

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 109

— 1969 —

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ НАУЧНО-
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ

НАМИ

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 109

ОТДЕЛ НАУЧНОЙ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1969

О ВЛИЯНИИ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ДВИГАТЕЛЯ НА РАВНОМЕРНОСТЬ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

Введение

Целью настоящей работы является:

1. Изучение характера изменения крутящего момента по углу поворота коленчатого вала у двигателей автомобильного типа (карбюраторных и дизелей) в зависимости от числа цилиндров, веса возвратно-поступательно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма и скоростного режима.
2. Определение действительных величин коэффициента неравномерности у современных автомобильных двигателей.
3. Получение числовых данных для производства упрощенного расчета маховика на равномерность вращения.

Характер изменения крутящего момента по углу поворота коленчатого вала представляет интерес в отношении влияния как на степень неравномерности вращения коленчатого вала, так и на амплитуду вибрации двигателя на раме автомобиля. Следует заметить, что желаемая степень неравномерности вращения коленчатого вала может быть в любом случае достигнута за счет установки на коленчатом валу маховика с определенной величиной момента инерции. На вибрации двигателя величина момента инерции маховика не влияет, так как величина реактивного момента, передаваемого двигателем на раму автомобиля, зависит не от равномерности вращения вала, а лишь от характера изменения крутящего (следовательно, и реактивного) момента по углу поворота коленчатого вала.

С увеличением момента инерции маховика повышается равномерность вращения коленчатого вала, но одновременно с этим уменьшается ускорение автомобиля, в особенности при движении на низших передачах. Следовательно, для достижения наилучших динамических качеств автомобиля момент инерции маховика должен быть таким, при котором двигатель будет работать с предельно допустимой степенью неравномерности.

Данных о величинах предельно допустимой степени неравномерности для автомобильных двигателей в настоящее время не имеется. В литературе по автотракторным двигателям [1; 2; 3; 4; 5; 6; 7 и 8] рекомендуемые величины степени неравномерности колеблются от 1/30 до 1/300. Кроме того, ни в одной из перечисленных работ не указывается скоростной режим, при котором должна быть выдержана указанная степень неравномерности, которая, как известно, зависит от квадрата скорости вращения коленчатого вала. Из сказанного следует, что приводимые в упомянутых работах данные не могут быть использованы для практических целей.

Теоретическое определение наибольшей допустимой величины степени неравномерности представляет большие трудности из-за отсутствия данных о допустимых величинах периодических изменений скорости движения автомобиля. Кроме того, равномерность движения автомобиля в значительной степени зависит от жесткости трансмиссии [9]. Нагрузка трансмиссии от неравномерности вращения коленчатого вала также не может быть определена достаточно точно.

Приближенно наибольшая допустимая степень неравномерности может быть найдена путем рассмотрения большого количества фактических данных по этим величинам у современных автомобилей. Частично это и выполнено в настоящей работе. Приведенные в ней значения величин избыточных работ у двигателей различного типа дают возможность оценить свойства этих двигателей в отношении склонности их к вибрациям и требованиям к величине момента инерции маховика.

Проведено также исследование, определяющее влияние сил инерции возвратно-поступательно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма на величину избыточной работы, и установлено, что у одних типов двигателей силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс в сильной степени влияют на величину избыточной работы, а у других это влияние незначительно. Эти данные следует учитывать при выборе числа и схемы расположения цилиндров при проектировании нового двигателя.

Далее рассмотрены четырехтактные дизели и карбюраторные двигатели с числом цилиндров 1; 3; 4; 6 и 8. Шестицилиндровые двигатели рассмотрены как с однорядным расположением цилиндров, так и с V-образным с углом развала между цилиндрами 90° , отличающиеся неравномерным чередованием рабочих ходов.

Выбор расчетных параметров

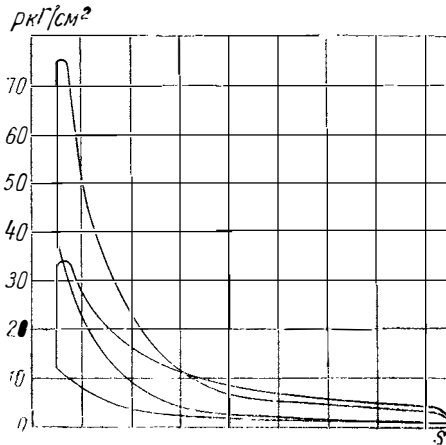
Для устранения влияния побочных факторов при сравнении дизеля и карбюраторного двигателя среднее индикаторное давление у них принято одинаковым (равным $9,5 \text{ кг/см}^2$). Хотя фактически у карбюраторного двигателя среднее индикаторное давление больше, однако при таком сравнении двух циклов с одинаковым средним индикаторным давлением могут быть получены данные о

свойстве цикла в отношении характера изменения крутящего момента по углу поворота коленчатого вала.

Остальные параметры, необходимые для построения индикаторных диаграмм, были выбраны на основании статистических данных, приведенных ниже:

	<u>Дизель</u>	<u>Карбюраторный</u>
Степень сжатия ϵ	16,5	7,0
Максимальное давление сгорания p_z , кг/см ²	75	34
Показатели политропы:		
сжатия n_1	1,35	1,35
расширения n_2	1,24	1,24
Давление начала впуска p_a , кг/см ²	0,9	0,9

По принятым исходным данным строились индикаторные диаграммы, показанные на фиг. 1, причем площади обеих диаграмм одинаковы, так как одинаковы p_i .



Фиг. 1. Расчетные индикаторные диаграммы дизеля и карбюраторного двигателя.

Построение диаграммы тангенциальных сил от давления газов одноцилиндрового четырехтактного двигателя

Как известно, между силой, действующей на поршень, и тангенциальной силой, приложенной к шатунной шейке, существует следующая зависимость:

$$T = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta},$$

где α — угол поворота коленчатого вала;

β — угол поворота шатуна относительно пальца при угле поворота коленчатого вала α .

Значения величин $\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ брались из имеющихся в литературе таблиц при условии, что отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = 1/3,8$.

При других значениях λ характер изменения T в зависимости от P будет несколько другим, однако ввиду незначительности изменения $T = f(P)$ при различных λ , применяемых в существующих двигателях, данные, полученные при $\lambda = 1/3,8$, практически могут быть использованы и при других значениях λ .

Таблица 1

Результаты расчетов по определению тангенциальных сил (в кг/см^2) от действия сил газов одноцилиндровых двигателей

α°	Дизель				α°	Карбюраторный двигатель			
	Рабочий ход		Сжатие			Рабочий ход		Сжатие	
	P_T	T_T	P_T	T_T		P_T	T_T	P_T	T_T
0	74,0	0	36,5	0	0	33,0	0	11,0	0
5	74,0	8,1	36,5	4,0	5	33,0	3,6	11,0	1,2
10	74,0	16,1	34,0	7,4	10	33,0	7,2	10,5	2,3
15	74,0	24,0	31,0	10,0	15	33,0	10,7	9,5	3,1
20	64,0	27,2	28,0	11,9	20	31,5	13,6	8,5	3,6
25	52,5	27,5	22,5	11,8	25	27,5	14,4	7,4	3,9
30	41,0	25,2	18,5	11,4	30	23,4	14,4	6,0	3,7
35	34,5	24,1	15,0	10,5	35	20,5	14,3	5,0	3,5
40	29,0	22,4	12,0	9,3	40	18,0	13,9	3,7	2,9
50	18,5	16,6	6,5	5,8	50	14,0	12,5	2,0	1,8
60	11,5	11,3	3,5	3,4	60	10,7	10,5	1,5	1,5
70	7,0	7,2	2,0	2,2	70	8,5	8,7	0,9	0,9
80	5,0	5,2	1,5	1,6	80	7,0	7,2	0,4	0,4

Результаты расчетов по определению тангенциальных сил от газов в одном цилиндре приведены в табл. 1, а диаграмма тангенциальных сил показана на фиг. 2.

Определение тангенциальных сил от действия сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс

Тангенциальная сила от действия сил инерции возвратно-поступательно движущихся частей одноцилиндрового двигателя определяется по известной формуле:

$$T_i = m\omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}, \quad (1)$$

где m — масса возвратно-поступательно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма;

ω — угловая скорость коленчатого вала;

r — радиус кривошипа;

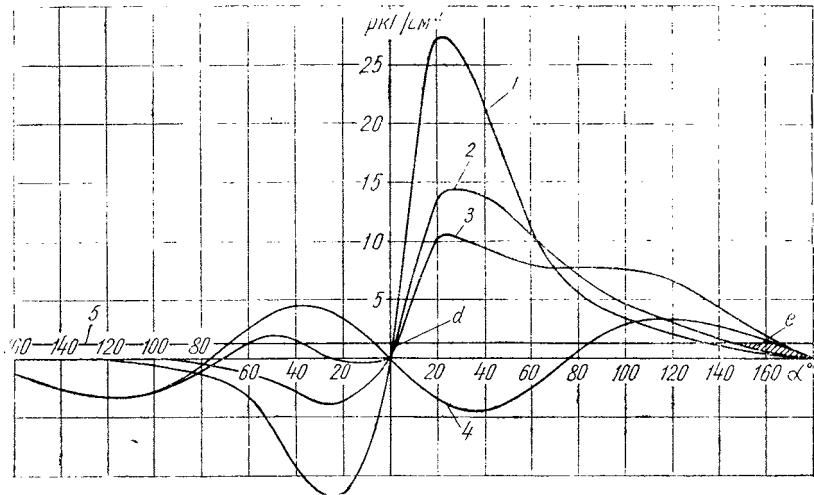
λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Тангенциальная сила от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс многоцилиндрового двигателя выражается формулой

$$T_i = m\omega^2 r \sum_1^i (\cos \alpha_i + \lambda \cos 2\alpha_i) \frac{\sin(\alpha_i + \beta)}{\cos \beta}, \quad (2)$$

где i — число цилиндров.

Суммирование выражения, стоящего в скобках, производится с учетом сдвига фаз относительно первого цилиндра.



Фиг. 2. Тангенциальные силы одноцилиндровых двигателей (отнесенные к площади днища поршня):

1 — дизель при $n_m < 1000$ об/мин; 2 и 3 — карбюраторный соответственно при $n_m < 1000$ и $n_m = 3000$ об/мин; 4 — тангенциальные силы от сил инерции карбюраторного двигателя при $n_m = 3000$ об/мин; 5 — средняя тангенциальная сила.

В табл. 2 приведены результаты определения тангенциальных сил от сил инерции для двигателей с равномерным чередованием рабочих ходов с числом цилиндров 1; 3; 4; 6 и 8, а также для V-образного шестицилиндрового двигателя с углом развала между цилиндрами 90° и с общими шатунными шейками на два противоположных цилиндра. Как известно, чередование рабочих ходов у таких двигателей происходит через неравные углы поворота коленчатого вала ($90-150-90-150^\circ$ и т. д.).

Масса возвратно-поступательно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма m состоит из массы поршня с пальцем, кольцами, замками пальца и части массы шатуна, условно сосредоточенной в его верхней головке. Расчет ведется по удельным си-

лам — силам, отнесенным к единице площади поршня. Поэтому под массами m понимаются массы, отнесенные к единице площади поршня.

Т а б л и ц а 2

Значение величин $\sum_1^i (\cos \alpha_i + \lambda \cos 2 \alpha_i) \frac{\sin (\alpha_i + \beta)}{\cos \beta}$
для двигателей с различным числом цилиндров при $\lambda = 1/3,8$

Угол α_i первого цилинд- ра, град	Ч и с л о ц и л и н д р о в					
	1	3	4	6	V-6- -90°	8
0	0	0	0	0	-0,594	0
5	-0,138	-0,152	-0,370	-0,304	-0,726	-0,048
10	-0,267	-0,293	-0,722	-0,486	-0,806	-0,084
15	-0,387	-0,417	-1,060	-0,834	-0,838	-0,126
20	-0,486	-0,513	-1,352	-1,026	-0,812	-0,140
25	-0,563	-0,573	-1,600	-1,146	-0,728	-0,142
30	-0,614	-0,594	-1,795	-1,188	-0,596	-0,126
35	-0,635	-0,574	-1,925	-1,148	-0,419	-0,090
40	-0,628	-0,513	-1,990	-1,026	-0,214	-0,044
45	-0,594	-0,421	-2,000	-0,842	0	0
50	-0,537	-0,299	-1,950	-0,598	+0,214	+0,044
55	-0,457	-0,155	-1,822	-0,310	+0,419	+0,090
60	-0,362	0	-1,670	0	+0,596	+0,013
65	-0,255	+0,155	-1,457	+0,310	+0,728	+0,142
70	-0,144	+0,299	-1,205	+0,598	+0,812	+0,140
75	-0,031	+0,421	-0,933	+0,842	+0,838	+0,126
80	+0,075	+0,513	-0,638	+1,026	+0,806	+0,084
85	+0,175	+0,574	-0,322	+1,148	+0,726	+0,048
90	+0,263	+0,594	0	+1,188	+0,594	0
95	+0,336	+0,573	+0,322	+1,146	+0,421	-0,048
100	+0,394	+0,513	+0,638	+1,026	+0,220	-0,084
105	+0,435	+0,417	+0,933	+0,834	0	-0,126
110	+0,462	+0,293	+1,205	+0,486	-0,220	-0,140
115	+0,473	+0,152	+1,457	+0,304	-0,421	-0,142
120	+0,472	0	+1,670	0	-0,594	-0,126
125	+0,459	-0,152	+1,822	-0,304	-0,726	-0,090
130	+0,436	-0,293	+1,950	-0,486	-0,806	-0,044
135	+0,405	-0,417	+2,000	-0,834	-0,838	0
140	+0,367	-0,513	+1,990	-1,026	-0,812	+0,044
145	+0,326	-0,573	+1,995	-1,146	-0,728	+0,090
150	+0,283	-0,594	+1,795	-1,188	-0,596	+0,013
155	+0,236	-0,574	+1,600	-1,148	-0,419	+0,142
160	+0,190	-0,513	+1,352	-1,026	-0,214	+0,140
165	+0,142	-0,421	+1,060	-0,842	0	+0,126
170	+0,094	-0,299	+0,722	-0,598		+0,084
175	+0,047	-0,155	+0,370	-0,310		+0,048
180	0	0	0	0		0

На основании изучения статистических данных по весам возвратно-поступательно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма современных автомобильных двигателей для проведенных ниже расчетов приняты следующие значения масс, отнесенных к

площади поршня: для дизеля — 0,0000338, для карбюраторного двигателя — 0,0000146 $\kappa\Gamma \cdot \text{сек}^2/\text{см}^3$.

Так как величину радиуса кривошипа не представляется возможным заменить какой-либо удельной величиной, то все расчеты по определению сил инерции приведены при значении $r = 50$ мм. Для определения сил инерции при других значениях r полученные результаты должны быть умножены на отношение $r/50$.

На фиг. 2 построены кривые тангенциальных сил одноцилиндрового карбюраторного двигателя и дизеля. Причем кривая для дизеля построена без учета сил инерции, а кривые для карбюраторного двигателя — как с учетом сил инерции, так и без учета их. При работе двигателя с числом оборотов не более 1000 в минуту силы инерции ничтожно малы и ими можно пренебречь, поэтому в дальнейших расчетах при определении тангенциальных сил на режиме работы двигателя с числом оборотов 1000 *об/мин* и менее силы инерции не учитываются.

Положение линии среднего тангенциального усилия (см. фиг. 2), общее для дизеля и карбюраторного двигателя (так как по условию у обоих двигателей одинаковое среднее индикаторное давление p_i), определяется, как известно, из условий равенства работ, совершаемых переменной и средней постоянной тангенциальными силами. Известно также, что работа пропорциональна площади, заключенной между кривой изменения силы и осью абсцисс.

Из общепринятого метода расчета маховика на равномерность вращения [1 и др.] известно, что

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega} = \frac{A}{I\omega^2},$$

где A — наибольшая избыточная работа, пропорциональная наибольшей сумме площадей, заключенных между кривой переменного крутящего момента и прямой среднего крутящего момента;

I — момент инерции вращающихся частей двигателя;

ω_{\max} и ω_{\min} — соответственно максимальная и минимальная угловые скорости коленчатого вала;

ω — средняя угловая скорость коленчатого вала.

Величину δ , характеризующую неравномерность вращения, принято называть степенью неравномерности.

Величина максимальной избыточной работы A зависит от двух факторов: характера изменения тангенциального усилия по углу поворота коленчатого вала и величины среднего тангенциального усилия двигателя.

Из второго положения следует, что величина A при одинаковом значении среднего тангенциального усилия является показателем, характеризующим степень неравномерности изменения тангенциальной силы (а следовательно, и крутящего момента) по углу поворота коленчатого вала. Ниже приведены результаты определения величины избыточных работ для двигателей с различным

числом цилиндров и различным тепловым процессом. С целью получения возможности сравнения двигателей с различными рабочими объемами эти величины отнесены к площади поршня и к единице радиуса кривошипа, следовательно, размерность их будет выражаться в $\text{кГ} \cdot \text{рад}/\text{см}^2$.

Определение избыточных работ у двигателей с различным числом цилиндров

Одноцилиндровые двигатели

Определение максимальных избыточных работ по диаграммам фиг. 2 одноцилиндровых двигателей при 1000 *об/мин* и менее дало следующие результаты: для дизеля — 22,3 и для карбюраторного — 15,7 $\text{кГ} \cdot \text{рад}/\text{см}^2$.

При добавлении к газовым силам сил инерции ($n_m = 3000$ *об/мин*) форма кривой тангенциальной силы изменяется. Однако площадь, заключенная между кривой и осью абсцисс, не изменяется, так как работа сил инерции за цикл равна нулю. Величина избыточной работы при добавлении сил инерции изменяется весьма незначительно: она уменьшается на величину, пропорциональную двум малым заштрихованным площадям *d* и *e* (см. фиг. 2).

На основании изложенного можно считать, что у одноцилиндровых двигателей величина избыточной работы практически не меняется с изменением числа оборотов.

Двухцилиндровые двигатели

Для определения величины избыточной работы двухцилиндровых двигателей используется диаграмма тангенциальных усилий одноцилиндрового двигателя. Характер протекания кривой тангенциальных сил у двухцилиндрового двигателя будет таким же, как и у одноцилиндрового; разница будет лишь в уменьшении вдвое у двухцилиндрового двигателя периода повторения цикла. Определение избыточной площади дизеля и карбюраторного двигателя дает следующие результаты: для дизеля — 18,1 и для карбюраторного — 12,9 $\text{кГ} \cdot \text{рад}/\text{см}^2$.

Изменение величины избыточной работы с изменением числа оборотов будет незначительным (по тем же причинам, что и у одноцилиндровых двигателей).

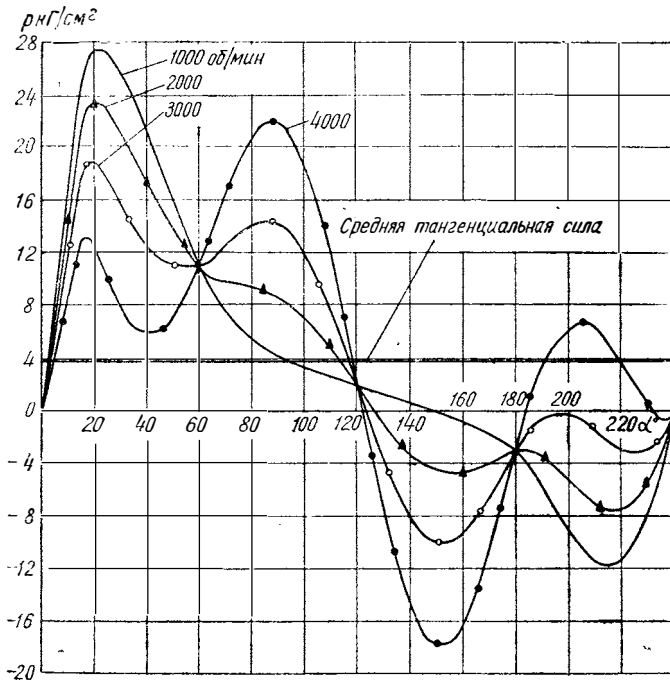
Трехцилиндровые двигатели

На фиг. 3 приведены кривые тангенциальных сил трехцилиндрового двигателя при различных скоростных режимах.

Тангенциальные силы инерции были определены по формуле (2) с использованием табл. 2.

Величины избыточных работ этих двигателей приведены в табл. 3.

Из табл. 3 следует, что избыточная работа трехцилиндрового дизеля с изменением скоростного режима меняется весьма незначительно. Это объясняется тем, что период изменения газовых сил

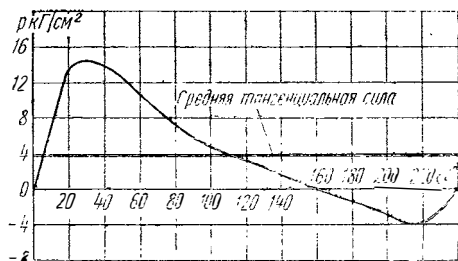


Фиг. 3. Тангенциальные силы трехцилиндрового дизеля при различных числах оборотов в минуту.

вдвое больше периода изменения инерционных сил. Подобно одно- и двухцилиндровым двигателям силы инерции изменяют форму кривой, но практически не изменяют избыточную работу.

Таблица 3
Удельные избыточные работы
трехцилиндрового дизеля
(в $\text{кг} \cdot \text{рад}/\text{см}^2$)

При числе оборотов в минуту				
не более	1000	2000	3000	4000
	17,4	17,0	16,95	17,3



Фиг. 4. Тангенциальная сила трехцилиндрового карбюраторного двигателя от давления газов.

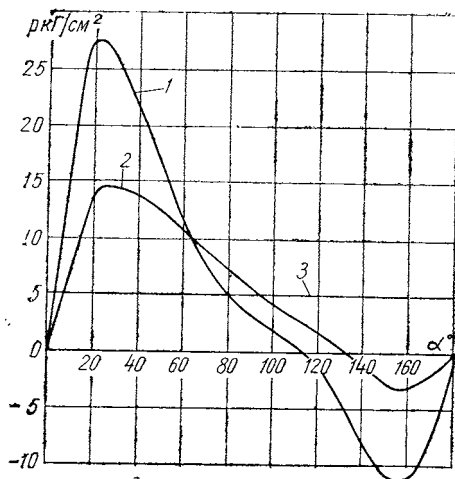
На фиг. 4 показана кривая изменения тангенциальной газовой силы трехцилиндрового карбюраторного двигателя, причем из-за малого изменения избыточной площади с изменением скоростного

режима кривые тангенциальных сил с учетом сил инерции не построены.

Величина избыточной работы этого дизеля равна $11,8 \text{ кг} \cdot \text{рад}/\text{см}^2$.

Четырехцилиндровые двигатели

Построение диаграммы тангенциальных сил от давления газов четырехцилиндровых двигателей производится путем сложения четырех диаграмм тангенциальных сил одноцилиндрового двигателя с учетом сдвига фаз на 180° (фиг. 5). Тангенциальные силы от действия сил инерции возвратно-поступательно движущихся частей определяются по формуле (2) и данным табл. 2.



Фиг. 5. Тангенциальные силы четырехцилиндровых двигателей от действия сил газов:

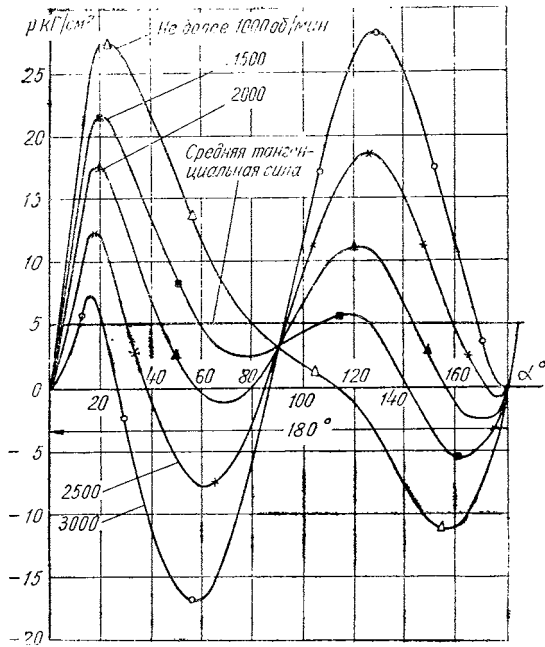
1 — дизель; 2 — карбюраторный; 3 — средняя тангенциальная сила.

На фиг. 6 приведены диаграммы тангенциальных сил четырехцилиндрового дизеля с учетом сил инерции при различных скоростных режимах.

Как видно, с изменением скоростного режима изменяется не только форма кривой момента, но и величина избыточной площади.

Результаты определения избыточных работ приведены в табл. 4.

Как видно из табл. 4, у четырехцилиндрового двигателя величина избыточной работы в значительной степени зависит от числа оборотов. Это объясняется тем, что периоды изменения инерционных и газовых тангенциальных сил одинаковы (180°) и сдвинуты



Фиг. 6. Суммарные тангенциальные силы четырехцилиндрового дизеля при различных числах оборотов.

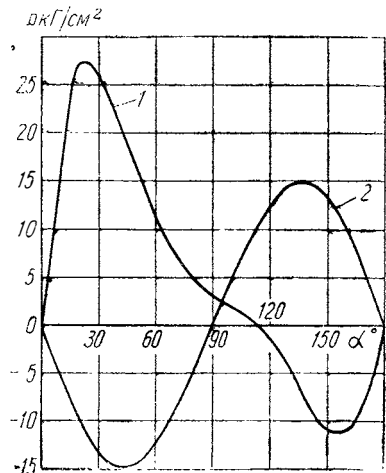
по фазе на 90° . Вышесказанное иллюстрируется фиг. 7, где отдельно показаны кривые газовых и инерционных сил.

Как видно из фиг. 7, на всем периоде газовые и инерционные силы имеют противоположное направление. Вследствие этого с уве-

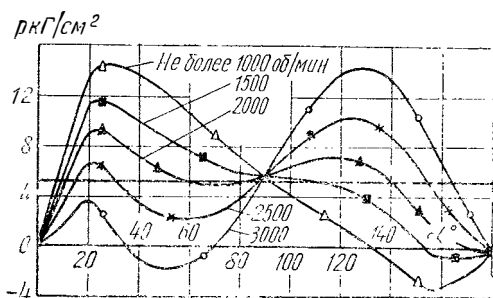
Таблица 4

Удельные избыточные работы
четырёхцилиндрового дизеля
(в $\text{кг} \cdot \text{рад} / \text{см}^2$)

При числе оборотов в минуту				
не более 1000	1500	2000	2500	3000
15,35	8,38	4,54	8,9	18,1



Фиг. 7 Зависимость тангенциальных сил от сил газов (1) и от сил инерции возвратно-поступательно движущихся частей (2) четырёхцилиндрового дизеля при 2000 об/мин.



Фиг. 8. Тангенциальные силы четырехцилиндрового карбюраторного двигателя при различных оборотах.

личением числа оборотов в первой части периода происходит уменьшение суммарной тангенциальной силы, а во второй — ее увеличение. Наибольшая равномерность протекания суммарной тангенциальной силы наблюдается при 2000 об/мин. При дальнейшем повышении числа оборотов происходит чрезмерное увеличение суммарных сил во второй части периода

да (из-за увеличения сил инерции), и неравномерность изменения суммарной тангенциальной силы повышается.

Аналогичные результаты получены и для карбюраторного двигателя, суммарные значения газовых и инерционных тангенциальных сил которого показаны на фиг. 8, а величины избыточных работ приведены в табл. 5.

Из табл. 5 видно, что у карбюраторного двигателя, как и у дизеля, наименьшая избыточная работа оказалась при числе оборотов, близком к 2000 в минуту.

Таблица 5
Удельные избыточные работы четырехцилиндрового карбюраторного двигателя (в $кг \cdot рад/см^2$)

При числе оборотов в минуту				
не более 1000	1500	2000	2500	3000
7,68	4,52	3,14	4,19	7,46

Шестицилиндровые двигатели с однорядным расположением цилиндров

Диаграмма зависимости тангенциальных сил от давления газа шестицилиндровых дизелей, построенная путем сложения шести диаграмм одноцилиндрового дизеля с учетом сдвига фаз на 120° , приведена на фиг. 9, а результаты подсчета тангенциальных сил от действия сил инерции --- на фиг. 10.

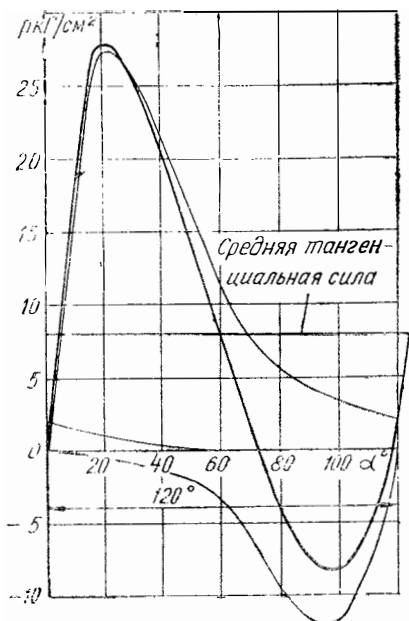
Как и у четырехцилиндровых двигателей, период изменения тангенциальных газовых и инерционных сил одинаков.

Суммирование газовых и инерционных сил приводит к результатам, приведенным на фиг. 11,а.

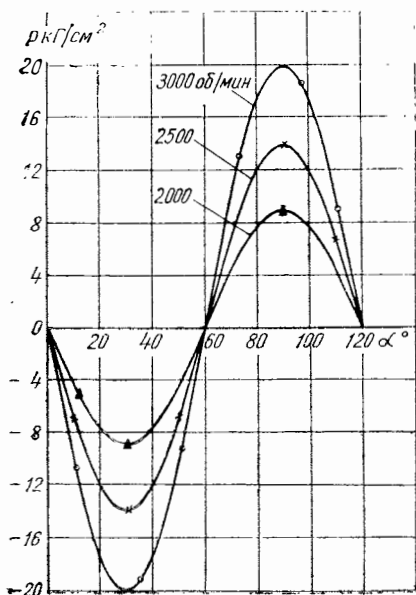
Величины избыточных работ шестицилиндрового однорядного дизеля приведены в табл. 6.

Как следует из табл. 6, у шестицилиндрового однорядного двигателя величина избыточной работы сильно зависит от скоростного режима.

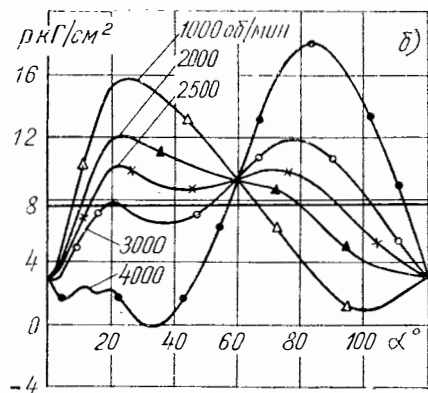
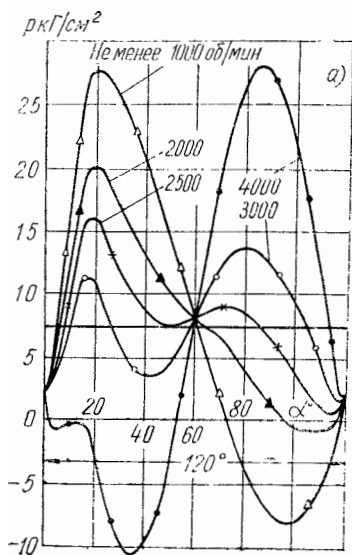
Результаты расчета по определению избыточных работ при учете сил инерции карбюраторного двигателя приведены в табл. 7.



Фиг. 9. Зависимость тангенциальных сил шестицилиндрового однорядного дизеля от действия сил газов (утолщенная линия — суммарная, от всех цилиндров).



Фиг. 10. Тангенциальные силы инерции шестицилиндрового однорядного дизеля.



Фиг. 11. Тангенциальные силы шестицилиндровых однорядных двигателей: дизеля (а) и карбюраторного двигателя (б) при различных числах оборотов.

Таблица 6

Удельные избыточные работы
шестицилиндрового однорядного
дизеля (в $\text{кг} \cdot \text{рад}/\text{см}^2$)

При числе оборотов в минуту				
не более 1000	2000	2500	3000	4000
11,9	6,3	3,48	3,12	12,35

Таблица 7

Удельные избыточные работы
шестицилиндрового однорядного
карбюраторного двигателя
(в $\text{кг} \cdot \text{рад}/\text{см}^2$)

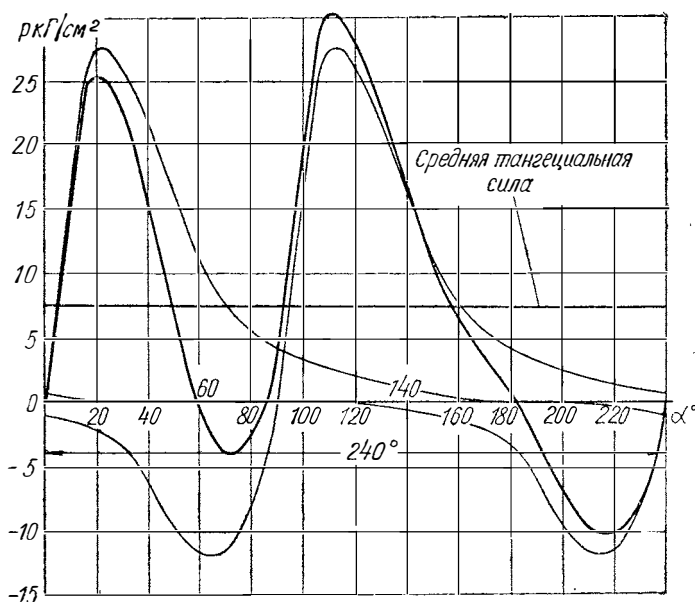
При числе оборотов в минуту				
не более 1000	2000	2500	3000	4000
4,99	2,62	1,92	2,22	6

Из табл. 7 следует, что избыточная работа от действия сил инерции при оборотах, близких к 2500 в минуту, изменяется в 2,5 раза.

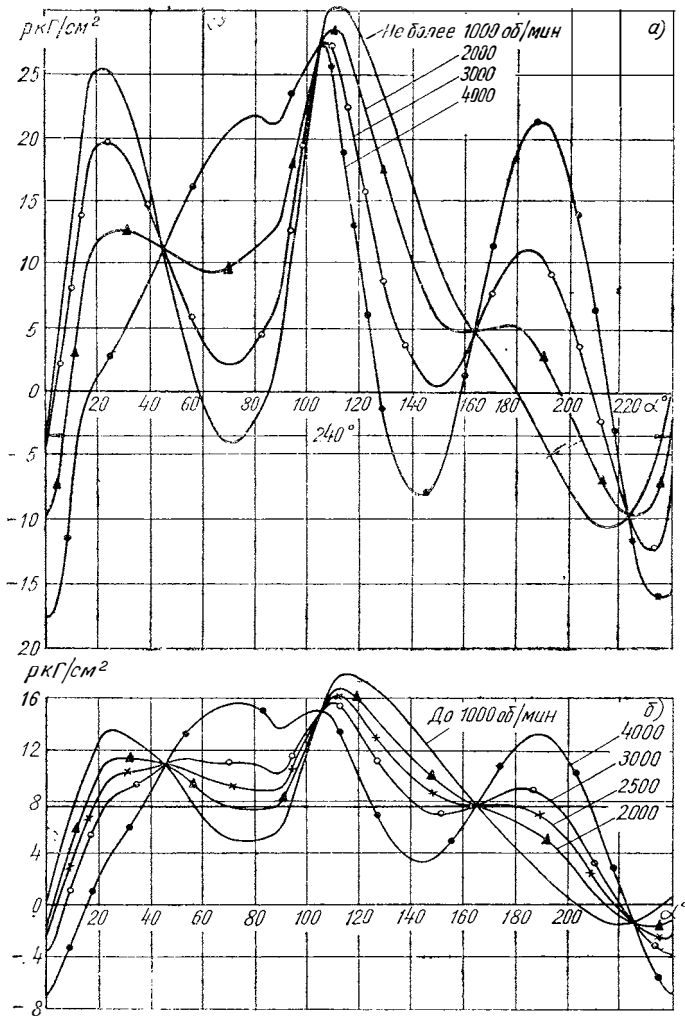
Тангенциальные силы инерции шестицилиндрового однорядного карбюраторного двигателя при различных скоростных режимах приведены на фиг. 11,б.

**Шестицилиндровые двигатели с V-образным расположением цилиндров
и углом развала между цилиндрами 90°**

На фиг. 12 показаны тангенциальные силы от действия сил газов шестицилиндрового V-образного дизеля с углом развала цилиндров 90° , а на фиг. 13,а — суммарные тангенциальные силы.



Фиг. 12. Зависимость тангенциальных сил дизеля V-6— 90° от действия сил газов (утолщенная линия — суммарная, от всех цилиндров).



Фиг. 13. Тангенциальные силы дизеля V-6—90° (а) и карбюраторного V-6—90° (б) при различных числах оборотов в минуту.

Результаты определения избыточных работ дизеля V-6—90° приведены в табл. 8.

Как следует из табл. 8, величина избыточной работы этого дизеля с изменением числа оборотов изменяется незначительно, что объясняется различием фаз и периодов газовых и инерционных тангенциальных сил. (Периоды газовых и инерционных сил соответственно равны 240 и 120°; начальная фаза инерционных сил равна 345°— см. табл. 2).

Таблица 8

Удельные избыточные работы дизеля V-6—90° (в $\text{кг} \cdot \text{рад}/\text{см}^2$)				
При числе оборотов в минуту				
не более	1000	2000	3000	4000
17,1		14,6	13,25	16,4

Таблица 9

Удельные избыточные работы карбюраторного двигателя V-6—90° (в $\text{кг} \cdot \text{рад}/\text{см}^2$)				
При числе оборотов в минуту				
не более	2000	2500	3000	4000
8,70	7,30	6,95	7,15	9,06

Кривые тангенциальных сил карбюраторного шестицилиндрового V-образного двигателя с углом развала цилиндров 90° показаны на фиг. 13,б.

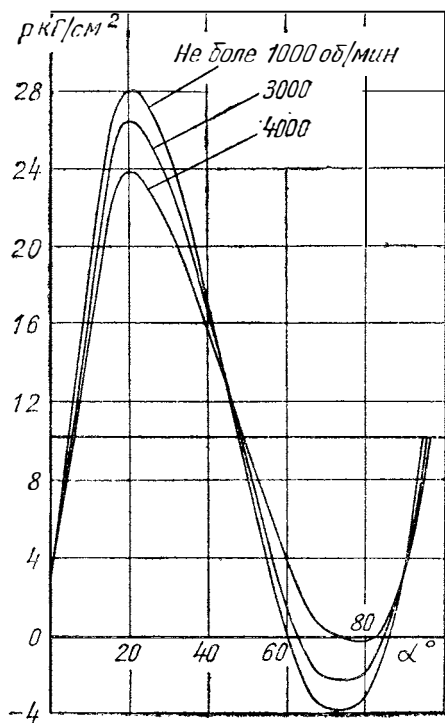
Результаты определения избыточных работ этого двигателя приведены в табл. 9.

Восьмицилиндровые двигатели

На фиг. 14 приведены кривые тангенциальных сил восьмицилиндрового дизеля при различных скоростных режимах, а результаты определения избыточных работ — в табл. 10.

Таблица 10

Удельные избыточные работы восьмицилиндрового дизеля (в $\text{кг} \cdot \text{рад}/\text{см}^2$)		
При числе оборотов в минуту		
не более	3000	4000
11,1	7,2	5,9



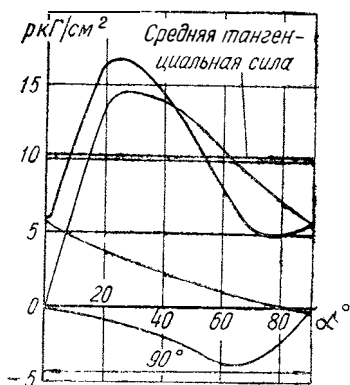
Как видно из табл. 10, с увеличением скорости вращения коленчатого вала избыточная работа этого дизеля уменьшается, хотя это уменьшение и незначительно. Как и у четырех- и шестицилиндровых рядных двигателей, кривые изменения газовых и инерционных сил имеют одинаковые периоды и сдвинуты по фазе на 180° (т. е. там, где

Фиг. 14. Тангенциальные силы восьмицилиндрового дизеля при различных числах оборотов в минуту.

газовые силы имеют положительное направление, инерционные — отрицательное и наоборот). Меньшее влияние на избыточную работу инерционных сил у восьмицилиндровых двигателей, чем у четырех- и шестицилиндровых, объясняется тем; что инерционные тангенциальные силы у восьмицилиндрового двигателя почти уравновешивают друг друга (см. табл. 2).

На фиг. 15 приведена диаграмма тангенциальных газовых сил восьмицилиндрового карбюраторного двигателя.

Следует отметить, что кривые с учетом инерционных сил для этого двигателя не построены, так как их влияние у карбюраторного двигателя будет еще меньше, чем у дизеля (из-за меньших поступательно движущихся масс). Величина избыточной работы восьмицилиндрового карбюраторного двигателя равна $3,12 \text{ кг} \cdot \text{рад}/\text{см}^2$.



Фиг. 15. Зависимость тангенциальных сил восьмицилиндрового карбюраторного двигателя от действия сил газов (утолщенная линия — суммарная, от всех цилиндров).

Результаты расчетов

Для выяснения влияния числа цилиндров на величину избыточной работы сравним двигателя с одинаковым рабочим объемом, но с различным числом цилиндров. Выше были определены избыточные работы, отнесенные к площади поршня и к радиусу кривошипа, что, другими словами, означает избыточные работы при площади поршня, равной единице, и при радиусе кривошипа, равном единице. Для сравнения многоцилиндровых двигателей с одинаковым рабочим объемом полученные значения избыточных работ (табл. 3—10) должны быть разделены на число цилиндров, так как если у одноцилиндрового двигателя площадь поршня равна единице, то у i -цилиндрового двигателя площадь одного поршня при прочих равных размерах равна $1/i$.

Величины удельных избыточных работ, разделенные на число цилиндров, сведены в табл. 11, а по ее данным построены графики фиг. 16,а и б, наглядно иллюстрирующие результаты этих расчетов.

Кроме того, в столбце 1 табл. 11 приведены относительные величины (в %) требуемых моментов инерции маховиков дизелей по отношению к карбюраторным двигателям.

Из данных фиг. 16,а и б видно, что влияние сил инерции на величину избыточной работы зависит от числа цилиндров и схемы

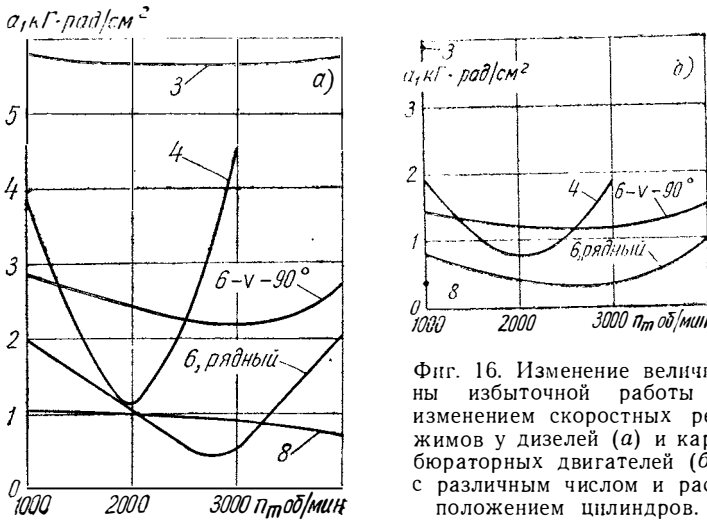
Таблица 11

**Величины удельных избыточных работ двигателей с различным числом
и расположением цилиндров (в $кГ \cdot рад/см^2$)**

Число цилиндров	Тип двигателя	Число оборотов коленчатого вала в минуту					
		не более 1000	1500	2000	2500	3000	4000
1	Дизель	22,3 (142%)				21,9	
	Карбюраторный	15,7 (100%)				15,7	
2	Дизель	9,08 (140%)					
	Карбюраторный	6,46 (100%)				6,46	
3	Дизель	5,8 (147%)		5,66		5,65	5,76
	Карбюраторный	3,94 (100%)					
4	Дизель	3,84 (200%)	2,09	1,13	2,22	4,53	
	Карбюраторный	1,92 (100%)	1,13	0,785	1,048	1,865	
6	Дизель	1,98 (242%)		1,05	0,58	0,52	2,06
	Карбюраторный	0,815 (100%)		0,436	0,321	0,37	1,00
V-6—90°	Дизель	2,85 (195%)		2,44		2,21	2,74
	Карбюраторный	1,45 (100%)		1,22	1,16	1,19	1,51
8	Дизель	1,04 (267%)				0,9	0,74
	Карбюраторный	0,39 (100%)					

их расположения. У одно-, двух-, трех- и восьмицилиндровых двигателей, а также у шестицилиндровых V-образных с неравномерным чередованием рабочих ходов влияние сил инерции на величину избыточной работы незначительно, поэтому с изменением скоростного режима последняя изменяется мало. Шести- и четырехцилиндровые однорядные двигатели обладают противоположным свойством: величина избыточной работы изменяется в значительных пределах при изменении скоростного режима. Сначала, с увеличением числа оборотов, избыточная работа уменьшается и при некоторых средних оборотах (порядка 2000—3000 в минуту) имеет минимальное значение. При дальнейшем увеличении скорости она начинает резко возрастать (в особенности у четырехцилиндровых двигателей).

Из сказанного следует, что при высоких числах оборотов (выше 4000 в минуту) у четырех- и шестицилиндровых двигателей с однорядным расположением цилиндров будут более сильные вибрации, чем у восьми- и шестицилиндровых V-образных с углом развала 90° . Поэтому схемы с 8 цилиндрами и V-6— 90° наиболее предпочтительны для особо быстроходных двигателей. У трехцилиндровых двигателей величина избыточной работы с изменением скорости также изменяется незначительно, однако по абсолютной величине она больше, чем у восьми- и шестицилиндровых V-образных.



Фиг. 16. Изменение величины избыточной работы с изменением скоростных режимов у дизелей (а) и карбюраторных двигателей (б) с различным числом и расположением цилиндров.

Особенность протекания зависимости величины избыточной работы от скоростного режима у однорядных четырех- и шестицилиндровых двигателей должна быть учтена при выборе эксплуатационного числа оборотов во время проектирования. При работе на таком скоростном режиме, при котором избыточная работа наименьшая, вибрации будут минимальными. Это особенно важно для двигателей, работающих на постоянном или мало изменяющемся скоростном режиме.

На минимальную величину избыточной работы в значительной степени влияет вес поступательно движущихся частей. Соответствующим подбором этого веса может быть достигнуто на некотором скоростном режиме значительное уменьшение избыточной работы. При работе двигателя на скоростном режиме, соответствующем минимальной избыточной работе, увеличение веса поступательно движущихся частей будет желательным, так как при этом избыточная работа уменьшается. У шестицилиндровых двигателей это приведет к уменьшению вибраций. У четырехцилиндровых, где силы инерции второго порядка неуравновешены, увеличение

веса поступательно движущихся частей может привести к увеличению вибраций от неуравновешенности при одновременном уменьшении вибраций от неравномерности крутящего момента. В данном случае вес поступательно движущихся частей должен быть выбран с учетом этих двух обстоятельств.

Определение коэффициентов неравномерности у некоторых автомобильных двигателей

Полученный материал дает возможность приближенно определить коэффициент неравномерности для некоторых автомобильных двигателей.

Ввиду того, что степень неравномерности уменьшается пропорционально квадрату скорости вращения коленчатого вала, то расчет маховика на равномерность вращения целесообразно производить из условий работы двигателя на минимальных эксплуатационных оборотах, составляющих у современных автомобильных двигателей 800—1000 в минуту.

Как было показано выше, при скорости вращения не более 1000 *об/мин* силы инерции невелики и поэтому могут не приниматься во внимание. Это дает возможность приближенно определить избыточную работу любого двигателя с числом цилиндров 1; 2; 3; 4; 6; V-6—90° и 8, пользуясь величинами удельных избыточных работ, приведенными в столбце 1 табл. 11.

Абсолютная величина избыточной работы выражается следующей формулой:

$$A = a_1 F_{\pi} r i \text{ кг} \cdot \text{см}, \quad (3)$$

где A — избыточная работа, $\text{кг} \cdot \text{см}$;

a_1 — удельная избыточная работа, $\text{кг} \cdot \text{рад}/\text{см}^2$ (из табл. 10);

F_{π} — площадь поршня, см^2 ;

r — радиус кривошипа, см ;

i — число цилиндров.

Как уже говорилось выше, по формуле (3) могут быть определены лишь приближенные значения работ различных двигателей. Степень приближения зависит от того, насколько индикаторная диаграмма и величина $\lambda = \frac{r}{l}$ рассчитываемого двигателя будут отличаться от индикаторной диаграммы и λ , принятых в настоящем расчете.

Необходимо заметить, что для определения избыточной работы любого двигателя с учетом сил инерции данные табл. 11 не могут быть использованы. Следует иметь в виду, что при расчетах тангенциальных сил, возникающих от сил инерции, было сделано допущение, что массы поступательно движущихся частей, отнесенные к площади поршня, одинаковы у двигателей с различным рабочим объемом. В действительности же эта величина изменяется с изменением рабочего объема. Поэтому полученные кривые

фиг. 16,а и б отражают лишь характер изменения избыточной работы в зависимости от скорости вращения коленчатого вала у двигателей различного типа. Кроме того, приведенные в табл. 11 величины действительны лишь для двигателя с радиусом кривошипа 50 мм.

Точное определение характера протекания кривой избыточной работы может быть выполнено только для каждого определенного двигателя в отдельности. При этом может быть использована табл. 2, если отношение радиуса кривошипа к длине шатуна у рассчитываемого двигателя близко к 1/3,8.

Ниже приводятся результаты определения степени неравномерности δ по формуле (3) и данным табл. 11 для нескольких автомобильных двигателей при движении автомобиля с минимально устойчивой скоростью.

Приведенные в табл. 12 величины δ действительны только для момента окончания испытаний на минимально устойчивую скорость, когда подача топлива резко увеличивается. В остальные моменты испытаний среднее эффективное давление p_e будет значительно меньше максимального (так как для равномерного движения на горизонтальном участке со скоростью 9—15 км/ч не требуется большого p_e), а вместе с этим будет и меньше избыточная работа, определяющая степень неравномерности.

Таблица 12

Значения δ при движении автомобиля с минимально устойчивой скорости (по ГОСТ 6905-54)

Модель автомобиля и двигателя	Минимально устойчивая скорость, км/ч	Число оборотов при минимально устойчивой скорости в минуту	δ
МАЗ-504 с двигателем ЯМЗ-236	14,5	563	$\frac{1}{5,8}$
М-21 «Волга» со стандартным двигателем	15,8	558	$\frac{1}{4,1}$
ГАЗ-51 со стандартным двигателем	12,1	483	$\frac{1}{8,67}$
М-20 «Победа» со стандартным двигателем	9—10	384	$\frac{1}{2,1}$

Ввиду того, что ГОСТ 6905—54 не регламентирует плавность движения автомобиля в момент прибавления газа в конце испытаний на определение минимально устойчивой скорости, величины δ , приведенные в табл. 12, не являются теми, при которых движение автомобиля происходит плавно, без рывков.

Поскольку соотношение величин δ у двигателей, приведенных в табл. 12, является соответствующим действительности, можно

Сделать вывод, что величина минимально устойчивой скорости не зависит от степени неравномерности и, следовательно, от величины момента инерции маховика. Из табл. 12 также следует, что движение с приблизительно одинаковой минимально устойчивой скоростью может быть и при сильно отличающихся друг от друга значениях δ .

Таблица 13
Значения δ некоторых автомобильных двигателей при $n_m = 1000$ об/мин и полной подаче топлива

Модель двигателя	Число цилиндров	Момент инерции вращающихся частей, кг·см·сек ²	Степень неравномерности
М-21 «Волга»	4	2,82	1/52
«Москвич-407»	4	1,50	1/50
МеМЗ	4	0,78	1/40
М-20 «Победа»	4	2,60	1/56
ГАЗ-51А	6	4,80	1/223
ЗИЛ-120	6	13,00	1/380
ЗИЛ-110	8	7,20	1/540
ЗИЛ-130	8	6,20	1/470
Камминс V-6—200 (дизель)	6	15,10	1/72
Мицубиси (дизель)	4	1,87	1/21
Фиат-305 (дизель)	4	1,66	1/20
Мерседес ОМ-621III	4	1,72	1/20
Перкинс-4.107 (дизель)	4	3,42	1/44

Для определения максимально допустимых величин δ необходимо произвести испытания по определению такой величины минимальной скорости движения, при которой не происходит рывков в момент резкого прибавления подачи топлива. Наиболее точные

Таблица 14
Отношение величин избыточных работ (в %) у двигателей с различным числом и расположением цилиндров при $n_m < 1000$ об/мин

Число и расположение цилиндров	Двигатели	
	дизель	карбюраторный
1	100,00	100,0
2	40,60	41,1
3	26,00	25,1
4	17,20	12,2
6 в ряд	8,85	5,2
V-6—90°	12,70	9,3
8	4,70	2,5

Таблица 15
Отношение максимального крутящего момента к среднему у двигателей с различным числом и расположением цилиндров при $n_m < 1000$ об/мин

Число и расположение цилиндров	Двигатели	
	дизель	карбюраторный
1	20,40	11,20
2	10,20	5,61
3	7,24	3,64
4	5,28	2,77
6 в ряд	3,70	2,02
V-6—90°	4,00	2,37
8	2,70	1,65

данные можно получить при испытании автомобилей с дизелями, ввиду того, что у этих типов двигателей резкое прибавление подачи топлива меньше отражается на рабочем процессе, чем у карбюраторных двигателей.

В табл. 13 приведены данные о степенях неравномерности некоторых автомобильных двигателей при $n_m = 1000$ об/мин и полной подаче топлива, подсчитанные по формуле (3) и данным табл. 11.

В заключение приводятся табл. 14 и 15 по определению относительных величин, составленных на основании данных табл. 11.

С помощью табл. 14 можно приближенно определить относительные величины требуемых моментов инерции маховика для двигателей с одинаковым рабочим объемом цилиндра и работающих на одном и том же скоростном режиме.

Табл. 15 может быть использована для приближенного определения максимального крутящего момента двигателя, если известен средний крутящий момент, что, в свою очередь, позволяет быстро определить максимальные нагрузки, действующие на детали коленчатого вала (например, болты крепления маховика).

ЛИТЕРАТУРА

1. Автотракторный справочник. Том I. М., ОНТИ НКТП СССР, 1935.
 2. Болтинский В. Н. Тракторные и автомобильные двигатели. М., Сельхозгиз, 1953.
 3. Вихерт М. М., Доброгаев Р. П. и др. Конструкция и расчет автотракторных двигателей. М., «Машиностроение», 1964.
 4. Волошенко Ф. П. Маховики двигателей внутреннего сгорания. Киев, Машгиз, 1955.
 5. Львов Е. Д. Тракторы, их конструкция и расчет. М.—Л., Гос. науч.-техн. изд-во, 1931.
 6. Малявинский А. М., Петров В. А. Автомобильные двигатели. М., Изд. Мин-ва коммунального хоз-ва РСФСР, 1947.
 7. Моргулис Ю. Б. Двигатели внутреннего сгорания. М., Машгиз, 1959.
 8. Орлин А. С., Вырубов Д. Н. и др. Двигатели внутреннего сгорания. М., Машгиз, 1955.
 9. Покорный Б. М. О влиянии жесткости трансмиссии на равномерность движения автомобиля. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 41. М., 1961.
-

*Канд. техн. наук Е. Н. Зайченко, инж-ры Э. В. Аболтин, В. А. Криггер,
Б. Ф. Лямцев, Г. М. Савельев, В. С. Афанасьев*

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РОТОРА НА ПОКАЗАТЕЛИ ТУРБОКОМПРЕССОРА

Введение

Опыт применения автотракторных двигателей с турбонаддувом выявил некоторое ухудшение динамических показателей этих двигателей по сравнению с дизелями без турбонаддува. Если на установленном режиме рабочий процесс дизеля с турбонаддувом принципиально не отличается от рабочего процесса базового дизеля, то работа дизеля с турбонаддувом на переходных режимах имеет существенную особенность, которая наиболее заметно проявляется при резком разгоне двигателя. Вследствие инерционности ротора турбокомпрессора число его оборотов не соответствует режиму работы двигателя в каждый отдельный момент переходного процесса. Более медленный темп нарастания числа оборотов ротора по сравнению с темпом нарастания числа оборотов коленчатого вала двигателя приводит к уменьшению подачи необходимого количества воздуха и соответственно к работе двигателя при уменьшенных коэффициентах избытка воздуха. Это обуславливает некоторое ухудшение эффективных показателей двигателя на переходных режимах, сопровождающееся повышенным содержанием сажи в выхлопных газах, что особенно сильно проявляется в начальный момент разгона. Ухудшение динамических показателей двигателя зависит от степени форсировки базового двигателя, интенсивности развития переходного процесса и определяется в основном величиной момента инерции ротора турбокомпрессора.

Естественно, что устранение этого недостатка в первую очередь осуществляется посредством уменьшения момента инерции ротора турбокомпрессора [10]. Работы в этом направлении развиваются по пути максимального облегчения ротора как при сохранении наружных размеров концов рабочих лопаток, так и при их воз-

можно уменьшении. Сложность решения этой задачи связана с тем, что такие изменения ротора могут сопровождаться некоторым ухудшением аэродинамических показателей проточной части компрессора и турбины, а следовательно, и снижением к. п. д. турбокомпрессора.

В настоящее время еще не накоплен и не обобщен материал, относящийся к приемистости автотракторных турбокомпрессоров и к параметрам, которые ее определяют. В связи с этим был проведен расчетный анализ, выявивший основные параметры, влияющие на приемистость ротора. При этом были определены моменты инерции роторов известных образцов турбокомпрессоров и установлено влияние различных геометрических параметров ротора на его момент инерции и к. п. д. компрессора и турбины. На основании проведенных исследований были разработаны рекомендации, положенные в основу улучшения приемистости турбокомпрессоров ЯМЗ.

Поскольку настоящие исследования являются первым этапом работы по улучшению динамических показателей серийных дизелей ЯМЗ с турбонаддувом, то в данной статье приводятся материалы только по испытаниям турбокомпрессора на безмоторных установках и соответственно по влиянию момента инерции ротора на приемистость собственно турбокомпрессора.

Влияние размера колес ротора на приемистость турбокомпрессора

Основные факторы, влияющие на приемистость турбокомпрессора, определяемую временем разгона ротора от некоторого начального до некоторого конечного числа оборотов, можно найти из уравнения баланса моментов:

$$M_{\tau} \eta_{\text{м}} - M_{\text{к}} = I_{\text{р}} \frac{d\omega}{dt}, \quad (1)$$

где M_{τ} — момент на колесе турбины;

$M_{\text{к}}$ — момент на колесе компрессора;

$I_{\text{р}} \frac{d\omega}{dt}$ — момент сил инерции;

$\eta_{\text{м}}$ — механический к. п. д. турбокомпрессора, учитывающий потери в подшипниках и принимаемый для упрощенного анализа процесса разгона постоянным [2];

$I_{\text{р}}$ — момент инерции ротора;

$\frac{d\omega}{dt}$ — угловое ускорение вращения ротора.

Используя известные соотношения из работы [4], время разгона турбокомпрессора можно выразить следующим образом:

$$dt = 39,2 \frac{I_{\text{р}}}{D_{\text{к}2}^2} \cdot \frac{du_{\text{к}2}}{G_{\text{к}} u_{\text{к}2} \psi_{\text{к.т}} \left[1,04 \bar{D}_{\text{т.к}}^2 \frac{\eta_{\text{т.е}}}{2 \psi_{\text{к.т}} x_0^2} - 1 \right]}. \quad (2)$$

В формуле (2) для возможного диапазона изменения режимов работы турбокомпрессора принято $\frac{G_T}{G_K} = 1,04$, а также введены следующие обозначения:

$$\bar{D}_{Т.К}^2 = \frac{u_{Т1}}{u_{К2}} \cdot \frac{D_{Т1}}{D_{К2}} = \left(\frac{D_{Т1}}{D_{К2}} \right)^2 \quad \text{и} \quad \eta_{Te} = \eta_T \eta_M.$$

Как известно, коэффициент $\bar{D}_{Т.К}$ для современных турбокомпрессоров изменяется в пределах $\bar{D}_{Т.К} = 1,00 \div 0,85$.

Как видно из формулы (2), время разгона ротора является функцией ряда параметров, характеризующих рабочий процесс компрессора и турбины, причем определяющим фактором является выражение в знаменателе, заключенное в квадратных скобках. Величина параметра $x_0 = \frac{u_{Т1}}{c_0}$ на расчетном режиме определяется формой характеристики турбины и величиной параметра полной работы сжатия в компрессоре $\psi_{Т.К}$ [5]. Поскольку величина $\psi_{Т.К}$ мало изменяется в рабочем диапазоне режимов турбокомпрессора, то параметр x_0 при работе двигателя на установившихся режимах может изменяться не более чем на 0,02—0,03. На переходных режимах, и особенно в первый момент изменения подачи топлива в двигатель, параметр x_0 меняется в широких пределах, поэтому время разгона ротора в существенной мере определяется характером зависимости $\eta_{Te} = f(x_0)$.

Для двух роторов, отличающихся размерами колес ротора и имеющих наружные диаметры колес $(D_{К2})_1$ и $(D_{К2})_2$ и соответственно моменты инерции роторов $(I_p)_1$ и $(I_p)_2$, можно записать:

$$\Delta t_1 = 39,2 \frac{(I_p)_1}{(D_{К2})_1^2} \int_{u_{К2}}^{u_{К2}''} \frac{du_{К2}}{G_K u_{К2} \psi_{К.Т} \left[1,04 \bar{D}_{Т.К}^2 \frac{\eta_{Te}}{2x_0^2 \psi_{К.Т}} - 1 \right]}$$

и

$$\Delta t_2 = 39,2 \frac{(I_p)_2}{(D_{К2})_2^2} \int_{u_{К2}}^{u_{К2}''} \frac{du_{К2}}{G_K u_{К2} \psi_{К.Т} \left[1,04 \bar{D}_{Т.К}^2 \frac{\eta_{Te}}{2x_0^2 \psi_{К.Т}} - 1 \right]}.$$

В этих формулах индексы «штрих» и «два штриха» соответственно указывают на начало и конец процесса разгона.

Определение относительного изменения приемистости турбокомпрессора при изменении наружных размеров ротора целесообразно производить при условии использования сравниваемых турбокомпрессоров с различными роторами на одном и том же

двигателе. В этом случае должно быть обеспечено равенство расходов воздуха и степеней повышения давления в компрессоре в начале и в конце процесса разгона. По имеющимся экспериментальным данным (приведенным ниже), изменение наружных размеров рабочих лопаток в пределах 10—20% от исходного варианта ротора не приводит к заметному изменению параметров (к. п. д., расходов воздуха и газа) турбокомпрессора. Это дает основание считать, что для двух сравниваемых турбокомпрессоров, незначительно отличающихся размерами колес и имеющих различные числа оборотов в начале и в конце переходного процесса, окружные скорости концов рабочих лопаток на этих режимах будут практически одинаковыми.

Учитывая отмеченное и полагая соответственно, что подинтегральные выражения однозначно зависят от окружной скорости, получим следующее отношение:

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{(I_p)_1}{(I_p)_2} \cdot \frac{(D_{к2})_2^2}{(D_{к2})_1^2}.$$

Момент инерции ротора турбокомпрессора I_p представляет собой сумму моментов инерции колеса компрессора I_k , колеса турбины, вала ротора и деталей уплотнения. Поскольку вал ротора обычно выполняется заодно целое с колесом турбины, а детали уплотнения размещаются непосредственно на валу, то моменты инерции всех этих деталей целесообразно представить в виде одного момента инерции I_T .

Тогда

$$I_p = I_k + I_T = I_k(1 + \bar{I}_T),$$

где
$$\bar{I}_T = \frac{I_T}{I_k}.$$

Отсюда следует, что

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{(I_k)_1}{(I_k)_2} \cdot \frac{(D_{к2})_2^2}{(D_{к2})_1^2} \cdot \frac{1 + \bar{I}_{T1}}{1 + \bar{I}_{T2}}.$$

Для близких по конструктивному выполнению турбокомпрессоров величина \bar{I}_T мало изменяется.

Следовательно,

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{(I_k)_1}{(I_k)_2} \cdot \frac{(D_{к2})_2^2}{(D_{к2})_1^2}.$$

Момент инерции колеса компрессора

$$I_k = \int_{m_k} r^2 dm_k,$$

где dm_k — масса элемента колеса;
 r — расстояние элемента колеса от оси.

Для удобства расчетного определения момента инерции его удобно представить как сумму момента инерции диска колеса I_d и момента инерции лопаток колеса I_l :

$$I_k = I_d + I_l = I_d (1 + \bar{I}_l),$$

где
$$\bar{I}_l = \frac{I_l}{I_d}.$$

Для компрессорных колес турбокомпрессоров автотракторного типа, где, как правило, число рабочих лопаток не превышает 12—14, доля момента инерции рабочих лопаток невелика и не превышает 10% от общего момента инерции колеса. Следовательно, момент инерции колеса будет определяться размерами диска.

Для упрощенного анализа массу колеса компрессора можно представить так:

$$m_k = \rho_k \frac{\pi}{4} D_{k2}^3 \bar{B}_k k_{G_k},$$

где ρ_k — плотность металла колеса, $\kappa\Gamma \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$;

$\bar{B}_k = \frac{B_k}{D_{k2}}$ — относительная осевая длина колеса;

k_{G_k} — коэффициент заполнения металлом объема цилиндра, имеющего диаметр D_{k2} и длину B_k ; для колес автотракторных турбокомпрессоров величина коэффициента k_{G_k} изменяется в пределах $k_{G_k} = 0,2 \div 0,3$.

Тогда можно записать, что $I_k = k_j' D_{k2}^5$, где k_j' — коэффициент пропорциональности.

Окончательно для близких по конструктивному выполнению (строго говоря, для геометрически подобных) роторов имеем:

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \approx \left(\frac{D_{k2}1}{D_{k2}2} \right)^3, \quad (3)$$

т. е. время разгона ротора турбокомпрессора с учетом принятых допущений прямо пропорционально кубу наружного диаметра колеса компрессора.

Полученная зависимость является приближенной в связи с условностью выражения момента инерции и справедливой лишь при таких изменениях размеров ротора, когда не происходит заметного изменения к. п. д. компрессора и турбины. Эта зависимость показывает на важность выбора наименьших размеров ротора не только из-за соображений уменьшения габаритов турбокомпрессора, но и из-за необходимости обеспечения высокой динамики автотракторных дизелей. Последнее подтверждается общей тенденцией в уменьшении размеров колес турбокомпрессоров и соответствующим увеличением числа оборотов ротора, отмечаемыми в современном турбокомпрессоростроении.

В настоящее время еще не систематизированы данные по моментам инерции роторов автотракторных турбокомпрессоров и не показано влияние отдельных геометрических параметров роторов на их моменты инерции. Также отсутствуют рекомендации по возможному уменьшению размеров колес без ухудшения показателей турбины и компрессора. Поэтому в последующих разделах статьи будут приведены некоторые данные по этим вопросам.

Влияние геометрических параметров колес на момент инерции ротора

Как показывает анализ опыта применения турбокомпрессоров для автотракторных двигателей, уменьшение момента инерции ротора можно осуществить несколькими способами. В том случае, если наружный диаметр рабочих лопаток колес турбины и компрессора не может быть изменен, то применяется уменьшение наружного диаметра дисков колес и максимальное облегчение веса конструктивных элементов ротора. Если же уменьшение наружного размера колес не сопровождается заметным падением к. п. д. турбокомпрессора и не сказывается ощутимо на показателях двигателя, то используются более форсированные модели турбокомпрессоров с уменьшенными размерами колес. Известны и смешанные способы снижения момента инерции ротора.

Поскольку детали ротора, и особенно рабочие колеса, имеют сложные пространственные формы, то наиболее точно момент инерции ротора и отдельных элементов, его составляющих, может быть определен опытным путем [1].

Таблица 1

Влияние наружного размера колеса компрессора на момент инерции

Наружный диаметр колеса $D_{к2}, мм$	Вес колеса, кг	Относительный вес колеса	Момент инерции колеса, $кг \cdot м \cdot сек^2 \cdot 10^6$	Относительный момент инерции	Расчетный момент инерции, $кг \cdot м \cdot сек^2 \cdot 10^6$
130	0,265	1,000	28,64	1,000	28,64
120	0,236	0,890	21,10	0,735	19,10
110	0,178	0,665	13,70	0,475	12,50
100	0,129	0,485	8,20	0,285	8,00

Примечание. Относительный вес и момент инерции приведены по отношению к колесу с наибольшими размерами.

В табл. 1 приведены данные по моменту инерции серии колес компрессора, отличающихся наружными размерами концов рабочих лопаток. При этом наружный диаметр дисков для всех колес был соответственно равен наружному диаметру концов рабочих лопаток.

Колеса компрессора были спроектированы, исходя из условия частичного геометрического подобия, т. е. соблюдения постоянства

следующих относительных размеров: высот лопаток на входе и на выходе из колеса, относительного диаметра втулки и относительной осевой длины колеса.

В табл. 1 приведены также расчетные данные по определению момента инерции по формуле

$$I_k = (I_k)_{D_{к2}=130} \left[\frac{D_{к2}}{130} \right]^5.$$

Из табл. 1 видно сильное влияние наружного диаметра колеса на его момент инерции, причем изменение последнего происходит примерно в соответствии с изменением наружного диаметра колеса в пятой степени. Отклонение от указанного закона для рассмотренного диапазона размеров не превышает 10%. Отсюда следует примерное постоянство отношения $k_j' = \frac{I_k}{D_{к2}^5}$, удобного для расчетного определения момента инерции, которое для рассмотренных геометрически подобных колес изменяется в пределах от 0,77 до 0,85 кг·м⁻⁴·сек².

Таблица 2

Влияние размеров дисков колес компрессора и турбины на момент инерции

Наименование детали	Относительный диаметр	Вес детали, кг	Относительный вес детали	Момент инерции, кг·м·сек ² ·10 ⁶	Относительный момент инерции
Колесо компрессора	$\bar{D}_{к.д}=1,0$	0,265	1,000	28,64	1,000
	$\bar{D}_{к.д}=0,9$	0,258	0,975	25,90	0,904
	$\bar{D}_{к.д}=0,8$	0,251	0,947	24,50	0,855
	$\bar{D}_{к.д}=0,7$	0,241	0,910	21,50	0,750
	$\bar{D}_{к.д}=0,6$	0,218	0,823	17,60	0,614
Колесо турбины	$\bar{D}_{т.д}=1,0$	1,608	1,000	114,70	1,000
	$\bar{D}_{т.д}=0,9$	1,576	0,981	100,00	0,873
	$\bar{D}_{т.д}=0,8$	1,547	0,963	89,80	0,784
	$\bar{D}_{т.д}=0,7$	1,517	0,945	83,50	0,727
	$\bar{D}_{т.д}=0,6$	1,479	0,920	76,70	0,669

Примечание. Относительный вес и момент инерции деталей приведены по отношению и к колесу компрессора, и к колесу турбины, имеющим $\bar{D}_{к.д}=1$ и $\bar{D}_{т.д}=1$ соответственно.

Результаты опытов по снижению момента инерции серийных колес компрессора и турбины путем последовательного уменьшения наружных размеров дисков $\bar{D}_{к.д} = \frac{D_{к.д}}{D_{к2}}$ и $\bar{D}_{т.д} = \frac{D_{т.д}}{D_{т1}}$ приведены в табл. 2. При этом наружный диаметр диска уменьшался таким образом, чтобы внутренний диаметр лопаток оставался таким же, каким он был и при наличии устраненной части диска.

Из табл. 2 следует, что уменьшение размера диска колес приводит к небольшому изменению момента инерции. Нашедшие наибольшее распространение отношения $\bar{D}_{к.д.}$ и $\bar{D}_{т.д.}$, равные $0,95 \div 0,85$, приводят к уменьшению момента инерции ротора не более чем на 20%. Более заметное влияние диска колеса турбины на изменение момента инерции объясняется большей толщиной диска этого колеса по сравнению с толщиной диска колеса компрессора.

Таблица 3

Сравнительные данные по моментам инерции роторов турбокомпрессоров

Параметры ротора	Турбокомпрессоры						
	ТКР-14 СТМЗ	ТКР-13 ЯМЗ выпуска 1965 г.	Holset серии 4-450	ATL- -0,5R ККК	ТКР-11 ЯМЗ выпуска 1967 г.	Eberspä- cher	Rotol T-9
Наружный диаметр колеса компрессора $D_{к2}$, мм	140,0	130,0	101,6	140,0	110,0	115,0	88,6
Момент инерции ротора в сборе I_p , кг·м·сек ² ·10 ⁶	205	143,3	42,8	296	62,8	109,3	25,6
Отношение момента инерции колеса турбины к моменту инерции колеса компрессора, т. е. $\bar{I}_T = \frac{I_T}{I_K}$	3,35	4,00	4,03	3,48	2,55	3,33	2,32

Приведенные в табл. 3 данные по моментам инерции роторов ряда отечественных и зарубежных турбокомпрессоров показывают, что отношение момента инерции колеса турбины с валом и вспомогательными деталями в сборе к моменту инерции колеса компрессора находится в довольно узких пределах ($\bar{I}_T = 3,3 \div 3,5$) для турбокомпрессоров, имеющих схожую компоновку ротора. Значительно меньшая величина ($\bar{I}_T = 2,32$) для турбокомпрессора фирмы Rotol объясняется увеличением веса колеса компрессора за счет увеличения осевой длины, связанного с необходимостью получения достаточно высокого к. п. д. компрессора при малых диаметральных размерах.

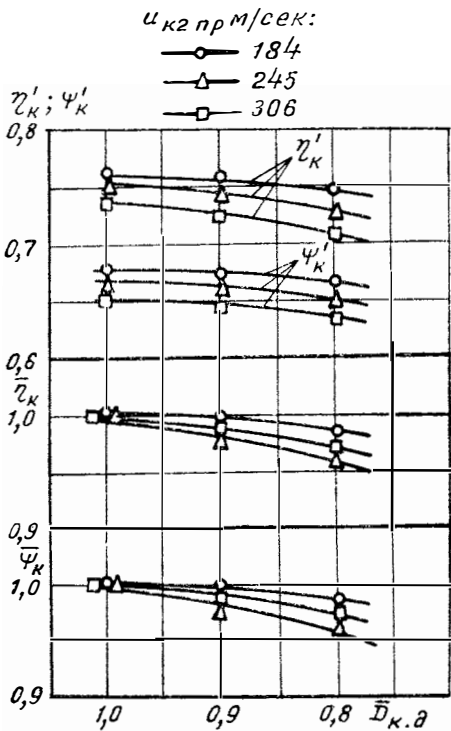
Исследование влияния геометрических параметров колес ротора на характеристики компрессора и турбины

Исследование влияния геометрических параметров ротора на характеристики компрессора и турбины проводилось соответственно на турбокомпрессоре и гидротормозной установке и состояло в получении обычных характеристик компрессора и турбины с экспериментальными проточными частями. К. п. д. компрессора опре-

делялся по температурным измерениям [6], а к. п. д. турбины — весовым способом по величине момента непосредственно на колесе турбины [2].

На компрессоре были проведены следующие три серии опытов.

В опытах с колесами, имеющими различные размеры диска, всего было испытано три колеса, у которых относительный диаметр диска $\bar{D}_{к.д} = \frac{D_{к.д}}{D_{к2}}$ был равен 1,0; 0,9 и 0,8, а остальная проточная часть компрессора оставалась без изменений. Наружный диаметр концов лопаток колеса был равен 130 мм. Необходимая подрезка диска выполнялась по внутреннему контуру обвода колеса, а образовавшаяся на месте отрезанной части диска полость заполнялась специальными вставками так, что зазор между рабочими лопатками и указанными вставками составлял 0,5—0,6 мм.



Фиг. 1. Изменение абсолютного и относительного максимальных к. п. д. $\eta'_{к}$ и $\bar{\eta}_{к} = \frac{\eta'_{к}}{\eta_{к}}$ и абсолютного и относительного максимальных коэффициентов напора $\psi'_{к}$ и $\bar{\psi}_{к} = \frac{\psi'_{к}}{\psi_{к}}$ в зависимости от относительного наружного диаметра диска колеса компрессора $\bar{D}_{к.д} = \frac{D_{к.д}}{D_{к2}}$ при различных значениях приведенных окружных скоростей наружных концов рабочих лопаток $u_{к2пр}$:

$\eta'_{к}$ и $\psi'_{к}$ — максимальные к. п. д. и коэффициент напора компрессора с колесами $\bar{D}_{к.д} = 0,9$ и $0,8$; $\eta_{к}$ и $\psi_{к}$ — максимальные к. п. д. и коэффициент напора компрессора с колесом $\bar{D}_{к.д} = 1$.

Наличие дополнительного зазора даже при уменьшении диаметра диска на $0,1D_{к2}$ привело к заметному снижению к. п. д. компрессора (фиг. 1), а при дальнейшем уменьшении диаметра диска он снизился еще более значительно.

К. п. д. исходного варианта компрессора ($\bar{D}_{к.д} = 1$) был равен 0,76 при $u_{к2пр} = 244,9$ м/сек. Изменение этого к. п. д. связано с падением напора, создаваемого колесом из-за развития протечек с

открывшихся торцев лопаток. Следует отметить, что эти протечки, как видно из примерно неизменной зависимости коэффициента полной работы

$$\psi_{к.т} = \mu_2 + \alpha_d + \alpha_{пер},$$

где μ_2 — коэффициент, характеризующий момент количества движения на выходе из колеса;

α_d — коэффициент дисковых потерь;

$\alpha_{пер}$ — коэффициент, учитывающий перетекание в колесе [4] в функции от коэффициента расхода, на наружный диаметр колеса компрессора не распространяются.

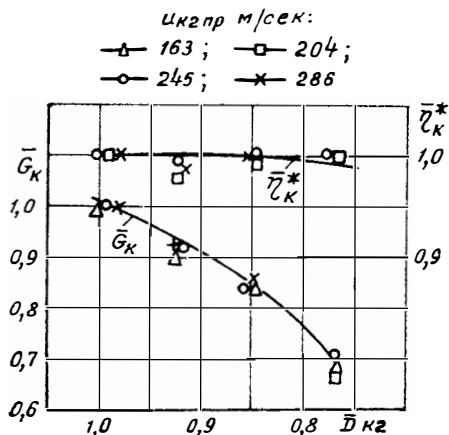
Проведенные опыты указывают на нецелесообразность уменьшения диска колеса ввиду значительного снижения к. п. д. компрессора при мало заметном уменьшении момента инерции.

Фиг. 2. Изменение относительного максимального к. п. д. компрессора $\bar{\eta}_{к} = \frac{\eta'_{к}}{\eta_{к}}$ и относительного максималь-

ного расхода $\bar{G}_k = \frac{G'_k}{G_k}$ в зависимости от относительного наружного диамет-

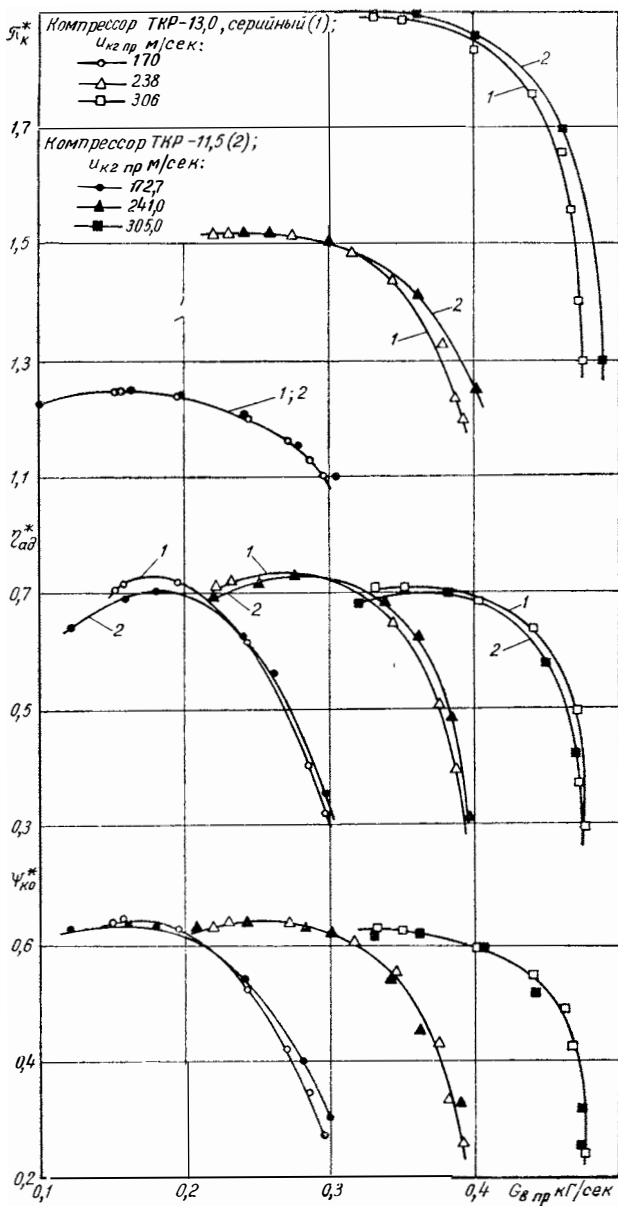
ра колеса $\bar{D}_{к2} = \frac{D'_{к2}}{D_{к2}}$:

числитель — максимальные параметры для колес компрессора 130, 120, 110 и 100 мм. знаменатель такие же параметры для колеса 130 мм.



При опытах колеса, имеющие наружный диаметр 130; 120; 110 и 100 мм, были выполнены геометрически подобными, т. е. все относительные геометрические размеры были одинаковыми, за исключением толщины лопаток, которая для всех них составляла 0,8 мм. Угол рабочих лопаток на входе в колесо для всех колес выбирался с учетом изменения диаметра входа в колесо таким образом, чтобы обеспечить оптимальные параметры компрессора при одном и том же расходе воздуха. Число рабочих лопаток для всех колес было равно 14. Поскольку целью этих опытов было определение влияния изменения наружного диаметра колеса на показатели компрессора, то при замене колес вся остальная проточная часть компрессора, безлопаточный диффузор с исходным диаметрально-отношением 1,8 и воздухосборник, оставалась без изменений, за исключением деталей, сопряженных с колесом. Зазоры между рабочими лопатками и корпусом, а также между диском колеса и корпусом компрессора выдерживались одними и теми же.

Полученные результаты (фиг. 2) показали, что существенное изменение размеров колес не сопровождается чрезмерным ухуд-



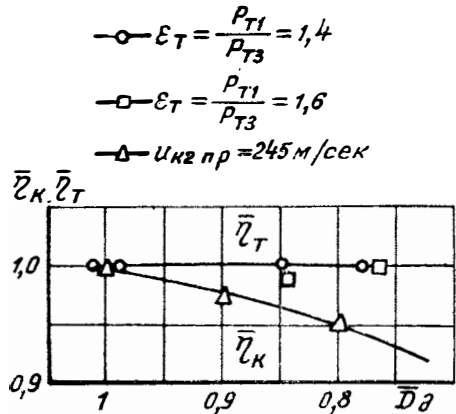
Фиг. 3. Расходные характеристики компрессора:
 колесо $\bar{D}_{к1} = 0,635$; $\bar{D}_{к0} = 0,273$, лопаточный диффузор
 $z_d = 17$; $\alpha_{уст} = 19^\circ$; $\gamma = 14^\circ$; $b_3 = 7$ мм, $\beta_{л1} = 43^\circ$; $b_2 = 7$ мм,
 $z_k = 14$.

шением к. п. д. компрессора, однако сопровождается заметным снижением расхода воздуха через компрессор. Последнее, по-видимому, объясняется не оптимальным выбором угла лопаток на входе в колесо для колес с уменьшенным относительно базового колеса диаметром $D_{к2}$. Изменение размеров колес в указанных выше пределах не привело к заметному изменению коэффициента полной работы, что свидетельствует об отсутствии заметного влияния масштабного фактора на процесс сообщения энергии воздуху в колесе компрессора.

Проведенные опыты указывают на возможность уменьшения размеров колеса компрессора при сохранении достаточно высоких показателей компрессора.

Следующие опыты вытекали из результатов предшествующих исследований. Они состояли в сопоставлении характеристик компрессора с диаметром колеса $D_{к2} = 130$ и 110 мм, причем проточные части компрессоров с обоими колесами прошли доводку с целью получения оптимальных параметров. Оба компрессора имели лопаточные диффузоры и боковые спиральные камеры с двумя выходными патрубками. Показатели, полученные для компрессора с колесом $D_{к2} = 110$ мм, оказались практически не ниже, чем для компрессора с колесом $D_{к2} = 130$ мм (фиг. 3), и являются достаточно высокими для малоразмерного компрессора, имеющего воздухохоронник с двумя выходными патрубками.

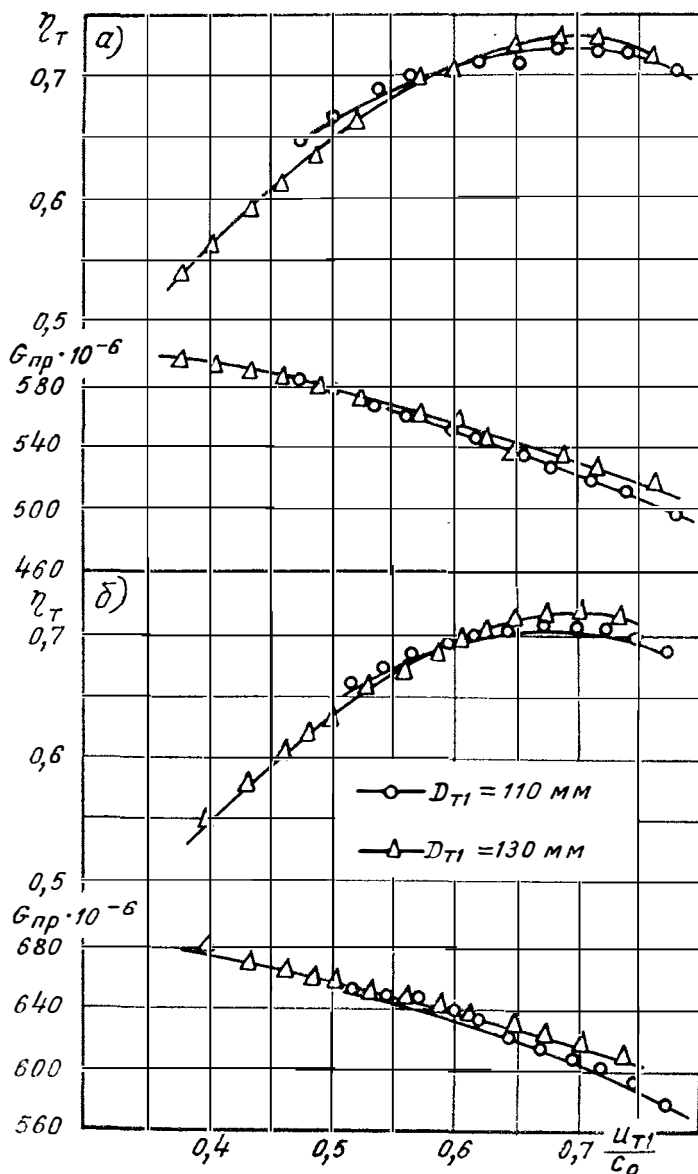
Фиг. 4. Сравнительное изменение относительного максимального к. п. д. компрессора $\bar{\eta}_{ик} = \frac{\eta_{ик}}{\eta_{ик}}$ и относительно-го максимального к. п. д. турбины $\bar{\eta}_{ит} = \frac{\eta_{ит}}{\eta_{ит}}$ в зависимости от относительного наружного диаметра дисков колес компрессора и турбины $\bar{D}_д = \frac{D_д}{D_{к2(т1)}}$.



По турбине были проведены две следующие серии опытов.

Опыты с колесами с наружным диаметром рабочих лопаток $D_{т1} = 130$ мм, имеющими разные диаметры диска $\bar{D}_{т.д} = \frac{D_{т.д}}{D_{т1}} = 1,0; 0,846$ и $0,769$, показали значительно меньшее влияние дополнительного зазора на характеристики турбины (фиг. 4) по сравнению с компрессором. Так как уменьшение диска колеса на $0,2D_{т1}$ практи-

чески не сопровождается падением к. п. д. турбины, подобное изменение колеса целесообразно также в связи с имеющим место улучшением усталостной термпрочности диска.



Фиг. 5. Влияние размеров ротора на показатели турбины при $\epsilon_\tau = 1,4$ (а) и $\epsilon_\tau = 1,6$ (б).

Сравнительное исследование двух экспериментальных турбин с колесами, имеющими $D_{т1} = 130$ и 110 мм, показало, что подобное уменьшение размеров колес не приводит к заметному (не более 0,01) ухудшению к. п. д. турбины (фиг. 5), несмотря на то, что турбина с колесом $D_{т1} = 130$ мм имела лопаточный входной аппарат, а турбина с колесом $D_{т1} = 110$ мм — безлопаточный.

Из приведенного исследования влияния геометрических параметров ротора на характеристики турбины и компрессора следует, что существует возможность существенного улучшения приемистости турбокомпрессора путем уменьшения наружных размеров колес. Это подтверждается непосредственным сопоставлением моментов инерции роторов, имеющих колеса с наружным диаметром концов рабочих лопаток, равным 130 и 110 мм. Если первый ротор имеет момент инерции $143,34 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$, то ротор с наружным диаметром колес 110 мм имеет всего лишь $62,8 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$, т. е. в 2,3 раза меньше исходного.

Удельный момент инерции ротора как оценочный параметр турбокомпрессора

Величина момента инерции ротора не может в достаточно полной мере характеризовать динамические качества турбокомпрессора, поскольку позволяет сравнивать лишь турбокомпрессоры одной размерности. Действительно, объективную оценку турбокомпрессора можно произвести лишь тогда, когда сравниваются турбокомпрессоры, имеющие одни и те же наружные размеры колес, или турбокомпрессоры с различными размерами колес, но имеющие одни и те же расчетные параметры при одном и том же расходе воздуха через компрессор. В этих случаях предпочтение, очевидно, должно быть сделано в пользу турбокомпрессора с меньшим моментом инерции ротора. Однако в более общем случае, когда производится сравнение турбокомпрессоров с различными размерами колес и предназначенных для установки на двигатели, имеющие различные параметры, подобное сопоставление будет совершенно не убедительным.

В связи с этим для оценки совершенства турбокомпрессора представляется целесообразным ввести безразмерный комплекс, не зависящий от размерности турбокомпрессора и отражающий основные факторы, влияющие на его приемистость: момент инерции ротора и расход воздуха через компрессор. Этот комплекс может быть назван удельным моментом инерции ротора турбокомпрессора.

Учитывая, что назначение турбокомпрессора заключается в повышении плотности заряда воздуха, поступающего в двигатель, следует ввести в выражение для удельного момента инерции ротора турбокомпрессора наружный диаметр колеса компрессора и окружную скорость наружных концов рабочих лопаток, определяющую степень повышения давления воздуха в компрессоре. В со-

ответствии с уравнением приемистости (2) время разгона ротора турбокомпрессора прямо пропорционально моменту инерции ротора и обратно пропорционально расходу воздуха через компрессор. Поэтому, принимая во внимание теорию размерностей [7], целесообразно написать следующую зависимость для удельного момента инерции ротора турбокомпрессора:

$$I_{уд} = \frac{I_p}{D_{к2}^5} \cdot \frac{\frac{\pi}{4} D_{к2}^2 u_{к2} g}{G_B} = 7,7 \frac{I_p}{D_{к2}^3} \cdot \frac{u_{к2}}{G_B}, \quad (4)$$

а расход воздуха через компрессор — выразить следующим образом:

$$G_B = \gamma_B \frac{\pi}{4} D_{к2}^2 (\bar{D}_{к1}^2 - \bar{D}_{к0}^2) \varphi u_{к2},$$

где γ_B — удельный вес воздуха на входе в колесо компрессора, $\kappa\Gamma/\text{м}^3$;

$\bar{D}_{к1} = \frac{D_{к1}}{D_{к2}}$ — относительный наружный диаметр входа в колесо компрессора;

$\bar{D}_{к0} = \frac{D_{к0}}{D_{к2}}$ — относительный диаметр втулки колеса компрессора;

$\varphi = \frac{c_{m1}}{u_{к2}}$ — коэффициент расхода компрессора;

c_{m1} — меридиональная скорость воздуха на входе в колесо, $\text{м}/\text{сек}$.

С учетом выражения для расхода воздуха через компрессор выражение удельного момента инерции ротора турбокомпрессора будет иметь вид:

$$I_{уд} = \frac{I_p}{D_{к2}^5} \cdot \frac{1}{0,125\varphi (\bar{D}_{к1}^2 - \bar{D}_{к0}^2)} = \frac{k_j}{k_G}, \quad (5)$$

где $k_j = \frac{I_p}{D_{к2}^5}$ — коэффициент «ажурности» ротора;

$k_G = 0,125\varphi (\bar{D}_{к1}^2 - \bar{D}_{к0}^2)$ — коэффициент, характеризующий пропускную способность компрессора.

Из выражения (5) для $I_{уд}$ следует, что удельный момент инерции ротора турбокомпрессора представляет собой отношение коэффициентов, величины которых изменяются во вполне определенных пределах.

Значение коэффициента k_j на основании анализа показателей ряда экспериментальных и выпускаемых отечественных и зарубежных турбокомпрессоров находится в следующих пределах (табл. 4): $k_j = 3,8 \div 5,6 \kappa\Gamma \cdot \text{м}^{-4} \cdot \text{сек}^2$.

Величина коэффициента расхода для известных малоразмерных компрессоров на расчетном режиме обычно выбирается в пределах $\varphi = 0,25 \div 0,3$. Относительные размеры колеса компрессора

на основании анализа статистических материалов находятся в пределах $\bar{D}_{к1} = 0,60 \div 0,67$ и $\bar{D}_{к0} = 0,30 \div 0,23$.

Отсюда значение коэффициента k_G , характеризующего пропускную способность компрессора в тех же диаметральных габаритах, может находиться в пределах $k_G = 0,0078 \div 0,0148 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-4} \cdot \text{сек}^2$.

Таблица 4

Параметры	Модель турбокомпрессора					
	СТМЗ ТКР-14 выпуска 1963 г.	ЯМЗ ТКР-18 выпуска 1965 г.	ЯМЗ ТКР-11 выпуска 1967 г.	Holset серии 4-450	ATL- -0,5R ККК	Rotol T-9
$k; \text{кг} \cdot \text{м}^{-4} \cdot \text{сек}^2$	3,81	3,86	3,88	3,95	5,52	4,65
$k_G \text{ кг} \cdot \text{м}^{-4} \cdot \text{сек}^2$	0,01334	0,0105	0,01225	0,01082	0,01171	0,01105
$I_{уд}$	286	368	317	365	470	421

Таким образом, величина удельного момента инерции $I_{уд}$ ротора турбокомпрессора с учетом возможного значения всех коэффициентов может изменяться в пределах $I_{уд} = 256 \div 717$, т. е. примерно в три раза, причем меньшие значения удельного момента инерции соответствуют более совершенным моделям турбокомпрессоров. Это объясняется тем, что при нахождении диапазона изменения удельного момента инерции учитывалось неблагоприятное сочетание величин коэффициентов, его определяющих. В действительности же подобное сочетание параметров мало вероятно и в соответствии с наиболее вероятным законом распределения этих величин [9] фактический диапазон изменения $I_{уд}$ будет приблизительно равен $1/3$ от диапазона изменения $I_{уд}$, вычисленного указанным выше способом. Последнее и подтверждается диапазоном величин $I_{уд}$, найденным для известных образцов турбокомпрессоров. Фактическая величина удельного момента инерции для известных моделей малоразмерных турбокомпрессоров находится в значительно более узких пределах ($I_{уд} = 286 \div 470$).

Как видно из безразмерного выражения для удельного момента инерции, его величина определяется двумя коэффициентами k_j и k_G , определяющими степень использования объема, занимаемого ротором, и пропускную способность компрессора в заданных диаметральных габаритах. Величина коэффициента k_G тем больше, чем выше значение коэффициента расхода компрессора и больше относительная величина диаметра колеса компрессора на входе. Эти обстоятельства находятся в соответствии с имеющимися в настоящее время тенденциями по увеличению указанных коэффициентов и подтверждаются возможностью получения высоких к. п. д. компрессора.

Необходимо отметить, что ограниченное количество материалов, имеющихся в настоящее время по малоразмерным турбокомпрессорам, не дает возможности окончательно установить влияние размеров ротора на величину удельного момента инерции, найти

его оптимальную величину и выявить влияние этого параметра на приемистость дизеля с турбонаддувом.

Выводы

1. Размеры ротора оказывают определяющее влияние на приемистость турбокомпрессора, так как последняя примерно прямо пропорциональна кубу наружного диаметра колеса компрессора.

2. Уменьшение наружного диаметра колес турбины и компрессора серийного турбокомпрессора ЯМЗ со 130 до 110 мм позволяет при незначительном ухудшении к. п. д. турбины и компрессора (не более чем на 0,01) уменьшить момент инерции в 2,3 раза, что должно существенно улучшить приемистость турбокомпрессора.

3. Уменьшение момента инерции ротора путем уменьшения размеров диска колеса компрессора не следует признавать целесообразным ввиду заметного ухудшения к. п. д. компрессора при весьма незначительном изменении момента инерции. Уменьшение наружного диаметра диска колеса турбины до 20% позволяет уменьшить момент инерции исходного ротора примерно на 20% без ухудшения к. п. д. турбины. Следует признать целесообразным введение для колес турбины облегченных дисков и проведение длительных испытаний турбокомпрессоров с роторами, укомплектованными такими колесами турбины.

4. Для систематизации материалов, способствующих анализу конструкции турбокомпрессоров, введен удельный момент инерции, характеризующий время разгона ротора турбокомпрессора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Волохов А. Н. Опытное определение моментов инерции. Труды ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского, вып. 25, 1936.
2. Динеев Ю. Н., Озимов П. Л., Филатов Ю. Н. Исследование входных аппаратов радиальных турбин. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 64. М., ОНТИ НАМИ, 1964.
3. Зайченко Е. Н., Лямцев Б. Ф., Чернышев Г. Д. Механический к. п. д. автомобильного турбокомпрессора. «Автомобильная промышленность», 1964, № 4.
4. Зайченко Е. Н., Аболтин Э. В. Мощность, необходимая для привода нагнетателя автомобильного турбокомпрессора. «Автомобильная промышленность», 1965, № 9.
5. Зайченко Е. Н., Ханнин Н. С., Шерстюк А. Н. К вопросу о совместной работе двигателя с турбокомпрессором. Труды семинара по неустановившимся режимам работы двигателя. М., ОНТИ НАМИ, 1965.
6. Зайченко Е. Н., Аболтин Э. В., Кригер В. А. Методика безмоторных испытаний автомобильных турбокомпрессоров. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 58. М., ОНТИ НАМИ, 1963.
7. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. М., Гос. изд-во техн.-теорет. лит., 1951.
8. Стечкин Б. С. и др. Теория реактивных двигателей. М., Оборонгиз, 1958.
9. Яковлев К. П. Математическая обработка результатов измерений. М., Гос. изд-во техн.-теорет. лит., 1950.
10. MAN Forshungs Heften, 1963—1964, № 11.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ НА ВХОДЕ В КОЛЕСО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА НА ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

Некоторые особенности работы колеса центробежного компрессора на переменном режиме

Особенностью работы малоразмерного высоконапорного центробежного компрессора является довольно резко выраженная зависимость потерь энергии* от режима работы компрессора. Чем выше скорости потока, а при окружных скоростях $u_2 = 400 \div 430$ м/сек они могут достигать скорости звука, тем уже диапазон эффективной работы как компрессора в целом, так и его колеса. Это объясняется, видимо, тем, что даже незначительные отклонения режима работы компрессора приводят к нарушению безотрывного течения потока воздуха в лопаточных аппаратах проточной части компрессора и резкому росту этих потерь. В связи с этой особенностью большое значение приобретает вопрос согласования работы элементов проточной части высоконапорного компрессора, и прежде всего колеса и диффузора.

При выполнении условия согласования, которое выражается равенством $G_{в\text{ опт кол}} = G_{в\text{ опт к}}$, т. е. равенством оптимальных расходов колеса и компрессора, может быть реализован максимально возможный к. п. д. для данной ступени компрессора. Несогласованная работа колеса и диффузора может привести не только к существенному ухудшению работы компрессора, но и к сужению полного диапазона его характеристики.

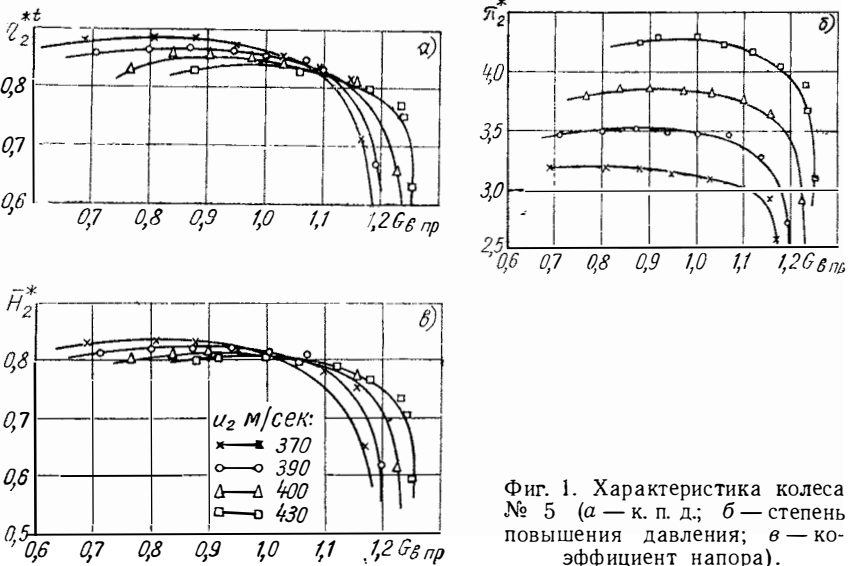
В настоящее время вопрос о согласованной работе элементов компрессора может быть надежно решен только экспериментальным путем. Для этого необходимо снять характеристику колеса и определить его оптимальный расход воздуха. Если последний не совпадает с оптимальным расходом через компрессор, то характеристику колеса надо передвинуть в нужную сторону с помощью подрезки меридионального контура или перепрофилирования. Такой путь решения упомянутой задачи является очень длительным

* Далее будем называть просто «потери».

и трудоемким. Отсутствие рекомендаций, которые давали бы возможность профилировать колесо так, чтобы расчетный расход воздуха через него одновременно являлся бы и оптимальным, не позволяют решить задачу лучшим образом.

В настоящей работе сделана попытка восполнить этот пробел применительно к классу малорасходных центробежных компрессоров.

Как известно, характеристика колеса центробежного компрессора (имеется в виду зависимость к. п. д. от расхода $\eta_2^* = f(G_B)$ или к. п. д. от коэффициента расхода $\eta_2^* = f(\varphi_1)$ при постоянной окружающей скорости $u_2 = \text{const}$) обычно имеет восходящую и ниспадающую ветви (фиг. 1 и 2).



Фиг. 1. Характеристика колеса № 5 (а — к. п. д.; б — степень повышения давления; в — коэффициент напора).

Работа колеса центробежного компрессора характеризуется рядом газодинамических параметров. При работе колеса на переменном режиме, т. е. при изменении расхода воздуха при постоянной окружающей скорости, эти параметры также будут переменными.

Анализируя работу колеса на переменном режиме, проследим, как же меняются газодинамические параметры колеса и какие из них определяют подобный вид характеристики:

1. Изменение расхода воздуха через колесо, как известно, приводит к изменению меридиональных скоростей потока и, следовательно, к изменению коэффициента диффузорности колеса

$$k_d = \frac{c_{2m}}{c_{1m}}, \quad (1)$$

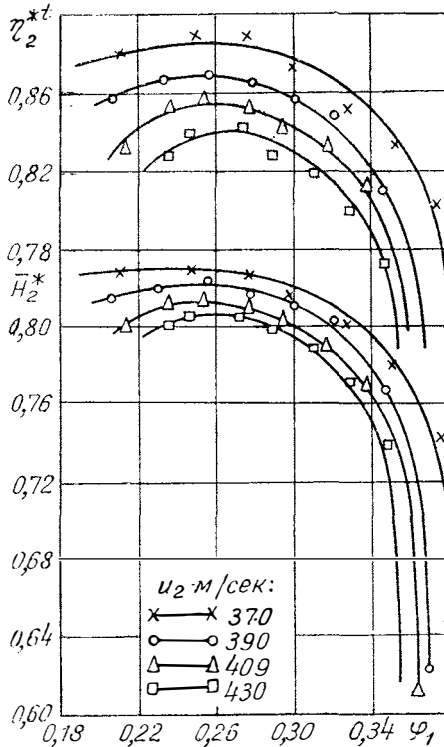
где c_{1m} и c_{2m} — меридиональные скорости на входе и выходе.

2. В свою очередь, изменение меридиональной скорости влечет за собой также и изменение относительной скорости. Иначе говоря, с изменением расхода меняется число λ в относительном движении:

$$\tilde{\lambda}_1 = \sqrt{\frac{\lambda_{1m}^2 + \lambda_{1\omega}^2}{1 + \frac{k-1}{k+1} \lambda_{1\omega}^2}}, \quad (2)$$

где $\lambda_{1m} = \frac{c_{1m}}{a_{1кр}}$; $\lambda_{1\omega} = \frac{u_1}{a_{1кр}}$;

$a_{1кр}$ — критическая скорость на входе.



Фиг. 2. Безразмерные характеристики колеса № 5.

Наибольшее значение величина $\tilde{\lambda}_1$ достигает на периферии входа в колесо, составляя

$$\tilde{\lambda}_{1пер} = \sqrt{\frac{\lambda_{1m пер}^2 + \lambda_{1\omega пер}^2}{1 + \frac{k-1}{k+1} \lambda_{1\omega пер}^2}}. \quad (3)$$

3. При изменении расхода изменяются углы атаки на входе в колесо. Наибольшее внимание обычно уделяется углу атаки на периферии входа, где имеются наиболее сложные условия течения воздуха:

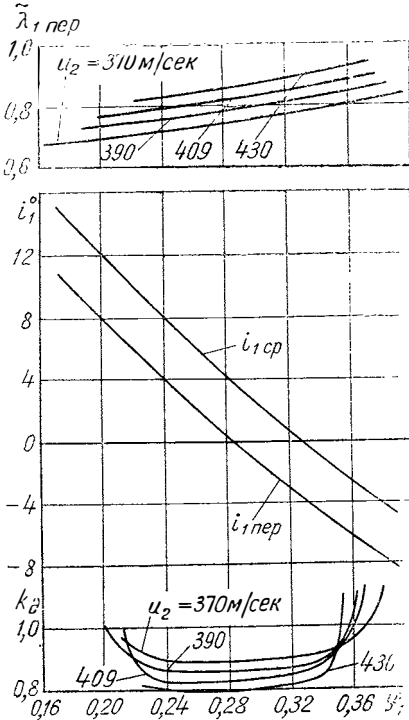
$$i_{1\text{пер}} = \beta_{1\text{л.пер}} - \text{arctg} \frac{\lambda_{1m\text{пер}}}{\lambda_{1\omega\text{пер}}}, \quad (4)$$

где $\beta_{1\text{л.пер}}$ — угол лопатки на периферии входа.

Таким образом, вид характеристики колеса, по-видимому, зависит от того, как изменяются упомянутые выше параметры при изменении режима его работы.

Для того, чтобы оценить влияние каждого из этих параметров, рассмотрим зависимости, приведенные на фиг. 3 и полученные расчетом для колеса № 5 (см. таблицу), которые показывают изменение $\tilde{\lambda}_{1\text{пер}}$, i_1 и k_d в функции коэффициента расхода

$$\varphi_1 = \frac{c_{1m}}{u_2}. \quad (5)$$



Фиг. 3. Изменение газодинамических параметров колеса № 5.

Как видно, величина $\tilde{\lambda}_{1\text{пер}}$ при изменении коэффициента расхода примерно вдвое меняется в довольно широких пределах. Однако монотонный характер ее изменения и то, что эта величина находится в явно дозвуковой области (в диапазоне окружных скоростей от 370 до 430 м/сек), позволяют считать, что она не является параметром, определяющим вид характеристики колеса.

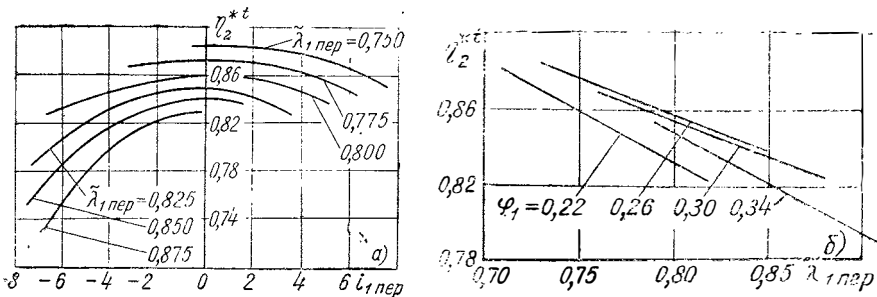
В отличие от $\tilde{\lambda}_{1\text{пер}}$ коэффициент диффузорности колеса k_d при изменении коэффициента расхода в тех же пределах изменяется незначительно. Лишь на режимах, соответствующих концам характеристики, наблюдается более резкое изменение k_d в сторону увеличения. Следовательно, и коэффициент k_d не является параметром, определяющим вид характеристики колеса.

Угол атаки на периферии входа $i_{1\text{пер}}$ при изменении расхода изменяется довольно резко (от $+10$ до -7°), причем значительные

Исследованный ряд колес

Номер колеса	F_T мм ²	D_2 мм	D_1 мм	D_0 мм	$\beta_{1л}$ град, мин	F_1 мм ²	z_k
1	5300	202	126	60	30°25'	9640	24
2	4940	202	122	60	31 15	8850	24
3	4700	202	119	60	31 55	8280	24
4	4330	202	115	60	32 45	7550	24
5	4100	202	115	60	30 00	7550	24
6	4070	202	112	60	33 30	7010	24
7	3540	184	113	61	30 30	7100	19
8	3060	202	100	60	36 30	5020	24
9	2720	154	94	53	33 00	4740	20
10	5400	202	126	60	33 00	9640	24

углы атаки на входе в колесо появляются как раз на режимах, соответствующих концам характеристики колеса, где происходит существенное снижение его к. п. д. Вышесказанное, вообще говоря, позволяет сделать вывод о том, что именно угол атаки на периферии входа определяет вид характеристики колеса. Последнее утверждение не означает, что характеристика колеса, т. е. изменение его к. п. д. в зависимости от расхода, является следствием влияния одних лишь углов атаки на входе. Естественно, что изменение скоростей потока, в том числе $\tilde{\lambda}_{1пер}$, также влияет на характеристику колеса, хотя и не определяет ее формы.



Фиг. 4. Влияние угла атаки (а) и относительной скорости (б) на периферии входа в колесо.

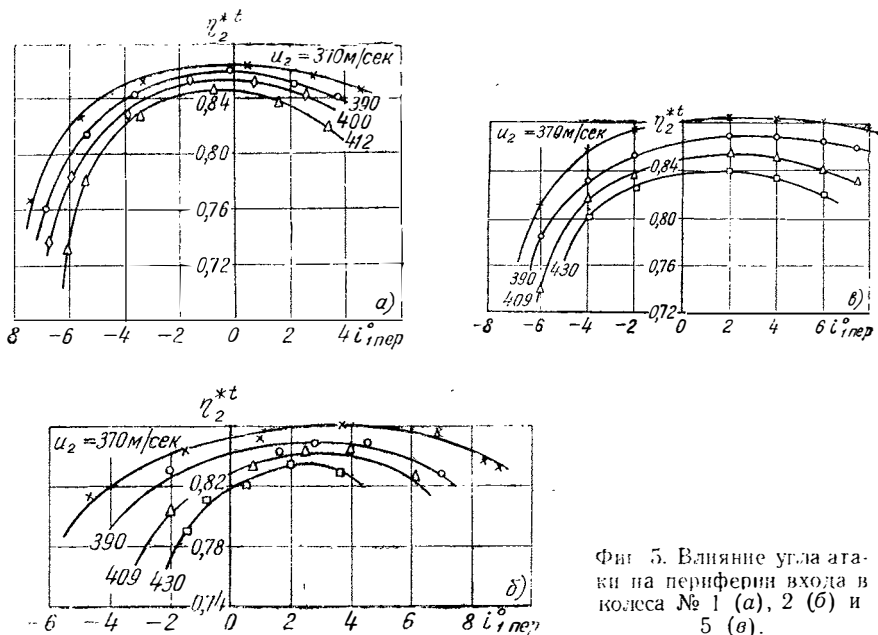
Для того, чтобы оценить влияние каждой из этих величин в чистом виде, необходимо рассмотреть зависимости $\eta_2^{*t} = f(i_{1пер})$ при $\tilde{\lambda}_{1пер} = \text{const}$ и $\eta_2^{*t} = f(\tilde{\lambda}_{1пер})$ при $\varphi_1 = \text{const}$ (фиг. 4). (Следует заметить, что согласно фиг. 3 $\varphi_1 = \text{const}$ соответствует $i_{1пер} = \text{const}$).

Из рассмотрения первой зависимости видно, что как в области положительных, так и в области отрицательных углов атаки снижение к. п. д. колеса носит приблизительно одинаковый характер.

Вторая зависимость еще раз показывает, что снижение к. п. д. колеса при увеличении скорости потока на входе происходит монотонно, а в исследованной области — почти линейно.

Таким образом, определяющее влияние угла атаки на характеристику колеса можно считать как будто бы установленным. То же можно сказать и об оптимальном значении угла атаки, при котором имеет место максимальный к. п. д. колеса. Такая точка зрения безоговорочно признается большинством исследователей в области центробежных компрессоров. Однако уже вышесказанное позволяет сделать вывод о том, что следует учитывать и другие условия на входе, например число $\tilde{\lambda}_{1пер}$.

Дальнейшее изучение этого вопроса позволяет предположить, что зависимость к. п. д. от угла атаки без учета других условий на входе является не только весьма условной, но и неуниверсальной.



Фиг. 5. Влияние угла атаки на периферии входа в колеса № 1 (а), 2 (б) и 5 (в).

Доказательством этому могут служить следующие соображения:

1. Зависимости $\eta_{2}^{*t} = f(i_{1пер})$, построенные для трех колес, имеющих различную геометрию (фиг. 5), показывают, что максимум к. п. д. колеса достигается при существенно различных значениях угла атаки на периферии входа. Обнаруживается также за-

висимость i_{1opt} от режима работы. Например, для колеса № 2 имеем: $i_{1opt} = 2^{\circ}30'$ при $u_2 = 430$ м/сек и $i_{1opt} = 4^{\circ}30'$ при $u_2 = 370$ м/сек.

2. Как известно, поле осевых скоростей перед колесом не является равномерным. В большей мере это относится к радиально-круговому входу и в меньшей — к осевому, однако и в последнем случае имеется значительный перекося поля скоростей вблизи втулки и на периферии [6; 7]. Следовательно, и поле углов атаки перед колесом оказывается неравномерным, причем при радиально-круговом входе углы атаки у втулки иногда достигают величин порядка $15 \div 20^{\circ}$.

Естественно, что работа колеса, потери в нем, а значит, и вид характеристики зависят не только от углов атаки на периферии, а определяются изменением величины i_1 по высоте. В этом случае оптимальным будет такой расход воздуха, при котором интегральные потери, связанные с углами атаки на различных радиусах входа в колесо, достигают минимума. Вид характеристики также должен определяться интегральными потерями на входе в колесо.

3. Имеющиеся в литературе рекомендации по выбору оптимальных углов атаки крайне противоречивы и неконкретны. Очень часто не указывается, какому радиусу соответствуют рекомендованные углы атаки, т. е. поле углов атаки на входе принимается равномерным.

Ниже приводятся некоторые из этих рекомендаций:

Эккерт Б. [8] рекомендует принимать угол лопатки равным углу потока, т. е. $i_{1opt} = 0$.

Бекнев В. С. [1] считает, что следует принимать $i_{1opt} = 4^{\circ}$.

По некоторым данным ЛПИ и НЗЛ [5], угол атаки, вычисленный с учетом загромождения входного сечения колеса лопатками, рекомендуется принимать равным нулю.

Лившиц С. П. [4] на основании экспериментальных данных по колесам радиального типа утверждает, что $i_{1opt} = 0 \div 2^{\circ}$.

Зайченко Е. Н. [3] устанавливает зависимость оптимального угла атаки от угла лопатки колеса: $i_{1opt} = 1^{\circ}$ при $\beta_{1,1} = 18^{\circ}$ и $i_{1opt} = 12^{\circ}$ при $\beta_{1,1} = 42^{\circ}$. Эти данные были получены при исследованиях низконапорных нагнетателей.

Такое разнообразие рекомендаций заставляет предположить, что при исследованиях условия на входе в колесо были самые различные, а максимальное значение к. п. д. колеса условно связывалось с углом атаки на входе. Поэтому и минимум интегральных потерь в колесе получался каждый раз при различных значениях угла атаки на периферии.

Из вышесказанного может быть сделан следующий вывод: угол атаки на периферии входа в колесо неполно характеризует условия работы колеса и является условным параметром. Следовательно, необходимо ввести некоторую дополнительную интегральную характеристику, учитывающую условия течения на входе в колесо.

Течение потока во входном косом срезе колеса

Вход потока в межлопаточные каналы колеса относится к очень сложным явлениям. По некоторым данным [7], до 40% всех потерь, имеющих место в колесе центробежного компрессора, связано с течением воздуха на входе в колесо. Характер течения в косом срезе (от входных кромок до горла межлопаточного канала) может быть как диффузорным, так и конфузорным и меняется в зависимости от режима работы [4]. Для определения факторов, влияющих на характер течения в косом срезе, запишем уравнение неразрывности в относительном движении для двух сечений: 1—1 и Г—Г (фиг. 6):

$$\frac{q(\tilde{\lambda}_1) \tilde{p}_1^* F_{\text{пот}}}{\sqrt{\tilde{T}_1^*}} = \frac{q(\lambda_r) p_r^* F_r}{\sqrt{T_r^*} k_{G_r}}, \quad (6)$$

где $q(\tilde{\lambda}_1)$ — газодинамическая функция расхода, подсчитанная по относительной скорости $\tilde{\lambda}_1$;

$\tilde{p}_1^* = p_1^* \frac{\pi(\lambda_1)}{\pi(\tilde{\lambda}_1)}$ — полное давление в относительном движении потока;

$\tilde{T}_1^* = T_1^* \frac{\tau(\lambda_1)}{\tau(\tilde{\lambda}_1)}$ — полная температура в относительном движении потока;

$F_{\text{пот}} = F_1 \sin \beta_{1cp}$ — площадь потока на входе в колесо;

k_{G_r} — коэффициент, учитывающий толщину слоя вытеснения в горле;

F_r — геометрическая площадь горла на входе.

Допуская, что в пределах косо́го среза работа к воздуху не подводится, т.е. $T_r^* = \tilde{T}_1^*$, и обозначая $\frac{p_r^*}{\tilde{p}_1^*} = \sigma_r$ — коэффициент восстановления полного давления в косом срезе, а также используя известное соотношение

$$q(\lambda) = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda,$$

после несложных преобразований получаем:

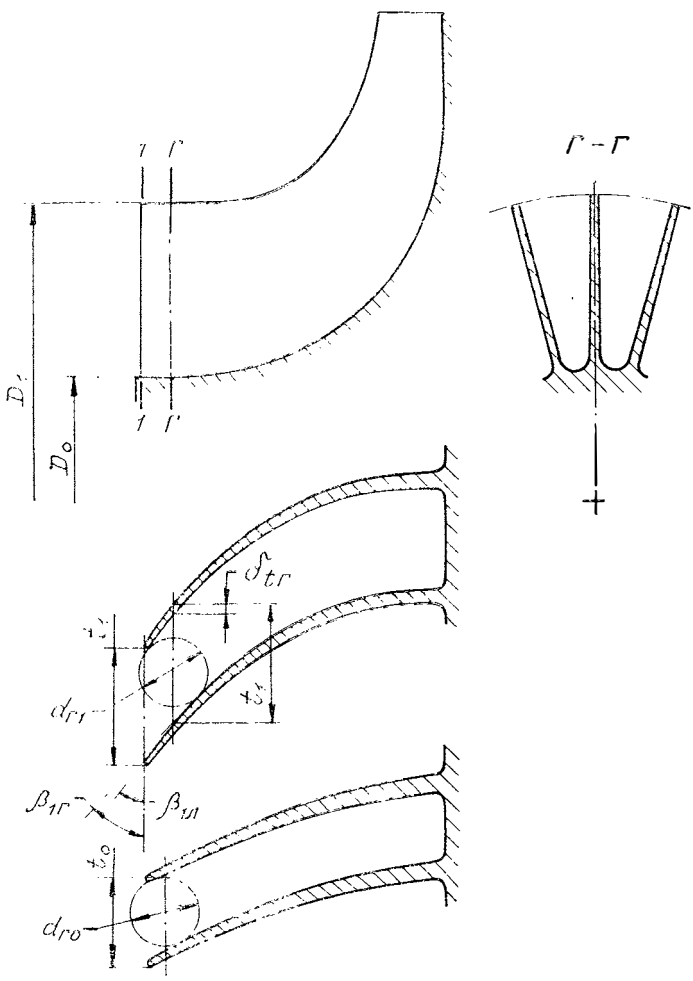
$$\lambda_r = \tilde{\lambda}_1 \left(\frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \tilde{\lambda}_1^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_r^2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \frac{k_{G_r}}{\sigma_r \frac{F_r}{F_{\text{пот}}}}. \quad (7)$$

Анализируя это выражение, можно установить связь между характером течения во входном косом срезе колеса и отношением площади горла к площади потока на входе.

Действительно, течение с постоянной скоростью, т. е. условие $\lambda_r = \tilde{\lambda}_1^*$, имеет место при

$$\frac{k_{G_r}}{\sigma_r \frac{F_r}{F_{1\text{пот}}}} = 1. \quad (8)$$

Несмотря на то, что коэффициент σ_r является величиной переменной, т. е. зависит от режима работы колеса и характера течения в косом срезе, можно утверждать, что при каком-то вполне определенном отношении $\frac{F_r}{F_{1\text{пот}}}$ течение на рассмотренном отрез-



Фиг. 6. Косой срез колеса на входе и принятые обозначения.

ке происходит с постоянной скоростью, причем с увеличением этого отношения течение становится диффузорным, а с уменьшением — конфузорным.

В качестве примера рассмотрим колесо малоразмерного компрессора, которое работает на высокой окружной скорости вблизи оптимального расхода.

Согласно ранее названным рекомендациям [7] можно принять, что $k_{G_r} = 1,02$ и $\sigma_r = 0,93$.

После подстановки в выражение (8) получим:

$$\frac{F_r}{F_{\text{пот}}} \approx 1,1.$$

В косом срезе такого колеса течение воздуха с постоянной скоростью имеет место при $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}} = 1,1$ в случае $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}} > 1,1$ течение — диффузорное, а в случае $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}} < 1,1$ — конфузорное.

Характер течения в косом срезе колеса, а значит, величина отношения площади горла к площади потока на входе влияет на величину потерь как в пределах косога среза, так и в межлопаточных каналах колеса. Это влияние можно объяснить следующим образом:

Уменьшение отношения $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}}$ приводит к возрастанию скорости в горле косога среза и увеличению потерь как в пределах косога среза, так и в остальной части колеса компрессора. (Следует заметить, что в относительном движении течение в колесе высоконапорного центробежного компрессора всегда диффузорное, с поворотом потока в двух направлениях).

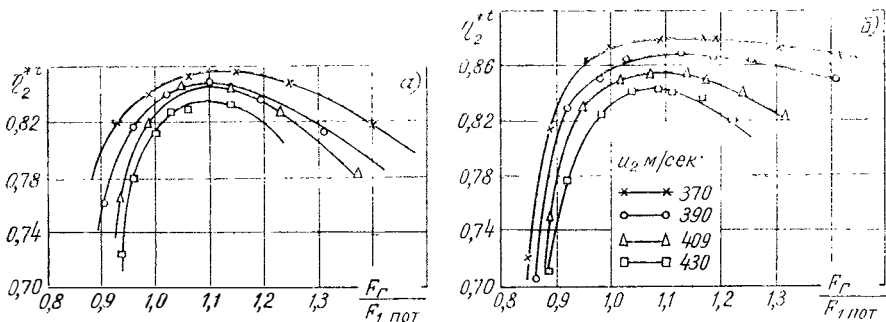
Дальнейшее уменьшение величины этого отношения приводит к возникновению сверхзвуковых скоростей, скачков с отрывом потока и, наконец, к запираанию сечения горла колеса на входе.

При увеличении $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}}$ (сверх 1,1) возрастает диффузорность потока в косом срезе колеса, что также приводит к увеличению потерь. При достижении некоторой предельной величины наступает устойчивый срыв, что соответствует помпажным явлениям в колесе. Поскольку рост потерь в косом срезе, связанный с увеличением отношения $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}}$, сопровождается уменьшением скорости в горле канала, то в межлопаточных каналах потери несколько уменьшаются. Следовательно, влияние отношения $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}}$ на эффективность колеса в области диффузорного течения в косом срезе должно быть менее резкое, чем в области конфузорного течения.

Такая картина может наблюдаться в колесе компрессора наряду с явлениями, вызванными изменением угла атаки на входе в

колесо, тесно взаимодействовать с ними, а может быть и определять общий характер изменения потерь, т. е. определять форму характеристики колеса. Во всяком случае, изменение отношения площади горла колеса к площади потока на входе при изменении расхода воздуха объясняет наличие восходящей и нисходящей ветвей характеристики колеса.

Приведенные рассуждения подтверждаются зависимостями $\eta_{12}^{*t} = f\left(\frac{F_{\Gamma}}{F_{1\text{пот}}}\right)$, построенными для колес № 2 и 5 (см. таблицу) и показанными на фиг. 7.



Фиг. 7. Влияние отношения $\frac{F_{\Gamma}}{F_{1\text{пот}}}$ на к. п. д. колеса № 2 (а) и 5 (б).

Действительно, максимальное значение к. п. д. колеса достигается при некотором определенном отношении $\frac{F_{\Gamma}}{F_{1\text{пот}}}$, которое можно назвать оптимальным. Это оптимальное отношение, особенно на больших окружных скоростях, действительно близко к 1,1. Следовательно, на оптимальном режиме в косом срезе колеса, как и предполагалось, течение происходит приблизительно с постоянной скоростью.

Таким образом, отношение площади горла к площади потока на входе оказывается интегральным газодинамическим параметром, учитывающим условия на входе в колесо и определяющим форму характеристики колеса центробежного компрессора. Проверка этого положения, а также определение конкретных оптимальных величин $\frac{F_{\Gamma}}{F_{1\text{пот}}}$ для данного класса колес проводилась при экспериментальных исследованиях в лаборатории компрессоров.

Следует отметить, что отношение площади горла к площади потока применялось и ранее при исследовании процессов в компрессоре.

Например, влияние подобного отношения — диффузорности косо-го среза $n_{к.с}$ на работу канально-лопаточного диффузора ис-

следовало Н. Н. Бухариным [2]. Отношение $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}}$ использовалось К. Ф. Шпитальниковым [7] при определении максимальной производительности колеса компрессора. Фактически рекомендации ЛПИ [5] также могут быть сведены к использованию отношения указанных площадей, так как безударный вход с учетом загромождения лопатками входного сечения колеса при равномерном поле углов атаки означает, что $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}} = 1$.

Основные данные испытанного ряда колес

Испытаниям подвергались 10 центробежных колес, разработанных для малоразмерных компрессоров. (Основные геометрические параметры этих колес приводятся в таблице). При испытаниях суммарная площадь горла колес менялась в широких пределах, в основном за счет изменения диаметра периферии входа и угла лопатки. Расчетная окружная скорость для большинства колес составляла $u_2 = 409$ м/сек, расчетный расход воздуха изменялся в пределах 1,3 ÷ 9,6 кг/сек. Колеса № 5 и 6, рассчитанные на расход воздуха 0,867 кг/сек, были спроектированы с учетом отношения $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}}$. Их испытания, как будет показано ниже, подтверждают хорошее совпадение расчетного и оптимального расходов воздуха.

Во всех случаях перед колесом устанавливался радиально-круговой вход без предварительной закрутки потока.

При определении суммарной площади горла на входе в колесо принималось, что форма сечения горла межлопаточного канала представляет собой трапецию (см. фиг. 6); это подтверждается замерами, проведенными на ряде выполненных колес. Тогда выражение для площади горла можно записать в виде

$$F_1 = \frac{z_k(D_1 - D_0)}{4} (d_{r1} + d_{r0}), \quad (9)$$

где d_{r1} и d_{r0} — диаметры вписанных в канал окружностей на периферии входа и у втулки;
 z_k — число лопаток колеса.

Диаметр вписанной окружности (см. фиг. 6) можно определить по формуле

$$d_r = (t - \delta_{tr}) \sin \beta_r. \quad (10)$$

Однако использование формулы (10) в практических расчетах затруднено тем, что в начальной стадии профилирования колеса значения угла лопатки и ее толщины в горле косоугольного сечения неизвестны. Поэтому для определения d_r целесообразно использовать

следующее соотношение, в котором значения угла лопатки и ее толщины соответствуют входной кромке:

$$d_r = (t - \delta_t) \sin \beta_t. \quad (11)$$

Расчет по формуле (11) приводит, с одной стороны, к некоторому уменьшению d_r , так как $\beta_t < \beta_r$, с другой — к увеличению d_r , так как $\delta_t < \delta_{tr}$.

В целом, как показала проверка графическим способом, величина d_r определяется с точностью 1,5—2,0%.

Окончательная формула для подсчета суммарной площади горла колеса с радиальными лопатками ($\text{tg } \beta_{1л} D = \text{const}$) будет иметь следующий вид:

$$F_r = \frac{z_k (D_1 - D_0)}{4} \left(\frac{\frac{\pi D_1 - \delta_{t1}}{z_k}}{\sqrt{1 + \text{ctg}^2 \beta_{1л}}} + \frac{\frac{\pi D_0 - \delta_{t0}}{z_k}}{\sqrt{1 + \text{ctg}^2 \beta_{1л} \left(\frac{D_0}{D_1}\right)^2}} \right). \quad (12)$$

Результаты испытаний

Испытания колес проводились на стенде в натуральных условиях. Их характеристики снимались в диапазоне окружных скоростей от 370 до 430 м/сек. Лишь колесо № 9 испытывалось на малых окружных скоростях (до 330 м/сек), а его параметры на расчетной окружности скорости получались пересчетом. Коэффициент полезного действия колеса определялся по замеренной температуре (температурный к. п. д.). Полное давление воздуха за колесом находилось путем пересчета полученных в результате эксперимента значений статического давления за колесом, расхода воздуха и окружной скорости на периферии колеса.

Величина приведенной скорости на выходе из колеса при испытаниях достигала $\lambda_2 \approx 1,02 \div 1,04$, приведенная относительная скорость на периферии входа в колесо находилась в пределах $\tilde{\lambda}_{1пер} = 0,650 \div 0,925$.

Полученные характеристики позволили определить для каждого колеса приведенный оптимальный расход — расход, при котором достигается максимальное значение к. п. д. колеса на режиме постоянной окружной скорости. Как правило, точка максимального к. п. д. соответствовал и максимальный напор колеса.

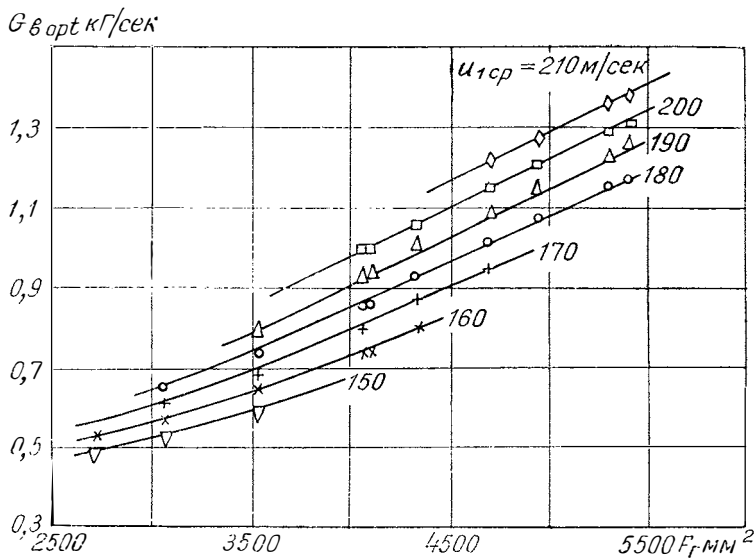
Зависимость оптимального расхода воздуха от площади горла показана на фиг. 8.

Как видно, в исследованном диапазоне, кроме области очень малых расходов, имеет место практически линейная зависимость $G_{в\text{opt}} = f(F_r)$ для каждой окружной скорости. В качестве характеризующей взята окружная скорость на среднеплощадном диаметре входа.

Вышесказанное позволяет сделать два существенно важных вывода:

1. Оптимальный расход воздуха может быть изменен соответствующим изменением площади горла косо́го среза, причем за счет любого параметра, входящего в зависимость (12). Этот вывод имеет непосредственное отношение к вопросу о смещении характеристики колеса, возникающему всякий раз, когда нужно решать задачу об изменении расхода воздуха через компрессор.

2. Для того, чтобы точно определить размер горла, соответствующий заданному расходу воздуха, достаточно наличия двух-трех экспериментальных точек для данного режима работы. Именно на основе этих выводов и проектировались колеса № 5 и 6. Площадь горла этих колес была определена после того, как были испытаны колеса № 1—4.



Фиг. 8. Зависимость оптимального расхода воздуха от площади горла колеса.

При обработке результатов испытаний колес была также подсчитана величина $\frac{F_r}{F_{пот}}$ для режимов, соответствующих оптимальному расходу, причем площадь потока на входе находилась по формуле

$$F_{пот} = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_0^2) \sin \beta_{1cp}, \quad (13)$$

где

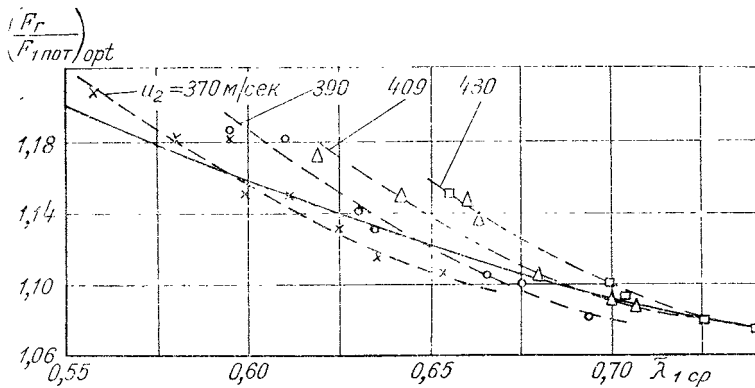
$$\beta_{1cp} = \arctg \frac{\lambda_{1cp}}{\lambda_{1\omega cp}},$$

величина $\lambda_{1\text{ср}} = \frac{u_{1\text{ср}}}{a_{1\text{кр}}}$ бралась на среднеплощадном диаметре входа.

$$D_{1\text{ср}} = \sqrt{\frac{D_1^2 + D_0^2}{2}}.$$

Указанное отношение менялось в достаточно широких пределах — от 1,08 до 1,21.

Поскольку изменение $\frac{F_{\Gamma}}{F_{1\text{пот}}}$ приводит к изменению скоростей в косом срезе колеса, то должна проявляться зависимость оптимального отношения площадей от средней скорости на входе (фиг. 9, сплошная линия).



Фиг. 9. Зависимость оптимального отношения $\frac{F_{\Gamma}}{F_{1\text{пот}}}$ от средней относительной скорости на входе.

Как видно, чем больше средняя скорость на входе, тем меньше оптимальное отношение площади горла к площади потока. Если при $\tilde{\lambda}_{1\text{ср}} = 0,57 \div 0,62$ $\frac{F_{\Gamma}}{F_{1\text{пот}}} = 1,18 \div 1,14$, то при $\tilde{\lambda}_{1\text{ср}} = 0,69 \div 0,74$ $\frac{F_{\Gamma}}{F_{1\text{пот}}} = 1,10 \div 1,08$. Очевидно, при больших скоростях на входе даже незначительное торможение потока вызывает резкое увеличение потерь, поэтому оптимальный режим соответствует столь малым отношениям $\frac{F_{\Gamma}}{F_{1\text{пот}}}$. При малых скоростях потери в косом срезе существенно меньше; они начинают сказываться лишь при достаточно значительном торможении потока, поэтому указанное оптимальное отношение выше.

До сих пор говорилось лишь об однозначной зависимости $\left(\frac{F_{\Gamma}}{F_{1\text{пот}}}\right)_{\text{opt}}$ от относительной скорости на входе. Однако можно

показать, что на эту величину должна влиять и окружная скорость колеса.

Действительно,

$$\frac{F_r}{F_{\text{пот}}} = \frac{F_r}{F_1 \sin^2 \beta_{\text{иср}}} = \frac{F_r}{F_1 \sqrt{1 - \cos^2 \beta_{\text{иср}}}} = \frac{F_r}{F_1 \sqrt{1 - \frac{\lambda_{\text{иср}}^2}{\lambda_{1\omega}^2}}}. \quad (14)$$

Здесь $\lambda_{1\omega} = \frac{\omega_1}{a_{\text{кр}}} = \tilde{\lambda}_1 \sqrt{1 + \frac{k-1}{k+1} \lambda_{\text{иср}}^2}$;

ω_1 — относительная скорость на входе.

Таким образом,

$$\frac{F_r}{F_{\text{пот}}} = f(\lambda_{1\omega}; \tilde{\lambda}_1).$$

Влияние окружной скорости обнаруживается и на экспериментальном графике — при одной и той же скорости на входе для различных окружных скоростей колеса u_2 оптимальные отношения $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}}$ оказываются различными (см. пунктирные кривые на фиг. 9).

Например, при $\tilde{\lambda}_{\text{иср}} = 0,65$ имеем: $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}} = 1,11$ при $u_2 = 370$ м/сек

и $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}} = 1,16$ при $u_2 = 430$ м/сек.

Из фиг. 9 видно, что кривая $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}} = f(\tilde{\lambda}_{\text{иср}})$ как бы расслаивается, причем, чем больше окружная скорость колеса, тем меньше площадь потока на входе и тем больше должно быть отношение $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}}$.

Указанное расслоение кривых для разных окружных скоростей колеса в исследованном диапазоне невелико, ошибка при определении величины $\left(\frac{F_r}{F_{\text{пот}}}\right)_{\text{опт}}$ без учета окружной скорости колеса не превышает $2-3\%$, что является вполне удовлетворительным, принимая во внимание достаточно пологие максимумы зависимости $\eta_2^{st} = f\left(\frac{F_r}{F_{\text{пот}}}\right)$ — см. фиг. 7.

Таким образом, экспериментальные данные по десяти исследованным колесам определенного класса подтверждают выдвинутое предположение о влиянии отношения площади горла к площади потока на входе в колесо на его характеристики. Использование этого отношения во многих случаях оказывается более выгодным, поскольку оно является интегральным параметром, т.е. относится ко всему входному сечению колеса, тогда как угол атаки относится лишь к определенному радиусу.

На универсальный характер отношения $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}}$, как газодинамического критерия колеса, указывают также следующие экспериментальные факты.

Два колеса из испытанного ряда (№ 5 и 6) проектировались на один и тот же расход воздуха ($G_v = 0,867 \text{ кг/сек}$). Испытания показали практическое совпадение оптимального расхода с расчетным для обоих колес. На оптимальном режиме оба колеса имели одинаковую среднюю скорость на входе $\tilde{\lambda}_{\text{иср}} = 0,66$ и одинаковое отношение $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}} = 1,14$. Между тем углы атаки на входе у этих колес оказываются разными: $4^\circ 50'$ и $3^\circ 20'$ — на периферии входа и $9^\circ 10'$ и $7^\circ 50'$ — на среднем радиусе входа. То же самое может быть отмечено и для колес № 1 и 10, имевших близкие значения оптимальных расходов ($1,29$ и $1,31 \text{ кг/сек}$). Скорость на входе $\tilde{\lambda}_{\text{иср}}$ составляла соответственно $0,739$ и $0,742$, а отношение $\left(\frac{F_r}{F_{\text{пот}}}\right)_{\text{opt}}$ — $1,075$ и $1,080$, т. е. практически эти показатели были одинаковыми. Однако углы атаки для этих колес были разными: $2^\circ 15'$ и $4^\circ 45'$ — на периферии входа и $6^\circ 20'$ и $8^\circ 50'$ — на среднем радиусе входа. Для остальных колес, имеющих существенно разные расходы, не универсальность углов атаки не проявлялась столь четко.

Итак, установлена зависимость оптимального отношения площади горла колеса к площади потока на входе от величины приведенной скорости на входе (см. фиг. 9), которая позволяет обеспечить совпадение расчетного и оптимального расходов воздуха. Эта зависимость может быть применена как при профилировании нового колеса, так и при доработке уже готового на другой расход. В первом случае расчет потока и выбор диаметров втулки и периферии входа производится по обычной методике, а оптимальное отношение $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}}$ обеспечивается выбором лопаточного угла.

Во втором случае подбор $\left(\frac{F_r}{F_{\text{пот}}}\right)_{\text{opt}}$ производится методом вариантных расчетов, в результате которых определяется диаметр периферии входа в колесо.

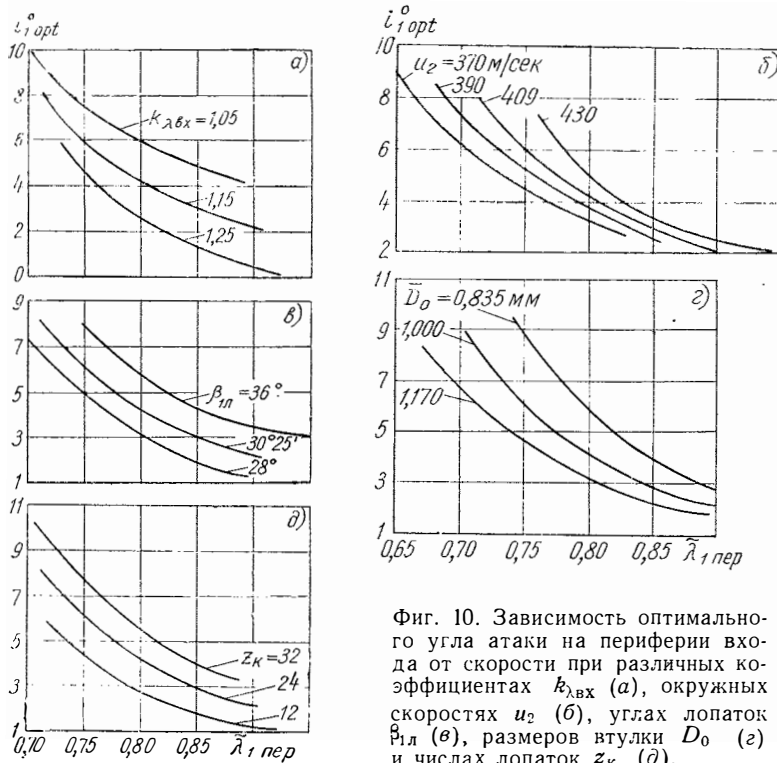
Угол атаки на входе в колесо

Представляет интерес установить, каким же углам атаки на входе в колесо соответствуют режимы его работы при $\left(\frac{F_r}{F_{\text{пот}}}\right)_{\text{opt}}$.

Угол атаки при обтекании входных кромок лопаток колеса, роль которого и влияние на работу решеток профилей была установлена многими аэродинамическими исследованиями, имеет большое значение и здесь не отрицается.

В настоящей статье вопрос о входе потока в колесо компрессора и течение в косом срезе рассматриваются несколько в другом плане, а именно утверждается, что вид характеристики колеса и его оптимальный расход определяются отношением площади горла к площади потока на входе и что этот параметр является более универсальным, чем угол атаки на входе.

С целью определения оптимальных углов атаки был произведен расчет ряда колес на режимах, соответствующих $\left(\frac{F_r}{F_{1\text{пот}}}\right)_{\text{opt}}$. Результаты расчетов (зависимость оптимального угла атаки на периферии входа в колесо от приведенной относительной скорости на периферии) для различных значений коэффициента неравномерности поля скоростей на входе приведены на фиг. 10, а.



Фиг. 10. Зависимость оптимального угла атаки на периферии входа от скорости при различных коэффициентах $k_{\lambda_{\text{вх}}}$ (а), окружных скоростях u_2 (б), углах лопаток $\beta_{1л}$ (в), размерах втулки D_0 (г) и числах лопаток z_k (д).

Как видно, угол атаки весьма существенно зависит от скорости на входе. Например, для расчетной неравномерности поля скоростей на входе ($k_{\lambda_{\text{вх}}} = 1,15$) оптимальный угол атаки меняется от $8-6^{\circ}$ при $\tilde{\lambda}_{1\text{пер}} = 0,72 \div 0,75$ до 2° при $\tilde{\lambda}_{1\text{пер}} = 0,9$. Обнаруживается также естественное влияние коэффициента $k_{\lambda_{\text{вх}}}$. Интересно отме-

тить, что при $k_{\text{вх}} = 1,05$, что примерно соответствует осевому входу [6], углы атаки оказываются наибольшими (от 4 до 9°).

На фиг. 10, б, в, г, д показаны подобные зависимости при различных окружных скоростях, углах лопатки, диаметрах втулки и различных числах лопаток. Во всех этих случаях сравнение производится с исходным вариантом $k_{\text{вх}} = 1,15$; $u_2 = 409$ м/сек; $\beta_{1л} = 30^\circ 25'$; $D_0 = 60$ мм; $z_k = 24$).

Как видно, уменьшение оптимального угла атаки при увеличении скорости на периферии входа наблюдается во всех случаях, что соответствует зависимости $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}} = f(\tilde{\lambda}_{\text{пер}})$, так как при уменьшении угла атаки происходит и уменьшение указанного отношения.

Легко объясняется влияние угла лопатки, диаметра втулки колеса, числа лопаток, поскольку эти параметры определяют размер горла колеса. Что касается зависимости оптимального угла атаки от окружной скорости при одной и той же величине $\tilde{\lambda}_{\text{пер}}$ (см. фиг. 10, б), то она объясняется изменением угла потока на входе, т. е. площади потока.

Таким образом, данные, приведенные на фиг. 10, еще раз показывают, что значение оптимального угла атаки на периферии входа в колесо может меняться в широких пределах (в исследованных случаях от 1 до 10°). Поэтому не следует рекомендовать выбор угла атаки на входе без учета геометрии входа в колесо и параметров потока, т. е. без учета условий на входе.

Как уже говорилось выше, нужно пользоваться более универсальной характеристикой — оптимальным отношением площади горла колеса к площади потока на входе.

Выводы

1. Имеющиеся в литературе рекомендации по выбору геометрии колеса центробежного компрессора не всегда позволяют обеспечивать точное совпадение расчетного и оптимального расходов воздуха.

2. Интегральным параметром, определяющим вид характеристики колеса, является не угол атаки на периферии входа, а отношение площади горла колеса к площади потока на входе. Введение этого параметра в расчетную схему при проектировании колеса позволяет обеспечить равенство расчетного и оптимального расходов воздуха.

3. Оптимальное отношение $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}}$ зависит от приведенной скорости потока на входе и должно выбираться для малоразмерных высоконапорных колес в следующих пределах: $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}} =$

$$= 1,08 \div 1,10 \text{ при } \tilde{\lambda}_{\text{ср}} = 0,75 \div 0,70; \frac{F_r}{F_{\text{пот}}} = 1,14 \div 1,18 \text{ при } \tilde{\lambda}_{\text{ср}} = 0,6;$$

$$\frac{F_r}{F_{\text{пот}}} = 1,20 \div 1,24 \text{ при } \tilde{\lambda}_{\text{ср}} = 0,55 \div 0,50;$$

4. Оптимальные углы атаки на периферии входа в колесо могут меняться в широких пределах в зависимости от геометрии входного сечения колеса и параметров потока.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бекнев В. С. Расчет всасывающего устройства компрессора с учетом сжимаемости воздуха. В сб. МВТУ им. Баумана «Вопросы газотурбостроения». № 39. М., Машгиз, 1955.

2. Бухарин Н. Н. Исследование канального лопаточного диффузора центробежного компрессора при переменных режимах. В сб.: «Труды ЛПИ им. Калинина», № 247. М.—Л., Госэнергоиздат, 1965.

3. Зайченко Е. Н. Исследование малоразмерных высокооборотных центробежных нагнетателей. В сб.: «Труды НИИХиммаш», № 48, 1965.

4. Лившиц С. П. О влиянии закрутки потока и углов атаки при входе в рабочее колесо центробежного компрессора. «Энергомашиностроение», 1958, № 12.

5. Позобуев Ю. С., Селезнев К. П. Теория и расчет осевых и центробежных компрессоров. М., Машгиз, 1957.

6. Шерстюк А. Н., Соколов А. И., Лысенко В. Г. Исследование компрессоров осерadiального типа с лопаточными диффузорами. «Теплоэнергетика», 1965, № 1.

7. Шпитальников К. Ф. Графоаналитические способы определения параметров воздуха в центробежной ступени компрессора. М., Машгиз, 1961.

8. Эккерт Б. Осевые и центробежные компрессоры. М., Машгиз, 1959

О влиянии конструктивных особенностей двигателя на равномерность крутящего момента. Покорный Б. М. В сб: «Труды НАМИ», вып. 109. М., 1969. стр. 3—25.

Рассматриваются: влияние сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс на равномерность протекания крутящего момента у поршневых двигателей с различным числом и расположением цилиндров; упрощенный расчет маховика на равномерность вращения у карбюраторных двигателей и дизелей с числом цилиндров 1; 2; 3; 4; 6 и 8; определение по предложенному в описываемой работе способу упрощенного расчета действительных величин степени неравномерности у существующих автомобильных двигателей.

Установлено, что влияние сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс на величину избыточной работы у двигателей с числом цилиндров 1; 2; 3 и 8 и 6 с V-образным расположением цилиндров под углом 90° незначительно. Наоборот, у двигателей с числом цилиндров 4 и 6 (расположенными в один ряд) влияние сил инерции весьма значительное: с увеличением скорости вращения коленчатого вала избыточная работа сначала уменьшается, а затем увеличивается. При некотором скоростном режиме (зависающем от масс возвратно-поступательно движущихся частей) она имеет минимальное значение. Это обстоятельство следует принимать во внимание при проектировании нового двигателя, так как при наименьшей величине избыточной работы вибрации двигателя, вызываемые реактивным моментом, также будут наименьшими.

Дается подробный анализ причин различия влияния сил инерции поступательно движущихся частей на характер протекания крутящего момента у двигателей с различным числом цилиндров.

Полученные при анализе крутящего момента данные позволяют произвести по простой формуле приближенное определение величины степени неравномерности у дизелей и карбюраторных двигателей автомобильного типа с различным числом и схемой расположения цилиндров.

Проведенными расчетами показано, что у двигателей различных автомобилей при минимально устойчивой скорости по ГОСТ 6905—54 величины степеней неравномерности весьма различны. На основании этого делается вывод, что величина минимальной скорости не зависит от степени неравномерности вращения коленчатого вала и определяется, по-видимому, другими причинами (например, равномерностью подачи топлива в цилиндры, скоростью газов во впускном трубопроводе и пр.).

Таблиц 15. Фигур 16. Библиографий 9.

Влияние геометрических параметров ротора на показатели турбокомпрессора. Зайченко Е. Н., Аболтин Э. В., Кригер В. А., Лямцев Б. Ф., Савельев Г. М., Афанасьев В. С. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 109. М., 1969, стр. 26—42.

Рассматриваются материалы по выявлению путей повышения приемистости турбонаддувных агрегатов с целью улучшения качества переходного процесса автотракторных турбодвигателей. Даются расчетный и экспериментальный анализы возможностей снижения момента инерции ротора турбокомпрессора и связанных с ним изменений газодинамических показателей компрессора и турбины.

Приведены результаты испытаний на безмоторных установках колес компрессоров и турбин, отличающихся размерами наружных концов рабочих лопаток и размерами дисков.

Введено понятие удельного момента инерции ротора, которое позволяет оценивать турбокомпрессоры различной размерности с точки зрения приемистости.

Таблиц 4. Фигур 5. Библиографий 10.

Исследование влияния условий на входе в колесо центробежного компрессора на его характеристики. Л. В. Кочетков. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 109. М., 1969, стр. 43—62.

Приводятся результаты исследования группы малоразмерных центробежных колес с различными условиями на входе, т. е. имеющих различные геометрические и газодинамические параметры во входном сечении.

Теоретический анализ позволил предположить, что форма характеристики колеса центробежного компрессора определяется изменением интегрального газодинамического параметра — отношения площади горла колеса к площади потока на входе. Экспериментальные исследования ряда колес подтвердили универсальный характер такого параметра и позволили определить зависимость оптимального отношения $\frac{F_r}{F_{\text{пот}}}$ от приведенной относительной скорости потока на входе в колесо.

Введение указанного параметра в расчетную схему при проектировании колеса компрессора позволяет уверенно обеспечивать равенство расчетного и оптимального расходов воздуха. Существующие в настоящее время рекомендации по углам атаки на входе в колесо не дают такой возможности.

Таблиц 1. Фигур 10. Библиографий 8.

СОДЕРЖАНИЕ

Б. М. Покорный. О влиянии конструктивных особенностей двигателя на равномерность крутящего момента	3
Е. Н. Зайченко, Э. В. Аболтин, В. А. Кригер, Б. Ф. Лямцев, Г. М. Савельев, В. С. Афанасьев. Влияние геометрических параметров ротора на показатели турбокомпрессора	26
Л. В. Кочетков. Исследование влияния условий на входе в колесо центробежного компрессора на его характеристики	43
Рефераты статей	63

Труды НАМИ, вып. 109

Ответственный редактор А. А. Лингарт

Научные редакторы: А. И. Филимонов, Э. Е. Шварцман, К. Г. Евграфов

Редактор В. Р. Ворон. Технический редактор С. М. Печникова

Корректоры: О. А. Зенова, Р. М. Журавлева

Л 84626. Подп. к печ. 23/IV 1969 г. Форм. бум. 60×90₁₆.

Печ. л. 4,25 . Уч.-изд. л. 4,21. Зак. 357—68 г. Тир. 800. Цена 29 коп

Типография НАМИ. Москва, А-438, Автомоторная ул., 2.

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать
22	18-я снизу	(из табл. 10)	(из табл. 11)
28	13-я и 14-я сверху	$\psi_{т.к}$	$\psi_{кт}$
32	Табл. 2, 5-я графа	$кГ \cdot м \cdot сек^3$	$кГ \cdot м \cdot сек^2$

Цена 29 коп.