

*ТРУДЫ*  
**НАМИ**

Выпуск 110

— 1 9 6 9 —

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

~~НАМИ~~

---

---

ТРУДЫ  
*НАМИ*

Выпуск 110

---

ОТДЕЛ НАУЧНОЙ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1969



## ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРИЕМИСТОСТИ ТРЕХВАЛЬНОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

### Введение

Под приемистостью автомобильного двигателя, как, впрочем, и двигателей иного назначения, понимается способность к быстрому приему нагрузки. Этот показатель определяется как особенностями самого двигателя, так и качествами системы автоматического регулирования и условиями нагружения. Для того, чтобы иметь возможность оценивать приемистость различных типов газотурбинных двигателей, необходимо как-то обусловить влияние двух последних факторов. Будем полагать систему регулирования безынерционной, т. е. что она мгновенно обеспечивает необходимую подачу топлива в камеры сгорания и тем самым — установление требуемой температуры перед турбинами. При этом приемистость, например автомобильного газотурбинного двигателя (АГТД) простейшей двухвальной схемы, можно характеризовать временем разгона турбокомпрессора от режима холостого хода до режима номинальных оборотов, который обеспечивает максимальные тяговые усилия для разгона машины. Для трехвального АГТД (схема фиг. 1) — это время наиболее инерционного из турбокомпрессоров. В зависимости от проектных параметров и условий разгона таким может оказаться как турбокомпрессор низкого, так и высокодавления.

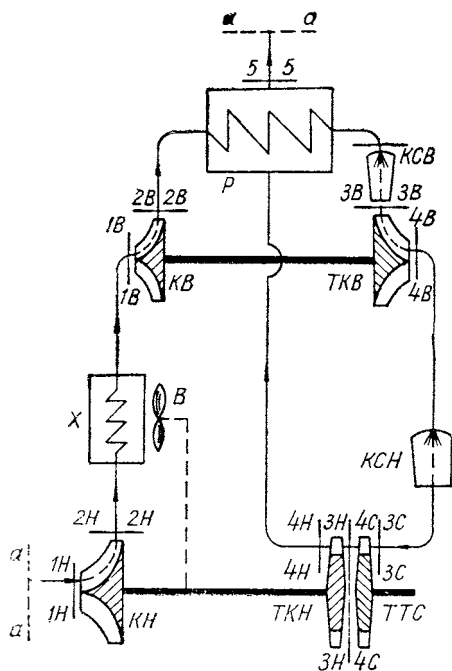
Влияние условий нагружения будет рассмотрено ниже.

Установившиеся режимы трехвального АГТД, имеющего две камеры сгорания, определяются тремя независимыми параметрами [1]. Число независимых параметров, определяющих переходный процесс двигателя, возрастает до пяти. Это значит, что для определения переходного процесса нужно задать исходный установившийся режим двигателя, а также закон изменения подачи топлива

в камеры сгорания. В тех случаях, когда это допустимо, как, например, при расчетах запуска и приемистости, удобнее задавать закон изменения температуры газа за камерами сгорания.

При расчете приемистости

исходным является установившийся режим холостого хода. При расчете разгона в процессе запуска этим режимом является момент воспламенения топлива в камерах сгорания после раскрутки турбокомпрессора высокого давления от стартера. В трехвальном двигателе стартер устанавливается на турбокомпрессоре высокого давления, поскольку, во-первых, в процессе запуска компрессор высокого давления работает примерно на втрое меньших расходах воздуха и потребляет соответственно меньшую мощность и, во-вторых, момент инерции ротора турбокомпрессора высокого давления втрое-вчетверо меньше, чем в турбокомпрессоре низкого давления. Эти два обстоятельства приводят к тому, что при заданных условиях запуска мощность стартера оказывается наименьшей.



Фиг. 1. Схема трехвального ГТД:

КН и КВ — компрессоры соответственно низкого и высокого давления; ТТС — тяговая турбина среднего давления; КСН и КСВ — камеры сгорания соответственно низкого и высокого давлений; Х — холодильник, В — вентилятор, Р — регулятор.

### Методика расчета

Будем полагать, как это обычно делается, режимы компрессоров и турбин квазистационарными. Это значит, что их характеристики не зависят от скорости изменения числа оборотов, а так же, как и на установившихся режимах, определяются только значениями самих чисел оборотов. При этом допущении расчет термодинамических параметров, определяющих крутящие моменты на валах роторов двигателя, можно производить по тем же уравнениям, что и при построении характеристик на установившихся режимах двигателя [1; 2].

Нужно обратить внимание на следующее обстоятельство: при расчетах частичных характеристик двигателей на установившихся режимах приведенный коэффициент восстановления полного давления  $\gamma_{дв}$ , характеризующий относительные потери в трактах,

зачастую принимается постоянным. Вносимая при этом погрешность, очевидно, тем больше, чем дальше рассматриваемый режим удален от номинального. Если при рассмотрении характеристик в ограниченном диапазоне установившихся рабочих режимов двигателя можно принять это упрощение, то при расчетах приемистости и тем более разгона в процессе запуска этого делать принципиально нельзя. Допущение о постоянстве относительных потерь полного напора может привести к непомерным погрешностям в определении времени разгона. Например, для рассматриваемого ниже двигателя неучет изменения  $\eta_{\text{дв}}$  привел бы к тому, что даже после разгона стартером турбокомпрессора высокого давления до числа оборотов, составляющего 30% от номинального, общая степень понижения давления на турбинах была бы меньше единицы и двигатель нельзя было бы запустить. В наших же расчетах относительные потери полного напора принимались пропорциональными числу оборотов компрессора низкого давления.

Уравнения движения роторов турбокомпрессоров низкого и высокого давлений на переходных режимах запишутся в виде:

$$\left. \begin{aligned} I_n \frac{\pi}{30} \cdot \frac{dn_n}{d\tau} &= M_{т.н}(n_v, n_n) - M_{к.н}(n_v, n_n); \\ I_v \frac{\pi}{30} \cdot \frac{dn_v}{d\tau} &= M_{т.в}(n_v, n_n) - M_{к.в}(n_v, n_n), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $I$  — момент инерции ротора;

$n$  — число оборотов ротора;

$M$  — крутящий момент;

$\tau$  — время.

Индексы:

в — турбокомпрессор высокого давления;

н — турбокомпрессор низкого давления;

т — турбина;

к — компрессор.

Совместно с уравнениями (1), вообще говоря, следовало бы решать и уравнение движения тяговой турбины с учетом приведенных к ее валу масс машины и сопротивления дороги.

Влияние характера движения тяговой турбины в процессе разгона на режим работы турбокомпрессоров проявляется практически только через величину температуры газа, покидающего эту турбину и поступающего в турбину низкого давления. Чем эта температура ниже, тем медленнее будет разгоняться турбокомпрессор. Очевидно, температура за тяговой турбиной будет тем ниже, чем больше отдаваемая ею мощность. Иначе говоря, разгон турбокомпрессора будет происходить наиболее медленно, если в каждый данный момент скоростной режим тяговой турбины будет соответствовать максимуму значения ее к. п. д. Поэтому, учитывая произвольный характер нагрузки на выходной вал АГТД, будем рас-

смагивать два предельных случая разгона, соответствующих следующим значениям к. п. д.:  $\eta_{т.т} = 0$  и  $\eta_{т.т} = \eta_{т.т \max}$ .

Первый случай, строго говоря, соответствует полностью заторможенной тяговой турбине, т. е. когда трогание машины происходит после выхода турбокомпрессоров на номинальные обороты. Поскольку приемистость двигателя существенно выше (время разгона меньше) приемистости машины, можно полагать, что условия разгона турбокомпрессоров при  $\eta_{т.т} = 0$  более рациональны и, следовательно, достаточно близки к реальным.

Случай  $\eta_{т.т} = \eta_{т.т \max}$  практически не реализуется, так как он означал бы искусственное замедление процесса разгона. Однако он интересен с точки зрения оценки возможных пределов изменения приемистости двигателя в зависимости от условий разгона.

Поделив уравнения в системе (1) одно на другое, можно получить:

$$\frac{d\bar{n}_н}{d\bar{n}_в} = \frac{I_в n_{в0}}{I_н n_{н0}} \cdot \frac{M_{т.н}(\bar{n}_в, \bar{n}_н) - M_{к.н}(\bar{n}_в, \bar{n}_н)}{M_{т.в}(\bar{n}_в, \bar{n}_н) - M_{к.в}(\bar{n}_в, \bar{n}_н)}. \quad (2)$$

Здесь индекс 0 указывает на принадлежность к номинальному режиму двигателя, а черта над символом означает, что текущее значение параметра отнесено к номинальному.

Уравнение (2) может быть решено методом Эйлера—Коши. Задаваясь, например, конечными приращениями  $\Delta\bar{n}_в$  в известном интервале значений, получаем соответствующие приращения  $\Delta\bar{n}_н$  и, следовательно, зависимость  $\bar{n}_н = f(\bar{n}_в)$  в процессе разгона.

Далее численным интегрированием системы уравнений (1) определяем время разгона  $\tau$ :

$$\left. \begin{aligned} \tau_н &= I_н \frac{\pi}{30} n_{н0} \int_{\bar{n}_н}^1 \frac{d\bar{n}_н}{M_{т.н}(\bar{n}_в, \bar{n}_н) - M_{к.н}(\bar{n}_в, \bar{n}_н)}; \\ \tau_в &= I_в \frac{\pi}{30} n_{в0} \int_{\bar{n}_в}^1 \frac{d\bar{n}_в}{M_{т.в}(\bar{n}_в, \bar{n}_н) - M_{к.в}(\bar{n}_в, \bar{n}_н)}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Здесь  $\bar{n}_в, \bar{n}_н$  — относительные числа оборотов турбокомпрессоров, связанные системой уравнений (1).

При данной размерности двигателя номинальные числа оборотов турбокомпрессоров в достаточно узких границах определены условиями организации течения в проточной части двигателя. Поэтому остаются два фактора, с помощью которых можно оказывать влияние на приемистость — моменты инерции роторов и забросы температуры в камерах сгорания во время разгона. Влияние моментов инерции на приемистость ясно из системы уравнений (3): при сохранении уравнения (2), когда моменты инерции роторов меняются в равном отношении, время разгона пропорционально моменту инерции ротора.

В случае, если это условие не соблюдается, большее влияние на приемистость оказывает момент инерции ротора, который последним достигает номинального числа оборотов.

Влияние температуры за камерами сгорания на приемистость будет рассмотрено ниже на конкретных примерах.

При наличии газовых емкостей нужно учитывать изменение секундного расхода в сечениях, отделенных емкостями от сечения перед турбиной высокого давления, расход через которое определяется уравнениями установившихся режимов. В данном случае будем учитывать емкости холодильника и регенератора, сосредоточенные соответственно за компрессором низкого давления и перед камерой сгорания высокого давления.

Заряд воздуха в емкости в данный момент времени

$$m_V = V\gamma,$$

где  $V$  — объем емкости;

$\gamma$  — плотность газа.

Изменение заряда по времени

$$G_V = \frac{dm_V}{d\tau} = V \frac{d\gamma}{d\tau}.$$

Несколько преобразовав это выражение, для изменения относительного секундного расхода газа через емкость получаем:

$$\bar{G}_V = \tau_V \frac{d\bar{\gamma}}{d\tau}, \quad (4)$$

где  $\bar{G}_V = \frac{1}{G_0} \cdot \frac{dm_V}{d\tau}$ ;

$\tau_V = \frac{V\gamma_0}{G_0}$  — время емкости.

При численном решении уравнения (4) конечные приращения времени берутся из системы уравнений (1), а приращения относительной плотности  $\Delta\bar{\gamma}$  для холодильника определяются по формуле:

$$\Delta\bar{\gamma}_x = \frac{T_{x0}}{\pi_{к.н0}} \left( \frac{\pi_{к.нi}}{T_{xi}} - \frac{\pi_{к.н(i-1)}}{T_{x(i-1)}} \right),$$

где  $T_x$  — средняя температура воздуха в холодильнике;

$\pi_{к.н}$  — степень повышения давления в компрессоре низкого давления;

$i$  — номер режима, соответствующий данному конечному приращению чисел оборотов.

Для регенератора температуру газа в емкости можно считать постоянной [3], и в соответствии с этим

$$\Delta\bar{\gamma}_p = \frac{\pi_{ki} - \pi_{k(i-1)}}{\pi_{к0}},$$

где  $\pi_k = \pi_{к.н}\pi_{к.в}$ .

Закон изменения подачи топлива в камеры сгорания в процессе разгона принят таким, что он обеспечивает следующую программу регулирования температуры.

До момента достижения одним из турбокомпрессоров номинального числа оборотов температура газа за обеими камерами сгорания поддерживается постоянной. По достижении, например, турбокомпрессором высокого давления номинальных оборотов температура газа за камерой сгорания высокого давления начинает меняться по закону, обеспечивающему сохранение этого числа оборотов, а температура за камерой сгорания низкого давления остается постоянной. В случае, если первым номинальных оборотов достигает турбокомпрессор низкого давления, соответствующее изменение температуры происходит за камерой сгорания низкого давления.

### Результаты расчетов

В расчетах разгонных характеристик трехвального газотурбинного двигателя, выполняемого по схеме фиг. 1, использовались следующие данные номинального режима:

Степени повышения давления в компрессорах:

высокого $\pi_{к.в0}$ . . . . .	3,3
низкого $\pi_{к.н0}$ . . . . .	3,8

Степени понижения давления в турбинах:

высокого $\pi_{т.в0}$ . . . . .	2,06
среднего $\pi_{т.с0}$ . . . . .	2,34
низкого $\pi_{т.н0}$ . . . . .	2,18

Температура газа перед турбинами  $t_{3в}^* = t_{3с}^*$ , °С . . . . . 900

Числа оборотов турбокомпрессоров, об/мин:

высокого давления $n_{в0}$ . . . . .	58 000
низкого давления $n_{н0}$ . . . . .	40 000

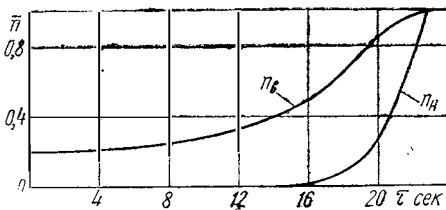
Моменты инерции роторов, кг·м<sup>2</sup>:

высокого давления $I_{в}$ . . . . .	0,0047
низкого давления $I_{н}$ . . . . .	0,0161

Время емкости, сек:

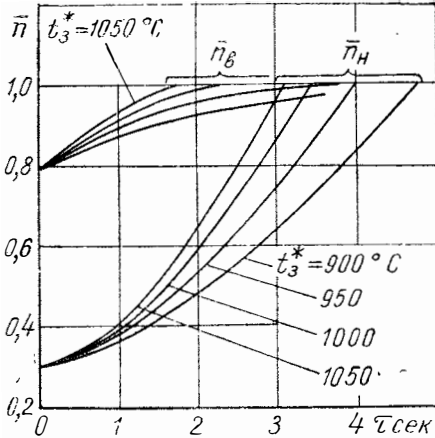
холодильника $\tau_{Vх}$ . . . . .	0,0375
регенератора $\tau_{Vр}$ . . . . .	0,081

На фиг. 2 приведены кривые разгона турбокомпрессоров в процессе запуска, подсчитанные при начальных значениях чисел оборотов турбокомпрессоров  $\bar{n}_в = 0,2$ ;  $\bar{n}_н = 0$  и температуре газа за каме-

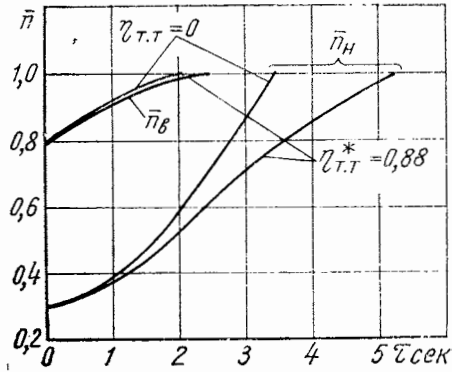


Фиг. 2. Кривые разгона в процессе запуска двигателя при  $t_{3в}^* = t_{3с}^* = 1000^\circ\text{C}$  и  $\eta_{г.т}^* = 0$ .

рами сгорания на  $100^{\circ}\text{C}$  выше номинальной. Тяговая турбина в этом случае предполагается заторможенной. При этих условиях, как видно из графика 2, оба турбокомпрессора выходят на номинальные обороты практически одновременно. Разгон турбокомпрессора высокого давления наиболее затянут по времени в интервале от начального значения числа оборотов  $\bar{n}_в = 0,2$ , на которое его выводит электростартер, примерно до  $\bar{n}_в = 0,40$ . Если, например, вывести двигатель стартером на  $\bar{n}_в = 0,30$ , то время разгона собственно двигателя сокращается примерно на  $10 \text{ сек}$ , что необходимо учитывать при выборе мощности электростартера.



Фиг. 3. Влияние начальной температуры газа на приемистость двигателя при  $\eta_{т.т} = 0$ .



Фиг. 4. Предельные случаи разгона двигателя от холостых до номинальных оборотов при  $t_{з}^* = 1000^{\circ}\text{C}$ .

На фиг. 3 приведены кривые разгона турбокомпрессоров от оборотов холостого хода  $\bar{n}_в = 0,79$ ;  $\bar{n}_н = 0,30$  до номинальных  $\bar{n}_в = \bar{n}_н = 1$ . Режим холостого хода установлен на основе анализа характеристик двигателя на установившихся режимах. Расчеты проведены при различных значениях начальной температуры газа для случая заторможенной тяговой турбины.

Как видно, приемистость двигателя лимитируется турбокомпрессором низкого давления. Например, при начальной температуре газа  $t = 950^{\circ}\text{C}$ , на  $50^{\circ}\text{C}$  превышающей номинальную, приемистость составляет  $4 \text{ сек}$ . Повышение температуры газа еще на  $50^{\circ}\text{C}$  дает выигрыш примерно в полсекунды. Чем больше начальная температура газа при разгоне отличается от номинальной, тем слабее сказывается ее влияние на приемистость. Так, если повышение температуры от  $900$  до  $950^{\circ}\text{C}$  уменьшает время разгона турбокомпрессора низкого давления на  $0,75 \text{ сек}$ , то увеличение температуры на  $50^{\circ}\text{C}$  сверх  $1000^{\circ}\text{C}$  дает выигрыш в приемистости лишь на  $0,35 \text{ сек}$ .

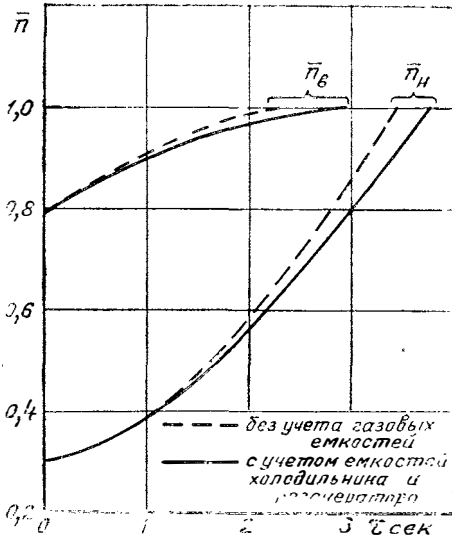
Разгонные характеристики, приведенные на фиг. 2 и 3, подсчитаны для случая, когда разгон турбокомпрессоров происходит до момента трогания машины.

Характеристики для другого предельного случая, когда в процессе разгона турбокомпрессоров тяговая турбина работает на оптимальных оборотах, приведены на фиг. 4.

Если время разгона турбокомпрессора высокого давления при переходе к случаю  $\eta_{т.т} = \eta_{т.т \max}$  практически не меняется, то для турбокомпрессора низкого давления оно увеличивается на 1,8 сек.

Этот интервал определяет предельные границы изменения приемистости двигателя в зависимости от условий его нагружения.

Рассмотренные выше варианты разгонных характеристик подсчитывались без учета влияния газовых емкостей. Характеристики же, приведенные на фиг. 5, получены с учетом емкостей холодильника и регенератора. Здесь же для сравнения нанесены кривые, полученные без учета этих емкостей.



Фиг. 5. Влияние газовых емкостей на приемистость двигателя при  $t_3^* = 1000^\circ\text{C}$  и  $\eta_{т.т} = 0$ .

Как видно, емкости холодильника и регенератора ухудшают приемистость на 0,3 сек, т. е. примерно на 9%. Основной причиной этого запаздывания является регенератор. На его долю приходится 0,25 сек, в то время как на долю холодильника — лишь 0,05 сек. Следовательно, в варианте без регенератора приемистость трехвального двигателя была бы практически такой же, как и в двигателе без теплообменных устройств.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Шварцман Э. Е. Выбор параметров трехвального автомобильного газотурбинного двигателя. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 55. М., 1963.
2. Шварцман Э. Е. К расчету характеристик одноступенчатой осевой тяговой турбины. В сб.: «Труды НАМИ», вып., 68. М., 1964.
3. Котляр И. В. Частичные и переходные режимы работы судовых газотурбинных установок. Л., «Судостроение», 1966.

*Канд. техн. наук Ю. Н. Динеев,  
инж-ры Б. Ф. Коваленко, Л. В. Михненко*

## **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТУПЕНИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ**

### **Введение**

За последние годы широкое распространение получили радиально-осевые турбины центростремительного типа, что обусловлено рядом их преимуществ по сравнению с осевыми.

Современные достижения металлургии и аэродинамики позволяют успешно решить задачу практического применения радиальных турбин в агрегатах и двигателях следующего назначения:

- а) вспомогательных ГТД малой мощности;
- б) турбодетандерах холодильной промышленности;
- в) турбокомпрессорах для двигателей внутреннего сгорания.

Несмотря на широкое применение радиально-осевых турбин в различных отраслях промышленности, количество литературных источников, отражающих результаты систематического исследования процессов, протекающих в турбинах данного класса, все еще весьма ограничено. Если входные аппараты радиально-осевых турбин за последнее время доведены до относительно высокой степени совершенства [2; 6; 8] и при этом имеются достаточно четкие рекомендации по их проектированию, то этого нельзя сказать относительно их рабочих колес. Наличие сложного протекания процессов в последних, обусловленных резко пространственным характером течения рабочего тела, значительно усложняет решение задачи создания высокоэффективных рабочих колес. Несмотря на ряд данных [3; 4; 5 и др.], процессы, происходящие в рабочих колесах и выходных аппаратах этих турбин, изучены далеко не в полной мере.

В связи с этим одним из основных направлений работ по дальнейшему совершенствованию эффективности радиально-осевых турбин является исследование структуры течения в их рабочих колесах.

## Особенности методики исследования. Экспериментальная установка и система измерений

Принципиальная схема экспериментальной установки показана на фиг. 1.

Сжатый воздух от центральной компрессорной станции по воздухопроводу 1 поступает на расходомерный участок 5. Перед мерным участком у воздухопровода имеется перепуск 3, позволяющий регулировать давление перед ступенью. За расходомерным участком установлен электрический подогреватель 8, представляющий собой ресивер с вмонтированными секциями спиралей, обдуваемых воздухом. Его мощность составляет 100 кВт, что позволяет нагревать воздух до 100°C при расходе  $G_v = 1,5$  кг/сек. Регулирование температуры воздуха производится ступенчато путем включения отдельных секций подогревателя в сеть переменного трехфазного тока.

С целью устранения отрицательного влияния температурных деформаций воздухопровода перед стендом устанавливается компенсатор 11.

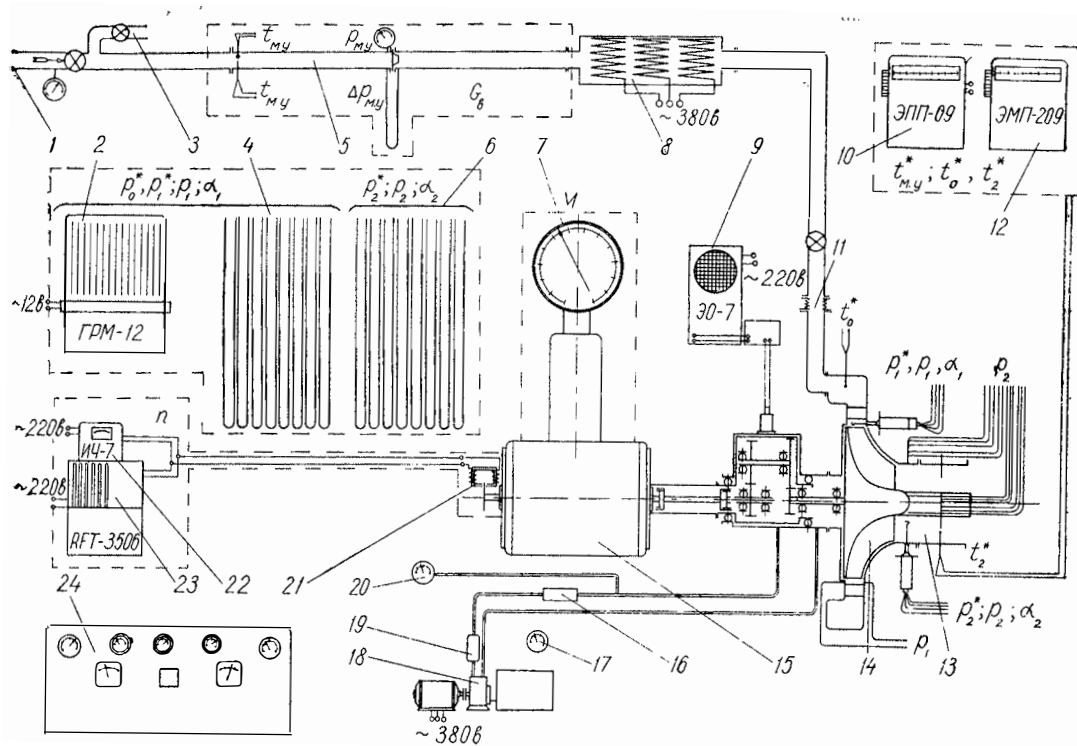
Для равномерного подвода воздуха к сопловому аппарату улитка турбины выполнена с двухсторонним симметричным подводом по двум патрубкам. Размеры ее внутренней полости выбраны исходя из условия обеспечения малых скоростей потока на входе в сопловый аппарат турбины (не превышающих 30 м/сек).

Крутящий момент от ротора турбины передается на тормозное устройство через двухступенчатый редуктор с общим передаточным отношением  $i_{ред} = 6,68$ .

Особенностью стенда является наличие балансирной системы измерения крутящего момента. С этой целью корпуса ротора, редуктора и тормоза взвешены в подшипниках и соединены между собой. Таким образом, весовая головка, соединенная рычагом с качающимся статором электротормоза, фиксирует крутящий момент, равный по величине моменту на роторе исследуемой турбины за вычетом потерь в его подшипниках.

В качестве тормозного устройства использовался динамометр постоянного тока типа М-5—2821—4, работавший как в режиме двигателя, так и в режиме генератора. Его мощность, развиваемая в режиме двигателя, составляла 83 кВт, а в режиме генератора — 100 кВт при номинальном числе оборотов 3000 в минуту. При работе динамометра в режиме тормоза (генератора) управление осуществляется с помощью потенциометрического регулятора, понижающего напряжение генератора агрегата Вард-Леонардо (асинхронные двигатели, включенные параллельно динамометру).

Давление масла контролировалось электрическим дистанционным манометром 20 (см. фиг. 1) типа ЭДМУ-3. Для контроля температуры масла на сливе были вмонтированы универсальные термометры сопротивления 17 типа ТУЭ-48.



Фиг. 1. Схема экспериментальной установки:

1 — воздухопровод; 2 — групповой регистрирующий манометр; 3 — перепуск; 4 — пьезометры водяные; 5 — расходомерный участок; 6 — пьезометры ртутные; 7 — весовая головка; 8 — электрический подогреватель; 9 — электронный осциллограф; 10 — электронный потенциометр; 11 — компенсатор; 12 — электронный мост; 13 — диффузор выхлопной; 14 — колесо турбины; 15 — динамометр; 16 — фильтр грубой очистки; 17 — термометр масляный; 18 — масляный насос; 19 — фильтр тонкой очистки; 20 — манометр масляный; 21 — датчик оборотов; 22 — частотомер стрелочный; 23 — электронный частотомер; 24 — пульт управления.

Установка была оснащена виброизмерительной аппаратурой. Уровень вибраций на всех режимах работы экспериментальной турбины составлял величину порядка 4—8*g*.

Расход воздуха, проходящего через экспериментальную турбину, определялся на мерном участке, выполненном согласно рекомендациям [7] по измерению расхода газов и имеющем внутренний диаметр трубы  $D=100$  мм и диаметр мерного сопла  $d=80,7$  мм ( $m=0,56$ ).

В ресивере перед мерным участком вмонтирована односпайная хромелькопелевая термопара открытого типа, подсоединенная к электронному потенциометру 10 типа ЭПП-09 с градуировкой 0—300°C класса точности 0,5. Измерение температуры воздуха на мерном участке дублировалось показанием медного термометра сопротивления ТСМ-12, выведенного на электронный мост ЭМП-209 с градуировкой от —50 до +100°C класса точности 0,5. Давление перед мерным соплом фиксировалось манометром МО 6/300 класса 0,35; перепад давлений на мерном сопле регистрировался с помощью водяного дифференциального манометра.

Определение эффективной мощности турбины производилось посредством измерения крутящего момента  $M_{кр}$  и оборотов  $n$ . Для измерения крутящего момента использовалась весовая головка типа ГАП, соединенная со взвешенным корпусом динамометра. Для измерения чисел оборотов использовался бесконтактный индуктивный датчик 21, соединенный с регистрирующим прибором — числовым частотомером типа RFT-3506.

Для обеспечения дублирования показаний при измерении оборотов импульсы датчика поступали также на параллельно подсоединенный стрелочный частотомер 22 типа ИЧ-7.

В улитек стенда проводились замеры двух параметров, определяющих располагаемый теплоперепад на ступени:  $T_0^*$  — полной температуры потока, фиксировавшейся тремя односпайными хромелькопелевыми термопарами с регистрацией на ЭПП-09, и  $p_0^*$  — полного давления перед ступенью, измерявшегося зондом полного напора.

Для определения степени реактивности ступени за сопловым аппаратом замерялось статическое давление  $p_1$ .

За колесом турбины обеспечивалось измерение следующих параметров:  $T_2^*$  — температуры потока на выходе из колеса, регистрируемой медным термометром сопротивления ТСМ-12, подсоединенным к мосту ЭМП-209;  $p_2'$  — статического давления на внутреннем обводе обтекателя в нескольких сечениях;  $p_2''$  — статического давления на наружном обводе выхлопного патрубка также в нескольких сечениях.

С помощью дистанционного координатника, оснащенного четырехточечным универсальным зондом, измерялось распределение полного  $p_2^*$ , статического  $p_2$  давлений и угла  $\alpha_2$  на выходе из рабочего колеса. В качестве регистрирующих приборов при измерении давлений применялись ртутные и водяные манометры.

## Методические опыты

Прежде чем приступить к циклу экспериментальных исследований ступени, были проведены методические опыты, целью которых являлось подтверждение достоверности определения основных параметров, характеризующих ее работу.

Проведенные методические опыты выявили необходимость повышения точности измерения крутящего момента  $M_{кр}$ . Более точное определение  $M_{кр}$  было достигнуто посредством доводки механической части электрического тормоза, которая позволила уменьшить потери на трение при повороте статора.

Как свидетельствуют опытные данные, повторяемость результатов достаточно хорошая. Так, например, для к. п. д. поле рассеивания экспериментальных точек не превышает 2,0—2,5% от его абсолютного значения.

Обращает на себя внимание разный уровень степени реактивности, полученный по измерениям статического давления перед рабочим колесом турбины на противоположных торцовых обводах. При этом разность уровней значений  $\rho$  находится в пределах от 0,05 до 0,048. Данное обстоятельство объясняется существенным влиянием формы меридионального сечения рассматриваемой турбины, к особенностям которой следует отнести относительно большое значение угла наклона прямолинейного участка наружного обвода рабочего колеса, сопряженного с участком межвенцового зазора ( $\gamma=14^\circ$ ). В дальнейшем принималось, что степень реактивности ступени есть средняя величина между ее значениями, определенными на обоих обводах.

Таким образом, проведенные методические опыты позволили, с одной стороны, получить подтверждение достаточно хорошей повторяемости экспериментальных данных и, с другой, выявить особенности рассматриваемой турбины, обусловленные влиянием формы меридионального сечения на характер течения рабочего тела в межвенцовом зазоре.

## Объект исследования

Исследовалась экспериментальная ступень радиально-осевой турбины НАМИ (ТР-01), имеющая следующие расчетные данные:

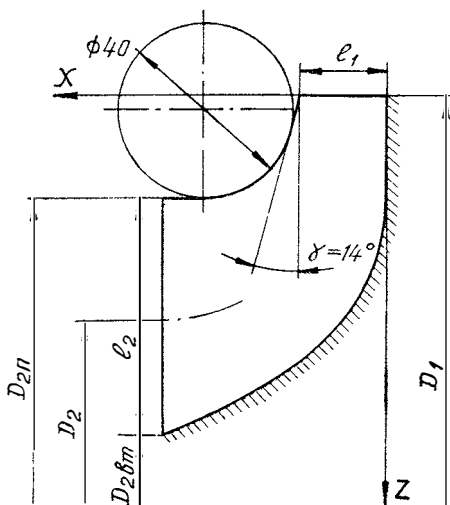
- 1) расход воздуха  $G_v = 1,45 \text{ кг/сек}$ ;
- 2) температура перед турбиной  $T_0^* = 373^\circ\text{K}$ ;
- 3) степень расширения  $\pi_r = 2$ ;
- 4) число оборотов ротора  $n = 21 \text{ тыс. об/мин}$ .

Ниже приводятся основные геометрические характеристики исследованной ступени:

Число лопаток соплового аппарата $z$ , шт. . . . .	21
Эффективный угол выхода потока из соплового аппарата $\alpha_1$ , град . . . . .	14
Относительный шаг решетки соплового аппарата $\bar{t}$ . . . . .	0,7
Наружный диаметр колеса $D_1$ , мм . . . . .	194

Наружный диаметр на выходе из колеса $D_{2п}$ , мм . . . . .	147
Диаметр втулки $D_{вт}$ , мм . . . . .	40
Средний диаметр на выходе $D_2$ , мм . . . . .	107,7
Зазор между колесом и сопловым аппаратом $\Delta_1$ , мм . . . . .	10
Высота лопатки на входе в колесо $l_1$ , мм . . . . .	19,4
Высота лопатки на выходе $l_2$ , мм . . . . .	53,5
Число лопаток колеса турбины $z_k$ , шт. . . . .	13
Угол выхода потока из колеса в относительном движении $\beta_{рк}$ на $D_2$ , град . . . . .	35
Коэффициент радиальности $\mu$ . . . . .	0,554
Относительный диаметр втулки $\bar{D}_{вт}$ . . . . .	0,206
Верность колеса на выходе $\Theta$ . . . . .	2
Относительная ширина колеса в осевом направлении $\bar{B}$ . . . . .	0,258
Зазор между крышкой турбины и рабочим колесом $\Delta_2$ , мм . . . . .	0,8

Сопловой аппарат турбины имел лопатки с профилем ТС-2Р, разработанным в МЭИ [3]. На фиг. 2 показано меридиональное сечение проточной части турбины и координаты внутреннего обвода ее колеса.



Фиг. 2. Меридиональное сечение проточной части турбины ТР-01.

X	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Z	26,5	36,5	41,4	45	48	50,6	52,9	54,9	56,8	58,6	60,2	61,8	63,1
X	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50
Z	64,4	65,7	66,9	68,1	69,2	70,3	71,3	72,3	73,3	74,2	75,2	76,1	77

Расчет и профилирование рабочего колеса производились в соответствии с методикой, изложенной в работе [1; 3]. К особенностям проточной части ступени следует отнести следующее:

1. При профилировании лопаток рабочего колеса скелетная линия в цилиндрических сечениях  $r = \text{const}$  была выполнена по лемнискате Бернулли.
2. Относительно большое значение угла  $\gamma = 14^\circ$  (см. фиг. 2) между образующей наружного обвода на периферийном диаметре

рабочего колеса и плоскостью, перпендикулярной оси вращения ротора.

3. Наличие участка большой кривизны на наружном обводе.

4. Относительно большая веерность  $\Theta = \frac{D_2}{l_2} = 2$  на выходном участке рабочего колеса.

### Результаты экспериментов и их анализ

При экспериментальном исследовании турбины рассматривались зависимости к. п. д.  $\eta_e$ , степени реактивности  $\rho$ , приведенного расхода  $G_{пр}$  от параметра  $\frac{u}{c_{ад}}$ , а приведенного момента  $\bar{M}$  от приведенных оборотов ротора  $n$ .

Первый цикл испытаний преследовал цель выявить влияющие степени расширения  $\pi_T$  на протекание характеристик турбины.

На фиг. 3,а приведены зависимости изменения эффективного к. п. д. турбины  $\eta_e$  от параметра  $\frac{u}{c_{ад}}$  для значений  $\pi_T$ , равных 1,5; 1,7; 1,85 и 2,0.

Как следует из фиг. 3,а, по мере роста  $\pi_T$  к. п. д. ступени изменяется в сторону увеличения. Так, например, наибольшее значение  $\eta_{e \max}$  для  $\pi_T = 1,5$  составлял 0,76, а для  $\pi_T = 2$   $\eta_{e \max} = 0,81$ . При этом наблюдалось некоторое увеличение оптимального значения параметра  $\left(\frac{u}{c_{ад}}\right)_{\text{опт}}$  от 0,65 до 0,67. Увеличение эффективного к. п. д. ступени  $\eta_e$  в результате роста перепада давлений объясняется уменьшением потерь в проточной части с возрастанием уровня скоростей потока.

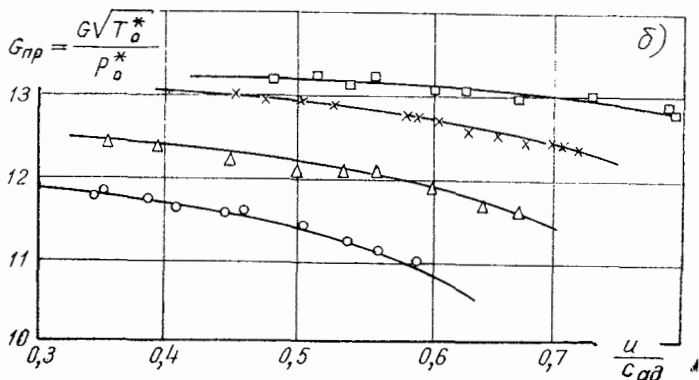
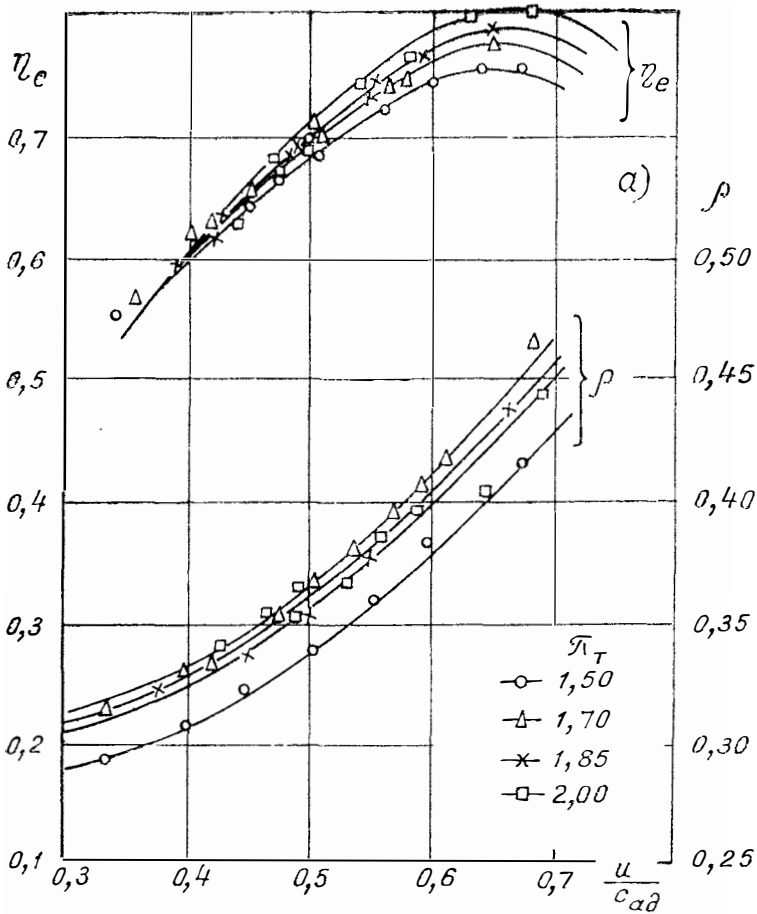
На фиг. 3,а приведены также зависимости изменения степени реактивности ступени от  $\frac{u}{c_{ад}}$  для различных значений  $\pi_T$ .

Как отмечалось выше, с ростом параметра  $\frac{u}{c_{ад}}$  наблюдается интенсивное увеличение степени реактивности, обусловленное ростом центробежных сил, действующих на поток в рабочем колесе.

Так, например, при изменении  $\frac{u}{c_{ад}}$  от 0,35 до 0,70 ( $\pi_T = 1,85$ ) она увеличивается от 0,315 до 0,450. Степень реактивности  $\rho$ , соответствующая оптимальным значениям  $\frac{u}{c_{ад}}$ , для исследованных значений  $\pi_T$  находится в пределах от 0,40 до 0,43. По мере роста  $\pi_T$  происходит увеличение степени реактивности  $\rho$ , причем интенсивность ее изменения постепенно падает.

Таким образом, по мере увеличения перепада давлений на ступени для преодоления центробежных сил затрачивается все большая часть располагаемой энергии газа.

Как следует из рассмотрения фиг. 3,б, на которой приведены зависимости изменения приведенного расхода  $G_{пр}$  от  $\frac{u}{c_{ад}}$  с рос-



Фиг. 3. Зависности эффективного к. п. д. и степени реактивности ступени (а), а также приведенного расхода газа  $G_{пр}$  (б) от параметра  $\frac{u}{c_{ад}}$  для различных значений степени расширения  $\pi_T$ .

том  $\frac{u}{c_{ад}}$  для всех исследованных значений  $\pi_T$  происходит уменьшение параметра  $G_{пр}$ .

Такой характер изменения зависимостей  $G_{пр} := f\left(\frac{u}{c_{ад}}\right)$  закономерен и объясняется уменьшением скорости истечения из соплового аппарата с увеличением параметра  $\frac{u}{c_{ад}}$ .

Зависимость изменения приведенного крутящего момента  $\bar{M}$  от приведенного числа оборотов ротора  $\bar{n}$  для тех же значений  $\pi_T$  близка к линейной, причем с ростом  $\bar{n}$  наблюдается уменьшение значений  $\bar{M}$ . Так, например, для  $\pi_T = 1,5$  изменение  $\bar{n}$  от 500 до 980 обуславливает падение  $\bar{M}$  от 1,35 до 0,90. С ростом степени расширения в ступени наблюдается возрастание значения  $\bar{M}$ . При изменении  $\pi_T$  от 1,5 до 2,0 ( $\bar{n} = 1000$ ) значение  $\bar{M}$  возрастает от 0,90 до 1,65.

Второй цикл экспериментального исследования турбины ТР-01 был направлен на изучение распределения параметров потока в радиальном направлении за рабочим колесом. Измерения производились в сечении, расположенном на расстоянии 20 мм от выходных кромок лопаток рабочего колеса. Измерялись значения полного, статического давлений и углов потока, по которым определялись величина абсолютной скорости  $c_2$  и ее осевой составляющей  $c_{2a}$ . Опыты проводились при трех степенях расширения в ступени:  $\pi_T = 1,3$ ;  $\pi_T = 1,7$  и  $\pi_T = 2,0$ , при этом значения  $\frac{u}{c_{ад}}$  были близки к оптимальным.

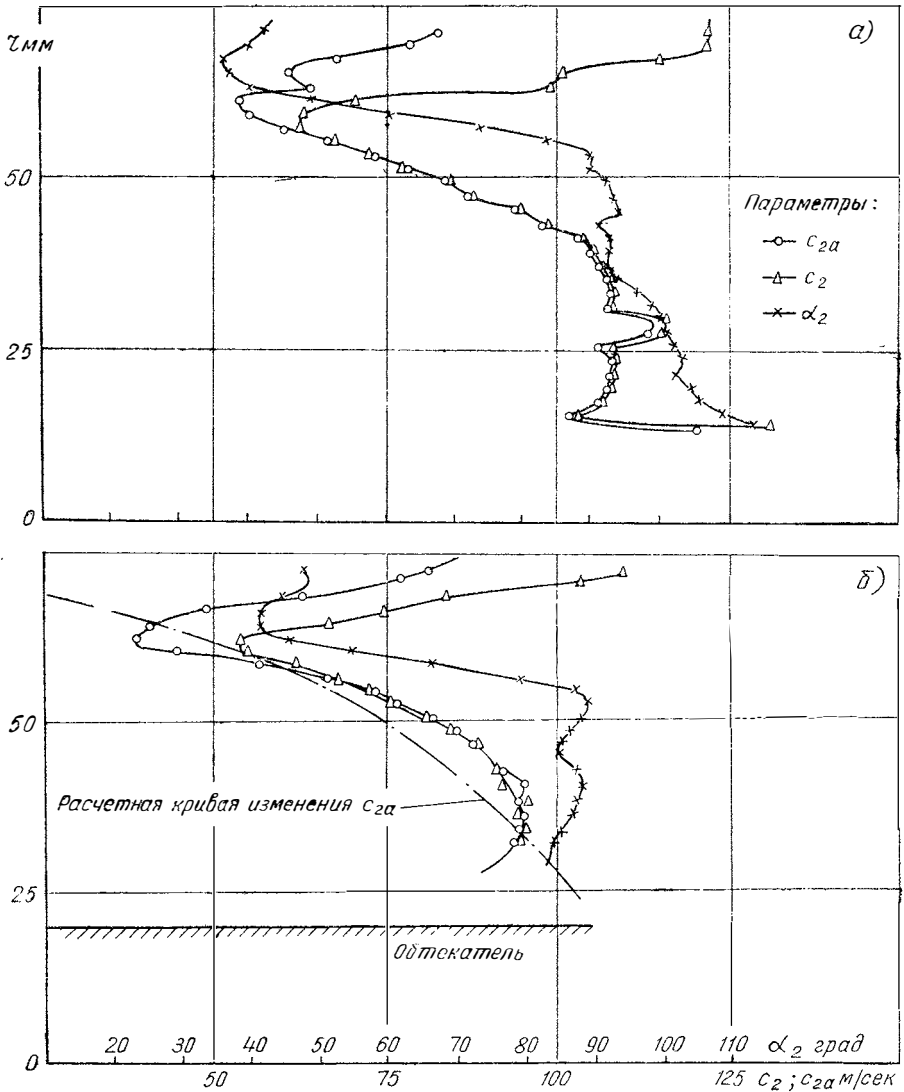
На фиг. 4,а приведены зависимости изменения в радиальном направлении  $c_{2a}$ ,  $c_2$  и  $\alpha_2$  для  $\pi_T = 2,0$  и  $\frac{u}{c_0} = 0,66$ .

Как следует из фиг. 4,а, наблюдается большая неравномерность полей скоростей и углов  $\alpha_2$  за рабочим колесом турбины, в основном на участке, прилегающем к периферии.

Так, если на участке от  $r = 15$  мм до  $r = 40$  мм значения скорости  $c_2$  составляют примерно 87—93 м/сек, то на участке от  $r = 40$  мм до  $r = 57$  мм имеет место существенное уменьшение скорости  $c_2$  до 62 м/сек, а при дальнейшем увеличении  $r$  до 70 мм происходит рост значений  $c_2$  до 107 м/сек. На участке от  $r = 15$  мм до  $r = 60$  мм происходит уменьшение значений  $\alpha_2$  от 102 до 90°, т. е. на этом участке направление абсолютной скорости близко к осевому. На участке от  $r = 60$  мм до  $r = 66$  мм наблюдается резкое уменьшение значений угла  $\alpha_2$  до 35°, а при дальнейшем увеличении  $r$  до 73 мм происходит некоторое возрастание угла  $\alpha_2$ . Зависимость величины осевой составляющей скорости  $c_{2a}$  от радиуса определяется характером изменения в радиальном направлении параметров  $c_2$  и  $\alpha_2$ .

Рассматриваемые экспериментальные данные свидетельствуют об относительно большой неравномерности распределения полной

энергии потока за рабочим колесом турбины. Участок от  $r=40$  до  $r=57$  мм характеризуется пониженным уровнем значений полной энергии по сравнению с участками, расположенными ближе к оси колеса.



Фиг. 4. Распределение параметров  $c_2$ ,  $c_{2a}$  и  $\alpha$  по радиусу на выходе из рабочего колеса с выхлопным патрубком без обтекателя (а) и с обтекателем (б) на ре-

жиме  $\pi_T = 2,0$  и  $\frac{u}{c_{ад}} = 0,68$ .

Действительная картина течения потока в рабочем колесе радиально-осевой турбины весьма сложная и носит резко выраженный пространственный характер. Поэтому детальное изучение подобных явлений представляет большие трудности. Эти трудности усугубляются влиянием на структуру потока вторичных и концевых эффектов, а также зазоров между рабочим колесом и корпусом. Для определения влияния на характер течения за рабочим колесом турбины внутреннего неподвижного обтекателя цилиндрической формы был проведен опыт, результаты которого приведены на фиг. 4,б в виде зависимостей  $c_2$ ,  $c_{2a}$  и  $\alpha_2$  от  $r$ .

Как следует из фиг. 4,б, установка цилиндрического обтекателя практически не изменила характера течения за турбиной по сравнению со ступенью без такового.

На фиг. 5,а приведены зависимости изменения по радиусу осевых составляющих скорости  $c_{2a}$  для трех значений степеней расширения:  $\pi_T = 1,3$ ;  $\pi_T = 1,7$  и  $\pi_T = 2,0$  в ступени без обтекателя.

Как видно, при изменении степени расширения качественный характер изменения скорости  $c_{2a}$  по радиусу сохраняется. Если обозначить коэффициент неравномерности осевой составляющей скорости  $K_{2a}$  как отношение наименьшей скорости  $c_{2a}$  к ее наибольшему значению, тогда для степеней расширения  $\pi_T = 1,3$ ;  $\pi_T = 1,7$  и  $\pi_T = 2$  значения  $K_{2a}$  соответственно составят 0,484; 0,55 и 0,54, т. е. существует тенденция роста  $K_{2a}$  с увеличением перепада давления на ступени.

На фиг. 5,б приведено изменение полного давления в радиальном направлении для вышеуказанных значений  $\pi_T$ .

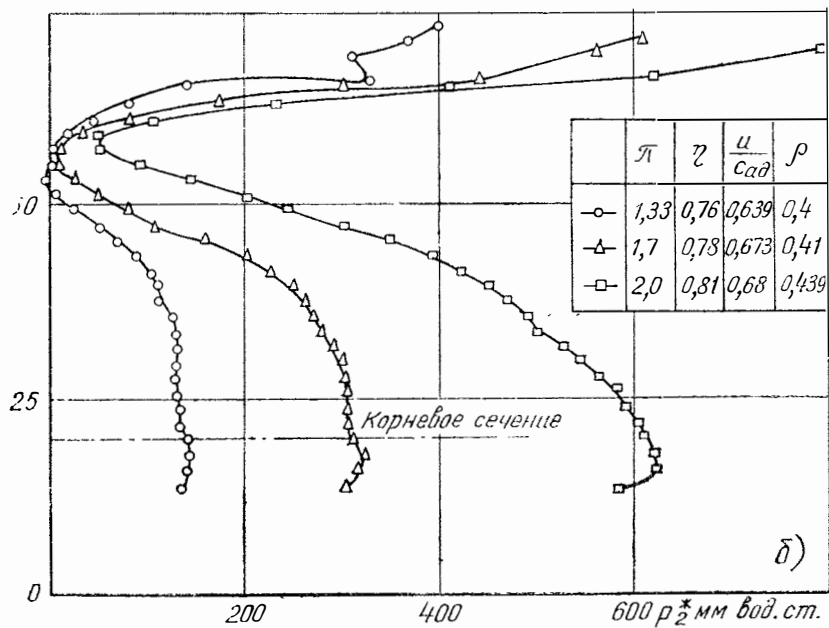
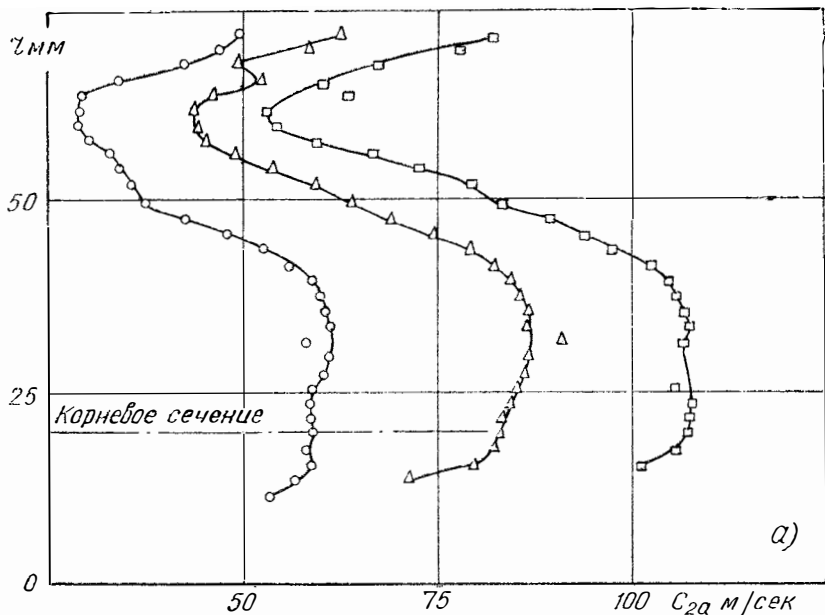
Как видно из фиг. 5,б, наблюдается неравномерное распределение энергии потока по радиусу, причем зона с пониженным уровнем энергии располагается вблизи периферии. Характер протекания зависимостей  $p_2^* = f(r)$  аналогичен рассмотренным выше случаям.

Обращает на себя внимание тот факт, что с ростом перепада давлений в ступени возрастает степень неравномерности распределения  $p_2^*$  по радиусу. Так, если взять разность между значениями полного давления, соответствующими расстояниям от оси вращения  $r_1 = 25$  мм и  $r_2 = 57$  мм, то для  $\pi_T = 1,3$   $\Delta p = 140$  мм вод. ст., для  $\pi_T = 1,7$   $\Delta p = 300$  мм вод. ст. и для  $\pi_T = 2$   $\Delta p = 540$  мм вод. ст.

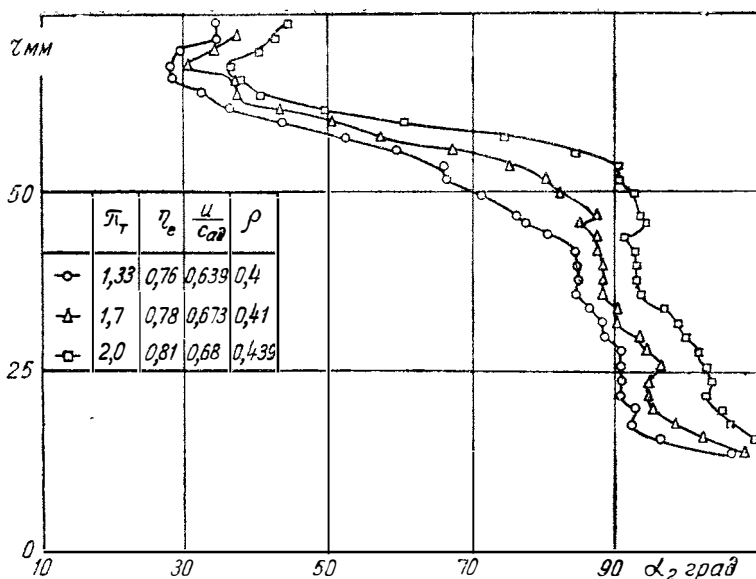
Рассмотренные изменения  $c_{2a}$  и  $p_2^*$  по радиусу для исследованных значений  $\pi_T$  подтверждают наличие диффузорного характера течения в зоне, примыкающей к периферии. С ростом  $\pi_T$  наблюдается возрастание неравномерности распределения этих параметров в радиальном направлении.

На фиг. 6 приведены зависимости изменения по радиусу угла выхода потока из рабочего колеса в абсолютном движении  $\alpha_2$  для трех значений  $\pi_T$ .

Из фиг. 6 видно, что изменение степени расширения в турбине не меняет характера протекания зависимостей  $\alpha_2 = f(r)$ , наблюдается только некоторое увеличение значений  $\alpha_2$  с ростом  $\pi_T$ .



Фиг. 5. Распределение скорости  $C_{2a}$  (а) и полного давления  $p_2^*$  (б) по радиусу для различных значений степени расширения  $\pi$ .



Фиг. 6. Распределение угла выхода потока  $\alpha_2$  по радиусу для различных значений степени расширения  $\tau_T$ .

В корневых сечениях вплоть до  $r = 45 \div 50$  мм угол  $\alpha_2$  близок к расчетному значению  $90^\circ$ . По мере приближения к периферии значения его уменьшаются до  $30-35^\circ$ , а затем несколько возрастают.

Для оценки достоверности результатов измерения параметров потока за рабочим колесом было проведено сопоставление значения приведенного расхода  $G_{пр}$ , определенного посредством мерного устройства, установленного перед турбиной, со значениями приведенного расхода, подсчитанного на основании данных траверсирования потока за рабочим колесом для турбины без внутреннего обтекателя  $G_{пр}'$  и с обтекателем  $G_{пр}''$ .

Так, например, для  $\tau_T = 2,0$  значения  $G_{пр}$ ,  $G_{пр}'$  и  $G_{пр}''$  составляют 12,50; 12,30 и 12,11 соответственно, т. е. отличие между ними не превосходит 3,5%. Данное обстоятельство дает основание считать результаты траверсирования потока за рабочим колесом достаточно достоверными.

Результаты расчетного и экспериментального исследований течения в рабочем колесе турбины ТР-01 свидетельствуют о возникновении диффузорного участка, примыкающего к наружному обводу колеса, что является одним из источников энергетических потерь в ступени.

Наличие участка большой кривизны на наружном обводе обуславливает перекося поля скоростей перед рабочим колесом и отрицательно влияет на формирование структуры течения в межлопа-

точном канале, что также отрицательно сказывается на эффективности ступени в целом.

### Выводы

1. Наибольшее значение эффективного к. п. д. ступени составляет 80—81% при  $\tau_T = 2,0$ .

2. Экспериментально установлено, что в рабочем колесе исследованной турбины наблюдается диффузорный характер течения вблизи периферийного обвода.

3. Форма меридионального обвода оказывает большое влияние на характер течения рабочего тела в проточной части ступени. В частности, завышенное значение угла  $\gamma$  и наличие резкого поворота лопаток на диаметр  $D_1$  в рассмотренной турбине обуславливает перекоп поля скоростей в осевом направлении перед рабочим колесом.

4. За рабочим колесом существует большая неравномерность параметров потока в радиальном направлении.

5. Проведенные исследования свидетельствуют о реальной возможности повышения эффективности ступени посредством устранения диффузорного характера течения и неравномерности потока. Одним из путей решения этой задачи является изменение профиля меридионального сечения проточной части рабочего колеса.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Балтер А. Е. К. п. д. ступени центростремительной турбины. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 63. М., 1964.

2. Дейч М. Е., Зарянкин А. Е., Шерстюк А. Н., Динеев Ю. Н. Исследование направляющих аппаратов радиальных турбин. М., «Известия вузов», серия «Энергетика», 1958, № 12.

3. Зарянкин А. Е., Зацепин М. Ф., Шерстюк А. Н. Пути повышения экономичности радиальных турбин. «Теплоэнергетика», 1962, № 5.

4. Мидзумати Н. Исследование радиальных газовых турбин. М., Машгиз, 1961.

5. Митрохин В. Г. Выбор параметров и расчет центростремительной турбины. М., «Машиностроение», 1966.

6. Ханнин Н. С., Шерстюк А. Н., Динеев Ю. Н. Влияние толщины выходных кромок лопаток на энергетические потери в сопловых аппаратах радиальных газовых турбин. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 58. М., 1963.

7. Правила 28—64 по измерению расхода жидкостей, газов и паров стандартными диафрагмами и соплами. М., Изд. стандартов, 1964.

8. Ханнин Н. С., Динеев Ю. Н., Озимов П. Л. Исследование лопаточных входных аппаратов радиальных турбин. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 73. М., 1964.

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СМЕШАННОГО ТЕЧЕНИЯ В ТУРБИНОЙ РЕШЕТКЕ

### Объект исследования

Проектирование турбомашин, в проточной части которых скорость потока переходит через скорость звука (смешанное течение), представляет известные трудности, вызванные сложностью теоретических и недостаточностью экспериментальных исследований.

В настоящей статье приводятся основные результаты экспериментального исследования направляющей решетки, типичной в классе малоразмерных газовых турбин. Данный класс характеризуется: большой веерностью при малых абсолютных размерах проточной части; большой густотой решеток; малыми углами выхода потока из направляющей решетки; большими углами поворота потока в рабочей решетке; трансзвуковым типом потока в межвенцовом зазоре ступени; числами Рейнольдса на границе автотельности.

Исследуемая направляющая решетка имеет следующие геометрические параметры:

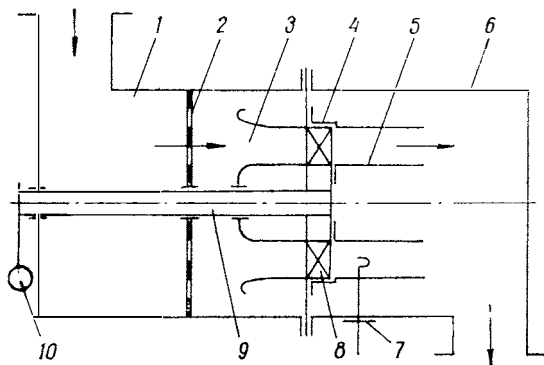
Веерность . . . . .	$\frac{d_{\text{иср}}}{l} = 6,05;$
	$(d_{\text{ик}} = 131,5 \text{ мм})$
Закон профилирования лопаток . . . . .	$\alpha_1 = 11^\circ = \text{const}$ $\varphi(r); \psi(r) = \text{const}$
Густота решетки . . . . .	$\frac{l_x}{t_x} = 1,35$
Горло канала, мм . . . . .	$R_r = 5,078$
Обводы проточной части . . . . .	Соосные, цилиндрические
Профили лопатки . . . . .	ТС-2А МЭИ
Характеристики профиля данной решетки приво- дим на относительном радиусе $\bar{r} = \frac{r - r_k}{r_n - r_k} = 0,735;$	

хорда $l_x$ , мм . . . . .	35,97
угол установки $\gamma$ . . . . .	32°20'
максимальная толщина $s_{\text{тах}}$ , мм . . . . .	6,75
радиусы входной $R_0$ и выходной $R_1$ кромки, мм . . . . .	2,13 и 0,30

На этом радиусе в работе [3] проводился расчет обтекания решетки конечно-разностным методом сеток.

### Экспериментальная установка

Исследование проводилось на установке, представляющей собой легко съемный узел экспериментальной турбины, содержащий направляющую решетку (схема фиг. 1).



Фиг. 1. Схема экспериментальной установки.

Установка состоит из ресивера, образуемого корпусом установки 1 с сеткой 2. Внутри ресивера располагается лемнискатный кольцевой канал 3, к которому крепится наружный обвод проточной части 4. Внутренний обвод 5 закреплен к исследуемой решетке 8. Решетка, в свою очередь, закреплена на валу 9, который поворачивается при помощи червяка 10. К корпусу ресивера крепится задний корпус 6, на котором устанавливаются координатники с зондами 7 для исследования потока за решеткой.

Испытания проводились на сжатом воздухе. Путь его: ресивер с сеткой — лемнискатный канал — исследуемая решетка — кольцевой канал выброса — ресивер, связанный с атмосферой.

Измерения производились по радиусу и шагу решетки пневмонасадками на двух расстояниях от выходных кромок лопаток решетки:  $L = 2,7$  и  $L = 7,5$  мм. Перемещение зонда в радиальном направлении производилось при помощи координатника, в окружном направлении измерение осуществлялось поворачиванием решетки относительно неподвижного зонда.

Для измерения статического давления  $p$  и давления торможения  $p^*$  в смешанном воздушном потоке использовался насадок с

Уловителем, внешний вид приемной части которого и тарировочный график показаны на фиг. 2. Уловитель зонда выполняет функции своеобразного расходного сопла Лавала, устойчиво работающего в широком диапазоне чисел Маха. Измерение угла закрутки потока  $\alpha_1$  и угла в меридиональной плоскости  $\alpha_m$  производилось четырехточечным угломером.

Исследование обтекания пера лопатки производилось путем отбора статического давления со стенок межлопаточного канала (на одной лопатке со стороны спинки, на другой — со стороны корыта). Так как перо лопатки весьма тонкое, трубки отбора давления закладывались в пазы, отфрезерованные в перо лопатки со стороны, обратной исследуемой. Для облегчения заделки трубок лопатки отливались из легкого сплава типа Вуда. Профиль лопатки контролировался и доводился в кокильном приспособлении с точностью до 0,2 мм. Отверстия отбора давления выполнены на четырех радиусах:  $\bar{r}=0,118$ ;  $\bar{r}=0,353$ ;  $\bar{r}=0,627$  и  $\bar{r}=0,823$ .

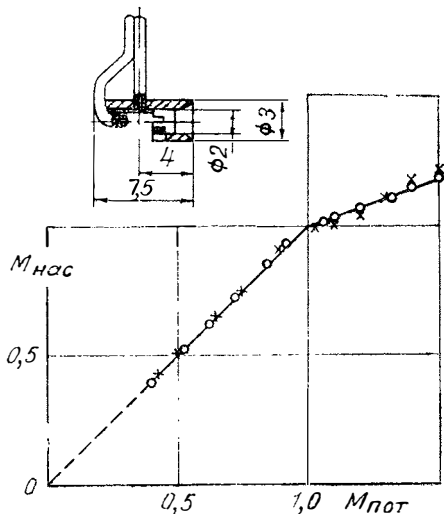
Исследования производились при следующих теоретических (без учета потерь) числах Маха:  $M_t=0,623$ ;  $M_t=0,750$ ;  $M_t=1,065$ ;  $M_t=1,160$  и  $M_t=1,243$ .

### Структура потока за решеткой

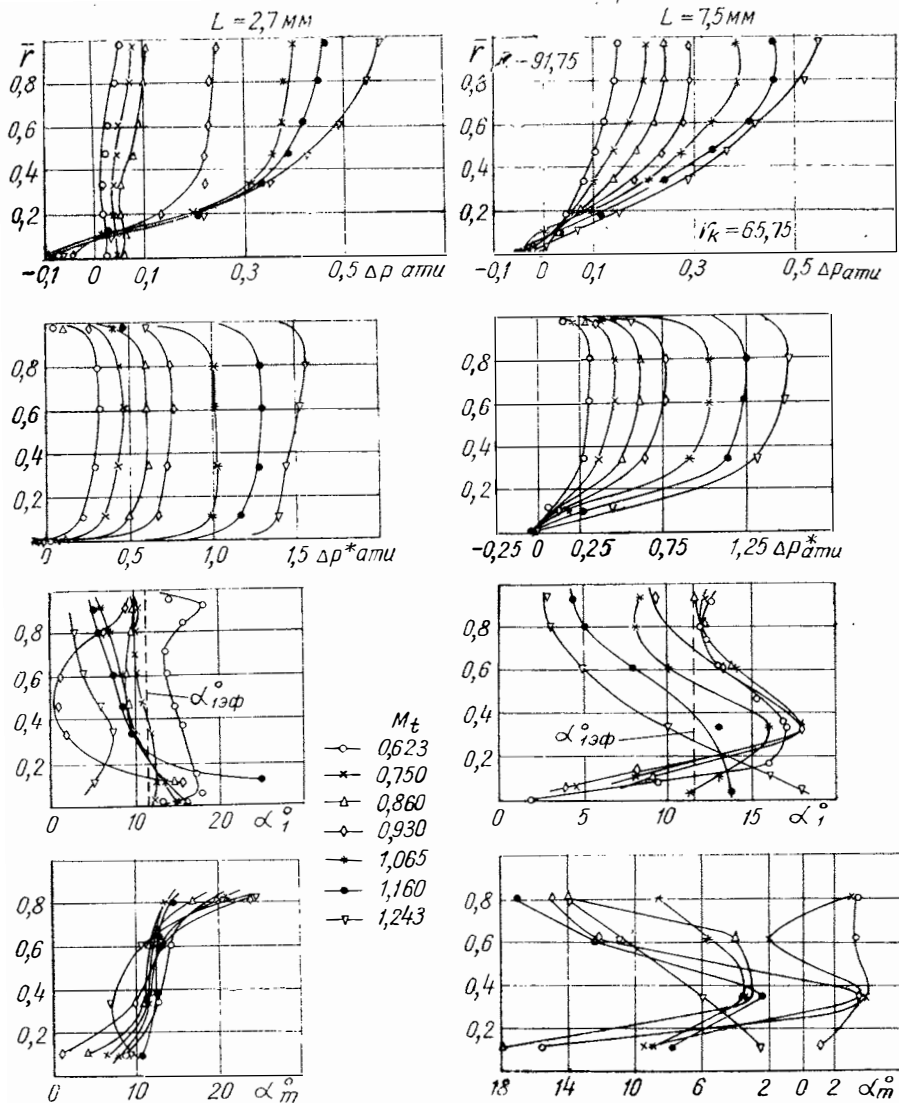
На дозвуковых режимах ( $M_t < 1$ ) при  $L=7,5$  и  $L=2,7$  мм поток можно принять практически выравненным в окружном направлении. При  $L=2,7$  мм исключение составляют зоны вязкого потока в случае  $\bar{r} \leq 0,118$ . С увеличением  $M_t$  величины скоростей и их градиентов в прикормочных и прикорневых зонах возрастают, угловые градиенты также возрастают с приближением к закомочному следу при всех значениях  $M_t$  и в более сильной степени — градиенты меридиональных углов при  $M_t > 1$ .

Произведем теперь осреднение шаговых эпюр по методу, изложенному в литературе (см. ниже статью в настоящем сборнике или работу [2]).

На фиг. 3а приведены результаты осреднения статического давления и давления торможения в виде радиальных эпюр.



Фиг. 2. График тарировки двух комбинированных зондов.

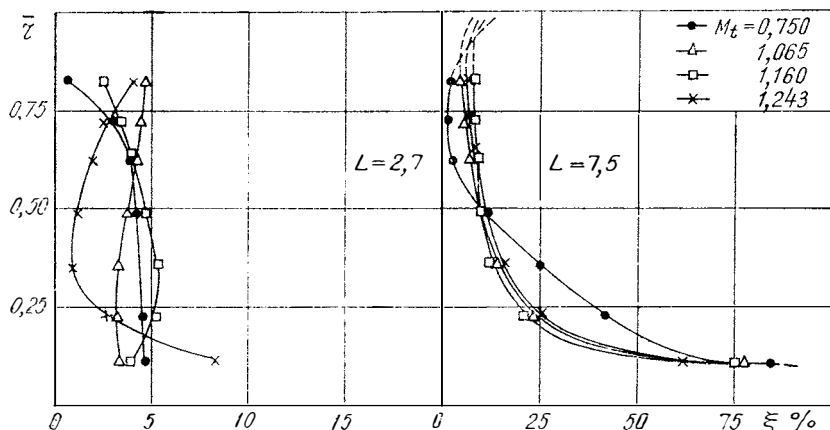


Фиг. 3. Результаты осреднения статического давления  $\Delta p$  и давления торможения  $\Delta p^*$  (а) и изменения углов  $\alpha_1$  и  $\alpha_m$  по радиусу (б).

Как видно, давление торможения вне пределов вязких зон практически постоянно по радиусу, статическое давление возрастает в радиальном направлении, а его значения для прикорневых струек при  $L = 7,5 \text{ мм}$  меньше атмосферного.

На фиг. 3,б показано изменение углов  $\alpha_1$ ,  $\alpha_m$  по радиусу, дающее пространственное представление вектора скорости.

Как видно, в некотором дозвуковом диапазоне скоростей эпюры угла  $\alpha_1$  (крутки потока) напоминают таковые для плоских решеток, т. е. имеют характерные экстремумы вблизи обводов, получающиеся из-за вытеснения пограничного слоя вторичными вихрями. Однако в кольцевой решетке еще происходит стекание пограничного подслоя по перу лопатки к ее корню, увеличивающее размеры вытесненного пограничного слоя. Струя, выходящая из межлопаточного канала, не только закручена, но и деформирована в меридиональной плоскости. Угол отклонения элементарных струек от горизонтали к периферии лопатки будем считать положительным, к корню ее — отрицательным. В непосредственной близости за решеткой деформация поверхностей тока линейна в направлении к периферии и составляет для средних струек примерно  $12^\circ$ . С удалением от решетки радиальный градиент изменяет знак на обратный.



Фиг. 4. Характеристика суммарных потерь кинетической энергии в решетке.

Обратимся теперь к характеристике суммарных потерь кинетической энергии в решетке, показанных на фиг. 4. Подчеркнем, что если на расстоянии  $L=7,5$  мм за решеткой коэффициент потерь  $\bar{\zeta}$  определен структурой пограничных слоев, то в непосредственной близости за решеткой величина потерь определяется структурой каналовой струи. При  $M_t > 1$  это наиболее существенно, и исследование потерь необходимо проводить по состоянию волнового спектра до плоскости замера.

При  $L=2,7$  мм с ростом  $M_t$  потери в ядре потока сначала растут, а затем (при  $M_t = 1,243$ ) падают, так как в случае  $M_t = 1,243$  отраженный от спинки лопатки скачок находится ниже зонда и его влияние не учитывается.

Представленные на фиг. 4 функции потерь немодельны по крите-

риальному параметру подобия  $M_t$  в любом сечении от плоскости замера до выходных кромок лопаток, так как сечение замера проходит через невыравненный поток.

### Обтекание пера лопатки

Перейдем к изучению одной из основных аэродинамических характеристик лопатки — его подъемной силы. Характеризуем обтекание пера распределенном коэффициенте давления вдоль контура профиля на определенном радиусе цилиндрического сечения пера:

$$\bar{p} = \frac{p - p_1}{\frac{\rho_1 v_1^2}{2}} = \bar{p}(S),$$

где  $p$  — локальное статическое давление на профиле;  
 $\rho_1$  и  $v_1$  — плотность и скорость в сечении выравненного потока за решеткой.

Для кольцевой решетки в коэффициент давления через величину кинетической энергии  $\frac{\rho_1 v_1^2}{2}$  включены пространственные эффекты, вызванные вязкостью и скачковыми процессами.

Распределение коэффициента давления по профилю в четырех цилиндрических сечениях показано на фиг. 5.

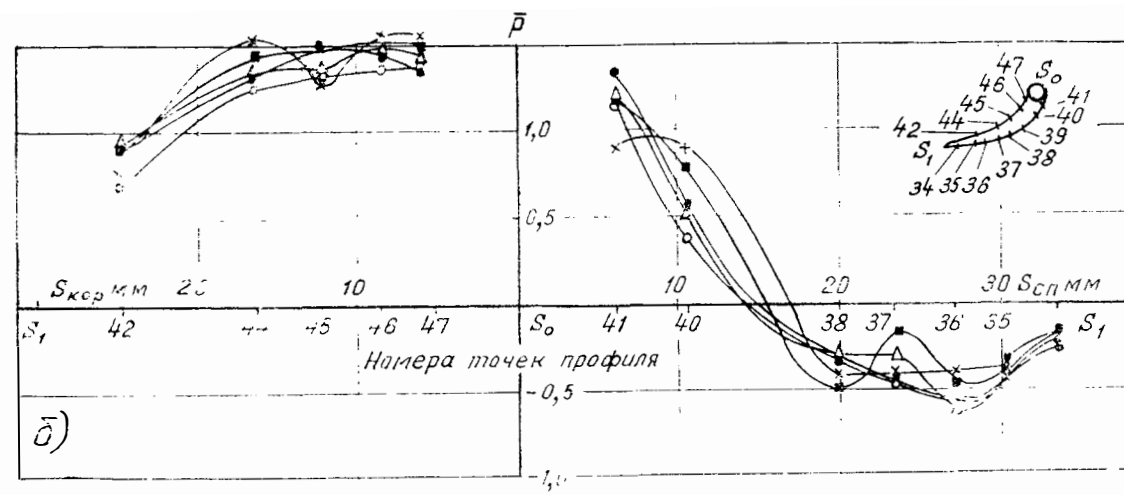
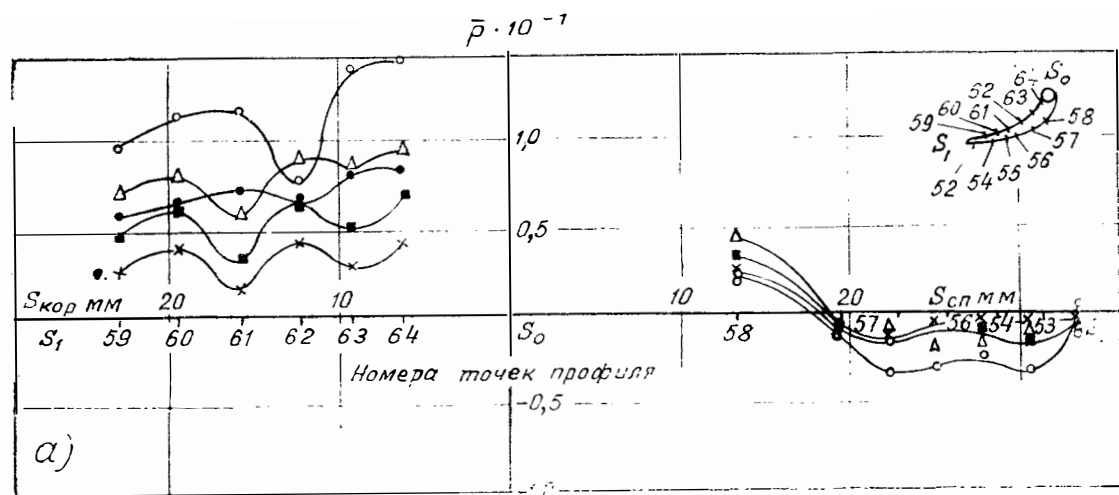
Рассмотрим картину обтекания лопатки при  $M_t < 1$  и  $M_t > 1$ .

1. Обтекание профилей при  $M_t < 1$  для всех  $r$  качественно подобно. На спинке профиля отмечено два диффузорных участка небольшой интенсивности. На корыте профиля функция  $\bar{p}(S)$  монотонна. В прикорневой зоне ниже  $\bar{r} = 0,118$  (см. фиг. 5,а) наблюдается резкое падение величины коэффициента давления. На экспериментальные зависимости фиг. 5,б наложена расчетная кривая (обозначенная пунктиром) плоского течения, полученная методом сеток в работе [3]. Как видно, согласование получается хорошее.

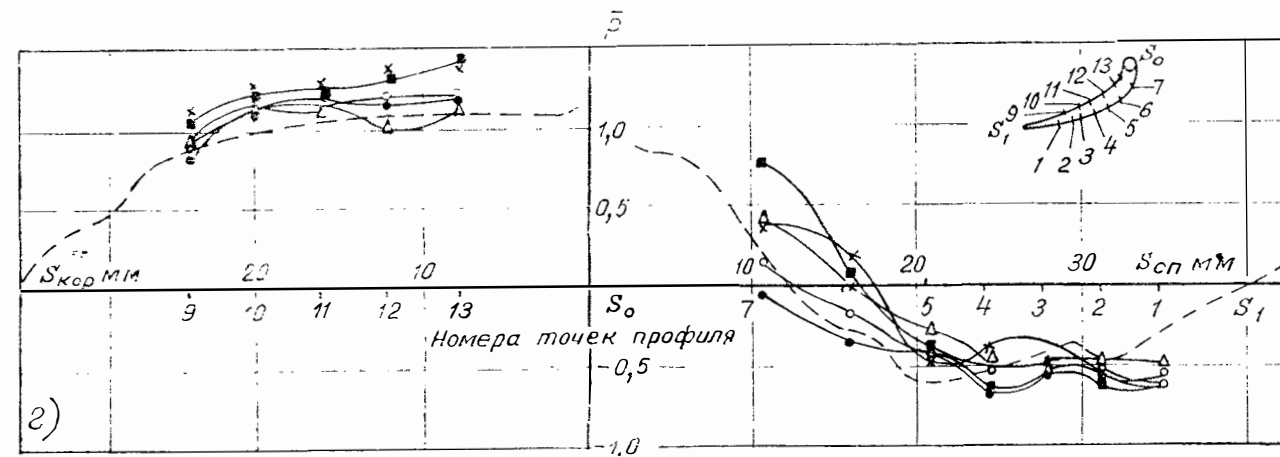
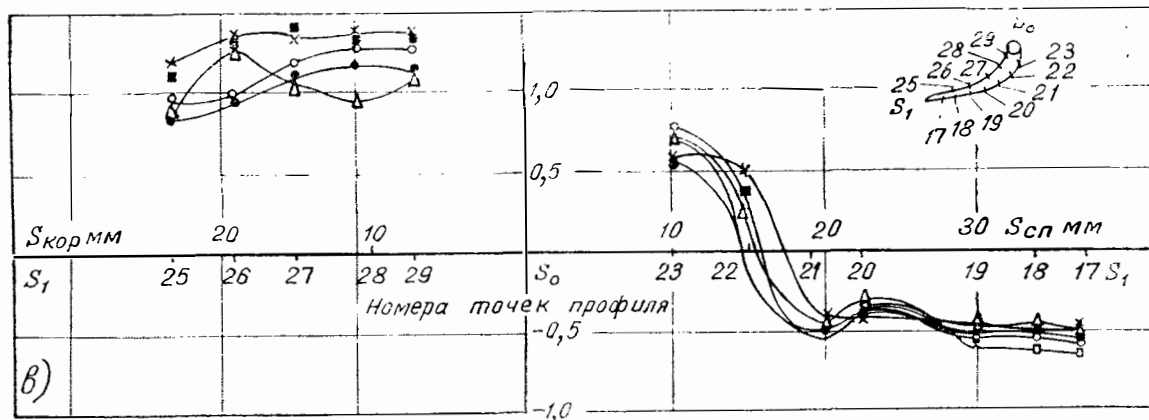
2. Обтекание при  $M_t > 1$  имеет ряд отличительных особенностей по сравнению с дозвуковым обтеканием  $M_t < 1$ . На спинке профиля имеются участки скачкового возмущения, снижающие величину подъемной силы профиля.

На фиг. 6 пунктиром нанесена расчетная функция  $\bar{p}(S)$  плоского потенциального течения, полученная по методу сеток [3], сплошными линиями — полученная в результате эксперимента. Совпадение экспериментальной и расчетной зависимостей удовлетворительное. Расхождение имеется в окрестности скачка уплотнения и происходит от неучета взаимодействия скачка с пограничным слоем.

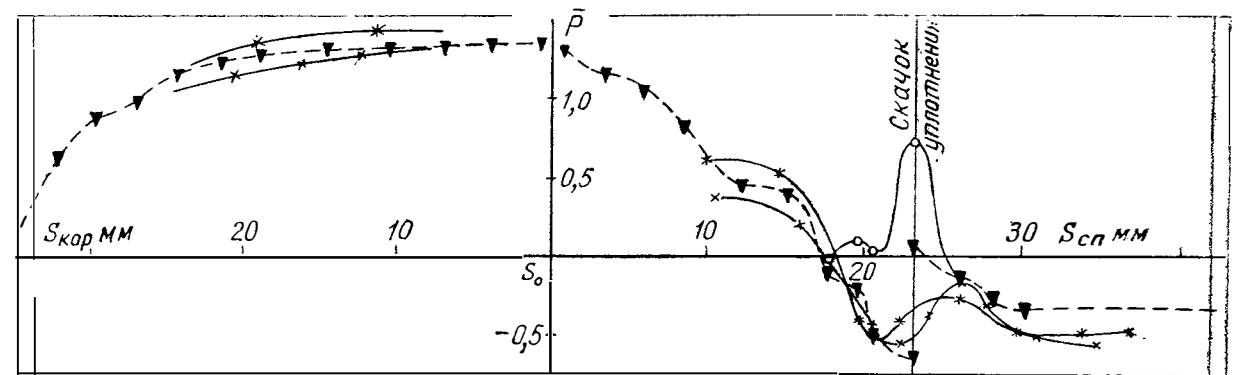
Отметим, что теории взаимодействия скачка и пограничного слоя развивались применительно к безградиентному ламинарному пограничному слою, а имеющиеся экспериментальные данные не гарантируют успех для анализа различных случаев взаимодействия



$\circ - M_t = 0,623$ ;  $\bullet - M_t = 0,750$ ;  $\triangle - M_t = 1,065$ ;  $\blacksquare - M_t = 1,160$ ;  $\times - M_t = 1,243$



Фиг. 5. Распределение коэффициента давления по профилю в четырех цилиндрических сечениях для  $\bar{r} = 0,118$  (а),  $\bar{r} = 0,565$  (б),  $\bar{r} = 0,627$  (в) и  $\bar{r} = 0,823$  (г).



- ▲— расчет плоского течения  $\bar{r}=0,735$ ;
- расчет плоского течения с учетом взаимодействия скачка уплотнения с ламинарным подслоем;
- ×—  $\bar{r}=0,823$  } при  $M_t = 1,243$
- \*—  $\bar{r}=0,627$  }

Фиг. 6. Коэффициент давления  $\bar{p}$  на профиле лопатки и в косом срезе решетки.

Рассмотрим одно продуктивное направление, когда пограничный слой разбивается на некоторые подслои, наделяемые определенными свойствами. Остановимся на работе [1], в которой внутренний подслоем считается вязким, а наружный слой — вихревым и невязким. Окончательные результаты решения достаточно просты. Поместим начало координат в точку падения скачка. Тогда формула, полученная в работе [1], преобразуется к виду:

$$p = gp_n \left( 1 + \frac{2k\delta M_n^2}{\sqrt{M_n^2 - 1} e^{\delta |S|}} \right),$$

где  $\delta$  — угол излома линии тока, от которого отходит скачок,

$$a = \frac{0,03 \sqrt{Re_{n'} (M_n^2 - 1)}}{S_n}.$$

Здесь  $Re_{n'}$  — число Рейнольдса в точке взаимодействия;

$S$  — расстояние вдоль стенки, отсчитываемое от точки взаимодействия; индекс  $n$  относится к звуковой точке на спинке профиля;

$g$  — коэффициент градиентности потока, устанавливаемый экспериментально.

На фиг. 6 построено распределение коэффициента давления по предложенной формуле в предположении, что градиентность отсутствует ( $g=1$ ). Количественное расхождение с экспериментальной кривой можно легко ликвидировать, вводя  $g = (0,5 \div 0,7)$ .

## Выводы

1. Исследования показали пригодность применяемых насадков для изучения смешанного потока в решетке.

2. Структура смешанного потока за кольцевой решеткой определяется радиальными возмущениями закромочного следа (угол  $\alpha_m$ ) и характером волнового спектра, взаимодействующего с пограничным слоем и закромочным следом.

3. Полученный по результатам обтекания пера лопатки спад давления выше точки взаимодействия скачка с пограничным слоем на спинке лопатки удовлетворительно отражается формулой процесса взаимодействия скачка с пограничным слоем с привлечением экспериментального коэффициента  $g < 0$ .

## ЛИТЕРАТУРА

1. Гудман Т. Теория взаимодействия скачка уплотнения с пограничным слоем. В сб.: «Механика», № 3 (37). М., Изд. иностр. лит., 1956.

2. Дейч М. Е. Техническая газодинамика. М., Госэнергонздат, 1961.

3. Лашков В. Н. Задачи обтекания решеток турбомашин с переходом через скорость звука. Автореферат диссертации. М., 1966.

## НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ МЕТОДИКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ СТУПЕНЕЙ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ТУРБИН

В настоящее время накоплен большой опыт по исследованию турбинных ступеней. В данной работе основное внимание уделяется определению эффективности турбинной ступени при сверхкритических теплоперепадах и связанной с этим задачей исследования структуры сверхзвукового потока.

Основные требования, предъявляемые к экспериментальному исследованию и формулируемые теорией подобия, естественно, справедливы и здесь. Так как вопросы полной и частичной теории подобия детально изложены в литературе, они опускаются и в качестве режимных параметров берется число Маха и отношение скоростей  $\frac{u}{c_{ад}}$ . Испытывались геометрически натурные турбины на сжатом воздухе.

В статье приняты следующие обозначения:

### а) для параметров

- $c$  — скорость потока в абсолютном движении;
- $u$  — окружная скорость;
- $M$  — число Маха;
- $\lambda = \frac{c}{c_{кр}}$  — относительная скорость;
- $q$  — относительный расход;
- $k$  — показатель изоэнтропы;
- $R$  — газовая постоянная;
- $p$ ;  $T$  и  $\rho$  — соответственно давление, температура и плотность газа;
- $U$  — внутренняя энергия газа;
- $i$  — энтальпия газа;

- $c_p$  — теплоемкость газа при постоянном давлении;  
 $\sigma$  — поверхность канала;  
 $\vec{r}$  — радиус-вектор точек поверхности  $\sigma$  относительно центра моментов;  
 $\pi_\tau = \frac{p_{0cp}^*}{p_{2cp}}$  — перепад давлений на ступень;  
 $\eta_e$  — эффективный коэффициент полезного действия ступени турбины.

### б) для индексов

- $ад$  — адиабатический параметр;  
 $ср$  — осредненный параметр;  
 $n$  — параметр нормальный к поверхности канала;  
 $0$  — параметр перед направляющей решеткой;  
 $1$  — параметр за направляющей решеткой;  
 $2$  — параметр за рабочим колесом;  
 $*$  — параметр торможения.

Исследования проводились на экспериментальной турбине.

Основными особенностями этих исследований были следующие:

1. Качающийся корпус балансирного редуктора, соединенный с качающимся статором электротормоза, так что измеренный на валу тормоза момент являлся моментом турбины (трение в подшипниках ротора не учитывалось).

2. Направляющая решетка турбины, имевшая возможность поворота вокруг своей оси и позволявшая исследовать шаговую структуру потока в межвенцовом зазоре с наличием колеса и без него.

3. Перед направляющей решеткой на расстоянии двух шагов от плоскости входных кромок лопаток устанавливалась закручивающая решетка, имитировавшая вход в турбину для двигателей с одной камерой сгорания.

При исследовании эффективности турбины параметры потока измерялись, как обычно, в следующих сечениях проточной части:

а) перед закручивающей решеткой — давление и температура торможения;

б) перед направляющей решеткой — давление торможения и направление потока;

в) за рабочей решеткой — статическое давление.

Эксперименты проводились при фиксированном перепаде давлений  $\pi_\tau$  и различных  $\frac{u}{c_{ад}}$ . Эффективность турбинной ступени характеризовалась коэффициентом полезного действия

$$\eta_e = \frac{75N_\tau}{\frac{k}{k-1} R T_{0cp}^* G_\tau \left( 1 - \frac{1}{\pi_\tau \frac{k-1}{k}} \right)}$$

Измерение расхода рабочего тела  $G_T$ , момента  $M_T$  и числа оборотов  $n_T$  (и, следовательно, мощности  $N_T$ ) на валу турбины осуществлялось таким образом:

а) расход измерялся с помощью сопла, установленного в мерном участке,—по рекомендациям стандартов на измерение расхода [1].

б) момент измерялся на валу электрической балансирной машины постоянного тока МПБ-42,3/30;

в) число оборотов измерялось при помощи подсчета числа импульсов от магнитного датчика за определенный промежуток времени. Регистрация сигнала производилась частотомером серии RFT.

Чтобы показать, что данная методика определения  $\eta_e$  турбин в указанных условиях допустима, покажем величину предельной относительной погрешности к. п. д.  $(\delta\eta_e)_{пр}$ .

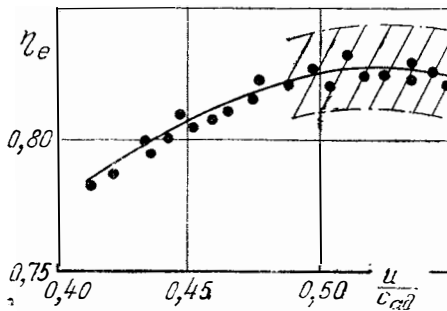
Результат расчета  $(\delta\eta_e)_{пр}$  приведен ниже:

$$\frac{dM_T}{M_T} = 0,00580; \quad \frac{dT_0^*}{T_0^*} = 0,00620; \quad \frac{dp_2}{p_2} = 0,00019;$$

$$\frac{dn_T}{n_T} = 0,00266; \quad \frac{dp_0^*}{p_0^*} = 0,00098; \quad \frac{dG}{G} = 0,00378;$$

$$(\delta\eta_e)_{пр} = 0,02115.$$

Расчет проводился при цене деления шкалы весового устройства, равной  $0,0115 \text{ кг} \cdot \text{м}$ , что соответствует наименьшей возможной длине его рычага.

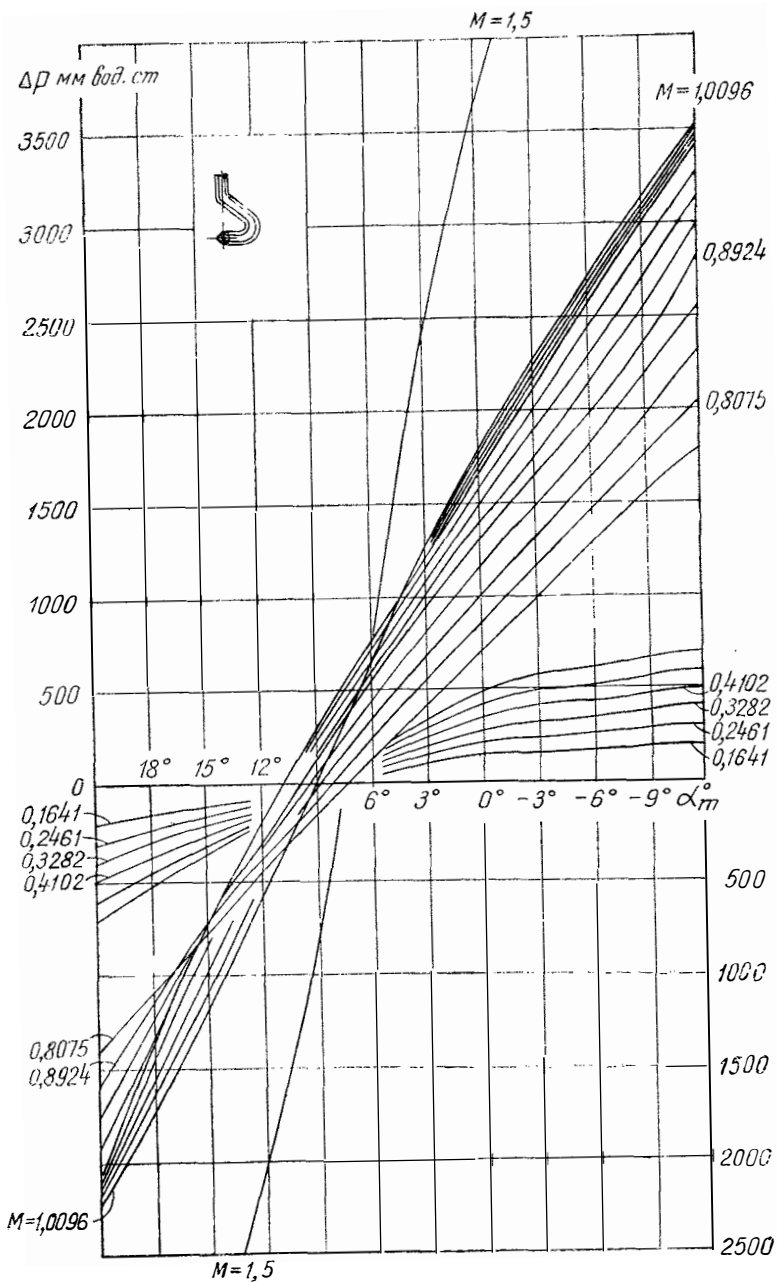


Фиг. 1. Изменение коэффициента полезного действия в зависимости от отношения скоростей  $\frac{u}{c_{ад}}$  и поле абсолютных погрешностей при  $\pi_T = 2,7$ .

На фиг. 1 показан график изменения к. п. д. турбины в функции  $\frac{u}{c_{ад}}$  при перепаде давлений  $\pi_T = 2,7$  и нанесено поле максимального отклонения к. п. д.

В каждом из перечисленных выше сечений измерение параметров потока производилось пневмонасадками обычного типа.

Между направляющей и рабочей решетками поток является дозвуко-сверхзвуковым по шагу решетки и по радиусу проточной



Фиг. 2. График тарировки четырехточечного зонда угломера.

части. В связи с этим был отработан насадок для измерения направления пространственной скорости в такого рода потоках (четырёхточечный угломер, фиг. 2).

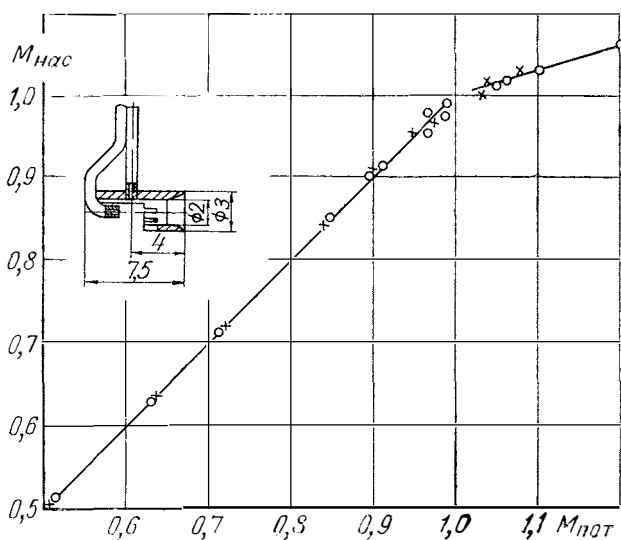
Приемные отверстия насадка расположены в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, а углы скоса плоскостей этих отверстий установлены по результатам тарировки из условия минимального «размыва» нуля отсчета в рабочем диапазоне чисел  $M$ .

Как видно из тарировочного графика фиг. 2, «размыв» нуля не превышает  $4^\circ$  вплоть до числа  $M=1,5$ .

Комбинированный насадок для измерения скорости потока доводился на устойчивую работу при скоростях, не слишком отличающихся от звуковых и характерных для течения в расчетном режиме за направляющей решеткой данного класса турбин.

Он снабжен уловителем, предназначенным для «отбирания» струйки тока и стабилизации волнового спектра.

Конструкция насадка и тарировочные зависимости показаны на фиг. 3.



Фиг. 3. График тарировки комбинированного зонда угломера.

Тарировка в дозвуковой области производилась на срезе сопла Витошинского, в сверхзвуковой — при помощи набора сопел Лавала. В дозвуковой области скорость потока равна скорости, подсчитанной по показаниям насадка, в сверхзвуковой — скорость, подсчитанная по показаниям насадка, меньше действительной. Таким образом, тарировочная кривая имеет излом вблизи точки  $M_n=1$ , вблизи которой его работа достаточно устойчива (см. фиг. 3).

Исследование эффективности турбинной ступени обычно производится по средним параметрам. При осреднении неравномерный поток газа стремятся описать посредством наименьшего числа параметров при сохранении главных свойств потока. Неравномерному потоку в некотором сечении проточной части турбомшины в общем случае ставится в соответствие вновь неравномерный поток, в котором сохраняются существенные для рассматриваемой задачи свойства действительного потока. Правила, по которым устанавливается такое соответствие, и составляют существо осреднения. Естественно, что при любом осреднении часть свойств действительного потока теряется. Тем не менее можно найти ряд параметров, характеризующих течение газа в целом и обладающих свойством аддитивности.

Важнейшими из них, как известно, являются [3]:

а) массовый расход

$$Q = \int_{\sigma} \rho c_n d\sigma = \int_Q dQ; \quad (1)$$

б) поток импульса

$$\vec{I} = \int_{\sigma} (p\vec{n} + \rho c_n \vec{c}) d\sigma; \quad (2)$$

в) поток момента количества движения

$$\vec{m} = \int_{\sigma} [r\rho c_n \vec{c}] d\sigma = \int_Q [r\vec{c}] dQ; \quad (3)$$

г) поток полного теплосодержания

$$I^* = \int_{\sigma} \left( \frac{c^2}{2} + U + \frac{p}{\rho} \right) \rho c_n d\sigma = \int_Q i^* dQ; \quad (4)$$

д) поток энтропии

$$S = \int_{\sigma} s\rho c_n d\sigma = \int_Q s dQ. \quad (5)$$

Массовый расход газа через канал можно вычислить по формуле

$$Q = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \frac{k}{k-1} \sqrt{2 \frac{k-1}{k+1}} \int_{\sigma} \frac{p^*}{V c_p T^*} q \left( \frac{p}{p^*} \right) \times \\ \times \cos(\mathbf{c}, \mathbf{n}) d\sigma, \quad (6)$$

$$\text{где } q \left( \frac{p}{p^*} \right) = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \left( \frac{p}{p^*} \right)^{\frac{1}{k}} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (7)$$

$\cos(\mathbf{c}, \mathbf{n})$  — косинус угла между вектором скорости и направлением нормали к  $\sigma$ .

Поток полного теплосодержания

$$I^* = i_{cp}^* Q = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \frac{k}{k-1} \sqrt{2 \frac{k-1}{k+1}} \int_{\sigma} p^* \sqrt{c_p T} q \left(\frac{p}{p^*}\right) \times \\ \times \cos(c, n) d\sigma. \quad (8)$$

Если определить энтропию по формуле

$$S = R \ln \frac{T^{\frac{k}{k-1}}}{p} = R \ln \frac{T^{*\frac{k}{k-1}}}{p^*}, \quad (9)$$

то поток энтропии равен:

$$S = S_{cp} Q = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \frac{k}{k-1} \sqrt{2 \frac{k-1}{k+1}} \int_{\sigma} \frac{p^*}{\sqrt{c_p T^*}} \times \\ \times q \left(\frac{p}{p^*}\right) R \ln \frac{T^{*\frac{k}{k-1}}}{p^*} \cos(c, n) d\sigma. \quad (10)$$

Если в рассматриваемом и осредненном потоках принять равенство  $Q, I^*, S$ , то расчетные формулы примут вид:

$$T_{cp}^* = \frac{i_{cp}^*}{c_p}; \quad (11)$$

$$p_{cp}^* = e^{-\frac{S_{cp}}{R} \left(\frac{i_{cp}^*}{c_p}\right)^{\frac{k}{k-1}}}; \quad (12)$$

$$q(\lambda_{cp}) = \frac{Q}{\rho_{cp} c_{cp}^{\sigma}}. \quad (13)$$

Чтобы приведенную методику осреднения применить в непотенциальном сверхзвуковом потоке, необходимо выявить положение скачков уплотнения, появляющихся в проточной части, и производить осреднение в бескачковых зонах. Положение скачков устанавливается путем дренирования стенок проточной части и перемещением насадка в трех координатных направлениях (по радиусу, окружности и по оси турбины).

## ЛИТЕРАТУРА

1. Правила 27—54 измерения расхода жидкостей, газов и паров стандартными диафрагмами и соплами.
2. Чуначенко Ю. Г., Кузовкин А. С. Комбинированный насадок. Авторское свидетельство № 134 587, класс 74в.
3. Седов Л. И., Черный Г. Г. Об осреднении неравномерных потоков газа в каналах. М., Оборонгиз, 1954.

Теоретический анализ приемистости трехвального автомобильного газотурбинного двигателя. Шварцман Э. Е. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 110. М., 1969, стр. 3—10.

Предлагается способ расчета разгонных характеристик трехвального автомобильного газотурбинного двигателя (АГТД). Путем исключения времени из уравнений движения турбокомпрессоров удается найти их совместные режимы и затем определить время разгона.

Приводятся примеры расчетов применительно к АГТД мощностью 500 л. с. Дан анализ влияния определяющих факторов на приемистость, как-то: температуры газа перед турбинами, режима нагружения двигателя, моментов инерции роторов и газовых емкостей.

Иллюстраций 5. Библиографий 3

УДК 621.438.001.4

Экспериментальное исследование ступени радиально-осевой турбины Динеев Ю. Н., Коваленко Б. Ф., Михненко Л. В. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 110. М., 1969, стр. 11—24.

Рассматриваются результаты экспериментов, объектом которых служила ступень радиально-осевой турбины ТР-1. Приведены интегральные характеристики ступени, а также результаты траверсирования потока на выходе из рабочего колеса. Даются краткий анализ полученных результатов и рекомендации по повышению эффективности ступени.

Иллюстраций 6. Библиографий 8.

УДК 621.438.533.6.011.001.4

Экспериментальное исследование смешанного течения в турбинной решетке. Лашков В. Н. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 110. М., 1969, стр. 25—31.

Рассматривается течение через цилиндрическую направляющую решетку турбины с малым углом выхода потока на режимах, близких к критическим.

Приводятся полученные коэффициенты давления на профилях и структуры потока в непосредственной близости за решеткой.

Описываются качественные изменения, происходящие в околозвуковом потоке по сравнению с дозвуковым обтеканием.

Иллюстраций 6. Библиографий 3.



Некоторые вопросы методики экспериментального исследования ступеней малоразмерных турбин. Лашков В. Н., Жуков Ю. В. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 110. М., 1969, стр. 32—38.

Рассматриваются отдельные вопросы методики экспериментального исследования ступеней малоразмерных осевых турбин, в которых срабатываются сверхкритические теплоперепады, а также вопросы обработки экспериментальных данных и теории осреднения измеряемых параметров потока.

Приводятся пневмонасадки измерения пространственного дозвукового и сверхзвукового потоков. Прилагается расчет погрешностей интегрального исследования. Показан способ определения полей потока.

Иллюстраций 3. Библиографий 3.



## СОДЕРЖАНИЕ

Э. Е. Шварцман. Теоретический анализ приемистости трехвального автомобильного газотурбинного двигателя . . .	3
Ю. Н. Динеев, Б. Ф. Коваленко, Л. В. Михненко. Экспериментальное исследование ступени радиально-осевой турбины . . . . .	11
В. Н. Лашков. Экспериментальное исследование смешанного течения в турбинной решетке . . . . .	25
В. Н. Лашков, Ю. В. Жуков. Некоторые вопросы методики экспериментального исследования ступеней малоразмерных турбин . . . . .	32
Рефераты . . . . .	39

Труды НАМИ, вып. 110

Ответственный редактор А. А. Лингарт

Научные редакторы: А. Е. Балтер, Н. С. Ханни, К. Г. Евграфов

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

Корректоры: О. А. Зенова, В. И. Гуськова

Л 84761. Подп. к печ. 19/V-69 г. Форм. бум. 60×90<sub>16</sub>. Печ. л. 2,75+1 вкл.

Уч.-изд. 2,68 л. Зак. 729—68 г. Тир. 800 экз. Цена 19 коп.

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

Цена 19 коп.