения. В связи с изложенным в дальнейшем основное внимание будет уделено системам охлаждения воздушного цикла.

Тепловой расчет кабин и отсеков летательного аппарата позволяет определить важнейшие показатели системы кондиционирования — ее холодо- и теплопроизводительность и назначить хотя бы в первом приближении потребные расходы и температуры воздуха на выходе из системы. Дальнейшие этапы проектирования должны базироваться на анализе специальных требований, предъявленных к системе, с полным учетом возможных условий ее работы на борту данного летательного аппарата. В частности, должны приниматься во внимание требования по надежности, живучести, унификации, патентопригодности системы и т.п., а также тип и назначение летательного аппарата, особенности его компоновки, возможные высота и скорость полета, характеристики силовой установки и т.д.

Многообразие возможных комбинаций перечисленных факторов, различная оценка степени важности тех или иных из них для отдельных конкретных случаев обуславливают возможность наличия большого числа вариантов систем, предназначенных даже для решения аналогичных задач. Известную роль при выборе варианта играют имеющийся опыт проектирования и отработки систем, существование определенных традиций и ряд других, в том числе не всегда объективных обстоятельств. Поэтому в настоящее время вряд ли возможно сформулировать единый алгоритм, позволяющий однозначно определять требующуюся принципиальную схему системы кондиционирования.

Вместе с тем, если рассматривать эту задачу укрупненно, то можно сформулировать некоторые рекомендации общего характера, позволяющие наметить примерную структуру системы, исходя из анализа основ-

ных характеристик и особенностей агрегатов и устройств, наиболее широко применяемых в системах кондиционирования.

8.1. АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРИМЕНЕНИЯ ТУРБОХОЛОДИЛЬНИКОВ

При использовании в СКВ воздушного цикла охлаждения основными элементами, обеспечивающими тепловую обработку воздуха, являются турбохолодильники и теплообменники различных типов. Рассмотрим кратко важнейшие черты этих агрегатов.

Как известно, охлаждение в турбохолодильнике происходит в результате адиабатического (точнее политропного) преобразования потенциальной энергии сжатого воздуха в кинетическую и отвода части этой энергии с помощью рабочего колеса турбины к загрузочному устройству, которым обычно служит вентилятор или компрессор (см. гл. 3). Характерной особенностью авиационных турбохолодильников является их высокооборотность: скорость вращения ротора обычно составляет десятки тысяч, а иногда достигает и сотен тысяч оборотов в минуту. Причиной этого является сравнительно малый расход воздуха через турбину. Действительно, при малом расходе площадь критического сечения соплового аппарата должна быть небольшой.

Уменьшение площади критического сечения достижимо либо путем уменьшения ширины кольцевого сечения соплового аппарата, т.е. уменьшением высоты лопаток в сопловой решетке и на рабочем колесе, либо путем заглушивания части кольцевого сечения, т.е. организацией так называемого парциального подвода воздуха к рабочему колесу, либо путем уменьшения среднего диаметра кольцевого сечения. В первом случае относительная величина зазора между концами лопаток и корпусом турбины возрастает в сопоставлении с высотой лопаток, в связи с чем становятся заметны большие потери на перетекание, завихрения в зазоре и т.п. Во втором случае часть лопаток рабочего колеса исключается из активной работы и, наоборот, оказывает тормозящее воздействие.

Третий путь с позиции ограничения гидродинамических потерь является наиболее рациональным и наиболее широко используемым на практике. Но при фиксированной скорости истечения воздуха из соплового аппарата (а ее желательно доводить до максимально возможных значений) и довольно жестко связанной с ней оптимальной окружной скорости движения лопаток рабочего колеса угловая скорость их вращения возрастает с уменьшением диаметра кольца лопаточной решетки, так как $\omega = u/R$, где ω — угловая скорость вращения; u — окружная скорость лопаток рабочего колеса; R — радиус рабочего колеса.

Именно это обстоятельство и служит основным мотивом назначения больших чисел оборотов для расширительных турбин в авиационных системах охлаждения.

Высокая скорость вращения роторов турбохолодильников является причиной очень строгих требований к точности изготовления, конструкции и смазке подшипников, к прочности рабочих колес и жесткости вала, к допустимой величине осевых нагрузок на ротор и т.д. Для увеличения ресурса подшипниковых узлов (особенно в случае газовых опор) желательно при компоновке турбохолодильников обеспечивать перпендикулярность оси ротора к направлению основных перегрузок, действующих на летательный аппарат, в частности продольных, возникающих при торможении самолета на послепосадочном пробеге.

Температуру воздуха на выходе из турбохолодильника можно определить, опираясь на предположение о близости происходящих в нем процессов к адиабатическим. Уравнение адиабаты, как известно, имеет вид

$$pv^k = \text{const}$$

или

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k, \quad (8.1)$$

где p — давление; v — удельный объем; k — показатель адиабаты (для воздуха $k = 1,4$); индексы "1" и "2" характеризуют параметры в двух точках одного процесса (например, в начальной и конечной).

Удельный объем v можно выразить через давление и температуру, используя уравнение Клапейрона—Менделеева:

$$pv = RT,$$

откуда следует

$$v = \frac{RT}{p}. \quad (8.2)$$

Подставляя (8.2) в (8.1), получаем

$$p_1^{1-k} T_1^k = p_2^{1-k} T_2^k,$$

из чего вытекает

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

и

$$\Delta T_{\text{ал}} = T_2 - T_1 = T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Перепад температур характеризует удельную энергию расширения газа, что следует из анализа уравнения Бернулли, проведенного в гл. 3.

Существование потерь не позволяет полностью преобразовать затраченную энергию в перепад температур. Реально полученную разность температур $\Delta T_{\text{реал}}$ можно вычислить с помощью коэффициента полезного действия η :

$$\Delta T_{\text{реал}} = \eta \Delta T_{\text{ал}}.$$

С учетом представленных выкладок температура воздуха на выходе из турбохолодильника определяется соотношением

$$T_{\text{вых}} = T_{\text{вх}} \left[1 - \eta_{\text{ТХ}} \left(1 - \pi_{\text{ТХ}}^{\frac{k-1}{k}} \right) \right], \quad (8.3)$$

где $T_{\text{вх}}$ — абсолютная температура на входе в турбину; $\eta_{\text{ТХ}}$ — термодинамический КПД турбохолодильника; $\pi_{\text{ТХ}}$ — степень понижения давления воздуха на турбине, определяемая отношением давлений воздуха на входе в турбину и на выходе из нее ($\pi_{\text{ТХ}} = p_1/p_2$); k — показатель адиабаты.

Из уравнения (8.3) видно, что эффект охлаждения возрастает с увеличением степени понижения давления и, следовательно, с увеличением скорости истечения воздуха из соплового аппарата. Вместе с тем известно, что беспредельное увеличение скорости истечения, а значит, и любое произвольно заданное понижение температуры воздуха невозможно, так как оно ограничено развитием явлений волнового кризиса при сверхзвуковых (или даже околосвуковых) скоростях течения.

В теоретической газовой динамике установлено, что при истечении потока скорость звука достигается, когда степень понижения давления становится равной

$$\pi_{\text{кр}} = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Для воздуха это соотношение даст $\pi_{\text{кр}} = 1,89$. Однако в турбинах указанная степень понижения давления не приводит к возникновению волнового кризиса. Дело в том, что относительная скорость обтекания лопаток рабочего колеса турбины, являясь геометрической суммой абсолютной скорости истечения воздуха и скорости окружного движения лопаток, оказывается, как правило, существенно меньше скорости истечения. Следовательно, в сопловом аппарате допустимо обеспечивать разгон воздуха и до сверхзвуковых скоростей путем соответственного увеличения степени понижения давления. Кроме того, расширение воздуха можно осуществлять не только в сопловом аппарате, но и в межлопаточных каналах рабочего колеса (в терминологии теории лопаточных машин это соответствует увеличению степени реактивности ступени турбины). Очевидно, что при этом общая степень понижения давления воздуха на турбине может быть также увеличена.

Расчеты показывают, что теоретически допустимая степень понижения давления воздуха на турбине может значительно превосходить указанное выше значение 1,89, достигая, с учетом расширительной способности косо́го среза, 20...25 и даже более. В практике авиационных систем охлаждения теоретические значения предельной степени понижения давления никогда не назначаются из-за различных ограничений и по конструктивно-технологическим соображениям, поэтому турбохолодильники редко проектируются на максимальную степень понижения давления, бо́льшую чем 5...7. При такой степени понижения давления относительный перепад температур

$$\frac{\Delta T_{\text{ТХ}}}{T_{\text{вх}}} = \eta_{\text{ТХ}} (1 - \pi_{\text{ТХ}}^{-0,286})$$

может составлять примерно 0,22...0,36 (поскольку $\eta_{\text{ТХ}} = 0,6...0,85$), что для случая небольшой положительной температуры на выходе из системы (3...5 °С) соответствует абсолютному перепаду температур на турбохолодильнике в 80...160 °С.

Отмеченные предельные возможности авиационных турбохолодильников обязательно требуется учитывать при анализе предполагаемых вариантов схем систем охлаждения, разрабатываемых для проектируемого летательного аппарата.

Приведенные цифры представляют также интерес и с точки зрения оценки мощности, развиваемой турбинами турбохолодильников. Указанную мощность легко вычислить по формуле

$$N = c_p G \Delta T_{\text{ТХ}},$$

где c_p — удельная теплоемкость воздуха; G — расход воздуха через турбину; $\Delta T_{\text{ТХ}}$ — перепад температур, достигнутый в турбохолодильнике.

Поскольку расход воздуха в современных системах кондиционирования для различных типов самолетов укладывается в диапазон приблизительно от 0,1 до 4 кг/с, мощность, отводимая турбиной турбохолодильника (или суммарная мощность нескольких турбохолодильников, работающих параллельно), составляет от 8 до 680 кВт. Для сравнения общая мощность бортовых электрических генераторов, установленных на самолете "Конкорд", равна 240 кВт [65].

Весьма высокая мощность, развиваемая на турбохолодильниках, не всегда эффективно используется в системах кондиционирования и практически никогда не направляется на питание других "посторонних" потребителей энергии, таких как электросистемы, гидросистемы и т.п.

В авиационных системах кондиционирования наиболее типичным является применение вентиляторов, устанавливаемых на одном валу с турбиной, для продувки забортным воздухом воздухо-воздушных теплообменников. Во время стоянки на земле или при малых скоростях полета

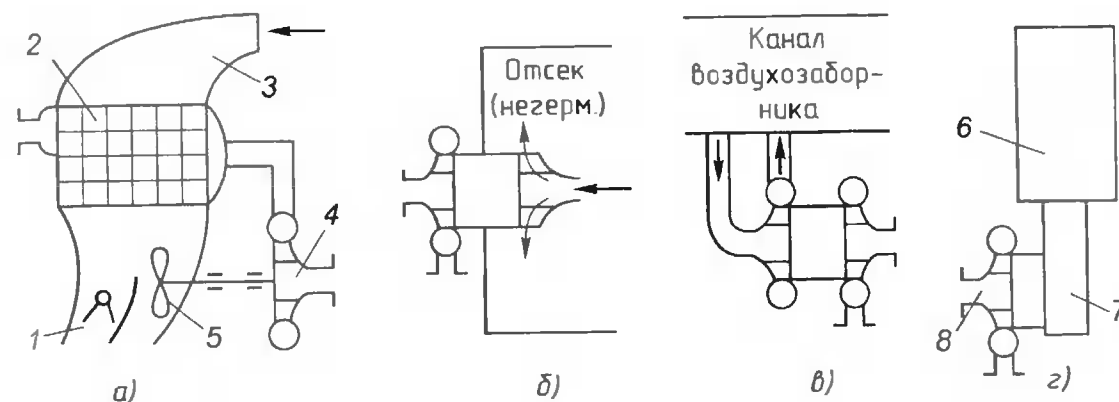


Рис. 8.1. Способы загрузки турбины турбохолодильника:

а — вентилятор, установленным в продувочной линии воздухо-воздушного теплообменника; б — вентилятор, работающим в негерметическом отсеке; в — вентилятор, соединенным трубопроводом с каналом воздухозаборника двигателя; г — соединением вала турбины с механизмом приводов двигателя; 1 — обводной канал продувочной линии с обратным клапаном; 2 — воздухо-воздушный теплообменник; 3 — воздухозаборник; 4, 8 — турбина турбохолодильника; 5 — вентилятор турбохолодильника; 6 — двигатель; 7 — коробка приводов

это обеспечивает работу продуваемых теплообменников хотя бы с неполной эффективностью и с данной точки зрения является, несомненно, полезным. Однако с увеличением скорости полета при продувке теплообменников от скоростного напора роль вентиляторов, как правило, существенно снижается, а в некоторых случаях они начинают даже создавать сопротивление потоку. Для ослабления влияния этого сопротивления иногда приходится подключать в продувочные линии обводные каналы с обратным клапаном (рис. 8.1, а). Заметим, что при этом эффективность турбохолодильника как охлаждающего устройства может оставаться неизменной, если только срабатываемый на турбине тепловыделитель полностью отводится в виде механической работы к вентилятору при оптимальном для данного режима числе оборотов ротора. Указанное обстоятельство служит основанием в некоторых случаях вообще отказаться от "полезного" использования вентилятора турбохолодильника и осуществлять, например, с его помощью перемешивание воздуха в отсеке, где установлен турбохолодильник, или перекачивать воздух по схеме из канала — в канал воздухозаборника силовой установки ЛА (рис. 8.1, б, в).

Возможность использования турбохолодильников в качестве источников энергии для питания каких-либо внешних потребителей ограничивается необходимостью (для получения максимального перепада температур на турбине) поддерживать окружающую скорость лопаток рабочего колеса на уровне, строго соответствующем фактической скорости истечения воздуха из соплового аппарата. Это означает, что число оборотов ротора и мощность, отводимая от турбины, должны определяться фактиче-

ской степенью понижения давления и температурой воздуха на входе в турбохолодильник. В то же время известно, что практически во всех энергетических системах (электрических, гидравлических и т.п.) мощность, отводимая от источников энергии, зависит в первую очередь от режима работы потребителей. Таким образом, подключение к турбине турбохолодильника в качестве нагрузки электрического генератора или гидронасоса повлекло бы за собой влияние степени загрузки отдельных, не связанных с СКВ устройств на эффективность охлаждения воздуха в турбохолодильнике, что, разумеется, недопустимо.

Теоретически возможна работа турбохолодильника в оптимальном для него режиме на некоторый накопитель энергии достаточно большой емкости, однако практически данная возможность пока не реализована.

Задача согласования нагрузки с вырабатываемой в турбине мощностью возникает и в рассмотренных выше случаях использования вентилятора, показанных на рис. 8.1. Дело в том, что с увеличением высоты полета и соответствующим уменьшением плотности окружающей среды сопротивление вращению вентилятора ослабевает и одна и та же заданная мощность может быть отведена вентилятором на большей высоте только при увеличении скорости вращения его ротора. Раскрутка ротора не только приводит к падению термодинамического КПД турбины, но вследствие возрастания центробежных сил может грозить опасностью разрушения вращающихся элементов. Поэтому при разработке систем кондиционирования для самолетов с большой высотой полета требуется принимать меры для ограничения скорости вращения роторов турбохолодильников.

Если рассматривать с этой точки зрения варианты загрузки турбин, представленные на рис. 8.1 (*а*, *б*, *в*), то в порядке возрастания высоты они располагаются следующим образом: 1) схема *б*; 2) схема *а*; 3) схема *в*. Действительно, в схеме *а* хотя бы частично используется скоростной напор, и поэтому плотность воздуха на входе в вентилятор выше, чем в схеме *б*. В схеме *в* степень использования скоростного напора еще больше, чем в схеме *а*, так как в ней отсутствуют потери, обусловленные гидравлическим сопротивлением теплообменника, и, кроме того, потери давления во входном устройстве воздухозаборника двигателя, как правило, меньше, чем во вспомогательном воздухозаборнике, от которого обеспечивается продувка воздухо-воздушного теплообменника.

Еще более радикальной мерой, обеспечивающей почти полную независимость загрузки турбины от высоты полета, является применение в системах охлаждения рассмотренных выше турбохолодильников с наддувом (см. рис. 6.4). В таких системах загрузка турбохолодильника обеспечивается автоматически до тех пор, пока сама система остается работоспособной по условиям достаточности давления на входе. Это свойство

является дополнительным достоинством турбохолодильников с наддувом, однако, как уже указывалось, установочная масса системы получается при их использовании несколько больше.

Иногда для обеспечения загрузки турбохолодильников в высотных условиях вал турбины соединяют через редуктор и коробку приводов с ротором двигателя основной силовой установки (рис. 8.1, *г*). Очевидно, что в данном случае число оборотов турбохолодильника на всех режимах полета определяется только числом оборотов двигателя, но поскольку оно не зависит и от условий в системе кондиционирования, то существуют лишь определенные сочетания этих условий и числа оборотов, примерно соответствующих друг другу. На других режимах КПД турбохолодильника будет меньше номинального.

Жесткую связь ротора турбохолодильника с ротором двигателя можно рассматривать как один из вариантов подключения к накопителю энергии большой емкости, упоминавшемуся выше. При такой интерпретации рассматриваемой схемы становится ясным, что важен не только факт большой энергоемкости накопителя, но и другие его свойства, в частности характер связи между нагрузкой и турбиной турбохолодильника. Указанная связь в направлении от нагрузки к турбине не должна быть активной.

8.2. АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Другим основным элементом систем охлаждения воздушного цикла являются теплообменники. Важнейшее место среди них занимают воздухо-воздушные теплообменники.

В авиационной технике наиболее распространены воздухо-воздушные теплообменники двух конструктивных схем: компактные (чаще всего пластинчато-ребристые) и каналные. В компактных теплообменниках осуществляется отвод теплоты к специально организованному потоку продувочного воздуха, заданный расход которого поддерживается с помощью вспомогательного воздухозаборника либо скоростного напора, либо других средств, обеспечивающих требуемый перепад давлений в продувочной магистрали. Ранее уже упоминалось, что в качестве такого средства может использоваться вентилятор турбохолодильника, как показано на рис. 8.1, *а*. Иногда с той же целью применяются эжекторы, к которым воздух высокого давления подается, например, от компрессора двигателя или от другого нагнетателя.

Обычно вентиляторы и эжекторы используются в качестве вспомогательных побудителей расхода воздуха для организации продувки теплообменников во время работы системы на земле или при малых скоростях полета, пока скоростной напор мал по величине. При тех же условиях для продувки теплообменников иногда удается использовать

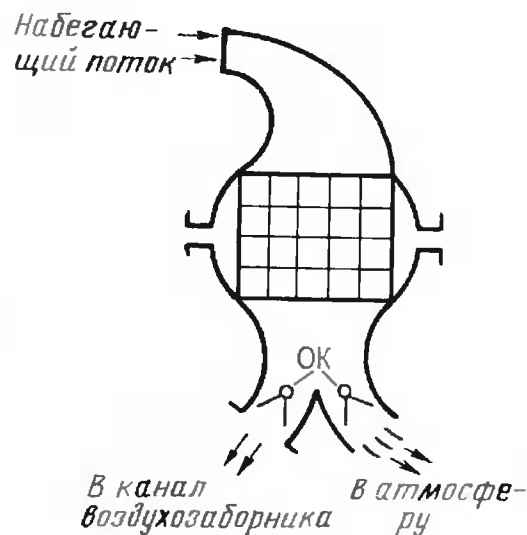


Рис. 8.2. Использование разрежения в канале воздухозаборника двигателя для продувки воздушно-воздушного теплообменника на земле и при малых скоростях полета

тельного движения теплоносителей. Из теории теплопередачи известно, что наибольшая эффективность теплообменников обеспечивается при противоточном движении теплоносителей. Прямоточные схемы движения существенно уступают в этом отношении противоточным, а перекрестное движение теплоносителей обеспечивает промежуточные показатели по сравнению с прямоточными и противоточными вариантами. Авиационные компактные теплообменники в большинстве случаев конструктивно выполняются как перекрестноточные. Очевидно, что для чисто перекрестного движения теплоносителей не имеет значения, какой из подводящих патрубков сделать входным, а какой выходным как для одного, так и для другого потока. Вместе с тем, нередко в силу тех или иных причин теплообменники выполняют по многоходовой схеме, как показано на рис. 8.3.

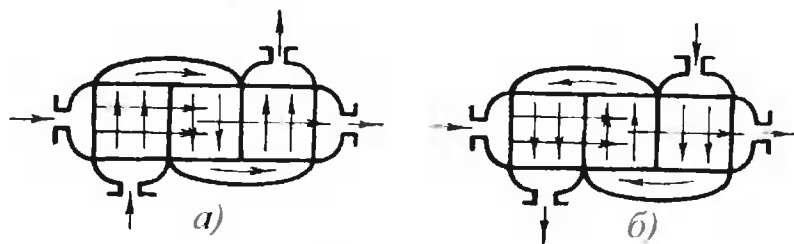


Рис. 8.3. Схемы многоходовых теплообменников:

а — трехходовой перекрестно-прямоточный теплообменник; б — трехходовой перекрестно-противоточный теплообменник

разрежение, возникающее в воздухозаборнике силовой установки. Возможный вариант подобного решения задачи показан на рис. 8.2. Как видно из схемы, продувочный воздух после теплообменника может либо направляться в канал воздухозаборника, либо отводиться за борт летательного аппарата в зависимости от того, где в данный момент установилось меньшее давление. Переключение направления потока осуществляется достаточно просто с помощью имеющихся в обеих ветвях обратных клапанов (ОК).

При организации продувки компактных теплообменников иногда возникает вопрос о назначении правильного направления относи-

В многоходовых теплообменниках при каждом очередном повороте потока происходит его перемещение, параллельное движению второго теплоносителя. В результате этого в зависимости от направления движения теплоносителей могут проявляться свойства прямоточной или противоточной схем, соответствующим образом влияющие на эффективность теплообменника. В данном случае естественным является стремление получить более высокие показатели теплообменника посредством обеспечения условного противотока теплоносителей (см. рис. 8.3, б). Поэтому патрубки входа и выхода потоков в многоходовых теплообменниках должны назначаться с учетом указанного обстоятельства.

Эффективность работы теплообменника можно определить с помощью термического КПД $\eta_{ТО}$, представляющего собой отношение фактического теплосъема к максимально возможному:

$$\eta_{ТО} = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{W_{\text{г}}}{W_{\min}} \frac{t_{\text{г1}} - t_{\text{г2}}}{t_{\text{г1}} - t_{\text{х1}}} = \frac{W_{\text{х}}}{W_{\min}} \frac{t_{\text{х2}} - t_{\text{х1}}}{t_{\text{г1}} - t_{\text{х1}}}, \quad (8.4)$$

где W — водяной эквивалент ($c_p G$) теплоносителя ($W_{\min}$ — наименьший из двух рассматриваемых водяных эквивалентов); t — температура теплоносителя; индексы обозначают: "г" — горячий теплоноситель; "х" — холодный теплоноситель; "1" — параметры на входе в теплообменник; "2" — параметры на выходе из теплообменника.

Величина термического КПД зависит от схемы теплообменника, размеров теплопередающей поверхности, соотношения расходов теплоносителей, интенсивности процессов теплообмена. Наилучшие результаты получаются, когда расход продувочного воздуха намного превосходит расход основного потока. В авиационной технике для компактных теплообменников удается получить на расчетных режимах условия, дающие КПД, близкие к максимальным при отношении расхода продувочного воздуха к расходу охлаждаемого воздуха, равном 3...5. Однако расход продувочного воздуха, если он определяется скоростным напором, сильно зависит от скорости и высоты полета, в результате чего эффективность теплообменника может колебаться в довольно широких пределах, снижаясь особенно сильно на начальных стадиях работы системы.

Для устранения этого недостатка иногда применяют вместо компактных теплообменников теплообменники канального типа, в которых осуществляется теплопередача через стенку канала воздухозаборника к воздуху, направляемому к двигателям основной силовой установки. Поскольку расход воздуха через канал воздухозаборника силовой установки на любых режимах во много раз превосходит расход воздуха, отбираемого в систему кондиционирования, эффективность канального теплообменника всегда поддерживается на достаточно высоком уровне, что можно отнести к числу несомненных достоинств данной схемы. Другое преимущество канальных теплообменников обуславливается тем, что для них не

требуются специальные затраты энергии на продувку охлаждающего потока. Однако установочная масса таких теплообменников в большинстве случаев превосходит массу теплообменников компактной схемы, рассчитанных на такой же теплосъем.

Температуру охлаждаемого воздуха на выходе из теплообменника любого типа можно определить исходя из соотношения (8.4), которое с учетом того, что обычно $W_r = W_{\min}$, может быть преобразовано к виду

$$t_{r2} = t_{r1} - \eta_{\text{ТО}}(t_{r1} - t_{x1})$$

или

$$t_{r2} = t_{x1} + (1 - \eta_{\text{ТО}})(t_{r1} - t_{x1}). \quad (8.5)$$

Для авиационных воздухо-воздушных теплообменников практически во всех случаях допустимо считать, что входная температура продувочного воздуха равна температуре торможения набегающего потока, поскольку скорость движения воздуха в каналах теплообменников обычно сравнительно невелика (так же, как в канале воздухозаборника двигателя).

Из формулы (8.5) видно, что при достаточно высокой эффективности воздухо-воздушного теплообменника температура воздуха на его выходе также стремится к температуре торможения. Поэтому поскольку расчетные значения КПД воздухо-воздушного теплообменника составляют 0,8...0,9, при предварительном анализе можно полагать, что температура t_{r2} равна температуре торможения или превышает ее на 10...20 °С.

Аналогичный подход допустим и в случае использования в системе кондиционирования теплообменников других типов, таких как топливные и испарительные теплообменники, ВВТ с впрыском хладагента в продувочную линию. Для перечисленных типов теплообменников за указанную выше "опорную" температуру можно принимать:

для испарительных теплообменников — температуру кипения хладагента на рассматриваемой высоте (более точно — при заданном давлении в испарительной полости);

для теплообменников с впрыском хладагента в продувочную линию — равновесную температуру адиабатического насыщения воздуха парами хладагента, зависящую от давления в продувочной линии, от начальной температуры потока и от начального содержания паров хладагента в воздухе (например, от начального влагосодержания, когда в качестве хладагента используется вода);

для топливных теплообменников — начальную температуру топлива на входе в теплообменник.

Как уже указывалось, при использовании топливных теплообменников необходимо заботиться и о том, чтобы температура поверхности теплообмена во всех точках была ниже температуры коксования топлива. Выполнение данного требования безусловно гарантируется, если на всех

режимах работы системы кондиционирования температура горячего воздуха на входе в топливный теплообменник ниже температуры коксования. Границы указанного ограничения удастся несколько расширить, если за счет увеличения расхода топлива через теплообменник поддерживать его температуру на выходе заведомо ниже предельно допустимых значений. В этом случае, чем больше расход топлива и чем ниже его температура на выходе из теплообменника, тем более высокой может быть начальная температура воздуха. Для приближенного определения начальной температуры воздуха можно воспользоваться следующим соотношением (не учитывающим термическое сопротивление теплопередающих элементов конструкции теплообменника):

$$t_{r1} = t_{\text{кокс}} + \frac{\alpha_r}{\alpha_v} \Delta t_{\text{зап}},$$

где $t_{\text{кокс}}$ — температура коксования топлива; $\Delta t_{\text{зап}}$ — запас по температуре топлива на выходе из теплообменника, показывающий, насколько выходная температура ниже температуры коксования; α_r и α_v — значения коэффициентов теплоотдачи со стороны топлива и со стороны воздуха соответственно.

Все отмеченные особенности отдельных агрегатов систем кондиционирования должны приниматься во внимание при выборе структурной схемы системы. Основную роль при составлении различных вариантов схем играет анализ возможных и, в особенности, наиболее сложных условий работы системы на борту данного летательного аппарата.

В задаче проектирования систем охлаждения воздушного цикла можно выделить несколько узловых вопросов, от решения которых зависит выбор той или иной схемы системы и назначение параметров отдельных ее агрегатов.

Прежде всего требуется установить, какой перепад температур должен быть снят в предельных условиях на турбине турбохолодильника. Поскольку температура на выходе из турбохолодильника и температура на выходе из системы кондиционирования на режиме охлаждения достаточно близки друг к другу, а последняя определена в результате теплового расчета кабины или отсека, то указанный перепад является функцией температуры на входе в турбину. В простейшем случае система охлаждения воздушного цикла может состоять из воздухо-воздушного теплообменника и турбохолодильника. В воздухо-воздушном теплообменнике температура горячего воздуха может быть понижена до уровня, близкого к температуре торможения набегающего потока.

Следовательно, разность между температурой торможения и заданной температурой на выходе из турбохолодильника можно рассматривать в первоначальном варианте как потребный перепад температур на турбине. Если этот перепад оказывается меньше установленного выше предела в

80...160 °С для одной ступени турбины, то вопрос о структуре системы решается почти однозначно: она может состоять только из турбохолодильника и воздушно-воздушного теплообменника.

В случаях, когда температура торможения превосходит указанный предел, необходимо использовать в системе агрегаты, обеспечивающие на выходе более низкую температуру, чем достигается с помощью простого воздушно-воздушного теплообменника. Применение какого-либо дополнительного теплообменника из числа рассмотренных выше (топливовоздушного, испарительного или теплообменника с впрыском хладагента, причем последний может быть скомбинирован с основным воздушно-воздушным теплообменником) или каких-нибудь других охлаждающих устройств обычно требует более подробного анализа, поэтому целесообразно полностью составлять несколько конкурирующих вариантов схем, оценивая их, в том числе по показателям эффективности, рассматриваемым в гл. 13.

8.3. РАСЧЕТ ПОТРЕБНОЙ СТЕПЕНИ ПОНИЖЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ТУРБИНЕ ТУРБОХОЛОДИЛЬНИКА

Для каждого из вариантов схем СКВ, включая и простейший, если он оказывается приемлемым, можно определить потребную степень понижения давления воздуха в турбине турбохолодильника по фактически необходимому перепаду температур в нем. В качестве такого перепада допустимо принимать в первом приближении (при условии последующего уточнения) превышение над требуемой выходной температурой из турбохолодильника упоминавшейся выше "опорной" температуры того теплообменника, который установлен непосредственно перед турбиной. Потребная степень понижения давления может быть вычислена по следующему соотношению:

$$\pi_{\text{ТХ}} = \left(1 - \frac{\Delta T_{\text{ТХ}}}{\eta_{\text{ТХ}} T_{\text{вхТХ}}} \right)^{-3.5} = \left[1 - \frac{1}{\eta_{\text{ТХ}} \left(\frac{T_{\text{выхТХ}}}{\Delta T_{\text{ТХ}}} + 1 \right)} \right]^{-3.5}. \quad (8.6)$$

Полученный результат даст возможность перейти к определению требуемого на расчетном режиме давления на входе в турбину по формуле

$$p_{\text{вхТХ}} = \pi_{\text{ТХ}} (p_{\text{каб}} + \Delta p_2),$$

где $p_{\text{каб}}$ — давление воздуха в кабине или отсеке на расчетной высоте; Δp_2 — гидравлическое сопротивление распределительной сети на участке от выхода турбохолодильника до кабины.

Добавление к полученному давлению гидравлических потерь Δp_1 в трубопроводах и агрегатах, установленных до турбохолодильника, позволяет найти необходимое для работы системы давление в точке отбора воздуха от компрессора двигателя или специального нагнетателя:

$$p_{\text{компр}} = p_{\text{вхТХ}} + \Delta p_1.$$

Считая, что во входном устройстве компрессора или нагнетателя давление преобразуется полный напор набегающего потока, можно вычислить потребную степень сжатия воздуха по формуле

$$\pi_k = \frac{p_{\text{компр}}}{v_{\text{вз}} p^*}, \quad (8.7)$$

где $v_{\text{вз}}$ — коэффициент восстановления полного давления, характеризующий потери в воздухозаборнике; p^* — давление торможения набегающего потока.

Необходимо заметить, что в формуле (8.7) давление $p_{\text{компр}}$ в точке отбора воздуха может быть заметно (часто на 20...30 %) меньше полного напора за соответствующей ступенью компрессора, в зависимости от конструкции отборного устройства, режима работы и типа двигателя. Данное обстоятельство необходимо принимать во внимание при определении потребной степени сжатия π_k , поскольку характеристики двигателей, приводимые в технических данных, обычно рассчитываются по параметрам торможения.

В некоторых случаях более рационально использовать в расчетах не абсолютные значения потерь давления на отдельных участках, а соответствующие относительные величины, отражающие долю рассматриваемых потерь в общем перепаде давлений в системе, например $\frac{\Delta p_1}{p_{\text{компр}} - p_{\text{каб}}}$; $\frac{\Delta p_{\text{ТХ}}}{p_{\text{компр}} - p_{\text{каб}}}$; $\frac{\Delta p_2}{p_{\text{компр}} - p_{\text{каб}}}$, где $\Delta p_{\text{ТХ}}$ — перепад давлений

на турбине турбохолодильника. При условии аналогичности режима течения во всех участках системы (везде турбулентного или везде ламинарного), а также до наступления кризисных явлений в сопловом аппарате турбохолодильника указанные относительные величины сохраняют постоянные значения, если даже изменяются расход воздуха и располагаемый перепад давлений в системе. В этом состоит достоинство использования коэффициентов относительных потерь.

Если в рассматриваемых простейших схемах полагать, что основные потери связаны с протеканием воздуха через теплообменники и другие агрегаты, установленные до турбохолодильника, а гидравлическим сопротивлением сети за турбиной можно пренебречь, то коэффициент относительных потерь a будет иметь наиболее простое выражение и смысл:

$$a = \frac{\Delta p_1}{p_{\text{компр}} - p_{\text{каб}}}.$$

С помощью данного коэффициента степень понижения давления воздуха на турбине может быть вычислена по очевидной формуле

$$\pi_{ТХ} = \frac{p_{\text{компр}} - a(p_{\text{компр}} - p_{\text{каб}})}{p_{\text{каб}}} \quad (8.8)$$

Такую же форму выражения для степени понижения давления можно сохранить и в случае, когда кроме потерь давления до турбины требуется принимать во внимание и гидравлическое сопротивление участка сети после турбохолодильника. Для указанных обобщенных условий коэффициент относительных потерь можно получить из соотношения

$$\frac{p_{\text{компр}} - a(p_{\text{компр}} - p_{\text{каб}})}{p_{\text{каб}}} = \pi_{ТХ} = \frac{p_{\text{компр}} - \Delta p_1}{p_{\text{каб}} + \Delta p_2},$$

откуда

$$a = \frac{\Delta p_1 + \frac{p_{\text{компр}}}{p_{\text{каб}}} \Delta p_2}{\left(1 + \frac{\Delta p_2}{p_{\text{каб}}}\right)(p_{\text{компр}} - p_{\text{каб}})} \quad (8.9)$$

Анализ выражения (8.9) показывает, что потери давления на выходе из турбохолодильника могут заметно влиять на степень понижения давления воздуха в турбине. Во всяком случае, их роль почти во столько раз превосходит роль потерь давления на участке перед турбохолодильником, во сколько раз абсолютное давление за компрессором выше абсолютного давления воздуха в кабине. Данное обстоятельство подчеркивает важность уменьшения гидравлического сопротивления магистрали и агрегатов (влажготделителей, глушителей шума и т.п.), установленных за турбохолодильником до входа в кабину.

Из соотношений (8.8) и (8.7) можно получить компактную формулу для вычисления потребной степени сжатия воздуха в компрессоре или нагнетателе, обеспечивающей заданную степень понижения давления при известном значении коэффициента относительных потерь давления в системе,

$$\pi_k = \frac{\pi_{ТХ} - a}{1 - a} \frac{p_{\text{каб}}}{v_{\text{вз}} p^*} \quad (8.10)$$

В ходе разработки схемы СКВ полученную по формуле (8.10) или (8.7) потребную степень сжатия необходимо сопоставить с располагаемой степенью сжатия нагнетателя или той ступени компрессора, от ко-

торой производится отбор воздуха в систему. Такое сопоставление является принципиальным, поскольку если располагаемые значения степени сжатия достаточны для работы системы, то на этом может заканчиваться этап предварительного выбора структурной схемы, если же недостаточны — то требуется искать другие приемлемые варианты. В частности, возможен переход к системе, использующей турбохолодильник с наддувом.

8.4. АНАЛИЗ СИСТЕМ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ ТУРБОХОЛОДИЛЬНИКИ С НАДДУВОМ

Переход к турбохолодильнику с наддувом может быть обусловлен не только недостаточностью давления за компрессором, но и, как уже отмечалось, необходимостью обеспечить большую высотность системе либо стремлением повысить энергетическую эффективность воздушного цикла охлаждения.

Введение в систему турбохолодильника с наддувом несколько усложняет проектировочный расчет, поскольку в схеме появляется компрессор, полностью зависящий от работы турбины турбохолодильника, и он, в свою очередь, оказывает непосредственное влияние на значение степени понижения давления воздуха в турбине. Для вывода расчетных соотношений рассмотрим более подробно особенности работы турбины и компрессора в турбохолодильнике с наддувом.

Докажем справедливость приведенной выше формулы для определения мощности, развиваемой на турбине, через перепад температуры

$$N = c_p G \Delta T_{ТХ} \quad (8.11)$$

и ее применимость не только к турбинам, но и к компрессорам. Для этого обратимся к установленному в термодинамике соотношению, которым определяется удельная (приходящаяся на единицу массы газа) работа, совершаемая в идеальном процессе сжатия или расширения,

$$L = -\frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = -\frac{k}{k-1} R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (8.12)$$

где индекс "1" соответствует начальным параметрам газа, а индекс "2" — конечным.

Отличия реальных процессов от идеального можно учесть введением термодинамических коэффициентов полезного действия. Тогда получим для турбины

$$L_T = \eta_{ТХ} L, \quad (8.13)$$

а для компрессора

$$L_k = L / \eta_k. \quad (8.14)$$

Заметим, что для турбины

$$-\eta_{TX} T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \eta_{TX} T_{вхТХ} \left(1 - \pi_{ТХ}^{\frac{k-1}{k}} \right) = \Delta T_{ТХ}. \quad (8.15)$$

Аналогично для компрессора

$$\frac{1}{\eta_k} T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{1}{\eta_k} T_{вх.к} \left(\pi_{к}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \Delta T_k. \quad (8.16)$$

Из известных в термодинамике соотношений

$$c_p - c_v = R; \quad c_p / c_v = k$$

следует

$$c_p = \frac{k}{k-1} R. \quad (8.17)$$

В результате окончательно получаем

$$L_T = c_p \Delta T_{ТХ}; \quad L_k = -c_p \Delta T_k. \quad (8.18)$$

Знак минус во втором уравнении (8.18) указывает на то, что в компрессоре работа затрачивается на сжатие газа, в отличие от турбины, где в результате расширения газа энергия выделяется и может быть использована для выполнения какой-либо работы. Умножение уравнений (8.18) на расход воздуха позволяет перейти от показателей удельной работы к мгновенным мощностям компрессора и турбины:

$$N_k = c_p G_k \Delta T_k; \quad N_T = c_p G_T \Delta T_{ТХ}. \quad (8.19)$$

Таким образом, доказывается истинность формулы (8.11) и правомерность использования в ней удельной теплоемкости воздуха, соответствующей процессам, протекающим при постоянном давлении, для характеристики заведомо не изобарных явлений.

Для турбохолодильников с наддувом в случае, когда вся мощность, развиваемая турбиной, за вычетом механических потерь подводится к компрессору, справедливо соотношение

$$-N_k = \eta_{мех} N_T, \quad (8.20)$$

где $\eta_{мех}$ — механический КПД турбохолодильника.

Если при этом турбина и компрессор имеют один и тот же расход воздуха (т.е. не производится каких-либо промежуточных отборов воздуха после компрессора), то перепады температур на компрессоре и турбине оказываются приблизительно равными друг другу:

$$\Delta T_k = \eta_{мех} \Delta T_{ТХ}. \quad (8.21)$$

В общем случае с учетом возможных отборов воздуха после компрессора получаем

$$\Delta T_k = \eta_{мех} \Delta T_{ТХ} G_T / G_{к1}, \quad (8.22)$$

где G_T , $G_{к1}$ — расходы воздуха через турбину и компрессор ТХ.

Из уравнений (8.22) и (8.16) можно найти зависимость степени сжатия $\pi_{к1}$ компрессора турбохолодильника с наддувом от перепада температур, получаемого на турбине:

$$\pi_{к1} = \left(\eta_{к1} \eta_{мех} \frac{G_T}{G_{к1}} \frac{\Delta T_{ТХ}}{T_{вх.к1}} + 1 \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (8.23)$$

Это соотношение заполняет пробел, препятствовавший полному количественному описанию характера распределения давлений по тракту системы, содержащей турбохолодильник с наддувом. Располагая зависимостью (8.23), можно перейти к отысканию потребной степени сжатия компрессора двигателя или нагнетателя, обеспечивающего подачу воздуха в рассматриваемую систему. Воспользуемся для этого приведенным выше методом оценки гидравлических сопротивлений в системе с помощью коэффициентов относительных потерь. Чтобы учесть наличие дополнительного компрессора, разобьем всю магистраль на два отдельных участка: 1) от входа в систему до компрессора турбохолодильника и 2) от компрессора турбохолодильника до входа в кабину. Гидравлическое сопротивление на первом участке будем оценивать отношением

$$a_1 = \frac{\Delta p_1}{p_{компр} - p_{каб}}, \quad (8.24)$$

где $p_{компр}$ — давление за компрессором двигателя на входе в систему.

Для второго участка используем выражение, аналогичное формуле (8.9),

$$a_2 = \frac{\Delta p_3 + \frac{p_{к1}}{p_{каб}} \Delta p_2}{\left(1 + \frac{\Delta p_2}{p_{каб}} \right) (p_{к1} - p_{каб})}, \quad (8.25)$$

где Δp_3 — потери давления в промежутке от компрессора до турбины турбохолодильника; Δp_2 — потери давления на участке от турбины до входа в кабину; $p_{к1}$ — давление за компрессором турбохолодильника.

С учетом принятых обозначений степень понижения давления воздуха на турбине турбохолодильника можно выразить следующим образом:

$$\pi_{\text{ТХ}} = \{ [p_{\text{компр}} - a_1(p_{\text{компр}} - p_{\text{каб}})] \pi_{\text{к1}} - a_2(p_{\text{к1}} - p_{\text{каб}}) \} / p_{\text{каб}}. \quad (8.26)$$

Поскольку

$$p_{\text{к1}} = [p_{\text{компр}} - a_1(p_{\text{компр}} - p_{\text{каб}})] \pi_{\text{к1}} \quad (8.27)$$

и

$$p_{\text{компр}} = \pi_{\text{к}} v_{\text{вз}} p^*, \quad (8.28)$$

то после преобразований получаем

$$\pi_{\text{ТХ}} = (1 - a_2) \pi_{\text{к1}} \left[(1 - a_1) \pi_{\text{к}} \frac{v_{\text{вз}} p^*}{p_{\text{каб}}} + a_1 \right] + a_2. \quad (8.29)$$

Из уравнений (8.29) и (8.23) находим интересующее нас выражение для потребной степени сжатия воздуха в компрессоре двигателя или в кабинном нагнетателе для случая применения в системе турбохолодильника с наддувом

$$\pi_{\text{к}} = \frac{\frac{\pi_{\text{ТХ}} - a_2}{1 - a_2} \left(\eta_{\text{к1}} \eta_{\text{мех}} \frac{G_{\text{т}}}{G_{\text{к1}}} \frac{\Delta T_{\text{ТХ}}}{T_{\text{вх.к1}}} + 1 \right)^{-3.5} - a_1}{1 - a_1} \frac{p_{\text{каб}}}{v_{\text{вз}} p^*}. \quad (8.30)$$

В правой части уравнения (8.30) правильно было бы использовать только одну из взаимозависимых величин $\Delta T_{\text{ТХ}}$ и $\pi_{\text{ТХ}}$. Однако замена величины $\pi_{\text{ТХ}}$ зависимостью (8.6) не упрощает вычислений и в то же время придает соотношению (8.30) более громоздкий вид. Поэтому можно считать целесообразным использование выражения (8.30) в полученной выше форме.

Вычисление потребной степени сжатия по соотношению (8.30) или (8.10) необходимо производить для всех сравниваемых между собой расчетных случаев, например для полета с максимальной скоростью на высоте или у земной поверхности, когда требуется наибольшее охлаждение в турбохолодильнике подаваемого в кабину воздуха; для планирования с больших высот, когда двигатель работает на оборотах холостого хода и давление за компрессором минимально; для каких-либо других расчетных случаев, характерных для данного летательного аппарата. Полученные данные должны служить основой для проектирования специального нагнетателя или для выбора ступени или нескольких ступеней осевого компрессора двигателя, за которыми желательно отбирать воздух в систему кондиционирования.

8.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ОТБОРА ВОЗДУХА

При определении точки отбора воздуха от компрессора двигателя требуется достаточно подробно знать его характеристики. Однако в первом приближении можно исходить из предположения, что все ступени обеспечивают одинаковую степень сжатия. Тогда общая степень сжатия может быть выражена простым соотношением

$$\pi_{\text{к}\Sigma} = \pi_{(1)}^N, \quad (8.31)$$

где $\pi_{(1)}$ — степень сжатия одной ступени многоступенчатого компрессора; N — общее число ступеней в компрессоре.

Пусть для получения заданной степени сжатия требуется n ступеней, т.е.

$$\pi_{\text{к}} = \pi_{(1)}^n. \quad (8.32)$$

Тогда n можно определить из очевидной зависимости

$$n = N(\lg \pi_{\text{к}} / \lg \pi_{\text{к}\Sigma}) \quad (8.33)$$

или, когда известна степень сжатия одной ступени,

$$n = \lg \pi_{\text{к}} / \lg \pi_{(1)}. \quad (8.34)$$

В результате вычислений по формулам (8.33) или (8.34) число n может получиться не целым. Очевидно, что физически это невозможно, и полученную величину следует округлить до ближайшего большего целого, уточнив соответствующим образом значение располагаемой степени сжатия:

$$\pi_{\text{к.факт}} = \pi_{\text{к}\Sigma}^{\frac{n_{\text{факт}}}{N}} = \pi_{(1)}^{n_{\text{факт}}}. \quad (8.35)$$

Знание расчетной ступени отбора воздуха особенно полезно в том случае, когда предполагаемый для использования на летательном аппарате двигатель находится еще в той стадии разработки, на которой требуется обеспечить отбор воздуха от заданной ступени может быть удовлетворено без особого труда. Однако на практике нередко оказывается, что к моменту проектирования системы кондиционирования двигатель уже готов и имеющиеся точки отбора воздуха на нем не совпадают с требуемой. В такой ситуации приходится использовать воздух от ближайшей более высокой ступени или применять какие-нибудь комбинированные системы отбора, например эжектирование и поджатие высоконапорным воздухом воздуха, отбираемого от начальных ступеней компрессора, и т.п.

Следует заметить, что отбор воздуха от более высокой ступени, чем требуется, является весьма нежелательным, поскольку излишняя

степень сжатия приводит к возрастанию затрат энергии на функционирование системы и к увеличению ее массы, так как в этом случае приходится отводить дополнительное количество теплоты и увеличивать прочность если не всех элементов системы, то хотя бы элементов ее начального участка.

После завершения рассмотренного предварительного этапа расчета необходимо произвести оценку правильности принимавшихся в расчете допущений. Для этого требуется вычислить значения температур воздуха после компрессора двигателя на входе в систему и после каждого из имеющихся в линии охлаждения элементов, опираясь на предполагаемые значения термодинамической эффективности каждого из них (т.е. на значения КПД компрессора, всех примененных теплообменников, на возможные потери теплоты в трубопроводах и т.п.). Полученная в результате температура на выходе из турбохолодильника должна быть не выше заданной и не слишком отличающейся от нее. При невыполнении первого условия необходимо уточнить потребную степень понижения давления на турбине и, соответственно, потребную степень сжатия в компрессоре (если предполагать, что повышение термодинамических КПД агрегатов невозможно или оказывается недостаточно эффективным). Второй результат, т.е. слишком большой запас по температуре, означает, что можно уменьшить эффективность каких-либо элементов системы и благодаря этому снизить их массу, экономия которой является весьма важной для авиационной техники.

Итогом проведенного анализа должно стать определение расчетных условий работы и проектных параметров отдельных агрегатов системы для составления предварительного технического задания на их разработку или выбор из числа имеющихся. К указанным условиям и параметрам относятся: температуры на входе и выходе каждого агрегата; их гидравлическое сопротивление; рабочий диапазон давлений; характеристика внешних условий, существенных для функционирования данного устройства и т.д.

8.6. ПРИБЛИЖЕННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСТАНОВОЧНОЙ МАССЫ СКВ

Массу СКВ можно рассчитать, имея полный комплект рабочих чертежей соответствующих агрегатов и элементов системы или паспортные данные подходящих готовых изделий. Но на ранней стадии проектирования подобная информация, как правило, еще отсутствует и лишь некоторые простейшие задачи можно решить теоретически. К числу таких задач можно отнести предварительный расчет размеров и массы трубопроводов.

Общие сведения о воздухопроводах систем кондиционирования приведены в разд. 4.5.

Диаметр трубопровода легко определить по уравнению расхода

$$G = \rho c F, \quad (8.36)$$

где G — расход воздуха через трубопровод, кг/с; ρ — плотность воздуха, кг/м³; c — скорость движения воздуха по трубе, м/с; F — площадь поперечного сечения трубы, м². Для круглого трубопровода $F = \pi d^2/4$, где d — внутренний диаметр трубы, м. Выражая плотность воздуха через его давление и температуру с помощью уравнения Клапейрона—Менделеева, получаем

$$d = 2\sqrt{GRT / (\pi c p)}, \quad (8.37)$$

где R — газовая постоянная, для воздуха $R = 287$ Дж/(кг·К); T — абсолютная температура, К; p — давление, Па. Формула (8.37) позволяет определить диаметр трубопровода на каждом из участков с различающимися параметрами воздуха. Ясно, что чем больше допустимая скорость потока, тем меньше диаметр и тем легче трубопровод. Однако чем больше скорость, тем больше гидравлическое сопротивление тракта и тем больше затраты энергии на сжатие воздуха. Следовательно, при ограничении скорости по гидравлическому сопротивлению возможно решение задачи с поиском оптимума по критерию стартовой массы (описываемому в гл. 13).

Однако чаще всего максимальная разрешенная скорость ограничивается сверху акустическими соображениями, т.е. нормами на допустимые уровни шума, возникающего в трубопроводах. Скорости, соответствующие этим нормам, как указано в разд. 4.5, составляют: для воздухопроводов вне кабин до 100 м/с; для воздухопроводов внутри кабин на пассажирских самолетах 15...20 м/с, для маневренных самолетов до 30 м/с. При таких жестких ограничениях задача определения расчетных диаметров трубопроводов становится тривиальной. Необходимо лишь отметить, что полученный результат необходимо сопоставлять с существующими нормативами (стандартами) на размеры труб.

Толщина стенок определяется по условию предотвращения продольного разрыва трубопровода:

$$\delta \geq \frac{pd}{2\sigma_{\text{доп}}}, \quad (8.38)$$

где δ — толщина стенки, мм; p — давление, Па; d — внутренний диаметр трубы, мм; $\sigma_{\text{доп}}$ — допускаемое напряжение на разрыв для материала трубопровода, Н/м². В результате расчета по формуле (8.38) можно получить толщины меньше или больше указанных в разд. 4.5. Из двух значений — расчетного и приведенного выше — следует выбирать наибольшее, с учетом действующих стандартов на толщины стенок труб.

Теперь можно определить массу одного погонного метра трубы для рассматриваемого участка магистрали по формуле

$$M_{п.м} = \pi(D - \delta)\delta\rho_{ст}, \quad (8.39)$$

где $M_{п.м}$ — масса погонного метра трубы, кг/м; D — наружный диаметр трубы, м; δ — толщина стенки трубы, м; $\rho_{ст}$ — плотность материала, из которого изготовлена труба, кг/м³ ($\rho_{ст}$ для стали равна 7860 кг/м³, для титана — 4500 кг/м³, для алюминиевых сплавов — 2500...2800 кг/м³). Измерив по чертежу компоновки летательного аппарата примерную длину соответствующих участков трубопроводов, можно приближенно найти их общую массу.

Другой задачей, которую можно решить теоретически, является определение шага установки температурных компенсаторов на прямолинейных участках трубопроводов. Рассмотрим эту задачу для сильфонного компенсатора, показанного на рис. 4.5 (схема III). Для обеспечения продольной устойчивости длина l такого компенсатора обычно не превосходит двух диаметров трубопровода d , в котором он устанавливается: $l \leq 2d$. Допустимое компенсационное перемещение Δl фланцев сильфона вдоль его оси, как правило, не должно превышать 10 % от длины l сильфона, т.е. $\Delta l \leq 0,2d$.

Изменение Δl длины трубы при изменении температуры может быть вычислено по формуле

$$\Delta l = \alpha \Delta T L_0, \quad (8.40)$$

где α — коэффициент линейного температурного расширения материала, 1/°C; ΔT — разность между конечным и начальным значениями температуры; L_0 — начальная длина трубы, для рассматриваемого случая равная требуемому шагу установки температурных компенсаторов.

Из выражения (8.40) следует

$$L_0 \leq 0,2d / (\alpha \Delta T), \quad (8.41)$$

что для алюминиевой трубы диаметром 50 мм и перепада температур 250 °C дает $L_0 \leq 1,6$ м.

Остальные соотношения для установочной массы различных элементов СКВ были получены на основе анализа имеющихся статистических данных.

Например, для теплообменников весьма четко прослеживается зависимость их массы и объема от размеров поверхности, через которую осуществляется теплообмен. Указанные размеры определяются по заданной величине теплосъема исходя из соотношения

$$Q = k \Delta T F_{ТО}, \quad (8.42)$$

где Q — теплосъем в теплообменнике, вычисляемый по требуемой разности температур горячего теплоносителя на входе $T_{г1}$ и выходе $T_{г2}$:

$$Q = c_p G (T_{г1} - T_{г2}); \quad (8.43)$$

k — коэффициент теплопередачи, обеспечиваемый в данном теплообменнике и зависящий от вида теплоносителей, режима их движения и т.п.; ΔT — температурный напор, вычисляемый как среднелогарифмическая величина:

$$\Delta T = \frac{\Delta T_6 - \Delta T_m}{\ln \frac{\Delta T_6}{\Delta T_m}} \quad (8.44)$$

(ΔT_6 , ΔT_m — большая и меньшая разности температур теплоносителей на входе и выходе теплообменника) или, приближенно, как среднеарифметическая разность температур между теплоносителями:

$$\Delta T = \frac{T_{г1} + T_{г2}}{2} - \frac{T_{х1} + T_{х2}}{2}; \quad (8.45)$$

$F_{ТО}$ — площадь поверхности теплообмена.

Имеющиеся данные показывают, что установочная масса $M_{ТО}$ и занимаемый объем $V_{ТО}$ воздухо-воздушных теплообменников примерно пропорциональны площади поверхности теплообмена:

$$M_{ТО} = \gamma_{ТО} F_{ТО}, \quad (8.46)$$

$$V_{ТО} = \beta_{ТО} F_{ТО}, \quad (8.47)$$

где $\gamma_{ТО}$ — удельная масса теплообменника, приходящаяся на единицу площади поверхности теплообмена и зависящая от типа теплообменника (например, для теплообменников из алюминиевых сплавов $\gamma_{ТО} = 1,0...1,5$ кг/м²; из стали — $\gamma_{ТО} = 1,8...2,5$ кг/м²); $\beta_{ТО}$ — удельный объем теплообменника, приходящийся на единицу площади поверхности теплообмена, $\beta_{ТО} = 1,5...3,5$ дм³/м² [61].

В результате обработки статистических данных по другим агрегатам существующих авиационных СКВ с применением методов регрессионного анализа были получены зависимости для определения их масс.

Далее приводятся полученные зависимости для масс различных агрегатов СКВ с возможными среднеквадратическими отклонениями данных, коэффициент корреляции и величина массива исходной информации. Для всех формул масса выражается в килограммах.

Топливоздушные и испарительные теплообменники

$$M_{ТО} = 2,229 + 4,325 F_{ТО}, \quad (8.48)$$

где $F_{ТО}$ — площадь поверхности теплообмена, м². Среднеквадратическое отклонение составляет 1,88 кг; коэффициент корреляции — 0,551; массив информации — 19 точек. Можно отметить, что топливоздушные и испарительные теплообменники заметно тяжелее воздухо-воздушных.

Турбохолодильники

$$M_{\text{ТХ}} = 0,792 + 0,008185G_{\text{ТХ}}, \quad (8.49)$$

где $G_{\text{ТХ}}$ — расход воздуха через турбохолодильник, кг/ч. Среднеквадратическое отклонение составляет 3,55 кг; коэффициент корреляции — 0,916; массив информации — 44 точки.

Сетевые регуляторы избыточного и абсолютного давлений

$$M_{\text{СРД}} = 0,571 + 0,04532D, \quad (8.50)$$

где D — диаметр трубопровода, на котором устанавливается регулятор, мм. Среднеквадратическое отклонение составляет 0,954 кг; коэффициент корреляции — 0,686; массив информации — 39 точек.

Заслонки смесительные и регулирующие

$$M_{\text{Засл}} = 1,288 + 0,288D, \quad (8.51)$$

где D — диаметр трубопровода, на котором устанавливается заслонка, мм. Среднеквадратическое отклонение — 1,431 кг; коэффициент корреляции — 0,767; массив информации — 69 точек.

Влагоотделители

$$M_{\text{ВО}} = 1,091 + 0,002258G_{\text{ВО}}, \quad (8.52)$$

где $G_{\text{ВО}}$ — расход воздуха через влагоотделитель, кг/ч. Среднеквадратическое отклонение составляет 2,91 кг; коэффициент корреляции — 0,680; массив информации — 24 точки.

Фильтры

$$M_{\text{Ф}} = 0,498 + 0,004027G_{\text{Ф}}, \quad (8.53)$$

где $G_{\text{Ф}}$ — расход воздуха через фильтр, кг/ч. Среднеквадратическое отклонение составляет 1,18 кг; коэффициент корреляции — 0,937; массив информации — 14 точек.

Глушители шума

$$M_{\text{Гл}} = 1,991 + 0,001622G_{\text{Гл}}, \quad (8.54)$$

где $G_{\text{Гл}}$ — расход воздуха через глушитель, кг/ч. Среднеквадратическое отклонение составляет 1,03 кг; коэффициент корреляции — 0,948; массив информации — 5 точек.

Обратные клапаны

$$M_{\text{ОК}} = 0,036 + 0,004481D, \quad (8.55)$$

где D — диаметр трубопровода, на котором устанавливается обратный клапан, мм. Среднеквадратическое отклонение составляет 0,126 кг; коэффициент корреляции — 0,870; массив информации — 48 точек.

Соединения (стыки) трубопроводов

Для стальных труб

$$M_{\text{ст}} = 0,107 + 0,00463D. \quad (8.56)$$

Для алюминиевых труб

$$M_{\text{ст}} = 0,00624 + 0,002D. \quad (8.57)$$

Здесь D — диаметр трубопровода, мм.

Крепления трубопроводов к каркасу ЛА (кронштейны с хомутами)

Для стальных труб

$$M_{\text{кр}} = -0,0043 + 0,00165D. \quad (8.58)$$

Для алюминиевых труб

$$M_{\text{кр}} = 0,009 + 0,0005D. \quad (8.59)$$

Здесь D — диаметр трубопровода, мм.

Определением примерной массы и технических параметров отдельных элементов завершается стадия предварительного эскизного проектирования системы кондиционирования. Последующее уточнение структуры системы, выбор того или иного варианта конкурирующих схем производятся с помощью сравнения систем по тем или иным критериям качества и эффективности, в частности по оценке влияния системы на летные данные летательного аппарата, как это предлагается в гл. 13.

Глава 9

УЧЕТ ВЛАЖНОСТИ ВОЗДУХА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ АВИАЦИОННЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Для современной авиации в основном характерны достаточно большие высоты полета, на которых влажность атмосферного воздуха относительно мала и ее влияние на работу и характеристики авиационных систем кондиционирования можно не принимать во внимание. Однако на ряде режимов, в частности при полетах на малой высоте в летний период в районах с высокой относительной влажностью и высокой температурой окружающей среды, количество водяных паров в атмосфере может оказаться столь значительным (рис. 9.1), что становится неизбежной конденсация влаги в агрегатах систем охлаждения. Это может привести к существенному отличию параметров воздуха на входе в кабину от расчетных, а в некоторых случаях к поступлению в кабину тумана или снега. Очевидно, что для прогнозирования подобных явлений учет влажности необходим.

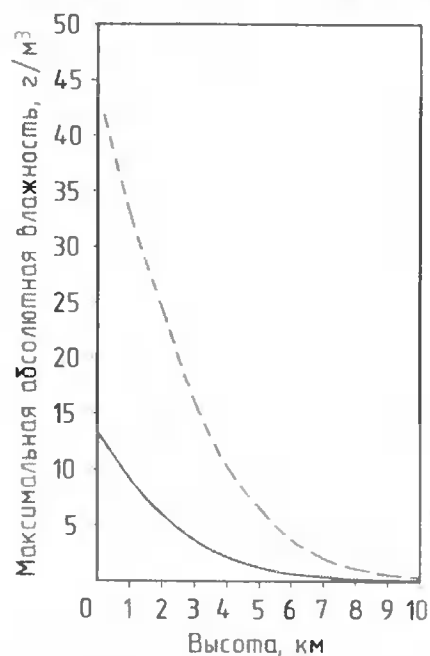


Рис. 9.1. Зависимость максимальной абсолютной влажности воздуха от высоты полета:

— для стандартных атмосферных условий; - - - для повышенных на 22 °C температур

Другой задачей, в которой нельзя обойтись без учета свойств влажного воздуха, является расчет испарительных теплообменников с впрыском воды в продувочной линии, в результате которого влажность продувочного воздуха повышается, а температура понижается за счет отвода теплоты, идущей на испарение жидкости.

Еще одним примером воздействия влажности можно считать накопление воды в слое теплозвукоизоляции, примыкающем к наружной стенке фюзеляжа пассажирского самолета. Испарение этого конденсата обычно затруднено, и вода со временем может накапливаться в изоляционном слое, ухудшая его теплозащитные свойства, а иногда и весьма заметно увеличивая его массу (в больших самолетах — на несколько сотен килограммов!). Для предотвращения негатив-

ных последствий влажности приходится принимать различные конструктивные меры, вплоть до установки специальных клапанов слива конденсата на нижней поверхности фюзеляжа.

Для детального анализа рассмотренных ситуаций требуется использовать теорию тепло- и массообмена, а также закономерности термодинамики влажного воздуха.

9.1. ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

Обычно предполагается, что влажный воздух подчиняется всем законам, справедливым для смесей идеальных газов. Наличие влаги в воздухе количественно может быть охарактеризовано различными показателями. К ним относятся: абсолютная влажность, относительная влажность, влагосодержание, парциальное давление водяного пара, температура точки росы t_p , степень насыщения и некоторые другие.

Абсолютной влажностью e_n называют количество (массу) водяного пара, содержащегося в 1 м³ влажного воздуха. В соответствии с приведенным определением абсолютная влажность совпадает по величине с плотностью пара ρ_n или с его концентрацией ω_n во влажном воздухе. При любой фиксированной температуре в единице объема в парообразном состоянии может устойчиво находиться не более определенного количества влаги. Это количество характеризует насыщенное состояние пара и соответствует максимально возможной абсолютной влажности воздуха $e_{n,n}$ при рассматриваемой температуре. Всякое дополнительное поступление пара в пространство, где находится насыщенный водяной пар, приводит к конденсации избытка влаги.

Если количество пара в объеме меньше, чем могло бы быть в состоянии насыщения при данной температуре, то говорят, что пар находится в ненасыщенном (перегретом) состоянии. Для характеристики такого состояния пользуются понятием относительной влажности. *Относительная влажность ϕ* паровоздушной смеси представляет собой отношение абсолютной влажности ненасыщенного (перегретого) водяного пара e_n к абсолютной влажности пара $e_{n,n}$ в состоянии насыщения при той же температуре. Обычно относительная влажность выражается в процентах, т.е.

$$\phi = (e_n / e_{n,n}) \cdot 100. \quad (9.1)$$

Влагосодержанием d влажного воздуха называют величину, показывающую, какая масса пара m_n приходится на единицу массы m_v сухого воздуха, содержащегося в смеси. Для удобства влагосодержание измеряют количеством граммов водяного пара, приходящимся на 1 кг сухого воздуха:

$$d = (m_n / m_v) \cdot 1000. \quad (9.2)$$

Рассматривая влажный воздух как смесь, состоящую из сухого воздуха и водяного пара, можно на основании закона Дальтона записать

$$p_6 = p_v + p_n, \quad (9.3)$$

где p_6 — общее (барометрическое) давление смеси; p_v, p_n — парциальные давления сухого воздуха и водяного пара соответственно.

Пользуясь уравнением Клапейрона—Менделеева для компонентов смеси, можно найти:

$$p_v V = m_v (R^* / \mu_v) T, \quad (9.4)$$

$$p_n V = m_n (R^* / \mu_n) T, \quad (9.5)$$

где V — объем, занимаемый смесью; m_v, m_n — массы воздуха и пара соответственно; R^* — универсальная газовая постоянная, $R^* = 8314$ Дж/(моль·К); μ_v, μ_n — молярные массы сухого воздуха и водяного пара соответственно, $\mu_v = 28,96$ кг/моль, $\mu_n = 18,016$ кг/моль; T — абсолютная температура смеси.

Из уравнения (9.5) следует, что парциальное давление пара пропорционально абсолютной влажности воздуха. Действительно,

$$p_n = \frac{m_n}{V} \frac{R^*}{\mu_n} T = e_n \frac{R^*}{\mu_n} T, \quad (9.6)$$

так как $e_n = m_n/V$ по определению.

Значит,

$$p_{n,n} = e_{n,n} (R^* / \mu_n) T. \quad (9.7)$$

Отсюда следует, что относительная влажность воздуха может быть выражена не только через отношение абсолютных влажностей, но и через соответствующее отношение парциальных давлений:

$$\varphi = (e_n / e_{n,n}) \cdot 100 = (p_n / p_{n,n}) \cdot 100. \quad (9.8)$$

Последнее соотношение в ряде случаев оказывается более удобным, так как давление насыщенного пара, как известно из термодинамики, является функцией только температуры. Уравнение линии насыщения, т.е. зависимость парциального давления водяного пара на линии насыщения от температуры (или — что, по существу, то же самое — зависимость температуры кипения воды от давления), до настоящего времени теоретически не определено, и при расчетах пользуются либо специальными таблицами, либо приближенными аппроксимирующими формулами. В частности, для интервала температур от 0 до 100 °С можно использовать следующее соотношение [55]:

$$\lg p_{n,n} = 0,622 + \frac{7,5 t_n}{238 + t_n}, \quad (9.9)$$

где $p_{n,n}$ — парциальное давление насыщенного водяного пара, мм рт. ст., t_n — температура, °С.

Согласно решению Международного комитета по уравнениям для воды и водяного пара (ИФК) при составлении таблиц в интервале температур от 0 °С до окрестности критической точки используется следующее уравнение линии насыщения [51]:

$$\beta_k(\theta) = \exp \sum_{v=0}^{v=11} k_v T_v(u). \quad (9.10)$$

Здесь β_k — безразмерное приведенное давление насыщения,

$$\beta_k = p_{n,n} / p_{кр}; \quad (9.11)$$

θ — безразмерная приведенная температура,

$$\theta = T / T_{кр}; \quad (9.12)$$

$p_{кр}, T_{кр}$ — критические параметры водяного пара,

$$p_{кр} = 22,12 \text{ МПа}, T_{кр} = 647,3 \text{ К};$$

u — параметр, подсчитываемый по формуле

$$u = \frac{K_0 (\theta^{-1} - K_1)^{0,4} - K_2}{K_3}, \quad (9.13)$$

где $K_0 = 2,0$; $K_1 = 0,95$; $K_2 = 1,45220717$; $K_3 = -0,84878953$;

$T_v(u)$ — функция, являющаяся полиномом Чебышева (или T -полиномом) степени v . Первые два члена этого полинома задаются соотношениями $T_0(u) = 1$ и $T_1(u) = u$. Остальные члены рассчитываются по рекуррентной формуле:

$$T_v(u) = 2u T_{v-1}(u) - T_{v-2}(u); \quad (9.14)$$

k_v — постоянные коэффициенты:

$$k_0 = -4,0596821; k_1 = 5,1322555; k_2 = -1,1842407; k_3 = 1,1779592 \cdot 10^{-1}; k_4 = -5,1576420 \cdot 10^{-3}; k_5 = -1,4689537 \cdot 10^{-3}; k_6 = 5,3622818 \cdot 10^{-4}; k_7 = 1,2455399 \cdot 10^{-4}; k_8 = -4,9154288 \cdot 10^{-5}; k_9 = 4,6302565 \cdot 10^{-5}; k_{10} = 1,5301334 \cdot 10^{-5}; k_{11} = -2,0954530 \cdot 10^{-5}.$$

Рассмотренное уравнение линии насыщения несмотря на свою относительную сложность является достаточно удобным для расчетов на ЭВМ.

Через парциальное давление водяного пара может быть определена не только относительная влажность, но и влагосодержание. Действительно, используя уравнения (9.2), (9.4) и (9.5), можно записать выражение

$$d = \frac{\mu_n p_n}{\mu_v p_v} \cdot 1000. \quad (9.15)$$

Подставив в (9.15) соответствующие значения молярных масс и выразив p_v через p_6 и $p_{н.п}$, получим

$$d = \frac{18,016}{28,96} \frac{p_{н.п}}{p_6} \cdot 1000 = 622 \frac{p_{н.п}}{p_6 - p_{н.п}}. \quad (9.16)$$

Из уравнения (9.16) легко следует обратная зависимость парциального давления пара от влагосодержания:

$$p_{н.п} = p_6 \frac{d}{622 + d}. \quad (9.17)$$

Полученное соотношение показывает, что *при постоянном влагосодержании парциальное давление пара изменяется пропорционально изменению давления смеси.*

По формуле (9.16) можно найти влагосодержание, насыщающее воздух при данных давлении и температуре:

$$d_{н.п} = 622 \frac{p_{н.п}}{p_6 - p_{н.п}}. \quad (9.18)$$

Зависимость (9.18) показывает, что *с увеличением давления p_6 смеси (при постоянной температуре) насыщающее влагосодержание уменьшается* (в отличие от абсолютной влажности насыщенного пара). Этим объясняется,

в частности, почему при сжатии влажного газа и последующем выравнивании его температуры с температурой окружающей среды в некоторых случаях происходит конденсация влаги. Следует отметить, что в самом процессе сжатия, если оно происходит без существенного отвода теплоты, конденсация влаги невозможна, так как в результате адиабатического роста температуры давление насыщения возрастает быстрее, чем нарастает соответствующее парциальное давление водяного пара (рис. 9.2). И, напротив, при расширении газа (например, в турбохолодильнике) конденсация влаги является весьма вероятной.

В этой связи представляет интерес анализ данных, приведенных в табл. 9.1. Эти данные позволяют не только сопоставить количества водяного пара в единице объема при различных температу-

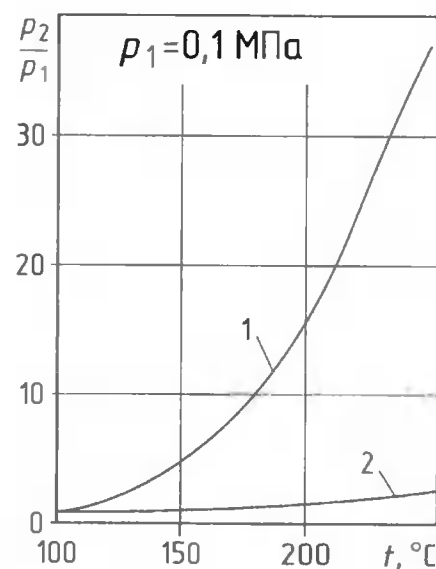


Рис. 9.2. Соотношения между давлением и температурой, соответствующие уравнению адиабаты (2) и уравнению линии насыщения водяного пара (1)

рах, но и оценить, сколько воды сконденсируется при известном атмосферном влагосодержании и заданной температуре на выходе из системы в наземных условиях.

Таблица 9.1.

Зависимость параметров насыщения от температуры

Параметры	Температура, °C						
	100	37	25	20	15	10	5
Парциальное давление насыщенного пара, кПа	101,3	6,27	3,17	2,34	1,7	1,23	0,87
Абсолютная влажность, г/м³	588	43,8	23	17,3	12,8	9,39	6,79
Насыщающее влагосодержание, г/кг сух. возд. при атмосферном давлении (101 325 Па)	∞	41,1	20,1	14,7	10,6	7,63	5,4

Параметры	Температура, °C						
	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30
Парциальное давление насыщенного пара, кПа	0,61	0,4	0,26	0,16	0,1	0,07	0,04
Абсолютная влажность, г/м³	4,84	3,22	2,12	1,39	0,9	0,58	0,37
Насыщающее влагосодержание, г/кг сух. возд. при атмосферном давлении (101 325 Па)	3,77	2,45	1,58	1,02	0,65	0,41	0,25

Степень насыщения ψ является параметром, аналогичным относительной влажности ϕ , только представляет собой отношение влагосодержаний перегретого и насыщенного пара при одних и тех же давлении и температуре:

$$\psi = \frac{d_{н.п}}{d_{н.п}} \cdot 100 = \frac{p_{н.п} (p_6 - p_{н.п})}{p_{н.п} (p_6 - p_{н.п})} \cdot 100 = \phi \frac{p_6 - p_{н.п}}{p_6 - p_{н.п}}, \% \quad (9.19)$$

Как видно из зависимости (9.19), степень насыщения совпадает с относительной влажностью в двух крайних точках (при 0 и 100 %) и характеризуется несколько меньшими, чем относительная влажность, значениями внутри всей остальной части интервала.

Завершая характеристику перечисленных в начале раздела показателей влажности воздуха, отметим, что *температурой точки росы t_p* называ-

ют температуру, до которой требуется охладить влажный воздух, чтобы было достигнуто состояние насыщения и началась конденсация водяных паров.

Наличие среди приведенных выше показателей близких или похожих друг на друга объясняется тем, что изучение свойств влажного воздуха началось в разных разделах науки — физике, метеорологии, теплотехнике — и при решении различных задач более удобными оказываются различные параметры.

* Плотность влажного воздуха меньше, чем плотность воздуха, не содержащего влаги, при одинаковых условиях по температуре и давлению:

$$\begin{aligned}\rho_{\text{вл}} &= \frac{m_{\text{в}} + m_{\text{п}}}{V} = \frac{p_{\text{в}} \mu_{\text{в}}}{R^* T} + \frac{p_{\text{п}} \mu_{\text{п}}}{R^* T} = \frac{\mu_{\text{в}}}{R^* T} \left[(p_{\text{б}} - p_{\text{п}}) + \frac{\mu_{\text{п}}}{\mu_{\text{в}}} p_{\text{п}} \right] = \\ &= \frac{\mu_{\text{в}}}{R^* T} \left[p_{\text{б}} - p_{\text{п}} \left(1 - \frac{\mu_{\text{п}}}{\mu_{\text{в}}} \right) \right] = \\ &= \frac{p_{\text{б}} \mu_{\text{в}}}{R^* T} \left(1 - 0,378 \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{б}}} \right) = \frac{p_{\text{б}} \mu_{\text{в}}}{R^* T} \left(1 - \frac{0,378d}{622 + d} \right).\end{aligned}\quad (9.20)$$

Сомножитель $p_{\text{б}} \mu_{\text{в}} / (R^* T)$ представляет собой не что иное, как плотность воздуха, не содержащего водяных паров. Следовательно, плотность влажного воздуха, действительно, немного меньше, чем плотность сухого воздуха (до 1 % в обычных и до 3 % в жарких климатических условиях). Между прочим, это содействует испарению воды из водоемов и с других поверхностей, так как возникающая естественная конвекция обеспечивает поступление к ним свежих потоков воздуха, взамен поднимающихся вверх увлажненных воздушных масс даже при отсутствии разности температур.

Удельная теплоемкость влажного воздуха $c_{\text{вл}}$ (обычно теплоемкость относят к массе сухой части воздуха) определяется выражением

$$c_{\text{вл}} = c_p + c_{\text{п}} (d / 1000), \quad (9.21)$$

где c_p , $c_{\text{п}}$ — удельные теплоемкости сухого воздуха и водяного пара соответственно.

Одной из наиболее важных характеристик влажного воздуха, очень широко используемой при расчетах, в особенности для процессов, в которых происходят фазовые переходы, является *энтальпия*. Влажный воздух обладает энтальпией, которая складывается из энтальпии сухого воздуха и энтальпии влаги, находящейся в воздухе во всех состояниях, с учетом теплоты фазового перехода.

Энтальпия сухого воздуха $I_{\text{в}}$ определяется по известной зависимости

$$I_{\text{в}} = c_p t. \quad (9.22)$$

Энтальпию водяного пара $I_{\text{п}}$ принято определять по формуле вида

$$I_{\text{п}} = A + Bt, \quad (9.23)$$

где A — величина, близкая к удельной теплоте парообразования при 0 °С; B — величина, близкая к удельной теплоемкости пара при постоянном давлении.

Различными авторами приводятся формулы для определения $I_{\text{п}}$, несколько отличающиеся друг от друга. По Л.К. Рамзину [34]

$$I_{\text{п}} = 2490 + 1,97t. \quad (9.24)$$

В работе А.В. Болгарского [9] рекомендуется зависимость

$$I_{\text{п}} = 2500 + 1,76t. \quad (9.25)$$

Анализ таблиц М.П. Вукаловича [51] показывает, что погрешность определения $I_{\text{п}}$ не превосходит 0,2 % в диапазоне температур от 0 до 100 °С и 0,04 % в диапазоне температур от 0 до 80 °С, если пользоваться соотношением вида

$$I_{\text{п}} = 2500 + 1,80t. \quad (9.26)$$

Энтальпию влажного воздуха принято относить к массе сухого воздуха, находящегося в смеси. Тогда

$$I_{\text{вл}} = I_{\text{в}} + I_{\text{п}} d / 1000. \quad (9.27)$$

Если воздух содержит не только водяные пары, но и взвешенную капельную влагу ($d_{\text{к}}$, г/кг сух. возд.), а также кристаллы льда ($d_{\text{л}}$, г/кг сух. возд.), то в формуле (9.27) должны добавиться соответствующие члены:

$$I_{\text{вл}} = I_{\text{в}} + I_{\text{п}} \frac{d}{1000} + I_{\text{ж}} \frac{d_{\text{к}}}{1000} + I_{\text{л}} \frac{d_{\text{л}}}{1000}, \quad (9.28)$$

где $I_{\text{ж}}$ — энтальпия воды, равная произведению удельной теплоемкости воды на ее температуру; считая, что в установившемся состоянии температура жидкости равна температуре смеси, можно записать

$$I_{\text{ж}} = 4,19t; \quad (9.29)$$

$I_{\text{л}}$ — энтальпия льда, для вычисления которой требуется учитывать помимо теплоемкости льда $c_{\text{л}}$ еще и теплоту замерзания:

$$I_{\text{л}} = c_{\text{л}} t - r_{\text{пл}}. \quad (9.30)$$

Поскольку $c_{\text{л}} = 2,09$ кДж/(кг·К); $r_{\text{пл}} = 335$ кДж/кг, то можно записать

$$I_{\text{л}} = -(335 - 2,09t). \quad (9.31)$$

В результате получаем следующее количественное соотношение для энтальпии влажного воздуха:

$$I_{\text{вл}} = c_p t + (2500 + 1,80t) \frac{d}{1000} + \frac{4,19td_i}{1000} + (2,09t - 335) \frac{d_i}{1000}. \quad (9.32)$$

Выражение (9.32) используется во всех случаях, когда температуру удобно представлять в градусах Цельсия: при расчетах наземных систем кондиционирования, построении I - d -диаграмм и т.д. Для авиационных систем кондиционирования, характеризующихся широким диапазоном изменения давления по тракту, более удобным является использование в расчетах абсолютной температуры, выражаемой в градусах Кельвина. Соответствующий переход легко осуществляется путем подстановки в уравнение (9.32) вместо температуры t ее выражения через абсолютную температуру T :

$$\begin{aligned} I_{\text{вл}} = c_p (T - 273) + [2500 + 1,80(T - 273)] \frac{d}{1000} + \frac{4,19d_i}{1000} (T - 273) + \\ + [2,09(T - 273) - 335] \frac{d_i}{1000} = c_p T + (2009 + 1,8T) \frac{d}{1000} + \\ + \frac{4,19d_i}{1000} (T - 273) + (2,09T - 906) \frac{d_i}{1000} - 273c_p. \end{aligned} \quad (9.33)$$

Член $273c_p$ в полученном выражении является простой константой, а поскольку абсолютное значение энтальпии является чисто условной величиной и в расчетах используются лишь приращения энтальпии в тех или иных процессах, то эта константа может быть отброшена.

Таким образом, окончательно получаем

$$\begin{aligned} I_{\text{вл}} = c_p T + (2,009 + 1,8 \cdot 10^{-3} T) d + 4,19 \cdot 10^{-3} d_i (T - 273) + \\ + (2,09 \cdot 10^{-3} T - 0,906) d_i. \end{aligned} \quad (9.34)$$

Анализ зависимостей (9.32) и (9.34) еще раз показывает, что использование энтальпии в расчетах процессов тепловой обработки влажного воздуха необходимо только тогда, когда происходят фазовые переходы воды из одного состояния в другое и, следовательно, нарушается пропорциональная связь между энтальпией и температурой смеси вследствие изменения величин d , d_i и d_i .

Аналитическое решение системы уравнений, описывающей процессы, сопровождаемые фазовыми превращениями воды во влажном воздухе, не представляется возможным в силу трансцендентного характера зависимости между влагосодержанием, температурой и давлением насыщения. Поэтому в инженерной практике широкое распространение получили графоаналитические методы расчета, базирующиеся на использова-

нии специально построенных диаграмм состояния влажного воздуха (I - d -диаграмма или психрометрическая диаграмма). Указанные диаграммы, методика расчета с использованием которых достаточно хорошо отработана, имеют тот недостаток, что являются справедливыми лишь для какого-то определенного давления.

9.2. ДИАГРАММА I - d ДЛЯ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

Диаграмма I - d впервые была построена в 1918 г. профессором Л.К. Рамзиным.

При проектировании систем кондиционирования основными расчетными параметрами влажного воздуха являются энтальпия I и влагосодержание d . Согласно выражению (9.18) при одном и том же парциальном давлении водяных паров $p_{\text{п}}$ влагосодержание d изменяется с изменением барометрического давления $p_{\text{б}}$. Изменяется при этом и энтальпия влажного воздуха $I_{\text{вл}}$, так как она согласно выражению (9.27) зависит от влагосодержания d . Относительная же влажность $\phi = \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{п.п}}} \cdot 100$ при одном и том

же парциальном давлении пара $p_{\text{п}}$ с изменением барометрического давления не изменяется, так как давление насыщенного пара $p_{\text{п.п}}$ зависит только от температуры t и не зависит от барометрического давления. Отсюда можно сделать вывод, что соотношения между относительной влажностью ϕ и остальными параметрами состояния воздуха изменяются с изменением барометрического давления.

Ввиду того что любая точка диаграммы I - d должна показывать сочетания параметров t , ϕ , I , d , $t_{\text{р}}$, $p_{\text{п}}$, для каждого барометрического давления удобнее иметь свои диаграммы I - d . Можно и на одной диаграмме I - d показать связь между параметрами при различных барометрических давлениях, однако в этом случае пришлось бы для каждого барометрического давления наносить особый пучок кривых. Пользоваться подобной диаграммой было бы неудобно.

При проектировании систем кондиционирования воздуха обычно используют диаграммы, составленные для нормального барометрического давления на уровне моря. Это давление принято равным 760 мм рт. ст. Однако следует помнить, что на уровне моря давление атмосферы может колебаться в широких пределах (от 720 до 800 мм рт. ст.). Следовательно, принимая барометрическое давление равным 760 мм рт. ст., мы будем получать лишь некоторые средние значения параметров воздуха, которые при изменении атмосферного давления будут несколько отличаться от вычисленных.

Рассмотрим метод построения диаграммы профессора Л.К. Рамзина [63]. В диаграмме I - d применена косоугольная система координат, в которой оси абсцисс и ординат расположены под углом 135° . При такой системе координат область, показывающая состояния наиболее часто

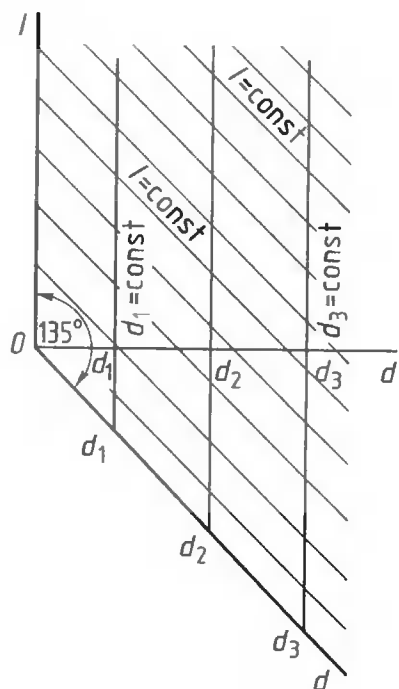


Рис. 9.3. Линии постоянных энтальпии и влагосодержания на $I-d$ -диаграмме

встречающегося в практике расчетов ненасыщенного воздуха, занимает большую часть поля диаграммы. При прямоугольной же системе координат эта область представляла бы узкую полосу, тогда как область насыщенного воздуха, с частицами воды или льда, редко используемая на практике, заняла бы основную площадь диаграммы. Угол между осями диаграммы $I-d$ теоретически может быть выбран произвольным.

На рис. 9.3 показано расположение на диаграмме линий постоянной энтальпии (изоэнтальп) $I = \text{const}$ и линий постоянного влагосодержания $d = \text{const}$. Для удобства пользования диаграммой на ней из принятого начала координат проводят вспомогательную прямую под углом в 90° к оси ординат. На пересечениях вспомогательной прямой с линиями $d = \text{const}$ отмечают значения влагосодержания, и всю часть диаграммы ниже этой линии обычно отбрасывают ввиду отсутствия практической надобности в ней. Таким образом, на диаграммах $I-d$ прямая, перпендикулярная к оси ординат, становится шкалой влагосодержания d и ее условно можно назвать осью абсцисс. Следует помнить, что хотя истинная ось абсцисс на диаграммах обычно и не наносится, но направлена она параллельно изоэнтальпам.

Для изучения областей различных состояний воздуха на диаграмме продолжим ее построение, сохранив истинную ось абсцисс.

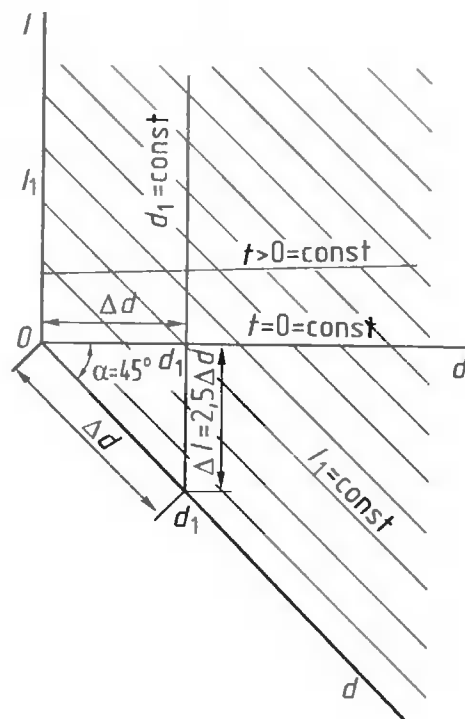


Рис. 9.4. Построение изотерм

На рис. 9.4 показано построение изотерм ненасыщенного воздуха на диаграмме $I-d$. Если взять производную по d от выражения (9.32), полагая температуру постоянной, то получим выражение

$$\left(\frac{\partial I}{\partial d}\right)_t = 2,5 + 1,8 \cdot 10^{-3} t, \quad (9.35)$$

представляющее собой зависимость значений производной энтальпии от влагосодержания при постоянной температуре. Так как производная постоянна, то выражение (9.35), соответствуя уравнению прямой, показывает в координатной системе $I-d$ геометрическое место точек, имеющих постоянную температуру $t = \text{const}$, т.е. изотерму. Направление изотермы будет зависеть от выбранных масштабов на координатных осях. Масштабы на оси ординат (I , кДж/кг) обычно принимают в 2...10 раз меньше, чем на оси абсцисс (d , г/кг сух. возд.). Прямые — изотермы на диаграммах оказываются под различными углами к оси ординат соответственно принятому на диаграммах соотношению масштабов на осях.

Если принять на диаграмме масштаб энтальпий в 2,5 раза меньше, чем масштаб на горизонтальной шкале влагосодержаний, то из уравнения (9.35) можно получить выражение для изотермы $t = 0^\circ \text{C}$

$$\left(\frac{\partial I}{\partial d}\right)_{t=0} = 2,5.$$

В конечных разностях это выражение дает равенство

$$\Delta I = 2,5 \Delta d,$$

а так как масштаб на оси ординат I в 2,5 раза меньше, чем на условной (горизонтальной) оси абсцисс d , то длины отрезков ΔI и $2,5 \Delta d$ на этих осях одинаковы. Изменяя величину приращения Δd и получая приращение ΔI , всегда равные $2,5 \Delta d$, наносим изотерму $t = 0^\circ \text{C}$ ($t = 0$ на диаграмме). Угол между изотермой $t = 0$ и истинной осью абсцисс определится по тангенсу из отношения отрезков ΔI и $2,5 \Delta d$:

$$\text{tg} \alpha = \frac{\Delta I}{2,5 \Delta d} = 1.$$

Следовательно, изотерма $t = 0$ проходит под углом $\alpha = 45^\circ$ к истинной оси абсцисс, т.е. совпадает с направлением условной оси абсцисс. Итак, при принятых масштабах на координатных осях изотерма $t = 0$ перпендикулярна к оси ординат. При иных масштабах эта изотерма оказалась бы направленной под другим углом. Направления остальных изотерм ($t \neq 0$) несколько отличаются от направления изотермы $t = 0$. Это следует из вы-

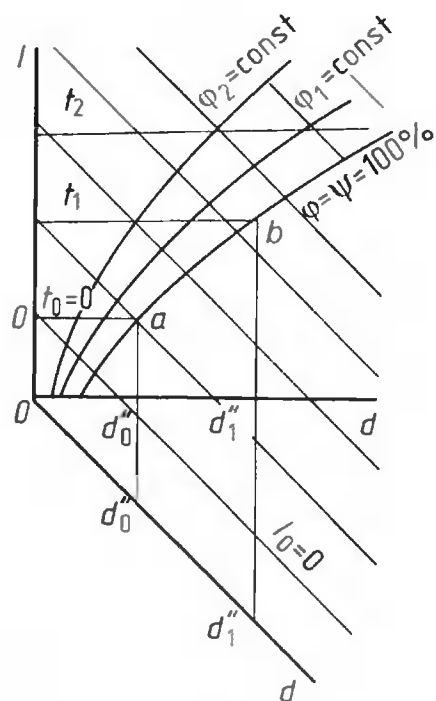


Рис. 9.5. Построение линий постоянной относительной влажности

В диаграммах $I-d$, используемых для обработки воздуха, имеющего отрицательную температуру, изотерма $t = 0$ и изоэнтальпа $I = 0$ проводятся из точки, лежащей выше начала координат (рис. 9.5). Ниже этой точки на оси ординат берут начало изоэнтальпы и изотермы с отрицательными значениями величин.

Кроме изотерм, изоэнтальп и линий $d = \text{const}$ на диаграмму наносятся линии постоянной относительной влажности $\phi = \text{const}$ или линии постоянной степени насыщения $\psi = \text{const}$. Для того чтобы нанести линию, соответствующую полному насыщению воздуха водяными парами ($\phi = 100\%$ или $\psi = 100\%$), удобно воспользоваться психрометрической таблицей или формулами, позволяющими рассчитать насыщающее влагосодержание по температуре.

В психрометрической таблице для любой температуры можно найти влагосодержание $d_{\text{н.п.}}$, соответствующее полному насыщению воздуха при данной температуре. Выбрав из таблицы значения $d_{\text{н.п.}}$ для температур, нанесенных на диаграмму $I-d$ изотерм, проводят линии найденных $d_{\text{н.п.}} = \text{const}$ до их пересечения с соответствующими им изотермами. Полученные точки a, b и т. д. (см. рис. 9.5) соединяются плавной кривой, которая и является линией насыщения воздуха водяными парами, т.е. линией $\phi = \psi = 100\%$. По этой линии непосредственно можно определить параметры насыщенного воздуха данного состояния.

ражения (9.35). При положительной температуре ординаты точек изотермы окажутся на величину $1,8 \cdot 10^{-3} t \Delta d$ больше, чем для изотермы $t = 0$ при одинаковых абсциссах Δd , при отрицательной же температуре — меньше на такую же величину.

Следовательно, пучок изотерм на диаграмме $I-d$ представляет собой расходящиеся прямые линии. Однако при обычной для кондиционирования воздуха температуре величина $1,8 \cdot 10^{-3} t$ мала по сравнению с величиной 2,5, и поэтому $\text{tg} \alpha$ близок к единице, а угол α — к 45° , т.е. пучок изотерм на диаграмме состоит из почти параллельных прямых.

Значения энтальпии и температуры, линии которых пересекаются на оси ординат, определяются соотношением $I_{\text{в}} = c_p t$. Если воздух абсолютно сухой, т.е. $d = 0$, то при температуре $t = 0$ его энтальпия $I_{\text{в}} = 0$. Следовательно, на оси ординат изоэнтальпа $I = 0$ и изотерма $t = 0$ пересекаются в одной точке.

Для нанесения на диаграмму $I-d$ линий $\phi = \text{const}$, пользуясь выражением (9.8), при данных t, ϕ и $p_{\text{н.п.}}$ определяют парциальное давление водяных паров

$$p_{\text{п}} = \phi p_{\text{н.п.}} / 100.$$

Значение парциального давления насыщенного пара $p_{\text{н.п.}}$ при данной температуре t можно взять из психрометрической таблицы или вычислить. Далее с помощью выражения (9.16) находят влагосодержание d и на пересечениях линий $d = \text{const}$ с $t = \text{const}$ получают точки искомой линии $\phi = \text{const}$. Кривые различных значений $\phi = \text{const}$ образуют пучок кривых постоянной относительной влажности, которые располагаются выше линии $\phi = 100\%$.

Область диаграммы $I-d$, лежащая выше линии $\phi = \psi = 100\%$, характеризует ненасыщенный воздух (рис. 9.6). Ниже кривой насыщения лежит область, в которой показано состояние насыщенного воздуха, содержащего взвешенную капельную влагу (туман) или кристаллы льда (ледяной туман), или и капельную влагу, и кристаллы льда (смешанный туман).

В области тумана направление изотерм резко меняется. Действительно, направление изотерм, как говорилось выше, определяется производной от выражения энтальпии по влагосодержанию d при $t = \text{const}$. Выражение же для энтальпии насыщенного воздуха со взвешенными в нем капельной влагой и кристаллами льда (9.28) и выражение для энтальпии ненасыщенного воздуха (9.27) отличаются друг от друга.

При положительной температуре воздуха в области тумана не содержится кристаллов льда и, следовательно, $d_{\text{л}} = 0$. При любой заданной температуре влагосодержание насыщенного воздуха определяется этой температурой и является величиной постоянной ($d_{\text{н.п.}} = \text{const}$). Таким образом, производная по d от выражения (9.28) при $t = \text{const}$ принимает вид

$$\left(\frac{\partial I}{\partial d} \right)_t = \frac{I_{\text{ж}}}{1000},$$

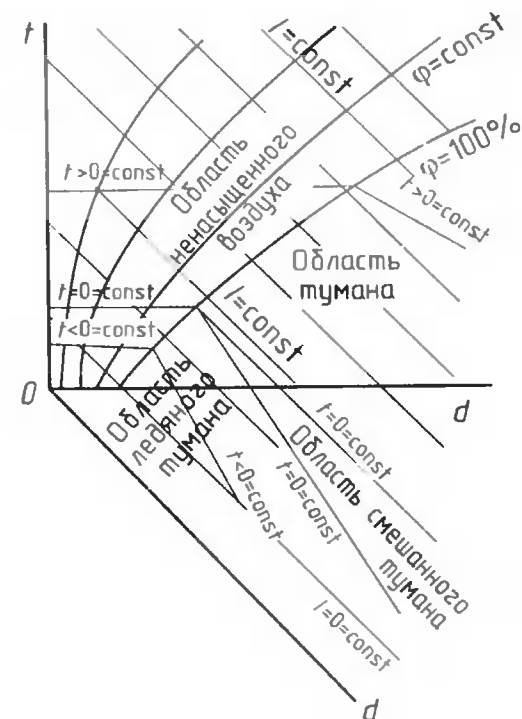


Рис. 9.6. Области различных состояний воздуха

что при теплоемкости воды, равной $4,19 \text{ кДж/(кг·К)}$, позволяет записать выражение

$$\left(\frac{\partial I}{\partial d}\right)_t = 4,19 \cdot 10^{-3} t. \quad (9.36)$$

Сравнивая формулу (9.36) с выражением (9.35), видим, что при обычной для кондиционирования воздуха температуре величина $\left(\frac{\partial I}{\partial d}\right)_t$, определяемая по формуле (9.36), много меньше значения правой части выражения (9.35), и поэтому изотермы на диаграмме $I-d$ в области ниже линии насыщения направлены почти параллельно оси абсцисс, т.е. их направление почти совпадает с направлением изоэнтальп.

Если температура насыщенного воздуха $t = 0$ и в нем имеется избыток влаги в виде капель конденсата (но не кристаллов льда), то согласно выражению (9.36)

$$\left(\frac{\partial I}{\partial d}\right)_{t=0} = 0.$$

Отсюда тангенс угла наклона изотермы $t = 0$ к истинной оси абсцисс равен нулю, а следовательно, и сам угол равен нулю, т.е. изотерма параллельна истинной оси абсцисс и, значит, совпадает с направлением изоэнтальп. Чем выше температура воздуха t , тем больше угол между осью абсцисс и изотермой.

При температуре насыщенного воздуха $t < 0$ и при наличии в нем избытка влаги в виде кристаллов льда d_l в выражении (9.28) будет равно нулю и производная по d при $t = \text{const}$ от выражения (9.28) примет вид

$$\left(\frac{\partial I}{\partial d}\right)_t = \frac{I_a}{1000} = -(0,335 - 2,09 \cdot 10^{-3} t). \quad (9.37)$$

Температура воздуха t в этом случае подставляется со знаком минус. Из выражения (9.37) видно, что тангенс угла наклона изотермы с отрицательным значением температуры и сам угол будут меньше нуля. Чем ниже отрицательная температура, тем круче к истинной оси абсцисс диаграммы $I-d$ наклон изотерм.

Если температура насыщенного воздуха будет равна нулю ($t = 0$), а избыток влаги в нем будет состоять только из кристаллов льда, то выражение (9.37) примет вид

$$\left(\frac{\partial I}{\partial d}\right)_{t=0} = -0,335.$$

Следовательно, ниже линии насыщения на диаграмме $I-d$ изотермы $t = 0$ могут иметь различное направление. При наличии капельной влаги

в воздухе изотерма $t = 0$ совпадает с направлением изоэнтальп. Если же избыток влаги в воздухе будет в виде кристаллов льда, то изотерма $t = 0$ будет направлена под некоторым углом к оси абсцисс.

При температуре 0°C в насыщенном воздухе могут содержаться как капельная влага, так и кристаллы льда. В этом случае изотермы $t = 0$ будут занимать промежуточные положения между двумя рассмотренными положениями. На рис. 9.6 показаны области состояний воздуха на диаграмме $I-d$.

Выше линии $\varphi = 100\%$ лежит область ненасыщенного воздуха, ниже этой линии — область насыщенного воздуха, содержащего взвешенную капельную влагу или кристаллы льда, т.е. область тумана. В области тумана ниже изотерм $t = 0$ размещается область ледяного тумана, а между изотермами $t = 0$ — область смешанного тумана, в котором избыток влаги находится во взвешенном состоянии в виде капель и кристаллов льда.

Как уже указывалось, на диаграмме $I-d$ не наносят часть, лежащую ниже кривой насыщения, так как она обычно не представляет интереса для расчетов. Зато для удобства на диаграммах часто дополнительно проводят линии парциального давления водяного пара (рис. 9.7). Построение линии парциальных давлений водяного пара производится на основании выражения (9.17).

Приняв атмосферное давление $p = 760 \text{ мм рт. ст.}$, с помощью уравнения (9.17) можно найти значения парциального давления паров при любом заданном влагосодержании воздуха. Откладывая в произвольном масштабе по вертикали из соответствующих точек оси влагосодержания отрезки p_n для каждого из выбранных значений d (этот масштаб должен обеспечивать положение точек ниже кривой $\varphi = 100\%$) и соединяя концы отрезков, получают линию, ординаты которой показывают парциальные давления паров во влажном воздухе.

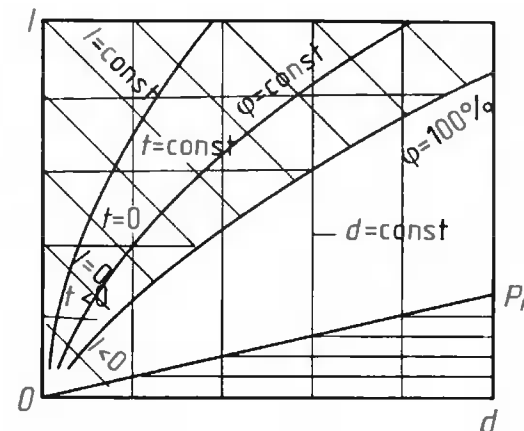


Рис. 9.7. Построение линий парциальных давлений водяного пара

9.2.1. Изображение на диаграмме $I-d$ основных процессов изменения состояния влажного воздуха при его обработке в различных аппаратах систем кондиционирования

Охлаждение и осушение влажного воздуха. Пусть воздух состояния I (рис. 9.8) подвергается охлаждению в ходе некоторого физического процесса, происходящего в рассматриваемом объеме. Охлаждение воздуха от его начальной температуры t_1 до температуры точки росы t_p происходит

По найденным значениям параметров смеси I_3 и d_3 на диаграмму $I-d$ можно нанести точку 3 и получить остальные параметры смеси. Эту же задачу при помощи диаграммы $I-d$ можно решить графически.

Решая совместно уравнения (9.38) и (9.39), получаем

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{d_3 - d_2}{d_1 - d_3} = \frac{I_3 - I_2}{I_1 - I_3}. \quad (9.40)$$

Найденное выражение является уравнением прямой, проходящей через три точки с координатами $d_1, I_1; d_3, I_3; d_2, I_2$. Отсюда следует, что на диаграмме $I-d$ точка 3, определяющая состояние смеси, лежит на прямой, соединяющей точки 1 и 2.

Из выражения (9.40) можно заключить, что

$$G_1(d_1 - d_3) = G_2(d_3 - d_2)$$

и

$$G_1(I_1 - I_3) = G_2(I_3 - I_2).$$

Отсюда следует, что положение точки 3 может быть определено по правилу рычага, т.е. точка 3 делит отрезок 1-2 на части, обратно пропорциональные массам сухих частей смешиваемых количеств воздуха. Если $G_1/G_2 = n$, то для нанесения на отрезке прямой 1-2 точки 3 нужно разделить этот отрезок на $n + 1$ равных частей и отложить от точки 1 одну такую часть или от точки 2 отложить n частей. Полученная точка и явится искомой точкой 3, определяющей состояние смеси.

В результате смешения ненасыщенного воздуха в двух разных состояниях возможно появление тумана или ледяного тумана. На диаграмме

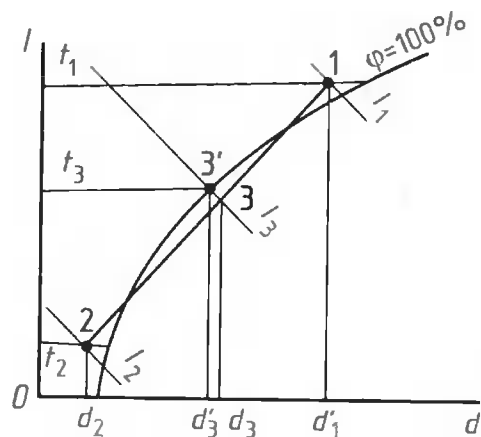


Рис. 9.10. Образование тумана при смешении воздуха с различными параметрами

$I-d$ это выразится в том, что линия 1-2 пересечет линию насыщения $\phi = 100\%$ в двух точках и точка 3, определяющая состояние смеси, окажется в области тумана (рис. 9.10). Такое положение точки 3 говорит о том, что смешение сопровождается частичной конденсацией паров из воздуха. Состояние насыщенного воздуха в тумане, образовавшемся после смешения, определяется точкой 3', которая лежит на линии $\phi = 100\%$ в точке ее пересечения с изотермой t_3 , проходящей через точку 3. Как уже говорилось, без существенной погрешности можно изотерму в области тумана заменить

изоэнтальпой I_3 . Разность влагосодержаний в точках 3 и 3', равная $d_3 - d_3'$, показывает количество сконденсировавшихся паров (содержащихся во взвешенном состоянии в воздухе), приходящееся на 1 кг сухой части воздуха после смешения.

Теперь вновь возвратимся к случаю охлаждения и осушения воздуха. Влажный воздух из помещения поступает в воздухоохладитель, состоящий из батарей труб, внутри которых проходит испаряющийся хладагент холодильной машины или охлажденная жидкость (вода или рассол). Испарение хладагента происходит при постоянном давлении, а следовательно, и при постоянной температуре. Допустим, что и стенки труб воздухоохладителя имеют постоянную температуру $t_{ст}$. В случае, если по трубам течет охлажденная вода или рассол, температуру $t_{ст}$ также будем считать постоянной, предполагая, что жидкость, протекая по трубам, не успевает заметно нагреться.

Обрабатываемый воздух состояния 1 (рис. 9.11) поступает в воздухоохладитель. Некоторая небольшая часть воздуха вступает в непосредственный контакт со стенками труб. Пусть температура стенок труб ниже точки росы обрабатываемого воздуха ($t_{ст} < t_{p1}$). В результате контакта со стенками труб часть воздуха снижает температуру, отдавая сперва только ощутимую теплоту. При этом температура упомянутой части воздуха снижается от величины t_1 до температуры точки росы t_{p1} . Процесс охлаждения идет по линии 1- p_1 при $d = \text{const}$.

Дальнейшее изменение состояния воздуха, находящегося в контакте со стенкой трубы, идет по линии насыщения p_1-5 , причем в пределе его температура достигает значения $t_{ст}$. В этом процессе из воздуха выделяется сконденсировавшаяся влага. Далее воздух, достигший состояния 5, смешивается со всем остальным воздухом, не входившим в непосредственный контакт со стенками труб. Состояние смеси воздуха с параметрами, определяемыми точкой 1 и точкой 5, станет определяться точкой 2, лежащей, как известно, на прямой 1-5.

После смешения часть воздуха снова войдет в контакт со стенками труб и снизит свою температуру сперва до температуры точки росы. Точка росы для нового состояния воздуха будет уже определяться не точкой p_1 , а точкой p_2 . Далее температура воздуха будет снижаться до значения $t_{ст}$ (точка 5), при этом будет происходить конденсация влаги. Получившийся в результате охлаждения воздух состояния 5 вновь смешивается со

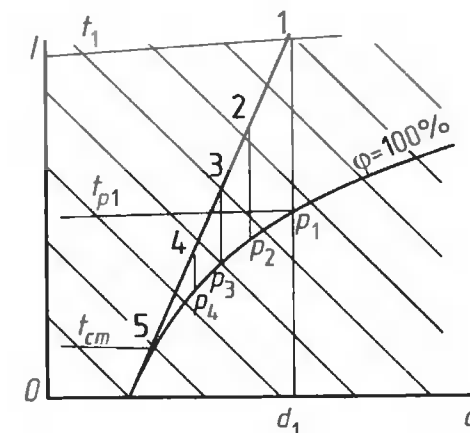


Рис. 9.11. Процесс в воздухоохладителе при постоянной температуре стенки аппарата

всей остальной массой воздуха состояния 2. В результате состояние смеси будет определяться точкой 3 на линии 1–5 и т.д.

Состояние воздуха, уходящего из воздухоохладителя, зависит от количества воздуха, обрабатываемого в единицу времени, а также от величины, формы и расположения поверхности труб. Чем меньше количество воздуха, проходящего через аппарат, и чем большую охлаждающую поверхность омывает воздух на своем пути, тем ниже температура и влагосодержание уходящего воздуха.

Если температура стенок труб воздухоохладителя ниже температуры точки росы, то воздух в аппарате будет осушаться даже в том случае, если его температура на выходе будет выше точки росы. Это объясняется тем, что часть воздуха, входящая в контакт с поверхностью труб воздухоохладителя, снизит свою температуру почти до температуры стенки и в ней произойдет конденсация паров.

Процесс охлаждения воздуха без его осушения можно осуществить лишь в том случае, если температура точки росы не превышает температуру охлаждающих поверхностей ($t_{ст} > t_p$).

Нагревание и увлажнение воздуха. Процесс сухого нагревания воздуха (без изменения его влагосодержания) осуществляется при помощи воздушонагревателей (калориферов) — нагревательных приборов, имеющих большие поверхности теплообмена при малых габаритах. Воздух при своем движении, соприкасаясь с нагревательными поверхностями, воспринимает от них теплоту. Количество влаги, содержащейся в воздухе, при нагревании изменяться не будет, и процесс пойдет по линии $d = \text{const}$, сопровождаясь понижением относительной влажности ϕ . На диаграмме $I-d$ (рис. 9.12) этот процесс изобразится отрезком вертикальной прямой от точки начального состояния 1 до конечного 2. Положение точки 2 определяется приращением энтальпии воздуха ΔI .

При нагревании воздуха в воздушонагревателях его относительная влажность может снизиться до недопустимо низких значений. Например,

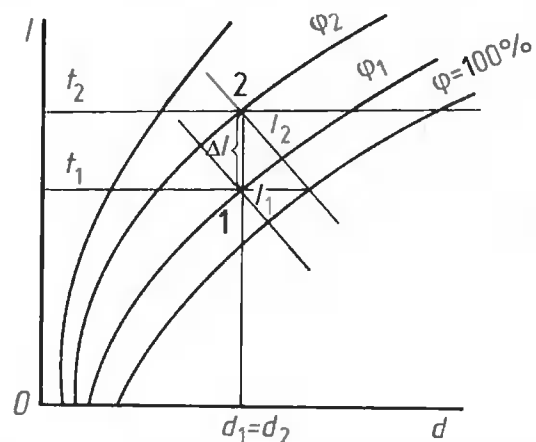


Рис. 9.12. Процесс в воздушонагревателе

если наружный насыщенный воздух, имеющий отрицательную температуру -15°C и влагосодержание $1,2 \text{ г/кг сух. возд.}$, нагреть до температуры $+20^\circ\text{C}$, то при неизменном влагосодержании его относительная влажность понизится от 100 до 7 %. Известно, что для хорошего физического состояния людей желательно поддерживать в помещениях относительную влажность $\phi \approx 50 \%$, что при температуре $+20^\circ\text{C}$ соответствует влагосодержанию $d \approx 7,5 \text{ г/кг сух. возд.}$

В системах кондиционирования для увеличения влагосодержания воздуха предусматривают увлажнительные устройства. Увлажнение воздуха может осуществляться либо паром, либо распыливаемой водой.

Увлажнение воздуха паром — распространенный способ повышения влажности воздуха, подаваемого для вентиляции внутренних помещений в зимнее время. Преимуществом способа является компактность увлажнителя. Однако этот способ нельзя признать достаточно совершенным для обитаемых помещений ввиду того, что пар, получаемый из паропроводов энергетических установок, имеет специфический запах. Получение пара от специальных устройств позволяет устранить этот недостаток, но требует установки дополнительного аппарата.

Рассмотрим процесс увлажнения воздуха паром на диаграмме $I-d$. Пусть к воздуху, состояние которого определяется точкой 1 (рис. 9.13), добавляется пар с энтальпией I_n . Количество пара таково, что влагосодержание воздуха d_1 возрастает на величину Δd и становится равным d_2 . Энтальпия же воздуха возрастает на величину энтальпии введенного количества пара, приходящегося на 1 кг сухой части воздуха, $I_n \Delta d / 1000$. Следовательно, энтальпия увлажненного воздуха равна $I_2 = I_1 + I_n \Delta d / 1000$. Таким образом, состояние увлажненного воздуха 2 определится параметрами I_2 и d_2 и на диаграмме соответствует точке пересечения линий $I_2 = \text{const}$ и $d_2 = \text{const}$. Если увеличивать количество добавляемого пара с той же энтальпией, то новые состояния воздуха будут определяться точками на продолжении линии 1–2 (штриховая линия). Направление линии увлажнения воздуха паром практически совпадает с направлением изотерм, соответствующих температуре пара. Это можно установить следующим образом.

Приращение энтальпии воздуха

$$\Delta I = I_2 - I_1 = I_n \Delta d / 1000,$$

где приращение влагосодержания

$$\Delta d = d_2 - d_1,$$

отсюда

$$\frac{\Delta I}{\Delta d} = \frac{I_n}{1000} = 2,5 + 1,8 \cdot 10^{-3} t_n$$

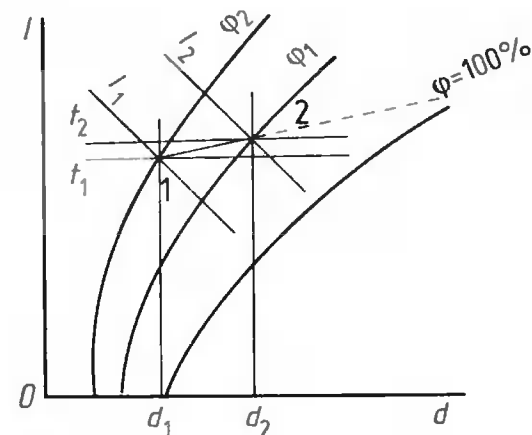


Рис. 9.13. Процесс увлажнения воздуха паром

Отложив на диаграмме $I-d$ от точки 1 по линии $d_1 = \text{const}$ отрезок $1-1'$, равный в масштабе диаграммы ΔI , найдем энтальпию увлажненного воздуха:

$$I_2 = I_1 + \Delta I.$$

На пересечении изоэнтальпы $I_2 = \text{const}$ с линией постоянного влагосодержания, равного влагосодержанию увлажненного воздуха $d_2 = d_1 + \Delta d$, найдем точку 2 , определяющую состояние увлажненного воздуха. Проведя из точки 1 через точку 2 прямую, получим так называемый луч увлажнения, являющийся геометрическим местом точек, определяющих состояния воздуха в адиабатическом процессе нарастания влагосодержания при увлажнении.

Увлажнение воздуха распыленной водой очень незначительно увеличивает его энтальпию. Объясняется это тем, что при увлажнении воздух воспринимает всего несколько граммов воды в виде пара на 1 кг сухой его части. Кроме того, температура воды обычно мала. Так, в рассмотренном выше случае подогрева насыщенного воздуха, имеющего температуру -15°C , до температуры $+20^\circ\text{C}$ при увлажнении его до относительной влажности 50 % требуется ввести всего $\Delta d = 7,5 - 1,2 = 6,3$ г влаги на 1 кг сухой части воздуха. Если использовать воду с максимальной для атмосферных условий температурой 100°C , то и в этом случае энтальпия воздуха возрастет на величину

$$\Delta I = 4,19 \cdot 10^{-3} t_{\text{вод}} \Delta d = 0,419 \cdot 6,3 = 2,64 \text{ кДж / кг сух. возд.}$$

Обычно же в камерах увлажнения используется неподогретая вода, близкая по температуре к пределу охлаждения, при этом величина ΔI должна быть еще меньше. При температуре воды $t_{\text{вод}} = 0^\circ\text{C}$ энтальпия воздуха в процессе увлажнения вообще не меняется ($\Delta I = 0$).

При решении практических вопросов можно считать, что луч увлажнения $1-2$ берет начало в точке начального состояния воздуха 1 и направлен по изоэнтальпе $I_1 = \text{const}$. Конечное состояние увлажняемого воздуха в этом случае (точка $2'$) определяется пересечением изоэнтальпы $I_1 = \text{const}$ с линией $\phi_2 = \text{const}$ в зависимости от потребной относительной влажности обрабатываемого воздуха в конце увлажнения. По точке $2'$ можно определить значение влагосодержания в конце увлажнения d_2 и найти количество воды, которое должно испариться для получения заданных параметров воздуха:

$$g_{\text{исп}} = G(d_2 - d_1), \text{ г / ч.}$$

Однако на практике при расчетах систем кондиционирования приходится решать несколько иную задачу. Обычно бывает известно состояние наружного воздуха (точка 1 на рис. 9.16) и параметры воздуха, необходимые для вентиляции помещения (точка 3).

При помощи диаграммы $I-d$ решается вопрос: до какой температуры t_2 следует подогреть воздух в калориферах и сколько теплоты на это израсходуется? Затем определяется количество воды, которое необходимо испарить для получения воздуха, подаваемого в помещение с параметрами, соответствующими точке 3 . По количеству испаряющейся воды, учитывая, что в камерах испаряется лишь 2...3 % распыляемой воды, можно весьма приблизительно оценить необходимую производительность форсунок.

Для решения этой задачи на диаграмме $I-d$ из точки 3 проводят изоэнтальпу I_2 до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_1 = \text{const}$. Точка пересечения 2 показывает состояние наружного воздуха после подогрева в калорифере перед его поступлением в камеру орошения. Если известно количество сухой части воздуха, подаваемого для вентиляции, G , кг/ч, то количество теплоты, которое израсходуется на подогрев этого воздуха в калориферах перед камерой орошения, будет равно

$$Q = G(I_2 - I_1) / 3600, \text{ кВт.}$$

Количество же воды, испаряемой в течение 1 ч в камере, определится из выражения

$$g_{\text{исп}} = G(d_3 - d_1) / 1000, \text{ г / ч.}$$

Процессы обработки воздуха в форсуночных камерах орошения. Форсуночные камеры орошения, являющиеся основной частью форсуночных воздухоохладителей, по конструкции не имеют принципиальных отличий от форсуночных увлажнителей (см. рис. 9.14). Обработка воздуха в камерах орошения таких воздухоохладителей состоит в следующем. Обеспечивается контакт воздушного потока с каплями воды, имеющей температуру ниже точки росы. При таком контакте воздух отдает воде часть ощутимой теплоты, снижая свою температуру, и, кроме того, пары воды в воздухе частично конденсируются, отдавая теплоту конденсации. Температура капель воды в этом процессе повышается.

В настоящее время нет достаточных экспериментальных данных для построения реальных кривых изменения состояний воздуха в процессе его обработки в форсуночных воздухоохладителях. Поэтому принято эти

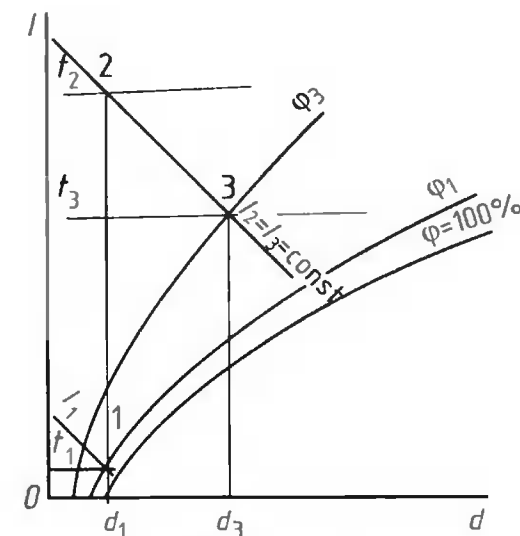


Рис. 9.16. Схема к определению температуры подогрева воздуха перед увлажнением водой

процессы изображать на диаграмме $I-d$ прямыми линиями, соединяющими точки I начального состояния воздуха с точками K , лежащими на пересечении линии $\varphi = 100\%$ и изотермы с температурой, близкой к средней температуре охлаждающей воды $t_{\text{вод. ср.}}$. Правильность такого выбора положения точек K нашла экспериментальное подтверждение. Экспериментальная проверка показала также, что воздух, уходящий из камеры орошения, никогда не доходит до полного насыщения ($\varphi = 100\%$), поэтому следует в предельном случае считать, что воздух, уходящий из аппарата, может иметь состояние, которое определяется точкой пересечения линии $I-K$ с линией $\varphi = 95...98\%$.

9.2.2. Характеристики процессов на диаграмме $I-d$

Отношение изменения энтальпии воздуха к изменению его влагосодержания в процессе называют *характеристикой процесса* ε :

$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d}, \text{ кДж / кг.} \quad (9.41)$$

Величину ε иногда называют *уклоном процесса* в диаграмме $I-d$, а также *угловым масштабом*.

Если в процессе обработки воздуха его влагосодержание d не изменяется, т.е. $\Delta d = 0$, а энтальпия возрастает (например, при нагревании в калорифере $+\Delta I$), то в этом случае

$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d} = \frac{+\Delta I}{0} = +\infty.$$

Если воздух охлаждается поверхностями, имеющими температуру выше точки росы, то и в этом случае $\Delta d = 0$, но энтальпия воздуха убывает ($-\Delta I$) и, следовательно,

$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d} = \frac{-\Delta I}{0} = -\infty.$$

Если воздух адиабатически увлажняется водой, имеющей температуру $t_{\text{вод}} = 0$, то, как известно, энтальпия воздуха при этом не меняется ($\Delta I = 0$), температура снижается, а влагосодержание d возрастает ($+\Delta d$). Поэтому

$$\varepsilon = \frac{0}{+\Delta d} = 0.$$

Существуют также процессы, в которых энтальпия воздуха не меняется ($\Delta I = 0$), а влагосодержание убывает ($-\Delta d$). В этих случаях

$$\varepsilon = \frac{0}{-\Delta d} = 0.$$

К таким процессам относится осушение воздуха путем адсорбции.

На рис. 9.17 показаны характеристики всех четырех рассмотренных процессов, имеющих постоянные значения ε . Начальное состояние воздуха обозначено точкой O . Кроме того, на рис. 9.17 показан процесс увлажнения воздуха паром, имеющим температуру воздуха t_0 . Ввиду равенства температур воздуха и пара ощущаемая теплота воздуху не сообщается и от него не отводится. Следовательно, температура воздуха остается постоянной ($t_0 = \text{const}$). Влагосодержание воздуха при этом возрастает на Δd , а энтальпия за счет энтальпии пара также возрастает на величину $\Delta I = I_n \Delta d / 1000$. Таким образом, характеристика процесса в этом случае будет иметь вид

$$\varepsilon = \frac{I_n \Delta d}{1000 \Delta d} = \frac{I_n}{1000} = \frac{r + c_n t_0}{1000},$$

где r — теплота парообразования, кДж/кг; c_n — теплоемкость пара, кДж/(кг·К).

Если принять $t_0 = 0$, то полученное выражение примет вид

$$\varepsilon = \frac{r \Delta d}{1000 \Delta d} = \frac{r}{1000}$$

и линия, соответствующая процессу увлажнения на диаграмме $I-d$, будет направлена по изотерме $t_0 = 0$, т.е. горизонтально (при принятых масштабах на координатных осях диаграммы).

Применяя водные растворы различных солей, можно производить абсорбцию паров из воздуха, не повышая его температуры, если при этом охлаждать раствор, отнимая от него выделяющуюся теплоту сорбции (поглощения). Можно аналогичный процесс осуществить и с помощью сухого адсорбента, но в этом случае сложнее производить необходимое охлаждение сорбента во время сорбции.

Абсорбирование водяных паров растворами объясняется тем, что упругость насыщенного пара над поверхностью растворов солей (например, LiCl , CaCl_2 или MgCl_2) значительно ниже, чем его упругость в пограничном слое около воды при одинаковых температурах. Поэтому около поверхности разбрызгиваемых форсунками капель раствора, имеющего

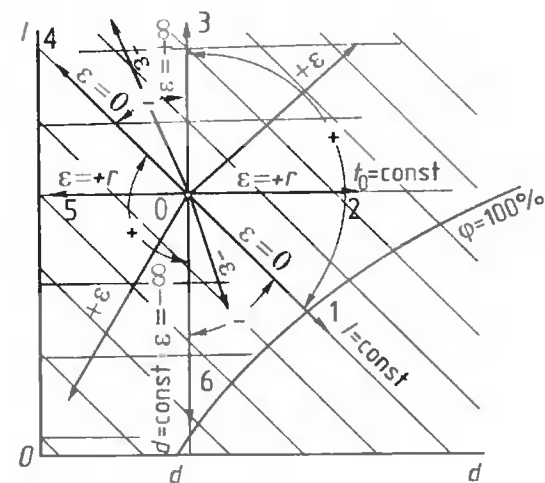


Рис. 9.17. Характеристики процессов обработки воздуха

температуру обрабатываемого воздуха по сухому термометру, водяные пары из воздуха становятся насыщенными и конденсируются, отдавая теплоту парообразования раствору. Температура абсорбирующего раствора поддерживается постоянной путем охлаждения.

Если принять, что температуры воздуха и капель абсорбента одинаковы, то переноса ощутимой теплоты происходить не будет. В этом случае температура воздуха остается постоянной, влагосодержание уменьшается на величину Δd и энтальпия также снижается на $\Delta I = -I_p \Delta d / 1000$. Если же допустить, что температура воздуха и капель равна 0°C , то $\Delta I = -r \Delta d / 1000$. Отсюда характеристика такого процесса будет выражаться следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{-r \Delta d}{-1000 \Delta d} = \frac{r}{1000}.$$

На рис. 9.17 показаны шесть лучей, направление каждого из них определяется соответствующим значением характеристики процесса ε . Процессы, происходящие с влажным воздухом при его обработке в системах кондиционирования, могут иметь различные характеристики ε и поэтому изображаются на диаграмме $I-d$ линиями любых направлений между показанными лучами. Все линии, лежащие справа между направлениями лучей $0-1$ и $0-3$, показывают процессы с возрастанием энтальпии и влагосодержания воздуха (т.е. характеристики ε этих процессов положительны). Линии, имеющие направления, промежуточные между направлениями лучей $0-3$ и $0-4$, показывают возрастание энтальпии и уменьшение влагосодержания воздуха в процессе (т.е. их характеристики ε отрицательны). Между лучами $0-4$ и $0-6$ изображаются процессы, в которых как энтальпия, так и влагосодержание воздуха снижаются, следовательно, характеристики этих процессов будут положительны. Наконец, между лучами $0-6$ и $0-1$ лежат процессы, сопровождающиеся снижением энтальпии и возрастанием влагосодержания воздуха, поэтому для них ε отрицательны.

На полях диаграммы $I-d$ часто наносят угловые масштабы, т.е. направления лучей с различным значением ε : от $+\infty$ до $-\infty$. Наличие такого углового масштаба облегчает построение на диаграмме линии процесса. Делается это так: на диаграмму наносят точку, показывающую начальное состояние воздуха; из этой точки проводят линию процесса с характеристикой ε параллельно линии углового масштаба диаграммы $I-d$, имеющей то же значение ε .

Если известно, какое количество выделяющейся в помещение теплоты Q должно быть отведено кондиционером и количество влаги W , которое должно быть сконденсировано, то характеристика процесса, или угловой его масштаб, определяется как их отношение:

$$\varepsilon = \frac{Q}{W} = \frac{G \Delta I}{G \Delta d} = \frac{\Delta I}{\Delta d}. \quad (9.42)$$

После нанесения направления процесса остается выбрать наиболее рациональный способ кондиционирования и рассчитать все элементы системы.

С учетом возможности применения ЭВМ в современной практике можно считать, что весьма перспективным является использование численных методов. Рассмотрим, например, каким образом можно решить некоторые задачи исходя из предположения, что исследуемые процессы завершаются установившимся, равновесным состоянием.

9.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА ПОСЛЕ ОХЛАЖДЕНИЯ, СОПРОВОЖДАЮЩЕГОСЯ КОНДЕНСАЦИЕЙ ИЛИ ВЫМОРАЖИВАНИЕМ ВЛАГИ

Пусть при охлаждении влажного воздуха с влагосодержанием d_1 было отведено количество теплоты $q_{уд}$, в результате чего энтальпия приняла значение I_0 :

$$\begin{aligned} I_0 &= I_n - q_{уд}, \\ q_{уд} &= Q/G, \end{aligned} \quad (9.43)$$

где I_n — начальная энтальпия потока воздуха до охлаждения; Q — тепловой поток, отводимый от охлаждаемого воздуха; G — расход охлаждаемого воздуха.

После охлаждения влажный воздух может находиться в четырех возможных состояниях.

1. Поскольку не всякое охлаждение обязательно приводит к конденсации воды, возможно сохранение *ненасыщенного состояния*. Энтальпия в этом случае определяется соотношением

$$I_0 = c_p T_1 + (2,009 + 1,8 \cdot 10^{-3} T_1) d_1, \quad (9.44)$$

и температура воздуха T_1 может быть найдена после простого преобразования выражения (9.44):

$$T_1 = \frac{I_0 - 2,009 d_1}{c_p + 1,8 \cdot 10^{-3} d_1}. \quad (9.45)$$

Заметим, что этот же результат может быть получен из соотношения

$$T_1 = T_n - \Delta T,$$

где

$$\begin{aligned} \Delta T &= q_{уд} / c_{вл}, \\ c_{вл} &= 1,005 + 1,80 \cdot 10^{-3} d_1, \end{aligned}$$

а T_n — температура влажного воздуха до охлаждения.

2. Часть водяного пара сконденсировалась и перешла в жидкую фазу (в области положительных температур). Границей между первым и вторым состояниями является температура точки росы, а снизу это состояние ограничивается точкой начала замерзания, т.е. температурой 0°C при условии, что лед еще не начал образовываться.

Энтальпия I_{z1} нижней границы может быть определена по формуле, получаемой из общего уравнения (9.34),

$$I_{z1} = c_p T_z + (2,009 + 1,8 \cdot 10^{-3} T_z) d_z, \quad (9.46)$$

где T_z — температура замерзания воды (0°C); d_z — насыщающее влагосодержание при 0°C и заданном давлении.

Учитывая, что давление насыщенных водяных паров при 0°C составляет $610,8$ Па, по формуле (9.18) определяем

$$d_z = 622 \frac{610,8}{p_6 - 610,8} \approx \frac{379\,918}{p_6 - 610,8}, \quad (9.47)$$

где p_6 — давление воздуха, Па.

В результате получаем

$$I_{z1} = 274,5 + \frac{950\,061}{p_6 - 610,8}. \quad (9.48)$$

3. В области отрицательных температур возможно существование смеси насыщенного водяного пара и кристаллов льда. Верхний предел энтальпии в указанном состоянии может быть найден по исходному уравнению (9.34) с использованием предположения о том, что при 0°C полностью завершилось образование льда из воды:

$$I_{z2} = c_p T_z + (2,009 + 1,8 \cdot 10^{-3} T_z) d_z + (2,09 \cdot 10^{-3} T_z - 0,906)(d_1 - d_z), \quad (9.49)$$

$$I_{z2} = 274,5 + \frac{1077\,334}{p_6 - 610,8} - 0,335 d_1. \quad (9.50)$$

При этом должны выполняться условия $d_1 > d_z$ (так как в противном случае водяной пар находится в ненасыщенном состоянии) и $p_6 > 610,8$ (так как при $p_6 < 610,8$ сублимация льда происходит при отрицательных температурах и лед должен полностью испариться, не достигнув температуры плавления, 0°C).

Необходимо отметить, что при отрицательных температурах (иногда довольно низких, достигающих до -70°C) возможны неустойчивые ("мета-

стабильные") состояния, при которых вода может сохраняться в жидкой форме несмотря на переход за точку замерзания, в том числе (в динамических режимах) в смеси со льдом. Для расчета температуры влажного воздуха при указанных условиях требуется информация о соотношениях количеств переохлажденной воды и льда.

4. Между состояниями 2 и 3 существует область, в которой сконденсировавшаяся ранее из влажного воздуха вода переходит из жидкой в твердую фазу, превращаясь в лед. Известно, что при постоянном давлении температура плавления (затвердевания) сохраняет постоянное значение в течение всего процесса фазового превращения. Кроме того, можно отметить, что температура замерзания воды очень слабо зависит от давления (при изменении давления от $100\,000$ до 611 Па она возрастает всего на $0,01^\circ\text{C}$). Энтальпия влажного воздуха, в котором при 0°C содержится вода в жидком и твердом состояниях, однозначно определяется только количеством образовавшегося льда:

$$I_z = c_p T_z + (2,009 + 1,8 \cdot 10^{-3} T_z) d_z - (0,906 - 2,09 \cdot 10^{-3} T_z) d_l, \quad (9.51)$$

или

$$I_z = 274,5 + \frac{950\,061}{p_6 - 610,8} - 0,335 d_l. \quad (9.52)$$

Очевидно, что при изменении d_l от 0 до $d_1 - d_z$ энтальпия меняется от I_{z1} до I_{z2} .

В качестве первого шага решения задачи определения температуры влажного воздуха после охлаждения следует проверить, было ли при этом достигнуто состояние насыщения. Для этого необходимо воспользоваться уравнением (9.45) и по найденной температуре T_1 вычислить соответствующее ей парциальное давление насыщенного пара с помощью соотношений (9.10)...(9.14).

По этому парциальному давлению определяется с использованием уравнения (9.18) насыщающее влагосодержание d_{111} . Если оно меньше исходного влагосодержания d_1 , то очевидно, что все количество d_1 влаги не может находиться в парообразном состоянии при температуре T_1 . Часть влаги должна перейти в жидкую или в твердую фазу, но при этом температура смеси должна возрасти за счет выделения теплоты конденсации или замерзания, причем оставшийся пар должен находиться в состоянии насыщения.

Для отыскания нового значения температуры, при котором обеспечивается термодинамическое равновесие и выполняются все условия законов сохранения массы и энергии, требуется использовать методы последовательного приближения. В зависимости от полученного с помощью уравнения (9.43) значения энтальпии I_0 возможны приведенные ниже варианты алгоритмов последующего расчета.

Первый вариант. Энтальпия I_0 выше значения $I_{\text{ж}}$ (равновесная температура влажного воздуха больше 0°C). В этом случае вся избыточная влага переходит в жидкое состояние. Тогда энтальпия I_1 смеси может быть выражена формулой

$$I_1 = c_p T_p + (2,009 + 1,8 \cdot 10^{-3} T_p) d_{\text{н.п}} + 4,19 \cdot 10^{-3} (d_1 - d_{\text{н.п}}) (T_p - 273,15), \quad (9.53)$$

или после небольших преобразований

$$I_1 = [1,005 + (4,19 d_1 - 2,39 d_{\text{н.п}}) / 1000] T_p + 3,153 d_{\text{н.п}} - 1,144 d_1. \quad (9.54)$$

Будем считать, что в ходе фазовых превращений общая энтальпия смеси сохраняется неизменной¹, т.е.

$$I_1 = I_0. \quad (9.55)$$

При условии постоянства энтальпии исходное уравнение для рассматриваемого случая в окончательной форме имеет следующий вид:

$$F = [1,005 + (4,19 d_1 - 2,39 d_{\text{н.п}}) / 1000] T_p + 3,153 d_{\text{н.п}} - 1,144 d_1 - I_0 = 0. \quad (9.56)$$

Для решения записанного уравнения воспользуемся комбинацией метода касательных (метод Ньютона) и метода хорд. По методу касательных каждое последующее приближение отыскивается по формуле

$$T_{p_{n+1}} = T_{p_n} - F_n / F'_n, \quad (9.57)$$

где n — номер шага расчета; T_p — значение аргумента, в нашем случае значение равновесной температуры; F_n — значение функции F на n -м шаге; F'_n — значение первой производной функции F по аргументу T_p на n -м шаге.

Выражение для производной F' можно получить, продифференцировав по T_p уравнение (9.56):

$$F' = 1 + (4,19 d_1 - 2,39 d_{\text{н.п}}) / 1000 - 2,39 \cdot 10^{-3} d'_{\text{н.п}} T_p + 3,153 d'_{\text{н.п}} = 1 - 2,39 \cdot 10^{-3} d_{\text{н.п}} + (3,153 - 2,39 \cdot 10^{-3} T_p) d'_{\text{н.п}} + 4,19 \cdot 10^{-3} d_1. \quad (9.58)$$

¹ Данное утверждение является строгим только для изолированных систем. Для неизолированных систем, т.е. систем с внешним теплообменом, возникновение фазовых превращений может привести к изменению интенсивности теплообмена и, таким образом, сказаться на конечных результатах процесса.

Появившуюся в уравнении (9.58) производную $d'_{\text{н.п}}$ определим, продифференцировав выражение (9.18), дающее зависимость $d_{\text{н.п}}$ от $p_{\text{н.п}}$:

$$d'_{\text{н.п}} = 622 \frac{(p_6 - p_{\text{н.п}}) p'_{\text{н.п}} + p_{\text{н.п}} p'_{\text{н.п}}}{(p_6 - p_{\text{н.п}})^2} = d_{\text{н.п}} \frac{p_6}{p_6 - p_{\text{н.п}}} \frac{p'_{\text{н.п}}}{p_{\text{н.п}}}. \quad (9.59)$$

Для вычисления производной $p'_{\text{н.п}}$ продифференцируем зависимость (9.10):

$$p'_{\text{н.п}} = p_{\text{кр}} \left[\sum_{v=0}^{v=11} k_v T'_v(u) \right] \exp \sum_{v=0}^{v=11} k_v T_v(u) = p_{\text{н.п}} \sum_{v=0}^{v=11} k_v T'_v(u), \quad (9.60)$$

где $T'_v(u)$ имеет значение, зависящее от номера члена полинома. Для первых двух членов имеем

$$\begin{aligned} T'_0(u) &= 0; \\ T'_1(u) &= u', \end{aligned} \quad (9.61)$$

где u' с помощью формулы (9.13) может быть представлена в виде

$$u' = -0,4 \frac{K_0}{K_3} \frac{T_{\text{кр}}}{T_{\text{н.п}}^2} \left(\frac{T_{\text{кр}}}{T_{\text{н.п}}} - K_1 \right)^{-0,6}. \quad (9.62)$$

Для остальных членов полинома с номерами v от 2 до 11 получаем

$$T'_v(u) = 2[u T'_{v-1}(u) + u' T_{v-1}(u)] - T'_{v-2}(u). \quad (9.63)$$

Обратная подстановка зависимостей (9.63) в (9.60), (9.59) и далее в (9.58) или последовательное вычисление производных "начиная с конца" дает возможность определить значение F'_n для любого шага приближения.

В обычных случаях метод касательных имеет достаточно быструю и устойчивую сходимость, если в окрестности корня выполняется условие [10]

$$\left| \frac{F'' F}{F'^2} \right| < 1. \quad (9.64)$$

Однако, как показывает детальный анализ функции F , отражающей характер зависимости энтальпии влажного воздуха от температуры, эта функция имеет конечный и бесконечный разрывы. Конечный разрыв соответствует скачку энтальпии на величину теплоты плавления воды при переходе температуры через 0°C , а бесконечный разрыв достигается при температуре кипения, поскольку насыщающее влагосодержание $d_{\text{н.п}}$ в этой точке (при $p_{\text{н.п}} = p_6$) теоретически, в соответствии с формулой (9.18), устремляется в бесконечность. Применение метода касательных к разрывным функциям возможно только в пределах гладких участков.

Более универсальным в смысле сходимости является метод хорд при условии, что известны два значения функции F , имеющие противоположные знаки.

Формула для расчета очередного приближения имеет следующий вид:

$$T_{pn+1} = T_{pn-1} - F_{n-1} \frac{T_{pn} - T_{pn-1}}{F_n - F_{n-1}}. \quad (9.65)$$

Использование комбинации метода касательных и метода хорд позволяет обеспечить устойчивость процесса расчета, но при этом важную роль играет выбор точки начального приближения. Естественное на первый взгляд использование в этих целях расчетной температуры T_1 с высокой степенью вероятности (в силу особенностей функции F) приводит на первом же шаге к получению очередного приближения температуры, большего, чем температура кипения (т.е. за точкой разрыва функции F), и в последующем чисто математическое решение может сойтись за пределами физически реальных значений. В то же время температура кипения изменяется с высотой и при очень низких давлениях может стать равной 0°C , а затем перейти в температуру полной сублимации льда в зоне отрицательных температур по шкале Цельсия.

Поэтому с вычислительной точки зрения представляется целесообразным в качестве начального приближения принимать температуру, чуть меньшую, чем температура кипения. Вычислить указанную температуру можно с помощью уравнения линии насыщения (9.10) с использованием упомянутых выше метода касательных и метода хорд, если в качестве функции F принять $F = p_b - p_{н.п}$, а в качестве ее первой производной соответственно $F' = -p'_{н.п}$.

В связи с тем, что вблизи температуры кипения крутизна зависимости энтальпии от температуры весьма велика, использование классического метода касательных (9.57) дает на начальном этапе очень медленное приближение к корню. Поэтому становится необходимой модификация метода касательных посредством введения во втором члене правой части уравнения (9.57) поправочного коэффициента:

$$T_{pn+1} = T_{pn} - \left(\frac{F_n}{F'_n} \right) \left(\frac{F_{n-1}}{F'_n - F'_n} + 1 \right) \quad (9.66)$$

(на первом шаге поправочный коэффициент, стоящий в скобках, принимают равным 1).

Данная модификация за несколько шагов переводит решение в зону применения метода хорд, и полный цикл расчета существенно сокращается.

В результате решения уравнения (9.56) получается температура $T_p > 0^\circ\text{C}$, и количество сконденсировавшейся воды можно определить по очевидному соотношению

$$d_l = d_1 - d_{н.п}, \quad (9.67)$$

где $d_{н.п}$ — насыщающее влагосодержание при температуре T_p .

Второй вариант. Энтальпия I_0 меньше, чем I_{22} (равновесная температура влажного воздуха ниже 0°C). На этом этапе делаем предположение, что вся избыточная влага находится в твердом состоянии. Тогда уравнение для энтальпии может быть представлено в следующем виде:

$$I_1 = c_p T_p + (2,009 + 1,8 \cdot 10^{-3} T_p) d_{н.п} + (2,09 \cdot 10^{-3} T_p - 0,906)(d_1 - d_{н.п}), \quad (9.68)$$

или

$$I_1 = (1,005 + 2,09 \cdot 10^{-3} d_1) T_p + (2,915 - 0,29 \cdot 10^{-3} T_p) d_{н.п} - 0,906 d_1. \quad (9.69)$$

Соответственно, исходное уравнение принимает вид

$$F = (1,005 + 2,09 \cdot 10^{-3} d_1) T_p + (2,915 - 0,29 \cdot 10^{-3} T_p) d_{н.п} - 0,906 d_1 - I_0 = 0, \quad (9.70)$$

и для первой производной может быть получено выражение

$$F' = (1,005 + 2,09 \cdot 10^{-3} d_1) + (2,915 - 0,29 \cdot 10^{-3} T_p) d'_{н.п} - 0,29 \cdot 10^{-3} d_{н.п}. \quad (9.71)$$

Дальнейший ход решения полностью аналогичен описанному для первого варианта за исключением того, что зависимость (9.10) для определения парциального давления насыщенного водяного пара в данных условиях использована быть не может ввиду ограничения области ее применения только диапазоном положительных температур.

Анализ имеющихся экспериментальных данных, приведенных в различных источниках [32, 39, 44], позволяет предложить для аппроксимации зависимости парциального давления насыщенного водяного пара над льдом от температуры соотношение

$$\beta_1 = \theta_1^B, \quad (9.72)$$

в котором

$$\beta_1 = p_{н.п} / p_{тр}; \quad \theta_1 = T / T_{тр},$$

где $p_{н.п.}$, T — парциальное давление и температура насыщенного водяного пара; $T_{тр}$, $p_{тр}$ — температура и давление воды в тройной точке, $T_{тр} = 273,16$ К, $p_{тр} = 610,8$ Па; B — подобранный показатель степени, $B = 23,16$.

Несмотря на очевидную простоту формула (9.72) обладает следующими достоинствами:

в тройной точке она даст точное значение для парциального давления насыщенного водяного пара;

при абсолютной температуре, равной нулю ($-273,15$ °С), парциальное давление насыщенного водяного пара обращается в нуль (что соответствует интуитивному представлению об отсутствии какого бы то ни было движения молекул в данных условиях);

и, наконец, что, вероятно, является самым важным, погрешность формулы (9.72) не превосходит 1 % в диапазоне температур от 0 до -20 °С, а во всем интервале температур (до -50 °С), где имеются экспериментальные данные, абсолютные отклонения давления не превосходят 4 Па.

В силу простоты формулы (9.72) вычисление первой производной от $p_{н.п.}$ не представляет сложностей:

$$\begin{aligned} p'_{н.п.} &= B p_{тр} (T / T_{тр})^{B-1} / T_{тр} = \\ &= p_{тр} \frac{B}{T_{тр}^B} T^{B-1} = 51,787 (T / T_{тр})^{22,16}. \end{aligned} \quad (9.73)$$

Полученное значение производной $p'_{н.п.}$ необходимо подставить в уравнение (9.59) и затем полученные результаты использовать в зависимостях (9.71) и (9.57).

Третий вариант. Энтальпия I_0 больше, чем $I_{з2}$, но меньше, чем $I_{з1}$ (равновесная температура влажного воздуха равна 0 °С, а процесс перехода воды из жидкой в твердую фазу завершился в промежуточном состоянии).

Определим количество влаги, находящейся в каждой из трех фаз — твердой, жидкой и парообразной.

Количество воды, находящейся в твердом состоянии, можно вычислить, используя общее уравнение для энтальпии (9.34). С учетом условия (9.47) и очевидного соотношения

$$d_i = d_1 - d_z - d_i \quad (9.74)$$

уравнение (9.34) может быть записано следующим образом:

$$\begin{aligned} I_z &= 1,005 \cdot 273,15 + (2,009 + 1,8 \cdot 0,27315) d_z - \\ &- (0,906 - 2,09 \cdot 0,27315) d_i, \end{aligned} \quad (9.75)$$

или

$$I_z = 274,5 + 2,5 d_z - 0,335 d_i, \quad (9.76)$$

откуда

$$d_i = 2,98(274,5 + 2,5 d_z - I_0). \quad (9.77)$$

Таким образом, в результате полного расчета определяется значение равновесной температуры T_p , а также удельные количества влаги, находящейся в воздухе в парообразном, жидком и твердом состояниях, для любых начальных условий в рамках предположения об изолированности процесса. Если сконденсировавшаяся влага или снег затем удаляется из системы, то остаточное влагосодержание $d_{ост}$ может быть вычислено по формуле

$$d_{ост} = d_1 - k_l d_l - k_i d_i, \quad (9.78)$$

где k_l — безразмерный коэффициент, степень удаления воды из системы; k_i — степень удаления снега (льда) из системы ($k_l = k_i = 0$, если вода и снег из системы не удаляются; $k_l = k_i = 1$, если вода и снег удаляются полностью).

Знание величины остаточного влагосодержания существенно в тех случаях, когда предусматривается последующая обработка воздуха в системе и проведение соответствующих расчетов для определения его параметров в новом состоянии.

Следует обратить внимание на то, что $d_{ост} \geq d_{н.п.}$. Это обстоятельство не противоречит физическому смыслу, так как часть влаги действительно может переноситься с воздухом по тракту в твердом или жидком состоянии, переходить затем в пар и принимать участие во всех процессах обработки воздуха.

На рис. 9.18 в качестве примера, демонстрирующего результаты расчета по рассмотренной методике, представлен график, полученный на ЭВМ, который показывает влияние начального влагосодержания на равновесную температуру влажного воздуха, устанавливающуюся в процессе охлаждения с конденсацией или вымораживанием влаги. На графике по оси ординат отложены значения равновесной температуры влажного воздуха, а по оси абсцисс — температура, которую принял бы сухой воздух при той же, что и для влажного, удельной величине теплопотерь. Иными словами, из графика можно установить, какую температуру будет иметь влажный воздух при различном начальном влагосодержании, если из-

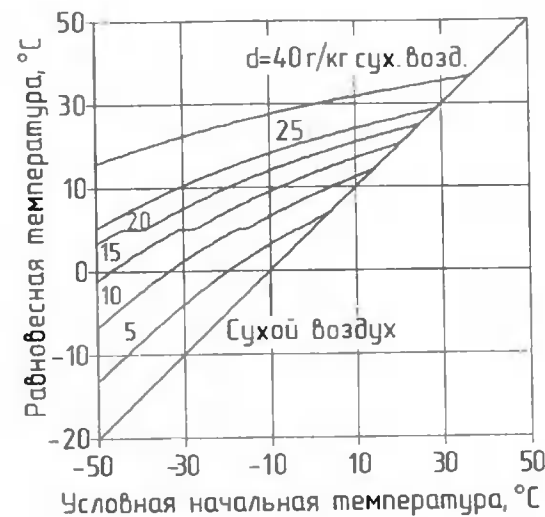


Рис. 9.18. Зависимость равновесной температуры T_p влажного воздуха от начального влагосодержания d и степени охлаждения

вестно, какую температуру принимает сухой воздух при охлаждении в тех же условиях.

Характерно, что полученные кривые равновесной температуры влажного воздуха имеют горизонтальную ступеньку при 0 °С. Данная ступенька соответствует процессу перехода воды из жидкого состояния в твердое, который, как известно, в равновесных условиях происходит при постоянной температуре. Наблюдаемое при этом увеличение разности температур между влажным и сухим охлаждаемым воздухом определяется выделением теплоты фазового перехода.

Из графика можно установить также, какое количество воды выделяется из воздуха при понижении его температуры до того или иного значения. Для этого можно воспользоваться тем обстоятельством, что в местах отклонения кривых влажного воздуха от линии сухого воздуха равновесная температура соответствует точке росы при данном влагосодержании. Вычитая это влагосодержание из начального влагосодержания охлаждаемого воздуха, можно определить удельное (г/кг) количество воды, выделившейся из воздуха при понижении его температуры до рассматриваемого уровня.

9.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА ПОСЛЕ ВПРЫСКА В НЕГО ВОДЫ

Данный расчет базируется в основном на тех же зависимостях, которые были рассмотрены в предыдущей задаче. К числу особенностей процесса можно отнести то, что впрыск воды при температуре воздуха ниже 273,15 К, а также при параметрах воздуха выше критических ($T_{кр} = 647,3$ К; $p_{кр} = 22,12$ МПа) нецелесообразен. В первом случае вода после впрыска неизбежно замерзает и может закупорить проходные отверстия подающего устройства, охлаждаемого агрегата или магистрали. Во втором случае эффект охлаждения не может быть достигнут, так как теплота парообразования при параметрах, выше критических, равна нулю.

Внутри указанного интервала параметров для расчета эффекта охлаждения можно использовать выражение для энтальпии влажного воздуха в следующем виде:

$$I_1 = c_p T_p + (2,009 + 1,8 \cdot 10^{-3} T_p) d_{н.п} c_n - 4,19 \cdot 10^{-3} (d_{н.п} c_n - d_1) (T_p - 273), \quad (9.79)$$

где c_n — степень насыщения воздуха влагой после впрыска.

Записанное выражение получено на основе предположения, что в воздух подается ровно такое количество воды, которое необходимо для достижения заданной степени насыщения, и что температура подводящей воды равна температуре T_p (для определенности решения). Величина погрешности из-за нарушения последнего условия не может оказаться

очень большой, так как теплота парообразования обычно во много раз больше количества теплоты, затрачиваемой на подогрев или на охлаждение воды.

При выводе уравнения (9.79) считалось также, что начальная энтальпия воздуха до впрыска в него воды определяется, как и прежде, по формуле

$$I_0 = T_1 + (2,009 + 1,8 \cdot 10^{-3} T_1) d_1.$$

Тогда с учетом принятых допущений исходное уравнение, рассчитанное на применение метода хорд и метода касательных, может быть записано таким образом:

$$F = c_p T_p + (2,009 + 1,8 \cdot 10^{-3} T_p) d_{н.п} c_n - 4,19 \cdot 10^{-3} (d_{н.п} c_n - d_1) (T_p - 273,15) - I_0,$$

или

$$F = c_p T_p + (3,153 - 2,39 \cdot 10^{-3} T_p) d_{н.п} c_n + 4,19 \cdot 10^{-3} d_1 (T_p - 273,15) - I_0. \quad (9.80)$$

Первая производная этого выражения по T_p имеет вид

$$F' = 1,005 + 4,19 \cdot 10^{-3} d_1 + (3,153 - 2,39 \cdot 10^{-3} T_p) d'_{н.п} c_n - 2,39 \cdot 10^{-3} d_{н.п} c_n. \quad (9.81)$$

Последующий ход решения, а также соответствующие выкладки полностью идентичны описанному выше и отраженному в уравнениях (9.57)...(9.66). Найденное значение равновесной температуры требует корректировки в двух случаях:

1. Если T_p получилась больше, чем T_1 . Такой результат возможен, когда начальное влагосодержание превосходит значение, соответствующее насыщенному при данных условиях. Впрыск воды в этом случае не может привести к желаемому понижению температуры, и в качестве результата расчета следует принимать $T_p = T_1$.

2. Если T_p получилась меньше 273,15 К (при $T_1 \geq 273,15$ К). Как уже отмечалось выше, указанный режим технически нецелесообразен. В качестве приемлемой альтернативы можно допустить, что в воздух впрыскивается столько воды d_x , сколько необходимо для понижения температуры смеси ровно до 0 °С. Это количество воды можно определить из соотношения

$$d_x = \frac{I_0 - 274,5}{2,5 c_n}, \quad (9.82)$$

которое легко получается из уравнения (9.79) после подстановки в него $T_p = 273,15 \text{ К}$.

Произведенные корректировки окончательно уточняют решение, и оно затем может быть использовано в качестве основы для последующего расчета теплообменников с впрыском. Вне зависимости от различия конструктивных схем или отдельных моментов в принципах действия равновесная температура, достигаемая при насыщении воздуха водой, является важнейшим исходным параметром для расчета всех типов названных теплообменников.

Примером, показывающим результаты расчета на ЭВМ по рассмотренной методике, может служить график, приведенный на рис. 6.6, на котором изображено изменение температуры, устанавливающейся в ходе адиабатического испарения воды в потоке, в зависимости от исходных значений влагосодержания и температуры воздуха.

9.5. РАСЧЕТ ПЕТЛЕВЫХ СХЕМ ВЛАГООТДЕЛЕНИЯ ПРИ ВЫСОКОМ ДАВЛЕНИИ

При работе авиационных СКВ на влажном воздухе одно из ограничений их возможностей связано с проблемами предотвращения забивания снегом или льдом проходных сечений элементов системы, находящихся за турбохолодильником (влагоотделителей, глушителей шума, обратных клапанов, распределительных устройств и т.п.). Чтобы не допустить подобных ситуаций, приводящих к отказу СКВ, на выходе из турбохолодильников поддерживают температуру воздуха выше точки замерзания воды, т.е. выше 0°C (с некоторым запасом, определяемым допуском на точность работы регулятора температуры). Данное обстоятельство ограничивает располагаемый перепад температур $T_{\text{каб}} - T_{\text{СКВ}}$, используемый при охлаждении кабин, величиной порядка 20°C , и требуемая холодопроизводительность СКВ обеспечивается увеличением расхода воздуха через систему, иногда в количествах, превышающих потребности на вентиляцию.

Вместе с тем известно, что расход воздуха через СКВ является одним из наиболее существенных факторов, влияющих на установочную массу системы и на затраты энергии (топлива), обеспечивающие ее функционирование и транспортировку. Естественное стремление снизить указанные затраты может быть реализовано (при заданной холодопроизводительности) только путем расширения перепада температур $T_{\text{каб}} - T_{\text{СКВ}}$, следовательно, лишь при переходе $T_{\text{СКВ}}$ в отрицательную область по шкале Цельсия, что не приведет к отказу системы только в случае предварительной и достаточной по глубине осушки воздуха.

Требуемая осушка может быть достигнута различными методами, но в системах охлаждения воздушного цикла наиболее просто осу-

ществим способ, базирующийся на свойстве повышения температуры точки росы при увеличении давления паровоздушной смеси. Указанное свойство следует из формул (9.18), (9.17) и (9.9). На рис. 9.19 показана зависимость температуры точки росы от давления при фиксированном влагосодержании влажного воздуха. Представлены пять графиков для влагосодержаний 2, 4, 10, 15 и $20 \text{ г/кг сух. возд.}$, имеющих вид монотонно возрастающих выпуклых кривых. Из графиков видно, что, например, для влагосодержания $20 \text{ г/кг сух. возд.}$ температура точки росы при атмосферном давлении ($0,1 \text{ МПа}$) составляет 25°C , а при давлении $0,5 \text{ МПа}$ возрастает до 55°C . Аналогичный, но меньший рост температуры точки росы при увеличении давления происходит при меньших влагосодержаниях. Из этих же графиков можно установить, что температуре 15°C при давлении $0,6 \text{ МПа}$ соответствует насыщающее влагосодержание, несколько меньшее $2 \text{ г/кг сух. возд.}$.

Эти же зависимости можно представить по-другому. Пусть на входе в турбохолодильник влажный насыщенный (но не содержащий жидкости!) воздух имеет одну и ту же заданную температуру $T_{\text{вх}}$ при разных давлениях. Спрашивается, какой будет температура насыщенного влажного воздуха, если давление снизить до $0,1 \text{ МПа}$? Ответ показан на рис. 9.20 для входных температур $0; 5; 10; 15$ и 20°C . Из графиков видно, что воздух, охлажденный до $+5^\circ\text{C}$ при давлении $0,5 \text{ МПа}$, остается сухим до температуры -14°C при атмосферном давлении ($p = 0,1 \text{ МПа}$).

В типовых схемах (см. рис. 6.3 и 6.4) простейшей системы охлаждения воздушного цикла с отделением влаги за турбохолодильником (в линии низкого давления) для получения температуры на выходе, равной $+3^\circ\text{C}$, при давлении на входе в турбину, равном примерно $0,5 \text{ МПа}$, достаточно обеспечить за воздухо-воздушным теплообменником (ВВТ) температуру порядка

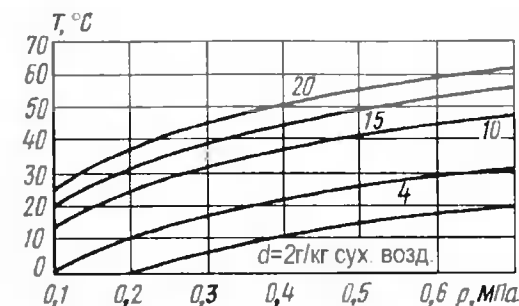


Рис. 9.19. Зависимость температуры точки росы от давления при фиксированном влагосодержании влажного воздуха для влагосодержаний 2, 4, 10, 15 и $20 \text{ г/кг сух. возд.}$

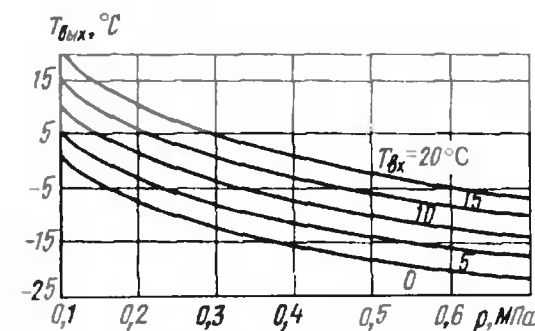


Рис. 9.20. Зависимость температуры точки росы на выходе из турбохолодильника (при давлении $p_{\text{вых}} = 0,1 \text{ МПа}$) от давления и температуры насыщенного влажного воздуха на входе

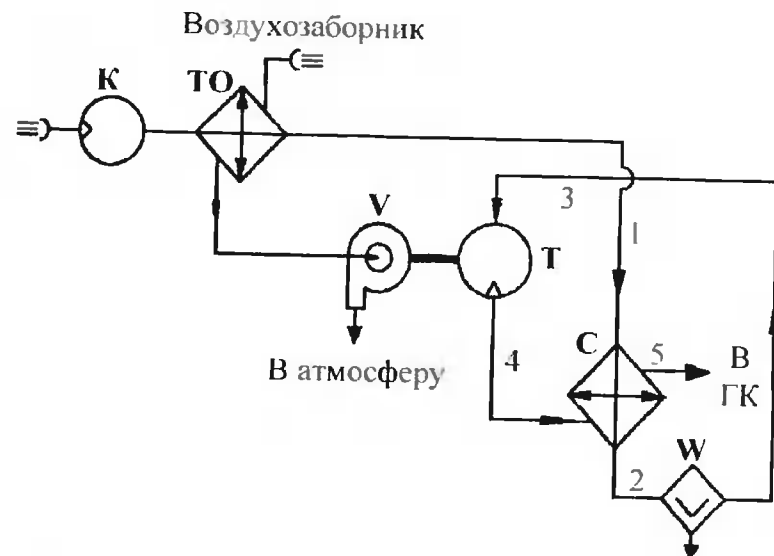


Рис. 9.21. Регенеративная схема включения теплообменника-конденсатора, обеспечивающая осушку воздуха:

К — компрессор; ТО — воздухо-воздушный теплообменник; Т — турбина турбохолодильника; В — вентилятор; С — теплообменник-конденсатор; W — влагоотделитель; 1...5 — номера участков (линий) петли

70...80 °С при влагосодержании 20 г/кг сух. возд. На выходе из турбины при этом образуется туман с водностью примерно 15 г/кг сух. возд., очень трудно отделяемый от воздуха из-за мелкой дисперсности капель воды. Чтобы получить воздух, не содержащий капельной влаги на выходе из турбины при температуре +3 °С и менее, необходимо осуществить предварительную осушку воздуха до входа в турбину, для чего требуется достигнуть при давлении 0,5 МПа более низкой температуры, примерно равной 5...10 °С (см. рис. 9.19 и 9.20).

Указанная задача может быть решена путем введения в систему по регенеративной схеме дополнительного теплообменника-конденсатора, как показано на рис. 9.21. Преимуществами схемы такого типа являются:

- небольшое число вновь вводимых агрегатов;
- простота, надежность, высокая технологичность новых агрегатов (теплообменника-конденсатора и влагоотделителя);
- использование в конденсаторе в качестве хладагента воздуха из самой системы, имеющего минимально возможную температуру по тракту СКВ, и, как следствие, эффективное удаление влаги до турбины турбохолодильника (что, в свою очередь, позволяет охладить воздух на выходе из системы до отрицательных температур без нежелательных последствий, о которых говорилось выше).

Характер распределения температур в образовавшейся петле в зависимости от термодинамической эффективности (КПД) теплообменника-конденсатора представлен на рис. 9.22. В целях предварительного уп-

рощения задачи приведенные на графиках зависимости построены для сухого воздуха на основе аналитического решения уравнений теплового баланса всех совместно работающих элементов СКВ.

Как видно из графиков, влияние КПД конденсатора на свойства системы весьма своеобразно. Обычно увеличение КПД элементов систем приводит к получению более высоких суммарных показателей, по крайней мере в энергетическом отношении. Для схемы, представленной на рис. 9.21, увеличение КПД теплообменника-конденсатора приводит к росту температуры T_5 на выходе из СКВ и, следовательно, к уменьшению ее холодопроизводительности (а также к сужению области применимости данной системы по высоте и скорости полета, зависимость

которой от выходной температуры рассматривается в гл. 10). В частности, при теоретически предельном КПД конденсатора, равном 1, охлаждение в петле полностью прекращается и на выходе из нее воздух имеет такую же температуру, как и на входе. Правда, при этом возможна полная осушка воздуха, так как в турбохолодильнике температура потока приближается к абсолютному нулю (−273 °С). Однако абсолютная осушка воздуха в авиационных системах кондиционирования не требуется, достаточно лишь обеспечить ненасыщенное состояние водяного пара, что гарантированно достигается при равенстве температур воздуха на выходе из конденсатора по "холодной" и "горячей" линиям (на пересечении линий 5 и 2, рис. 9.22), т.е. при КПД, приблизительно равном 0,5, и даже при несколько меньших значениях (по расчетам примерно до 0,45).

Как показывает анализ, основной причиной уменьшения энергетической эффективности системы при увеличении КПД теплообменника-конденсатора является снижение температуры воздуха на входе в турбину турбохолодильника, сопровождающееся уменьшением перепада температур на нем $\Delta T_{ТХ}$ при неизменной степени понижения давления в соответствии с зависимостью

$$\Delta T_{ТХ} = \eta_{ТХ} T_{вх ТХ} \left(1 - \pi_{ТХ}^{\frac{k-1}{k}} \right), \quad (9.83)$$

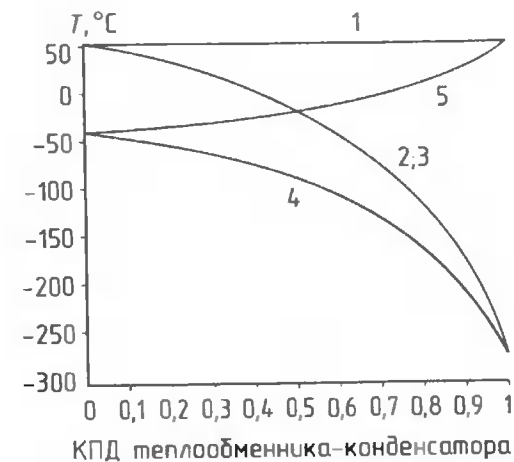


Рис. 9.22. Зависимость температуры сухого воздуха в различных точках (1...5) петлевой схемы от КПД теплообменника-конденсатора при фиксированной температуре на входе (50 °С), степени понижения давления воздуха на турбине, равной 4,5, КПД турбины 0,8

где $T_{вх\text{ТХ}}$ — температура воздуха на входе в турбину; $\eta_{\text{ТХ}}$ — термодинамический КПД турбины; $\pi_{\text{ТХ}}$ — степень понижения давления в турбине, $\pi_{\text{ТХ}} = p_3/p_4$; k — показатель адиабаты, для воздуха $k = 1,4$.

Можно выявить еще ряд особенностей петлевой схемы, рассмотрев более детально характер происходящих в ней процессов. В линии высокого давления теплообменника-конденсатора температура потока достигает температуры точки росы и конденсирующаяся влага начинает прежде всего осаждаться на стенках. Впоследствии водяная пленка со стенок теплообменника стекает в виде струй, пленки или сравнительно крупных капель в выходной трубопровод, где вода может быть удалена из воздуха при помощи щелевых влагоотделителей простейшего типа (в этом заключается одно из основных достоинств петлевых схем влагоотделения, поскольку отделение влаги из потока, выходящего из турбохолодильника, крайне затруднено из-за чрезвычайно малых размеров (5...15 мкм) капель, образующихся в проточной части турбины [57]).

В линию низкого давления теплообменника-конденсатора с выхода турбохолодильника поступает мелкодисперсный туман, содержащий в зависимости от уровня температуры водяные капли (которые могут быть переохлажденными при отрицательных температурах), кристаллики льда или их смесь. Этот поток в теплообменнике нагревается, и даже при сравнительно невысоком КПД конденсатора ($> 0,4$) вся содержащаяся в жидкой и твердой фазах вода должна испариться. Следует заметить также, что количество воды, проходящей через турбохолодильник и линию низкого давления конденсатора в петлевых схемах влагоотделения, сравнительно невелико (рис. 9.23). Указанный факт является дополнительным достоинством подобных схем. Однако наличие в потоке хотя бы небольшого количества переохлажденных капель и кристаллов льда может вызвать частичное или полное обледенение входного фронта теплообменного пакета и даже закупорку его каналов, что равносильно отказу системы. Для предотвращения подобных явлений приходится в конструкции теплообменников-конденсаторов предусматривать специальные противообледенительные элементы или системы

(иногда даже постоянного действия), организовывать обводные каналы либо принимать какие-либо другие специальные меры [57].

Другим существенным недостатком петлевой схемы, представленной на рис. 9.21, является то, что воздух из полости высокого давления конденсатора подается (после прохождения влагоотделителя) на вход турбины турбохолодильника, имея при этом относительную влажность 100 %, т.е. в состоянии насыщения.

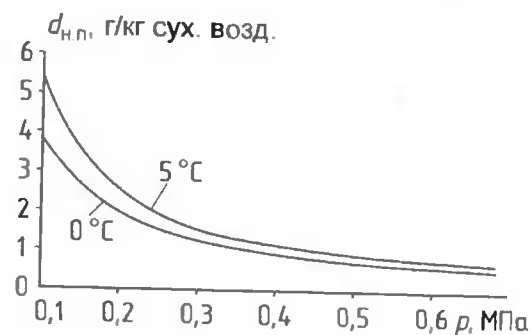


Рис. 9.23. Влияние давления на насыщенное влагосодержание $d_{н.п.}$ при температуре 0 и 5 °C

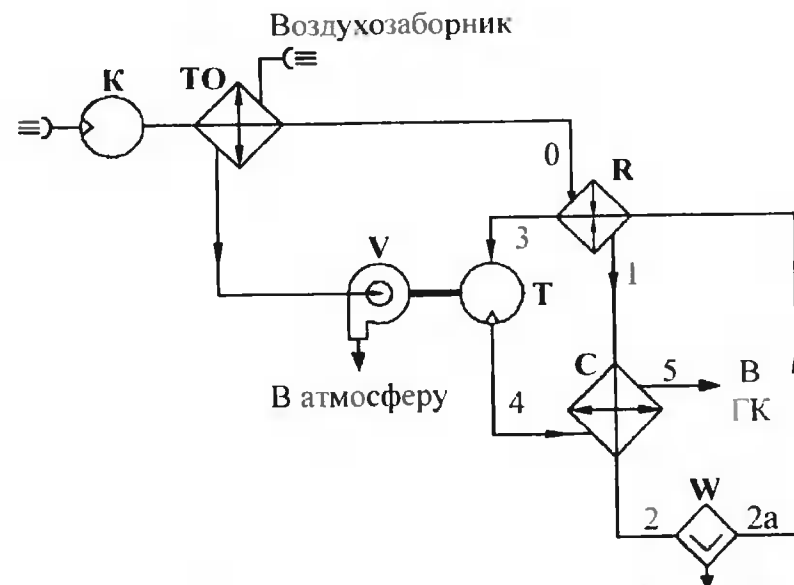


Рис. 9.24. Схема включения теплообменника-перегревателя в петлевую схему влагоотделения:

R — теплообменник-перегреватель (остальные обозначения см. на рис. 9.21)

Поэтому, даже если сепарация влаги во влагоотделителе осуществлена полностью, практически сразу же после входа в сопловой аппарат турбины по мере понижения в нем температуры начинается процесс фазовых превращений влаги с образованием капель воды, а затем и кристаллов льда. Наличие же влаги в жидкой или твердой фазе после влагоотделителя (пусть и в небольшом количестве) приводит к тому, что этот процесс может начаться раньше по тракту соплового аппарата и идти еще интенсивнее, так как капли воды или частицы льда в этом случае являются центрами кристаллизации. Все это может привести к эрозии лопаток рабочего колеса турбины, к их обмерзанию и к другим весьма негативным последствиям. По этой причине петлевые схемы систем кондиционирования данного вида (или им подобные) практически не используются на летательных аппаратах последних поколений [59].

Чтобы избежать рассмотренных негативных явлений, необходимо подавать на вход турбины воздух в ненасыщенном состоянии. Этого можно достигнуть, если использовать в схеме еще один дополнительный агрегат: теплообменник-перегреватель, установив его после влагоотделителя перед турбиной (рис. 9.24).

При такой схеме распределение температур несколько изменяется по сравнению с исходной системой: температура на выходе из теплообменника-конденсатора по "горячей" линии уменьшается (что способствует также лучшей осушке воздуха), а температуры на входе в турбину и на выходе из нее увеличиваются, что можно увидеть на графиках, приведенных на рис. 9.25, при построении которых КПД перегревателя был принят равным 0,4. Подогрев воздуха перед входом в турбину не только улучшает ус-

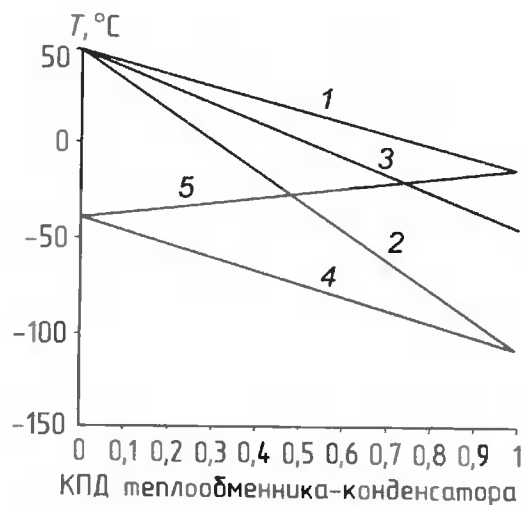


Рис. 9.25. Зависимость температуры сухого воздуха в различных точках (1...5) петлевой схемы от КПД теплообменника-конденсатора при КПД теплообменника-перегревателя, равном 0,4 (остальные параметры, как на рис. 9.22)

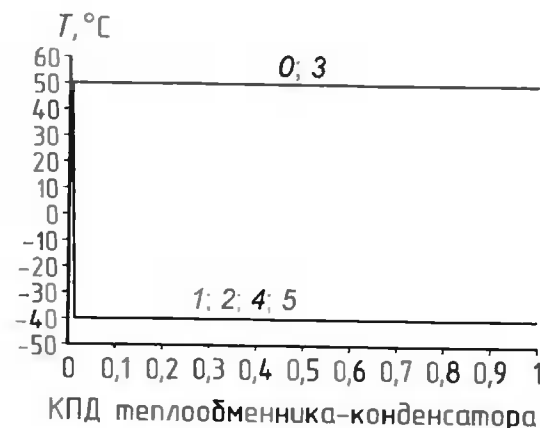


Рис. 9.26. Зависимость температуры сухого воздуха в различных точках (1...5) петлевой схемы от КПД теплообменника-конденсатора при КПД теплообменника-перегревателя, равном 1

ловия ее работы, но и приводит к росту на ней перепада температур, повышая эффективность всего цикла охлаждения. Это можно оценить по снижению температуры T_5 на выходе из системы, которое видно при сравнении графиков на рис. 9.22 и 9.25. В том гипотетическом случае, когда КПД перегревателя равен своему максимально возможному значению ($\eta_{TO2} = 1$), температура T_5 на выходе из системы достигает своего предельного для данных условий уровня (становится равной выходной температуре для простейшей схемы СКВ без петли, см. рис. 6.3) и остается неизменной при любых значениях КПД теплообменника-конденсатора (рис. 9.26). Из этого следует самостоятельная и весьма важная роль теплообменника-перегревателя как средства повышения термодинамической эффективности системы охлаждения, правда использование данного средства сдерживается требованием не допустить замерзания воды в линии высокого давления ("горячей" линии) теплообменника-конденсатора.

Система уравнений теплового баланса петлевой схемы с перегревателем (см. рис. 9.24) имеет вид

$$\begin{aligned} T_1 &= T_0 - \eta_{TO2}(T_0 - T_2); \\ T_2 &= T_1 - \eta_{TO1}(T_1 - T_4); \\ T_3 &= T_2 - \eta_{TO2}(T_0 - T_2) = T_2 + T_0 - T_1; \\ T_4 &= T_3(1 - K_{TX}); \\ T_5 &= T_4 - \eta_{TO1}(T_1 - T_4) = T_4 + T_1 - T_2, \end{aligned} \quad (9.84)$$

где η_{TO1} — КПД теплообменника-конденсатора; η_{TO2} — КПД теплообменника-перегревателя; $T_0, \dots, T_5$ — температуры воздуха в рассматриваемых сечениях петли;

$$K_{TX} = \eta_{TX} \left(1 - \pi_{TX}^{\frac{k-1}{k}} \right) = \frac{T_{BX\ TX} - T_{ВЫХ\ TX}}{T_{BX\ TX}} = \frac{\Delta T_{TX}}{T_{BX\ TX}}. \quad (9.85)$$

Система уравнений (9.84) записана в предположении, что воздух по тракту петли сухой (входное влагосодержание $d_{вх} = 0$) и расход его в любом сечении постоянный (т.е. отсутствуют подмеси или отборы воздуха); тогда соотношения расходов холодного G_k и горячего G_r теплоносителей для обоих петлевых теплообменников будут одинаковыми: $G_k/G_r = 1$.

В результате несложных преобразований можно получить формулу для температуры T_5 на выходе из петли:

$$T_5 = T_{СКВ} = T_0 \left[1 + \frac{\frac{\eta_{TO1} + \eta_{TO2} - 2\eta_{TO1}\eta_{TO2} - 1}{1 - \eta_{TO2} + \eta_{TO1}\eta_{TO2}} K_{TX}}{1 - \frac{\eta_{TO1} - \eta_{TO1}\eta_{TO2}}{1 - \eta_{TO2} + \eta_{TO1}\eta_{TO2}} (1 - K_{TX})} \right]. \quad (9.86)$$

Для расчета теплотехнических параметров влажного воздуха в петле система уравнений (9.84) должна быть преобразована таким образом, чтобы в ней учитывались возможные фазовые переходы жидкости по тракту системы (испарение, конденсация и замерзание влаги). При этом в качестве определяющего параметра состояния влажного воздуха будет выступать уже не абсолютная температура, а его энтальпия при данных условиях, поскольку с помощью энтальпии фазовые переходы жидкости во влажном воздухе учитываются наиболее простым образом. Однако формально заменять абсолютную температуру влажного воздуха T_i на его энтальпию I_i в уравнениях (9.84) нельзя, так как физические процессы во влажном воздухе являются более сложными для анализа и требуют более полного учета всего спектра явлений, возникающих при фазовых переходах воды, содержащейся в воздухе, в процессе тепломассообмена. В связи с этим мы не будем приводить здесь систему уравнений для влажного воздуха. Решение же "влажных" уравнений теплового баланса возможно только с применением различных численных методов (см. разд. 9.3, 9.4), реализованных в программах для ЭВМ.

Возвращаясь к анализу особенностей систем, еще раз отметим, что возможность получения сухого воздуха при отрицательных температурах и увеличение в результате этого холодопроизводительности системы является решающим преимуществом петлевых схем влагоотделения. Для достижения отрицательных температур и предотвращения угрозы обмерзания теплообменных поверхностей либо ограничивают КПД тепло-

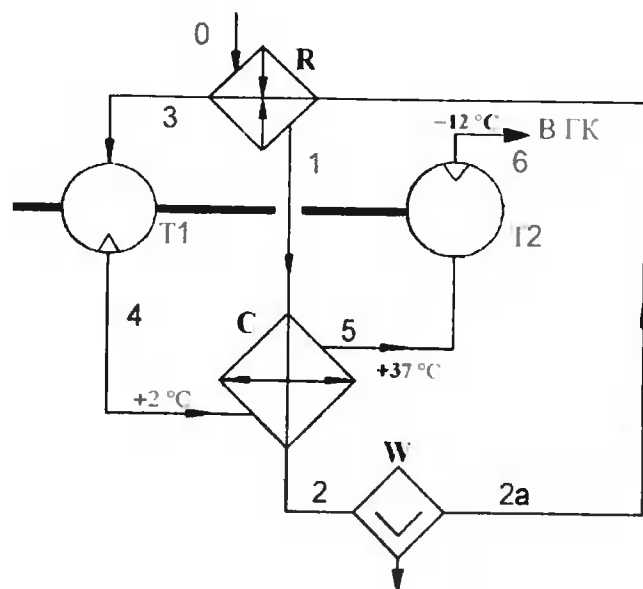


Рис. 9.27. Использование турбохолодильника с двухступенчатой турбиной для защиты теплообменников петлевой схемы от обмерзания:

T1, T2 — первая и вторая ступени турбины (остальные обозначения те же, что на рис. 9.24) [66]

обменников (перегревателя и конденсатора) или принимают меры для защиты их от обледенения (однако таким образом невозможно защитить "горячие" тракты данных теплообменников, обледенение которых — также весьма серьезная и актуальная проблема), либо, оставляя режим работы теплообменников в зоне положительных температур, добавляют еще одну ступень охлаждения в турбине турбохолодильника, как показано на рис. 9.27. Такая схема СКВ была применена на самолете "Боинг 777" [66]. На рис. 9.27 приведены также значения температур в различных точках по тракту. Автор работы [66] утверждает, что несмотря на введение дополнительных агрегатов (теплообменника-конденсатора, теплообменника-перегревателя и добавочной ступени турбины) установочная масса предложенного варианта системы примерно на 15 % меньше установочной массы возможного аналога, выполненного по обычной схеме (см. рис. 6.3). Подобное утверждение представляется весьма правдоподобным, поскольку вследствие снижения температуры на выходе из системы до -12°C оказывается возможным сократить расход воздуха по сравнению со схемой, приведенной на рис. 6.3, примерно в 1,5 раза (ограничив его санитарными нормами на вентиляцию кабины), что позволяет снизить массу общих для обеих систем агрегатов приблизительно на 30 %. Кроме того, в СКВ рассматриваемой схемы минимальная температура воздуха достигается непосредственно за последним агрегатом системы охлаждения (которым здесь является вторая ступень турбины), что повышает эффективность системы по сравнению

со всеми ранее рассмотренными петлевыми схемами. Помимо всего прочего, это позволяет снизить требования к степени понижения давления воздуха на турбине турбохолодильника, так как уменьшаются необходимые перепады температур на турбинах (из-за того что воздух больше не подогревается в конденсаторе перед подачей в кабину или смеситель), следовательно, возникает возможность отбора воздуха от более низких ступеней компрессора двигателя (а может быть даже от компрессора низкого, а не высокого давления), что благоприятно отразится на характеристиках силовой установки.

К недостаткам петлевой схемы с двумя ступенями турбины можно отнести усложнение конструкции турбохолодильника (а значит, и ухудшение его надежности и эксплуатационных характеристик), меньшую степень осушки подаваемого воздуха в петле, так как его охлаждение в конденсаторе происходит при более высоких температурах, чем в предыдущей схеме, а также возможность присутствия некоторого количества воды или льда (в виде тумана или снега) на выходе второй ступени турбины (в количестве до 8 г/кг сух. возд. вместо менее 1 г/кг сух. возд. в схемах с одноступенчатой турбиной).

На рис. 9.28 представлены результаты расчета процессов тепловой обработки влажного воздуха в петлевой схеме, показанной на рис. 9.24. Параметры воздуха (температура, количества влаги в паровой, жидкой и твердой фазах и относительная влажность) посчитаны с помощью программы, учитывающей фазовые переходы воды при тепловой обработке воздуха. Кривые зависимостей температур воздуха по тракту системы от КПД теплообменника-конденсатора обозначены теми же номерами, какие проставлены у соответствующих участков схемы системы. Линия 6 показывает характер изменения относительной влажности на выходе из системы (в точке 5). Шкала относительной влажности представлена на второй оси ординат, расположенной справа. Для расчетов принимались следующие исходные данные (которые также являются исходными данными для упомянутой выше программы):

КПД турбохолодильника равен 0,8;

сконденсированная влага во влагоотделителе полностью удаляется из системы (без потери воздуха);

давление воздуха на входе в систему равно 0,45 МПа;

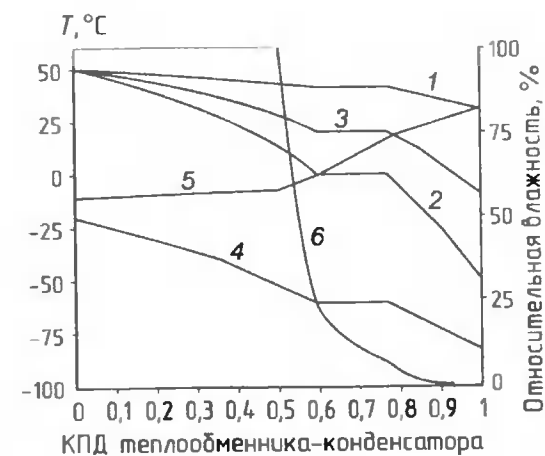


Рис. 9.28. Зависимость температуры влажного воздуха в различных точках по тракту петлевой схемы от КПД теплообменника-конденсатора

давление воздуха на выходе из системы равно 0,1 МПа (гидравлическое сопротивление теплообменников и трубопроводов не учитывается);

КПД теплообменника-перегревателя равен 0,4;

температура на входе в систему (в точке 0) $T_0 = 323,15 \text{ К}$ ($50 \text{ }^\circ\text{C}$);

начальное влагосодержание воздуха $d_0 = 20 \text{ г/кг сух. возд.}$

Анализ результатов расчетов позволяет отметить следующее.

Общий характер кривых основных закономерностей как для сухого, так и для влажного воздуха сохраняет сходство. Заметное отклонение линий влажного воздуха от соответствующих линий сухого воздуха происходит только после начала процессов конденсации воды. Эти отклонения увеличиваются, а в линиях влажного воздуха наблюдается излом с возникновением горизонтального прямолинейного участка, когда в теплообменнике-конденсаторе (кривая 2), а затем возможно и в теплообменнике-перегревателе (кривая 1) достигается температура замерзания воды ($0 \text{ }^\circ\text{C}$). Чем больше начальное влагосодержание, тем шире горизонтальная "полка" на кривых. Указанные режимы соответствуют в реальных системах началу зоны неработоспособности, когда вода замерзает в каналах высокого давления теплообменников. Однако в расчетах, в предположении о теоретической возможности сохранения работоспособности системы, проанализированы и эти режимы вплоть до предельного КПД теплообменника-конденсатора, равного 1.

По характеру поведения кривой б относительной влажности можно видеть, что переход воздуха из насыщенного состояния с содержанием воды в жидкой или твердой фазе в ненасыщенное со сравнительно низкой относительной влажностью происходит достаточно энергично при изменении КПД теплообменника-конденсатора примерно от 0,45 до 0,6. (Заметим, что иногда это соответствует зоне неработоспособности системы, поэтому в таких системах получить на выходе ненасыщенный воздух невозможно или необходимо применять дополнительные меры против обледенения "горячих" трактов теплообменников, что крайне затруднительно для реальных систем.)

Для рассмотренного конкретного режима работы системы можно дополнительно констатировать следующее [59]:

насыщающее влагосодержание на входе при давлении 0,45 МПа равно примерно 17,5 г/кг сух. возд. (установлено в результате расчета). В этой связи более высокое влагосодержание наружного воздуха проявляется только в увеличении количества воды, попадающей на вход петлевой схемы в жидком виде, а характер изменения температур в петле остается таким же, каким он показан на рис. 9.28 (пока влияние жидкой фазы на теплосмкость смеси остается незначительным). Возможно по этой причине при расчете петлевых схем не назначают влагосодержания больше, чем 20 г/кг сух. возд., хотя при расчетной температуре атмосферного воздуха, равной $37 \text{ }^\circ\text{C}$, насыщающее влагосодержание превосходит 41 г/кг сух. возд. При этом, очевидно, предполагается, что полу-

чение на входе в петлю воздуха с температурой $50...55 \text{ }^\circ\text{C}$ и давлением 0,4...0,5 МПа технически осуществимо;

отказ системы из-за обмерзания стенок теплообменника-конденсатора в линии высокого давления становится наиболее вероятным при КПД конденсатора, большем чем 0,6, когда средневзвешенная температура воздуха на выходе из этой линии становится равной нулю или отрицательной для любого влагосодержания (см. линию 2 на рис. 9.28). Обмерзание линии высокого давления становится маловероятным (для влагосодержания воздуха больше 5 г/кг сух. возд.) при КПД конденсатора, меньшем 0,41;

при рассматриваемых условиях воздух на выходе из петли (в зоне ее работоспособности) всегда имеет температуру ниже $0 \text{ }^\circ\text{C}$. Для влагосодержания 5 г/кг сух. возд. можно получить на выходе из системы воздух, не содержащий капель воды и кристаллов льда, с температурой $-19 \text{ }^\circ\text{C}$, а для влагосодержания 20 г/кг сух. возд. — с температурой $-7 \text{ }^\circ\text{C}$, при КПД конденсатора, равном примерно 0,5.

В результате большого числа расчетов для различных входных условий было выяснено, что количество воды, конденсирующейся на выходе "горячей" линии теплообменника-перегревателя, может быть довольно значительным, поэтому часто имеет смысл устанавливать в системе еще один дополнительный влагоотделитель после перегревателя (в линии 1), что сделает удаление влаги в петле более эффективным и даст возможность "растянуть" диапазон значений КПД конденсатора, подходящих по условию обеспечения на выходе из системы заданной температуры T_3 (при сохранении относительной влажности в выходном сечении, меньшей 100 %). Кроме того, установка этого влагоотделителя позволяет сделать режим работы конденсатора (его "горячей" линии) менее жестким при условиях, близких к обледенению, т.е. несколько увеличивает зону работоспособности системы.

Проведенные исследования петлевых схем также показали, что при температурах на входе в петлю, меньших $50 \text{ }^\circ\text{C}$, на выходе из нее (в зоне работоспособности системы), как правило, содержится определенное количество кристаллов льда (или снега). Этот факт позволяет предположить, что охлаждение воздуха в теплообменниках перед входом в петлю до температур ниже $50 \text{ }^\circ\text{C}$ вряд ли целесообразно. Если же оно реально осуществляется, то может свидетельствовать о факте перетяжеления указанных теплообменников.

В заключение можно сформулировать несколько рекомендаций по выбору структуры петлевой схемы и параметров входящих в нее агрегатов (теплообменников и турбохолодильника) на основании предварительно выполненного расчета системы для конкретного "влажного" режима работы:

назначаемый КПД теплообменника-перегревателя желательно устанавливать в диапазоне 0,4...0,6, что позволяет достаточно эффективно удалять влагу, не перетяжеляя петлю массой данного агрегата, и сохраняя

ет область работоспособности системы (по КПД конденсатора) на необходимом уровне;

применение в составе петли турбокомпрессоров предпочтительнее, чем простых турбохолодильников, поскольку дополнительное повышение давления на входе в петлю (при сохранении того же уровня входной температуры) приводит к более полной осушке воздуха и в конечном итоге к повышению эффективности системы по охлаждению воздуха;

целесообразно использовать впрыск отделяемой в петле жидкости в продувочную линию теплообменников первичного охлаждения, что может привести к увеличению их термодинамической эффективности (к тому же, наиболее сложные в тепловом отношении режимы работы системы охлаждения приходятся как раз на полеты ЛА во влажном воздухе, следовательно, в петле можно будет отделять необходимое для впрыска количество влаги);

вопрос о числе ступеней турбины турбохолодильника необходимо решать особо в каждом конкретном случае, учитывая специфику данного типа ЛА, возможность удовлетворения требований по наддуву гермокабины (при увеличении числа ступеней), имеющиеся точки отбора воздуха от двигателей (если тип двигателя жестко задан) и т.д. При этом необходимо всегда иметь в виду, что с увеличением числа ступеней турбины также возрастает и роль их механических потерь при обеспечении общей холодопроизводительности системы, турбохолодильник становится более сложным и, следовательно, менее надежным агрегатом;

выбор КПД теплообменника-конденсатора (по результатам проведенного расчета) должен заключаться в удовлетворении ряда требований по работоспособности системы, таких как отсутствие обмерзания по "горячему" тракту как самого конденсатора, так и (тем более) перегревателя; отсутствие забивания льдом проходного сечения "холодного" тракта конденсатора (если не принято специальных мер по защите его от обледенения); обеспечение на выходе из системы заданных уровней температуры (что является также основным условием работоспособности всей СКВ в целом) и относительной влажности воздуха; обеспечение ненасыщенности воздуха, поступающего в сопловой аппарат турбины (его относительная влажность должна быть значительно меньше 100 %), и др. Для проверки выполнения (или невыполнения) приведенных требований обычно необходимы дополнительные исследования, связанные с определением конкретных условий функционирования системы на борту летательного аппарата, а также уточнение типа конструкции и геометрических характеристик теплообменников (конденсатора и перегревателя), турбины и сети системы, конкретизация условий и продолжительности полета и т.д. Данная проверка всегда представляет известную сложность в силу неопределенности большинства необходимых параметров на начальном этапе проектирования. Создатель системы кондиционирования всегда должен иметь это в виду и по мере поступления новой информации, ка-

сающейся структуры, условий работы и различных характеристик системы и входящих в нее агрегатов (а иногда и относящихся к ЛА), устраивать дополнительные проверки на работоспособность проектируемой системы кондиционирования воздуха, корректируя при необходимости ранее сделанные выводы и заключения.

Выбор характеристик основных агрегатов петлевой схемы (главным образом, теплообменников), удовлетворяющих всем требованиям по ее работоспособности, позволит перейти к оптимизации всей СКВ (например, по уже ранее упоминавшемуся критерию стартовой или эквивалентной массы СКВ).

ОБЛАСТИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУШНОГО ЦИКЛА ПО ВЫСОТЕ И СКОРОСТИ ПОЛЕТА

10.1. УСЛОВИЯ СУЩЕСТВОВАНИЯ ПРЕДЕЛОВ РАБОТОСПОСОБНОСТИ АВИАЦИОННЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ПО ВЫСОТЕ И СКОРОСТИ ПОЛЕТА

При проектировании систем охлаждения их расчетные параметры определяются обычно для одного или нескольких наиболее нагруженных в тепловом отношении режимов полета. Считается, что все остальные режимы как более легкие будут обеспечиваться автоматически и может потребоваться лишь соответствующее уменьшение располагаемой холодопроизводительности системы, например, посредством изменения параметров некоторых агрегатов или смешением воздуха из "холодной" и "горячей" магистралей.

Однако нередки случаи, когда созданная система, удовлетворительно работающая в режиме максимальных тепловых нагрузок, не обеспечивает требуемого охлаждения, например, на режиме планирования самолета или при полете со скоростью, меньше максимальной, но на большей высоте. Указанные обстоятельства заставляют обращать внимание помимо определения максимальной потребной холодопроизводительности систем на возможные изменения их пределов работоспособности в зависимости от условий полета.

Как известно, холодопроизводительность систем охлаждения определяется двумя независимыми, но не вполне равнозначными параметрами: температурой и расходом воздуха на выходе из системы. Неравнозначность их заключается в том, что получить требуемый расход воздуха для обеспечения заданной холодопроизводительности в современных авиационных системах кондиционирования обычно технически проще (например, соответствующим увеличением проходных сечений), чем охладить воздух до более низкой температуры. Кроме того, повышение температуры на выходе из системы до уровня, превосходящего заданную температуру в охлаждаемом объекте, не может быть компенсировано никаким увеличением расхода воздуха. Поэтому представляется возможным и целесообразным оценивать работоспособность авиационных систем охлаждения только по одному параметру — температуре воздуха на выходе из системы, считая, что требуемый

расход поддерживается постоянным при помощи специальной системы регулирования.

Используя выходную температуру воздуха в качестве критерия работоспособности систем охлаждения, можно выявить области режимов полета, в которых система справляется с возложенными на нее функциями и температура воздуха остается на уровне не выше заданного. Сопоставляя конфигурацию этих областей с кривыми, изображающими область возможных режимов полета данного самолета, можно более обоснованно и наглядно выявить зоны, действительно критичные для рассматриваемой системы охлаждения. Причем в случае необходимости несложно учесть и тот факт, что в различных точках профиля полета может требоваться своя определенная (не обязательно экстремальная) температура воздуха на выходе из системы. На графическом материале легче также проследить влияние в изменении тех или иных характеристик элементов системы на обобщенные свойства системы в целом и в соответствии с этим оценить значимость каждого из параметров.

Системы охлаждения воздушного цикла являются наиболее распространенными в современной авиационной технике, поэтому рассмотрим, как зависят их характеристики от скорости и высоты полета.

Для анализа предельного случая предположим, что все элементы системы идеальны и все процессы в них происходят без потерь. Тогда при скорости полета, равной нулю, температура воздуха на выходе из системы, состоящей из компрессора, воздухо-воздушного радиатора и турбохолодильника, будет определяться зависимостью

$$T_{\text{вых}} = T_{\text{вх}} \pi_{\text{ТХ}}^{\frac{k-1}{k}}, \quad (10.1)$$

где $T_{\text{вх}}$ — температура на входе в турбохолодильник, которая для случая идеального теплообменника и нулевой скорости полета будет равна статической температуре в атмосфере T_h , а степень понижения давления воздуха $\pi_{\text{ТХ}}$ в турбохолодильнике будет определяться степенью повышения давления в компрессоре.

При увеличении скорости полета вследствие торможения набегающего потока будет изменяться как температура воздуха на входе в турбохолодильник, так и степень понижения давления в нем. Входная температура будет равной температуре торможения:

$$T_{\text{вх}} = T^* = T_h (1 + 0,2 M^2), \quad (10.2)$$

а степень понижения давления воздуха в турбине увеличится во столько раз, во сколько увеличится давление торможения

$$p^* = p_h (1 + 0,2 M^2)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (10.3)$$

Таким образом,

$$T_{\text{вых}} = T_h (1 + 0,2M^2) \left[\pi_{\text{ТХ}} (1 + 0,2M^2)^{\frac{k}{k-1}} \right]^{-\frac{k-1}{k}} = T_h \pi_{\text{ТХ}}^{\frac{k-1}{k}}. \quad (10.4)$$

Следовательно, для идеальных систем охлаждения воздушного цикла температура воздуха на выходе из системы не изменяется при изменении скорости полета.

В реальных системах все процессы сопровождаются какими-либо потерями: имеются потери во входном устройстве и в канале воздухозаборника, несовершенен процесс сжатия в компрессоре (прирост температуры воздуха вследствие сжатия оказывается больше, чем для идеального случая), КПД теплообменника меньше единицы (температура охлаждаемого воздуха никогда не достигает уровня температуры набегающего потока), при расширении воздуха в турбохолодильнике эффект охлаждения оказывается менее глубоким, чем в адиабатическом процессе. Вследствие этого в реальных системах охлаждения воздушного цикла температура воздуха на выходе всегда выше, чем в идеальных, причем эта разница возрастает с увеличением температуры набегающего потока при соответствующем увеличении скорости полета.

Данное обстоятельство приводит к тому, что с ростом скорости полета температура на выходе из системы охлаждения воздушного цикла неуклонно возрастает и в пределе может превзойти любую наперед заданную температуру. Таким образом, всегда существует скорость полета, при превышении которой система становится неработоспособной вследствие перехода за требуемый уровень выходной температуры. Ограничения, накладываемые на отдельные параметры, например рассмотренное выше ограничение максимальной степени понижения давления в турбохолодильнике, или ухудшение характеристик отдельных агрегатов, вызванное достижением нерасчетного режима их работы, дополнительно уменьшают предельную скорость полета.

Изменение высоты полета сказывается двояко на условиях работы авиационных систем охлаждения. С одной стороны, уменьшение температуры в атмосфере с ростом высоты (характерное для тропосферы) должно приводить и, как правило, приводит к соответствующему отодвиганию скоростной границы, при которой достигается максимально допустимая температура на выходе из системы. С другой стороны, уменьшение давления с высотой вызывает соответствующее уменьшение давления за компрессором. Если бы давление в кабине при этом оставалось равным атмосферному, то степень понижения давления воздуха в турбохолодильнике сохранялась бы неизменной и температура на выходе из системы не зависела бы от изменений окружающего давления. Однако поскольку для современной авиации характерно использование герметических кабин, в которых поддерживается повышенное по

сравнению с окружающим давление, то увеличение высоты полета приводит к уменьшению степени понижения давления воздуха в турбохолодильнике и, как следствие, к сокращению диапазона скоростей, где обеспечивается работоспособность системы. Наиболее отчетливо это должно проявляться в стратосфере, в условиях постоянства температуры окружающей среды.

В пределе уменьшение давления с высотой может ограничивать применение не только системы охлаждения, но и летательного аппарата в целом, когда с помощью имеющегося на борту компрессора вообще не удастся обеспечить требуемого давления в кабине.

Конкретная конфигурация областей работоспособности авиационных систем охлаждения различного типа может быть определена с помощью соответствующих расчетов, причем ввиду их большой трудоемкости целесообразнее всего для этих целей использовать ЭВМ.

10.2. РАСЧЕТ ГРАНИЦ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУШНОГО ЦИКЛА С ПОМОЩЬЮ ЭВМ

На каждой рассматриваемой высоте итоговая зависимость предельной для данной СКВ скорости полета от характеристик отдельных агрегатов складывается из соотношений, отражающих изменения температуры охлаждаемого воздуха, происходящие по тракту системы. При необходимости путем последовательной подстановки соотношений в некоторых случаях возможно получить выражение для итоговой зависимости в аналитической форме. Однако достижимо это не всегда и, кроме того, при расчете иногда полезно иметь сведения о значении температуры за каждым из агрегатов системы.

Поэтому несмотря на большее число формул можно считать целесообразным использование алгоритма расчета, базирующегося на последовательном вычислении температур в характерных точках по тракту системы.

Рассмотрим, как можно решить поставленную задачу для некоторых вариантов систем охлаждения воздушного цикла. Анализ позволяет представить эту довольно большую группу систем двумя вариантами принципиальных схем, приведенных на рис. 10.1. На схемах показано максимальное число агрегатов охлаждения, которые могут использоваться в анализируемых системах. Последовательность включения агрегатов соответствует предполагаемой достижимости на каждой очередной ступени все более низких температур воздуха. Посредством назначения эффективности агрегата, равной нулю, любой из элементов системы может быть фактически исключен из схемы. Этим обеспечивается возможность получения дополнительных вариантов схем на базе двух изображенных.

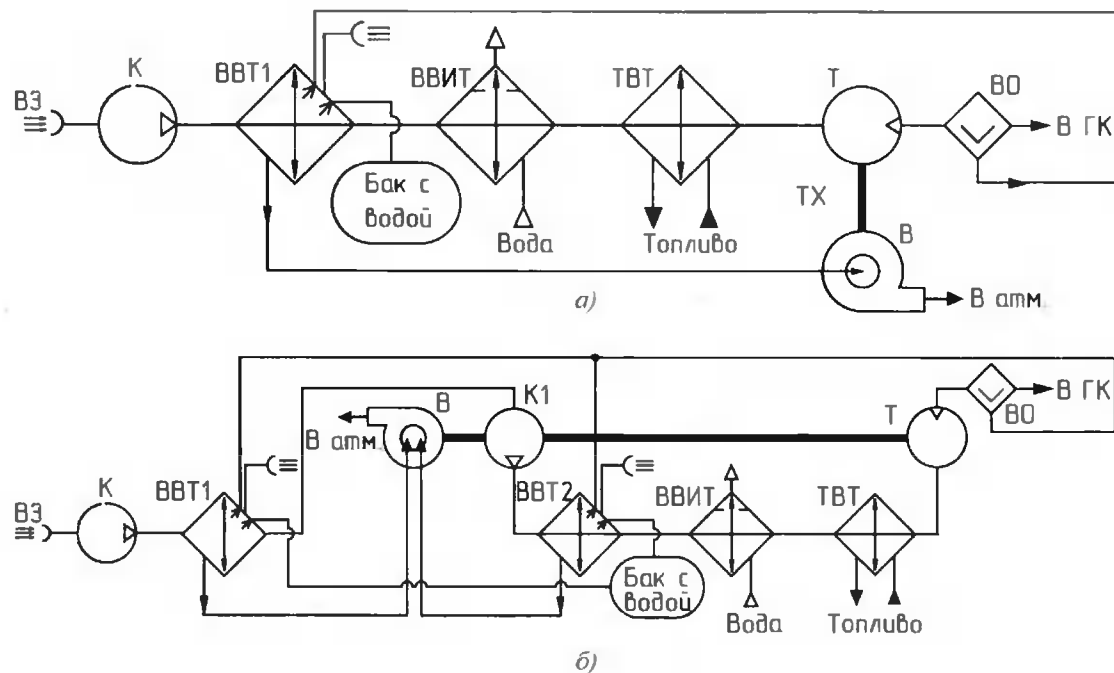


Рис. 10.1. Принципиальные схемы исследуемых систем охлаждения:

а — с простым турбоохладителем; б — с трехколесным турбоохладителем (с наддувом); ВЗ — воздухозаборник; К — компрессор двигателя или нагнетатель; ВВТ1, ВВТ2 — воздухо-воздушные теплообменники; ВВИТ — водовоздушный испарительный теплообменник; ТВТ — топливозадушный теплообменник; Т — турбина турбоохладителя; В — вентилятор турбоохладителя; К1 — компрессор турбоохладителя; ТХ — турбоохладитель; ВО — влагоотделитель; ГК — гермокабина

В основе расчетов представленных схем лежат следующие зависимости и соотношения.

1. Давление (в мегапаскалях) и температура (в кельвинах) воздуха в атмосфере определяются по формулам, отражающим свойства соответствующих атмосферных слоев (см., например, [18]):

а) в тропосфере (для высот h до 11 км)

$$T_h = 288 - 0,0065h, \quad (10.5)$$

$$p_h = 0,101325 \left(1 - \frac{h}{44\,300} \right)^{5,256}; \quad (10.6)$$

б) для высот более 11 км

$$T_h = 216,5, \quad (10.7)$$

$$p_h = 0,02269 \exp[(11\,000 - h)/6340], \quad (10.8)$$

где h — высота над уровнем моря, м.

В случае необходимости может быть предусмотрено введение постоянной поправки ΔT к вычисленной температуре на всех высотах.

2. Давление и температура торможения вычисляются по формулам

$$p^* = p_h (1 + 0,2M^2)^{3,5}, \quad (10.9)$$

$$T^* = T_h (1 + 0,2M^2), \quad (10.10)$$

где M — безразмерная скорость полета, выраженная числом Маха.

3. Предполагается, что давление в кабине является заданной функцией высоты полета и поддерживается на требуемом уровне с помощью специального регулятора. Для определенности можно принять, например, следующую возможную программу регулирования (либо выбрать другую):

при $h < 2450$ м

$$p_{\text{каб}} = p_h + 2,65 \cdot 10^{-3};$$

при $h > 12\,225$ м

$$p_{\text{каб}} = p_h + 0,0338$$

и в интервале высот от 2450 до 12 225 м

$$p_{\text{каб}} = 0,455p_h + 0,0436, \quad (10.11)$$

где $p_{\text{каб}}$ — давление в кабине, МПа.

4. Давление воздуха на входе в компрессор (или в специальный нагнетатель) определяется по давлению торможения с учетом возможных потерь в воздухозаборнике:

$$p_{\text{вх}} = v_{\text{вз}} p^*, \quad (10.12)$$

где $v_{\text{вз}}$ — коэффициент восстановления давления воздухозаборника, значение которого зависит от конструкции воздухозаборника и от режима полета.

Давление за компрессором находится по значению степени сжатия π_k , которое считается известным или заданным:

$$p_k = \pi_k p_{\text{вх}}. \quad (10.13)$$

Степень сжатия используется также и для вычисления температуры за компрессором по формуле

$$T_k = T^* [1 + (\pi_k^{0,286} - 1) / \eta_k], \quad (10.14)$$

где η_k — коэффициент полезного действия компрессора; T^* — температура торможения.

5. Гидравлические потери давления в агрегатах (кроме турбоохладителя) и в трубопроводах системы оцениваются с помощью коэффициен-

тов относительных потерь, рассмотренных и определенных в гл. 8. Коэффициент относительных потерь давления выбран в качестве показателя гидравлических сопротивлений в системе в связи с тем, что с его помощью достаточно просто вычисляется степень понижения давления на турбине турбохолодильника и, кроме того, его значение сравнительно несильно изменяется при изменении режима работы системы.

6. Для определения температуры воздуха на выходе из теплообменника любого типа используется единая по форме зависимость

$$T_2 = T_1 - \eta_{\text{ТО}}(T_1 - T_{\text{вх.хл}}), \quad (10.15)$$

где T_2 — температура воздуха на выходе из теплообменника; T_1 — температура воздуха на входе в теплообменник; $T_{\text{вх.хл}}$ — температура хладоносителя на входе в теплообменник; $\eta_{\text{ТО}}$ — КПД теплообменника.

Конкретные различия между теплообменниками учитываются разницей температур соответствующих хладоносителей, а также величиной коэффициентов полезного действия. В частности, для воздушно-воздушного теплообменника, в котором в качестве хладоносителя используется атмосферный воздух, его входная температура принимается равной температуре торможения. В случае водовоздушного испарительного теплообменника (ВВИТ) температура хладоносителя считается равной температуре кипения воды на рассматриваемой высоте полета, причем если температура кипения оказывается выше, чем температура воздуха на входе в ВВИТ, то следует рассматривать теплообменник неработающим, т.е. предполагать, что в этом случае температура воздуха, проходящего через ВВИТ, не изменяется.

Для топливного теплообменника температура топлива на входе считается постоянной на всех режимах работы системы и равной, например, среднему или максимальному значению этой величины за полет. Указанное допущение принимается в связи с тем, что точный характер изменения температуры топлива в баках зависит как от типа самолета, так и от конкретного профиля полета. Кроме того, выбирая различные температуры топлива, можно дать приближенную оценку свойств проектируемой системы для любых предполагаемых условий (особенно учитывая, что трудоемкость таких оценок на ЭВМ сравнительно невелика).

7. Степень понижения давления воздуха на турбине простого турбохолодильника (см. рис. 10.1, а) определяется с помощью коэффициента относительных потерь давления по формуле, получаемой из соотношения (8.10),

$$\pi_{\text{ТХ}} = (1 - a) \frac{p^* v_{\text{вз}} \pi_{\text{к}}}{p_{\text{каб}}} + a, \quad (10.16)$$

где $\pi_{\text{ТХ}}$ — степень понижения давления воздуха в турбохолодильнике; a — коэффициент относительных потерь давления в системе; p^* — давление торможения; $v_{\text{вз}}$ — коэффициент восстановления давления в воздухоза-

борнике компрессора; $\pi_{\text{к}}$ — степень сжатия воздуха в компрессоре; $p_{\text{каб}}$ — давление в кабине.

Для схем, содержащих турбохолодильник с наддувом (рис. 10.1, б), определение степени понижения давления воздуха в турбине представляет несколько более сложную задачу, так как влияющее на степень понижения давления дополнительное сжатие воздуха в компрессоре турбохолодильника само зависит от заранее не известной работы, получаемой в турбине ТХ. Данная трудность преодолевается, если принять во внимание, что в схеме, приведенной на рис. 10.1, б, повышение температуры воздуха в компрессоре $\Delta T_{\text{к}}$, как это было показано в гл. 8, практически не отличается от перепада температур воздуха в турбине $\Delta T_{\text{ТХ}}$ (если считать, что теплообмен с внешней средой является несущественным, и пренебречь механическими потерями в подшипниках турбохолодильника).

При таком допущении получается следующая формула для определения степени понижения давления воздуха в турбине турбохолодильника с наддувом:

$$\pi_{\text{ТХ}} = (1 - a_2) \left[(1 - a_1) \frac{p^* v_{\text{вз}} \pi_{\text{к}}}{p_{\text{каб}}} + a_1 \right] \left(1 + \eta_{\text{к1}} \frac{\Delta T}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}} + a_2. \quad (10.17)$$

Здесь используются обозначения формулы (10.16) и дополнительно принято: a_1 — коэффициент относительных потерь давления на участке системы до компрессора турбохолодильника; a_2 — коэффициент относительных потерь давления на участке между компрессором и турбиной турбохолодильника; $\eta_{\text{к1}}$ — коэффициент полезного действия компрессора турбохолодильника; ΔT — перепад температур в турбине и в компрессоре турбохолодильника; T — температура воздуха на входе в компрессор турбохолодильника.

Входящий в формулу (10.17) перепад температур ΔT , в свою очередь, является величиной неизвестной, зависящей от $\pi_{\text{ТХ}}$. Для нахождения неизвестных $\pi_{\text{ТХ}}$ и ΔT можно применить, например, метод итераций, в котором последующее значение ΔT определяется через предыдущее с помощью зависимости

$$\Delta T = \{ (1 - \eta_{\text{ТВТ}}) [(1 - \eta_{\text{ВВИТ}}) [(1 - \eta_{\text{ВВТ1}}) (T + \Delta T) + \eta_{\text{ВВТ1}} T^*] + \eta_{\text{ВВИТ}} T_{\text{кип}}] + \eta_{\text{ТВТ}} T_1 \} (1 - \pi_{\text{ТХ}}^{-0,286}) \pi_{\text{ТХ}}, \quad (10.18)$$

в которой $\eta_{\text{ТВТ}}$, $\eta_{\text{ВВИТ}}$, $\eta_{\text{ВВТ1}}$, $\eta_{\text{ТХ}}$ — коэффициенты полезного действия соответственно топливо-воздушного теплообменника (ТВТ), испарительного теплообменника (ВВИТ), второго воздушно-воздушного теплообменника (ВВТ1) системы и турбины турбохолодильника (ТХ); T — температура воздуха на входе в компрессор турбохолодильника; T^* — температура торможения; $T_{\text{кип}}$ — температура кипения воды на рассматриваемой высоте; T_1 — температура топлива на входе в ТВТ.

Вычисленный таким образом перепад температур используется затем для нахождения температуры воздуха на выходе из турбохолодильника с наддувом:

$$T_{\text{вых}} = \{(1 - \eta_{\text{ТВТ}})(1 - \eta_{\text{ВВИТ}})(1 - \eta_{\text{ВВТИ}})(T + \Delta T) + \eta_{\text{ВВТИ}} T^* + \eta_{\text{ВВИТ}} T_{\text{кни}} + \eta_{\text{ТВТ}} T_{\text{т}}\} - \Delta T. \quad (10.19)$$

Температура воздуха на выходе из системы с простым турбохолодильником рассчитывается по более простой, приводившейся ранее формуле, в которой учитываются особенности схемы (см. рис. 10.1, а) и возможность независимого предварительного определения степени понижения давления воздуха на турбине,

$$T_{\text{вых}} = T_{\text{вх}} [1 - \eta_{\text{ТХ}} (1 - \pi_{\text{ТХ}}^{-0,286})]. \quad (10.20)$$

При необходимости в расчете можно предусмотреть ограничение значения, получающегося при вычислениях степени понижения давления. Такое ограничение в некоторых схемах реализуется с помощью специальных агрегатов, а для схем, в которых ограничители степени понижения давления отсутствуют, введение определенного верхнего уровня данного значения позволяет приближенно учесть факт резкого уменьшения КПД турбины при переходе степени понижения давления за границы предельных значений.

Приведенные соотношения достаточно легко реализуются в программе на одном из алгоритмических языков для ЭВМ.

В частности, в существующем варианте программы определение областей, в которых рассматриваемая система обеспечивает температуру на выходе не больше заданной, ведется в два этапа. На первом этапе для зафиксированной высоты полета методом "грубого" перебора скоростей выявляется, больше или меньше температура воздуха на выходе из системы, чем заданное значение. Факт перехода указанной температуры из допустимой области в недопустимую или из недопустимой в допустимую служит сигналом для начала второго этапа расчета, в ходе которого с заданной точностью отыскивается значение скорости полета, соответствующее моменту перехода. Применение описанного метода позволяет найти все решения задачи, в том числе и тогда, когда функция оказывается многозначной.

10.3. ХАРАКТЕР ЗАВИСИМОСТЕЙ ПРЕДЕЛЬНОЙ СКОРОСТИ ОТ ВЫСОТЫ ПОЛЕТА ДЛЯ НЕКОТОРЫХ ВАРИАНТОВ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ

На рис. 10.2 представлены графики, построенные по результатам расчета на ЭВМ границ работоспособности для пяти разновидностей систем охлаждения воздушного цикла.

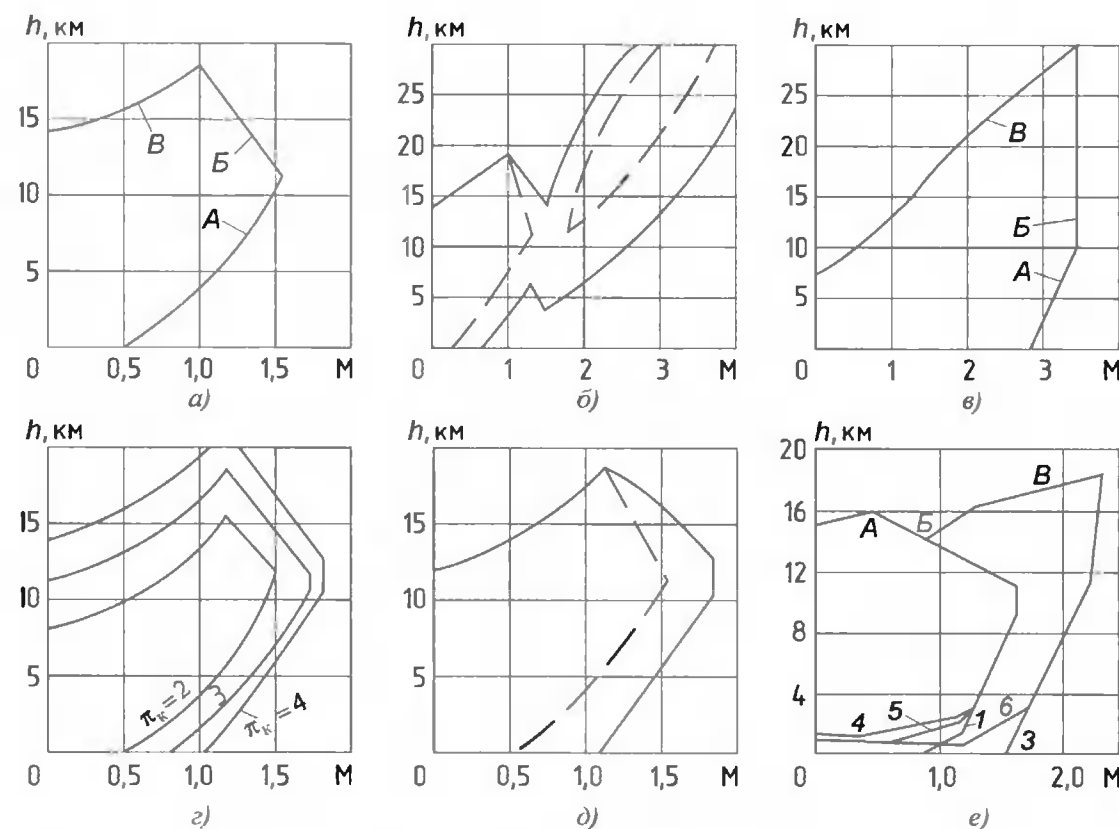


Рис. 10.2. Области работоспособности для некоторых вариантов систем охлаждения воздушного цикла:

а — простая схема ВВТ+ТХ; б — схема с испарительным теплообменником ВВТ+ВВИТ+ТХ (для двух значений КПД турбины); в — схема с топливным теплообменником ВВТ+ТВТ+ТХ; г — простая система, содержащая турбохолодильник с наддувом (для трех значений степени сжатия воздуха в компрессоре двигателя); д — та же система (для двух значений КПД турбины турбохолодильника); е — схема, содержащая ВВТ с впрыском воды в продувочную линию +ТХ (цифрами обозначены варианты режимов работы систем: 1, 4 — работа без впрыска; 2, 5 — работа с впрыском воды, сепарированной влагоотделителем; 3, 6 — работа с впрыском воды из бака в количестве, достаточном для обеспечения заданной степени насыщения продувочного воздуха; 1, 2, 3 — атмосферный воздух абсолютно сухой; 4, 5, 6 — относительная влажность атмосферного воздуха равна 50 %)

В расчетах были приняты следующие значения параметров системы (если в дальнейшем по тексту или на графиках не оговорено иное): коэффициент восстановления давления в воздухозаборнике двигателя $\nu_{\text{вз}} = 0,9$; коэффициент полезного действия компрессора двигателя $\eta_{\text{к}} = 0,86$; коэффициенты относительных потерь давления в системе $a_1 = 0,25$ и $a_2 = 0,05$; коэффициент полезного действия первичного и вторичного воздухо-воздушных теплообменников $\eta_{\text{ВВТ}} = 0,85$; коэффициент полезного действия испарительного теплообменника $\eta_{\text{ВВИТ}} = 0,9$; коэф-

коэффициент полезного действия топливного теплообменника $\eta_{\text{ТВТ}} = 0,9$; коэффициенты полезного действия турбины и компрессора турбохолодильника $\eta_{\text{ТХ}} = 0,55$ и $\eta_{\text{КЛ}} = 0,45$; предельная степень понижения давления в турбине турбохолодильника $\pi_{\text{ТХпред}} = 7$; требуемая температура на выходе из системы $t_{\text{СКВ}} = +5^\circ\text{C}$.

График, приведенный на рис. 10.2, а, очерчивает область работоспособности простейшей системы охлаждения, состоящей из воздушно-воздушного теплообменника и турбохолодильника (для схемы, показанной на рис. 10.1, а, эффективности ВВИТ и ТВТ приняты равными нулю). Правая граница области, образуемая отрезками А и Б, отражает характер изменения предельной скорости, при которой достигается заданная температура на выходе из системы ($+5^\circ\text{C}$), с изменением высоты. Видно, что на отрезке Б, начинающемся с высоты 11 км и соответствующем постоянной температуре окружающей среды, предельная скорость уменьшается с высотой вследствие уменьшения степени понижения давления воздуха в турбине турбохолодильника, вызванного необходимостью наддува кабины (см. разд. 10.1). На участке А этот фактор также действует (особенно сильно начиная с высоты герметизации кабины), однако преобладающим оказывается уменьшение температуры в атмосфере с высотой, вследствие чего с увеличением высоты полета на данном участке предельная скорость также увеличивается.

Верхняя левая граница области (отрезок В) соответствует условию обеспечения в кабине требуемого по программе регулирования давления при постоянной степени сжатия воздуха в компрессоре (в данном расчете принято $\pi_{\text{к}} = 4$). Как видно из графика, для рассматриваемого случая максимально достижимая скорость соответствует примерно $M = 1,5$, а высота полета $h = 20$ км, что согласуется с имеющимися данными по простейшим системам.

Графики на рис. 10.2, б очерчивают область работоспособности системы охлаждения, состоящей из воздушно-воздушного теплообменника, водовоздушного испарительного теплообменника и турбохолодильника (для схемы, приведенной на рис. 10.1, а, принята равной нулю эффективность топливного теплообменника). Линии соответствуют характеристикам данной системы при изменении только величины коэффициента полезного действия турбохолодильника: штриховой линией ограничена область, соответствующая меньшему значению КПД (0,45), сплошной линией — большему (0,55). Для обоих случаев можно выделить две характерные зоны. Левая, по форме аналогичная области, представленной на рис. 10.2, а, отражает работу только воздушно-воздушного теплообменника и турбохолодильника (испарительный теплообменник в этой зоне еще не работает, так как температура воздуха на входе в него оказывается меньше, чем температура кипения). Правая зона, "факелом" уходящая вверх-вправо, характеризует влияние на работу системы дополнительного охлаждения воздуха в водовоздушном

испарительном теплообменнике. Смещение этой зоны вправо с ростом высоты объясняется уменьшением температуры кипения воды при понижении атмосферного давления.

Общая конфигурация области работоспособности в данном случае является достаточно сложной. Можно видеть, что на некоторых высотах существует определенный интервал промежуточных по величине скоростей полета, в котором система не обеспечивает требуемой температуры на выходе. Наиболее ярко это проявляется тогда, когда при каком-то сочетании параметров агрегатов область работоспособности вообще становится двухсвязной, как показано на графике пунктирной линией.

Использование в системе водовоздушного испарительного теплообменника заметно увеличивает максимальную скорость и высоту работоспособности систем охлаждения воздушного цикла, однако на больших высотах (более 20 км) диапазон рабочих скоростей не очень велик.

График, приведенный на рис. 10.2, в, очерчивает область работоспособности системы охлаждения, состоящей из воздушно-воздушного теплообменника, топливного теплообменника и турбохолодильника (для схемы, показанной на рис. 10.1, а, принята равной нулю эффективность испарительного теплообменника). Расчет выполнен в предположении, что температура топлива на входе в топливный теплообменник постоянна и равна $+40^\circ\text{C}$.

Поскольку принятая температура топлива заметно ниже температуры кипения воды на малых высотах, правая граница области в этой зоне (отрезок А) соответствует существенно более высоким скоростям по сравнению с системами, содержащими водовоздушный испарительный теплообменник. При таких скоростях расчетная степень понижения давления воздуха в турбине турбохолодильника уже превосходит возможный предел и поэтому ограничивается заданной величиной (равной 7). При постоянной степени понижения давления на турбине срабатывается постоянный перепад температур, постоянной температуре на выходе из топливного теплообменника соответствует постоянная температура торможения, что при падении температуры с высотой приводит к увеличению предельной скорости полета (отрезок А) согласно зависимости

$$M = \sqrt{5(T^* / T_h - 1)}, \quad (10.21)$$

а для стратосферы (отрезок Б) дает постоянную предельную скорость.

Левее верхней границы области (отрезок В) степень понижения давления в турбине является недостаточной для охлаждения воздуха от температуры на выходе топливного теплообменника до установленной температуры $+5^\circ\text{C}$. Следует отметить, что при малых скоростях полета ($M < 1$) данная граница проходит ниже, чем для простой системы (см. рис. 10.2, а), так как температура на выходе из воздушно-воздушного теплообменника при этих условиях оказывается меньше температуры топлива и в топливном

теплообменнике происходит подогрев воздуха. Поэтому в данных системах целесообразно предусматривать устройства, отключающие топливные теплообменники, когда температура топлива выше, чем температура воздуха на выходе из воздушно-воздушного теплообменника.

Графики, приведенные на рис. 10.2, *г* и *д*, относятся к системам, в которых используются турбохолодильники с наддувом, и характеризуют простейшие системы данного типа, состоящие только из первичного и вторичного воздушно-воздушных теплообменников и турбохолодильника (для схемы, показанной на рис. 10.1, *б*, эффективности ВВИТ и ТВТ приняты равными нулю).

На рис. 10.2, *г* продемонстрировано влияние на размеры областей работоспособности степени сжатия основного источника давления системы (компрессора двигателя или специального нагнетателя). Видно, что с ростом степени сжатия (в расчете были приняты значения π_k , равные 2, 3 и 4) размеры области работоспособности несколько увеличиваются. Это относится в основном к верхней границе области, в то время как правая граница, в особенности после приближения степени понижения давления к своему предельному значению, смещается вправо заметно слабее.

Более существенное влияние на правую границу области работоспособности оказывает изменение коэффициента полезного действия турбины турбохолодильника, как это следует из рис. 10.2, *д* (пунктирная граница соответствует КПД, равному 0,45, сплошная — 0,65). В данном расчете была принята степень сжатия компрессора двигателя, равная 3.

Сопоставление рис. 10.2, *г* и *д* с рис. 10.2, *а* показывает, что в целом как для простых турбохолодильников, так и для турбохолодильников с наддувом форма и размеры областей работоспособности оказываются почти похожими. Следует еще раз отметить, что для достижения примерно одинаковых показателей во втором случае требуется меньшая степень сжатия воздуха в компрессоре двигателя и, следовательно, меньшие энергетические затраты на работу системы.

На рис. 10.2, *е* представлены результаты расчета пределов работоспособности системы, состоящей из воздушно-воздушного теплообменника с впрыском воды в продувочную линию и турбохолодильника (см. рис. 10.1, *а*), для относительной влажности атмосферного воздуха 0 % (сухой воздух) — варианты 1, 2, 3 и 50 % при повышенной на 22 °С температуре на всех высотах по сравнению со стандартной атмосферой — варианты 4, 5, 6. Варианты 1 и 4 соответствуют режиму, когда впрыск не производится; варианты 2 и 5 — когда в продувочный воздух впрыскивается вода, сконденсировавшаяся и сепарированная в основном потоке; варианты 3 и 6 — когда в продувочный воздух впрыскивается вода из бака в количестве, достаточном для получения заданной степени насыщения воздуха (95 %). Для расчета были приняты следующие значения параметров системы: степень сжатия воздуха в компрессоре двигателя $\pi_k = 4,4$; коэффициент полезного действия воздушно-воздушного теплообменника

$\eta_{ВВТ} = 0,75$; соотношение расходов по линиям теплообменника 1:1; коэффициент полезного действия турбины турбохолодильника $\eta_{ТХ} = 0,85$; предельная степень понижения давления в турбине турбохолодильника $\pi_{ТХ\text{пред}} = 7$; требуемая температура на выходе из системы $t_{СКВ} = +8$ °С.

В результатах расчета системы с впрыском воды прежде всего обращает на себя внимание отсутствие на графиках кривой для варианта 2 (варианты обозначены цифрами 1...6 около соответствующих кривых). Причина проста: в сухом воздухе отсутствует влага, которую можно было бы выделить для последующего впрыска. Далее следует отметить, что при 50 %-ной влажности воздуха ни один из вариантов системы не является работоспособным у земли (до высоты примерно 1 км), т.е. температура на выходе из системы превышает заданный уровень. С другой стороны, относительная влажность атмосферного воздуха практически перестает оказывать влияние на характеристики систем на высотах более 3...5 км (варианты 1, 4 и 5, а также 3 и 6 сливаются друг с другом). Применение впрыска воды из бака (варианты 1 и 3) довольно существенно расширяет область работоспособности системы как по скорости (не менее чем на 0,45 числа Маха), так и по высоте полета (примерно на 2,5 км). Впрыск сепарированной воды расширяет область работоспособности системы гораздо скромнее и только на малых высотах при умеренных ($M \approx 0,6$) скоростях полета (кривая 5).

Примечательно, что варианты 5 и 6 на малых высотах совпадают друг с другом до скорости полета, соответствующей $M \approx 0,6$. Это означает, что на указанных режимах сепарированной воды хватает для заданного (в данном примере до 95 %) насыщения продувочного воздуха.

Проанализируем изломы кривых. Для вариантов 1, 4, 5, 6 первый из них происходит при скорости полета, соответствующей $M \approx 1,2$, когда в турбине турбохолодильника достигается принятая для данного примера предельная (ограничиваемая) степень понижения давления, равная 7. Второй излом в кривых 1, 4, 5 на высоте около 10 км отмечает конец участка, на котором степень понижения давления в турбине равна 7. На больших высотах степень понижения давления становится меньше 7 (и продолжает уменьшаться). На высоте 11 км излом кривых соответствует переходу из тропосферы в стратосферу (температура атмосферного воздуха перестает понижаться с высотой).

Анализируя верхнюю (высотную) границу работоспособности систем с впрыском воды из бака (варианты 3 и 6), можно отметить, что ее участок *А* является общим как для систем с впрыском, так и для систем без впрыска. Этот участок соответствует режимам полета, на которых температура воздуха на входе в продувочную линию ВВТ (температура торможения) меньше 0 °С и впрыск воды неосуществим. На участке *Б* температура торможения становится положительной, но впрыск воды остается ограниченным из-за достижения равновесной температурой после испарения впрыснутой воды 0 °С. И только на участке *В* хладоресурс впрыска начинает использоваться полностью.

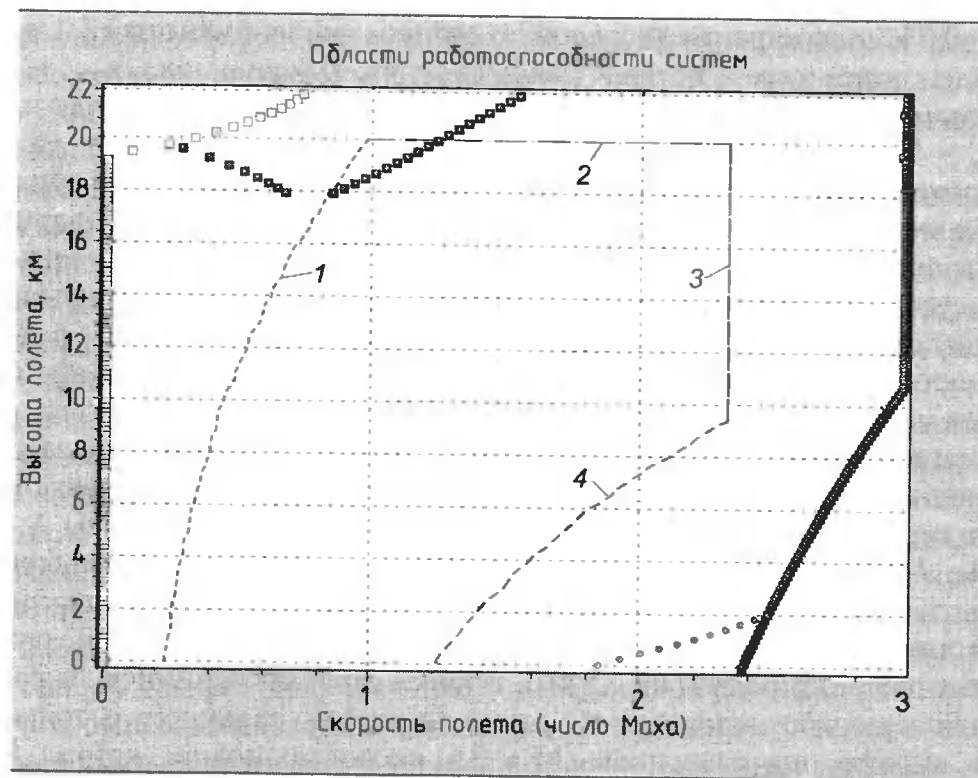


Рис. 10.3. Сопоставление области работоспособности системы, в которой используется топливный теплообменник, с областью возможных режимов полета сверхзвукового маневренного самолета:

1 — минимально возможная скорость; 2 — ограничение по тяге; 3 — ограничение по числу М; 4 — ограничение по нагрузке; □ — ограничение по наддуву кабины; ■ — ограничение по включению топливного теплообменника; ○ — относительная влажность атмосферного воздуха 50 %

Правая (скоростная) граница области работоспособности систем с впрыском воды из бака соответствует достижению предела расширительной способности турбины турбохолодильника (в нашем примере равного 7).

В заключение в качестве примера можно привести сопоставление области работоспособности системы, в которой используется топливный теплообменник, включенный по схеме, приведенной на рис. 10.1, а, с областью возможных режимов полета сверхзвукового маневренного самолета (рис. 10.3).

Из рис. 10.3 видно, что область возможных режимов полета сверхзвукового маневренного самолета (ограничена тонкими линиями) практически полностью лежит внутри области работоспособности системы, за исключением фрагмента, расположенного в верхнем левом углу в зоне минимально возможных скоростей и максимальной высоты полета. Размеры этого фрагмента незначительны, даже если не принимать во внимание, что на указанных режимах охлаждение кабины (т.е. подача в нее

воздуха с температурой ниже $+8^{\circ}\text{C}$) не требуется. Следовательно, проектируемая система может быть установлена на данный самолет.

Приведенные расчетные данные по областям работоспособности различных систем охлаждения воздушного цикла носят приближенный характер, так как получены без учета возможных изменений, связанных с изменением условий полета, целого ряда показателей системы: коэффициента восстановления давления в воздухозаборнике, степени сжатия в компрессоре двигателя, коэффициентов полезного действия всех основных элементов (компрессора двигателя, теплообменников, компрессора и турбины турбохолодильника), коэффициента относительных потерь давления по тракту системы. Вместе с тем, как это отмечалось выше и было показано на представленных графиках, имеется возможность задавать для расчетов различные значения перечисленных показателей для приближенного очерчивания истинных границ применимости системы и для оценки возможного влияния отдельных показателей на положение этих границ. Указанные возможности являются весьма важными для проектирования систем, в особенности в случаях, когда режимы их использования близки к предельным.

Сопоставление графиков, приведенных на рис. 10.2, с областью возможных режимов полета самолета или другого летательного аппарата (см. рис. 10.3), для которого проектируется система, позволяет проверить, везде ли рассматриваемый вариант схемы является приемлемым, а также выявить зоны, где запасы работоспособности ограничены или, напротив, являются чрезмерными.

Глава 11

СИСТЕМЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА В КАБИНАХ ЛА

11.1. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА

Заданные параметры воздуха в герметической кабине самолета (давление, температура и газовый состав) обеспечиваются с помощью ее вентиляции — непрерывной подачи чистого воздуха и удаления отработанного. Воздух, подготовленный в агрегатах системы кондиционирования воздуха, попадает в кабину через систему распределения. Система распределения воздуха — это та часть СКВ, которая расположена в герметической кабине. В отечественной литературе синонимами термина "система распределения воздуха" являются: "система вентиляции", "система организации воздухообмена". В зарубежной литературе по авиационной технике употребляется термин *air distribution system*.

Особое значение рациональное распределение воздуха имеет для пассажирских самолетов. Современный пассажирский самолет имеет довольно неудобную с точки зрения вентиляции компоновку. Он разбит на множество отсеков, отвечающих различным целевым назначениям. Через систему распределения воздух подается в кабину экипажа, пассажирские салоны, помещения бортпроводниц, буфеты, туалеты, отсеки с электронным оборудованием, багажно-грузовые отсеки, отсеки вспомогательных служб и т.д.

Особенностями кабин самолетов как объектов вентиляции являются большая плотность размещения пассажиров, небольшой объем кабины в расчете на одного человека, изменение теплового режима и давления воздуха в кабине в течение одного полета. Параметры воздуха в кабине зависят от протекающих в ней вентиляционных процессов и структуры воздушных течений. Воздушные течения определяются параметрами приточных струй, а также их взаимодействием с различными объектами внутри кабины и конвективными потоками, исходящими от пассажиров, оборудования и элементов конструкции. Процесс перемешивания струи с воздухом кабины начинается практически сразу после ее выхода из распределительного устройства, вследствие чего масса струи в направлении движения увеличивается, а ее поперечные размеры возрастают. Это приводит к образованию циркуляции воздуха и его перемешиванию практически во всем объеме кабины.

Вентиляционные процессы являются сложными теплогидродинамическими процессами, в которых на картину вентиляции влияет множество факторов. Основными из них являются: схема распределения воздуха (места подачи и удаления воздуха), размеры помещения, в частности ши-

рина кабины и ее высота в зоне расположения пассажирских кресел, тепловой режим в кабине, способ подачи воздуха (компактные или рассеянные струи), энергия и направление приточных струй, мощность внутренних источников теплоты и др. Задача вентиляции кабины является многопараметрической, трехмерной, достаточно часто нестационарной и в математическом отношении относится к числу наиболее сложных задач теории поля. Аналитические и численные методы ее решения в настоящее время разработаны недостаточно. Поэтому при проектировании систем распределения воздуха большое значение имеет опыт, наработанный фирмами.

Расчетными параметрами воздуха на выходе СКВ являются расход, давление и температура. Однако следует иметь в виду, что расход подаваемого в кабину воздуха является существенным, но не определяющим фактором. Анализ данных летных экспериментов показал, что подача большого количества воздуха еще не гарантирует обеспечение заданных показателей комфорта. При сравнении условий в кабинах разных самолетов известны случаи, когда лучшие условия имеют место при меньших удельных расходах подаваемого воздуха. Это кажущееся на первый взгляд противоречие может иметь следующие объяснения.

Во-первых, пассажирские самолеты имеют разные схемы распределения воздуха. Формируемые ими воздушные течения создают различное распределение параметров воздуха (температуры, концентрации газовых примесей) как в целом по объему кабины, так и в зоне расположения пассажиров.

Во-вторых, конструкции распределительных устройств у разных самолетов существенно различаются и, следовательно, различаются скорости воздуха на входе в кабину и направления приточных струй. Скорость воздуха на входе в кабину, точнее кинетическая энергия, вносимая в помещение приточным воздухом, влияет на распределение параметров воздуха в кабине. Чем больше эта энергия, тем более равномерно распределение параметров. Однако при одних схемах распределения воздуха увеличение равномерности является благоприятным фактором, так как улучшает условия в зоне расположения пассажиров, а при других — нет.

Большое значение имеет и направление струй подаваемого воздуха. В некоторых случаях возможно "налипание" приточной струи на элементы конструкции кабины (стенки, багажные полки), что приводит к изменению циркуляции воздуха и образованию застойных (невентилируемых) зон в центральной части кабины.

Стоимость кондиционирования воздуха достаточно высока, поэтому идея сокращения расхода воздуха очень заманчива. Появление СКВ с удалением влаги в линии высокого давления позволяет уменьшить расчетное значение расхода на режиме охлаждения за счет понижения температуры воздуха на выходе из системы. Рассмотрим, что произойдет при уменьшении расхода подаваемого в кабину воздуха за счет понижения его температуры (считаем, что схема распределения воздуха неизменна).

Сокращение расхода воздуха при сохранении его скорости на входе в кабину приведет к уменьшению энергии приточных струй. Их энергии может оказаться недостаточно, чтобы обеспечить эффективную циркуляцию воздуха в кабине (без застойных зон). В этом случае необходимо увеличить скорость подаваемого воздуха, что приведет к увеличению его подвижности в объеме кабины. Увеличение скорости приточного воздуха возможно до тех пор, пока скорость в отдельных точках кабины не превысит допустимое значение (согласно существующим нормам скорость воздуха в зоне расположения пассажиров не должна превышать 0,4 м/с).

С другой стороны, чем меньше расход подаваемого воздуха, тем ниже его температура. Подача с большой скоростью воздуха с низкой температурой может привести к нарушению условий комфорта в зоне расположения пассажиров (влияние совместного действия температуры, влажности и скорости потока на организм человека рассмотрено в разд. 1.3).

Таким образом, увеличение скорости приточного воздуха, которое может потребоваться при уменьшении расхода, имеет ограничения по физиологическим соображениям, причем, чем меньше расстояние от распределителей воздуха до зоны расположения пассажиров, тем меньше допустимая скорость воздуха на входе в кабину.

Одним из возможных путей решения этой проблемы является использование систем кондиционирования воздуха с частичной рециркуляцией кабинного воздуха, которые получили широкое распространение в последние годы (Ту-204, Ил-96, "Боинг 757...777", А-310...-340). В этом случае поток воздуха, подаваемого в кабину, получается смешиванием двух потоков: воздуха, отбираемого от компрессоров двигателей, так называемого свежего, и воздуха из пассажирской кабины — воздуха рециркуляции. Отметим, что отбираемый от компрессоров воздух можно назвать свежим лишь достаточно условно, так как он может содержать вредные газовые примеси (продукты термического разложения горюче-смазочных материалов, пары топлива и др.), количество которых увеличивается по мере выработки ресурса двигателя.

При использовании СКВ с частичной рециркуляцией кабинного воздуха только часть воздуха, подаваемого в кабину, проходит через агрегаты охлаждения СКВ. Воздух контура рециркуляции подвергается очистке, проходя через фильтры, и в некоторых случаях охлаждается. Расход рециркуляционного воздуха может составлять до 50 % от суммарного расхода. Следует отметить, что смесь свежего и рециркуляционного воздуха подается только в пассажирские салоны.

Использование частичной рециркуляции позволяет обеспечить эффективную вентиляцию кабины, снизить скорость воздуха на входе в кабину и перепад температур между подаваемым и кабинным воздухом, повышает эффективность системы определения дыма. С другой стороны, это требует установки дополнительных агрегатов (вентиляторов, фильт-

ров) и трубопроводов, учета расположения источников дыма и вентиляторов рециркуляции и т.д. Установка вентиляторов рециркуляции приводит к дополнительным затратам электроэнергии и увеличению уровня шума в кабине. Анализ термодинамики процессов обработки воздуха в системах кондиционирования воздуха с рециркуляцией рассмотрен в разд. 11.3.

Информацию о рациональном распределении воздуха в кабине желательно иметь на ранних стадиях проектирования СКВ. Поскольку получить эту информацию аналитическими методами пока не представляется возможным, можно использовать другой путь — физическое моделирование. Достаточно полную картину циркуляции воздуха при приемлемых материальных затратах можно получить методом физического моделирования вентиляционных процессов на уменьшенных моделях.

В качестве примера рассмотрим гидродинамический стенд, позволяющий моделировать движение воздуха в поперечном сечении кабины. Стенд представляет собой гидроток, в котором размещается уменьшенная модель пассажирского салона. Модель выполняется таким образом, чтобы можно было исследовать различные схемы распределения воздуха. Система подачи воды позволяет моделировать изменение расхода подаваемого воздуха, его скорости на входе в кабину, направление приточных струй. Визуализация картины циркуляции жидкости в модели осуществляется с помощью движущихся светящихся меток, которые фиксируются на фотопленке. На фотографии видны траектории движения меток, длина которых зависит от их скорости.

При длительной выдержке (времени экспозиции) длины траекторий движения меток достаточны, чтобы увидеть картину циркуляции воздуха в салоне. Для примера на рис. 11.1 приведены результаты исследований вентиляции в кабине широкофюзеляжного самолета. Подача воздуха производится через потолочные распределители, выпуск — через отверстия в нижних углах кабины. На верхнем снимке хорошо видна картина циркуляции воздуха, зоны приточных струй и застойные зоны.

При кратковременной выдержке (нижний снимок) длины траекторий незначительны, но по ним и времени экспозиции можно определить скорости в модели и, пользуясь теорией моделирования, скорости в кабине. Результаты моделирования гидродинамических процессов хорошо согласуются с опытными данными, полученными на натурном объекте.

Анализ показал, что кабины различных самолетов, имеющие примерно одинаковые удельные объемы, приходящиеся на одного пассажира, удельные тепло- и газопоступления (на единицу объема кабины), удельные расходы подаваемого в кабину воздуха, различаются как схемами распределения воздуха, так и конструктивным исполнением распределителей воздуха. Это позволяет сделать вывод о том, что достаточно часто при выборе схемы и параметров системы вентиляции

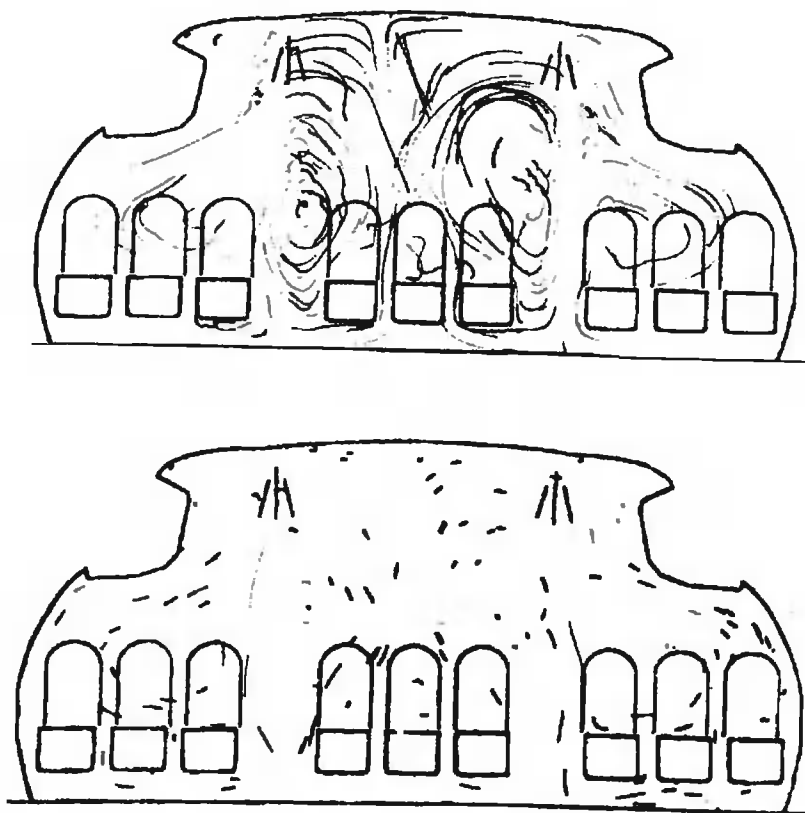


Рис. 11.1. Картина циркуляции воздуха в салоне широкофюзеляжного самолета

определяющую роль играет опыт проектирования, накопленный в ОКБ. В то же время существуют общие принципы организации подачи и удаления воздуха.

При распределении воздуха стремятся, чтобы его подача по длине фюзеляжа, составляющей в некоторых случаях десятки метров, была равномерной. Неравномерность подачи может привести к образованию не-вентилируемых (застойных) зон по длине кабины, а также нарушить сим-метрию циркуляции воздуха в поперечном сечении кабины, что тоже мо-жет привести к образованию застойных зон. Наличие застойных зон при-водит к локальному повышению температуры воздуха и концентрации вредных газовых примесей, вследствие чего пассажиры, сидящие на раз-ных местах, будут находиться в различных условиях.

Как правило, воздух из СКВ в одном или нескольких сечениях по длине кабины (зависит от длины фюзеляжа самолета) подводится к распределительным устройствам (распределителям воздуха, коробам, панелям), расположенным по обоим бортам кабины, а из них — в ка-бину. Распределительные устройства имеют либо специальные решет-ки, либо щитки, исключающие интенсивный обдув пассажиров при-точным воздухом.

Как правило, подача воздуха осуществляется на нескольких уровнях: в нижней зоне кабины, под багажными полками и сверху, например, в проход между рядами пассажирских кресел. Достаточно часто на режиме обогрева кабины подаваемый воздух имеет разную температуру. В этом случае более теплый воздух обычно подается в нижней зоне кабины, а прохладный с температурой $15...18\text{ }^{\circ}\text{C}$ — в верхней зоне.

Кроме распределенной подачи в пассажирских салонах предусмотре-на сосредоточенная подача воздуха для обдува каждого из сидящих в креслах пассажиров по его желанию. Обдув может осуществляться струей воздуха из насадка индивидуальной вентиляции, вмонтированного в ба-гажную полку, либо из насадка с миниатюрным электровентилятором, расположенного на задней поверхности пассажирского кресла. Темпера-тура воздуха в линии индивидуальной вентиляции до $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ независимо от температурного режима в кабине.

Существует два способа подачи воздуха в кабину. Первый способ ис-пользуется для подачи воздуха в кабину экипажа и пассажирские салоны. Воздух из СКВ подается в распределители воздуха и оттуда поступает в кабину. Во втором случае воздух из подводящего трубопровода попадет в пространство между теплозвукоизоляцией стенки гермокабины и декора-тивной стенкой пассажирского салона, после чего через распределители воздуха поступает в кабину (это прямая панельная система, рассмотрен-ная в разд. 5.1). Данный способ используется только в салонах пассажир-ских самолетов.

Вопрос о местах удаления (выпуска) воздуха и конструктивном испол-нении выпускных устройств решается в каждом случае отдельно. Следует отметить, что места расположения выпускных отверстий и их геометри-ческие параметры практически не влияют на процессы, происходящие в кабине. Исключение представляют отсеки с оборудованием, где выпуск воздуха желательно организовывать в верхней зоне. Воздух из кабины обычно подается в подпольное пространство и через клапаны регулятора давления воздуха в кабине выбрасывается в атмосферу. В пассажирских салонах при подаче воздуха непосредственно в салон выходящий воздух может направляться в канал между теплозвукоизоляцией стенки гермо-кабины и декоративной стенкой салона (обратная панельная система), а затем в подпольное пространство и в атмосферу. В этом случае выпуск воздуха из кабины осуществляется либо в верхней зоне кабины, напри-мер, под багажными полками, либо в средней зоне.

На современных самолетах расход воздуха, отбираемого от силовых установок в СКВ, достигает $3,9\text{ кг/с}$ ($14 \cdot 10^3\text{ кг/ч}$), при этом удельный рас-ход воздуха в расчете на одного пассажира G_N составляет до $1,1 \cdot 10^{-2}\text{ кг/с}$ (40 кг/ч). Кратность воздухообмена n (отношение расхода к объему каби-ны) достигает $4,3 \cdot 10^{-3}\text{ 1/с}$ ($15,5\text{ 1/ч}$), что существенно больше, чем для по-мещений на земле, длительность пребывания людей в которых близка к длительности пребывания пассажиров на борту самолета.

Значения G_N и n для отечественных пассажирских самолетов приведены в табл. 11.1. Разные значения величин для одного самолета объясняются либо изменением числа пассажиров при различных компоновках кабины, либо изменением расхода воздуха на различных режимах.

Таблица 11.1

Значения G_N и n для отечественных пассажирских самолетов

Марка самолета	Ил-62	Ил-86	Ил-96*	Ту-154	Ту-204*	Як-40	Як-42
G_N , кг/ч	35...37	40	17,5...25,7	25...30	30	28...33	37,5
n , л/ч	12,3	10,8	8,2...10,3	13,7	8,24	13,8	15,5

Примечание. Знаком "*" отмечены СКВ с частичной рециркуляцией кабинного воздуха.

Распределение подаваемого воздуха между потребителями можно проиллюстрировать на примере самолета Ил-86. Расход воздуха, поступающего в СКВ в полете, составляет 14 000 кг/ч. Из них в кабину экипажа подается 980 кг/ч, в том числе 300 кг/ч на обдув стекол и 80 кг/ч в систему увлажнения воздуха; в каждый из трех пассажирских салонов 3900 кг/ч; в буфет 120 кг/ч; в туалеты 320 кг/ч; на технические нужды 880 кг/ч.

11.2. СИСТЕМЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА СОВРЕМЕННЫХ САМОЛЕТОВ

Как было отмечено выше, особенностями СКВ пассажирских самолетов последнего поколения, в том числе отечественных самолетов Ту-204 и Ил-96, является использование частичной рециркуляции кабинного воздуха. В данном разделе будут рассмотрены системы распределения воздуха этих самолетов (описание систем кондиционирования воздуха приведено в гл. 14).

На рис. 11.2 приведена схема подачи воздуха в пассажирский салон самолета Ту-204, на рис. 11.3 — компоновка системы распределения воздуха этого самолета. На режиме охлаждения воздух в салоны подается из коллектора холодного воздуха через дискретно расположенные насадки и решетки в потолочной части салона 9 и за багажными полками 7. На режиме обогрева при температуре подачи выше 30 °С воздух дополнительно подается через нижние насадки 2. Сброс воздуха из салонов в подпольное пространство производится через щель под багажными полками и зазор между боковой панелью интерьера и теплозвукоизоляцией.

Расход свежего воздуха рассчитан из условия обеспечения заданного газового состава воздуха в кабине и составляет 15 кг/ч на одного пассажи-

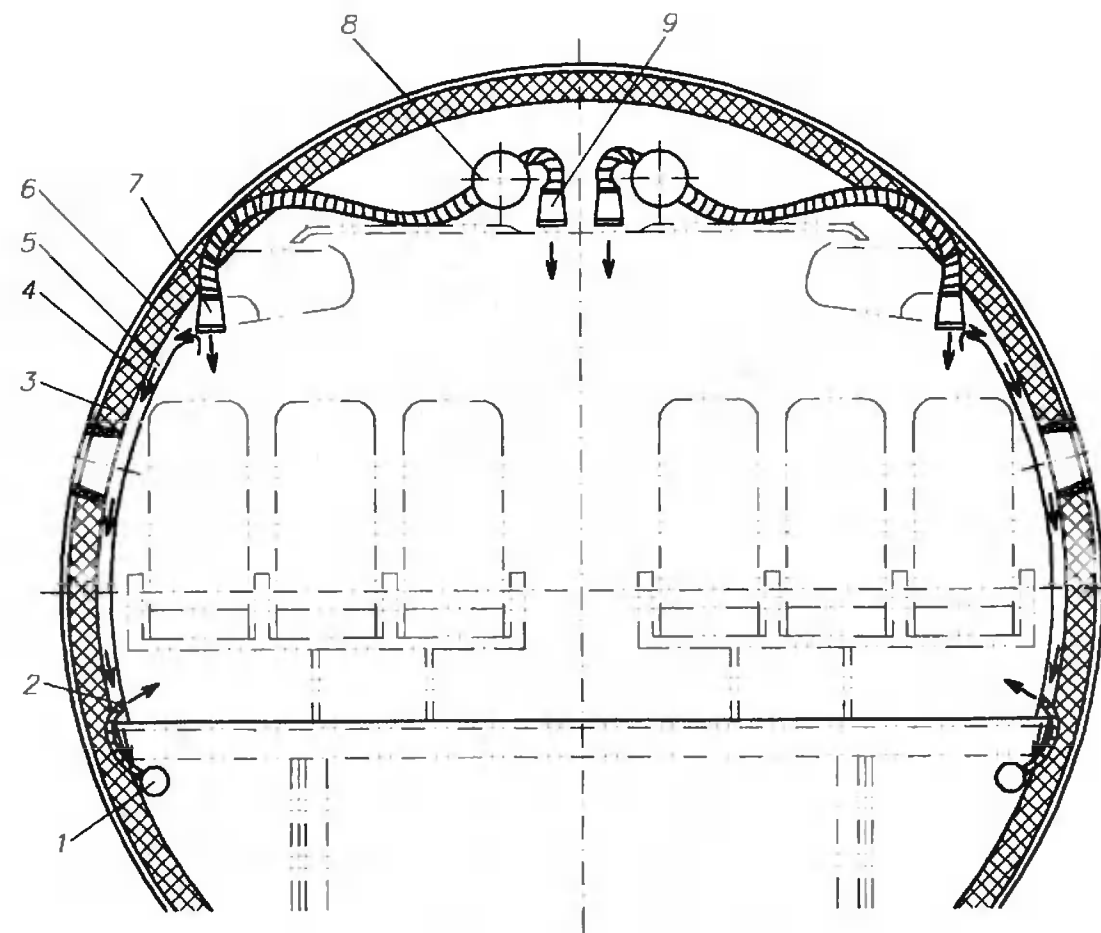


Рис. 11.2. Схема подачи воздуха в пассажирский салон самолета Ту-204:

1 — трубопровод нижней подачи воздуха; 2 — нижний насадок; 3 — теплозвукоизоляция; 4 — панель интерьера; 5 — зазор между теплозвукоизоляцией и панелью интерьера; 6 — выпуск воздуха из салона; 7 — насадок за багажными полками; 8 — трубопровод верхней подачи воздуха; 9 — насадок в потолочной части салона

ра. Суммарный расход — 30 кг/ч на одного пассажира, т.е. воздух рециркуляции в пассажирских салонах составляет 50 % от суммарного расхода.

Рециркуляция кабинного воздуха осуществляется двумя способами (см. рис. 14.4):

из салонов через фильтры непосредственно в трубопроводы верхней подачи (малый контур рециркуляции);

из салонов через фильтры в эжекторы-смесители, установленные на выходе установок охлаждения СКВ (большой контур рециркуляции).

Принципиальная схема верхней подачи воздуха с малым контуром рециркуляции показана на рис. 11.4. Забор воздуха производится в потолочной зоне салонов канальными осевыми электровентиляторами 3 по резиновым трубопроводам. Вентиляторы включаются автоматически при включении СКВ или вручную бортинженером при неработающей СКВ.

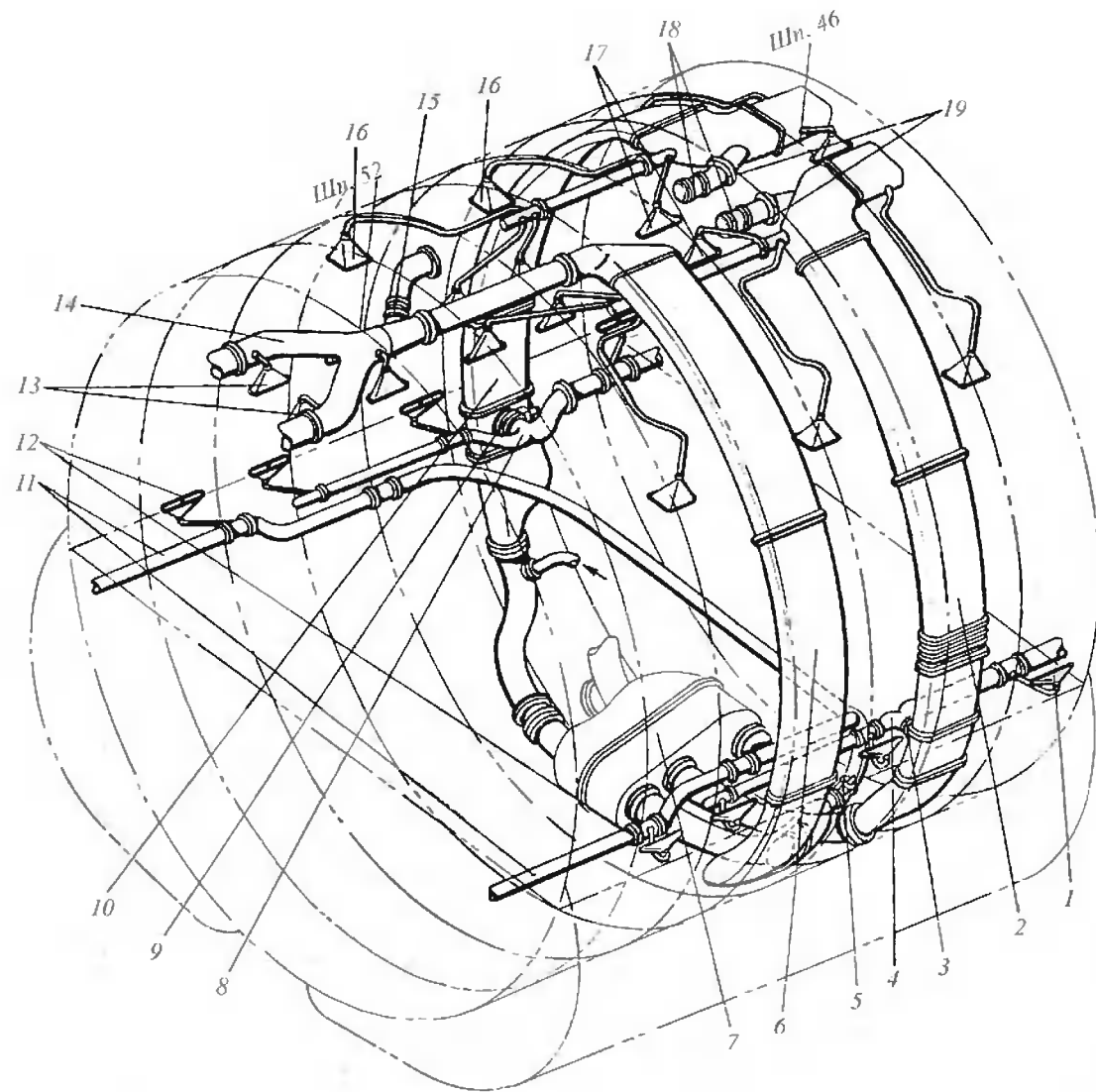


Рис. 11.3. Компонировка системы распределения воздуха в пассажирских салонах самолета Ту-204:

1 — насадок нижней подачи воздуха I салона; 2, 10 — трубопровод подачи холодного воздуха в верхнюю зону I салона; 3, 5, 9 — запорная заслонка; 4, 8 — трубопровод нижней подачи воздуха I салона; 6 — трубопровод подачи холодного воздуха в верхнюю зону II салона; 7 — коллектор холодного воздуха; 11 — трубопровод нижней подачи воздуха II салона; 12 — насадки нижней подачи воздуха II салона; 13 — насадки в потолочной части II салона; 14 — трубопровод верхней подачи воздуха II салона; 15, 18 — электроприводы; 16 — насадки подачи воздуха за багажными полками I салона; 17 — насадки в потолочной части I салона; 19 — обратные клапаны

Пассажирская кабина условно разделяется на два салона. Подача воздуха и регулирование температуры в них производятся независимо. В каждом салоне размещен блок датчиков температуры 8, в котором установлены датчики регулирования и контроля температуры воздуха в салоне.

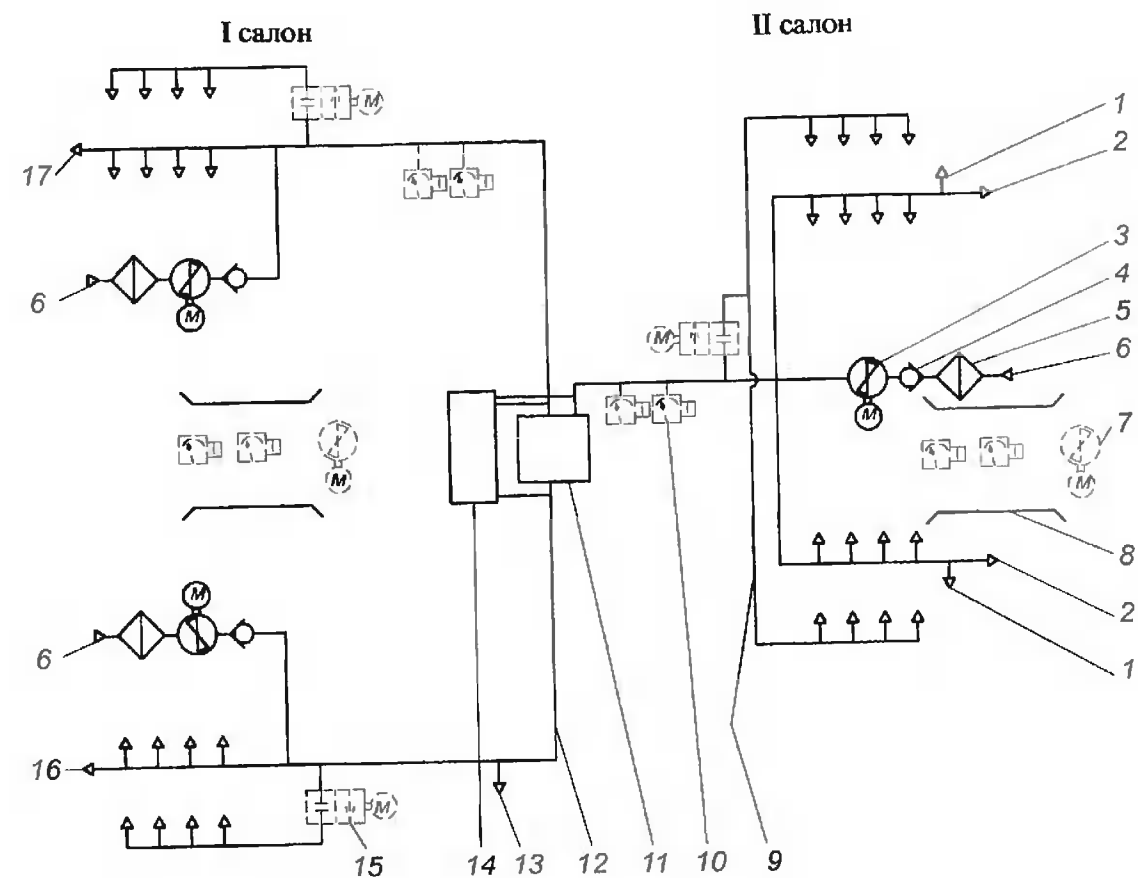


Рис. 11.4. Принципиальная схема верхней подачи воздуха:

1 — подача воздуха в задний туалет; 2 — подача воздуха в заднюю кухню; 3 — электропривод рециркуляции кабинного воздуха; 4 — обратный клапан; 5 — фильтр; 6 — отбор кабинного воздуха; 7 — электропривод блока датчиков температуры; 8 — блок датчиков температуры, размещенный в салоне; 9 — трубопровод подачи воздуха во II салон; 10 — датчик температуры; 11 — узел рециркуляции; 12 — трубопровод подачи воздуха в I салон; 13 — подача воздуха в средний туалет; 14 — коллектор горячего воздуха; 15 — запорная заслонка; 16 — подача воздуха в передний туалет; 17 — подача воздуха в переднюю кухню

Датчики обдуваются электроприводами 7, входящими в состав блока. Вентиляторы по конструкции аналогичны вентиляторам контура рециркуляции. Обратный клапан 4 предотвращает перетекание воздуха из системы распределения в кабину в случае отказа вентилятора 3.

Рассмотрим большой контур рециркуляции (рис. 11.5 и 11.6). Воздух из салонов и подпольной части собирается в трубопроводы 2 (см. рис. 11.6), пропускается через фильтры 10 и по резиновым трубопроводам подается к эжекторам-смесителям 5, установленным непосредственно на выходе установок охлаждения. Контроль за работой вентиляторов 13 осуществляется по показаниям датчиков давления 14, которые замеряют создаваемый вентилятором напор. Фильтры очищают воздух от пыли.

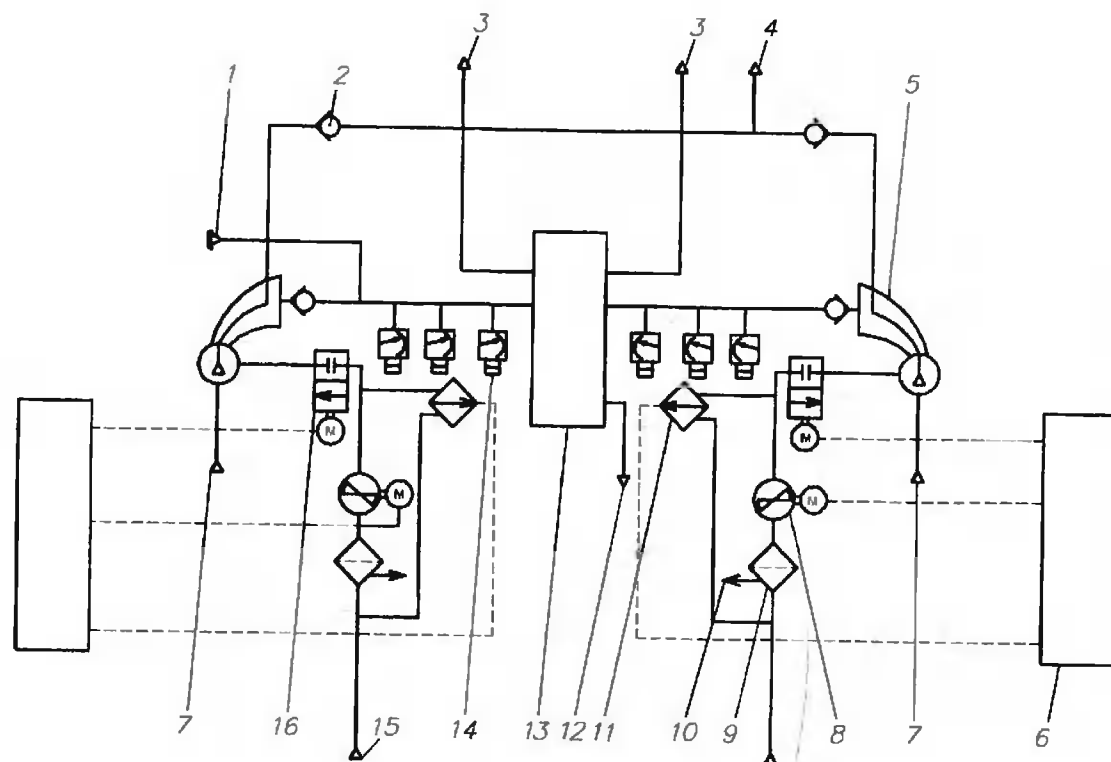


Рис. 11.5. Принципиальная схема узла рециркуляции:

1 — штуцер для подключения наземного кондиционера; 2 — обратный клапан; 3 — подача воздуха в I салон; 4 — подача воздуха в кабину экипажа; 5 — эжектор-смеситель; 6 — блок управления; 7 — подача холодного воздуха от установки охлаждения СКВ; 8 — электроventильатор; 9 — фильтр; 10 — сброс пыли в атмосферу; 11 — датчик давления; 12 — подача воздуха во II салон; 13 — коллектор холодного воздуха; 14 — датчик температуры; 15 — подача воздуха из салона; 16 — запорная заслонка

Они имеют две ступени очистки: ступень центробежной очистки с мультициклонами и ступень тонкой очистки со сменными фильтрующими кассетами.

В эжекторах-смесителях происходит смешение холодного воздуха с рециркуляционным. Это делается для того, чтобы повысить температуру холодного воздуха перед подачей его в кабину. В составе СКВ самолета Ту-204 имеется петлевая схема отделения влаги в линии высокого давления, что позволяет получать отрицательную температуру воздуха на выходе из установок охлаждения на всех режимах полета и при стоянке самолета на земле (-8°C на земле в жаркий день и -20°C в условиях крейсерского полета), а минимальная температура воздуха, подаваемого в кабину на режиме охлаждения на земле, ограничена $2...3^{\circ}\text{C}$.

На других режимах температура смешанного воздуха соответствует температуре воздуха, подаваемого в зону, требующую в данный момент наибольшего охлаждения. Требуемая температура воздуха, подаваемого в другие зоны, обеспечивается за счет подмешивания воздуха из коллекто-

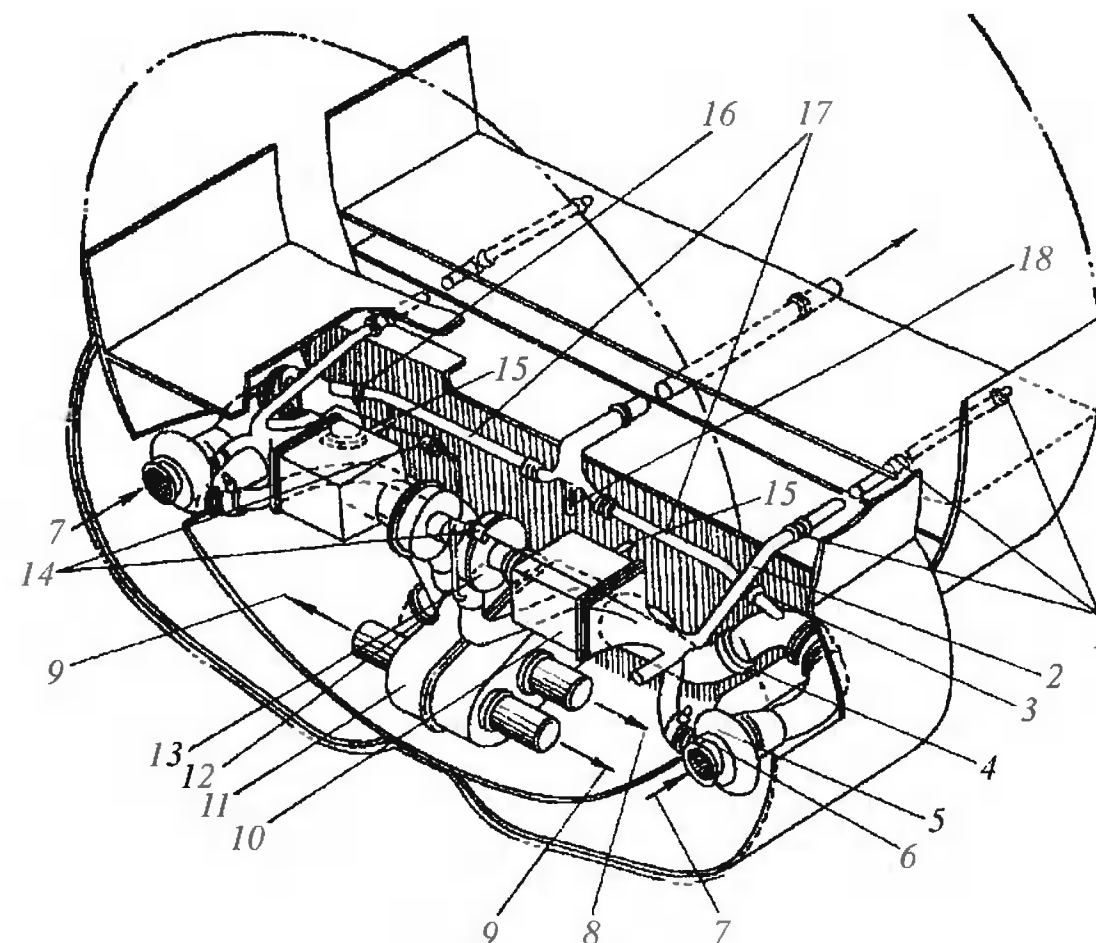


Рис. 11.6. Компоновка узла рециркуляции:

1 — насадки; 2 — трубопровод контура рециркуляции; 3, 4, 16 — обратный клапан; 5 — эжектор контура рециркуляции; 6 — запорная заслонка; 7 — подача холодного воздуха от установки охлаждения СКВ; 8 — подача воздуха в I салон; 9 — подача воздуха во II салон; 10 — фильтр; 11 — коллектор холодного воздуха; 12 — штуцер для подключения наземного кондиционера; 13 — электроventильатор; 14 — датчики давления; 15 — патрубок сброса пыли в атмосферу; 17 — трубопровод подачи воздуха в кабину экипажа; 18 — подача горячего воздуха

ра горячего воздуха непосредственно перед подачей. До смешения горячий воздух проходит через глушитель шума.

Смешанный воздух из эжекторов-смесителей правого и левого борта подается в коллектор холодного воздуха 13, конструкция которого обеспечивает глушение шума. Блоки управления установками охлаждения 6 (см. рис. 11.5) обеспечивают управление контуром рециркуляции, а также контроль заслонок 16, вентиляторов 8 и датчиков 11.

На рис. 11.7 показано устройство эжектора-смесителя. Смешанный воздух отводится по периферийной части эжектора в коллектор холодного воздуха. В кабину экипажа подается свежий воздух по центральному трубопроводу 7.

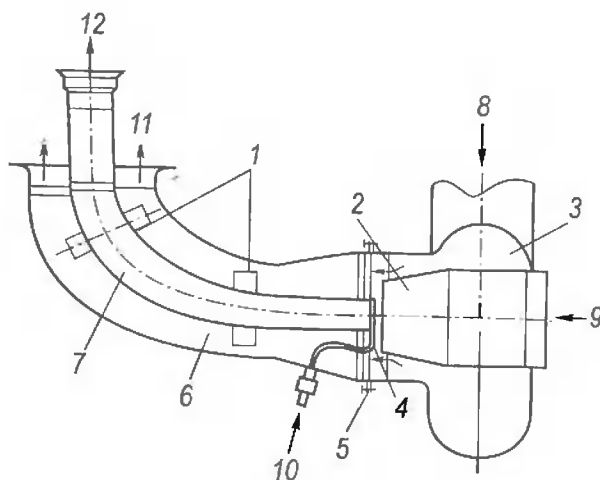


Рис. 11.7. Устройство эжектора узла рециркуляции:

1 — ребра крепления трубопровода; 2 — сопло; 3 — улитка; 4 — распылитель горячего воздуха; 5 — болт; 6 — камера смешения; 7 — трубопровод подачи воздуха в кабину экипажа; 8 — подача воздуха из салонов и подпольной части; 9 — подача холодного воздуха от установки охлаждения СКВ; 10 — подача горячего воздуха; 11 — подача воздуха в коллектор холодного воздуха; 12 — подача воздуха в кабину экипажа

Поскольку при отрицательных температурах в воздухе, выходящем из установок охлаждения, могут содержаться иней и частички льда, предусмотрена подача в эжектор горячего воздуха с температурой 200 °С через распылитель 4, установленный перед входной кромкой трубопровода 7 и представляющий собой перфорированное кольцо.

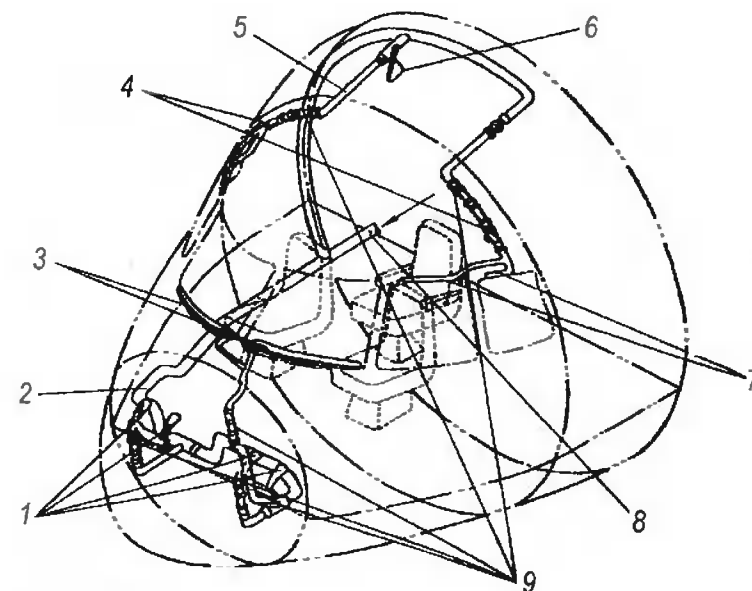
Распределение воздуха в кабине экипажа разветвленное. Это делается для усреднения температуры в кабине: при небольшом объеме кабина экипажа имеет значительные теплопоступления через обшивку, остекление, от бортового оборудования и членов экипажа. Подача воздуха (рис. 11.8) осуществляется через насадки обдува ног пилотов 1, лобового 3 и боковых стекол 7. Обдув остекления предотвращает его запотевание при высокой влажности воздуха в кабине экипажа. Все насадки имеют автономные электронагреватели 9, обеспечивающие дополнительный нагрев воздуха. Электронагреватели могут включаться только при работающей СКВ. Управление мощностью производится вручную отдельно для каждого электронагревателя. Увлажнители воздуха в кабине экипажа обеспечивают каждому члену экипажа возможность регулировать влажность воздуха у своего рабочего места.

Схема распределения воздуха в гермокабине самолета Ил-96 приведена на рис. 11.9. В режиме крейсерского полета в пассажирских салонах используется частичная рециркуляция кабинного воздуха. Подача воздуха на одного пассажира составляет 25,7 кг/ч, при экономичном режиме работы СКВ с рециркуляцией — 25,7 кг/ч, при экономичном режиме без рециркуляции — 17,5 кг/ч. Таким образом, воздух рециркуляции составляет 31,5 % от суммарного расхода.

Распределяемый по потребителям воздух поступает из воздухоборника, установленного в нижней части фюзеляжа. Конструкция воздухоборника рассмотрена в гл. 14. Воздух от коллекторов теплого и холодного воздуха подается к двухканальным смесительным заслонкам 3, смешивается до достижения необходимой температуры и поступает в кабину экипажа и пассажирские салоны. Подача воздуха в пассажирские салоны осуществляется по трем независимым линиям. Каждая линия имеет пат-

Рис. 11.8. Система распределения воздуха в кабине экипажа:

1 — насадки обдува ног пилота; 2 — трубопровод нижней подачи воздуха; 3 — насадки обдува лобового стекла; 4 — краны обдува лобового стекла; 5 — трубопровод верхней подачи воздуха; 6 — насадок обдува пульта наземной подготовки самолета; 7 — насадки обдува бокового стекла и форточки; 8 — трубопровод подачи воздуха в кабину экипажа; 9 — электрические нагреватели воздуха



рубок, соединенный с системой рециркуляции воздуха, и блок заслонок перепуска воздуха по уровням 8.

В пассажирские салоны воздух поступает на двух уровнях: через нижние распределители (короба) 28, когда его температура выше 38 °С, или через верхние распределители 27 и решетки в потолочной части салона при температуре подачи менее 33 °С. Перепуск воздуха по уровням осуществляется автоматически в зависимости от температуры воздуха перед заслонками перепуска 8. В пассажирских салонах предусмотрена установка насадков индивидуальной вентиляции с электровентиляторами, встроенных в спинки пассажирских кресел.

Короба теплого воздуха 28, установленные по правому и левому борту у пола салона, имеют поперечное сечение в виде прямоугольного треугольника. Воздух поступает в кабину через решетки, установленные в нижней части коробов, что предотвращает интенсивный обдув ног пассажиров. В нижней части распределителей установлены клапаны декомпрессии, обеспечивающие защиту конструкции гермокабины в случае разгерметизации. При перепаде давлений в салоне и подпольном пространстве 10 кПа клапаны открываются, и давление выравнивается.

Воздух удаляется из кабины в подпольное пространство через щель между декоративной стенкой салона и передней стенкой короба и канал между задней поверхностью короба и теплоизолированной стенкой фюзеляжа. Оттуда воздух выходит в атмосферу через выпускные клапаны регулятора давления.

Система рециркуляции кабинного воздуха в пассажирских салонах самолета Ил-96 отличается от системы рециркуляции самолета Ту-204 тем, что у Ил-96 рециркуляция осуществляется только по малому контуру

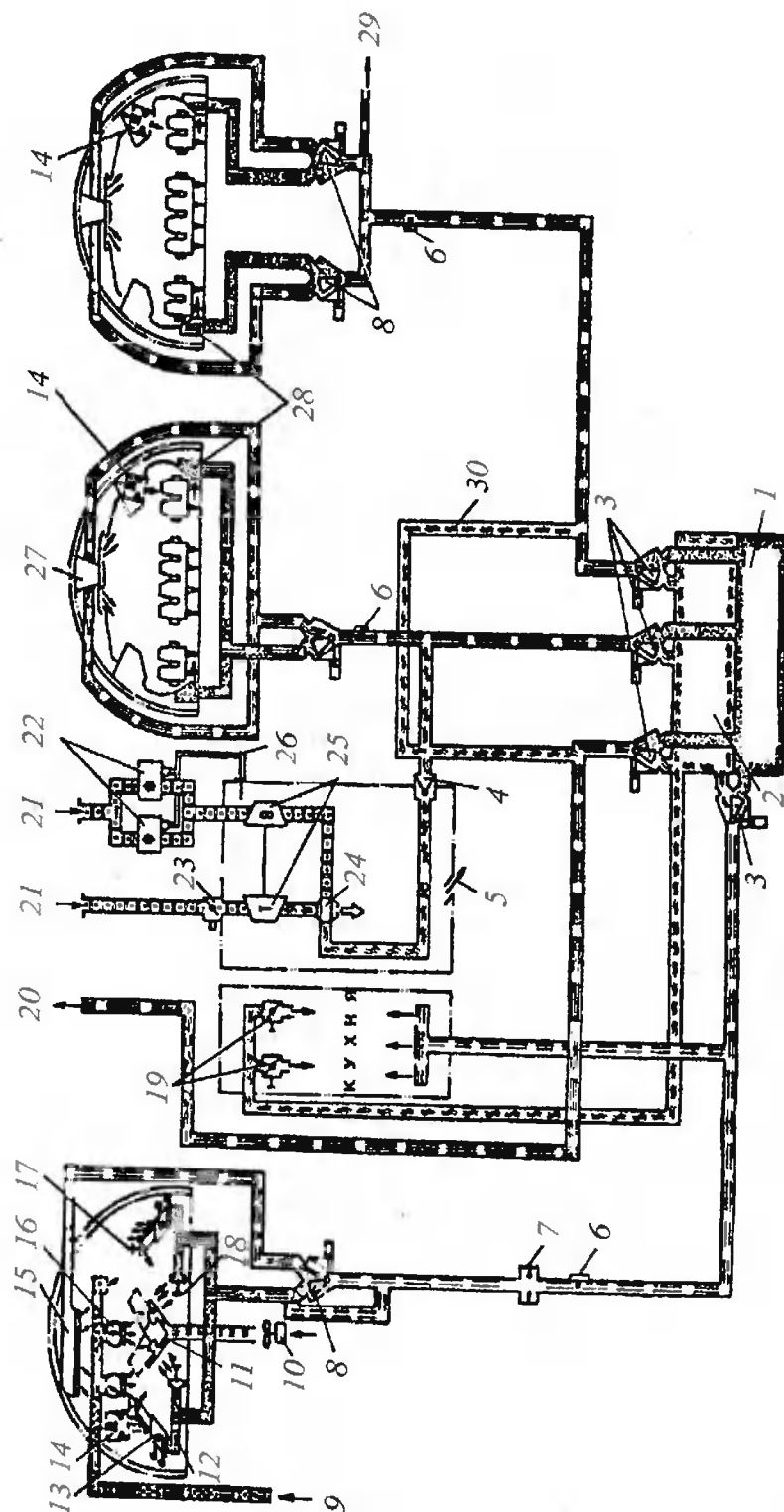


Рис. 11.9. Принципиальная схема системы распределения воздуха самолета Ил-96:

1 — коллектор теплого воздуха; 2 — коллектор холодного воздуха; 3 — двухканальные смесительные заслонки; 4 — обратный клапан; 5 — выброс воздуха в атмосферу; 6 — датчик температуры; 7 — датчик влажности; 8 — блоки заслонок перепуска; 9 — подача воздуха из системы увлажнения; 10 — вентилятор; 11 — коллектор обдува стекла фонаря; 12 — патрубок обогрева; 13 — электронагреватель; 14 — блок датчиков температуры с вентилятором; 15 — регулируемые заслонки подачи холодного воздуха; 16, 17 — регулируемый насадок; 18 — подача воздуха из кабины; 19 — регулируемые заслонки подачи холодного воздуха; 20 — подача воздуха в I салон; 21 — подача воздуха для сброса пыли; 22 — фильтры; 23 — заслонка контура рециркуляции; 24 — ВВТ; 25 — турбовентилятор; 26 — трубопровод для сброса пыли; 27 — верхний распределитель воздуха; 28 — нижний распределитель воздуха; 29 — подача воздуха в задний туалет; 30 — трубопровод подачи рециркуляционного воздуха

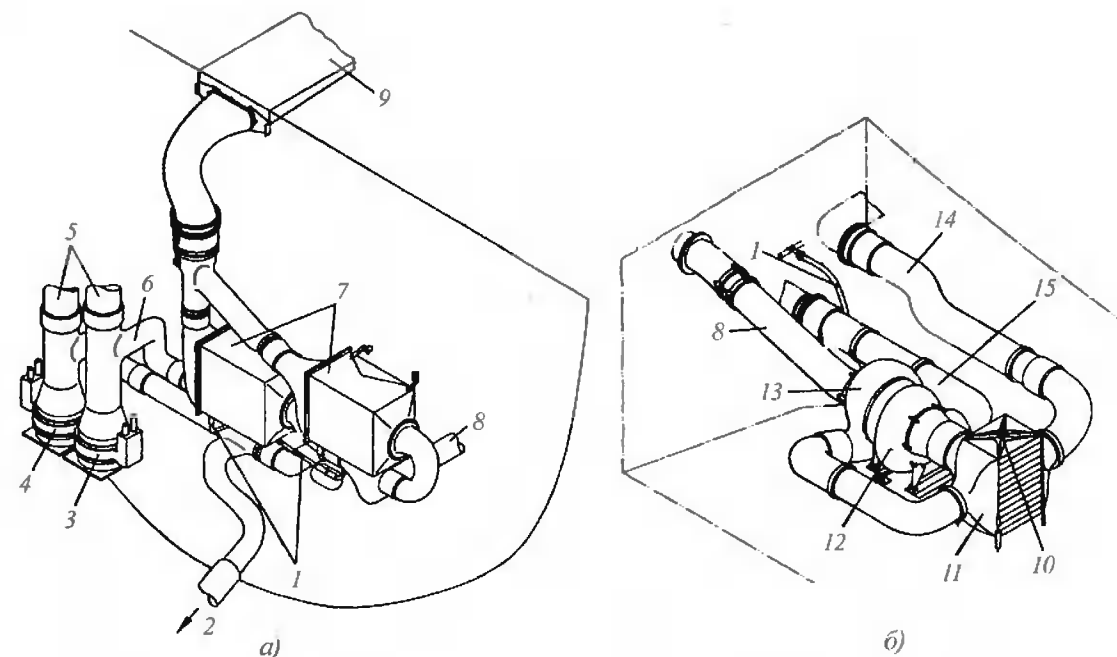


Рис. 11.10. Компонентная компоновка агрегатов системы рециркуляции самолета Ил-96:

а — электроотсек; б — отсек высотного оборудования; 1 — трубки сброса пыли; 2 — подача рециркуляционного воздуха в трубопровод с воздухом от СКВ (далее в салон I); 3, 4 — двухканальные заслонки регулирования температуры во II и III салонах соответственно; 5 — трубопроводы подачи смешанного воздуха во II и III салоны; 6, 14 — трубопровод подачи рециркуляционного воздуха; 7 — фильтры; 8 — трубопровод подачи воздуха, прошедшего через фильтры; 9 — воздухозаборник системы рециркуляции; 10 — кронштейн; 11 — ВВТ; 12 — турбина турбовентилятора; 13 — вентилятор; 15 — трубопровод подачи cabinного воздуха на турбину

рециркуляции и cabinный воздух охлаждается в специальном теплообменнике.

Система рециркуляции воздуха самолета Ил-96 включает в себя: заслонку 23, два фильтра 22, турбовентилятор 25 и теплообменник 24. Агрегаты системы размещены в двух отсеках (рис. 11.10) — электроотсеке и отсеке высотного оборудования, воздухозаборник — по левому борту под полом салона.

При включении системы открывается заслонка 23 (см. рис. 11.9) и воздух из кабины поступает на турбину турбовентилятора 25, где расширяется и охлаждается. Выходящий из турбины воздух направляется в продувочную линию теплообменника 24 и затем выбрасывается в отсек высотного оборудования (границы отсека показаны пунктиром на рис. 11.10), а оттуда в атмосферу. Турбина приводит во вращение вентилятор, который обеспечивает поступление воздуха в систему рециркуляции. Воздух проходит через установленные в электроотсеке фильтры 22, охлаждается в теплообменнике 24 и подается для смешения с воздухом от СКВ. Фильтры, служащие для удаления пыли, имеют две ступени очист-

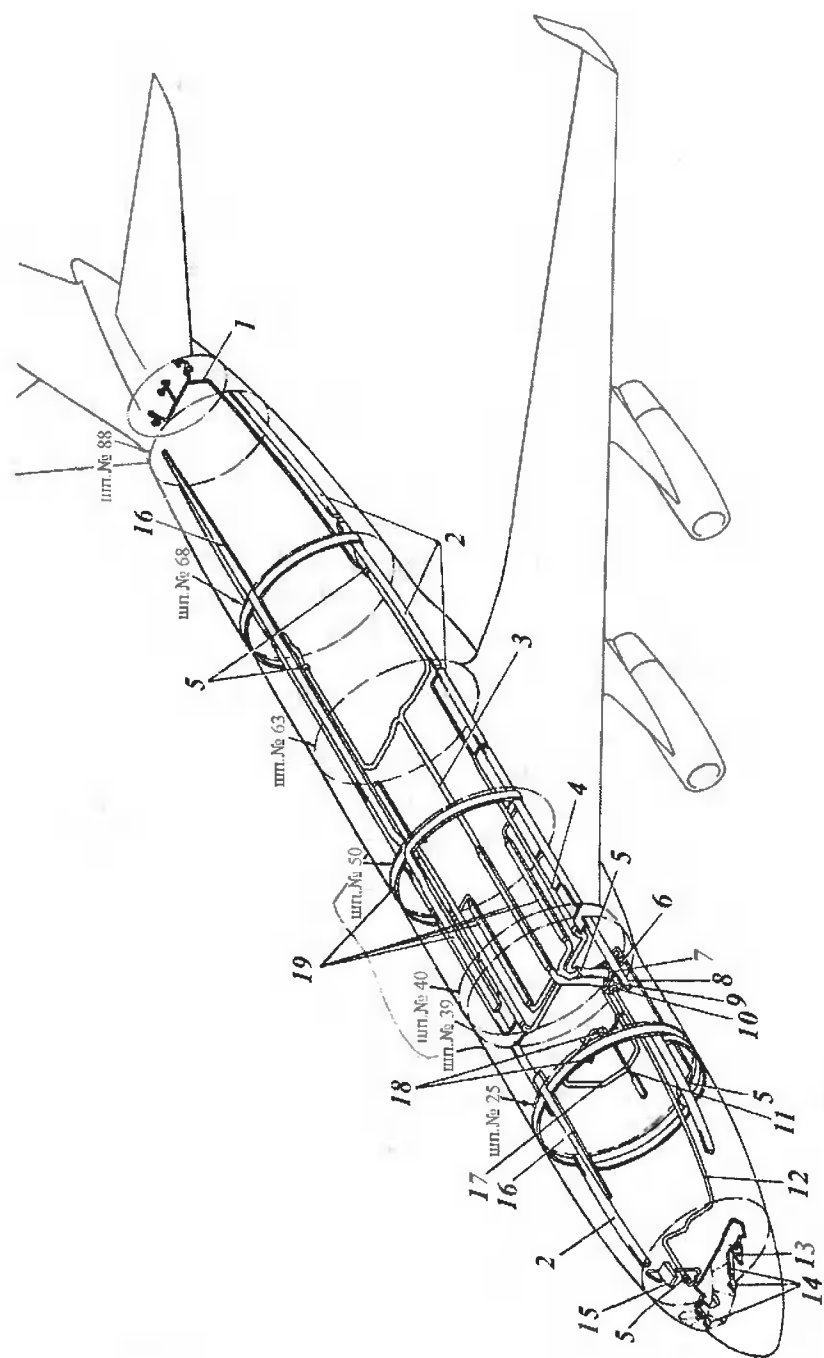


Рис. 11.11. Компоновка системы распределения воздуха на самолете Ил-96:

1 — трубопровод подачи воздуха в задний туалет; 2 — нижний распределитель воздуха; 3 — трубопровод подачи воздуха в III салон; 4 — двухканальный блок заслонок перепуска воздуха по уровням; 5 — трубопровод подачи теплого воздуха во II салон; 6...8 — двухканальные заслонки регулирования температуры I, II и III салонов соответственно; 9 — воздухооборник; 10 — двухканальная заслонка регулирования температуры кабины экипажа; 11 — патрубок обогрева; 12 — трубопровод подачи теплого воздуха в кухню; 13 — трубопровод подачи воздуха в кабину экипажа; 14 — насадка дополнительного подачи теплого воздуха в кухню; 15 — верхний распределитель воздуха в кабине экипажа; 16 — верхний распределитель воздуха в салоне; 17 — трубопровод подачи холодного воздуха; 18 — узел вентиляции кухни; 19 — трубопровод прямоугольного сечения

ки. Первая ступень — типа центробежного сепаратора, вторая — сменный фильтрующий элемент. Пыль выбрасывается за борт по трубопроводу 26 за счет перепада давлений между кабиной и атмосферой.

Заданный тепловой режим в кабине экипажа и салонах поддерживается системой регулирования температуры автоматически, а в случае отказа автоматического регулятора предусмотрено ручное регулирование с панели управления СКВ. Регулирование температуры осуществляется путем изменения соотношения количеств теплого и холодного воздуха при сохранении общего расхода.

Компоновка системы распределения воздуха на самолете Ил-96 показана на рис. 11.11.

В кабину экипажа воздух поступает на двух уровнях: холодный — через верхний распределитель 15 (см. рис. 11.9), теплый — через регулируемые жалюзи 18 и насадки с ручным управлением 17. Предусмотрены дополнительный подогрев части теплого воздуха электронагревателями 13, а также увлажнение воздуха. Стекла кабины экипажа электрообогреваемые. В случае отказа электрообогревателя обеспечивается обдув стекол воздухом, засасываемым из надпольной части кабины вентилятором 10. Воздух удаляется из кабины через отверстия в полу, расположенные по ее периметру под пультами управления.

Система увлажнения воздуха, используемая на режиме крейсерского полета, позволяет создать более комфортные условия для экипажа. При включении системы воздух из кабины проходит через вентилятор 11 (рис. 11.12), расположенный в коллекторе 9. Часть воздуха, выходящего

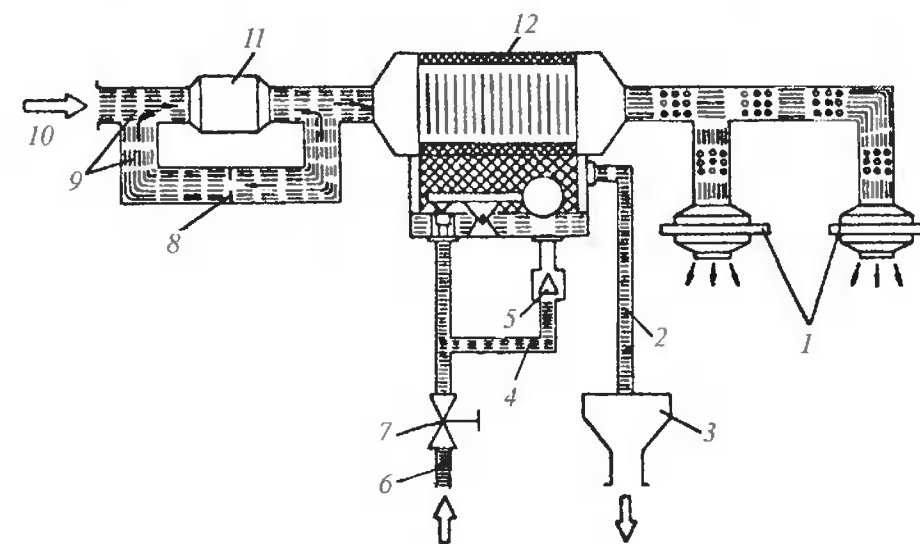


Рис. 11.12. Принципиальная схема системы увлажнения воздуха в кабине экипажа: 1 — регулируемые насадки обдува летчиков; 2 — трубопровод перелива воды; 3 — раковина умывальника в туалете; 4 — трубопровод слива воды; 5 — поплавковый клапан; 6 — трубопровод подачи воды; 7 — запорный кран системы водоснабжения; 8 — дроссельная шайба; 9 — коллектор; 10 — подача воздуха из кабины; 11 — электровентилятор; 12 — увлажнитель

из вентилятора, направляется в увлажнитель 12, другая часть через дроссельную шайбу 8 подается обратно в коллектор. Рециркуляция воздуха обеспечивает его подогрев. Дроссельная шайба 8 дозирует повторное прохождение воздуха через коллектор.

В увлажнителе воздух обогащается парами воды и подается к регулируемым насадкам обдува летчиков 1, расположенным в панелях на потолке кабины экипажа. Трубопроводы на участке между увлажнителем и насадками обдува летчиков имеют теплоизоляцию, что исключает охлаждение воздуха за счет теплоотдачи. Вода в увлажнитель подается из бортовой системы водоснабжения по трубопроводу 6. Обратный клапан 5 обеспечивает слив воды из увлажнителя, при подаче воды он закрыт.

Особенности распределения воздуха на зарубежных пассажирских самолетах рассмотрим на примере самолета "Боинг 767" и аэробуса А-320, на которых используется частичная рециркуляция кабина воздуха.

На рис. 11.13 приведена компоновка системы распределения воздуха самолета "Боинг 767", а на рис. 11.14 — ее узел распределения воздуха.

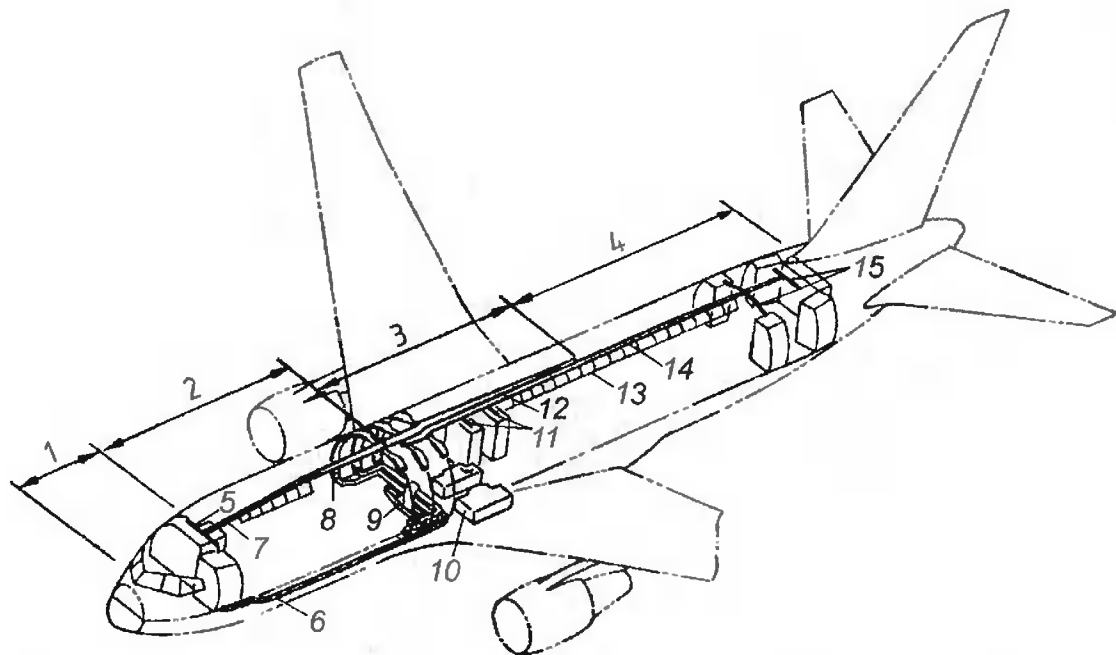


Рис. 11.13. Компоновка системы распределения воздуха в пассажирских салонах самолета "Боинг 767":

1 — кабина экипажа; 2...4 — передняя, средняя и задняя зоны регулирования температуры воздуха в пассажирском салоне соответственно; 5 — трубопроводы подачи воздуха в передние кухни и туалеты; 6 — трубопровод подачи воздуха в кабину экипажа; 7, 12, 14 — трубопроводы подачи воздуха в переднюю, среднюю и заднюю зоны пассажирского салона соответственно; 8 — трубопровод подачи воздуха в верхнюю зону кабины; 9 — коллектор холодного воздуха; 10 — установка охлаждения СКВ; 11 — трубопроводы подачи воздуха в средние туалеты; 13 — потолочный распределитель воздуха; 15 — трубопроводы подачи воздуха в задние кухни и туалеты

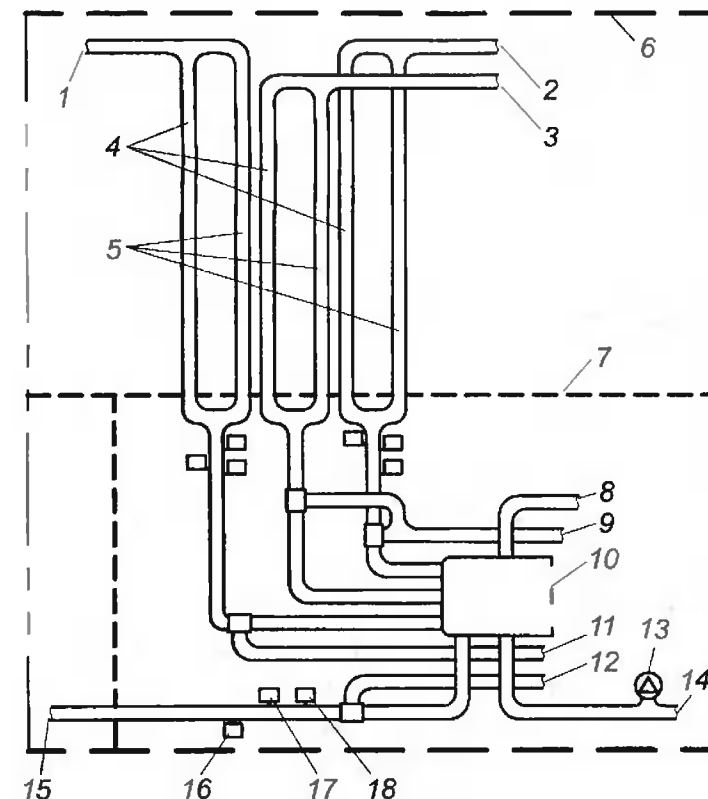


Рис. 11.14. Узел распределения воздуха СКВ самолета "Боинг 767":

1...3 — трубопроводы подачи воздуха в переднюю, среднюю и заднюю зоны пассажирского салона соответственно; 4 — правые трубопроводы подачи воздуха в верхнюю зону; 5 — левые трубопроводы подачи воздуха в верхнюю зону; 6 — граница фюзеляжа; 7 — уровень пола; 8, 14 — трубопроводы подачи воздуха от правой и левой установок охлаждения; 9, 11, 12 — трубопроводы подачи горячего воздуха; 10 — коллектор холодного воздуха; 13 — штуцер для подключения наземного кондиционера; 15 — трубопровод подачи воздуха в кабину экипажа; 16 — переключатель перегрева трубопровода; 17 — датчик температуры в трубопроводе; 18 — чувствительный элемент системы управления

Для удобства регулирования температуры кабина делится на четыре зоны (кабина экипажа и три зоны в пассажирском салоне), подача воздуха в которые производится независимо. Воздух из коллектора холодного воздуха смешивается с горячим воздухом и по трубопроводам, расположенным по правому и левому бортам в центральной части салона, подается в верхнюю зону кабины, откуда поступает в трубопроводы подачи воздуха в переднюю, среднюю и заднюю зоны пассажирского салона. В кабину экипажа подается только свежий воздух по трубопроводу, расположенному снизу по левому борту. На режиме обогрева и охлаждения схемы подачи воздуха в пассажирские салоны (рис. 11.15) одинаковы. Воздух подает-

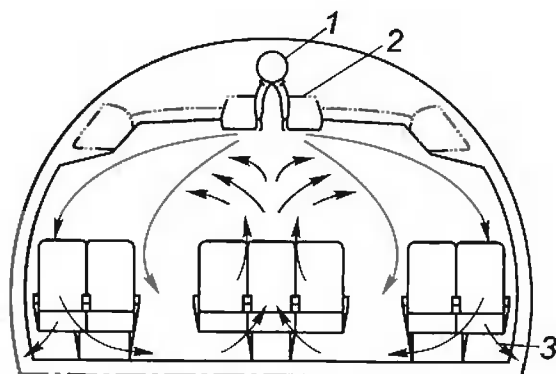


Рис. 11.15. Схема подачи воздуха в пассажирский салон самолета "Боинг 767": 1 — трубопровод верхней подачи воздуха; 2 — потолочный распределитель воздуха; 3 — выпуск воздуха из салона

ся через центральный потолочный распределитель, сброс воздуха из салонов в подпольное пространство производится в нижней зоне у стенки. Стрелками на рис. 11.15 показана циркуляция воздуха в поперечном сечении салона.

Компоновка системы распределения воздуха самолета А-320 приведена на рис. 11.16, схема подачи воздуха в пассажирские салоны — на рис. 11.17. Пассажирская кабина условно разделяется на две зоны — переднюю и заднюю. Подача воздуха в эти зоны и регулирование температуры в них производятся независимо. Система распределения воздуха на самолете А-320 отличается от рассмотренных выше. Подготовленный воздух распределяется в каждой зоне по трубопроводам, расположенным по правому и левому бортам в подпольной части кабины. Из этих трубопроводов воздух поступает в равномерно распределенные по длине сало-

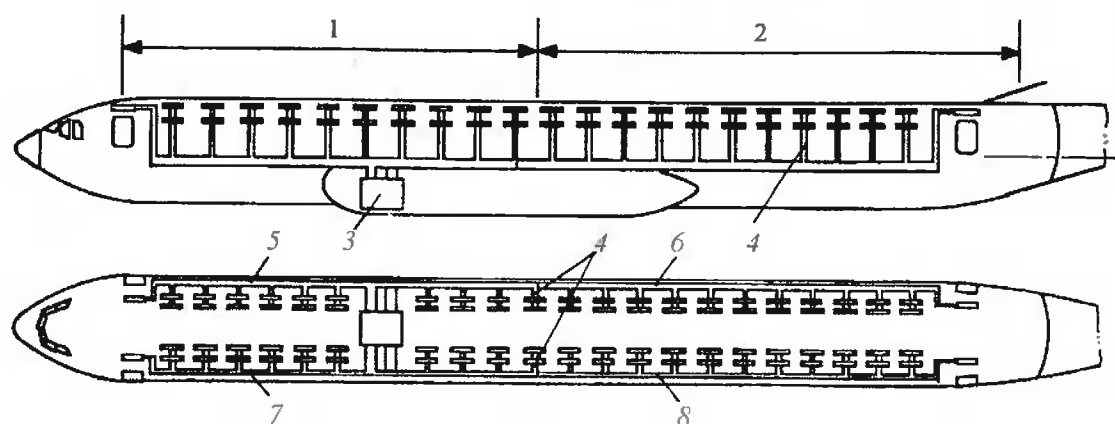


Рис. 11.16. Компоновка системы распределения воздуха в пассажирском салоне самолета А-320:

1, 2 — передняя и задняя зоны регулирования температуры соответственно; 3 — коллектор холодного воздуха; 4 — трубопроводы подачи воздуха в верхнюю зону; 5, 6 — правые трубопроводы подачи воздуха в переднюю и заднюю зоны соответственно; 7, 8 — левые трубопроводы подачи воздуха в переднюю и заднюю зоны соответственно

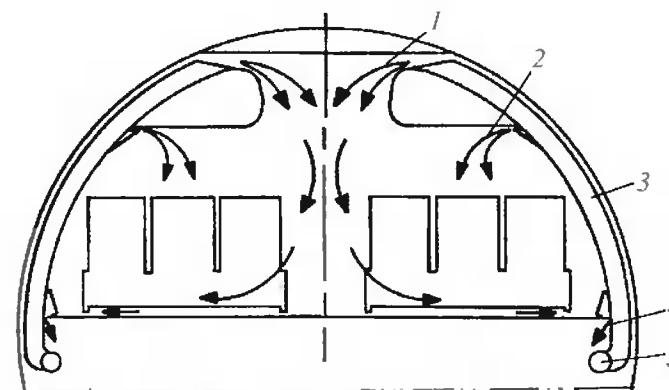


Рис. 11.17. Схема подачи воздуха в пассажирский салон самолета А-320:

1 — подача воздуха через верхние выпускные отверстия; 2 — подача воздуха через нижние выпускные отверстия; 3 — трубопровод подачи воздуха в верхнюю зону; 4 — выпуск воздуха из салона; 5 — левый трубопровод подачи воздуха в переднюю (заднюю) зону

на трубопроводы, подающие воздух в верхнюю зону салона. Через верхние и нижние выпускные отверстия, расположенные над и под багажными полками соответственно, воздух поступает в кабину. Выход воздуха в подпольное пространство производится в нижней зоне у стенки.

Распределение воздуха на ЛА с небольшим объемом кабины показано в гл. 14 на примере учебно-тренировочного самолета Як-130 (см. рис. 14.3) и вертолета Ми-8 (см. рис. 14.15).

11.3. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ В СКВ ЧАСТИЧНОЙ РЕЦИРКУЛЯЦИИ КАБИННОГО ВОЗДУХА

В системах кондиционирования воздуха с петлевой схемой влагоотделения, как правило, используется частичная рециркуляция cabinного воздуха. Такие системы применяются, например, на самолетах фирмы "Боинг" (757, 767, 777) (рис. 11.18), европейских аэробусах (А-310... -340), отечественных самолетах Ту-204, Ил-96 (рис. 11.19).

Процессы тепловлажностной обработки воздуха в системах кондиционирования достаточно наглядно могут быть отображены на диаграммах $I-d$ (энтальпия — влагосодержание). Поскольку в кондиционируемых помещениях обычно происходят процессы с выделением влаги (например, людьми при дыхании) и возможные направления лучей процесса занимают область справа от рабочей точки O требуемого состояния воздуха, точка K , характеризующая параметры воздуха, выходящего из системы кондиционирования (рис. 11.20), должна находиться слева от рабочей точки и обязательно лежать на продолжении $O-O''$ луча $O-O'$, соответствующего ассимиляции теплоты и влаги в помещении без кондиционирования. Направление луча $O-O'$ (значение его углового коэффициен-

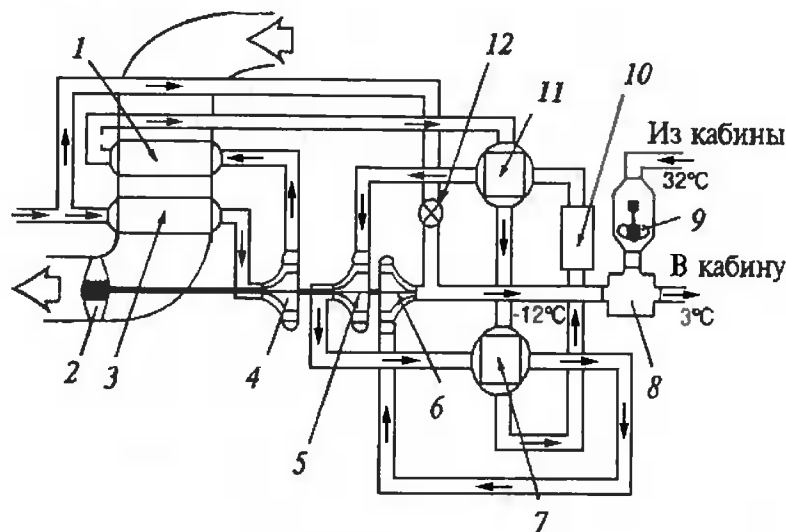


Рис. 11.18. Фрагмент схемы системы кондиционирования воздуха самолета "Боинг 777" [66]:

1 — вторичный воздухо-воздушный теплообменник (ВВТ); 2 — вентилятор турбохолодильника (ТХ); 3 — первичный ВВТ; 4 — компрессор ТХ; 5 — первая ступень турбины ТХ; 6 — вторая ступень турбины ТХ; 7 — теплообменник-конденсатор; 8 — смеситель; 9 — рециркуляционный вентилятор; 10 — влагоотделитель; 11 — теплообменник-предогреватель; 12 — терморегулирующая заслонка

та ε) зависит от соотношения между количествами теплоты и влаги, поступающих в помещение на расчетном режиме:

$$\varepsilon = \frac{Q_{изб}}{W} = \frac{Q_{ощ} + rW}{W}, \quad (11.1)$$

где $Q_{изб}$ — тепlopоступления в кондиционируемое помещение (так называемая избыточная теплота); W — влаgpоступления в кондиционируемое помещение; $Q_{ощ}$ — ошутимая теплота, т.е. теплота, поступающая в помещение и приводящая к повышению температуры воздуха в нем; r — теплота парообразования воды (rW — теплота испарения, которую вносит влага, поступающая в воздух помещения).

Положение на луче $O-O''$ точки K , характеризующей параметры воздуха на выходе из системы кондиционирования, определяется, как правило, допустимым отличием температуры подаваемого воздуха от температуры в помещении, зависящим от конструкции распределительных устройств и определяемым санитарно-гигиеническими нормами (в частности, согласно санитарным правилам для морских судов допускается перепад температур подаваемого направленного на людей струей охлажденного воздуха и воздуха в помещениях до 5°C ; если выходящий из СКВ воздух не направлен непосредственно на людей, то перепад может быть 20°C и больше [63]).

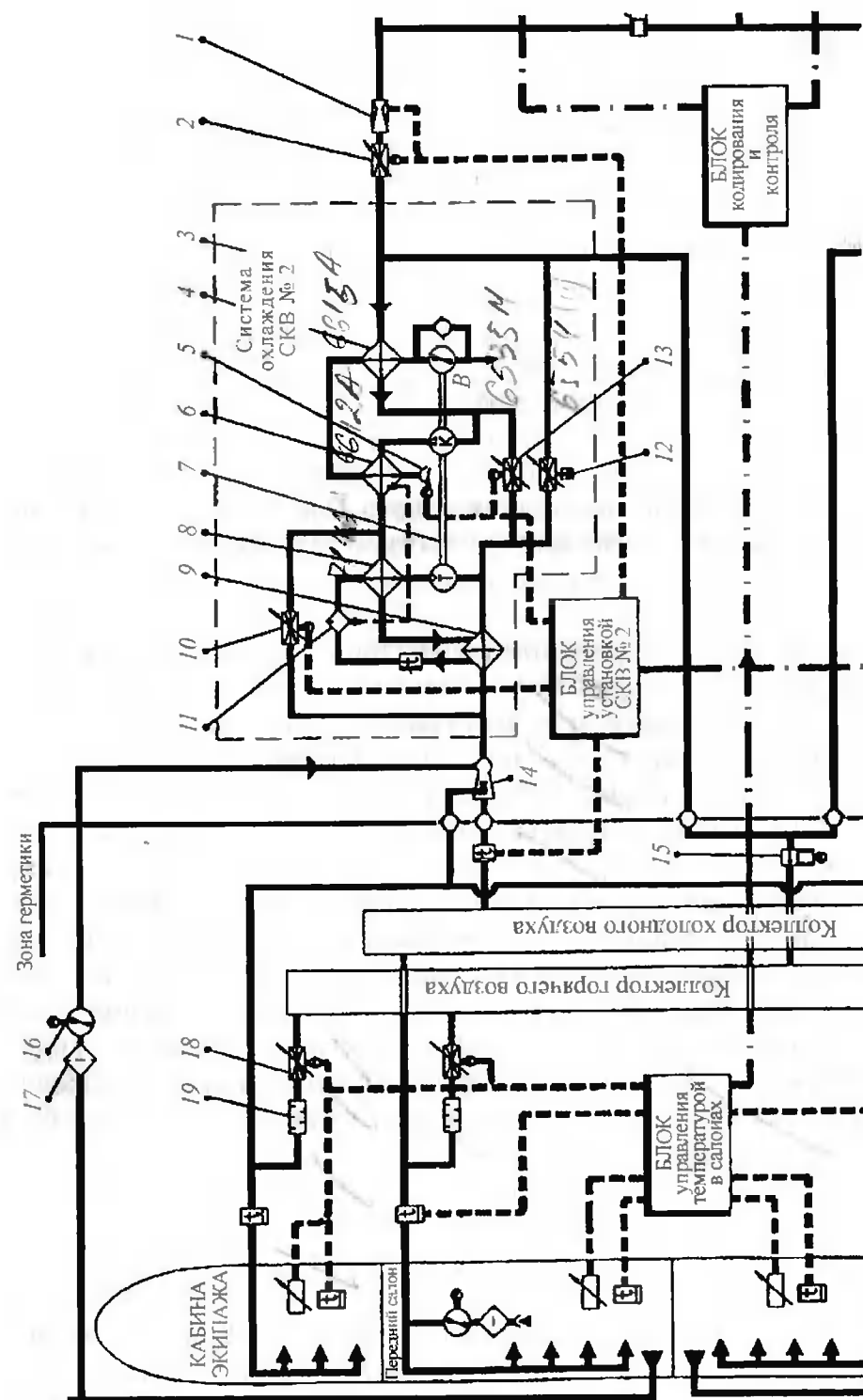


Рис. 11.19. Фрагмент схемы системы кондиционирования воздуха самолета Ту-204 [48]:

1 — датчик расхода воздуха; 2 — регулятор расхода; 3 — блок охлаждения; 4 — первичный ВВТ; 5 — регулируемый воздухооборник; 6 — вторичный ВВТ; 7 — трехколесный турбохолодильник (Т — турбина, К — компрессор, В — вентилятор); 8 — теплообменник-предогреватель; 9 — теплообменник-конденсатор; 10, 12, 13, 18 — рециркулирующая заслонка; 11 — щелевой влагоотделитель; 14 — эжектор-смеситель; 15 — кран подачи горячего воздуха; 16 — рециркуляционный вентилятор; 17 — двухступенчатый фильтр; 19 — глушитель шума

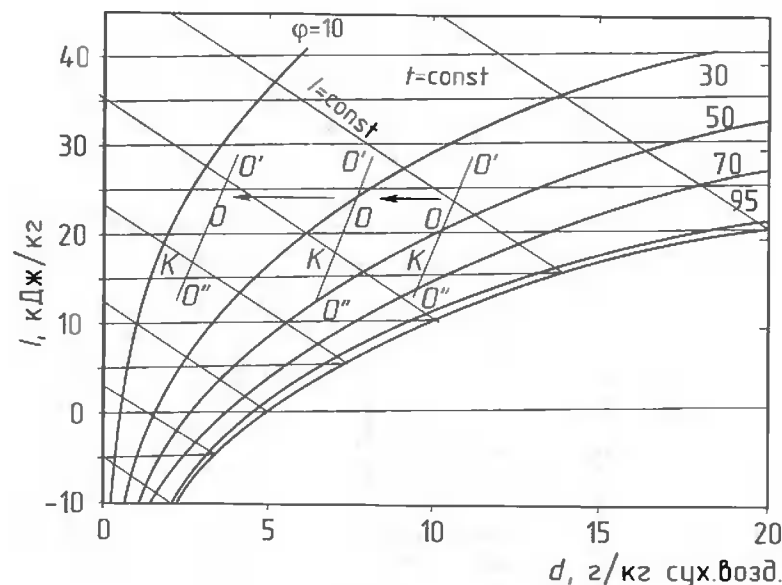


Рис. 11.20. Общий вид I – d -диаграммы влажного воздуха. Показано возможное смещение луча процесса кондиционирования при недостаточном увлажнении подаваемого от СКВ воздуха

Заметим, что если регулирование параметров воздуха в помещении при кондиционировании производится только по температуре, то в случаях, когда не удастся осуществить требуемой осушки или увлажнения подаваемого воздуха, точки O и K на I – d -диаграмме могут смещаться вдоль изотерм с сохранением направления (углового коэффициента) луча процесса O – O' (как это показано на рис. 11.20 для случаев подачи недостаточно увлажненного воздуха).

Еще одна характерная точка, положение которой заранее известно на I – d -диаграмме, определяется параметрами наружного воздуха. От расположения этой точки I по отношению к точке K зависят подбор и количественные характеристики требуемых в данных конкретных условиях процессов тепловой обработки воздуха в СКВ. (Никакие процессы, кроме вентиляции наружным воздухом, не потребуются, если точка I совпадает с точкой K .) По координатам точек O и K можно вычислить потребный расход G_0 подаваемого в помещение воздуха:

$$G_0 = \frac{Q_{\text{общ}}}{c_{\text{pv}}(t_O - t_K)} = \frac{W}{d_O - d_K}, \quad (11.2)$$

где c_{pv} — удельная теплоемкость влажного воздуха; t_O , t_K , d_O , d_K — температуры и влагосодержания воздуха в точках O и K соответственно.

Вычисленный расход необходимо сопоставить с расходом G_1 свежего воздуха, требуемого для вентиляции помещения по санитарно-гигиеническим нормам или по другим условиям. Если $G_0 > G_1$, то при конди-

нировании воздуха возможно (но необязательно!) применение рециркуляции с расходом $G_{\text{рец}} = G_0 - G_1$. Если $G_0 < G_1$, то требуется увеличить расход G_0 до значения G_1 , в результате чего произойдет смещение точки K по лучу O – O'' в сторону точки O с соответствующим уменьшением перепадов температур и влагосодержаний между точкой K и точкой O .

В наземных промышленных и транспортных системах кондиционирования в случаях, когда $G_0 > G_1$, рециркуляция применяется в основном как средство экономии энергии при обогреве или охлаждении обслуживаемых помещений с выполнением условий получения требуемых параметров воздуха (температуры и влагосодержания) на выходе из системы [59].

Возвращаясь к авиационным системам кондиционирования воздуха, необходимо отметить, что к числу их особенностей относятся:

довольно широкий диапазон режимов работы в течение одного полета: он может начаться с охлаждения кабины во время стоянки самолета на земле при температуре окружающей среды $+37^\circ\text{C}$ и ее влагосодержании $18 \text{ г/кг сух. возд.}$ (согласно требованиям ОСТ1 00648) и через несколько минут после взлета смениться обогревом кабины при статической температуре окружающего воздуха ниже -50°C и влагосодержании менее $1 \text{ г/кг сух. возд.}$;

влажность воздуха в кабинах самолетов, как правило, не регулируется (требование регулирования влажности было сформулировано в ЕНЛГС [22] только для кабин экипажа);

в СКВ для самолетов с воздушно-реактивными двигателями широко используется так называемый воздушный цикл охлаждения. Отличительной особенностью таких систем является использование турбохолодильников. В турбохолодильниках охлаждение влажного воздуха сопровождается образованием мелкодисперсного водяного тумана, который очень трудно и не полностью отделяется от воздушного потока. Для решения этой проблемы стали применять петлевые схемы [60] влагоотделения воды на участках магистрали СКВ с высоким давлением (примеры таких схем показаны на рис. 11.18, 11.19). Однако и для указанных систем не исключено наличие водяного или ледяного мелкодисперсного тумана (в небольших количествах) на выходе из системы;

температура воздуха на выходе из СКВ на режиме охлаждения кондиционируемого объекта обычно составляет $+3...5^\circ\text{C}$ (для систем с петлевой схемой влагоотделения — до -15°C);

допускается рециркуляция кабинного воздуха, составляющая до 50 % от общей подачи [48].

На I – d -диаграмме для наземных условий (рис. 11.21) процесс охлаждения в авиационных СКВ наружного воздуха от $+37^\circ\text{C}$ (точка I) может быть условно отображен вначале вертикальным отрезком I – II , до пересечения с линией насыщения ($\phi = 100\%$), затем участком II – III самой линией насыщения и, наконец, вертикальным отрезком III – IV под линией

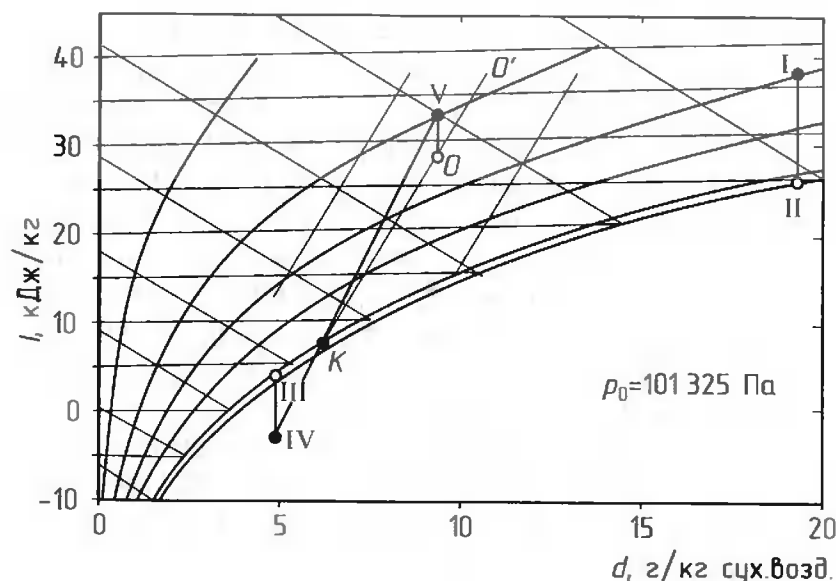


Рис. 11.21. I - d -диаграмма процессов кондиционирования в авиационной СКВ воздушного цикла

насыщения. Участок I—II—III соответствует процессам охлаждения подаваемого в кабину воздуха в рекуперативных теплообменниках с осаждением влаги (после достижения температуры точки росы) на стенках теплообменных каналов. Сконденсировавшаяся в процессе II—III вода в дальнейшем может отделяться от потока воздуха во влагоотделителях. Условность (количественная приближенность) отображения данных процессов на одной I - d -диаграмме связана с зависимостью положения линии насыщения в I - d -координатах от давления, которое изменяется по тракту авиационных СКВ в довольно широких пределах. Вместе с тем качественная картина процессов остается неизменной.

Участок III—IV отражает процесс охлаждения воздуха в турбохолодильнике с образованием в потоке воздуха водяного тумана. При этом некоторые детали процессов, происходящих в петлевых схемах влагоотделения, остаются непоказанными, что, однако, не влияет на результаты последующего анализа, так как и в этих системах параметры воздуха на выходе могут условно отображаться той же точкой IV, свидетельствующей только о факте содержания в воздухе водяного (или ледяного при отрицательных температурах) тумана.

Воздух с туманом может быть без какой-либо обработки подан в кабину через распределительные устройства (что нежелательно), можно попытаться отделить туман от воздуха, а можно смешать воздух, содержащий небольшое (!) количество воды в капельной или кристаллической форме, с рециркуляционным воздухом. Выбор достаточного расхода рециркуляционного воздуха позволяет получить после смешения поток, не содержащий тумана (на рис. 11.21 отрезком IV—K показана наимень-

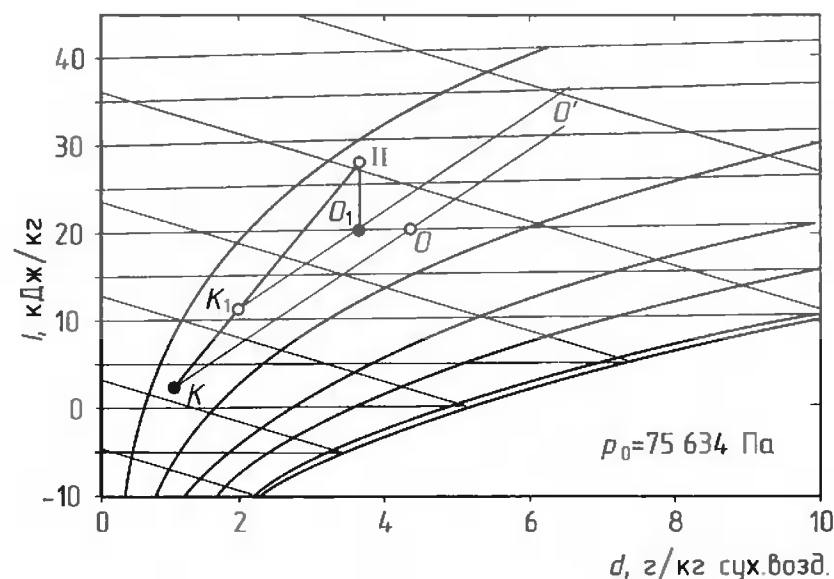


Рис. 11.22. Схема процессов охлаждения при малом влагосодержании атмосферного воздуха

шая необходимая доля рециркуляционного воздуха в общей подаче). Заметим, что в данном случае никакой экономии энергии не достигается, поскольку воспринятое рециркуляционным воздухом в кабине количество теплоты $Q_{\text{реци}} = c_p G_{\text{реци}}(t_O - t_K)$ полностью передается (при смешении) вентиляционному воздуху и, кроме того, дополнительным запасом холода должен быть компенсирован подогрев рециркуляционного воздуха в вентиляторах.

Рассмотрим, как влияет рециркуляция кабинного воздуха в условиях высотного полета, когда подаваемый из атмосферы воздух содержит менее 1 г/кг сух. возд. водяного пара.

Характер изменений параметров воздуха в кабине, происходящих на режиме охлаждения, показан на рис. 11.22. На схеме приведены два варианта процессов при одних и тех же температуре и влагосодержании воздуха на выходе из системы (точка K). Без использования рециркуляции изменение параметров воздуха происходит по линии K—O, направление которой определяется по угловому коэффициенту ϵ процесса согласно соотношению (11.1).

При использовании рециркуляции добавляются процессы подогрева рециркуляционного воздуха в вентиляторах (отрезок O_1 —II) и смешения рециркуляционного и вентиляционного потоков (отрезок K—II). Точка смеси K_1 , как и прежде, должна лежать на луче процесса с угловым коэффициентом ϵ , но проходящем через новую точку O_1 изотермы, на которой находится точка O. С другой стороны, точка K_1 должна делить отрезок K—II на части, соответствующие выбранной степени рециркуляции. Из диаграммы видно, что точка O_1 смещается влево (в область меньших вла-

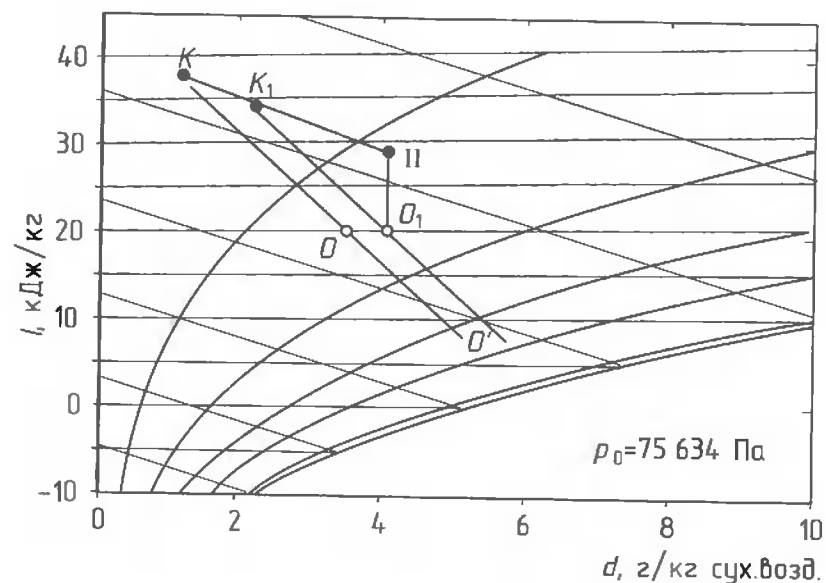


Рис. 11.23. Схема процессов обогрева при малом влагосодержании атмосферного воздуха

госодержаний) по отношению к точке O тем больше, чем выше принимаемая степень рециркуляции. Следовательно, применение рециркуляции на данном режиме приводит к дополнительному уменьшению и без того низкой относительной влажности воздуха в кабине, что, разумеется, нежелательно.

Характер изменений параметров воздуха в кабине, происходящих на режиме обогрева во время высотного полета, показан на рис. 11.23. Так же как и в предыдущем случае, на диаграмме $I-d$ отображены два варианта: без использования и с использованием рециркуляции cabinного воздуха. Без использования рециркуляции изменение параметров воздуха происходит, как и прежде, по линии $K-O$, направление которой определяется по угловому коэффициенту ϵ процесса согласно соотношению (11.1). На режиме обогрева это направление соответствует уменьшению энтальпии воздуха в процессах теплообмена внутри кабины.

Процессы с рециркуляцией отображаются линией $K-K_1-II$ (смешение рециркуляционного и вентиляционного потоков) и отрезком O_1-II (подогрев рециркуляционного воздуха в вентиляторах). Из диаграммы видно, что в рассматриваемом случае точка O_1 смещается вправо (в область более высоких влагосодержаний) по отношению к точке O , т.е. применение рециркуляции на данном режиме приводит к увеличению относительной влажности воздуха в кабине, что следует рассматривать как положительный результат.

В заключение можно отметить, что координатная сетка, изотермы, изоэнтальпы и линии постоянных относительных влажностей на рис. 11.21...11.23 построены с использованием существующих аналитических зависимостей, т.е. занимают свои истинные положения для двух

значений давления воздуха — наземного (на рис. 11.21) и соответствующего "высоте" в кабине, равной 2400 м (на рис. 11.22 и 11.23). В то же время размещение отдельных точек процессов кондиционирования на диаграммах выбрано относительно условно в целях достижения большей наглядности изображения (а не для конкретных количественных оценок), что, разумеется, не мешает анализу общих закономерностей рассматриваемых процессов.

Проведенный анализ позволяет констатировать, что применение частичной рециркуляции cabinного воздуха в авиационных системах кондиционирования на режимах обогрева при малых влагосодержаниях воздуха окружающей атмосферы позволяет несколько увеличить относительную влажность воздуха в кабине, в какой-то степени приближая условия в ней к комфортным. Одновременно это может принести некоторые энергетические выгоды (судя по диаграмме, приведенной на рис. 11.23).

Частичная рециркуляция cabinного воздуха позволяет достаточно успешно решать проблему испарения сравнительно небольшого количества конденсата, остающегося на выходе из системы после охлаждения воздуха в турбохолодильнике. Возможно именно это явилось основной причиной внедрения рециркуляции в авиационных системах кондиционирования воздуха при применении петлевых схем влагоотделения, обеспечивающих отвод большей части конденсата с помощью простейших влагоотделителей после теплообменников в линии высокого давления.

Следует отметить, что рециркуляция абсолютно бесполезна (или даже вредна из-за увеличения тепловой нагрузки на систему, вызванного тепловыделениями вентиляторов рециркуляции) на режимах охлаждения при малом влагосодержании атмосферного воздуха (например, на больших высотах). На данном режиме она может привести к уменьшению и без того низкой относительной влажности воздуха в кабине.

Помимо рассмотренных аспектов необходимо учитывать, что в ряде случаев использование рециркуляции может оказывать влияние на формирование полей скоростей, концентраций вредных примесей и температур воздуха в кабине, поскольку существует связь этих полей с энергией приточных струй, обусловленная изменением расхода подаваемого в кабину воздуха. Не исключено, что в определенных ситуациях данные соображения могут оказаться преобладающими.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НОРМИРУЕМЫХ УРОВНЕЙ ШУМА ОТ СКВ В КАБИНАХ И САЛОНАХ ЛА

12.1. ОСНОВНЫЕ ИСТОЧНИКИ ШУМА В КАБИНАХ И САЛОНАХ ЛА

По мере развития авиационной техники совершенствуются и СКВ. Увеличиваются расходы воздуха и тепловые нагрузки в агрегатах и узлах системы, повышается степень ее автоматизации и автоматической компенсации отказов, качество регулирования и распределения воздуха в кабинах и салонах. Необходимость обеспечения минимальной массы авиационной СКВ приводит к увеличению скоростей воздушных потоков в системе, перепадов давлений и температур в ее узлах, агрегатах и элементах.

Интенсификация аэродинамических и термодинамических процессов в СКВ летательных аппаратов приводит к росту уровня аэродинамического шума. Механизм генерирования аэродинамического шума определяется турбулентной структурой потока, геометрией и гидродинамическим сопротивлением каналов СКВ, по которым звуковые колебания достигают гермокабины. Движение воздуха в СКВ характеризуется большим разнообразием течений: турбулентными течениями в трубопроводах и каналах лопаточных машин (компрессоры, турбохолодильники и др.), отрывными течениями в регулирующих агрегатах, струйными потоками в выходных насадках. Специфика работы СКВ заключается в сложном взаимодействии указанных течений в рамках единой системы, так как кондиционирование воздуха осуществляется путем последовательного изменения его термодинамических параметров.

Тракты СКВ являются одновременно воздуховодами и звуководами, однако пути распространения воздуха и звуковых колебаний в них не всегда совпадают. Особенность акустических характеристик СКВ ЛА определяется также и тем, что агрегаты и узлы СКВ подвержены при их эксплуатации воздействию ряда переменных факторов. К этим факторам относятся значительные тепловые нагрузки, большие переменные избыточные давления, механические воздействия (вибрации, удары, ускорения), воздействия природной среды и сами условия эксплуатации. Поэтому вклад СКВ в общее акустическое поле гермокабины определяется как конструктивными особенностями узлов, трубопроводов и элементов системы, так и условиями ее эксплуатации.

В настоящей главе рассматриваются акустические характеристики СКВ вентиляционного типа с использованием в основном воздушного цикла охлаждения. Для основных типовых принципиальных схем СКВ анализируются источники шума в СКВ и взаимосвязь условий эксплуатации с характеристиками шума, вносимого системой в общее акустическое поле кабины экипажа и пассажирских салонов ЛА.

Среди большого числа условий и факторов, определяющих уровень комфорта ЛА, важное место занимает шум в гермокабине экипажа и салонах для пассажиров. Шум, длительно воздействующий на экипаж, помимо неблагоприятного физиологического влияния служит помехой при передаче и восприятии полезной информации. В сочетании с другими неблагоприятными факторами полета это может стать предпосылкой к ошибочным действиям членов экипажа.

Для оценки и нормирования шума обычно применяется *система предельных спектров*, рекомендуемая Международной организацией по стандартизации (ИСО). Эта система также положена в основу действующего в нашей стране государственного стандарта ГОСТ 20296—81, регламентирующего шум в салонах и кабинах экипажа отечественных самолетов и вертолетов. Предельные спектры характеризуются номером, или индексом, который численно равен уровню звукового давления в октавной полосе 1000 Гц. Для оценки и нормативного ограничения шума в целях обеспечения качественной речевой связи между членами экипажа или комфортных условий при разговоре между пассажирами используется также уровень помех разговору (УПР).

Следует отметить, что при длительном воздействии шума с уровнями, характерными для современных воздушных судов (ВС), появляется реальная угроза ухудшения состояния органов слуха, его неблагоприятного воздействия на центральную нервную систему человека. Исследования подтверждают также возможность негативного воздействия шума на организм человека в инфразвуковом и ультразвуковом диапазонах частот. Таким образом, влияние шума наряду с другими неблагоприятными воздействиями на человеческий организм в условиях полета является реальным негативным фактором, учитываемым при обеспечении безопасности полета ВС в соответствии с принятыми нормами.

Характерные значения уровней шума для современных самолетов с реактивными и винтовыми двигателями показаны на рис. 12.1. Видно, что наиболее высокие уровни шума в гермокабине (ГК) имеют ЛА с винтовыми двигателями, включая высокоэкономичные самолеты с турбовентиляторными двигателями, а также винтовые и реактивные самолеты авиации общего назначения.

К числу основных источников интенсивного шума в гермокабинах современных самолетов относятся воздушный поток, обтекающий конст-

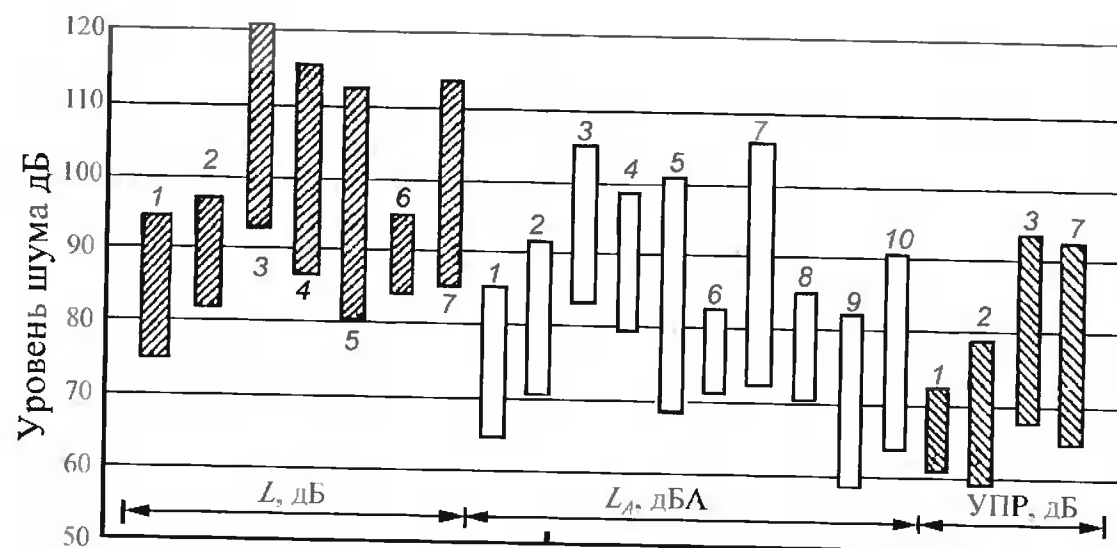


Рис. 12.1. Диапазоны изменения уровней шума в кабинах современных самолетов гражданской авиации и средств наземного транспорта:

1 — транспортные самолеты с ТРД; 2 — реактивные самолеты авиации общего применения; 3 — винтовые самолеты авиации общего применения; 4 — тяжелые самолеты с ТВД; 5 — реактивные самолеты с расположением двигателей в хвостовой части фюзеляжа; 6 — реактивные самолеты с расположением двигателей под крылом; 7 — тяжелые самолеты с турбовинтовентиляторными двигателями; 8 — автобусы; 9 — рельсовый транспорт; 10 — автомобили

рукцию, силовая установка и бортовое оборудование — прежде всего, это СКВ. Шум в области высоких частот, создаваемый СКВ, в ряде случаев является определяющим, особенно, если принять во внимание применение эффективных средств по снижению шума от внешних источников (звукоизоляции и звукопоглощения). Причем удельный вес этого шума внутри пассажирской кабины ЛА растет с увеличением числа пассажиров и объема гермокабины, обуславливающим повышение расходов воздуха через СКВ.

Значительное влияние на уровни внешнего и внутреннего шумов в гермокабине ЛА и пути их распространения оказывают характеристики двигателей и пограничного слоя в носовой части фюзеляжа при расположении двигателей под крылом и вибрационные характеристики двигателей при их компоновке в хвостовой части фюзеляжа ЛА. Основные источники, характер излучения и пути распространения шума для современных самолетов гражданской авиации приведены в табл. 12.1. Непосредственное измерение вклада СКВ в общий шум в кабинах ЛА для условий крейсерского полета показывает, что широкополосный шум сочетается с дискретным. При выключенной СКВ уровень шума в ГК снижается на 6...12 дБ, что воспринимается на слух как его уменьшение в 2...4 раза!

Основные источники, характер излучения и пути распространения шума, поступающего в кабины современных самолетов гражданской авиации

Источник шума	Частотная характеристика шума	Характер и пути распространения шума
Внешний поток Турбулентный пограничный слой Срывные течения Местные возмущения (винт, антенна)	Широкополосный — Сочетание широкополосного шума с дискретным	Воздушный, боковая поверхность фюзеляжа То же —
Силовая установка Выхлоп струи Вентилятор Вибрация ротора Винт Выхлоп поршневого двигателя Вибрация двигателя Аэродинамическая несбалансированность винта Вибрация крыла Срыв вихрей с лопастей винта	Широкополосный Дискретный — — — — — — — —	Воздушный, боковая поверхность фюзеляжа То же Структурный, узлы подвески двигателя Воздушный, боковая поверхность фюзеляжа То же Структурный, узлы подвески двигателя То же Структурный, крыло Структурный, подвеска двигателя, крыло
Бортовое оборудование Система кондиционирования воздуха Гидросистема Вспомогательная силовая установка (ВСУ)	Сочетание широкополосного шума с дискретным Дискретный —	Воздушный, каналы трубопроводов Структурный, энергоузлы Структурный, подвеска ВСУ

12.2. НОРМАТИВНЫЕ ОГРАНИЧЕНИЯ ПО ШУМУ

Основным нормативным документом, регламентирующим максимально допустимые уровни шума в кабинах современных отечествен-

ных воздушных судов различных категорий и классов, а также методы его измерения, как уже отмечалось выше, является ГОСТ 20296–81 "Самолеты и вертолеты гражданской авиации. Допустимые уровни шума в салонах и кабинах экипажа и методы измерения шума". В соответствии с указанным документом шум в салонах, кабине экипажа и на рабочих местах бортпроводников нормируется системой предельных спектров (ПС) в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами в диапазоне от 31 до 8000 Гц, а также в виде уровней звука, измеренных по шкале "А" стандартного шумомера (в дБА) по ГОСТ 17187–81.

Нормируемые уровни звукового давления в октавных полосах частот, характеризующиеся номером ПС, представлены в табл. 12.2.

Таблица 12.2

Нормируемые уровни звукового давления (дБ) в кабинах самолетов и вертолетов гражданской авиации по ГОСТ 20296–81

Номер предельного спектра	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц									Расчетное значение УПР, дБ
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
ПС-65	99	87	78	72	68	65	63	61	59	64
ПС-70	103	91	83	77	73	70	68	66	64	69
ПС-75	107	95	88	82	78	75	73	71	69	74
ПС-80	110	99	92	87	83	80	78	76	74	79
ПС-85	113	103	96	91	88	85	83	81	79	84

Примечание. Допускается превышение уровней звукового давления для 10 % контрольных точек до уровней следующего нормированного предельного спектра.

Регламентируемые стандартом уровни шума в кабинах самолетов и вертолетов для условий установившегося крейсерского полета в зависимости от типа и назначения воздушного судна, а также класса перевозок приведены в табл. 12.3.

Принадлежность самолета к той или иной категории (дальне-, средне-, ближнемагистральный самолет или самолет для местных воздушных линий) определяется техническим заданием на разработку самолета. Такая классификация в неявном виде определяет среднее время воздействия шума в полете. Измерения шума в уровнях звука L_A (в дБА) допускаются лишь в качестве приближенной оценки характеристик шума. Помимо предельно допустимых уровней стандарт устанавливает также требования к используемой акустической аппаратуре, расположению точек измерения шума, методике и представлению результатов измерений.

Таблица 12.3

Требования ГОСТ 20296–81 по шуму в кабинах воздушных судов (номер ПС/уровень звука, дБА)

Кабина и класс перевозок		Дальне- магист- ральные самолеты	Средне- и ближ- немагистральные и сверхзвуковые самолеты	Самолеты местных воздушных линий	Вертоле- ты
Салон для пас- сажиров	Первого класса	70/75	75/80	80/85	85/90
	Туристского класса	75/80	80/85		
	Экономиче- ского класса	80/85			
Кабина экипажа		75/80			
Рабочее место борт- проводника		80/85			

Для повышения уровня комфорта вновь разрабатываемых и модифицируемых воздушных судов должны быть приняты меры по снижению уровней шума до значений, соответствующих предельному спектру ПС-65. Этот спектр представлен в ГОСТ 20296–81 как норма для вновь создаваемых ЛА. Следует отметить, что нормативные требования по шуму в кабинах ВС относятся лишь к наиболее продолжительным по времени этапам горизонтального полета. При этом шум в ГК при наборе высоты может существенно превышать эти нормативные требования.

В качестве основных критериев акустического комфорта в пассажирских салонах и кабинах экипажа ВС используются следующие показатели.

Уровень помех разговору, определяемый как среднее арифметическое уровней звукового давления в октавных полосах частот: 500, 1000, 2000, 4000 Гц, значение которого должно находиться в диапазоне 65...70 дБ. Это обеспечивает возможность ведения разговора нормальным голосом на расстоянии между пассажирами 0,3...0,6 м и повышенным голосом на расстоянии от 0,6 до 1,9 м.

Максимальный уровень звука. Для снижения эффекта раздражающего воздействия шума и устранения возможности ухудшения слуха у пассажиров, часто пользующихся услугами пассажирских самолетов, а также у членов экипажа необходимо, чтобы максимальный уровень звука по шкале "А" стандартного шумомера не превышал 80 дБА, что обеспечивается при отсутствии высоких уровней звукового давления в диапазоне частот от 500 до 4000 Гц. Суммарный уровень шума в этом случае не превышает значений УПР + 8 дБ.

рующих заслонок системы. Акустическая антенна с угловой разрешающей способностью не менее 10° на частоте 2000 Гц устанавливается на высоте 1,85 м от пола, напротив контрольной точки в ближнем от нее проходе между креслами. При измерении уровня интенсивности звука в контрольной точке датчик направляется на предполагаемый источник звука, определенный по результатам предварительного анализа особенностей излучения шума СКВ в районе контрольной точки.

Измерения в наземных условиях обычно проводятся при работе вспомогательной силовой установки на расчетном режиме и основных двигателей на режиме малого газа. В контрольных точках проводится не менее двух серий измерений интенсивности и уровней шума направленным и стандартным способами, когда СКВ работает в режиме вентиляции и обогрева. В зависимости от принципиальной схемы СКВ указанные измерения могут проводиться при попеременном включении ее магистралей, идущих по правому и левому бортам самолета.

Измерения в летных условиях обычно осуществляются с регистрацией уровня звукового давления в двух горизонтальных полетах самолета на трех режимах: на минимальной высоте при максимальной скорости, на крейсерской высоте при крейсерской скорости, на максимальной высоте при минимальной скорости. В каждом полете выполняется не менее двух серий измерений при полностью выключенной СКВ, при работающей в эксплуатационном режиме системе и при имитации отказа работы магистралей правого и левого бортов. На каждом режиме полета и работы СКВ выполняются измерения интенсивности шума, а также уровней звукового давления направленным и стандартным способами.

12.4. ОСНОВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ СКВ. ВОЗМОЖНЫЕ ИЗМЕНЕНИЯ ИНТЕНСИВНОСТИ ГЕНЕРИРУЕМОГО ШУМА ПРИ ИХ РАБОТЕ

Акустические колебания, генерируемые ступенью отбора компрессора, распространяются по каналам СКВ в кабину самолета. Механизм генерирования шума ступенью компрессора определяется аэродинамическими источниками, возникающими при взаимодействии потока воздуха с лопатками рабочего колеса и спрямляющего аппарата. Спектр шума ступени отбора воздуха от компрессора включает две составляющие: широкополосный шум и дискретное излучение. Широкополосный шум создается при взаимодействии турбулентного потока с лопатками компрессора. При обтекании лопаток спрямляющего аппарата и рабочего колеса вокруг каждого профиля формируется поле давления. Вращающееся рабочее колесо возмущает поле давления, что приводит к нестационарным пульсациям аэродинамических сил и возникновению излучения шума на частоте следования лопаток и ее гармониках. Для акустического расчета

вклада данного источника шума в общее акустическое поле гермокабины необходимо определить уровень звуковой мощности (УЗМ) шума L_w , генерируемого ступенью отбора воздуха от компрессора, а также рассчитать затухание шума при его распространении в кабину по каналам СКВ.

Как известно, в системах кондиционирования воздуха используются регуляторы расхода, давления и температуры воздуха. В качестве регуляторов расхода воздуха обычно применяются пневмоэлектрические и пневматические агрегаты. В качестве исполнительных механизмов регуляторов расхода и давления используются дроссельные заслонки. Дроссельные устройства создают местные сопротивления в каналах СКВ. Типичные схемы течения воздуха и распределения давления для дроссельных устройств приведены на рис. 12.3. Видно, что за дроссельным устройством образуется область отрывного течения (на рисунке условно показана штриховой линией). Для этой области характерна нестационарность течения, приводящая к появлению на агрегате изменяющейся по времени аэродинамической силы. Нестационарная аэродинамическая сила вызывает излучение интенсивного широкополосного шума, имеющего дипольную природу. Далее по потоку, за дроссельным устройством происходит постепенное выравнивание поля скоростей, восстановление давления. Таким образом, в процессе дросселирования потока возникает нестационарная динамическая сила, которая вызывает дипольное акустическое излучение.

На рис. 12.4 приведен пример спектра шума ограничителя абсолют-

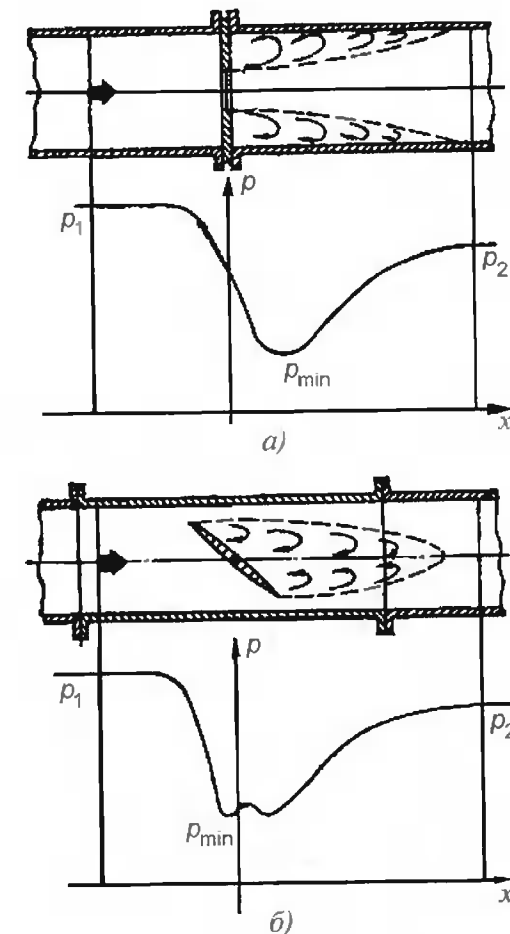


Рис. 12.3. Схемы течения воздуха и распределения давления для диафрагмы (а) и дроссельного клапана (б)

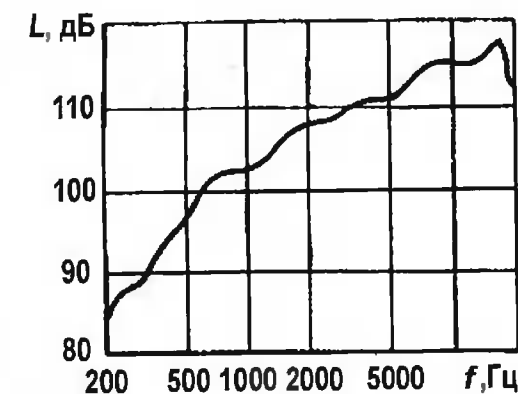


Рис. 12.4. Спектр шума ограничителя абсолютного давления:
 L — интенсивность шума; f — частота звуковых колебаний

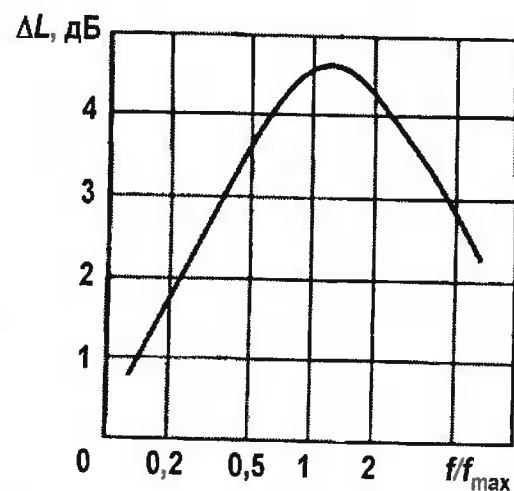


Рис. 12.5. Частотная характеристика затухания шума в облицованном канале на длине, равной одному калибру:

ΔL — характеристика затухания шума;
 $f_{\max}$ — максимальная частота звуковых колебаний

волокнистым звукопоглотителем. Частотная характеристика затухания шума ΔL в таком глушителе имеет максимум, составляющий 4...5 дБ на длине, равной одному калибру. За калибр принимается величина, определяемая отношением $4F/\Pi$, где F — площадь проходного сечения; Π — периметр облицованной части. На рис. 12.5 [3] представлена частотная характеристика затухания шума в облицованном канале на длине, равной одному калибру.

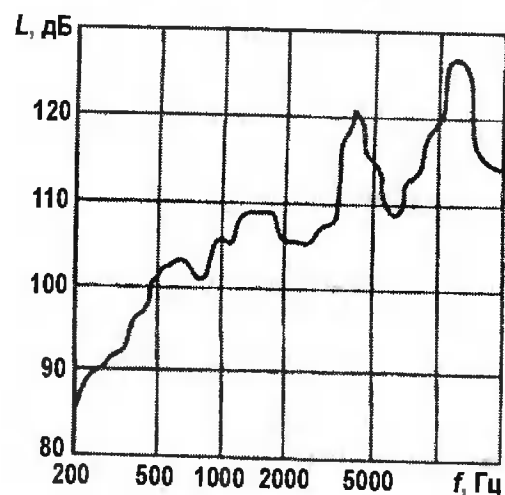


Рис. 12.6. Спектр шума турбохолодильника

В отношении турбохолодильника следует отметить, что при его работе возникает интенсивный высокочастотный шум, который передается в пассажирский салон как по трубопроводам, так и по элементам конструкции. На рис. 12.6 и 12.7 приведены типичные спектры шума ТХ. Спектр шума ТХ широкополосный с преобладанием высоких частот. Имеющиеся дискретные составляющие связаны как с шумом вентилятора, так и с шумом турбины и имеют частоты f , кратные произведению числа лопаток на число оборотов в секунду. Для снижения

ного давления p . Как известно, ограничитель абсолютного давления автоматически поддерживает давление в заданных пределах. Это регулятор прямого действия, генерирующий высокочастотный спектр шума. Для его снижения может эффективно использоваться глушитель шума, имеющий относительно небольшие габариты и массу. Такой глушитель устанавливается в трубопроводе системы кондиционирования и представляет собой участок трубопровода, облицованный внутри звукопоглощающим материалом. Он выполняется обычно из двух концентрически расположенных в единой конструкции труб, из которых внешняя — сплошная, а внутренняя — перфорированная. Пространство между ними заполняется

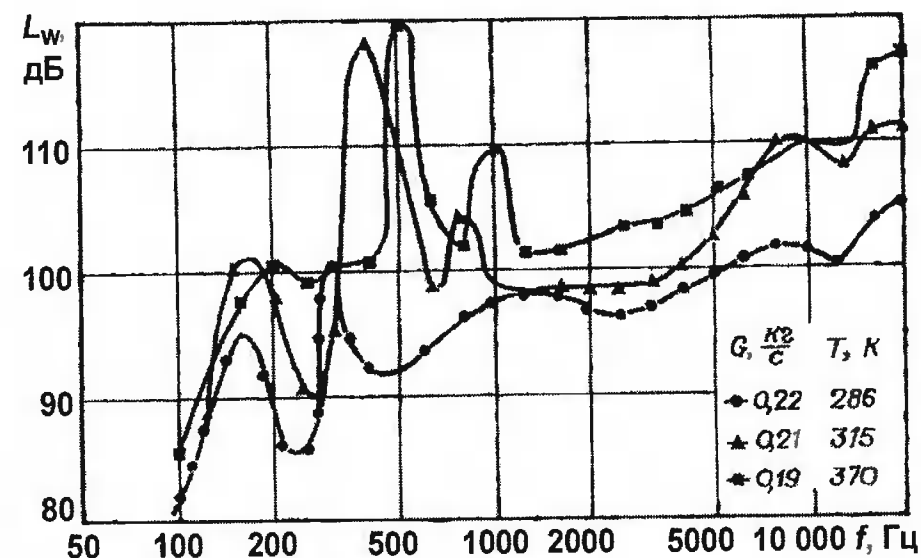


Рис. 12.7. Характерные спектры шума ТХ при постоянном абсолютном давлении до ($p_1 = 3,2 \cdot 10^5$ Па) и после ($p_2 = 10^5$ Па) агрегата

шума наиболее целесообразно устанавливать глушитель непосредственно за турбохолодильником. Характерные спектры шума ТХ, излучаемого через корпус, представлены на рис. 12.8.

Анализ акустических характеристик регулирующих агрегатов СКВ показывает, что спектральные и суммарные уровни шума агрегатов зависят от перепадов давлений на агрегатах и определяются геометрическими характеристиками их проточной части и типом регули-

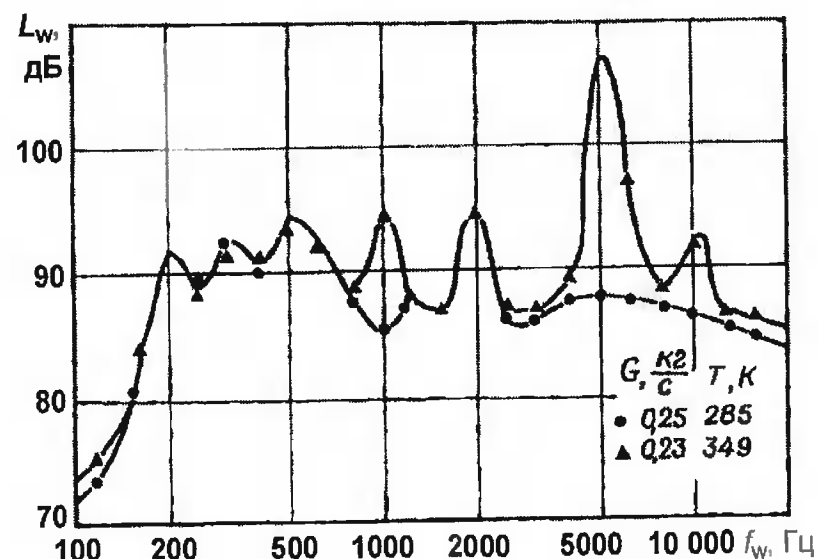


Рис. 12.8. Характерные спектры шума ТХ, излучаемого через корпус ($p_1 = 3,65 \cdot 10^5$ Па; $p_2 = 10^5$ Па)

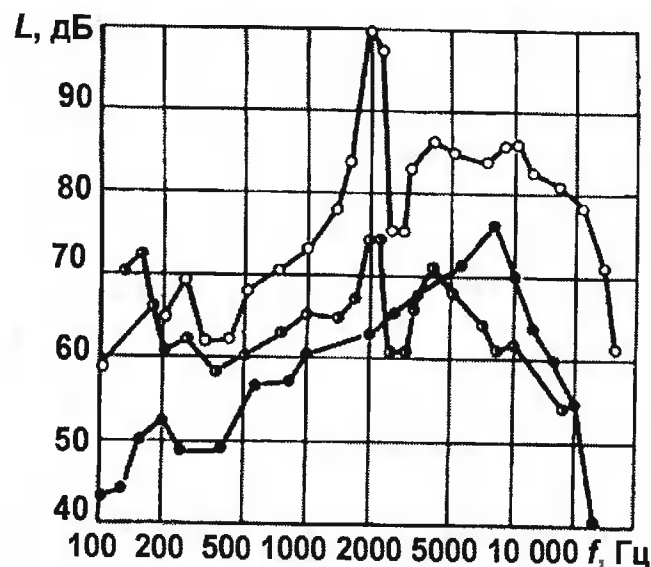


Рис. 12.9. Спектр шума выпускного клапана:

○ — серийный клапан ($L = 102$ дБ); ● — клапан с глушителем ($L = 82$ дБ); ● — модель клапана с плавной хорошо обтекаемой проточной частью ($L = 80$ дБ)

рующего устройства. Острые кромки частей, выступающих в регулируемый поток воздуха, могут привести к генерированию агрегатами интенсивного дискретного излучения шума в области высоких частот. В этих случаях дискретные составляющие шума могут значительно превышать (до 6...8 дБ) широкополосный шум агрегатов. На рис. 12.9 представлены спектры шума выпускных клапанов, полученные при

измерении в барокамере на расстоянии 1 м от клапана. Как видим, в спектрах преобладают высокочастотные составляющие с максимумом на частоте 2000 Гц. Общий уровень шума составляет 10 дБ при расходе воздуха через клапан 1200 кг/ч. Снижение шума выпускных клапанов может идти по пути как применения глушителей шума, так и дополнений конструкции системы, связанных с установкой сеток, колец, усилением звукоизоляции пола или размещением клапана в изолированных отсеках без щелей. При этом сообщение клапанов с воздухом гермокабины не-

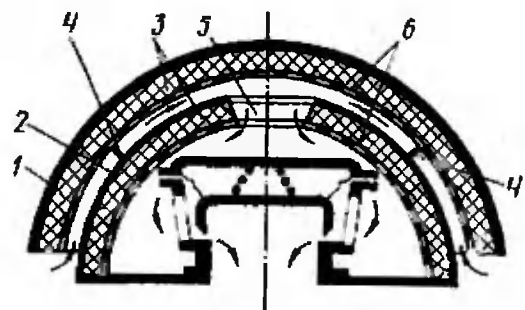


Рис. 12.10. Принципиальная схема выпускного клапана с глушителем:

1 — наружная сферическая панель; 2 — внутренняя сферическая панель; 3 — капроновое волокно; 4 — стойки; 5 — отверстие, через которое cabinный воздух поступает к выпускному клапану; 6 — перфорированные панели

обходимо обеспечить через глушители так называемого лабиринтного типа (рис. 12.10).

На рис. 12.11 представлена частотная характеристика шума эжектора системы отопления. Эти эжекторы используются для снижения температуры воздуха, поступающего от двигателей в систему обогрева. Шум образуется от смещения струи горячего воздуха, истекающей из сопла, с относительно неподвижным окружающим воздухом. Образовавшиеся при этом звуковые волны распространяются с потоком охлаждаемого воздуха по трубопроводу, примыкающему к эжектору. При этом они теряют значительную долю своей энергии за счет звукопоглощающих свойств облицовки эжектора. На рис. 12.11 хорошо видно, что спектр звуковой мощности струи с эжектором занимает широкую полосу звуковых частот и уровень его изменяется в пределах 90...100 дБ.

Существенно снизить шум эжектора можно, например, установкой сетчатого экрана, применение которого изменяет турбулентную структуру потока и приводит к существенному снижению шума в широком диапазоне частот. Так, применение сетчатого экрана с размером ячейки 0,5 мм (меньше масштаба турбулентности в месте установки экрана) и диаметром проволоки 0,25...0,30 мм, установленного на расстоянии, равном калибру, от среза эжектирующего сопла, вызывает значительное снижение шума в широком диапазоне частот. В данном случае акустический эффект вызывается трансформацией спектра звуковой мощности струи в область ультразвуковых частот. Такой способ снижения шума дает возможность отказаться от облицованного эжектора, но при этом резко возрастают гидравлические потери в системе.

На рис. 12.12 представлен типовой безразмерный спектр шума воздухораспределительного короба. Возникновение шума при движении потоков воздуха в воздухораспределительных коробах связано с явлениями вихреобразования в фасонных элементах воздухопроводов (поворотах, отверстиях и т.д.) и в пограничном слое на его внутренней поверхности, а также с пульсациями

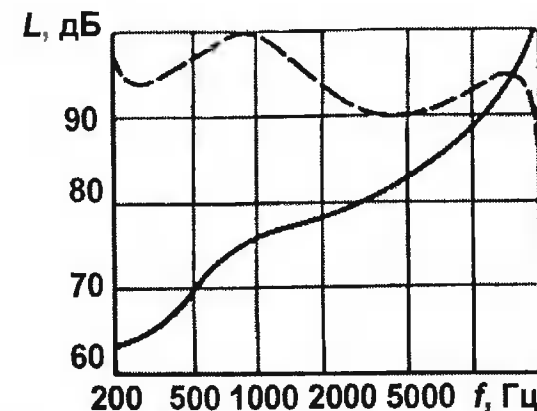


Рис. 12.11. Спектр шума эжектора:

--- серийного с облицовкой из звукопоглощающего материала; — с сетчатым экраном

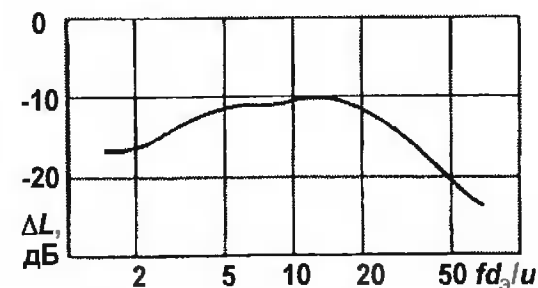


Рис. 12.12. Типовой безразмерный спектр шума воздухораспределительного короба

давления в турбулентном потоке. Как показали экспериментальные исследования, шум прямых воздухопроводов треугольной, прямоугольной и круглой формы занимает широкую полосу частот. Его суммарный уровень определяется площадью короба и скоростью потока в четвертой степени. Приведенный на рис. 12.12 спектр шума представлен в виде зависимости разности уровня в третьоктавной полосе и суммарного уровня от безразмерной частоты fd_3/u , где f — среднегеометрическая частота третьоктавной полосы; d_3 — эквивалентный гидравлический диаметр воздухопровода, $d_3 = 4F/\Pi$, м, F — площадь поперечного сечения воздухопровода, Π — внутренний периметр воздухопровода; u — средняя скорость потока, м/с. Для устранения или возможного снижения шума, возникающего в воздухопроводах, целесообразны:

- снижение скорости потока в воздуховоде;
- демпфирование стенок воздухопроводов путем нанесения вибропоглощающих или звукопоглощающих покрытий;
- установка воздухопроводов на виброизоляторах для снижения передачи шума на другие элементы конструкции.

12.5. АКУСТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ И АНАЛИЗ СКВ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВКЛАДА СКВ В АКУСТИЧЕСКОЕ ПОЛЕ ГЕРМОКАБИНЫ И ОБЕСПЕЧЕНИЕ НОРМИРОВАНИЯ ПО ШУМУ

- Основными задачами акустического расчета СКВ являются:
- оценка вклада шума СКВ в общее акустическое поле гермокабины;
 - определение наиболее критических по шуму узлов и агрегатов;
 - определение потребной степени снижения шума критических узлов и агрегатов и разработка соответствующих рекомендаций с учетом эксплуатационных факторов;
 - выбор наиболее эффективных глушителей для снижения шума в системах раздачи воздуха в ГК;
 - оценка обеспечения требуемого нормирования шума в ГК, а также вклада шума СКВ в общее акустическое поле гермокабины.

12.5.1. Методика акустического расчета СКВ

В рассматриваемой в настоящем разделе методике акустического расчета используется энергетический метод.

Этот метод заключается в последовательном определении шума в сечениях каналов трубопроводов СКВ путем суммирования акустической мощности источников по всем возможным путям распространения шума (ветвям) вплоть до конечной расчетной точки перед трубопроводами системы разводки воздуха по гермокабинам самолета. На заключительном

этапе расчета производится энергетическое суммирование шума всех ветвей, входящих в систему. Каждая ветвь содержит последовательно расположенные агрегаты вместе с соединительными трубами и участками трубопровода между ними. Агрегат вместе с относящимся к нему выходным (соединительным) патрубком называется узлом. При определении шума ветви звуковые мощности узлов, входящих в ветвь, энергетически суммируются. При выборе ветвей акустического расчета используются следующие основные принципы:

каждая ветвь является частью СКВ, конечная ее точка совпадает с входом в трубопроводы системы разводки воздуха;

порядок расчета агрегатов в ветви соответствует направлению движения потока воздуха в трубопроводах;

расчет агрегатов в ветви производится с учетом влияния соединительных элементов трубопровода и затухания шума в следующем за ним агрегате ветви;

начало ветвей акустического расчета соответствует первому шумящему агрегату СКВ или турбине турбохолодильника. При этом структура ветви с турбохолодильником упрощается, поскольку, как известно, звуковые колебания от предшествующих агрегатов (по потоку воздуха) перед турбохолодильником через турбохолодильник не проходят.

Следует отметить, что при расчете шума ветви должно учитываться затухание шума на поворотах и на ответвлениях трубопроводов, а также в конфузорах и диффузорах.

Энергетический метод основан на описании потока акустической энергии вдоль каналов. Для канала звуковая мощность $W = IF$, где I — интенсивность звука; F — площадь проходного сечения канала. На малой длине канала dx поглощенная энергия определяется выражением (рассматриваемый участок удален от конца канала)

$$dW = -aWdx,$$

где a — коэффициент затухания шума в канале. Из полученного соотношения следует формула

$$T = W / W_0 = e^{-ax},$$

где T — коэффициент прохождения звука; W_0 — мощность шума в начальном сечении канала. В рассматриваемом методе акустического расчета учитываются также эффекты генерирования шума на элементах воздуховода.

Необходимо отметить, что акустический расчет СКВ рекомендуется выполнять в третьоктавных полосах частот. На конечном этапе расчета ожидаемых уровней шума в гермокабине (в целях сравнения с требованиями ГОСТ 20296—81) осуществляется переход к октавным полосам частот по формуле

$$L_{\text{окт}} = 10 \lg(10^{0,1 L_1} + 10^{0,1 L_2} + 10^{0,1 L_3}),$$

где L_1, L_2, L_3 — значения уровня звукового давления (УЗД) шума в третьоктавных полосах частот. Полученное значение УЗД шума приписывается центральной октавной частоте. В общем случае суммирование уровней звуковой мощности (УЗМ) шума L_{W_i} осуществляется по энергетическому принципу:

$$L_W = 10 \lg \sum_i^N 10^{0,1 L_{W_i}},$$

где N — число ветвей; i — число независимых полос в исследуемом диапазоне частот, обычно равное 6; i -й переход от УЗМ шума к мощности W_i отдельного источника определяется соотношением

$$W_i = 10^{0,1 L_{W_i} - 12}.$$

Таким образом, может быть найдена расчетная оценка спектральной акустической мощности системы, включающей N независимых ветвей.

Сравнение уровней акустической мощности узлов в каждой полосе частот спектра позволяет выявить наиболее шумящие агрегаты СКВ. Сравнение уровней акустической мощности ветвей позволяет выявить критические пути распространения шума в системе и определить основные мероприятия по снижению шума системы, необходимые для выполнения нормативных требований.

Акустический расчет СКВ в целом наиболее целесообразно выполнять по двум схемам.

В первой схеме определяется вклад каждого агрегата СКВ в общее акустическое поле ГК. Методика данной расчетной схемы включает в себя:

гидравлический расчет СКВ или использование данных, полученных при экспериментальных стендовых и летных испытаниях;

определение положения регулирующих органов агрегатов СКВ для основных режимов ее работы;

расчет (экспериментальная оценка) УЗМ шума комплектующих СКВ агрегатов;

расчет затухания шума от исследуемого агрегата до контрольной точки в гермокабине с учетом потерь мощности шума на различных участках данной ветви СКВ (повороты, тройники, прямые участки); потерь, связанных с отражением акустических колебаний в открытых патрубках воздухораспределения, а также возможного снижения интенсивности звука на интерьере гермокабины;

суммирование мощности акустических колебаний от рассматриваемого агрегата по всем возможным путям распространения звука от агрегата до контрольной точки в гермокабине;

определение суммарного вклада шума от всех агрегатов СКВ в общее акустическое поле гермокабины.

Во второй схеме последовательно определяется шум в заданных сечениях каналов СКВ путем суммирования звуковых мощностей от всех предшествующих акустических источников. Расчетная схема включает в себя следующие этапы:

гидравлический расчет СКВ;

определение положения регулирующих агрегатов СКВ;

последовательный расчет УЗМ шума каждого агрегата с учетом затухания шума в каналах СКВ;

определение суммарного вклада шума от СКВ в общее акустическое поле гермокабины по всем возможным путям поступления шума в принятую контрольную точку.

Достоинством первой схемы расчета является учет вклада каждого агрегата при определении наиболее шумного агрегата системы. При этом может быть определена заглушающая способность линий СКВ, рассчитывается потребная степень заглушения звука для наиболее критических (по шуму) агрегатов СКВ. Такой метод может быть рекомендован для расчета глушителей в СКВ, определения наивыгоднейшей геометрии каналов системы, расчета критических по шуму источников на различных режимах эксплуатации ЛА.

Вторая схема расчета позволяет определить суммарные значения УЗМ шума в каждом сечении СКВ, характеристики шума, излучаемого через стенки каналов, рассчитать долговечность каналов СКВ, находящихся под действием виброакустической нагрузки. Данная схема позволяет также обосновать методику измерения и контроля шума в каналах СКВ. При практических расчетах характеристик шума СКВ рассмотренные схемы дополняют друг друга.

Следует отметить, что при акустических расчетах предполагается, что шумом обратных клапанов можно пренебречь. Предполагается также отсутствие интерференции звуковых колебаний от различных акустических источников СКВ.

На рис. 12.13 и 12.14 представлены типичные схемы СКВ и схемы их акустического расчета для среднемагистрального и дальнемагистрального самолетов.

Для определения акустических характеристик СКВ необходимо знать мощности шума отдельных агрегатов СКВ, параметры прохождения звука через агрегаты, акустические характеристики гермокабины. Эти параметры могут быть взяты из данных акустической паспортизации агрегатов или найдены с помощью акустических аналогов, для которых характеристики в значительной мере известны.

Ведущими организациями авиапромышленности: ЦАГИ, ЛИИ, ГосНИИГА, НПО "Наука", ОКБ им. А.Н. Туполева и КИИГА еще в середине 1970-х гг. была разработана, согласована и НПО "Наука" внедрена в эксплуатацию методика акустической паспортизации агрегатов СКВ. Эта методика позволила получить научно обоснованные акустические харак-

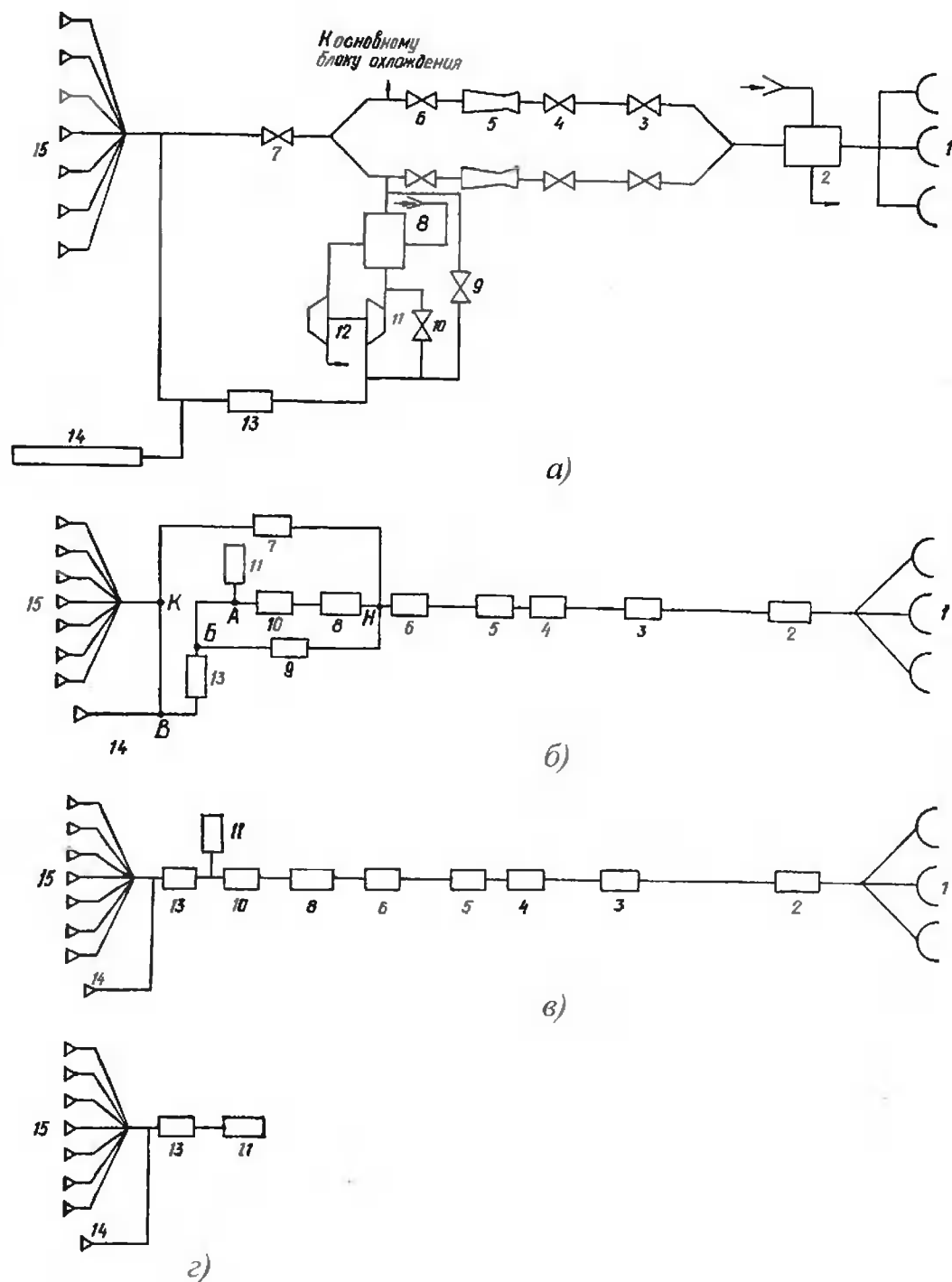


Рис. 12.13. Типичная схема СКВ (а) среднемагистрального самолета и схемы ее акустического расчета для общего случая работы СКВ (б), режимов "тепло" (в) и "холод" (г): 1 — ступень отбора воздуха от компрессора; 2 — ВВТ1; 3 — заслонка; 4 — регулятор избыточного давления воздуха; 5 — трубка Вентури; 6 — заслонка; 7 — заслонка в линии подмешивания горячего воздуха; 8 — ВВТ2; 9, 10 — обводная регулирующая заслонка; 11 — ТХ; 12 — вентилятор ТХ; 13 — глушитель; 14 — вентиляционные короба; 15 — патрубки воздухоораспределения

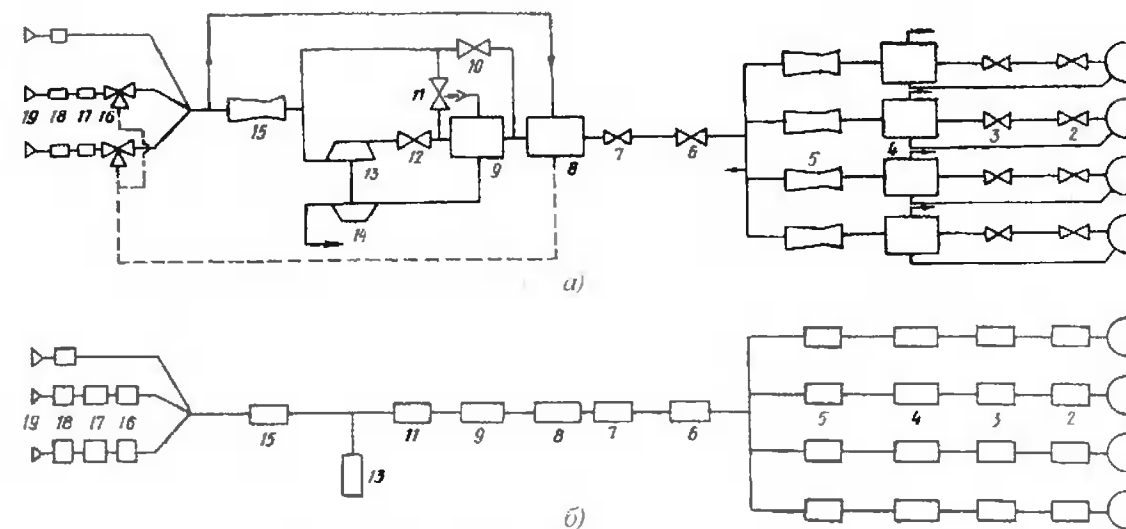


Рис. 12.14. Типичная схема СКВ (а) дальнемагистрального самолета и схема ее акустического расчета (б):

1 — ступень отбора воздуха от компрессора; 2 — регулятор избыточного давления воздуха; 3, 6, 7 — заслонка; 4 — ВВТ1; 5, 15, 17 — трубка Вентури; 8 — ВВТ2; 9 — ВВТ3; 10...12 — блок обводных заслонок; 13 — ТХ; 14 — вентилятор ТХ; 16 — блок заслонок-смесителей; 18 — глушитель; 19 — патрубки воздухоораспределения

теристики практически для всех комплектующих агрегатов СКВ, применявшихся на летательных аппаратах по состоянию на 2000 г. Были зафиксированы уровни звукового давления шума, излучаемого корпусами агрегатов СКВ при прохождении через них воздушных потоков в соответствии с техническими характеристиками этих агрегатов, а также определена полная акустическая мощность, создаваемая этими агрегатами.

Следует отметить, что данная методика не распространяется на агрегаты СКВ, для обеспечения работоспособности которых требуется создание противодавления на выходе из них (регуляторы давления, турбохолодильники и т.п.).

Измерения производились тарированным комплектом акустической измерительной аппаратуры в диапазоне частот 100...20 000 Гц в третьоктавных полосах частот, а также по шкале "А" шумомера с погрешностью измерительного тракта в пределах ± 2 дБ. В указанном диапазоне частот в каждой третьоктавной полосе обеспечивался уровень помех не менее чем на 10 дБ ниже полезного сигнала. Звукоизоляция трубопроводов обеспечивала уровни шума ниже уровня полезного сигнала (рис. 12.15, 12.16).

Результаты проведенных экспериментальных измерений оформлены актами акустической паспортизации каждого агрегата. Примеры типовых графиков, построенных по этим результатам, приведены на рис. 12.17...12.20.

При построении графиков, приведенных на рис. 12.17, значения уровней акустической мощности L_w наносятся с интервалом 5...10 дБ. Значе-

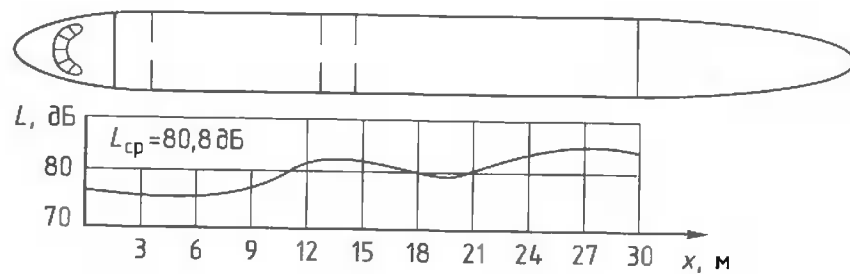


Рис. 12.15. Типичный УЗД шума от СКВ в салонах самолета (результаты расчета показывают, что в кабине требуется снижение шума от СКВ)

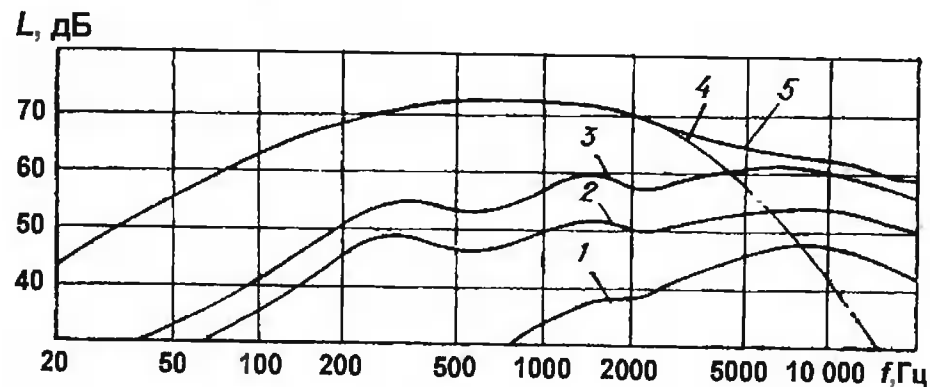


Рис. 12.16. Спектр шума агрегатов СКВ в кабине экипажа самолета (схема акустического расчета приведена на рис. 12.14, б):

1 — блок заслонок-смесителей (агрегат 16 на рис. 12.14, б); 2, 3 — трубки Вентури (агрегаты 17 на рис. 12.14, б); 4 — струйки из патрубков; 5 — суммарный спектр шума от СКВ в третьоктавных полосах частот

ния угла открытия регулирующего органа α составляют 15; 30; 45; 60; 90°, $\alpha = 90^\circ$ соответствует полному открытию.

Графики типа приведенных на рис. 12.17 и 12.18 строятся для октавных полос частот $f = 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000$ Гц и шкалы "А" шумомера. При построении на графиках должны быть нанесены все экспериментальные точки.

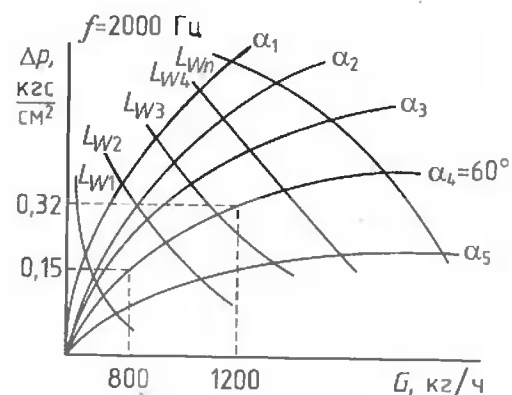


Рис. 12.17. Уровни акустической мощности, генерируемой потоком воздуха при прохождении через изделие (на примере регулирующей заслонки), для $f = \text{const}$:

$\alpha_1 \dots \alpha_5$ — угол открытия регулирующего органа; Δp — разность давлений на входе и выходе из изделия при проведении испытаний; G — расход воздуха через изделие при проведении испытаний

Рис. 12.18. Уровни звукового давления шума, излучаемого корпусом изделия (на примере регулирующей заслонки) при прохождении через него потока воздуха, для $f = \text{const}$:

L_i — уровни звукового давления на расстоянии 1 м от корпуса изделия; G — расход воздуха через изделие при проведении испытаний; $\Delta p_1 \dots \Delta p_n$ — разности давлений на входе и выходе из изделия при проведении испытаний

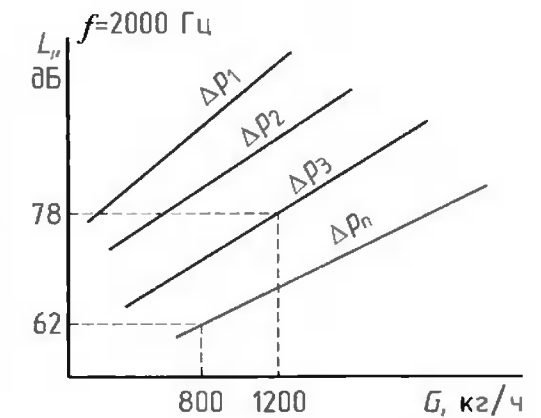


Рис. 12.19. Уровни акустической мощности, генерируемой потоком воздуха при прохождении через изделие (на примере регулирующей заслонки), для $\alpha = \text{const}$ (для выпускных клапанов графики приводятся для 3...5 значений высоты):

L_w — уровни акустической мощности; f — октавные полосы частот, $f = 125 \dots 8000$ Гц; $G_1 \dots G_3$ — расходы воздуха через изделие при проведении испытаний

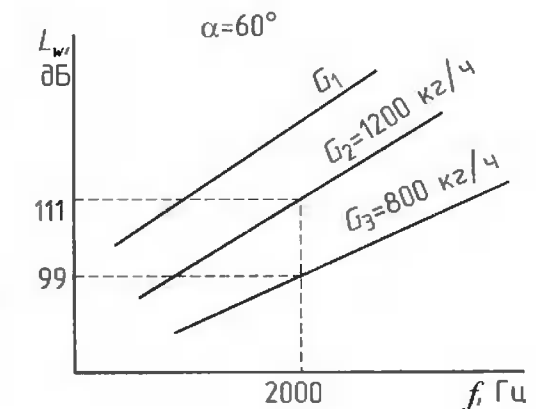
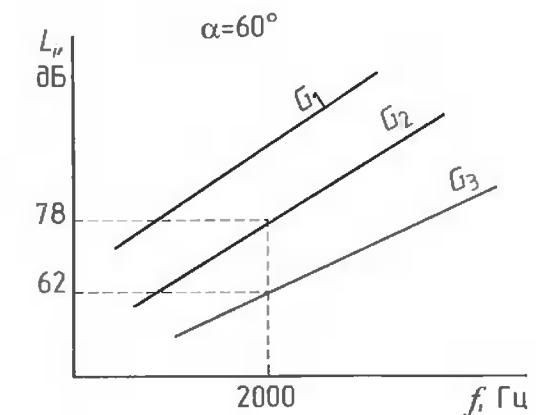


Рис. 12.20. Уровни звукового давления шума, излучаемого корпусом изделия (на примере регулирующей заслонки) при прохождении через него потока воздуха, для $\alpha = \text{const}$:

L_i — уровни звукового давления на расстоянии 1 м от корпуса изделия; f — октавные полосы частот, $f = 125 \dots 8000$ Гц; $G_1 \dots G_3$ — расходы воздуха через изделие при проведении испытаний, кг/ч



12.5.2. Программное обеспечение акустического расчета бортовых СКВ

НПО "Наука" совместно с ЦАГИ, ЛИИ, ГосНИИГА, ОКБ им. А.Н. Туполева и КИИГА разработан соответствующий пакет прикладных программ для расчета и анализа шума от бортовых СКВ, основанный на описании потоков звуковой энергии в каналах СКВ с учетом эффектов генерирования и затухания акустических колебаний в СКВ.

Результаты расчетов, выполненных с помощью этого пакета программ (СКВ самолетов Ил-86, Ту-154М), показали, что для частот выше 315 Гц разработанная модель дает хорошее соответствие с данными экспериментальных исследований для эксплуатационных режимов работы СКВ. Отклонение уровней звукового давления, полученных экспериментально, от расчетных значений не превышает ± 2 дБ.

Разработанный пакет прикладных программ позволяет определить вклад каждого агрегата СКВ в общее акустическое поле гермокабины. Методика расчетной схемы включает в себя все пункты, входящие в первую схему акустического расчета, приведенную выше.

Во всех случаях расчета ТХ в системе рассматривается изолированно, в виде дополнительного источника шума. Это обусловлено тем, что звуковые колебания от предшествующих агрегатов СКВ через ТХ не проходят.

12.6. СНИЖЕНИЕ ШУМА СКВ

Как следует из изложенного выше, СКВ самолета является сложным техническим устройством, при своей работе излучающим достаточно интенсивный шум, который требуется снижать до уровня, соответствующего нормативным требованиям. Характеристики излучаемого шума зависят как от конструкции собственно системы в целом, так и от отдельных конструктивных решений основных агрегатов, а также в значительной мере от конструкции системы подачи воздуха в герметическую кабину, распределительных устройств и собственно конструкции патрубков подачи воздуха. Большое значение могут также иметь конкретные режимы полета самолета, на которых имеет место существенный расход воздуха через подсистемы СКВ и комплектующие их агрегаты и устройства.

12.6.1. Глушитель шума в системе кондиционирования воздуха

Одним из эффективных способов уменьшения интенсивности звуковых колебаний на пути их распространения является использование глушителей шума, которые обычно рекомендуется устанавливать как за источниками интенсивного шума, так и в конструкциях распределительных систем и патрубков, обеспечивающих подачу воздуха от СКВ в гермокабину. По своему принципиальному устройству глушители шума подразделяются на активные и реактивные. В глушителе активного типа происходит поглощение энергии звуковых колебаний пористыми материалами (рис. 12.21). Реактивный глушитель действует по принципу акустического фильтра. Ослабление звуковой энергии в таком глушителе происходит благодаря упругости воздуха и реактивному сопротивлению массы воздуха в глушителе. В отличие от глушителя активного типа, который является широкополосным, реактивный глушитель имеет на частотной кривой эффективности работы ряд характерных пиков. Для оценки эффективно-

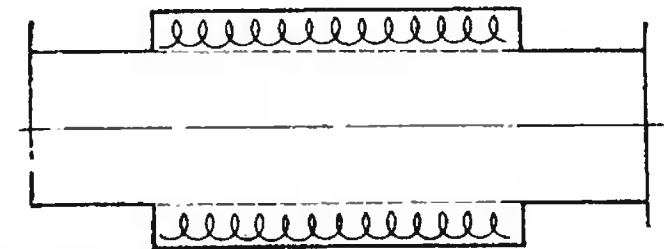


Рис. 12.21. Упрощенная принципиальная схема активного глушителя шума

сти глушителя используется характеристика затухания шума в глушителе. Она определяется как разность УЗМ шума в двух точках по его длине.

Примером активного глушителя является трубчатый глушитель, который представляет собой перфорированный участок трубопровода, облицованный звукопоглощающим материалом. Наибольшая эффективность глушителя данного типа наблюдается в области высоких и средних частот (табл. 12.4).

Таблица 12.4

Снижение уровня шума ($\Delta L_{ш}$, дБ) первым калибром трубчатого глушителя

Толщина облицовки, мм	Отношение f/f_m							
	0,062	0,125	0,25	0,5	1	2	4	8
25	1	1	2	4	8	4	3	3
50	1	1,5	3	6	10	6	3,5	3,5
100	1	2	4	8	12	8	4	3,5

В табл. 12.4 приведены частотные характеристики трубчатого глушителя, облицованного матами из капронового волокна марки ВТ-4, для различных толщин поглощающего слоя t_g . Величина f_m — характерная частота глушителя, определяющая его максимальную эффективность, $f_m = 112 \sqrt{d_g t_g}$, где d_g — гидравлический диаметр проходного сечения глушителя.

Эксперименты показали, что наиболее эффективны первые три калибра длины трубчатого глушителя. Для длин глушителя, не превышающих пяти калибров, снижение шума ΔL_r определяется с помощью соотношения

$$\Delta L_{r\Gamma} = \Delta L_{4\Gamma} (1 + 3 \lg n_k),$$

где n_k — число калибров глушителя.

К звукопоглощающим материалам, используемым в глушителях СКВ (табл. 12.5), предъявляются повышенные требования: негорючесть, отсутствие токсичности, повышенная прочность к воздействию потока, вибрации и влаги. Глушитель должен иметь небольшую массу, малый коэффициент гидравлического сопротивления, технический ресурс не ме-

Физико-механические свойства звукопоглощающих материалов

Наименование материала	Состав материала	Средняя плотность, кг/м ³	Температура применения, °С	Характеристика горючести
Маты (холсты) из супертонкого стекловолокна	Рыхлый слой перепутанных штапельных стеклянных волокон диаметром не более 2...3 мкм	10	-60...+450	Негорючий
Материал АТМ-1	Маты из рыхлого слоя супертонких штапельных стеклянных волокон, связанных фенолформальдегидной смолой и оклеенных стеклотканью СТФ или ПЭТФ	10	-60...+70	Негорючий (с пленкой ПЭТФ)
Холсты из супертонкого базальтового волокна (БСТВ)	Рыхлый слой перепутанных штапельных волокон диаметром не более 2 мкм, скрепленных естественно	20	-60...+700	Негорючий
Изделия БЗМ	Материал БСТВ в оболочке из стеклоткани Э-0,1 или стеклосетки СЭ (ССТЭ-6)	17 и 25	-60...+450	Негорючий
Маты АТМ-10С (АТМ-10К)	Материал БСТВ в оболочке из стеклоткани	40 (60 для АТМ-10К)	-60...+450 (до 700 для АТМ-10К)	Негорючий
Материал АТИМСС	Простеганные маты из штапельного волокна (стеклянного), обшитые тканью ССА	25 и 50	-60...+100	Негорючий
Материал ВТ-4	Маты из штапельного капронового волокна	50	До +120	Горючий
Материал ВТ-4С	Маты из штапельного капронового волокна, склеенные полиамидным лаком	50	До +120	Горючий

Наименование материала	Состав материала	Средняя плотность, кг/м ³	Температура применения, °С	Характеристика горючести
Волокно НСО-10/200 и ВСО-10В	Разрыхленные пряжи однонаправленных некрученных волокон диаметром не более 10 мкм	30	До +400	Негорючий
Плиты минераловатные полужесткие	Слой минеральной ваты толщиной 50 или 100 мм	70...120	До +200	Негорючий

нее 3000 ч. Технологии его сборки и проверки на производстве после изготовления должны быть несложными. Удобным и несложным должно быть и его обслуживание при эксплуатации.

Следует иметь в виду, что эффективность глушителей шума снижается при прохождении по трубопроводам (а также через глушитель) высокоскоростного потока. Например, при увеличении скорости воздушного потока в трубчатом глушителе активного типа от 18 до 60 м/с его эффективность уменьшается на 10 дБ. Кроме того, турбулентный поток может вызвать дополнительное образование шума при взаимодействии с элементами конструкции глушителя (например, с перфорированной стенкой).

Эффективным способом уменьшения шума СКВ является применение глушителей на поворотах трубопроводов. На поворотах увеличиваются потери высокочастотных составляющих шума. Использование на поворотах в качестве глушителей резонансных камер позволяет усилить этот эффект в полосе частот порядка октавы. Достоинство глушителя такого типа — его высокая эффективность при скоростях потока до 80...100 м/с.

Необходимо отметить, что рассмотренная выше методика акустического расчета СКВ позволяет в значительной мере оптимизировать выбор глушителя с учетом фактических условий его эксплуатации. Она позволяет обеспечить максимально возможную в этих условиях эффективность снижения шума с учетом конструктивных особенностей конкретной системы кондиционирования.

На рис. 12.22...12.25 приведены примеры конструкций серийных глушителей активного и экранного типов, а на рис. 12.26 — график эффективности одного из глушителей экранного типа.

В табл. 12.6 в качестве примера приведены основные данные для четырех глушителей серийного исполнения.

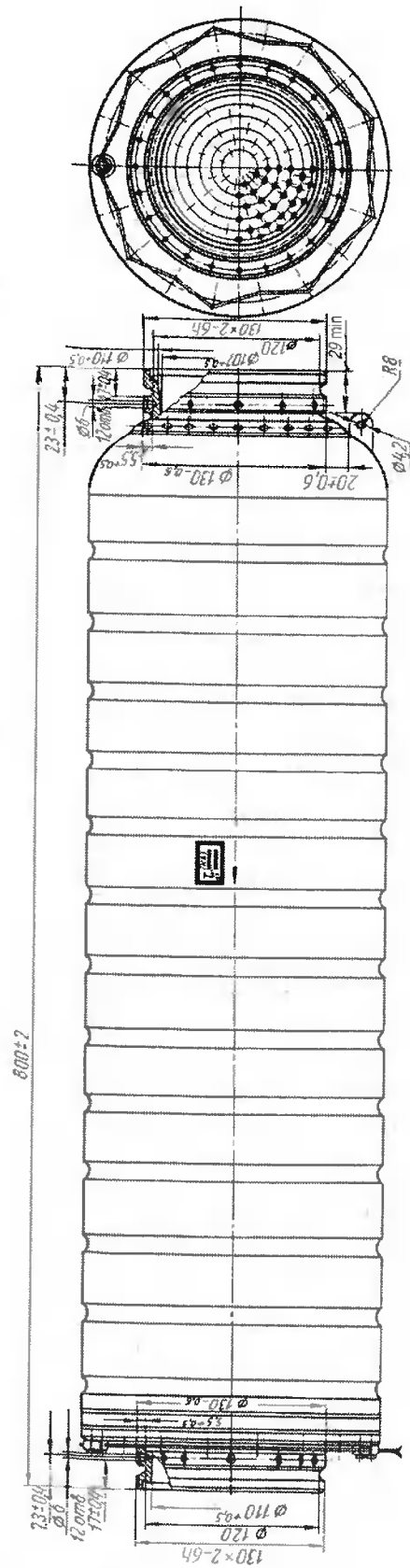


Рис. 12.22. Глушитель шума 507А

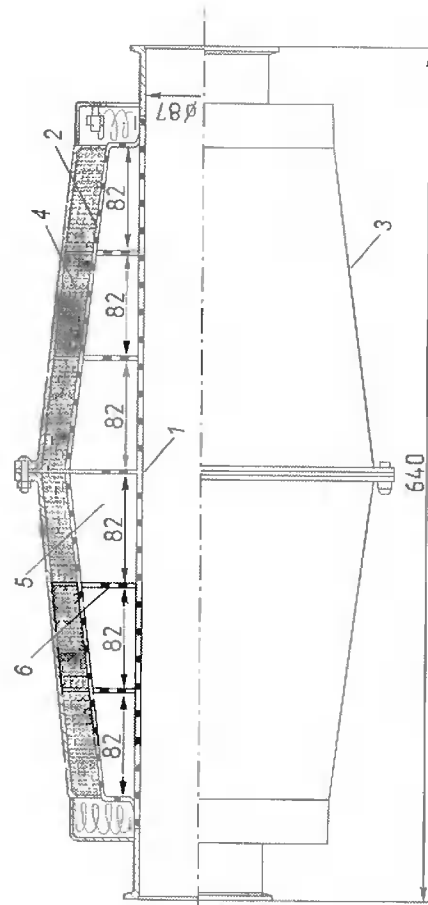


Рис. 12.23. Глушитель шума 150.000:

1 — воздуховод; 2 — гильза; 3 — корпус; 4 — полость со звукопоглощающим материалом; 5 — воздушная камера; 6 — перегородка

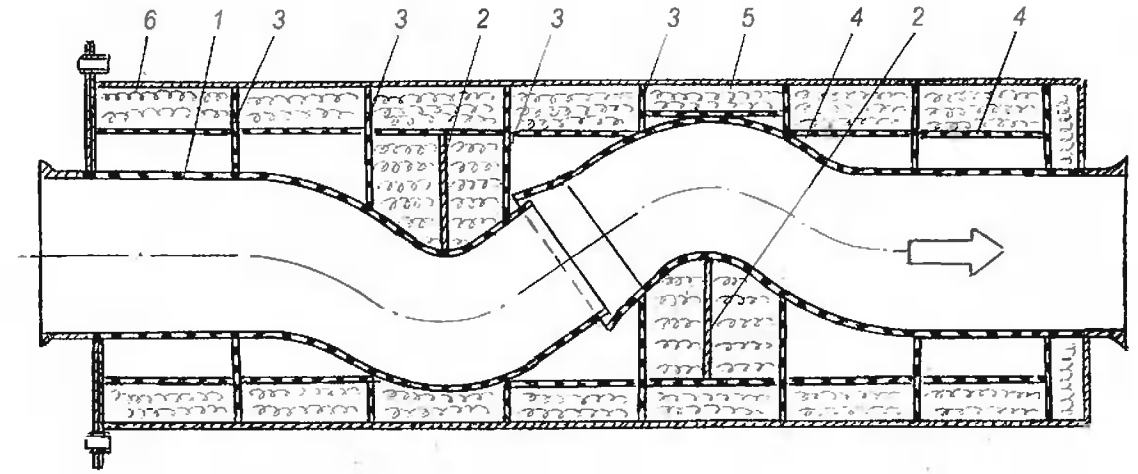


Рис. 12.24. Конструкция сетевого глушителя:

1 — воздуховод из вибропоглощающего материала ВПМ(В); 2 — неперфорированная перегородка; 3 — перфорированная перегородка; 4 — перфорированная гильза; 5 — корпус глушителя; 6 — звукопоглощающий материал ВТ-4СФ

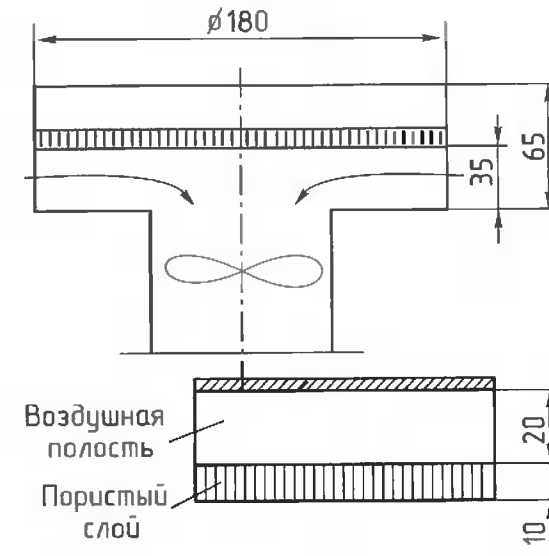


Рис. 12.25. Принципиальная схема глушителя экранного типа

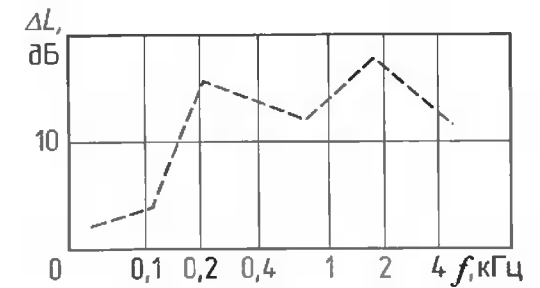


Рис. 12.26. Зависимость эффективности экранного глушителя от частоты f

Таблица 12.6

Основные характеристики некоторых серийных глушителей

Марка глуши- теля	Расход воздуха G , кг/ч	Рабочее давление p , ати	Частота диапазо- на f , Гц	Снижение уровня шума ΔL , дБ	Габариты, мм		Масса, кг
					Диа- метр $D_{\max}$	Длина $L_{\max}$	
507A	2500	1,0	≥ 800	≥ 25	200	800	$7 \pm 0,5$
2234	4000	$\leq 0,2$	600...5000	≥ 25	250	850	10
2234Т	4000	$\leq 0,2$	600...5000	≥ 25	250	853	7,5
2109	6000	$\leq 0,2$	≥ 600	≥ 15	300	850	11

Экспериментально-исследовательские оценки указанных глушителей свидетельствуют о том, что наиболее эффективным является глушитель шума с криволинейным воздухопроводом из вибропоглощающего материала (см. рис. 12.24), в котором воздушный объем в третьей и пятой камерах по ходу воздуха заполнен звукопоглощающим материалом, а сами камеры разделены глухой перегородкой. Данный глушитель обеспечивает следующую степень снижения шума при максимальном расходе воздуха в октавных полосах частот:

Частота, Гц	250	500	1000	2000	4000	8000
Снижение шума, дБ	16	16	24	34	37	30

Следует отметить, что гидравлическое сопротивление рассматриваемого глушителя при расходах воздуха 400...1000 кг/ч составляет 35...240 мм вод. ст., в то время как у глушителя, приведенного на рис. 12.23, не более 22 мм вод. ст.

12.6.2. Дополнительные рекомендации по снижению шума СКВ

Снижение шума в источнике его образования является наиболее радикальным методом решения проблемы снижения шума СКВ. Наиболее эффективными способами реализации данной концепции являются:

оптимизация аэродинамических форм каналов;

стабилизация потока за агрегатами СКВ с максимально возможным исключением срывных образований, например за такими, как ограничительная шайба.

Оптимизация аэродинамических форм каналов способствует снижению шума турбулентных потоков. В первую очередь необходимо обеспечить безотрывность течений в каналах СКВ. Отрыв потока может произойти на диффузорных участках, в узлах смешения потоков, на поворо-

тах. Для каналов некруглого сечения характерны вторичные течения в угловых зонах, что приводит к увеличению переизлучения стенок канала. Отрыв потока в диффузоре зависит от его геометрии, режима течения и состояния потока на входе в устройство. На рис. 12.27 показана область безотрывного течения потока в плоских и пространственных диффузорах в зависимости от степени расширения диффузора n_x . Наиболее эффективен диффузор с круглым поперечным сечением. Характеристики течения в диффузоре улучшаются при использовании направляющих лопаток и разделяющих стенок. Угол раскрытия разделяющих стенок в диффузоре не должен превышать 7° . Для предотвращения отрыва потока в диффузоре может быть рекомендован также отсос воздуха из области отрыва потока. Оптимальная скорость отсоса воздуха в диффузоре

$$V_0 = (0,0015 \dots 0,002) \frac{\rho_v}{\rho_0} V_v,$$

где ρ_0 , V_0 и ρ_v , V_v — соответственно плотности и скорости потока на входе и выходе из диффузора соответственно. Отсос воздуха может быть реализован в напорных участках СКВ.

Экспериментальные исследования характеристик шума смесителей воздуха показали, что смеситель с более совершенной аэродинамикой проточной части обеспечивает снижение уровней шума. Острые кромки, элементы шероховатости могут привести к интенсивному дискретному излучению шума в узлах разделения или смешения потоков. Для снижения шума необходимо обеспечить равномерное смешение потоков, подвод вторичного воздуха рекомендуется осуществлять под небольшими углами (менее 30°) к основному направлению течения. Одним из способов снижения шума является использование сетчатых успокоителей потока.

Для обеспечения низкого уровня шума внутренняя поверхность трубопроводов СКВ должна иметь минимальную шероховатость, быть без каких-либо вмятин и технологических наплывов. Уплотняющие элементы стыков трубопроводов и на фланцах агрегатов не должны выступать в поток. Следует иметь в виду, что на поворотах и криволинейных участках СКВ шум уменьшается по сравнению с прямолинейными участками трубопроводов. Степень затухания шума на поворотах зависит от диаметра

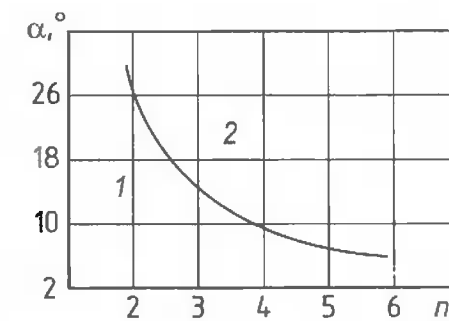


Рис. 12.27. Области отрывного и безотрывного течений потока в диффузоре:

1 — безотрывное течение; 2 — отрывное течение; α — угол раскрытия диффузора

патрубков, радиусов поворотов и скоростей потока. При числах Маха потока $M > 0,2$ влияние угла поворота патрубка на затухание шума незначительно. При больших скоростях потока на поворотах проявляются диффузорные эффекты, что приводит к дополнительному шумообразованию в каналах СКВ.

Отрывные течения в регулирующих и распределительных агрегатах являются одним из основных источников аэродинамического шума, вносимого СКВ в гермокабину. Для снижения шума регулирующих устройств может быть использована стабилизация отрывного потока. Стабилизирующие устройства в виде перфорированных пластин устанавливаются непосредственно за регулирующим агрегатом (например, за дроссельной заслонкой). Один из вариантов конструкции ограничительной шайбы с использованием стабилизации равно-

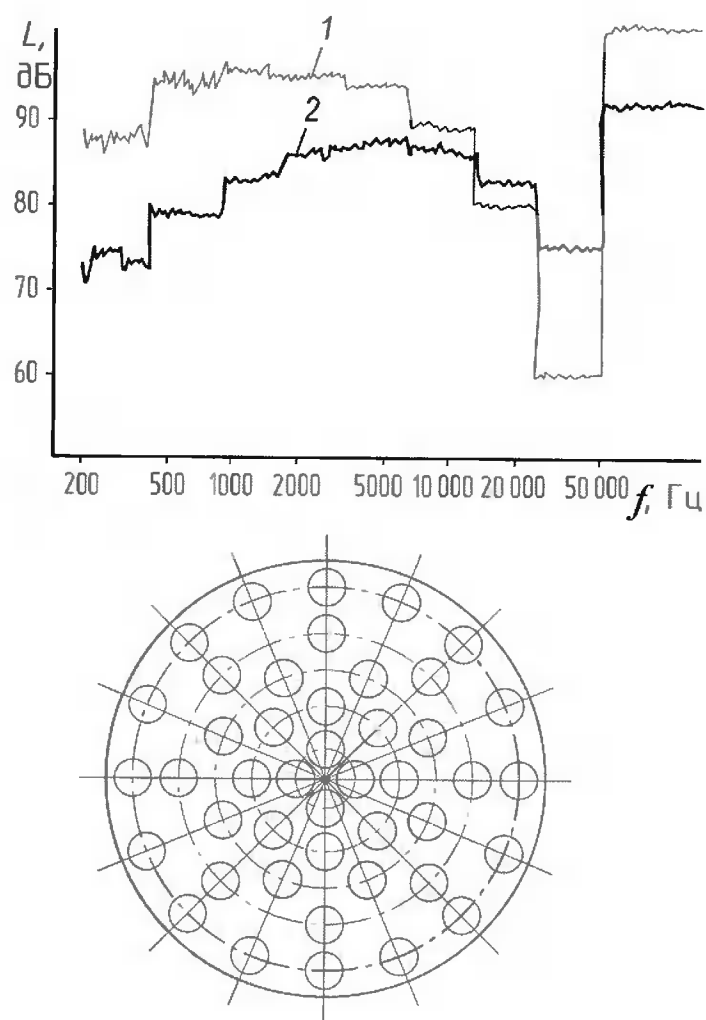


Рис. 12.28. Конструкция перфорированной шайбы и акустическая эффективность дроссельной (1) и перфорированной (2) шайб

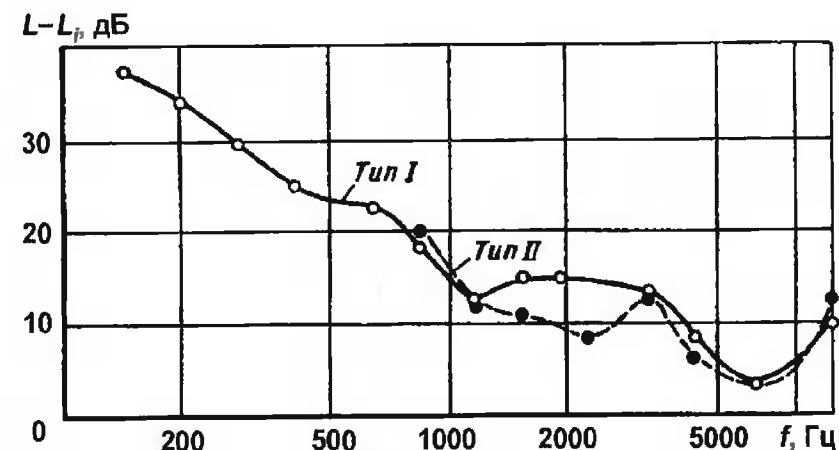


Рис. 12.29. Типовые спектры шума насадков индивидуальной вентиляции

мерным по диаметру воздухопровода разделением потока показан на рис. 12.28. При данном способе снижения шума изменяется масштаб пульсаций отрывного потока, происходит дробление вихрей. Поэтому в спектре шума будут преобладать высокочастотные составляющие, которые эффективно затухают в трубопроводах СКВ. Так, для частот акустических колебаний 4000...8000 Гц стабилизирующее устройство обеспечивает снижение шума на величину до 3 дБ. Для примера на рис. 12.29 приведены характерные типовые спектры шума насадков индивидуальной вентиляции, которые обуславливают значительное снижение уровней высокочастотного шума с частотами свыше 500...1000 Гц.

12.7. ПРИМЕР РАСЧЕТА ШУМА СКВ ПАССАЖИРСКОГО САМОЛЕТА

Принципиальная схема рассчитываемой СКВ представлена на рис. 12.13. Схема разбита на отдельные участки точками 1...16, соответствующими элементами системы. В зависимости от условий полета самолета СКВ работает в режиме обогрева или в режиме охлаждения. Параметры воздуха в контрольных точках схемы для режимов работы СКВ охлаждения и обогрева на высоте $h = 0$ (взлетный режим самолета) представлены в табл. 12.7 и 12.9.

Режим охлаждения СКВ для взлетного режима самолета. На рис. 12.30 представлена схема акустического расчета. Она состоит из одной ветви, в состав которой входят узлы следующих агрегатов СКВ: турбохолодильника ТХ; влагоотделителя ВД2; обратного клапана КО6; заслонки ЗУ4 (5).

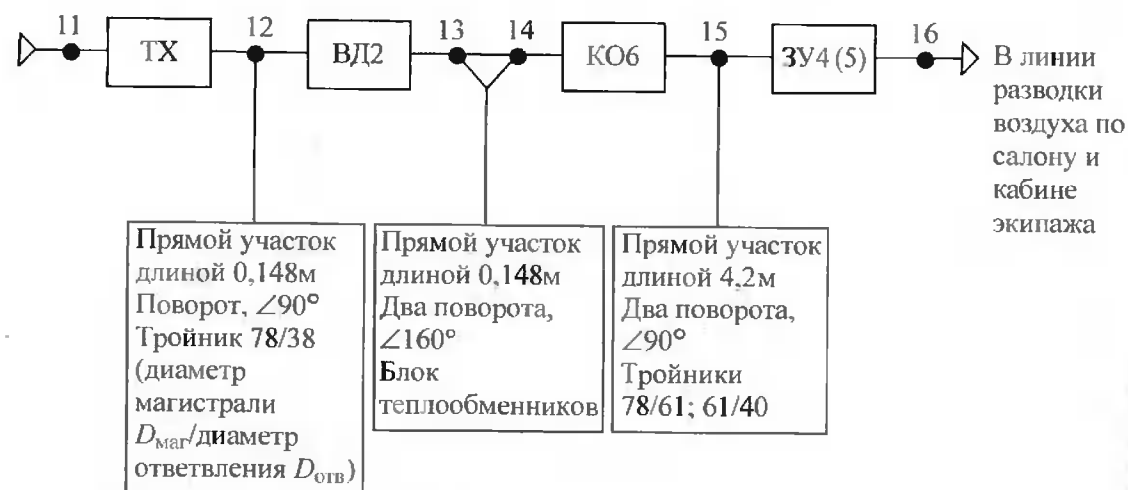


Рис. 12.30. Схема акустического расчета и элементы соединительных трубопроводов для режима охлаждения при $h = 0$

В схему ветви входят также элементы трубопроводов и агрегаты, определяющие затухание шума по тракту ветви (такие как, например, теплообменник). Характеристики элементов, лежащих в основе расчета октавных коэффициентов затухания $R1...R6$, приведены в прямоугольниках под соответствующей расчетной точкой. Расчет шума агрегатов производится по данным актов акустической паспортизации агрегатов и узлов СКВ, проведенной в НПО "Наука" по "Методике акустической паспортизации".

Параметры работы СКВ в режиме охлаждения при $h = 0$ и соответствующие результаты расчета шума СКВ на этом режиме приведены в табл. 12.7 и 12.8.

Таблица 12.7

Параметры работы СКВ в режиме охлаждения при $h = 0$

Номер точки	Диаметр проходного сечения, мм	Диаметр магистрали, мм	Абсолютное давление, кгс/см ²	Температура, °С	Расход воздуха, кг/ч
11	—	61	3,76	50	900
12	80	78	1,20	12	840
13	—	98	1,11	12	825
14	69	78	1,10	15,5	825
15	60	61	1,09	15,5	412
16	—	61	1,06	15,5	412

Таблица 12.8

Уровни акустической мощности (дБ), рассчитанные по данным акустической паспортизации

Узел	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц						Шкала "А" шумометра, дБА	Номер точки схемы
	250	500	1000	2000	4000	8000		
Турбохолодильник ТХ	88,0	89,0	90,0	93,0	92,0	94,0	97	—
Шум на выходе узла ТХ	81,0	79,0	77,0	80,0	79,0	82,0	86	12
Влагоотделитель ВД2	66,0	74,0	77,0	71,0	68,0	62,0	79	—
Шум на выходе узла ВД2	55,0	55,0	59,0	43,0	47,0	33,0	60	14
Обратный клапан КО6	60,0	59,0	56,0	68,0	69,0	72,0	73	—
Шум на выходе узла КО6	52,0	49,0	45,0	57,0	50,0	61,0	62	15
Заслонка ЗУ4 (5)	81,0	84,0	82,0	79,0	73,0	61,0	86	—
Спектр акустической мощности системы	80,0	83,0	81,0	77,0	71,0	62,0	85	16

Режим обогрева СКВ для взлетного режима самолета. Принципиальная схема расчета (рис. 12.31) состоит из двух параллельных ветвей (номера точек соответствуют номерам на рис. 12.13):

ветви 1 (холодного воздуха), включающей в себя: турбохолодильник ТХ, влагоотделитель ВД2, обратный клапан КО6, запорную заслонку ЗУ4 (5);

ветви 2 (горячего воздуха), включающей в себя: обратный клапан КО3 (4), запорную заслонку ЗУ1 (2), регулятор избыточного давления РИД1 (2), запорную заслонку ЗУ3, перепускное устройство ПУ1, обратный клапан КО5, обратный клапан КО7, регулируемую заслонку ЗРУЗ (4), запорную заслонку ЗУ4 (5).

Характеристики элементов, лежащих в основе расчета октавных коэффициентов затухания $R1...R6$, приведены в прямоугольниках под соответствующей расчетной точкой на рис. 12.31. Расчет шума СКВ для взлетного режима производится по данным акустической паспортизации.

Параметры работы СКВ в режиме обогрева при взлете и результаты расчета ее шума на этом режиме приведены в табл. 12.9, 12.10.

Параметры работы СКВ в режиме обогрева при $h = 0$

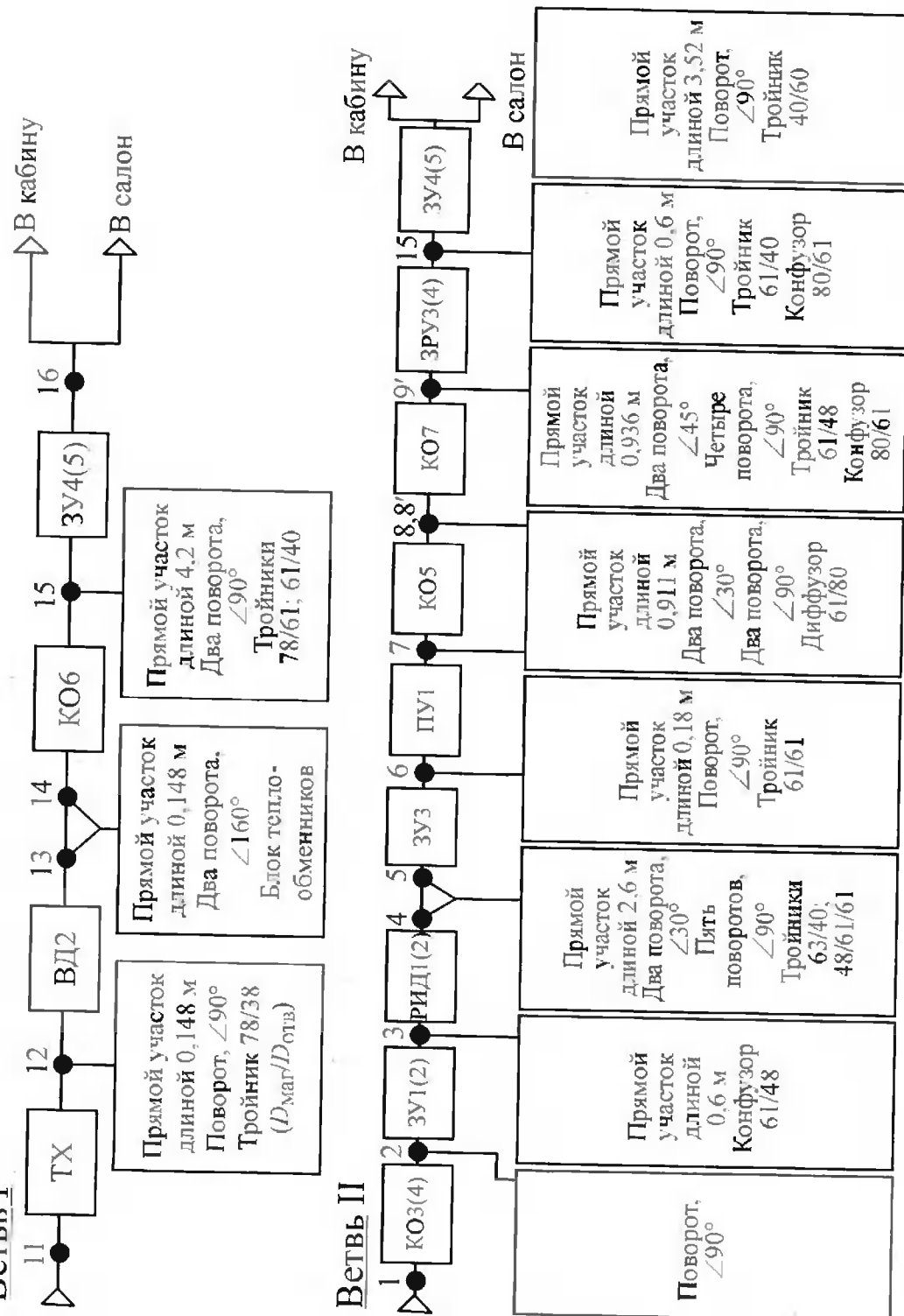
Номер точки	Диаметр проходного сечения, мм	Диаметр магистрали, мм	Абсолютное давление, кгс/см ²	Температура, °С	Расход воздуха, кг/ч
1	61	61	7,11	281	1018
2	60	61	7,10	281	1018
3	47	61	7,09	281	1018
4	—	48	5,0	281	1018
5	60	61	4,92	281	1100
6	60	61	4,84	281	1100
7	69	61	4,76	281	1090
8	69	61	4,74	281	1090
8'	69	61	4,74	281	275
9'	40	42	4,73	281	137,5
11	—	61	3,76	50	655
12	80	78	1,20	12	605
13	—	98	1,11	12	580
14	69	78	1,10	15,5	580
15	60	61	1,09	80	427,5
16	—	61	1,06	15,5	427,5 (в кабину и в салон)

Таблица 12.10

Уровни акустической мощности (дБ), рассчитанные по данным акустической паспортизации

Узел	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц						Шкала "А" шумометра, дБА	Номер точки схемы
	250	500	1000	2000	4000	8000		
Турбохолодильник ТХ	88,0	89,0	90,0	93,0	92,0	94,0	97	—
Шум на выходе узла ТХ	81,0	79,0	77,0	80,0	79,0	82,0	86	12

Ветвь I

Рис. 12.31. Схема акустического расчета и элементы соединительных трубопроводов для режима обогрева при $h = 0$

Продолжение табл. 12.10

Узел	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц						Шкала "А" шумомера, дБА	Номер точки схемы
	250	500	1000	2000	4000	8000		
Влагоотделитель ВД2	57,0	67,0	69,0	65,0	62,0	57,0	70	—
Шум на выходе узла ВД2	46,0	48,0	51,0	37,0	41,0	28,0	52	14
Обратный клапан КО6	52,0	49,0	62,0	60,0	62,0	66,0	67	—
Шум на выходе узла КО6	44,0	40,0	50,0	49,0	51,0	55,0	56	15
Заслонка ЗУ4 (5)	76,0	82,0	80,0	78,0	73,0	64,0	84	—
Спектр шума ветви 1	77,0	82,0	80,0	77,0	72,0	63,0	84	16
Обратный клапан КО3 (4)	34,0	32,0	43,0	44,0	47,0	51,0	52	—
Узел КО3 (4)	30,0	24,0	33,0	35,0	37,0	43,0	43	2
Заслонка ЗУ1 (2)	66,0	64,0	61,0	55,0	43,0	39,0	67	—
Узел ЗУ1 (2)	62,0	56,0	48,0	43,0	32,0	26,0	60	3
Регулятор избыточного давления РИД1 (2)	113,0	110,0	115,0	114,0	112,0	107,0	118,5	—
Узел РИД1 (2)	108,0	104,0	108,0	106,0	103,0	98,0	111	5
Заслонка ЗУ3	84,0	88,0	87,0	84,0	78,0	68,0	90	—
Узел ЗУ3	76,0	76,0	73,0	70,0	65,0	55,0	79	6
Перепускное устройство ПУ1	84,0	88,0	87,0	84,0	79,0	68,0	90	—
Узел ПУ1	87,0	94,0	88,0	84,0	76,0	63,0	96	7
Обратный клапан КО5 (7)	40,0	37,0	48,0	50,0	52,0	56,0	57	—
Узел КО5 (7)	27,0	18,0	45,0	45,0	45,0	46,0	49	9'
Заслонка ЗРУ3 (4)	111,0	115,0	113,0	110,0	105,0	94,0	119	—
Узел ЗРУ3 (4)	103,0	103,0	99,0	96,0	91,0	80,0	107	15

Окончание табл. 12.10

Узел	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц						Шкала "А" шумомера, дБА	Номер точки схемы
	250	500	1000	2000	4000	8000		
Спектр шума ветви 2	103,0	103,0	99,0	96,0	91,0	80,0	105	—
Заслонка ЗУ4 (5)	76,0	82,0	80,0	78,0	73,0	64,0	84	—
Спектр шума системы	103,0	103,0	99,0	95,5	90,0	79,0	103	16

По итогам расчета определяется суммарный вклад шума всех агрегатов СКВ (с учетом предварительной оценки генерирования и затухания шума в трубопроводах СКВ) в общее акустическое поле ГК, а также оценивается степень дополнительного заглушения шума, необходимого для выполнения нормативных требований ГОСТ 20296—81 (с учетом международных требований).

СРАВНЕНИЕ КОНКУРИРУЮЩИХ ВАРИАНТОВ СКВ ПО КРИТЕРИЮ СТАРТОВОЙ МАССЫ

Обеспечение работоспособности авиационных систем кондиционирования воздуха в заданных условиях является важнейшим, но лишь первым этапом проектирования. Не менее важно обеспечить, чтобы созданная система выполняла свои функции наилучшим, наиболее эффективным, образом. При этом, естественно, возникает вопрос: какую систему считать более совершенной, по какому критерию производить сравнение и оценку различных возможных вариантов решения?

Вопрос о степени совершенства применяемых на ЛА систем возникает также всякий раз, когда при проектировании сравниваются конкурирующие решения либо выявляются преимущества и недостатки той или иной схемы. Причем в большинстве случаев приходится рассматривать особенности систем и их элементов с самых различных сторон.

В государственных стандартах (см., например, ГОСТ 2.114–95) выделены следующие основные группы показателей качества продукции.

1. Показатели назначения, в том числе:

показатели функциональные и технической эффективности (производительность, мощность, грузоподъемность, скорость и т.д.);

конструктивные показатели (масса, габаритные размеры и т.д.);

показатели состава и структуры (процентное содержание легирующих добавок в сталях, содержание серы в коксе, концентрация различных примесей в кислотах и т.д.).

2. Показатели надежности, в том числе:

показатели безотказности (вероятность безотказной работы, средняя наработка на отказ и т.д.);

показатели долговечности (средний ресурс, назначенный ресурс, гамма-процентный ресурс и т.д.);

показатели ремонтпригодности (время восстановления работоспособного состояния и т.д.);

показатели сохраняемости (средний срок сохраняемости и т.д.).

3. Показатели эффективности использования сырья, материалов, топлива, энергии и трудовых ресурсов (расход основных видов сырья, материалов, топлива и энергии на единицу основного показателя качества продукции; масса изделия на единицу основного показателя качества; коэффициент использования материальных ресурсов — отношение их полезного расхода к расходу на производство единицы продукции или работы и т.д.).

4. Показатели, характеризующие ограничения вредных воздействий продукции (эргономические, экологические), и показатели безопасности (выбросы, шумы, вибрация, излучения и т.д.).

5. Показатели стандартизации и унификации (для продукции машиностроения коэффициент применяемости, коэффициент повторяемости, коэффициент межпроектной унификации и т.д.).

Общие и специальные технические требования к летательным аппаратам, например АП-25 [5], конкретизируют приведенный перечень и устанавливают нормативы для всех дополнительных показателей. Иногда для оценки ЛА используют сравнение технического уровня (например, по ГОСТ 2.116–84) путем сопоставления достигнутых значений тех или иных параметров с соответствующими значениями для наилучших (или базовых) отечественных либо зарубежных прототипов (аналогов).

С трудностями при оценке сталкиваются в основном тогда, когда сравниваемые варианты имеют преимущества по одним свойствам, но уступают по другим и возникает проблема определения значимости разнородных показателей. Преодоление подобных трудностей наиболее эффективно обеспечивается экономическими методами. Использование таких критериев, как "стоимость жизненного цикла", "себестоимость тонны-километра" (для самолетов гражданской авиации) и т.п., теоретически позволяет путем оценки необходимых затрат и получаемого экономического эффекта определить количественное влияние любого из самых несопоставимых свойств. Но для этого требуется информация о ценах на товары и услуги, о конъюнктуре рынка, тенденциях их изменения и прочем, что может повлиять на результаты сравнения. Очевидно, что отыскание таких данных весьма затруднительно и они не всегда достоверны, особенно когда требуется прогноз на перспективу. В итоге экономические методы в большинстве случаев могут дать лишь вероятностный результат. Поэтому оправданным является применение других методов оценки и поиск других путей получения обобщенных критериев.

В частности, иногда обобщенные критерии получают в форме суммы или произведения (отношения) отдельных (как правило, приведенных к безразмерной форме) показателей качества, умноженных на коэффициенты значимости (весовые коэффициенты). Однако при этом почти всегда возникает вопрос об обоснованности назначения значений весовых коэффициентов.

На практике достаточно широко используется метод выделения из всей совокупности одного или группы показателей качества, по которым стремятся получить наилучшие результаты, с оценкой остальных критериев лишь как ограничений ("должно быть не хуже заданного уровня"). Очевидно, что и в этом случае сохраняется нестрогость (с математической точки зрения) в выборе "ведущих" критериев.

Рассматриваемый ниже метод оценки позволяет получить дополнительно к существующим некий комплексный показатель качества бортовых систем оборудования, учитывающий не только их конструктивное

(весовое), но и энергетическое совершенство. Данный метод не является всеобъемлющим, так как в нем приняты во внимание далеко не все параметры систем, но в то же время он не противоречит другим методам и может входить как часть в более общие способы оценок (например, в экономические).

В авиационной технике имеет место особое влияние весовых характеристик (массы) конструкции ЛА и его бортового оборудования на получаемые летно-технические данные. Действительно, уменьшение массы конструкции обеспечивает возможность увеличения полезной нагрузки или запасов топлива (последнее позволяет увеличить дальность полета). Если запасы топлива и полезную нагрузку не увеличивать, то уменьшение взлетной массы летательного аппарата приводит при том же двигателе к увеличению тяговооруженности, а значит, к улучшению таких летных данных, как скороподъемность, маневренность, максимальная высота, а иногда и максимальная скорость полета. Таким образом, экономия массы является задачей первостепенной важности.

Для реализации этой экономии на практике очень часто каждому из агрегатов ЛА или каждой системе определяются лимиты, устанавливающие, какую предельную собственную массу могут иметь указанные системы и агрегаты.

Вместе с тем известно, что собственная (установочная) масса того или иного элемента составляет лишь некоторую долю всех связанных с ним весовых затрат на ЛА. На каждый килограмм устанавливаемой на ЛА нагрузки приходится какая-то часть массы конструкции фюзеляжа, несущих поверхностей, органов управления, силовой установки и т.д.

В отношении систем оборудования, потребляющих энергию, установочная масса не является единственным фактором, оказывающим влияние на летные данные ЛА. Например, отбор воздуха в систему от компрессора воздушно-реактивного двигателя, если не принимать специальных мер, приводит к падению развиваемой им мощности или тяги; установка воздухозаборника для продувки воздушно-воздушного теплообменника или других теплообменников увеличивает аэродинамическое сопротивление ЛА; на характеристики двигателя влияет привод от его вала электрогенераторов или гидронасосов и т.д.

Весовой анализ проектных и конструкторских решений довольно широко используется при проектировании самолетов. В частности, с помощью метода градиентов взлетной массы могут быть определены весовые эквиваленты аэродинамического качества, силы лобового сопротивления, ресурса конструкции самолета и другие показатели [43]. Этот метод может быть использован и для получения весовых эквивалентов различных форм потребления энергии бортовыми системами с учетом того, что любые затраты энергии на ЛА могут быть сведены к соответствующим затратам топлива, являющегося практически единственным бортовым источником энергетических ресурсов.

Наиболее универсальный способ определения расхода топлива m_T , требующегося для получения заданной мощности N , базируется на очевидном соотношении

$$m_T = \frac{N}{\eta_n H_u}, \quad (13.1)$$

где η_n — полный КПД, учитывающий суммарные потери на всех этапах преобразования энергии топлива в работу заданного вида; H_u — теплотворная способность топлива.

К сожалению, численные значения η_n для большинства случаев неизвестны и простота формулы (13.1) "скрывает" необходимость детального анализа всех процессов получения и преобразования энергии, заключенной в топливе. В ходе такого анализа могут быть получены зависимости для определения m_T , отличающиеся от (13.1).

13.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА НА КОМПЕНСАЦИЮ РАЗЛИЧНЫХ ФОРМ ПОТРЕБЛЕНИЯ ЭНЕРГИИ СИСТЕМОЙ ОБОРУДОВАНИЯ

Среди всех авиационных бортовых систем оборудования, для функционирования которых требуются внешние энергетические источники, наибольшим разнообразием форм потребления энергии отличаются именно системы кондиционирования воздуха. В них могут использоваться: набегающий поток для продувки воздухо-воздушных или воздухо-жидкостных теплообменников; воздух, сжатый в компрессорах воздушно-реактивных двигателей или в специальных автономных нагнетателях; электроэнергия для привода исполнительных механизмов, а также для приборов управления и контроля; непосредственный съем мощности с вала двигателя силовой установки. Кроме того, возможен частичный возврат энергии при возникновении тяги от струи воздуха, вытекающего из выходных патрубков системы, или передача мощности на вал двигателя в случае соединения с ним вала турбины турбохолодильника.

Выведем формулы для определения затрат топлива, расходуемого на компенсацию каждого из перечисленных выше видов энергопотребления.

13.1.1. Оценка расхода топлива, потребного для компенсации отборов воздуха из специального воздухозаборника или воздухозаборника двигателя (использование скоростного напора набегающего потока)

Отбор воздуха из воздухозаборника приводит к возрастанию аэродинамического сопротивления летательного аппарата. Можно выделить две составляющие в общей дополнительной силе X :

$$X = X_1 + X_2. \quad (13.2)$$

Аэродинамическое сопротивление X_1 связано с процессом внешнего обтекания специального воздухозаборника потоком воздуха и определяется по известной из курса аэродинамики формуле

$$X_1 = c_{x_{вз}} \rho_{\infty} \frac{V_{пол}^2}{2} F_M, \quad (13.3)$$

где $c_{x_{вз}}$ — коэффициент аэродинамического сопротивления входного устройства; ρ_{∞} — плотность воздуха в невозмущенном потоке; $V_{пол}$ — скорость полета самолета; F_M — площадь миделя воздухозаборника.

(Заметим, что при отборе воздуха из воздухозаборника двигателя силой внешнего аэродинамического сопротивления X_1 можно в большинстве случаев пренебречь.)

Величина силы X_2 может быть определена по закону сохранения импульса:

$$X_2 = G_{вз} V_{пол} - G_{вз} V_{вых} \cos \alpha, \quad (13.4)$$

где $G_{вз}$ — расход воздуха, отбираемого из воздухозаборника в систему; $V_{вых}$ — скорость, с которой воздух выходит из системы через выходной патрубок; α — угол между вектором выходной скорости $V_{вых}$ и вектором скорости набегающего потока $V_{пол}$ (рис. 13.1).

Первый член в правой части уравнения (13.4) представляет собой силу, обеспечивающую полное торможение потока с расходом $G_{вз}$, а второй член обеспечивает частичную компенсацию этой силы торможения, поскольку выражает тягу, создаваемую выходящим из системы воздухом. Естественным является стремление к увеличению возвращенной тяги, получаемой с выбросом отработанного воздуха. Для достижения этого желательно уменьшать значение угла α в пределе до 0, но это возможно только при выпуске воздуха в районе задних кромок обтекаемых элементов конструкции либо при выносе должным образом повернутых выходных сопел за пределы боковой поверхности ЛА. Первое не всегда осуществимо и рационально либо по условиям компоновки, либо вследствие

необходимости прокладки длинных трубопроводов (а это дополнительные масса и объем!), либо по другим аналогичным причинам. Второе, т.е. вынос сопел за боковую поверхность ЛА, приводит к возникновению аэродинамического сопротивления внешнего обтекания указанных элементов, что может свести на нет весь выигрыш в возвращенной тяге. Чаще всего приемлемым компромиссом можно

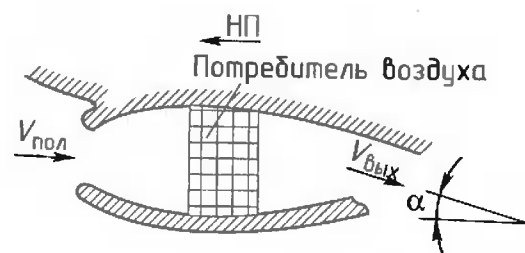


Рис. 13.1. Схема забора и выброса воздуха для специального воздухозаборника: НП — направление полета

считать выпуск воздуха по потоку под углом не более 30° к продольной оси самолета.

Другим фактором, от которого зависит возвращенная тяга, является выходная скорость $V_{вых}$. Основное средство для увеличения $V_{вых}$ — уменьшение гидравлического сопротивления тракта, по которому движется продувочный воздух.

Очевидно, что для преодоления аэродинамического сопротивления, вызванного отбором воздуха из воздухозаборника, требуется соответствующая тяга (или мощность) двигателя, а для ее создания — некоторый расход топлива $m_{т.вз}$, легко вычисляемый с использованием коэффициента удельного расхода c_R , определяемого как отношение полного расхода топлива к тяге двигателя на заданном режиме работы:

$$m_{т.вз} = c_R X = c_R (G_{вз} V_{пол} - G_{вз} V_{вых} \cos \alpha). \quad (13.5)$$

Коэффициент c_R используется только для реактивных двигателей. Двигатели других типов (поршневые, турбовинтовые) характеризуются удельным расходом c_N — расходом, отнесенным не к тяге, а к мощности двигателя. Поскольку мощность является произведением тяги на скорость, то для двигателей указанных типов уравнение (13.5) принимает вид

$$m_{т.вз} = c_N X V_{пол} = c_N V_{пол} (G_{вз} V_{пол} - G_{вз} V_{вых} \cos \alpha). \quad (13.6)$$

Вместо уравнений (13.5) и (13.6) допустимо использовать соотношение

$$m_{т.вз} = \beta c_R G_{вз} V_{пол} = \beta c_N G_{вз} V_{пол}^2, \quad (13.7)$$

где β — коэффициент, вычисляемый с помощью выражения

$$\beta = 1 - \frac{V_{вых} \cos \alpha}{V_{пол}} \quad (13.8)$$

или принимаемый по статистике и учитывающий возможность некоторого возвращения потерь тяги (мощности) при использовании реактивной силы струи вытекающего из выходного патрубка воздуха. Обычно $1 \geq \beta \geq 0$.

13.1.2. Оценка расхода топлива, потребного для компенсации затрат энергии на сжатие воздуха в компрессоре турбореактивного двигателя

Воспользуемся зависимостью (13.1) в качестве исходной. Из термодинамики известно, что потребная для сжатия газа мощность может быть вычислена по формуле

$$N_{сж} = c_p G_{сж} \Delta T_k, \quad (13.9)$$

причем

$$\Delta T_k = T_{\text{вх.к}} \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) / \eta_k. \quad (13.10)$$

Здесь c_p — удельная теплоемкость газа при постоянном давлении; $G_{\text{сж}}$ — расход сжимаемого газа; ΔT_k — перепад температур (разность температур потока на выходе из компрессора и на входе в компрессор) в процессе сжатия; $T_{\text{вх.к}}$ — температура воздуха на входе в компрессор; π_k — степень сжатия воздуха в компрессоре, $\pi_k = p_{\text{вых.к}} / p_{\text{вх.к}}$; $p_{\text{вых.к}}$, $p_{\text{вх.к}}$ — давления воздуха на выходе и входе в компрессор соответственно; η_k — коэффициент полезного действия компрессора.

С учетом (13.9) уравнение (13.1) принимает вид

$$m_{\text{т.сж}} = \frac{c_p G_{\text{сж}} \Delta T_k}{H_u \eta_n}. \quad (13.11)$$

Для определения структуры и хотя бы приближенного значения полного КПД η_n рассмотрим простейшую схему турбореактивного двигателя (рис. 13.2).

Топливо подводится в камеру сгорания, где обеспечивается устойчивое протекание реакции горения. В ходе этой реакции температура может достигать нескольких тысяч градусов Кельвина. С точки зрения повышения эффективности цикла преобразования энергии топлива в работу желательно обеспечивать максимально возможный уровень температуры.

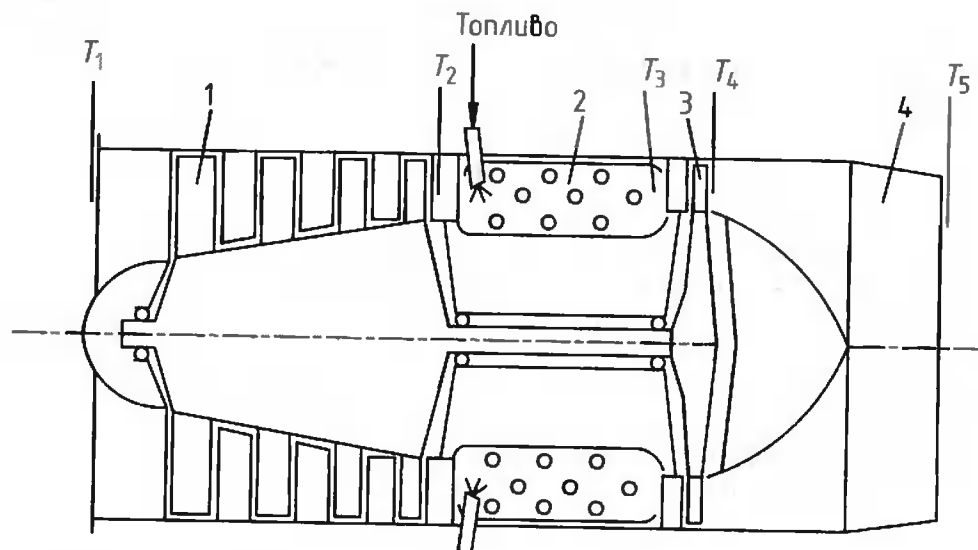


Рис. 13.2. Схема турбореактивного двигателя:

1 — компрессор; 2 — камера сгорания; 3 — турбина; 4 — сопло; T_1 , T_2 , T_3 , T_4 , T_5 — температуры воздуха (газа) на входе в компрессор, на выходе из компрессора, на входе в турбину, на выходе из турбины, на срезе сопла соответственно

Однако теплостойкость материалов, применяемых в конструкции двигателей (наиболее теплонапряженными являются стенки камер сгорания, а также сопловые и рабочие лопатки турбин), ограничена, и поэтому температуру продуктов сгорания T_3 намеренно понижают путем подмешивания избыточного воздуха. Кроме того, в камере сгорания возникают невозвратные потери энергии. Во-первых, небольшая часть топлива (1...2 %) оказывается невовлеченной в реакцию горения, что обычно учитывают с помощью коэффициента полноты сгорания $\epsilon_{\text{к.с.}}$, во-вторых, часть теплоты через стенки камеры сгорания и корпус двигателя поступает в окружающую среду. Указанная передача теплоты на первый взгляд кажется полезной, поскольку способствует ограничению температуры газа перед турбиной, но если бы ее не было, то для снижения температуры пришлось бы использовать дополнительное количество воздуха, вследствие чего общий запас энергии в потоке газа был бы больше. Данные потери можно учесть введением специального коэффициента η_Q .

Из камеры сгорания горячий газ поступает в турбину, где его потенциальная энергия преобразуется в работу. Получение работы в турбине, как в любом реальном процессе, сопровождается потерями энергии (на трение, перетекание, вихреобразование и т.п.). Эти потери учитывают с помощью термодинамического КПД турбины η_t , который показывает, какая часть располагаемого (адиабатического) перепада температур преобразована в работу.

Поскольку газ, выходящий из двигателя, не охлажден до абсолютного нуля, он уносит с собой определенный (иногда значительный) запас энергии. Учесть этот запас неизрасходованной энергии можно с помощью коэффициента полезного действия цикла теплового двигателя $\eta_{\text{ц}}$,

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{T_3 - T_5}{T_3}, \quad (13.12)$$

показывающего, какая часть располагаемого запаса тепловой энергии, характеризуемого максимальной температурой T_3 рабочего тела, преобразована в работу (при этом температура T_5 отождествляется с температурой холодильника в цикле теплового двигателя). Разность температур $T_3 - T_5$ складывается из реального (учитывающего КПД η_t турбины) перепада температур на турбине $\Delta T_t = T_3 - T_4 = \eta_t \Delta T_{\text{т.ад}}$ и реального перепада температур $\Delta T_c = T_4 - T_5$ (рис. 13.3) на сопловом

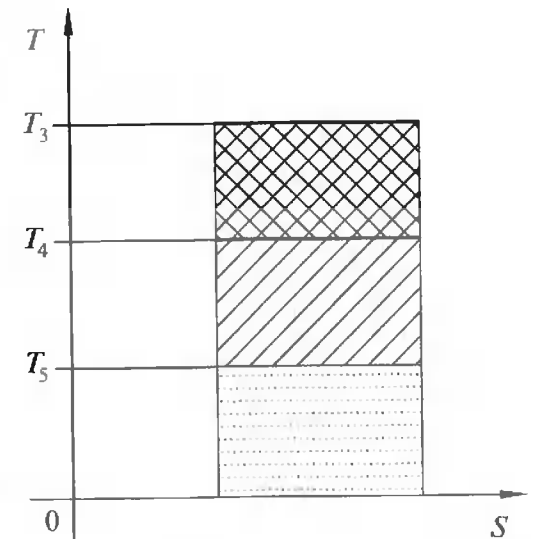


Рис. 13.3. Условная диаграмма цикла двигателя в T - S -координатах

устройстве, с помощью которого создается тяга реактивного двигателя. Это позволяет представить формулу (13.12) в виде

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{T_3 - T_4 + T_4 - T_5}{T_3} = \frac{\Delta T_{\text{т}} + \Delta T_{\text{с}}}{T_3} = \frac{\Delta T_{\text{т}}}{T_3} \left(1 + \frac{\Delta T_{\text{с}}}{\Delta T_{\text{т}}} \right). \quad (13.13)$$

В соответствии со схемой, приведенной на рис. 13.2, мощность, развиваемая турбиной, передается к компрессору, за исключением той части, которая теряется на трение в подшипниках. Теряемая мощность может быть оценена с помощью механического КПД $\eta_{\text{м}}$:

$$N_{\text{к}} = \eta_{\text{м}} N_{\text{т}}. \quad (13.14)$$

С учетом изложенного формула (13.11) может быть записана в виде

$$\begin{aligned} m_{\text{т.сж}} &= \frac{c_p G_{\text{сж}} \Delta T_{\text{к}}}{H_{\text{и}} \varepsilon_{\text{к.с}} \eta_Q \eta_{\text{м}} \eta_{\text{ц}}} = \\ &= \frac{c_p G_{\text{сж}} \Delta T_{\text{к}}}{H_{\text{и}} \varepsilon_{\text{к.с}} \eta_Q \eta_{\text{м}} \Delta T_{\text{т}} (1 + \Delta T_{\text{с}} / \Delta T_{\text{т}})} T_3. \end{aligned} \quad (13.15)$$

Соотношение между перепадами температур на компрессоре и на турбине может быть выражено из условия баланса мощностей (13.14) с использованием зависимостей типа (13.9):

$$N_{\text{к}} = c_p G_{\text{в}} \Delta T_{\text{к}}, \quad (13.16)$$

$$N_{\text{т}} = c_{\text{пт}} G_{\text{т}} \Delta T_{\text{т}}, \quad (13.17)$$

$$\Delta T_{\text{к}} = \frac{c_{\text{пт}}}{c_p} \frac{G_{\text{т}}}{G_{\text{в}}} \eta_{\text{м}} \Delta T_{\text{т}}, \quad (13.18)$$

где $G_{\text{в}}$ — полный расход воздуха через компрессор; $c_{\text{пт}}$ — удельная теплоемкость газа (смеси продуктов сгорания и воздуха), протекающего через турбину; $G_{\text{т}}$ — полный расход газа через турбину, $G_{\text{т}} = G_{\text{в}} - G_{\text{сж}} + G_{\text{т}}$, $G_{\text{сж}}$ — расход воздуха, отведенного от компрессора в систему кондиционирования, $G_{\text{т}}$ — расход топлива, подведенного к воздуху в камере сгорания.

Теперь зависимость (13.15) может быть переписана в виде

$$\begin{aligned} m_{\text{т.сж}} &= \frac{c_{\text{пт}} G_{\text{сж}} T_3}{H_{\text{и}} \varepsilon_{\text{к.с}} \eta_Q (1 + \Delta T_{\text{с}} / \Delta T_{\text{т}})} \frac{G_{\text{т}}}{G_{\text{в}}} \approx \\ &\approx \frac{c_{\text{пт}} G_{\text{сж}} T_3}{H_{\text{и}} \varepsilon_{\text{к.с}} \eta_Q (1 + \Delta T_{\text{с}} / \Delta T_{\text{т}})}. \end{aligned} \quad (13.19)$$

Обращает на себя внимание отсутствие в формуле (13.19) сразу нескольких коэффициентов полезного действия: $\eta_{\text{ц}}$ — КПД цикла, $\eta_{\text{т}}$ — КПД турбины, $\eta_{\text{м}}$ — механического КПД трансмиссии от турбины к компрессору, $\eta_{\text{к}}$ — КПД компрессора, что объясняется характером взаимодействия турбины и компрессора воздушно-реактивного двигателя, а также "особой" ролью максимальной температуры T_3 цикла преобразования теплоты в работу.

В случае отбора воздуха от промежуточной ступени компрессора затраты энергии на сжатие уменьшаются, что должно быть отражено в формуле (13.19) заменой $\Delta T_{\text{к}}$ на $\Delta T_{\text{отб}}$, где $\Delta T_{\text{отб}}$ — перепад температур от входа в компрессор до ступени отбора. Поскольку

$$\Delta T_{\text{отб}} = T_{\text{вх.компр}} \left(\pi_{\text{отб}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{отб}}}, \quad (13.20)$$

а

$$\Delta T_{\text{к}} = T_{\text{вх.компр}} \left(\pi_{\text{к}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{к}}}, \quad (13.21)$$

то

$$\Delta T_{\text{отб}} = \Delta T_{\text{к}} \frac{\pi_{\text{отб}}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_{\text{к}}^{\frac{k-1}{k}} - 1} \quad (13.22)$$

при условии, что КПД примерно постоянен для всех ступеней компрессора. В результате формула (13.19) может быть записана в виде

$$m_{\text{т.сж}} = \frac{c_{\text{пт}} G_{\text{сж}} T_3}{H_{\text{и}} \varepsilon_{\text{к.с}} \eta_Q (1 + \Delta T_{\text{с}} / \Delta T_{\text{т}})} \frac{\pi_{\text{отб}}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_{\text{к}}^{\frac{k-1}{k}} - 1}. \quad (13.23)$$

Полученную формулу можно сравнительно легко распространить на двигатели других конструктивных схем — турбовинтовые, двухконтурные, двух- или трехвальные, с многоступенчатыми турбинами. При этом следует выделить два основных случая и их комбинацию.

Первый случай — когда съем мощности на дополнительную нагрузку (привод винта ТВД, вентилятора или компрессора второго контура, не связанного с контуром рассматриваемого компрессора) производится от самостоятельной ступени (ступеней) многоступенчатой турбины. Тогда подход может быть аналогичным рассмотренному выше выделению перепадов температур на приводной турбине анализируемого компрессора и на других турбинах, а также на сопловом устройстве:

$$\Delta T_{\Sigma} = \Delta T_{\text{т}} + \sum_i \Delta T_i + \Delta T_{\text{с}} = \Delta T_{\text{т}} \left(1 + \sum_i \frac{\Delta T_i}{\Delta T_{\text{т}}} + \frac{\Delta T_{\text{с}}}{\Delta T_{\text{т}}} \right). \quad (13.24)$$

Второй случай — когда съём мощности $N_{\text{доп}}$ на дополнительную нагрузку производится от той же турбины в заданной пропорции:

$$\eta_m N_T = N_K + N_{\text{доп}} \quad (13.25)$$

Тогда по аналогии с (13.16)...(13.18) можно получить

$$\Delta T_K = \frac{c_{pg}}{c_p} \frac{G_T}{G_B} \frac{\eta_m \Delta T_T}{1 + N_{\text{доп}} / N_K} \quad (13.26)$$

и для комбинации рассмотренных случаев записать

$$m_{\text{т.сж}} = \frac{c_{pg} G_{\text{сж}} T_3}{H_u \varepsilon_{\text{к.с}} \eta_Q (1 + N_{\text{доп}} / N_K) (1 + \Delta T_c / \Delta T_T + \sum_i \Delta T_i / \Delta T_T)} \times \frac{\pi_{\text{отб}}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1} \quad (13.27)$$

Необходимо заметить, что по формуле (13.27) оценивается расход топлива только на сжатие воздуха в компрессоре, а поскольку в компрессор воздух поступает через воздухозаборник, для определения полных затрат топлива на получение воздуха высокого давления требуется суммировать расходы $m_{\text{т.сж}}$ и $m_{\text{т.вз}}$:

$$m_{\text{т.в.д}} = m_{\text{т.вз}} + m_{\text{т.сж}},$$

$$m_{\text{т.в.д}} = \beta c_R G_{\text{СКВ}} V_{\text{пол}} + \frac{c_{pg} G_{\text{СКВ}} T_3}{H_u \varepsilon_{\text{к.с}} \eta_Q (1 + N_{\text{доп}} / N_K) (1 + \Delta T_c / \Delta T_T + \sum_i \Delta T_i / \Delta T_T)} \times \frac{\pi_{\text{отб}}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1} \quad (13.28)$$

13.1.3. Оценка расхода топлива, потребного для компенсации съема мощности с вала двигателя

Воспользуемся, как и в предыдущем случае, исходным соотношением (13.1):

$$m_{\text{тN}} = \frac{N_{\text{отб}}}{\eta_n H_u} \quad (13.29)$$

Поскольку схема процессов преобразования энергии топлива совпадает с предыдущей, полный КПД η_n может быть представлен прежней последовательностью частных КПД:

$$m_{\text{тN}} = \frac{N_{\text{отб}}}{H_u \varepsilon_{\text{к.с}} \eta_Q \eta_m \eta_T \eta_u} \quad (13.30)$$

Путем преобразований, аналогичных выполненным выше, можно получить зависимости

$$m_{\text{тN}} = \frac{N_{\text{отб}}}{H_u \varepsilon_{\text{к.с}} \eta_Q \eta_m \Delta T_T (1 + \Delta T_c / \Delta T_T + \sum_i \Delta T_i / \Delta T_T)} T_3, \quad (13.31)$$

$$m_{\text{тN}} = \frac{N_{\text{отб}}}{H_u \varepsilon_{\text{к.с}} \eta_Q \eta_m \eta_T \left(1 - \pi_T^{\frac{k-1}{k}}\right) (1 + \Delta T_c / \Delta T_T + \sum_i \Delta T_i / \Delta T_T)}, \quad (13.32)$$

$$m_{\text{тN}} = \frac{\eta_K N_{\text{отб}}}{H_u \varepsilon_{\text{к.с}} \eta_Q \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) (1 + \Delta T_c / \Delta T_T + \sum_i \Delta T_i / \Delta T_T)} \frac{T_3}{T_{\text{вх.к}}}, \quad (13.33)$$

применение которых предполагает достаточно полную осведомленность об устройстве и конкретных характеристиках двигателя.

Если такая информация неизвестна, то для первого приближения можно пользоваться формулой (13.29), принимая $\eta_n = 0,2...0,3$ (указанный диапазон свойствен современной степени совершенства многих типов тепловых двигателей, в том числе и турбореактивных), либо пользоваться формулой

$$m_{\text{тN}} = c_N N_{\text{отб}}, \quad (13.34)$$

где c_N — удельный расход топлива на единицу мощности для рассматриваемого двигателя (обычно $c_N = 0,27...0,4$ кг/(кВт·ч)).

Заметим, что формулами (13.29) и (13.34) можно пользоваться и для оценки в первом приближении расхода топлива на сжатие воздуха в компрессоре, если определить мощность, потребную для сжатия, с помощью соотношений (13.9) и (13.10).

13.2. ОЦЕНКА ЗАПАСОВ ТОПЛИВА, РАСХОДУЕМОГО НА ТРАНСПОРТИРОВКУ НАГРУЗКИ С ПОСТОЯННОЙ ИЛИ УМЕНЬШАЮЩЕЙСЯ В ПРОЦЕССЕ ДВИЖЕНИЯ МАССОЙ

Определив расход топлива, потребный для компенсации затрат энергии (по приведенным выше формулам или по каким-либо другим соот-

ношениям), можно вычислить его запас M_{TN} , необходимый для полета (или для рассматриваемого участка полета):

$$M_{TN} = \int_0^{\tau_0} m_{T\Sigma} d\tau = m_{T, \text{ср}} \tau_0, \quad (13.35)$$

где τ — текущее время; τ_0 — продолжительность полета (или рассматриваемого участка полета); $m_{T\Sigma}$ — суммарный мгновенный расход топлива, вызванный всеми видами затрат энергии; $m_{T, \text{ср}}$ — средний за полет расход топлива на компенсацию затрат энергии (в дальнейшем для простоты обозначений будем полагать, что $m_T = m_{T, \text{ср}}$).

Теперь СКВ можно охарактеризовать суммарной массой, включающей в себя массу запаса топлива, расходуемого на потребление системой энергии. Однако легко установить, что эта характеристика пока еще остается недостаточно полной. Причина заключается в том, что на летательных аппаратах (как и на других транспортных средствах) необходимыми являются еще и затраты топлива на транспортировку любой нагрузки. Причем практически всегда для перемещения нагрузки с уменьшающейся в процессе движения массой требуются меньшие затраты топлива. В результате система, имеющая большую суммарную, но меньшую установочную массу, может оказаться более выгодной. Для конкретного решения данного вопроса необходимо учитывать потребные запасы топлива на транспортировку.

Выведем соответствующие зависимости.

13.2.1. Определение запасов топлива, необходимых для транспортировки нагрузки с неизменяющейся во время движения массой

В некоторый текущий момент времени τ полная масса нагрузки M состоит из ее установочной массы $M_{уст}$ и запаса топлива, необходимого для ее транспортировки на оставшуюся часть пути, $M_{T, \text{уст}}$:

$$M = M_{уст} + M_{T, \text{уст}}. \quad (13.36)$$

Если движение транспортного средства на данном этапе обеспечивается тягой силовой установки $T_{с.у}$, то допустимо считать, что часть этой тяги T затрачивается на перемещение рассматриваемой массы M :

$$T = T_{с.у} \frac{M}{M_{ЛА}} = \bar{T} M. \quad (13.37)$$

Здесь $M_{ЛА}$ — масса летательного аппарата в момент времени τ ; $\bar{T}$ — тяговооруженность, Н/кг, $\bar{T} = T_{с.у} / M_{ЛА}$.

Если потребление топлива силовой установкой характеризуется удельным расходом c_R , то через бесконечно малый интервал времени $d\tau$ масса M уменьшится на

$$dM = dM_{T, \text{уст}} = -c_R T d\tau = -c_R \bar{T} M d\tau. \quad (13.38)$$

(Заметим, что без потери общности выводов тяговооруженность может быть заменена энерговооруженностью, показывающей, какая мощность силовой установки приходится на единицу массы летательного аппарата, но в этом случае удельный расход топлива должен быть соответственно отнесен к мощности.)

Дифференциальное уравнение (13.38) может быть проинтегрировано в пределах от 0 до τ_0 и от начального $M_{нач}$ до конечного $M_{кон}$ значения M :

$$\int_{M_{нач}}^{M_{кон}} \frac{dM}{M} = - \int_0^{\tau_0} c_R \bar{T} d\tau, \quad (13.39)$$

$$\ln \frac{M_{нач}}{M_{кон}} = (c_R \bar{T})_{ср} \tau_0, \quad (13.40)$$

$$M_{нач} = M_{кон} e^{(c_R \bar{T})_{ср} \tau_0}. \quad (13.41)$$

Полагая, что в конце полета, при $\tau = \tau_0$, все топливо вырабатывается без остатка, можно записать

$$M_{нач} = M_{уст} + M_{T, \text{уст}}; \quad M_{кон} = M_{уст}. \quad (13.42)$$

Тогда получим зависимость в окончательной форме

$$M_{T, \text{уст}} = M_{уст} (e^{(c_R \bar{T})_{ср} \tau_0} - 1), \quad (13.43)$$

или с учетом замечания к уравнению (13.38)

$$M_{T, \text{уст}} = M_{уст} (e^{(c_N \bar{N})_{ср} \tau_0} - 1). \quad (13.43a)$$

Из формулы (13.43) следует, что запасы топлива на транспортировку могут быть довольно большими, например при $(c_R \bar{T})_{ср} \tau_0 = 0,4$ они составляют почти 50 % установочной массы.

Чтобы оценить возможный диапазон изменения комплекса, стоящего в показателе степени экспоненты в уравнении (13.43), заметим, что этот показатель получился в результате интегрирования выражений вида

$$\int_0^{\tau_0} \frac{c_R T_{с.у}}{M_{ЛА}} d\tau, \quad (13.44)$$

$$\int_0^{\tau_0} \frac{c_N N_{с.у}}{M_{ЛА}} d\tau. \quad (13.44a)$$

Результат вычисления данных интегралов в определенной степени корреспондирует величине относительного запаса топлива на борту летательного аппарата $\bar{G}_{\text{топл}} = G_{\text{топл}} / M_{\text{взл}}$ (несколько превосходит ее из-за уменьшения $M_{\text{ЛА}}$ в процессе полета). Это позволяет ориентировочно ограничить возможный диапазон изменения комплексов $(c_R \bar{T})_{\text{ср}} \tau_0$ и $(c_N \bar{N})_{\text{ср}} \tau_0$ пределами $0 < (c_R \bar{T})_{\text{ср}} \tau_0 < 1$ и $0 < (c_N \bar{N})_{\text{ср}} \tau_0 < 1$. Заметим, что комплексы $(c_R \bar{T})_{\text{ср}}$ и $(c_N \bar{N})_{\text{ср}}$ являются полностью эквивалентными и в необходимых случаях могут равноправно замещать друг друга, поэтому во всех последующих зависимостях будет использоваться лишь один из них: $(c_R \bar{T})_{\text{ср}}$.

13.2.2. Определение запасов топлива, необходимых для транспортировки нагрузки с изменяющейся во время движения массой

Рассмотрим для определенности в качестве нагрузки с изменяемой массой расходуемый в полете хладагент. Пусть его начальный запас равен $M_{\text{хл}0}$. Для простоты предположим, что хладагент расходуется равномерно, т.е.

$$m_{\text{хл}} = \frac{M_{\text{хл}0}}{\tau_0}. \quad (13.45)$$

Тогда дифференциальное уравнение, аналогичное уравнению (13.38), может быть записано в виде

$$dM = dM_{\text{хл}} + dM_{\text{т.хл}} = -(m_{\text{хл}} + c_R \bar{T} M) d\tau. \quad (13.46)$$

Интегрирование этого уравнения, выполняемое с использованием метода замены переменной, позволяет получить следующий результат:

$$m_{\text{хл}} + c_R \bar{T} M_{\text{нач}} = (m_{\text{хл}} + c_R \bar{T} M_{\text{кон}}) e^{c_R \bar{T} \tau_0}. \quad (13.47)$$

Поскольку в конце полета хладагент и топливо на его перевозку расходуются полностью, то $M_{\text{кон}} = 0$, а $M_{\text{нач}} = M_{\text{хл}0} + M_{\text{т.хл}}$, и окончательно получим

$$M_{\text{т.хл}} = \frac{M_{\text{хл}0}}{c_R \bar{T} \tau_0} (e^{c_R \bar{T} \tau_0} - 1) - M_{\text{хл}0}, \quad (13.48)$$

или

$$M_{\text{т.хл}} = \frac{m_{\text{хл}}}{c_R \bar{T}} (e^{c_R \bar{T} \tau_0} - 1) - m_{\text{хл}} \tau_0. \quad (13.49)$$

Из формулы (13.48) следует, что запасы топлива, необходимые для транспортировки расходуемого в полете хладагента, действительно меньше запасов топлива, требующихся для транспортировки установочной

массы. При прежнем условии $(c_R \bar{T})_{\text{ср}} \tau_0 = 0,4$ их масса составляет только 23 % от массы начального запаса хладагента.

13.2.3. Определение запасов топлива, необходимых для компенсации потребления энергии, с учетом затрат на транспортировку

В соответствии с уравнением (13.35) масса запаса топлива, необходимого для компенсации потребления системой энергии, $M_{\text{тN}} = m_{\text{т}} \tau_0$. По принятому при выводе (13.35) допущению (основанному на теореме о среднем значении) этот запас равномерно расходуется в течение полета. Такое допущение позволяет применить полученные выражения (13.47) и (13.48) к рассматриваемому случаю с заменой $m_{\text{хл}}$ на $m_{\text{т}}$. Но в данной ситуации оба расходуемых (и на работу, и на транспортировку) компонента общей массы являются топливом, поэтому имеет смысл определять массу его суммарного запаса $M_{\text{тN+}}$:

$$M_{\text{тN+}} = \frac{m_{\text{т}}}{c_R \bar{T}} (e^{c_R \bar{T} \tau_0} - 1). \quad (13.50)$$

13.3. СТАРТОВАЯ МАССА СИСТЕМЫ И РОДСТВЕННЫЕ ЕЙ ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА

Теперь, после определения всех видов затрат, можно найти общую массу составляющих, связанных с применением на летательном аппарате данной системы:

$$M_{\Sigma}^{\text{сист}} = M_{\text{уст}} + M_{\text{т.уст}} + M_{\text{хл}0} + M_{\text{т.хл}} + M_{\text{тN+}}. \quad (13.51)$$

Указанную массу, включающую в себя и массу расходуемых компонентов, система имеет перед началом движения, поэтому ее можно назвать *стартовой* массой. Стартовая масса наиболее полно характеризует влияние системы на летно-технические данные ЛА в тех аспектах, которые были отмечены выше, поэтому она может использоваться как самостоятельный минимизируемый критерий качества.

Подставив в уравнение (13.51) соотношения для отдельных слагаемых, получим окончательное выражение для стартовой массы

$$M_{\Sigma}^{\text{сист}} = M_{\text{уст}} e^{c_R \bar{T} \tau_0} + \frac{m_{\text{хл}} + m_{\text{т}}}{c_R \bar{T}} (e^{c_R \bar{T} \tau_0} - 1). \quad (13.52)$$

Кроме стартовой массы для оценки систем могут использоваться и другие аналогичные критерии. Например, можно представить себе гипотетическую ситуацию, когда рассматриваемая система вообще снята с летательного аппарата, в результате чего взлетная масса может быть умень-

шена на величину стартовой массы системы. Взамен снятой системы на борт ЛА можно взять некую пассивную (не потребляющую энергию) полезную нагрузку с неизменяемой в полете массой $M_{\Sigma}^{\text{сист}}$. Условие эквивалентности замены состоит в том, чтобы масса нагрузки вместе с запасом топлива на ее транспортировку была равна стартовой массе системы:

$$M_{\Sigma}^{\text{сист}} + M_{\text{т. экв}} = M_{\Sigma}^{\text{сист}}. \quad (13.53)$$

Запас топлива на транспортировку эквивалентной нагрузки может быть найден с помощью формулы (13.43). После соответствующей подстановки получим

$$M_{\Sigma}^{\text{сист}} + M_{\Sigma}^{\text{сист}} (e^{c_R \bar{T} \tau_0} - 1) = M_{\Sigma}^{\text{сист}}, \quad (13.54)$$

откуда

$$M_{\Sigma}^{\text{сист}} = M_{\Sigma}^{\text{сист}} e^{-c_R \bar{T} \tau_0}. \quad (13.55)$$

С использованием зависимости (13.52) можно найти для $M_{\Sigma}^{\text{сист}}$ следующее выражение:

$$M_{\Sigma}^{\text{сист}} = M_{\text{уст}} + \frac{m_{\text{хл}} + m_{\text{т}}}{c_R \bar{T}} (1 - e^{-c_R \bar{T} \tau_0}). \quad (13.56)$$

Другой критерий, аналогичный стартовой массе, можно получить, если учесть, что на систему и связанные с ней запасы топлива приходится какая-то часть массы конструкции фюзеляжа, несущих поверхностей, взлетно-посадочных устройств и т.д., а на транспортировку этой массы конструкции затрачивается соответствующее топливо.

Пусть на единицу массы транспортируемой нагрузки приходится A килограммов массы конструкции летательного аппарата. Тогда для размещения системы с массой $M_{\Sigma}^{\text{сист}}$ потребуется дополнительная масса конструкции $M_{\text{к. доп}} = AM_{\Sigma}^{\text{сист}}$. Но для транспортировки этой дополнительной массы конструкции требуются дополнительные запасы топлива, массу которых можно определить по формуле (13.43): $M_{\text{т. доп}} = M_{\text{к. доп}} (e^{(c_R \bar{T})_{\text{ср}} \tau_0} - 1)$. В свою очередь, для размещения этого топлива потребуется своя дополнительная масса конструкции, а для ее транспортировки свое дополнительное топливо и т.д. В результате получатся два бесконечных ряда

$$M_{\text{к. доп}} = M_{\Sigma}^{\text{сист}} A + M_{\Sigma}^{\text{сист}} A^2 (e^{(c_R \bar{T})_{\text{ср}} \tau_0} - 1) + M_{\Sigma}^{\text{сист}} A^3 (e^{(c_R \bar{T})_{\text{ср}} \tau_0} - 1)^2 + \dots;$$

$$M_{\text{т. доп}} = M_{\Sigma}^{\text{сист}} A (e^{(c_R \bar{T})_{\text{ср}} \tau_0} - 1) + M_{\Sigma}^{\text{сист}} A^2 (e^{(c_R \bar{T})_{\text{ср}} \tau_0} - 1)^2 +$$

$$+ M_{\Sigma}^{\text{сист}} A^3 (e^{(c_R \bar{T})_{\text{ср}} \tau_0} - 1)^3 + \dots,$$

представляющих собой геометрические прогрессии с одинаковым знаменателем $A(e^{(c_R \bar{T})_{\text{ср}} \tau_0} - 1)$. Как известно, предел суммы бесконечной геометрической прогрессии определяется выражением $s = \frac{a_1}{1 - q}$, где a_1 — первый член; q — знаменатель прогрессии. С учетом этого

$$M_{\text{к. доп}} = \frac{M_{\Sigma}^{\text{сист}} A}{1 - A(e^{(c_R \bar{T})_{\text{ср}} \tau_0} - 1)}; \quad M_{\text{т. доп}} = \frac{M_{\Sigma}^{\text{сист}} A (e^{(c_R \bar{T})_{\text{ср}} \tau_0} - 1)}{1 - A(e^{(c_R \bar{T})_{\text{ср}} \tau_0} - 1)}.$$

Сумму этих двух составляющих и стартовой массы системы можно рассматривать как долю взлетной массы $\Delta M_{\text{взл}}^{\text{сист}}$ летательного аппарата, приходящуюся на рассматриваемую систему:

$$\begin{aligned} \Delta M_{\text{взл}}^{\text{сист}} &= M_{\Sigma}^{\text{сист}} + M_{\text{к. доп}} + M_{\text{т. доп}} = \\ &= M_{\Sigma}^{\text{сист}} \frac{1 + A}{1 - A(e^{(c_R \bar{T})_{\text{ср}} \tau_0} - 1)}, \end{aligned} \quad (13.57)$$

где A — коэффициент, показывающий, какая масса конструкции ЛА приходится на единицу массы транспортируемой нагрузки.

В работе [61] показано, что оценку систем можно производить и по другим показателям, например по влиянию на дальность полета (что предполагает использование в расчетах найденного по формуле (13.56) значения эквивалентной массы).

Выбор любого из приведенных выше показателей оценки систем может определяться соображениями удобства вычислений, наглядности результата или какими-либо другими дополнительными мотивами.

В заключение следует отметить, что рассмотренные показатели, как это видно из приведенных формул, зависят от характеристик летательного аппарата и двигателя. Поэтому хотя бы теоретически возможна ситуация, когда два одинаковых сравниваемых варианта могут "поменяться местами" при переходе от одного ЛА к другому. Анализ зависимостей (13.52), (13.56) и (13.57) показывает, в частности, что для ЛА с большей энерговооруженностью (например, для вертолетов или для скоростных самолетов по сравнению с дозвуковыми самолетами) экономия установочной массы является относительно более важной задачей, чем экономия затрат энергии.

Условная граница, при переходе через которую изменяется степень влияния затрат энергии на стартовую массу системы, определяется соотношением $c_R \bar{T} = 1$. Как видно из (13.51) и (13.55), при $c_R \bar{T} < 1$ влияние затрат энергии (определяемых вторыми членами правых частей указанных уравнений) на стартовую массу усиливается, а при $c_R \bar{T} > 1$ — ослабевает.

Из уравнения (13.51) можно получить еще одно дополнительное соотношение для предварительной оценки сравниваемых вариантов (характеризуемых показателями с индексами "1" и "2" соответственно)

$$\Delta M_{\Sigma} = \Delta M_{уст} + \left(\Delta M_{уст} - \frac{\Delta m_{\tau}}{c_R \bar{T}} \right) (e^{c_R \bar{T} \tau_0} - 1), \quad (13.58)$$

где

$$\begin{aligned} \Delta M_{\Sigma} &= M_{\Sigma 1} - M_{\Sigma 2}; \\ \Delta M_{уст} &= M_{уст 1} - M_{уст 2}; \\ \Delta m_{\tau} &= m_{\tau 2} - m_{\tau 1}. \end{aligned}$$

Зависимость (13.58) показывает, что снижение установочной массы бесспорно выгодно только в том случае, если возникающее при этом увеличение расхода топлива удовлетворяет условию

$$\frac{\Delta m_{\tau}}{c_R \bar{T}} \leq \Delta M_{уст}. \quad (13.59)$$

Невыполнение условия (13.59) еще не свидетельствует о невыгодности нового варианта системы, но при этом для окончательной оценки требуется использовать формулы (13.52), (13.56) или (13.57).

13.4. ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ СКВ ДЛЯ МАНЕВРЕННЫХ, МНОГОЦЕЛЕВЫХ САМОЛЕТОВ

Представленный выше метод вычисления стартовой массы $M_{\Sigma}^{сист}$ (уравнения (13.1)...(13.59)) предполагает неизменность по времени параметров, характеризующих условия полета и работу системы.

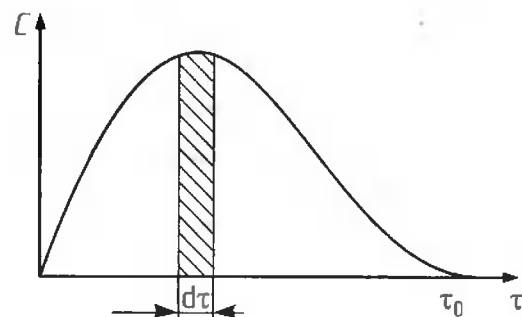


Рис. 13.4. Произвольный профиль полета самолета

При произвольном характере изменения параметров (полет самолета по произвольному профилю (рис. 13.4)) оценка совершенства системы по приведенной выше методике с заменой действительных значений параметров их среднеинтегральными значениями

$c = \frac{1}{\tau_0} \int_0^{\tau_0} c(\tau) d\tau$ может привести к заметным погрешностям.

13.4.1. Расчет $M_{\tau}^{сист}$ для произвольного профиля полета самолета

Предположим, что известны зависимости, определяющие характер изменения параметров самолета и системы по профилю полета:

$$c_R = c_R(\tau); \quad \bar{T} = \bar{T}(\tau); \quad X = X(\tau); \quad m_{хл} = m_{хл}(\tau); \quad m_{\tau} = m_{\tau}(\tau).$$

В соответствии с уравнением (13.51) можно записать

$$M_{\Sigma}^{сист} = M_{уст} + M_{\tau,уст} + M_{хл0} + M_{\tau,хл} + M_{\tau N+}. \quad (13.60)$$

Слагаемые правой части данного выражения определяются следующим образом.

Установочная масса системы складывается из массы агрегатов системы и не изменяется по профилю полета:

$$M_{уст} = \sum_{i=1}^Q M_i, \quad (13.61)$$

где M_i — масса i -го агрегата; Q — число агрегатов в системе.

Масса хладагента, расходуемого на нужды системы в полете,

$$M_{хл0} = \int_0^{\tau_0} m_{хл}(\tau) d\tau, \quad (13.62)$$

где $m_{хл}(\tau)$ — функция, определяющая часовой расход хладагента по профилю полета; τ_0 — продолжительность полета.

Запасы топлива $M_{\tau,уст}$, необходимые для транспортировки установочной массы. Массовый расход топлива в момент времени t определяется следующим дифференциальным уравнением:

$$-\frac{dM_{\tau}}{d\tau} = M_{уст} c_R(\tau) \bar{T}(\tau) g + M_{\tau} c_R(\tau) \bar{T}(\tau) g, \quad (13.63)$$

где $c_R(\tau)$ — удельный расход топлива самолетной двигательной установки, кг/(Н·ч); $\bar{T}$ — тяговооруженность самолета (отношение тяги силовой установки к весу самолета); g — ускорение свободного падения, м/с². Обозначим

$$c_R(\tau) \bar{T}(\tau) g = B(\tau), \quad (13.64)$$

тогда

$$\frac{dM_{\tau}}{d\tau} + (M_{уст} + M_{\tau}) B(\tau) = 0. \quad (13.65)$$

Разделяя переменные в уравнении (13.65) и интегрируя, получаем

$$\int \frac{dM_T}{M_{уст} + M_T} = \int B(\tau) d\tau + C. \quad (13.66)$$

Значение константы C определяется из условия, что в момент времени $\tau = 0$ величина $M_T = M_{T,уст}$. Из выражения (13.66) следует, что при этом условии

$$C = M_{уст} + M_{T,уст}. \quad (13.67)$$

Масса топлива в произвольный момент времени t определяется с помощью уравнения

$$M_T = (M_{T,уст} + M_{уст}) e^{-\int_0^t B(\tau) d\tau} - M_{уст}. \quad (13.68)$$

В конце полета ($t = \tau_0$) масса топлива, расходуемого на транспортировку $M_{уст}$, равна нулю. Принимая во внимание это условие, из уравнения (13.66) получаем

$$M_{T,уст} = M_{уст} \left(e^{-\int_0^{\tau_0} B(\tau) d\tau} - 1 \right). \quad (13.69)$$

Масса $M_{T,хл}$ топлива, затрачиваемого на транспортировку хладагента. Масса хладагента на борту самолета в момент времени t определяется из уравнения

$$M_{хл} = M_{хл0} - \int_0^t m_{хл}(\tau) d\tau. \quad (13.70)$$

Тогда дифференциальное уравнение, описывающее изменение массы топлива, затрачиваемого на транспортировку хладагента, запишется следующим образом:

$$-\frac{dM_{T,хл}}{d\tau} = M_{T,хл} B(\tau) + M_{хл} B(\tau). \quad (13.71)$$

Приведем его решение без вывода:

$$M_{T,хл} = \left[C - \int M_{хл} B(\tau) e^{\int B(\tau) d\tau} d\tau \right] e^{-\int B(\tau) d\tau}. \quad (13.72)$$

Значение постоянной C в уравнении (13.72) определяется из условия, что в момент времени $\tau = 0$ $M_{T,хл} = M_{T,хл0}$.

Масса топлива, необходимая для компенсации аэродинамического сопротивления системы. В произвольный момент времени τ расход топлива, затрачиваемого на компенсацию аэродинамического сопротивления СКВ, будет определяться дифференциальным уравнением

$$-\frac{dM_{TX}}{d\tau} = M_{TX} B(\tau) + X(\tau) c_R(\tau), \quad (13.73)$$

где $X(\tau)$ — суммарное аэродинамическое сопротивление системы.

Общее решение этого уравнения имеет вид

$$M_{TX} = \left[C - \int X(\tau) c_R(\tau) e^{\int B(\tau) d\tau} d\tau \right] e^{-\int B(\tau) d\tau}. \quad (13.74)$$

Если в этой формуле заменить неопределенное интегрирование интегрированием в пределах от $\tau = 0$ до $\tau = \tau_0$, то получится решение, позволяющее определить значение C при $\tau = 0$.

Масса топлива, затрачиваемого на компенсацию потребления энергии с учетом затрат на транспортировку. Количество топлива на борту ЛА определяется из решения следующего дифференциального уравнения:

$$-\frac{dM_{TN+}}{d\tau} = M_{TN+} B(\tau) + m_{N+}(\tau), \quad (13.75)$$

где $m_{N+}(\tau)$ — расход топлива непосредственно на сжатие "горячего" воздуха в компрессоре двигателя и/или на создание мощности, снимаемой механическими передачами с вала двигателя.

Общее решение уравнения (13.75) имеет вид

$$M_{TN+} = \left[C - \int m_{N+}(\tau) e^{\int B(\tau) d\tau} d\tau \right] e^{-\int B(\tau) d\tau}. \quad (13.76)$$

Значение константы C получается при начальных условиях $\tau = 0$.

13.4.2. Расчет $M_{\Sigma}^{сист}$ для профиля полета, составленного из стационарных участков

В практике проектирования авиационных систем кондиционирования часто встречаются случаи, когда необходимо оценить эффективность системы для самолета, профиль полета которого составлен из стационарных участков (рис. 13.5). Заметим, что к такому профилю может быть приведен произвольный профиль полета аппроксимацией его системой стационарных участков. Ниже приводятся соотношения, позволяющие решить поставленную задачу.

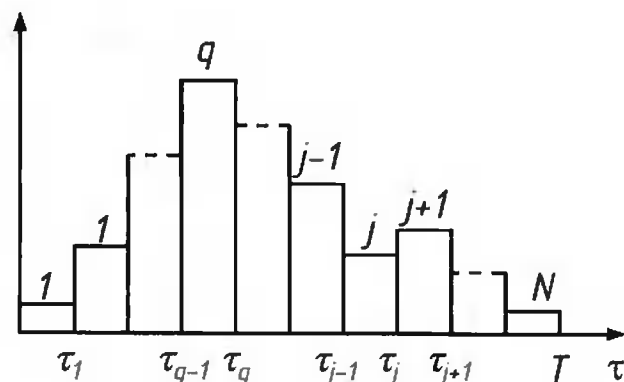


Рис. 13.5. Профиль полета ЛА, составленный из стационарных участков

Масса топлива, необходимого для транспортировки установочной массы системы,

$$M_{\text{т.уст}} = M_{\text{уст}} \left(e^{\sum_{q=1}^N B_q \Delta \tau_q} - 1 \right), \quad (13.77)$$

где $B_q = (c_R)_q g \bar{T}_q$.

Масса топлива, затрачиваемого на транспортировку расходуемого хладагента,

$$M_{\text{т.хл}} = \sum_{j=1}^N (M_{\text{т.хл}})_j = \frac{(m_{\text{хл}})_1}{B_1} (e^{B_1 (\tau_1 - 0)} - 1) - (m_{\text{хл}})_1 (\tau_1 - 0) + \\ + \sum_{j=2}^N \left[\frac{(m_{\text{хл}})_j}{B_j} (e^{B_j (\tau_j - \tau_{j-1})} - 1) - (m_{\text{хл}})_j (\tau_j - \tau_{j-1}) \right] e^{\sum_{q=1}^{j-1} B_q (\tau_q - \tau_{q-1})}. \quad (13.78)$$

Масса топлива, необходимого для компенсации аэродинамического сопротивления самолета, вызванного системой оборудования,

$$M_{\text{тх}} = \sum_{j=1}^N (M_{\text{тх}})_j = \frac{X_1}{T_1} (e^{B_1 (\tau_1 - 0)} - 1) + \\ + \sum_{j=2}^N \left[\frac{X_j}{T_j} (e^{B_j (\tau_j - \tau_{j-1})} - 1) e^{\sum_{q=1}^{j-1} B_q (\tau_q - \tau_{q-1})} \right]. \quad (13.79)$$

Масса топлива, затрачиваемого на компенсацию потребления энергии в связи с отбором сжатого воздуха от компрессора двигателя ЛА,

$$M_{\text{т.сж}} = \sum_{j=1}^N (M_{\text{т.сж}})_j = \frac{(m_{\text{сж}})_1}{B_1} (e^{B_1 (\tau_1 - 0)} - 1) + \\ + \sum_{j=2}^N \left[\frac{(m_{\text{сж}})_j}{B_j} (e^{B_j (\tau_j - \tau_{j-1})} - 1) e^{\sum_{q=1}^{j-1} B_q (\tau_q - \tau_{q-1})} \right]. \quad (13.80)$$

Аналогично может быть рассчитана масса топлива, затрачиваемого на сьем мощности с вала двигателя:

$$M_{\text{тN+}} = \sum_{j=1}^N (M_{\text{тN+}})_j = \frac{(m_{N+})_1}{B_1} (e^{B_1 (\tau_1 - 0)} - 1) + \\ + \sum_{j=2}^N \left[\frac{(m_{N+})_j}{B_j} (e^{B_j (\tau_j - \tau_{j-1})} - 1) e^{\sum_{q=1}^{j-1} B_q (\tau_q - \tau_{q-1})} \right]. \quad (13.81)$$

13.4.3. Оценка СКВ для многоцелевого самолета

При анализе многоцелевой системы кондиционирования приходится рассматривать векторный критерий оптимальности

$$\bar{M}_{\Sigma}^{\text{сист}} = [M_{\Sigma 1}^{\text{сист}}, M_{\Sigma 2}^{\text{сист}}, M_{\Sigma 3}^{\text{сист}}, \dots, M_{\Sigma j}^{\text{сист}}, \dots, M_{\Sigma n}^{\text{сист}}], \quad (13.82)$$

где $M_{\Sigma j}^{\text{сист}}$ — значение критерия оценки системы на j -м профиле полета. Для образования скалярной функции

$$M_{\Sigma \text{ПК}}^{\text{сист}} = \Phi [M_{\Sigma 1}^{\text{сист}}, M_{\Sigma 2}^{\text{сист}}, M_{\Sigma 3}^{\text{сист}}, \dots, M_{\Sigma j}^{\text{сист}}, \dots, M_{\Sigma n}^{\text{сист}}], \quad (13.83)$$

являющейся обобщенным критерием для задачи поликритериальной оптимизации, необходимо провести свертывание (объединение) векторного критерия оценки. Проведем эту операцию, используя следующие рассуждения. Пусть требуется оценить систему кондиционирования самолета, для которого определены три профиля. Тогда для каждого профиля можно записать выражения, аналогичные (13.51):

$$(M_{\Sigma}^{\text{сист}})_1 = (M_{\text{уст}})_1 + (M_{\text{т.уст}})_1 + (M_{\text{хл}})_1 + (M_{\text{т.хл}})_1 + \\ + (M_{\text{тх}})_1 + (M_{\text{тN+}})_1, \quad (13.84)$$

$$(M_{\Sigma}^{\text{сист}})_2 = (M_{\text{уст}})_2 + (M_{\text{т.уст}})_2 + (M_{\text{хл}})_2 + (M_{\text{т.хл}})_2 + \\ + (M_{\text{тх}})_2 + (M_{\text{тN+}})_2, \quad (13.85)$$

$$(M_{\Sigma}^{\text{сист}})_3 = (M_{\text{уст}})_3 + (M_{\text{т.уст}})_3 + (M_{\text{хл}})_3 + (M_{\text{т.хл}})_3 + \\ + (M_{\text{тх}})_3 + (M_{\text{тN+}})_3. \quad (13.86)$$

Предположим, что для рассматриваемого случая трех профилей определена некоторая функция $P = P(n)$, где n — номер профиля, представляющая собой частоту выполнения самолетом задания на данном профиле полета. Функция P позволяет каждому из профилей поставить в соответствие некоторое число μ , которое численно характеризует его "вес" (в том числе важность или относительную частоту использования данного профиля в жизненном цикле изделия). Причем должно выполняться условие "взвешенности": $\sum \mu = 1$. Тогда комплексный критерий оценки (комплексная стартовая масса для трех профилей полета) может быть записан так:

$$M_{\Sigma \text{ компл}}^{\text{сист}} = \mu_1 (M_{\Sigma}^{\text{сист}})_1 + \mu_2 (M_{\Sigma}^{\text{сист}})_2 + \mu_3 (M_{\Sigma}^{\text{сист}})_3. \quad (13.87)$$

Распространяя приведенные рассуждения на случай n профилей и предполагая заданной на них функцию распределения, можно записать выражение для скалярной функции цели многоцелевой системы кондиционирования воздуха

$$M_{\Sigma \text{ компл}}^{\text{сист}} = \mu_1 (M_{\Sigma}^{\text{сист}})_1 + \mu_2 (M_{\Sigma}^{\text{сист}})_2 + \mu_3 (M_{\Sigma}^{\text{сист}})_3 + \dots + \mu_n (M_{\Sigma}^{\text{сист}})_n. \quad (13.88)$$

Если необходимо сравнить N вариантов систем, то требуется вычислить комплексную стартовую массу для каждого из вариантов:

$$\begin{aligned} M_{\Sigma \text{ компл}}^{\text{сист}1} &= \mu_1 (M_{\Sigma}^{\text{сист}1})_1 + \mu_2 (M_{\Sigma}^{\text{сист}1})_2 + \\ &+ \mu_3 (M_{\Sigma}^{\text{сист}1})_3 + \dots + \mu_n (M_{\Sigma}^{\text{сист}1})_n; \\ M_{\Sigma \text{ компл}}^{\text{сист}2} &= \mu_1 (M_{\Sigma}^{\text{сист}2})_1 + \mu_2 (M_{\Sigma}^{\text{сист}2})_2 + \\ &+ \mu_3 (M_{\Sigma}^{\text{сист}2})_3 + \dots + \mu_n (M_{\Sigma}^{\text{сист}2})_n; \\ &\dots \dots \dots \\ M_{\Sigma \text{ компл}}^{\text{сист}N} &= \mu_1 (M_{\Sigma}^{\text{сист}N})_1 + \mu_2 (M_{\Sigma}^{\text{сист}N})_2 + \\ &+ \mu_3 (M_{\Sigma}^{\text{сист}N})_3 + \dots + \mu_n (M_{\Sigma}^{\text{сист}N})_n \end{aligned} \quad (13.89)$$

и выбрать систему с наименьшей комплексной стартовой массой.

Представленные соотношения позволяют количественно оценивать эффективность многоцелевых систем кондиционирования воздуха.

14.1. СКВ УЧЕБНО-ТРЕНИРОВОЧНОГО САМОЛЕТА ЯК-130

Двухместный учебно-тренировочный самолет Як-130 имеет практический потолок 12 500 м и максимальную скорость 1037 км/ч. Система кондиционирования воздуха этого самолета имеет схему, характерную для дозвуковых самолетов. В ее состав входят два агрегата охлаждения: воздухо-воздушный теплообменник и турбохолодильник. Агрегаты и трубопроводы системы, установленные до теплообменника, условно относятся к "горячей" линии, после турбохолодильника — к "холодной" линии. Схема СКВ приведена на рис. 14.1.

На земле до запуска двигателей система может работать от вспомогательной силовой установки (ВСУ). Максимальная температура воздуха в точке отбора 215 °С, максимальное давление 370 кПа. Расход воздуха в СКВ 780 кг/ч поддерживается ограничителем расхода (трубкой Вентури) 7 как при отборе воздуха от ВСУ, так и при отборе от двигателей. При работе от наземного источника воздух подается в систему через штуцер 32. При запуске двигателя от ВСУ или другого работающего двигателя открывается заслонка 3 воздушного турбостартера, при этом отбор воздуха в систему отсутствует (заслонки 20 и 30 в закрытом положении).

Горячий воздух отбирается от 6-й ступени компрессора высокого давления двигателя. Максимальная температура в точке отбора 412 °С, максимальное давление 1560 кПа. Для предотвращения перетекания воздуха из компрессора одного двигателя в компрессор другого установлены обратные клапаны 2.

Воздух от двух двигателей объединяется в общий трубопровод и подается в регулятор избыточного давления 6, за которым поддерживается избыточное давление (500 ± 50) кПа. В целях защиты агрегатов системы от высокого давления при отказе регулятора в системе установлен сигнализатор избыточного давления 11. При повышении давления выше допустимого значения (600 кПа) сигнализатор выдает сигнал на закрытие заслонки 30 и открытие электроклапана 16. При открытии клапана отсечной регулятор давления 17 закрывается, так как его полость начинает сообщаться с атмосферой, и отбираемый от двигателя воздух стравливается через регулятор в атмосферу.

За ограничителем расхода 7 воздух разделяется на два потока. Часть воздуха обходит агрегаты охлаждения и поступает на смеситель 28 для

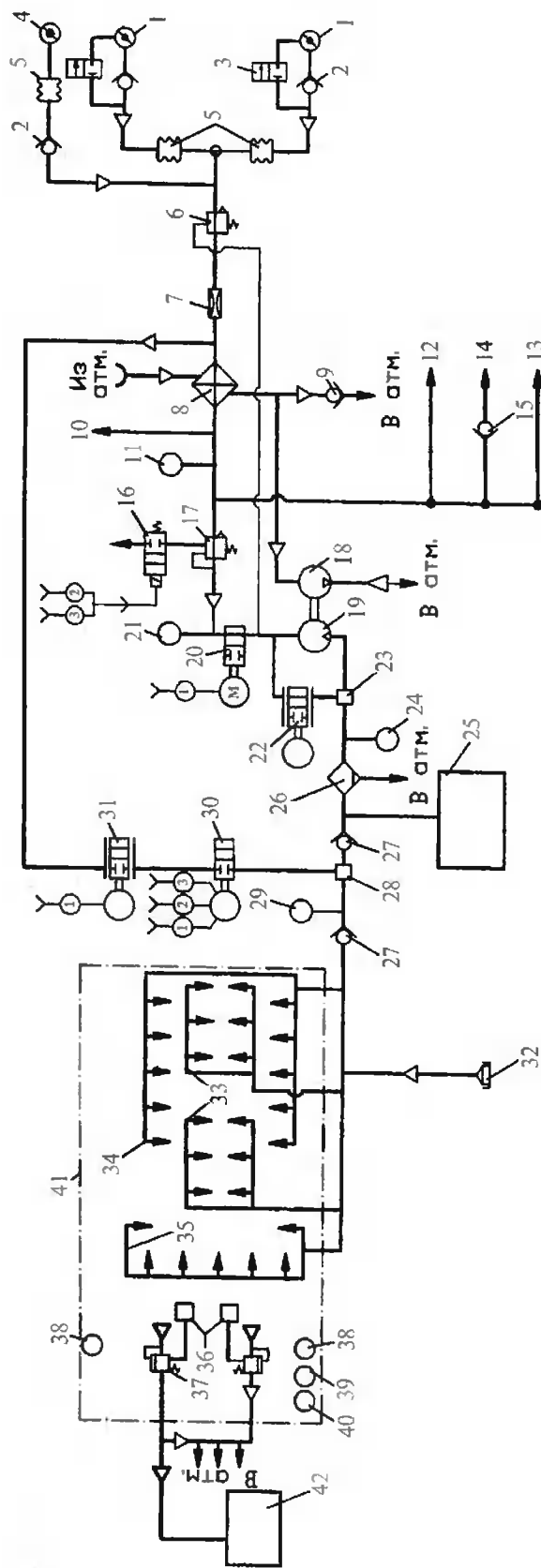


Рис. 14.1. Принципиальная схема СКВ самолета Як-130:

1 — штуцер отбора воздуха от компрессора двигателя; 2, 9, 15, 27 — обратный клапан; 3, 20, 30 — управляемая заслонка; 4 — штуцер отбора воздуха от ВСУ; 5 — компенсатор; 6, 17 — регулятор давления; 7 — ограничитель расхода; 8 — ВВГ; 10 — подача воздуха в систему наддува топливных баков; 11, 21 — сигнализатор давления; 12 — подача воздуха в систему наддува противопогрузочного костюма; 13 — подача воздуха в бортовую кислородобывающую установку; 14 — подача воздуха в систему герметизации откидной части фонаря; 16 — электроклапан; 18 — вентилятор; 19 — турбина; 22, 31 — регулируемая заслонка; 23, 28 — смеситель воздуха; 24, 29 — датчик температуры; 25, 42 — отсек с радиоэлектронной аппаратурой; 26 — влагоотделитель; 32 — штуцер для подключения наземного кондиционера; 33 — коллектор обдува ног летчиков; 34 — коллектор обдува откидной части фонаря; 35 — коллектор обдува козырька фонаря; 36 — блок управления регулятора давления; 37 — выпускной клапан; 38 — приемник температуры; 39 — датчик давления; 40 — реле давления; 41 — гермокабина

подмешивания к холодному воздуху. Другая часть горячего воздуха подается в трубчатый воздухо-воздушный теплообменник 8, в котором охлаждается до температуры не более 100 °С атмосферным воздухом, поступающим по специальному каналу. Продувка теплообменника на земле обеспечивается за счет работы вентилятора турбохолодильника, в полете — за счет скоростного напора.

Далее воздух через отсечной регулятор давления 17 подается на турбину 19 турбохолодильника, где происходит его дальнейшее охлаждение. Для отделения сконденсированной капельной влаги за турбиной турбохолодильника установлен влагоотделитель 26 с трубопроводом, по которому осуществляется вывод воды за пределы фюзеляжа.

Для предотвращения обмерзания элементов турбины и влагоотделителя при полетах на небольших высотах в трубопроводе за турбиной поддерживается температура (10 ± 2) °С. Регулирование температуры происходит следующим образом: по сигналу датчика температуры 24 осуществляется управление заслонкой 22, изменяющей расход воздуха в обводной линии. При полете на большой высоте подмешивание воздуха из обводной линии (заслонка 22 полностью открыта) позволяет избежать переохлаждения воздуха, идущего на охлаждение блоков радиоэлектронной аппаратуры, размещенных в закабинном отсеке 25. Расход воздуха, подаваемого в отсек, 50...75 кг/ч, температура от +8 °С до -28 °С.

В системе кондиционирования воздуха предусмотрена защита кабины от перегрева. При достижении в трубопроводе за смесителем 28 температуры 80 °С заслонка 31 фиксируется, а при температуре 110 °С она закрывается. Обратный клапан 27 предназначен для предотвращения утечки воздуха из кабины при работе СКВ от наземного источника, а также в случае отказа двигателя или нарушения герметичности трубопроводов на участке от двигателя до клапана.

В случае возникновения аварийной ситуации, о чем может свидетельствовать задымление кабины, СКВ отключается. Для этого переключатель задатчика температуры на пульте управления в передней кабине устанавливается в положение "подача откл" (рис. 14.2), что приводит к закрытию заслонок 20, 30, 31. В случае отказа заслонки 30 (задымление кабины продолжается) тумблер аварийного отключения на пульте управления в передней или задней кабине устанавливается в положение "закрыто". При этом клапан 16 закрывает отсечной регулятор давления 17, как было описано выше. Отключение подачи воздуха контролируется сигнализатором давления 21.

Система обеспечивает экипажу возможность задавать температуру воздуха в кабине в диапазоне 15...27 °С и автоматически поддерживает ее с точностью ± 2 °С. Требуемая температура устанавливается с помощью переключателя задатчика температуры на пульте управления в передней кабине.



а)



б)

Рис. 14.2. Пульты управления СКВ:

а — передняя кабина; б — задняя кабина

Регулирование температуры воздуха в кабине осуществляется за счет подмешивания в смесителе 28 к холодному воздуху горячего из обводной линии, идущего через заслонки 30 (открыта) и 31. Управление заслонкой 31 осуществляется по сигналу приемника температуры 38, датчика температуры 29 и по температуре, заданной на задатчике. В случае отказа автоматики предусмотрено ручное регулирование температуры. При этом переключатель температуры устанавливается в положение либо "тепл", либо "хол", либо "нейтр", в последнем случае поддерживается температура, которая была в кабине в момент переключения.

Воздух поступает в кабину через коллекторы обдува остекления фонаря кабины и коллекторы обдува ног летчиков (рис. 14.3). Такое распределение подаваемого воздуха позволяет не только обеспечивать заданный температурный режим в кабине, но и предотвратить возможное запотевание внутренней поверхности ее остекления. Коллектор обдува козырька фонаря имеет 95 отверстий диаметром 2 мм, правый и левый коллекторы обдува откидной части фонаря, являющиеся элементом конструкции подфонарной рамы, имеют по 90 отверстий диаметром 3 мм. Обдув ног летчика производится справа и слева из коллекторов, каждый из которых имеет по 24 отверстия диаметром 2 мм.

Кроме того, воздух из СКВ подается в систему наддува противоперегрузочного костюма, в систему герметизации откидной части фонаря, в бортовую кислорододобывающую установку и систему наддува топливных баков.

Воздух удаляется из кабины через два выпускных клапана 37 (см. рис. 14.1) регулятора давления воздуха в кабине, установленных в нижней зоне первой кабины. Часть выходящего воздуха направляет-

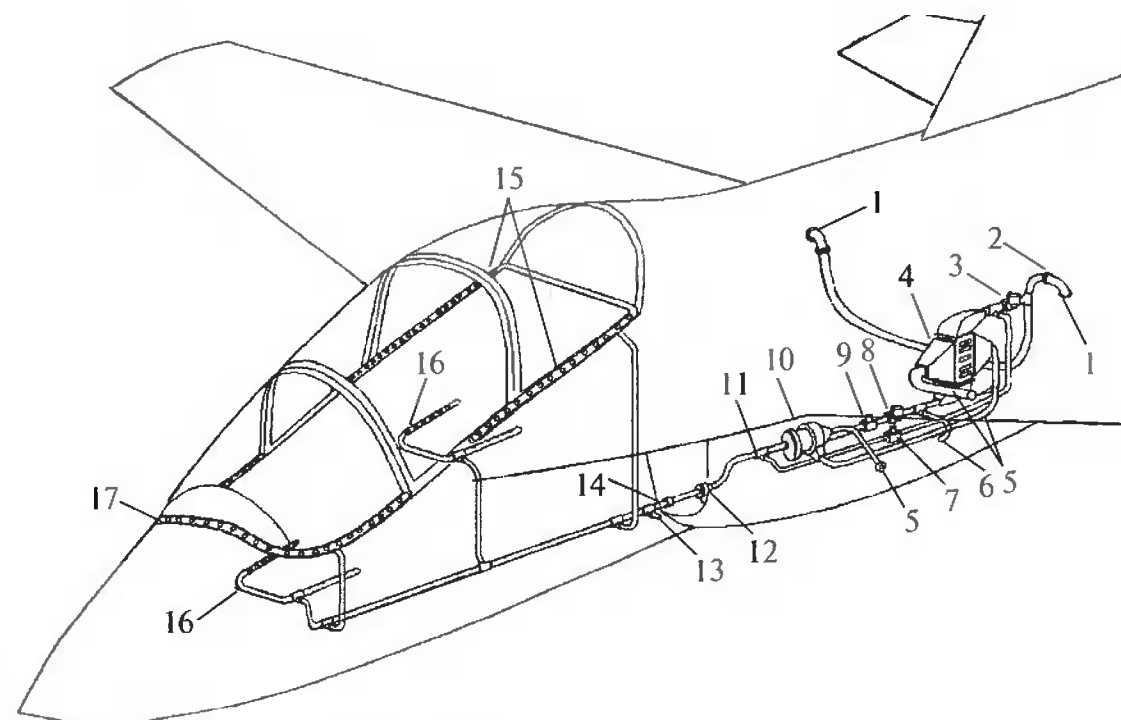


Рис. 14.3. Компоновка СКВ на самолете Як-130:

1 — штуцер отбора воздуха от компрессора двигателя; 2, 14 — обратный клапан; 3, 8 — регулятор избыточного давления; 4 — ВВТ; 5 — трубопровод продувочной линии ВВТ; 6 — подача воздуха в систему наддува противоперегрузочного костюма, бортовую кислорододобывающую установку, систему герметизации откидной части фонаря; 7, 9 — управляемая заслонка; 10 — турбохолодильник; 11 — смеситель воздуха; 12 — влагоотделитель; 13 — штуцер для подключения наземного кондиционера; 15 — коллектор обдува откидной части фонаря; 16 — коллектор обдува ног летчиков; 17 — коллектор обдува козырька фонаря

ся в носовой отсек, где расположены блоки радиоэлектронной аппаратуры.

14.2. СКВ СРЕДНЕМАГИСТРАЛЬНОГО ПАССАЖИРСКОГО САМОЛЕТА ТУ-204

Системы кондиционирования воздуха современных пассажирских самолетов существенно сложнее рассмотренной выше. Это объясняется дублированием участков системы, большим числом потребителей, установкой ВВТ предварительного охлаждения (это позволяет использовать далее по тракту системы алюминиевые сплавы, что важно при большой протяженности трубопроводов), а также применением новых технических решений: отделения влаги в линии высокого давления и частичной рециркуляции каabinного воздуха.

На среднемагистральном самолете Ту-204 используется конструктивно дублированная система кондиционирования воздуха открытого воздушного цикла с турбокомпрессором, принципиальная схема которой приведена на рис. 14.4 [48]. СКВ состоит из следующих основных под-

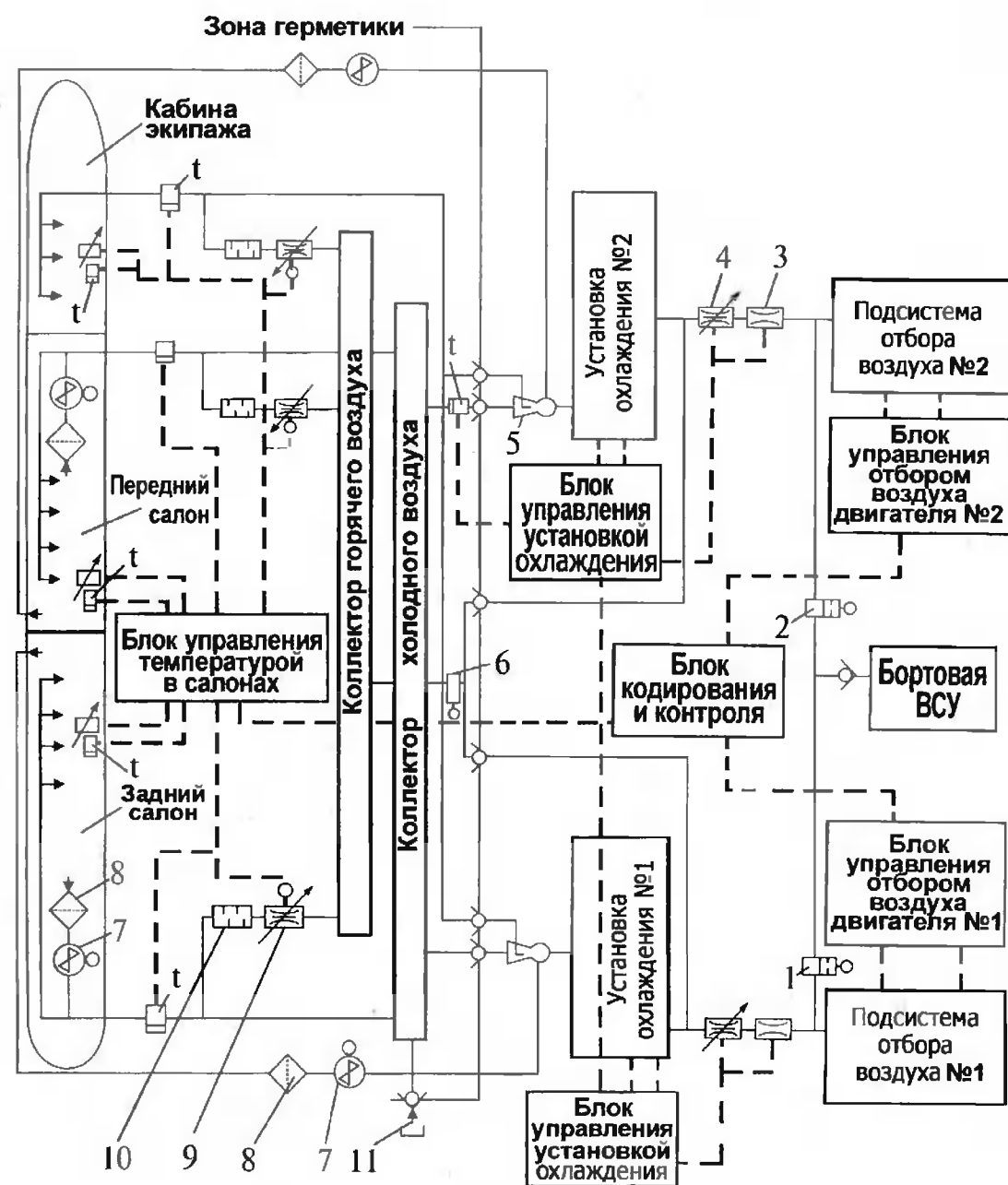


Рис. 14.4. Схема системы кондиционирования воздуха самолета Ту-204:

1, 2 — кран кольцевания; 3 — датчик расхода воздуха; 4 — регулятор расхода воздуха; 5 — эжектор-смеситель; 6 — кран подачи горячего воздуха; 7 — вентилятор контура рециркуляции; 8 — двухступенчатый фильтр; 9 — регулирующая заслонка; 10 — глушитель шума; 11 — штуцер подключения наземного кондиционера

систем: отбора и предварительной подготовки воздуха; основного охлаждения; вентиляции кабины, а также системы автоматического регулирования давления (САРД). Подсистемы отбора и предварительной подготовки воздуха, а также подсистемы охлаждения левого и правого бортов совершенно одинаковы.

Подсистема отбора и предварительной подготовки воздуха расположена непосредственно на внешней поверхности двигателя (рис. 14.5 и 14.6). Отбор воздуха в СКВ может производиться от 7-й или 13-й ступени компрессора высокого давления двигателя. Двухступенчатый отбор обеспечивает стабильную подачу воздуха в кабину на всех этапах полета, в том числе при снижении самолета на режиме малого газа. Расход воздуха, поступающего в СКВ от компрессора двигателя, составляет 4500 кг/ч.

На основных режимах полета отбор воздуха осуществляется от фланца 7-й ступени компрессора (см. рис. 14.6). В корпус фланца встроен обратный клапан, предотвращающий перетекание воздуха в двигатель через 7-ю ступень при отборе воздуха от 13-й ступени. Далее установлен

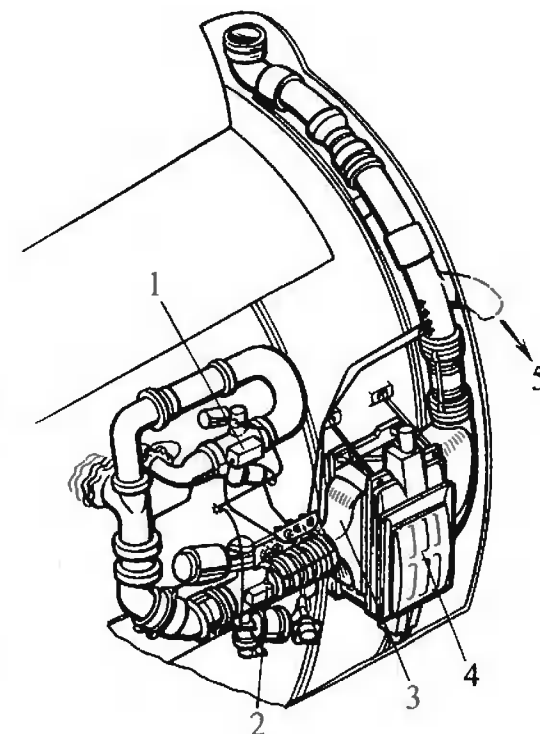


Рис. 14.5. Компоновка подсистемы отбора и предварительной подготовки воздуха на двигателе:

1, 2 — регулятор избыточного давления; 3 — ВВТ; 4 — заслонка (жалюзи); 5 — отбор воздуха на запуск двигателя

Рис. 14.6. Схема подсистемы отбора и предварительной подготовки воздуха:

1, 2 — регулятор избыточного давления; 3 — ВВТ; 4 — заслонка (жалюзи)



пневматический регулятор избыточного давления 2, поддерживающий за собой давление 320 кПа.

На режиме малого газа воздух отбирается от 13-й ступени компрессора, проходит через пневматический регулятор избыточного давления 1, поддерживающий за собой давление 280 кПа, и поступает на вход регулятора 2. Оба регулятора имеют аварийные пневматические силовые приводы, перекрывающие отбор воздуха при отказе регуляторов или при повышении температуры воздуха на выходе из подсистемы отбора сверх 250 °С.

После регулятора избыточного давления 2 по трубопроводу с шаровыми соединениями, исключаящими передачу вибраций от силовой установки на агрегаты СКВ, воздух поступает в воздухо-воздушный теплообменник 3. В теплообменнике воздух предварительно охлаждается до температуры 200 °С воздухом из вентиляторного контура двигателя. ВВТ расположен в окне обечайки внешнего контура двигателя. Регулирование температуры каabinного воздуха обеспечивается регулирующим устройством в виде жалюзийной заслонки 4. Оно позволяет изменять расход продувочного воздуха и обеспечивает его выброс за борт по потоку, что снижает потери тяги двигателя.

Воздух из подсистем отбора и предварительной подготовки, расположенных на правом и левом двигателях, через краны кольцевания (поз. 1, 2 на рис. 14.4) подается в объединительную магистраль, в которую при наземном кондиционировании поступает воздух от ВСУ. Далее воздух проходит регуляторы расхода 4 и поступает в подсистемы охлаждения левого и правого бортов и в коллектор горячего воздуха через кран 6.

Особенностями установок охлаждения, выполненных в виде моноблоков (рис. 14.7, 14.8), являются использование трехколесной турбохолодильной машины и отделение влаги в линии высокого давления. В состав установки входят первичный воздухо-воздушный теплообменник 1,

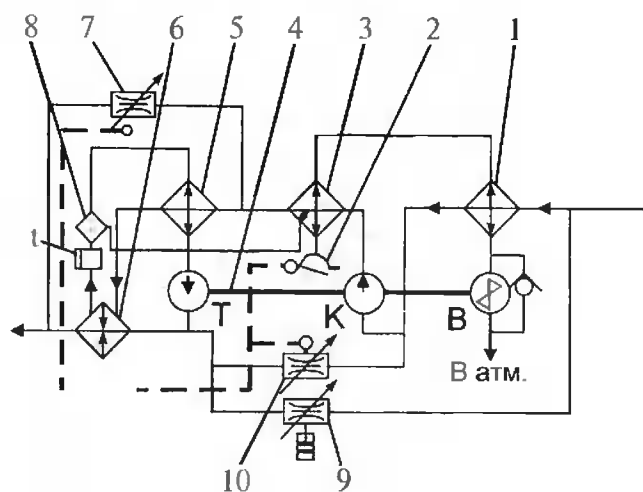


Рис. 14.7. Схема подсистемы основного охлаждения: 1 — первичный ВВТ; 2 — регулируемая створка; 3 — основной ВВТ; 4 — трехколесная турбохолодильная машина (Т — турбина, К — компрессор, В — вентилятор); 5 — теплообменник-перегреватель; 6 — теплообменник-конденсатор; 7, 9, 10 — регулируемая заслонка; 8 — влагоотделитель

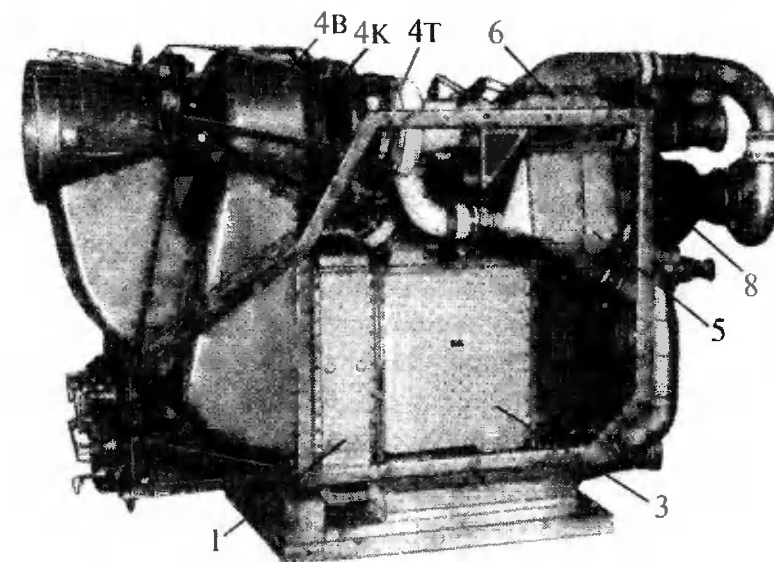


Рис. 14.8. Внешний вид моноблока установки охлаждения (номера позиций соответствуют приведенным на рис. 14.7)

основной воздухо-воздушный теплообменник 3, трехколесная турбохолодильная машина 4, теплообменник-перегреватель 5, теплообменник-конденсатор 6, влагоотделитель 8.

Из подсистемы отбора и предварительной подготовки воздух поступает в первичный теплообменник 1 и охлаждается в нем до температуры не выше 150 °С. Далее воздух подается на вход компрессора трехколесной турбохолодильной машины, сжимается, и его температура повышается до 210 °С. Затем воздух охлаждается в основном теплообменнике 5. Поток продувочного воздуха через первичный и основной теплообменники создается на стоянке вентилятором турбокомпрессора, а в полете — скоростным напором. Обводная магистраль позволяет увеличить расход продувочного воздуха во время полета при недостаточной производительности вентилятора. Расход охлаждающего воздуха через основной теплообменник регулируется створкой 2, установленной в канале воздухозаборника. Для повышения холодопроизводительности системы температура воздуха перед компрессором может снижаться до 50 °С.

После основного теплообменника воздух поступает в контур отделения влаги, включающий в себя теплообменник-перегреватель 5, теплообменник-конденсатор 6 и щелевой влагоотделитель 8, причем через теплообменник-перегреватель и теплообменник-конденсатор воздух проходит дважды. Проходя через теплообменник-перегреватель 5, воздух незначительно снижает свою температуру. В теплообменнике-конденсаторе происходит его дальнейшее охлаждение воздухом, поступающим с выхода турбины, что способствует конденсации влаги. Во влагоотделителе 8 происходит отделение влаги. Щелевые влагоотделители конструк-

тивно просты, не имеют движущихся частей и эффективны, поскольку отделяют капельную влагу, а не мелкодисперсный туман, образующийся на выходе турбины. Вода из влагоотделителя впрыскивается в продувочный воздух перед основным теплообменником. При повторном прохождении через теплообменник-перегреватель происходят незначительный подогрев воздуха и испарение оставшейся после влагоотделителя влаги. Это обеспечивает поступление на вход турбины максимально сухого воздуха. При замерзании влаги в трубках теплообменника-конденсатора и увеличении его гидравлического сопротивления пневматическая заслонка 9 открывает дополнительную подачу горячего воздуха на вход в конденсатор.

Окончательное охлаждение воздуха происходит при его расширении на турбине трехколесного турбокомпрессора. Мощность турбины отводится установленными на одном валу с ней компрессором и вентилятором в соотношении 4:1. Вал турбохолодильной установки вращается в газовых опорах с частотой 40 000 об/мин. Температура воздуха на выходе из установки может достигать -8°C на земле и -20°C в условиях крейсерского полета.

Регулирование температуры воздуха на выходе установки осуществляется либо за счет подмешивания к холодному воздуху, выходящему из турбины, горячего воздуха с выхода первичного теплообменника 1 через перепускную заслонку 10, либо за счет подмешивания к холодному воздуху, выходящему из установки охлаждения, горячего воздуха с выхода основного теплообменника 3 через перепускную заслонку 7. Такое регулирование температуры позволяет расширить функциональное дублирование системы. Регулирование расхода воздуха через установку охлаждения осуществляется регулятором расхода (поз. 4 на рис. 14.4).

Холодный воздух через эжекторы-смесители (поз. 5 на рис. 14.4) поступает в коллектор холодного воздуха, и затем через систему вентиляции в кабину экипажа и пассажирские салоны. Вопросы распределения воздуха рассмотрены в гл. 11.

Одним из потребителей системы кондиционирования воздуха являются отсеки с оборудованием. Рассмотрим, как осуществляется их охлаждение на примере СКВ самолета Ту-204.

В условиях горизонтального полета охлаждение радиоэлектронной аппаратуры, установленной на специальных стеллажах, осуществляется воздухом, продуваемым по замкнутому контуру. Это позволяет повысить надежность работы аппаратуры благодаря снижению загрязненности и влажности охлаждающего воздуха. Продув воздуха осуществляется при помощи электрических вентиляторов, охлаждение — с помощью теплообменника, установленного на обшивке самолета.

В наземном режиме и в условиях полета на малых высотах использование приведенной выше схемы неэффективно из-за высокой температу-

ры наружного воздуха. В этих случаях охлаждение оборудования может производиться одним из следующих способов: воздухом, удаляемым из салонов (при этом охлаждающий контур размыкается), или воздухом из СКВ. Тот или иной способ выбирается в зависимости от условий применения самолета.

Следующий вопрос, на котором необходимо остановится, напрямую не относится к СКВ, но оказывает влияние на ее работу. В процессе эксплуатации самолета в теплозвукоизоляции (ТЗИ) стенок гермокабины скапливается влага, сконденсировавшаяся из атмосферного воздуха. Со временем эксплуатации самолета количество этой влаги увеличивается, и ее масса может достигать нескольких тонн, что существенно ухудшает характеристики самолета, в частности увеличивает длину пробега при взлете и посадке. Кроме того, изменяются теплофизические характеристики теплозвукоизоляции, что может изменить тепловой поток через стенки кабины. Однако до недавнего времени этому вопросу не уделялось должного внимания.

При разработке самолета Ту-204 впервые в практике проектирования отечественных пассажирских самолетов решен вопрос борьбы с накоплением сконденсировавшейся влаги. Реализован один из возможных путей — особая конструкция стенки кабины: в пассажирских салонах крепление теплозвукоизоляции производится не на обшивку фюзеляжа, как обычно, а на силовой набор (стрингеры), в результате чего образуется воздушный канал между обшивкой и ТЗИ. Этот канал используется для сбора и удаления конденсата. Декоративная отделка стенок салонов крепится на шпангоуты, при этом между теплозвукоизоляцией и декоративной стенкой также образуется воздушный зазор, толщина которого зависит от толщины пакета ТЗИ и высоты шпангоутов. Этот воздушный канал используется для удаления воздуха из кабины.

Поверхность теплозвукоизоляции, обращенная к обшивке, покрыта слоем влагонепроницаемого материала. Поэтому образующаяся влага скапливается на внутренних поверхностях фюзеляжа и ТЗИ, не проникая внутрь теплозвукоизоляции. Под действием силы тяжести вода по каналу между обшивкой и ТЗИ стекает вниз.

Для удаления влаги предусмотрена система слива конденсата, которая включает в себя восемь клапанов слива, установленных в нижней части фюзеляжа по всей длине самолета. В зоне установки клапанов теплозвукоизоляция отсутствует. Конструкция клапана слива конденсата показана на рис. 14.9.

Клапан устанавливается на обшивку фюзеляжа с помощью приклепанных кронштейнов 4 таким образом, чтобы центр обрезиненного клапана 2 находился по центру отверстия в обшивке (диаметр отверстия 10 мм). Зазор в $(4\pm 0,5)$ мм между поверхностью обшивки и клапаном 2 обеспечивается с помощью регулировочного винта 1.

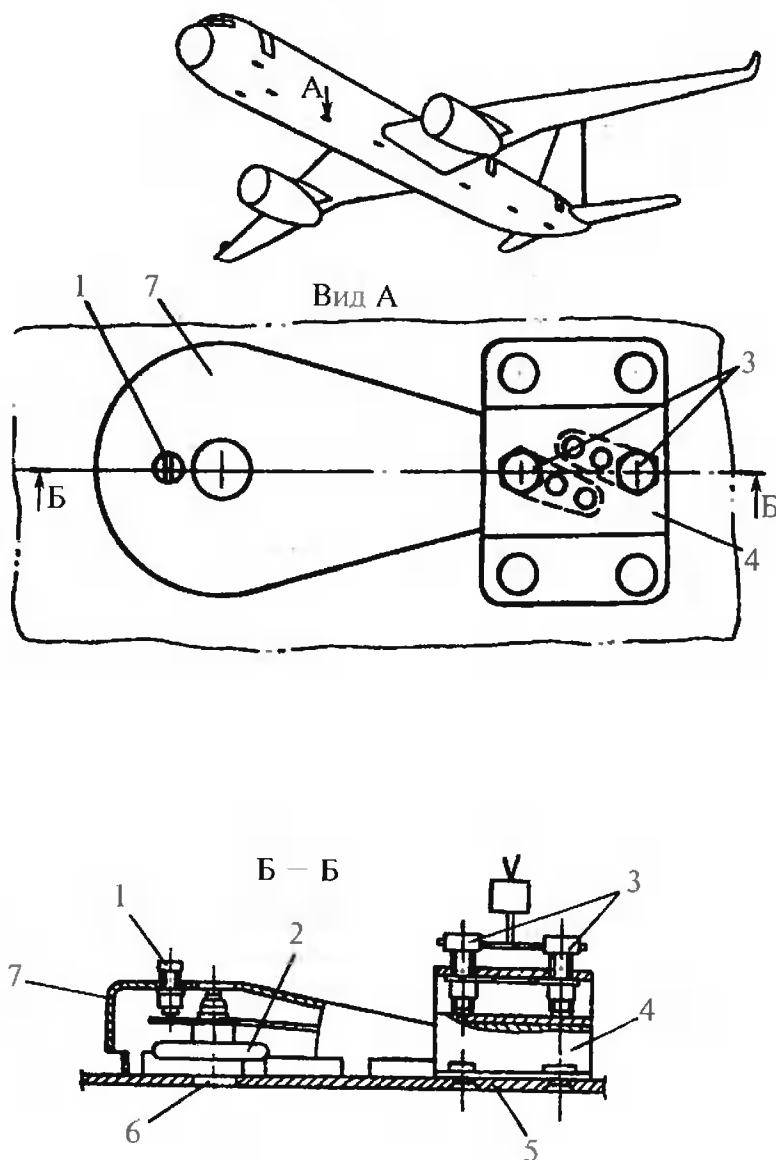


Рис. 14.9. Система слива конденсата:

1 — регулировочный винт; 2 — обрезиненный клапан; 3 — крепежные винты; 4 — кронштейн; 5 — обшивка фюзеляжа; 6 — отверстие слива конденсата; 7 — кожух

Сток конденсата к клапанам слива осуществляется по поверхностям обшивки, влагонепроницаемого слоя ТЗИ и через отверстия в стрингерах, которые выполнены таким образом, чтобы влага попадала в места установки клапанов слива. В зоне расположения иллюминаторов проложена трубка для слива конденсата. Сток конденсата происходит при стоянке самолета на земле. При взлете под действием перепада давлений клапан 2 закрывает отверстие в обшивке.

В процессе эксплуатации самолета производится осмотр отверстий клапанов слива с внешней стороны фюзеляжа. Определяется наличие не-

обходимого зазора между клапаном и внутренней поверхностью обшивки, а также загрязнения и обледенения клапанов. В случае загрязнения клапан прочищается, замерзшие отверстия слива конденсата отогреваются теплым воздухом. Регулировка зазора производится с внутренней стороны фюзеляжа, для чего снимаются панели пола в багажном отсеке в месте установки клапана.

14.3. СКВ ДАЛЬНЕМАГИСТРАЛЬНОГО ПАССАЖИРСКОГО САМОЛЕТА ИЛ-96

В состав СКВ дальнемагистрального самолета Ил-96 входят четыре одинаковые параллельно работающие подсистемы отбора и охлаждения воздуха, подсистема распределения воздуха, система увлажнения воздуха в кабине экипажа, система рециркуляции воздуха в пассажирских салонах, система автоматического управления и контроля, а также система автоматического регулирования давления воздуха в гермокабине.

Суммарная подача воздуха от четырех двигателей составляет $(10\,000 \pm 600)$ кг/ч, при экономичном режиме работы СКВ — (7400 ± 740) кг/ч. Абсолютное давление воздуха в точке отбора до 900 кПа, температура — до 410 °С. Принципиальная схема СКВ самолета Ил-96 показана на рис. 14.10, принципиальная схема подсистем отбора и охлаждения воздуха — на рис. 14.11.

Горячий воздух отбирается от 7-й ступени компрессора высокого давления двигателя и поступает в одну из подсистем отбора. Расход воздуха в подсистеме поддерживается основной 10 или дублирующей заслонкой 9 регулятора расхода (см. рис. 14.11). Регулирование расхода осуществляется с помощью датчиков давления 2 и перепада давлений 3, подключенных к датчику расхода 4 (трубке Вентури), а также датчика температуры 1. Далее воздух поступает к теплообменнику предварительного охлаждения 8, где охлаждается воздухом от вентиляторного контура двигателя. Температура воздуха на выходе из теплообменника не выше 200 °С. Регулирование температуры осуществляется за счет изменения расхода продувочного воздуха. Для этой цели предусмотрены заслонки 7, управляемые регулятором температуры горячей линии по сигналу датчика температуры 1. Максимальное количество воздуха, отбираемого от вентиляторного контура, составляет 1200 кг/ч. Все системы отбора связаны между собой линией кольцевания 27 с заслонками 28, что обеспечивает работу любой подсистемы охлаждения от любого работающего двигателя, бортовой вспомогательной силовой установки или наземной установки воздушного запуска (УВЗ). Компоновка агрегатов подсистемы отбора и охлаждения воздуха на двигателе показана на рис. 14.12, 14.13.

Из подсистемы отбора воздух поступает в подсистему охлаждения, на входе которой установлена заслонка 26 (см. рис. 14.11) регу-

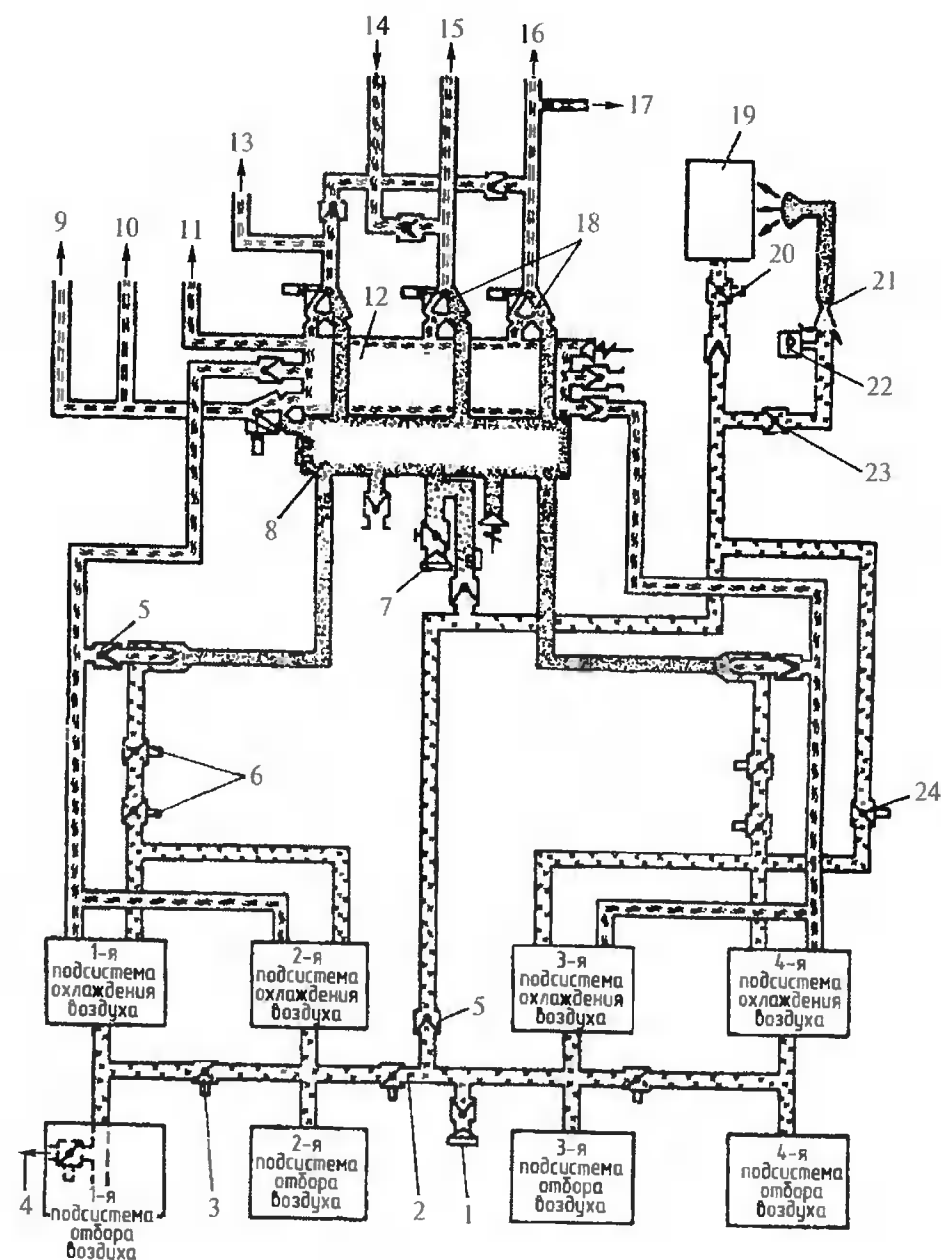


Рис. 14.10. Принципиальная схема СКВ самолета Ил-96:

1 — штуцер для подключения установки воздушного запуска; 2 — линия кольцевания; 3, 6 — заслонки; 4 — подача воздуха к воздушному стартеру (аналогично во 2, 3 и 4-й подсистемах); 5 — обратный клапан; 7 — штуцер для подключения наземного кондиционера; 8 — коллектор теплого воздуха; 9 — подача воздуха в кабину экипажа; 10, 11 — подача воздуха в кухню; 12 — коллектор холодного воздуха; 13 — подача воздуха в I салон; 14 — подача воздуха из системы рециркуляции; 15 — подача воздуха во II салон; 16 — подача воздуха в III салон; 17 — подача воздуха в туалет; 18 — двухканальные заслонки; 19 — ВСУ; 20 — заслонка отбора воздуха от ВСУ; 21 — эжектор; 22 — датчик давления; 23 — заслонка включения обогрева ВСУ; 24 — заслонка регулятора давления линии обогрева ВСУ

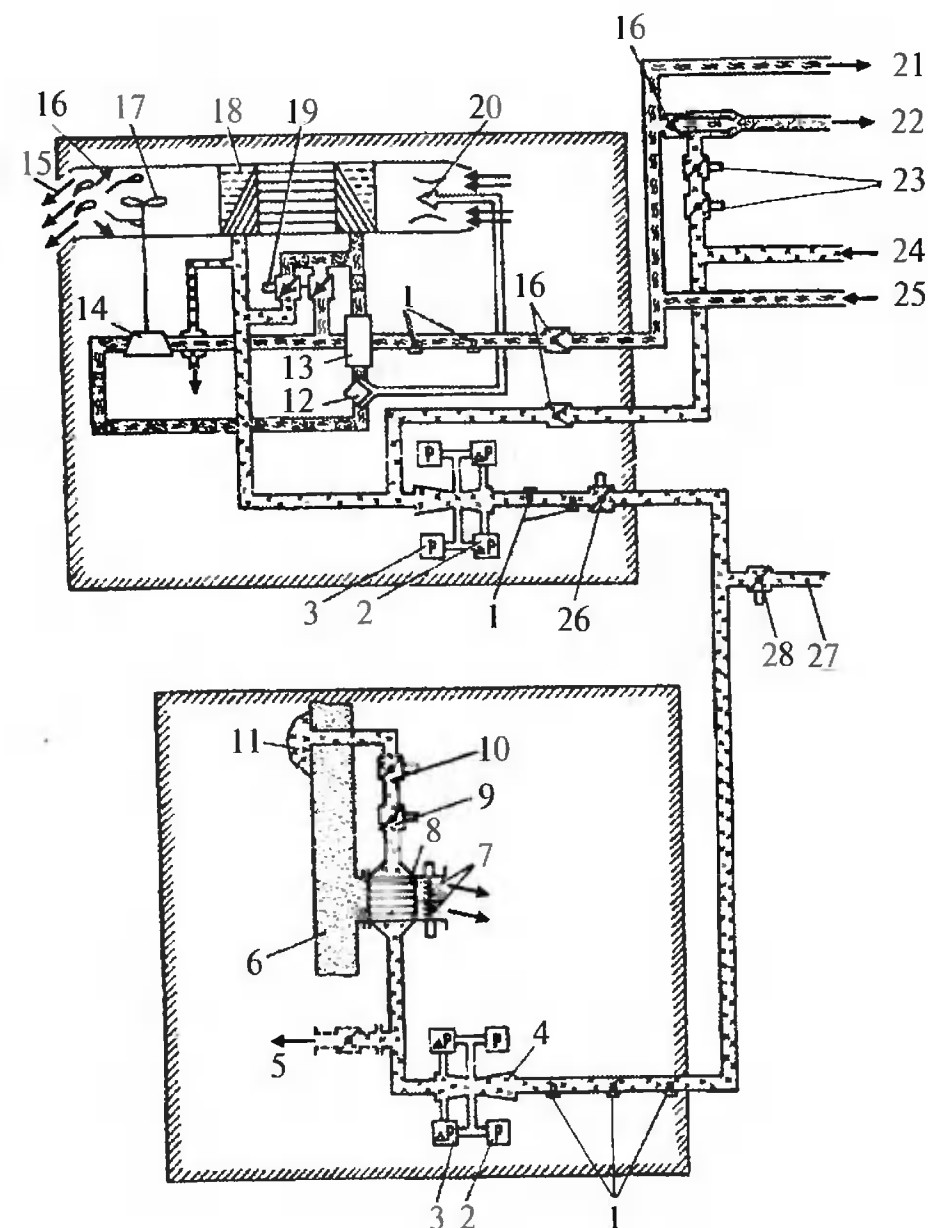


Рис. 14.11. Принципиальная схема подсистем отбора и охлаждения:

1 — датчики температуры; 2 — датчик давления; 3 — датчик перепада давлений; 4 — датчик расхода; 5 — подача воздуха к воздушному стартеру; 6 — вентиляторный контур двигателя; 7, 23, 28 — заслонки; 8 — ВВТ предварительного охлаждения; 9 — дублирующая заслонка регулирования расхода; 10 — основная заслонка регулирования расхода; 11 — отбор воздуха от компрессора двигателя; 12 — влагоотделитель; 13 — теплообменник-конденсатор; 14 — турбина; 15 — сброс воздуха в атмосферу; 16 — обратный клапан; 17 — вентилятор; 18 — основной ВВТ; 19 — двухканальный блок заслонок; 20 — ороситель; 21 — подача воздуха в коллектор холодного воздуха; 22 — подача воздуха в коллектор теплого воздуха; 24 — подача горячего воздуха из 2-й подсистемы; 25 — подача холодного воздуха из 2-й подсистемы; 26 — заслонка регулятора расхода; 27 — линия кольцевания

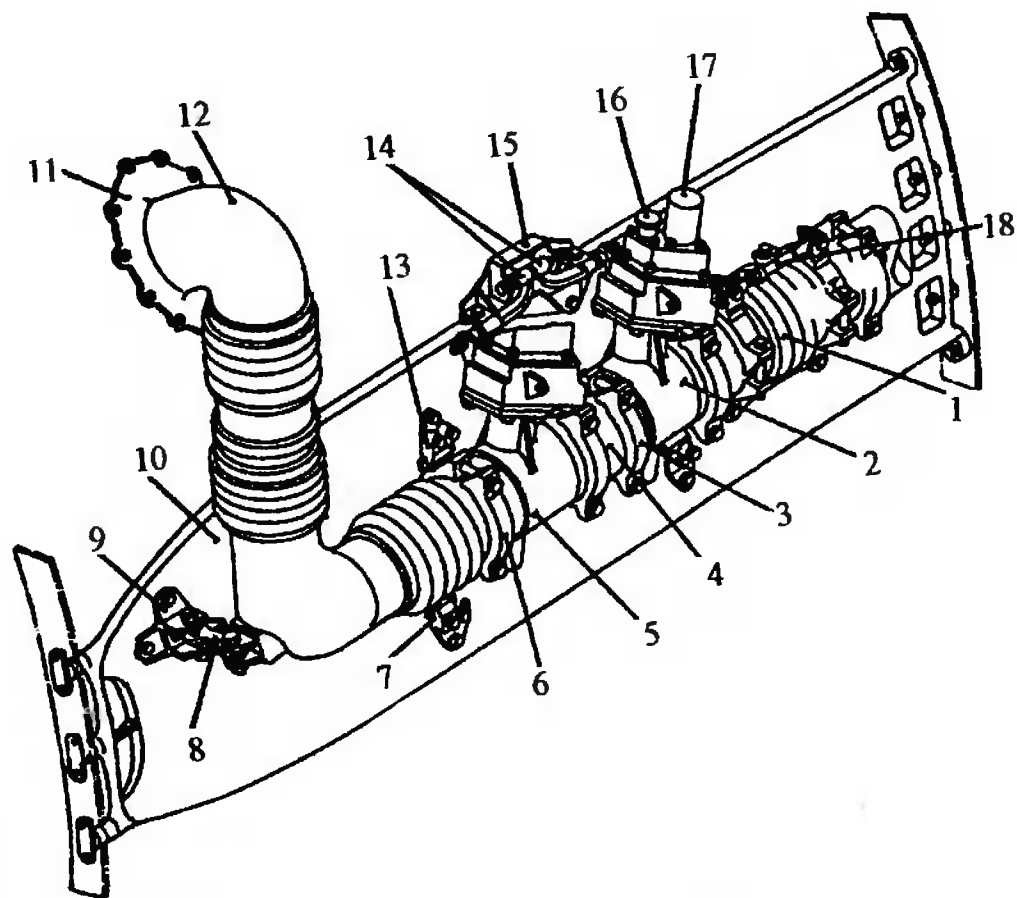


Рис. 14.12. Компонировка агрегатов подсистемы отбора на двигателе:

1 — компенсатор; 2 — дублирующая заслонка регулирования расхода; 3 — хомут; 4 — проставка; 5 — основная заслонка регулирования расхода; 6 — хомут-кронштейн; 7, 13 — узел крепления; 8, 14 — качалка; 9, 15 — кронштейн; 10 — жесткость на корпусе двигателя; 11 — фланец патрубка отбора; 12 — патрубок отбора; 16 — электрический соединитель; 17 — электромеханизм; 18 — ухо

лятора расхода, вступающая в работу при отборе воздуха от ВСУ. Большая часть воздуха охлаждается в основном воздухо-воздушном теплообменнике 18 атмосферным воздухом. Часть горячего воздуха из трубопровода подачи воздуха в ВВТ направляется на выход турбохолодильника, что предотвращает обледенение выходного патрубка ТХ. Продув воздуха через теплообменник в полете осуществляется за счет скоростного напора, а при стоянке самолета на земле — вентилятором турбохолодильника 17. Далее воздух проходит через теплообменник-конденсатор 13, где дополнительно охлаждается выходящим из турбины воздухом, и влагоотделитель 12. Вода из влагоотделителя подается в ороситель 20 и распыляется в канале продувочного воздуха основного ВВТ, что понижает температуру продувочного воздуха.

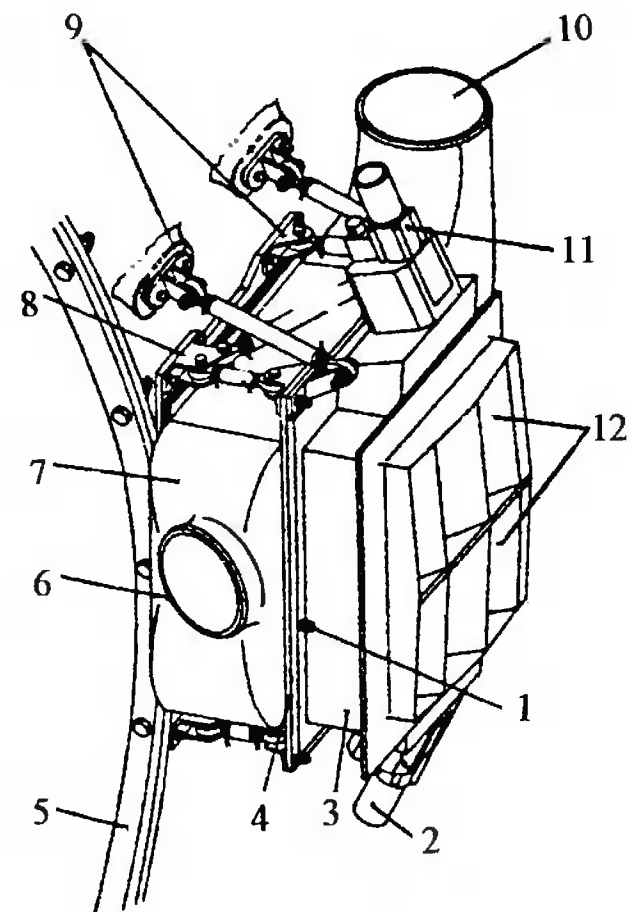


Рис. 14.13. Компонировка ВВТ предварительного охлаждения на двигателе:

1 — болт, гайка, шайба; 2, 11 — электромеханизм; 3 — заслонка регулирования температуры в "горячей" линии; 4 — прокладка; 5 — корпус двигателя; 6 — входной патрубок; 7 — ВВТ предварительного охлаждения; 8 — основание; 9 — кронштейны; 10 — выходной патрубок; 12 — жалюзи

После влагоотделителя воздух подается на турбину, где расширяется и охлаждается. Затем воздух вторично проходит через теплообменник-конденсатор 13, где происходит незначительный подогрев воздуха и испарение оставшейся после турбохолодильника влаги. Таким образом, в СКВ самолета Ил-96 реализована петлевая схема отделения влаги в линии высокого давления, но структурная схема этого участка системы не такая, как на самолете Ту-204.

Диапазон изменения температуры холодного воздуха за теплообменником-конденсатором составляет 5...30 °С. Регулирование температуры осуществляется автоматически с помощью двухканального блока заслонок 19. При незначительном переохлаждении выходящего из турбохолодильника воздуха к нему подмешивается воздух, идущий в обход турбохолодильника через правую заслонку блока. При

сильном переохлаждении воздуха в ВВТ к подмешиваемому воздуху добавляется воздух, идущий в обход теплообменника и турбохолодильника через левую заслонку блока, при этом правая заслонка полностью открыта. При работе системы в режиме максимальной холодопроизводительности весь воздух проходит через теплообменник и турбохолодильник. В этом случае обе заслонки блока 19 закрыты.

Некоторая часть воздуха из подсистемы отбора обходит агрегаты охлаждения и объединяется с горячим воздухом из соседней подсистемы.

Таким образом, на выходе подсистемы охлаждения имеются линии холодного воздуха, в которой поддерживается температура, установленная на задатчике температуры данной линии (5...30 °С), и линия горячего воздуха с температурой 200 °С. "Холодные" линии двух соседних подсистем объединяются, также объединяются "горячие" линии.

Основная часть холодного воздуха после объединения поступает в коллектор холодного воздуха. К другой части холодного воздуха подмешивается горячий воздух, расход которого регулируется заслонками 23, управляемыми основным или дублирующим регулятором расхода соответственно. Полученный воздух, температура которого после смешивания составляет 80 °С (при работе дублирующего регулятора расхода 90 °С), поступает в коллектор теплого воздуха.

Конструктивно коллекторы холодного и теплого воздуха объединены в воздухохоборник (рис. 14.14), представляющий собой герметическую емкость, которая разделяется горизонтальной перегородкой на две части: верхняя часть — коллектор холодного воздуха, нижняя — коллектор теплого воздуха. Подача теплого воздуха в коллектор осуществляется через перфорированные насадки 16. В каждом коллекторе установлены обратный клапан, предохраняющий коллектор от обратного перепада давлений, и предохранительный клапан, защищающий коллектор от перенадува.

На воздухохоборнике установлены два приемника температуры 6, штуцер для подключения наземного кондиционера 11, патрубки для подсоединения трубопроводов подачи воздуха в кабину экипажа 8 и в пассажирские кабины 1, 12, 13. К двухканальным патрубкам подачи воздуха во II и III салоны, установленным на верхней панели воздухохоборника, теплый воздух подается по трубопроводам, проходящим через коллектор холодного воздуха.

На высоте более 7,5 км производится обогрев ВСУ воздухом от 3-й и 4-й подсистем охлаждения воздуха. В этом случае заслонка 20 (см. рис. 14.10) закрыта, а заслонка 23 открыта. Давление воздуха в трубопроводе подачи поддерживается на уровне 100 кПа заслонкой 24 регулятора давления по сигналу датчика давления 22. Воздух,

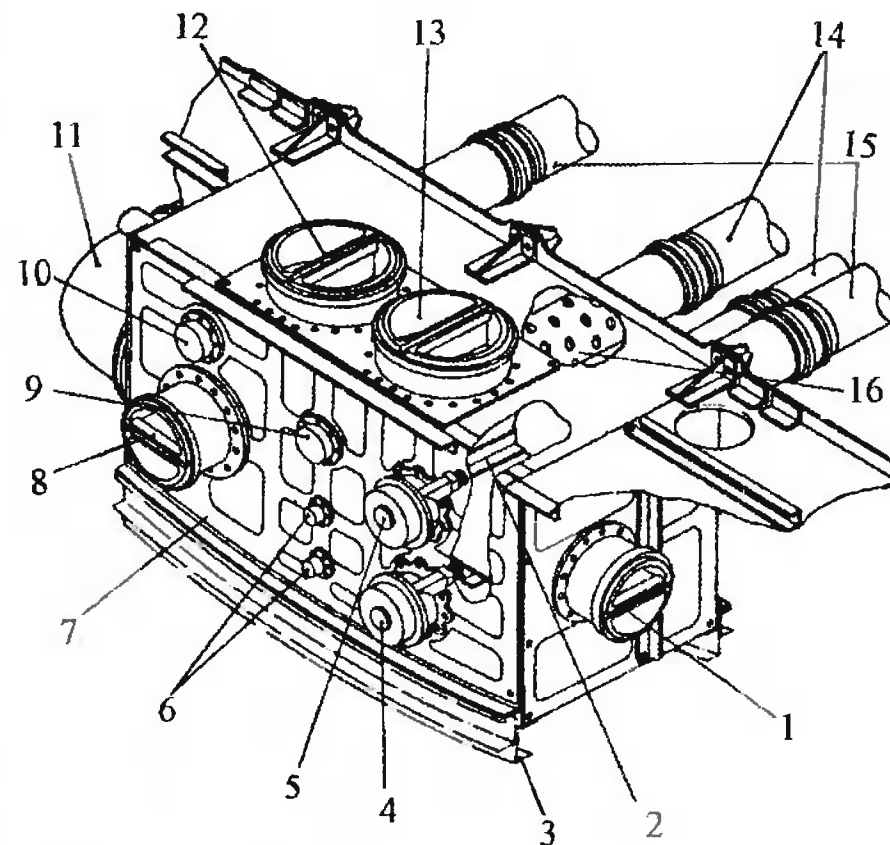


Рис. 14.14. Воздухохоборник:

1 — двухканальный патрубок подачи воздуха в I салон; 2 — горизонтальная перегородка; 3 — шпангоут; 4, 5 — предохранительные клапаны коллекторов теплого и холодного воздуха соответственно; 6 — приемники температуры; 7 — передняя панель воздухохоборника; 8 — двухканальный патрубок подачи воздуха в кабину экипажа; 9, 10 — обратные клапаны коллекторов теплого и холодного воздуха соответственно; 11 — штуцер для подключения наземного кондиционера; 12 — двухканальный патрубок подачи воздуха в III салон; 13 — двухканальный патрубок подачи воздуха во II салон; 14 — трубопровод подачи теплого воздуха; 15 — трубопровод подачи холодного воздуха; 16 — перфорированный насадок

идущий на обдув ВСУ, проходит через эжектор 21, что позволяет снизить его температуру до приемлемого значения и увеличить расход.

Работа СКВ полностью автоматизирована. Вмешательство экипажа требуется только при включении и выключении системы, а также при возникновении неисправностей.

Вопросы распределения, рециркуляции и увлажнения воздуха рассмотрены в гл. 11.

Системы кондиционирования воздуха пассажирских самолетов имеют трубопроводы большой протяженности и разветвленную распределительную сеть.

тельную сеть, а следовательно, значительные установочные массы. Масса и расход воздуха в СКВ некоторых современных отечественных пассажирских самолетов приведены в табл. 14.1. Для сравнения в таблице приведены значения взлетной массы самолета.

Таблица 14.1

Масса СКВ и расход воздуха через систему для некоторых отечественных самолетов

Тип самолета	Взлетная масса самолета, кг	Расход воздуха в СКВ, кг/ч	Масса СКВ (включая трубопроводы), кг
Ту-204	93 850	4500	1555
Ту-154М	100 000	5000	1800
Ту-134	42 000	3500	1400
Ил-96	240 000	10 000	1560
Ил-114	23 500	1440	280
Ил-86	208 000	14 000	2900
Ил-62М	167 000	10 800	2600
Як-42	54 000	4350	1200

14.4. СКВ АЭРОБУСА А-320

В системах кондиционирования воздуха современных зарубежных самолетов, в частности фирмы "Боинг" (757, 767, 777) и европейских аэробусов (А-310...-340), используется петлевая схема отделения влаги в линии высокого давления (см. рис. 11.18) и, как правило, частичная рециркуляция кабина воздуха (см. разд. 11.2). Принципиальные схемы СКВ этих самолетов аналогичны схеме СКВ самолета Ту-204, подробно рассмотренной выше.

В качестве примера рассмотрим СКВ аэробуса А-320. Это система кондиционирования открытого воздушного цикла с турбокомпрессором, петлевой схемой отделения влаги в линии высокого давления и частичной рециркуляцией кабина воздуха. Ее принципиальная схема приведена на рис. 14.15.

Отбор воздуха в СКВ может производиться от компрессоров двигателей, ВСУ или наземного источника воздуха высокого давления.

При отборе воздуха от ВСУ его расход составляет: в жаркий день (+38 °С) 3300 кг/ч; в холодный день (-23 °С) 4500 кг/ч; в нормальный день (от -5 до +30 °С) 2950 кг/ч.

Номинальные значения подачи воздуха в систему: на земле — 3970 кг/ч, в полете — 2940 кг/ч. Возможно изменение подачи в пределах 80...120 % от нормы. В случае отключения одного блока охлаждения подача воздуха снижается до 60 % от нормы.

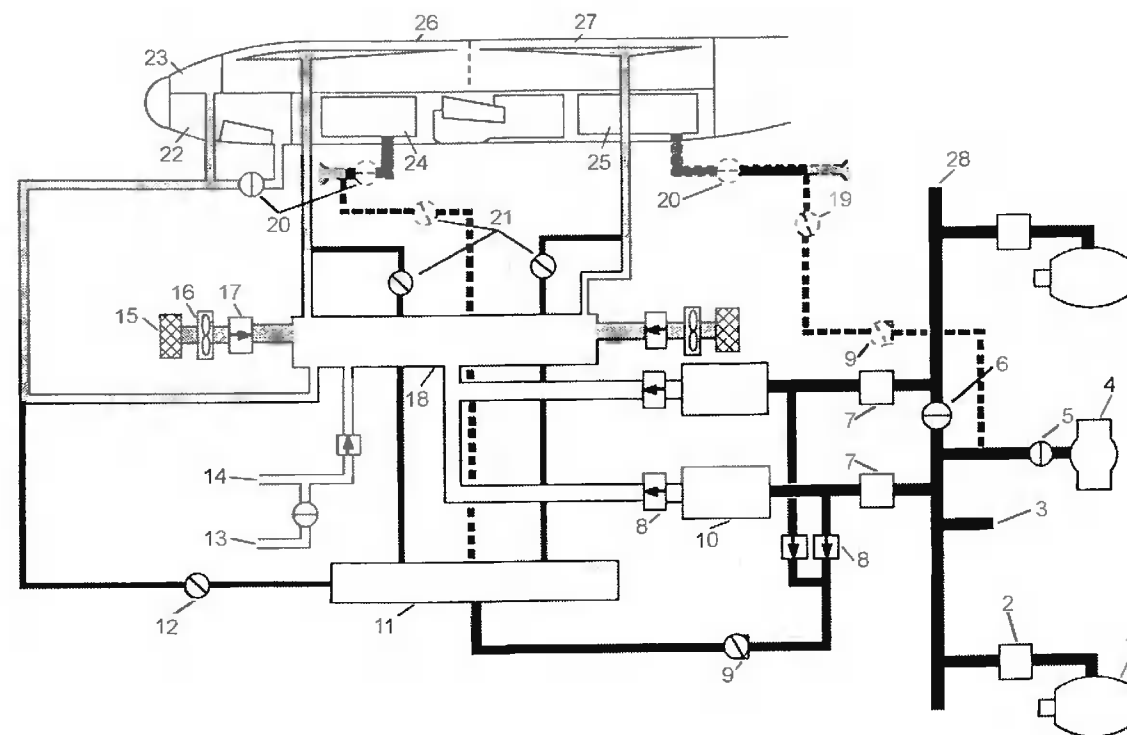


Рис. 14.15. Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха самолета А-320:

1 — двигатель; 2 — регулятор избыточного давления; 3 — подача воздуха от наземного источника высокого давления; 4 — ВСУ; 5 — кран включения; 6 — кран кольцевания; 7 — регулятор расхода воздуха; 8, 17 — обратный клапан; 9 — регулятор давления; 10 — установка охлаждения; 11 — коллектор горячего воздуха; 12, 19, 21 — регулирующие заслонки; 13 — вентиляция кабины от скоростного напора; 14 — подача воздуха от наземного кондиционера; 15 — фильтр; 16 — вентилятор контура рециркуляции; 18 — коллектор холодного воздуха; 20 — отсечные краны; 22 — отсек электронного оборудования; 23 — кабина экипажа; 24, 25 — передний и задний грузовые отсеки; 26, 27 — передняя и задняя зоны регулирования температуры в пассажирской кабине; 28 — отбор воздуха в противообледенительную систему крыла

При отказе СКВ во время полета обеспечивается подача воздуха от скоростного напора через специальный воздухозаборник, расположенный снизу с левой стороны фюзеляжа. Воздухозаборник открывается по команде пилота, при этом пилот должен снизить высоту полета (менее 3048 м). В системе предусмотрена подача воздуха от наземного кондиционера при выключенных двигателях и ВСУ. В обоих этих случаях воздух подается непосредственно в коллектор холодного воздуха.

Система обеспечивает вентиляцию пассажирского салона и кабины экипажа в соответствии с нормами JAR, 25.831 (a) и (c), на всех режимах полета, в том числе в нештатных ситуациях.

Отобранный в систему воздух из линии кольцевания через регуляторы расхода 7 подается к двум одинаковым независимым установкам охлаждения 10. Регуляторы расхода могут быть переключены в положения:

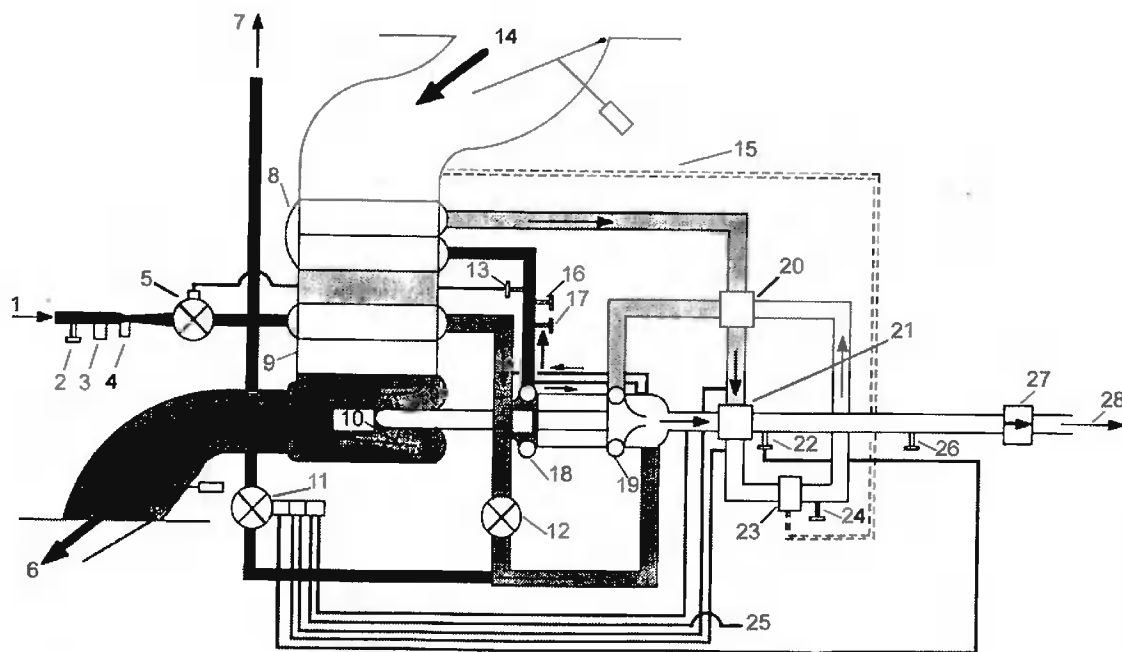


Рис. 14.16. Схема установки охлаждения:

1 — подача воздуха из линии кольцевания; 2, 17, 24, 26 — датчик температуры; 3, 16, 22 — датчик давления; 4 — датчик расхода воздуха; 5 — заслонка регулятора расхода воздуха; 6 — выход продувочного воздуха; 7 — подача в коллектор горячего воздуха; 8 — основной ВВТ; 9 — первичный ВВТ; 10, 18, 19 — вентилятор, компрессор, турбина трехколесной турбохолодильной машины; 11, 12 — заслонка; 13 — пневматический датчик перегрева компрессора; 14 — вход продувочного воздуха; 15 — линия впрыска воды в канал продувочного воздуха; 20 — теплообменник-перегреватель; 21 — теплообменник-конденсатор; 23 — влагоотделитель; 25 — подача из коллектора холодного воздуха; 27 — обратный клапан; 28 — подача в коллектор холодного воздуха

"низко" (80 %), что может быть выбрано в целях экономии топлива по усмотрению пилота при уменьшенном числе пассажиров или когда позволяют окружающие условия;

"норм" (100 %), что соответствует нормальным условиям эксплуатации;

"высоко" (120 %) — выбирается при ненормально жарких окружающих условиях или для удаления дыма;

"закрыто" — для отключения установки.

Если выбран режим "норм" или "низко" и возникает отказ одной из установок охлаждения воздуха, регулятор расхода в линии другой установки автоматически переходит в режим "высоко".

В состав установки охлаждения 10, схема которой показана на рис. 14.16, входят первичный воздушно-воздушный теплообменник 9, основной воздушно-воздушный теплообменник 8, трехколесная турбохолодильная машина, теплообменник-перегреватель 20, теплообменник-кон-

денсатор 21, влагоотделитель 23. Работа установки охлаждения подробно рассмотрена в разд. 14.2.

Холодный воздух из установок охлаждения подается в коллектор холодного воздуха 18 (см. рис. 14.15), установленный под полом кабины, где происходит его смешивание с рециркуляционным воздухом. Поступающий в подпольное пространство кабинный воздух просасывается через фильтры 15 рециркуляционными вентиляторами 16 и через обратные клапаны 17 подается в коллектор. Расход рециркуляционного воздуха составляет от 37 до 51 % (в нормальных условиях) от суммарного.

Воздух из коллекторов холодного и горячего воздуха смешивается и через систему распределения воздуха подается в кабину экипажа и пассажирский салон. Кабина экипажа, а также передняя и задняя зоны пассажирского салона имеют раздельное регулирование температуры. Вопросы распределения воздуха рассмотрены в гл. 11.

14.5. СИСТЕМА ВЕНТИЛЯЦИИ ПАССАЖИРСКОГО ВАРИАНТА ВЕРТОЛЕТА МИ-8

На вертолетах как пассажирские кабины, так и кабины экипажа обычно негерметичные. Они оборудуются системами вентиляции, подающими в кабину атмосферный воздух, который при необходимости может подогреваться. На вертолетах, предназначенных для эксплуатации в районах с жарким климатом, устанавливаются системы кондиционирования воздуха. Герметизируются только кабины вертолетов специального назначения (например, сельскохозяйственных, работающих с ядохимикатами).

На рис. 14.17 представлена компоновка системы вентиляции пассажирского варианта вертолета Ми-8, имеющего негерметическую кабину. Основные агрегаты системы расположены в капоте-обтекателе, являющемся продолжением правого подвесного топливного бака.

В режиме обогрева воздух засасывается вентилятором 3 через воздухозаборник, защищенный сеткой 1, а при необходимости ускоренного прогрева — из пассажирской кабины через отверстия в верхнем коробе 5. Воздух нагревается в керосиновом обогревателе 4 и подается в нижние короба 10, 11. Подача воздуха в камеру сгорания керосинового обогревателя осуществляется по параллельной линии вентилятором 3, который вращается электродвигателем. Теплопроизводительность системы регулируется подачей топлива в обогреватель.

Если кабину обогревать не требуется, воздух проходит по тем же каналам без подогрева. Кроме того, атмосферный воздух поступает в приемный патрубок 16 за счет скоростного напора и по трубопроводу 2 подается в верхние короба 5, 6. Дополнительно вертолет оборудован вытяжной вентиляцией, обеспечивающей принудительный отсос воздуха из кабины вентилятором 9.

В жаркое время года вертолет Ми-8 оборудуется двумя бортовыми фреоновыми кондиционерами. Все агрегаты кондиционеров, кроме

Список литературы

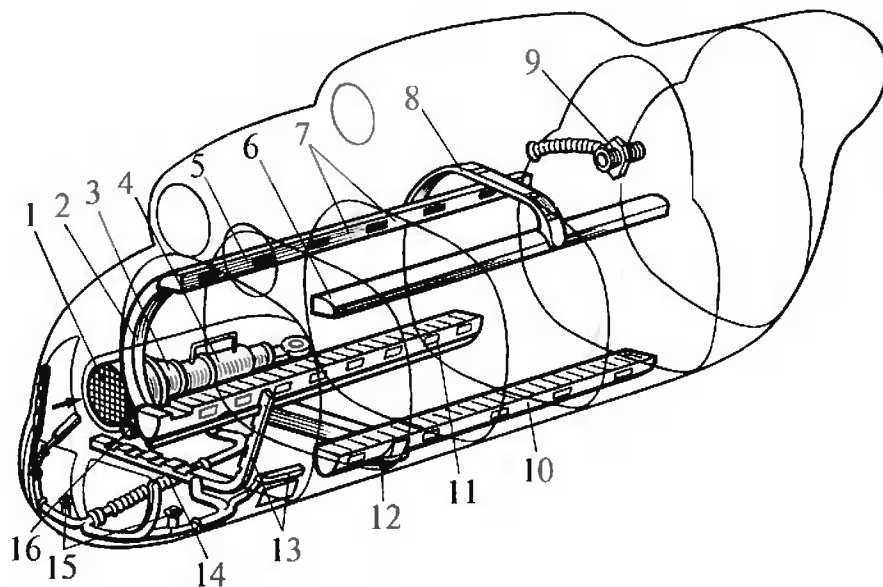


Рис. 14.17. Компонентная система вентиляции пассажирского вертолета Ми-8:

1 — сетка; 2, 8, 12, 14 — трубопровод; 3, 9 — вентилятор; 4 — керосиновый обогреватель; 5, 6 — правый и левый верхние короба соответственно; 7 — патрубки индивидуального обдува пассажиров; 10, 11 — левый и правый нижние короба соответственно; 13 — патрубки обдува стекол; 15 — заслонки; 16 — приемный патрубок

испарителей, устанавливаются вместо керосинового обогревателя. Для обдува конденсаторов используется тот же воздухозаборник. Испарители кондиционеров располагаются на багажных полках в передней и задней частях кабины. Кабинный воздух продувается вентиляторами через испаритель и поступает обратно в кабину через поворотные лопатки, дающие возможность регулировать направление выхода холодного воздуха [19].

1. Абианц В.Х. Теория авиационных газовых турбин. М.: Машиностроение, 1979.
2. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. М.: Наука, 1969.
3. Авиационная акустика. Шум в кабинах пассажирских самолетов. Ч. 1. / под ред. А.Г. Мунина. М.: Машиностроение, 1986.
4. Авиационная медицина / под ред. Н.М. Рудного и В.И. Копанева. Л., Военно-медицинская академия, 1984.
5. Авиационные правила. Ч. 25. Нормы летной годности самолетов транспортной категории. М., Межгосударственный авиационный комитет, 1994.
6. Алексеев С.М., Уманский С.П. Высотные и космические скафандры. М.: Машиностроение, 1973.
7. Антипенко М.Н., Данилов Н.В., Кузнецов В.И. Эксплуатация систем кондиционирования воздуха пассажирских самолетов. М.: Транспорт, 1974.
8. Антонова Н.В., Щустров Ю.М. О выборе показателя при оценке эффективности систем кондиционирования воздуха пассажирских самолетов // Физическое и математическое моделирование систем механического оборудования: Тематический сборник научн. трудов. М.: Изд-во МАИ, 1988.
9. Болгарский А.В. Влажный газ. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1951.
10. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. М.: Наука, 1986.
11. Быков Л.Т., Егоров М.С., Тарасов П.В. Высотное оборудование самолетов. М.: Оборонгиз, 1958.
12. Быков Л.Т., Ивлентьев В.С., Кузнецов В.И. Высотное оборудование пассажирских самолетов. М.: Машиностроение, 1972.
13. Виолетт Ф. Взрывная декомпрессия и ее действие на организм человека / пер. с фр. Л.И. Борева; под ред. А.В. Еремина. М.: Воениздат, 1961.
14. Воронин Г.И. Конструирование машин и агрегатов систем кондиционирования. М.: Машиностроение, 1978.
15. Воронин Г.И. Системы кондиционирования воздуха на летательных аппаратах. М.: Машиностроение, 1973.
16. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / Г.С. Жирицкий, В.И. Локай, М.К. Максимова, В.А. Струнkin. М.: Машиностроение, 1971.
17. Голубков Б.Н., Пятачков Б.И., Романова Т.М. Кондиционирование воздуха, отопление и вентиляция. М.: Энергоиздат, 1982.
18. ГОСТ 4401-81. Атмосфера стандартная. Параметры (Соответствует международному стандарту ISO 2532).

19. Данилов В.А., Другов А.Г., Тетерин И.В. Вертолет Ми-8. М.: Транспорт, 1979.
20. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Газодинамика. М.: Энергоатомиздат, 1984.
21. Дьяченко Ю.В., Спарин В.А., Чичиндаев А.В. Системы жизнеобеспечения летательных аппаратов / под ред. Ю.В. Дьяченко. Новосибирск, изд. НГТУ, 2003.
22. Единые нормы летной годности гражданских транспортных самолетов стран — членов СЭВ. М., Межведомственная комиссия по нормам летной годности гражданских самолетов и вертолетов СССР, 1985.
23. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М.О. Штейнберга. М.: Машиностроение, 1992.
24. Каллиопин А.К. Показатели совершенства авиационных систем кондиционирования воздуха // Поиски новых направлений в разработке систем механического оборудования: Темат. сборник научн. трудов. М.: Изд-во МАИ, 1990.
25. Кутателадзе С.С., Боришанский В.М. Справочник по теплопередаче. Л.-М.: Госэнергоиздат, 1959.
26. Ланс Дж.Н. Численные методы для быстродействующих вычислительных машин / пер. с англ. И.А. Брина; под ред. В.М. Курочкина. М.: ИЛ, 1962.
27. Лачаев Ю.П. Влияние системы кондиционирования воздуха на основные характеристики самолета // Авиационная промышленность. 1988. № 2.
28. Лешинер Л.Б., Ульянов И.Е., Тверецкий В.А. Проектирование топливных систем самолетов / под ред. В.А. Степанова. М.: Машиностроение, 1991.
29. Лыков А.В. Теория теплопроводности. М.: Высш. шк., 1967.
30. Методические указания МУ-125—85. Сравнение систем кондиционирования воздуха пассажирских самолетов. М., НИИАО, 1985.
31. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах. М.: Машиностроение, 1974.
32. Мещерякова Т.П. Проектирование систем защиты самолетов и вертолетов. М.: Машиностроение, 1977.
33. Наталевич А.С. Воздушные микротурбины. М.: Машиностроение, 1970.
34. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. М.: Высш. шк., 1971.
35. Основы космической биологии и медицины: Совместное советско-американское издание / под ред. О.Г. Газенко (СССР) и М. Кальвина (США). В 3 т. Т. 2. Кн. 1. Экологические и физиологические основы космической биологии и медицины. М.: Наука, 1975.
36. Основы теплопередачи в авиационной и ракетной технике / под ред. В.К. Кошкина. М.: Оборонгиз, 1960.
37. ОСТ 011. 28—85. Турбохолодильники. Методы испытаний.
38. ОСТ 1.03639—73. Турбохолодильники. Типы и основные размеры.
39. Перри Дж.Г. Справочник инженера-химика. Т. 1. Л.: Химия, 1969.

40. Подшипники качения: Справочник-каталог / под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. М.: Машиностроение, 1984.
41. Полушкин В.И. Основы аэродинамики воздухораспределения в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. Л., изд. Ленинградского университета, 1978.
42. Проектирование вентиляционных установок / под ред. М.И. Фильнея. М.: Высш. шк., 1966.
43. Проектирование самолетов / С.М. Егер, В.Ф. Мишин, Н.К. Лисейцев и др.; под ред. С.М. Егера. М.: Машиностроение, 1983.
44. Противообледенительные системы летательных аппаратов (Основы проектирования и методы испытаний) / Р.Х. Тенишев и др.; под ред. Р.Х. Тенишева. М.: Машиностроение, 1967.
45. РТМ 1656—81. Турбохолодильники. Основные размеры проточной части холодильных турбин и центробежных компрессоров.
46. Сергель О.С. Прикладная газодинамика. М.: Машиностроение, 1981.
47. Система кондиционирования воздуха / под ред. Г.И. Воронина. М., НПО "Наука", 1976.
48. Системы оборудования летательных аппаратов / М.Г. Акопов, В.И. Бекасов, В.Г. Долгушев и др.; под ред. А.М. Матвеевко и В.И. Бекасова. М.: Машиностроение, 2005.
49. Сравнение альтернативных систем кондиционирования воздуха / А.А. Блохин, В.П. Зайцев, Я.М. Ицкович, Т.В. Рунышкина // Авиационная промышленность. 1982. № 12.
50. Средства спасения экипажа самолета / С.М. Алексеев, Я.В. Балкинд, А.М. Гершкович и др. М.: Машиностроение, 1975.
51. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник / М.П. Вукалович и др. М.: Изд-во стандартов, 1969.
52. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции М.: Стройиздат, 1979.
53. Токарев В.И., Мельников Б.Н., Воротынцев В.М. Снижение шума бортовых систем кондиционирования воздуха. М.: Транспорт, 1986.
54. Фаворский О.Н., Каданер Я.С. Вопросы теплообмена в космосе. М.: Высш. шк., 1967.
55. Филоненко Г.К., Лебедев П.Д. Сушильные установки. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1952.
56. Холщевников И.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1986.
57. Чичиндаев А.В. Расчет и проектирование конденсаторов СКВ // Сб. методических указаний к индивидуальным практическим занятиям, курсовому и дипломному проектированию по курсу "Агрегаты СКВ". Новосибирск, Новосибирский электротехнический институт, 1991.

58. Шнейдер П. Инженерные проблемы теплопроводности. М.: ИЛ, 1960.
59. Шустров Ю.М. Использование частичной рециркуляции cabinного воздуха в авиационных системах кондиционирования // Общероссийский научно-технический журнал Полет. 1999. № 4.
60. Шустров Ю.М. Особенности авиационных систем кондиционирования воздуха с петлевой схемой влагоотделения // Авиационная промышленность. 1995. № 5—6.
61. Шустров Ю.М., Булаевский М.М. Авиационные системы кондиционирования воздуха. М.: Машиностроение, 1978.
62. Шустров Ю.М., Старостин К.И. Решение задач проектирования авиационных систем кондиционирования воздуха на ПЭВМ. М.: Изд-во МАИ, 1998.
63. Языков В.Н. Теоретические основы проектирования судовых систем кондиционирования воздуха. М.: Судостроение, 1967.
64. ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers). Handbook of Fundamentals.
65. Barfield N. Concorde - Now; Leading Particulars and General Description of the Entry-Into-Service (EIS) Standard Concorde. Interavia Review, X, 1975.
66. Warwick G. Boeing 777, the inside story // Flight International. 25 December — 7 January 1992.

Оглавление

Предисловие	3
Введение	5
Часть I. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ	6
Глава 1. ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТЬ ЧЕЛОВЕКА В ПОЛЕТЕ	6
1.1. Основные свойства земной атмосферы	6
1.2. Влияние высотных полетов на организм человека	11
1.3. Влияние на человека теплового воздействия и влажности окружающей среды	16
1.4. Требования к составу и чистоте воздуха герметической кабины ..	19
Часть II. ОСНОВНЫЕ АГРЕГАТЫ АВИАЦИОННЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА (СКВ)	23
Глава 2. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ	23
2.1. Воздухо-воздушные теплообменники	26
2.2. Канальные воздухо-воздушные теплообменники	28
2.3. Топливоздушные теплообменники	30
2.4. Воздухо-жидкостные испарительные теплообменники	33
2.5. Воздухо-водовоздушные испарительные теплообменники (ВВИТ)	34
2.6. Особенности теплообменника-конденсатора	35
Глава 3. ТУРБОХОЛОДИЛЬНИКИ (ТХ)	41
3.1. Принцип работы ТХ	41
3.2. Теоретические основы профилирования сопел	52
3.3. Особенности течения газа на косом срезе сопла	54
3.4. Теоретические основы рабочего процесса в колесе турбины ..	58
3.5. Влияние степени реактивности турбины на характеристики рабочего процесса	61
3.6. Выбор частоты вращения ротора ТХ	65
3.7. Потери в проточной части турбины ТХ	66
3.8. Зависимость КПД турбины от составляющих абсолютной скорости	70
3.9. Выбор степени парциальности турбины	72
3.10. Работа ТХ на нерасчетных режимах и регулирование турбин ...	74
3.11. Конструкция ТХ	81
3.12. Требования, предъявляемые к ТХ	85
3.13. Вопросы стандартизации проектирования и испытаний ТХ ...	86
3.14. Испытания ТХ	88
Глава 4. ЭЛЕМЕНТЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ	90
4.1. Заслонки регуляторов температуры воздуха в гермокабине ..	90
4.2. Влагоотделители	92
4.3. Увлажнители воздуха	93

4.4. Фильтры	94
4.5. Воздухопроводы	94
Часть III. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ АВИАЦИОННЫХ СКВ	98
Глава 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ НА СИСТЕМУ КОНДИЦИОНИ- РОВАНИЯ. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КАБИН И ОТСЕКОВ ЛА	98
5.1. Уравнение теплового баланса. Тепловая защита кабин и отсеков ЛА	98
5.2. Методы теплового расчета кабин и отсеков ЛА	103
Глава 6. СПОСОБЫ ОБОГРЕВА И ОХЛАЖДЕНИЯ КАБИН И ОТСЕКОВ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ	118
6.1. Обогрев воздухом, отбираемым от компрессоров воздушно- реактивных двигателей	118
6.2. Использование теплоты выхлопных газов двигателей силовой установки	119
6.3. Применение специальных бензиновых или керосиновых обогревателей	119
6.4. Электрообогрев	120
6.5. Теоретические аспекты задач охлаждения	121
6.6. Системы и методы охлаждения, используемые в авиационной технике при кондиционировании воздуха кабин	125
Глава 7. ТРЕБОВАНИЯ НОРМАТИВНЫХ ДОКУМЕНТОВ К СИСТЕМАМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ САМОЛЕТОВ ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ	132
7.1. Требования Единых норм летной годности самолетов (ЕНЛГС)	132
7.2. Требования Федеральных авиационных правил США FAR-25 ..	156
Глава 8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТРУКТУРНОЙ СХЕМЫ И ОСНОВНЫХ ПРОЕКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУШНОГО ЦИКЛА	164
8.1. Анализ особенностей применения турбохолодильников	165
8.2. Анализ особенностей применения теплообменников	171
8.3. Расчет потребной степени понижения давления в турбине турбохолодильника	176
8.4. Анализ систем, использующих турбохолодильники с наддувом ..	179
8.5. Определение ступени компрессора двигателя для отбора воздуха	183
8.6. Приближенное определение установочной массы СКВ	184
Глава 9. УЧЕТ ВЛАЖНОСТИ ВОЗДУХА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ АВИАЦИОННЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ	190
9.1. Основные свойства влажного воздуха	191
9.2. Диаграмма $I-d$ для влажного воздуха	199
9.3. Определение температуры влажного воздуха после охлаждения, сопровождающегося конденсацией или вымораживанием влаги	219
9.4. Определение температуры влажного воздуха после впрыска в него воды	228

9.5. Расчет петлевых схем влагоотделения при высоком давлении ..	230
Глава 10. ОБЛАСТИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУШНОГО ЦИКЛА ПО ВЫСОТЕ И СКОРОСТИ ПОЛЕТА ..	244
10.1. Условия существования пределов работоспособности авиацион- ных систем охлаждения по высоте и скорости полета	244
10.2. Расчет границ работоспособности систем охлаждения воздушного цикла с помощью ЭВМ	247
10.3. Характер зависимостей предельной скорости от высоты полета для некоторых вариантов систем охлаждения	252
Глава 11. СИСТЕМЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА В КАБИНАХ ЛА ...	260
11.1. Общие принципы распределения воздуха	260
11.2. Системы распределения воздуха современных самолетов	266
11.3. Использование в СКВ частичной рециркуляции cabinного воздуха	281
Глава 12. ОБЕСПЕЧЕНИЕ НОРМИРУЕМЫХ УРОВНЕЙ ШУМА ОТ СКВ В КАБИНАХ И САЛОНАХ ЛА	290
12.1. Основные источники шума в кабинах и салонах ЛА	290
12.2. Нормативные ограничения по шуму	293
12.3. Методы измерения и контроля уровня шума в кабинах пассажирских ЛА	296
12.4. Основные особенности акустических характеристик элементов СКВ. Возможные изменения интенсивности генерируемого шума при их работе	298
12.5. Акустический расчет и анализ СКВ. Определение вклада СКВ в акустическое поле гермокабины и обеспечение нормирования по шуму	304
12.6. Снижение шума СКВ	312
12.7. Пример расчета шума СКВ пассажирского самолета	321
Глава 13. СРАВНЕНИЕ КОНКУРИРУЮЩИХ ВАРИАНТОВ СКВ ПО КРИТЕРИЮ СТАРТОВОЙ МАССЫ	328
13.1. Определение расхода топлива на компенсацию различных форм потребления энергии системой оборудования	331
13.2. Оценка запасов топлива, расходуемого на транспортировку нагрузки с постоянной или уменьшающейся в процессе движения массой	339
13.3. Стартовая масса системы и родственные ей показатели качества	343
13.4. Оценка эффективности СКВ для маневренных, многоцелевых самолетов	346
Глава 14. ПРИМЕРЫ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ...	353
14.1. СКВ учебно-тренировочного самолета Як-130	353
14.2. СКВ среднемагистрального пассажирского самолета Ту-204 ..	357
14.3. СКВ дальнемагистрального пассажирского самолета Ил-96 ..	365
14.4. СКВ аэробуса А-320	372
14.5. Система вентиляции пассажирского варианта вертолета Ми-8 ..	375
Список литературы	377

Учебное издание

**Антонова Наталия Васильевна, Дубровин Лев Дмитриевич,
Егоров Евгений Егорович, Каллиопин Александр Константинович,
Петров Юрий Михайлович, Ружицкая Ванда Васильевна,
Старостин Константин Игоревич, Чичиндаев Александр Васильевич,
Шустров Юрий Михайлович**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВИАЦИОННЫХ СИСТЕМ
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

Редактор *И.Н. Мырина*
Художественный редактор *Т.Н. Галицына*
Корректор *В.О. Кабанова*
Оператор компьютерной верстки *В.Г. Верховин*

Сдано в набор 01.08.2006. Подписано в печать 15.11.2006
Формат 60×88¹/₁₆. Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 23,52. Уч.-изд. л. 25,97.
Тираж 1000 экз. Заказ № 4975

ОАО "Издательство "Машиностроение", 107076, Москва, Строминский пер., 4

Отпечатано в ГУП ППП "Типография "Наука" РАН",
128009, Москва, Шубинский пер., 6