

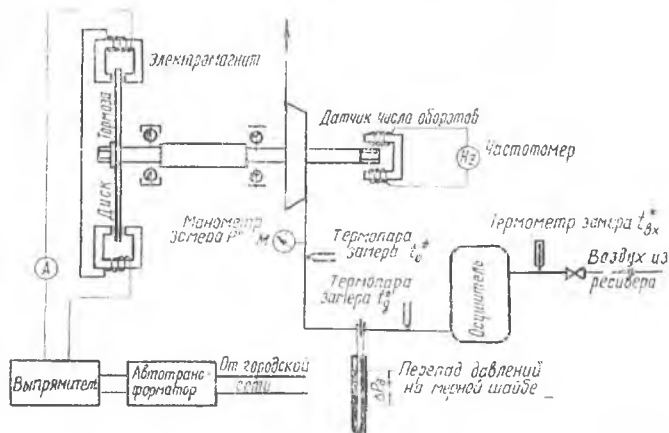
С. М. АВЕРКИЕВ

ВЛИЯНИЕ НЕКОТОРЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ОСЕВЫХ МИКРОТУРБИН НА К. П. Д.

В предлагаемой статье приводятся результаты исследования влияния некоторых геометрических параметров осевых микротурбин на их к. п. д.*.

Целью работы явилось повышение к. п. д. микротурбин, имеющих малые мощности $N_T = 0,03—0,50$ л. с.

Все испытания микротурбин проводились на воздухе. Для предотвращения конденсации влаги в проточной части микротурбин при больших мощностях воздух осушивался. Опыты, проведенные в термодинамической лаборатории Куйбышевского авиационного



Фиг. 1.

* Здесь и ниже под к. п. д. понимается внутренний адиабатный коэффициент полезного действия микротурбины.

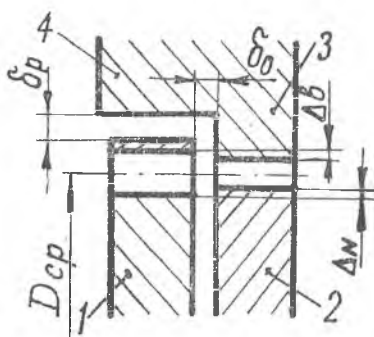
института, показали, что осушка воздуха практически не влияет на мощность и к. п. д. микротурбин.

Расчетные термодинамические параметры воздуха на входе в турбину имели следующие значения: полное давление $P_0^* = 5 \text{ ата}$, температура торможения $T_0^* = 288^\circ\text{К}$, противодавление за турбиной равнялось атмосферному $P_2 = 1,033 \text{ ата}$. Часть опытов проводилась при давлениях $P_0^* = 1,5; 3,0 \text{ ата}$. Расчетная величина критерия $U/C_{ал} = 0,2$. Схема основных измерений показана на фиг. 1.

При экспериментах измерялись следующие основные параметры: давление на входе и выходе из турбины; крутящий момент турбины; расход воздуха; обороты ротора; полная температура перед турбиной, мерной шайбой и осушителем.

ВЫБОР ПРОФИЛЕЙ МИКРОТУРБИН

Известно [1], что к. п. д. микротурбин в значительной мере зависит от формы каналов сопловых аппаратов и рабочих колес. Но микротурбины имеют ряд особенностей, которые не позволяют автоматически переносить все выводы, справедливые для «больших» турбин, на микротурбины. Поэтому при исследовании, в первую очередь, встал вопрос о выборе геометрии проточной части микротурбин. Наиболее надежным способом определения влияния геометрии на к. п. д. является эксперимент. Этот путь и принят при отборе профилей микротурбин. Схема меридионального сечения проточной части микротурбин выбрана в соответствии с фиг. 2.



Фиг. 2.

Таблица 1

№ п.п.	Сопловой аппарат	$z_{СА}$	t/b
1	Сверленный . . .	15	0,83
2	Сверленный . . .	25	0,50
3	Фрезерованный с соплами Лавалья . . .	23	0,57
4	Фрезерованный сужающийся	20	0,77
5	Фрезерованный сужающийся	20	0,57

А. Выбор профиля соплового аппарата

Были испытаны сопловые аппараты следующих типов: сверленные цилиндрические, фрезерованные сужающиеся, фрезерованные с соплами Лавалья. Все сопловые аппараты испытывались с рабочим

колесом, профиль которого показан на фиг. 6. Форма доньшка канала колеса — плоская.

Верхняя перекрыша рабочего колеса Δ_v составляла 0,3 мм, нижняя $\Delta=0,2$ мм, число лопаток $z=30$ высота лопаток $h_{лп}=2$ мм, средний диаметр колеса $D_{ср}=45$ мм. Радиальный зазор равнялся 0,4 мм, осевой — 0,3 мм.

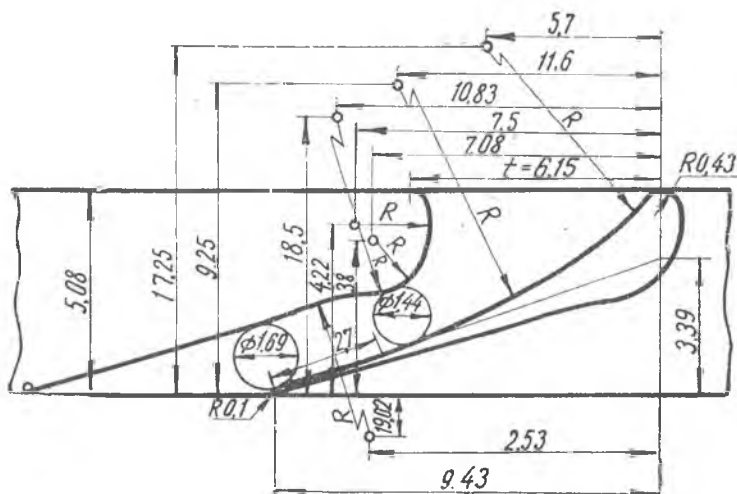
Фрезерованные сопловые аппараты имели высоту лопаток 1,5 мм, сверленные — диаметр 1,5 мм. Другие геометрические параметры сопловых аппаратов приведены в таблице 1.

Сопловой аппарат 1 испытывался при числе каналов $z_{са}=1; 2; 3; 5; 7; 10; 15$, что соответствует парциальностям $\epsilon=0,0667; 0,133; 0,200; 0,333; 0,467; 0,667; 1,0$.

Сопловой аппарат 2 испытывался при $z_{са}=1; 2; 3; 5; 10$, что соответствует $\epsilon=0,040; 0,080; 0,120; 0,200; 0,400$.

Остальные сопловые аппараты испытывались при $z_{са}=1; 2; 5; 10$, что для сопловых аппаратов 4 и 5 соответствует $\epsilon=0,050; 0,100; 0,250; 0,500$, а для соплового аппарата 3 $\epsilon=0,0435; 0,0870; 0,2175; 0,435$.

Для всех сопловых аппаратов на каждой парциальности эксперименты проводились в диапазоне оборотов $n=(10000-50000)$ об/мин по 5—7 точек на кривой.



Фиг. 3.

Профиль соплового аппарата 3 показан на фиг. 3, соплового аппарата 4 — на фиг. 4. Форма профиля и углы установок лопаток сопловых аппаратов 4 и 5 одинаковы.

Результаты испытаний на расчетном режиме ($\pi=4,9$) пред-

Опыты показали, что сопловые аппараты с каналами без закруглений кромок имеют расход на 1,5—2% ниже, к. п. д. сопловых аппаратов одинаков.

Б. Выбор профилей рабочего колеса

Испытывалось два профиля рабочего колеса (фиг. 6, 7). Как видно из фигур, оба профиля предназначены для обтекания дозвуковыми скоростями W , хотя скорость на входе в рабочее колесо сверхзвуковая и обычно составляет $\lambda = 1.1-1.2$.

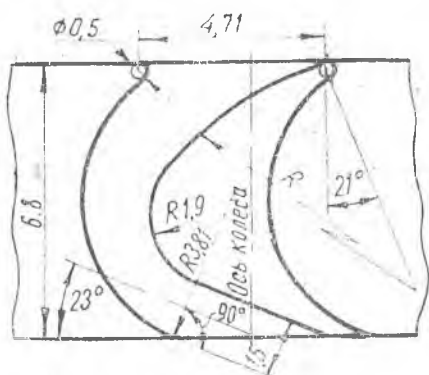
Дозвуковой профиль выбран по следующим причинам:

1. в парциальных микро-турбинах, особенно при малых ϵ , значительная доля потерь возникает из-за нерасчетного обтекания на концах дуги впуска. При дозвуковом профиле эти потери уменьшаются;

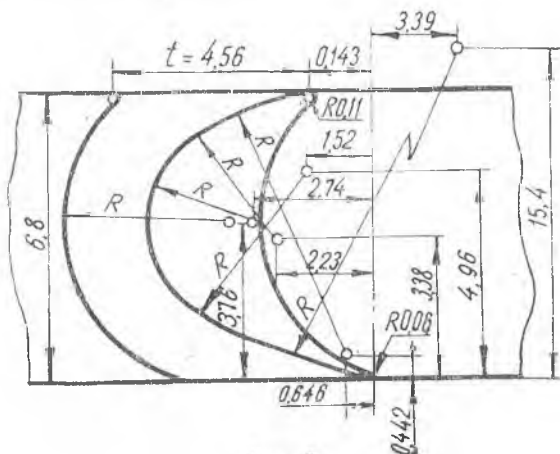
2. дозвуковой профиль менее чувствителен к отклонению оборотов от расчетных;

3. входные кромки дозвукового профиля имеют значительную толщину и менее чувствительны к коррозии и эрозии, которые неизбежны в производственных условиях;

4. при сверхзвуковых скоростях часто возникают «запирающие» [1, 2] рабочих колес, когда фактические скорости на входе становятся дозвуковыми.



Фиг. 6.



Фиг. 7.

Основные геометрические параметры рабочих колес даны в таблице 2.

Профиль, представленный на фиг. 6 (№ 3 в табл. 2), разработан в термодинамической лаборатории КуАИ; на фиг. 7 (№ 1, 2, 4 в табл. 2) изображен профиль, разработанный в МЭИ.

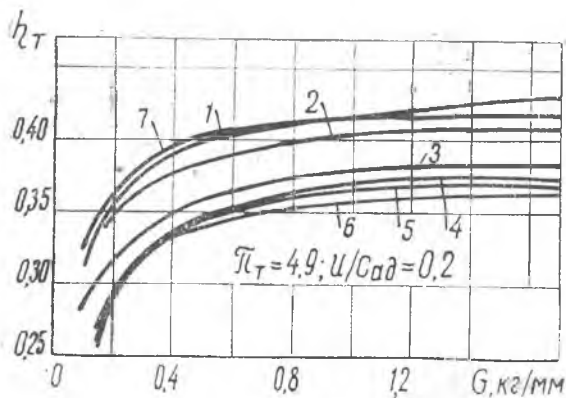
Кроме влияния профиля рабочего колеса, испытыва-

лось влияние относительного шага и хорды b колеса на к. п. д. турбины. При определении влияния относительного шага решетки на к. п. д. испытывались колеса № 4—6 табл. 2. Все испытания проводились с сопловым аппаратом 3 при парциальностях $\varepsilon = 0,0435; 0,0870; 0,1275; 0,435$. Высота соплового аппарата, зазоры и другие размеры оставались прежними.

№ п.п.	Форма канала рабочего колеса	$z_{рк}$	b , мм	t/b	Форма донышка канала
1	сужающаяся . . .	31	6,8	0,67	плоское
2	сужающаяся . . .	31	6,8	0,67	цилиндрич.
3	сужающаяся . . .	30	6,8	0,69	цилиндрич.
4	сужающаяся . . .	14	15,2	0,67	цилиндрич.
5	постоянной ширины	18	15,2	0,52	цилиндрич.
6	сужающе-расширяющаяся	17	15,2	0,55	цилиндрич.

Наибольший к. п. д. имеет рабочее колесо с $t/b = 0,67$ (фиг. 8)

При определении влияния на к. п. д. абсолютной величины хорды испытывались колеса № 2 и 4 (табл. 2), с хордами 6, 8 и 15,2 мм соответственно.



Фиг. 8.

Из фиг. 8 видно, что рабочее колесо № 2 имеет более высокий к. п. д. Снижение к. п. д. в рабочем колесе № 4 объясняется неблагоприятным обтеканием профиля. Из-за больших размеров профиля и канала воздух, истекающий из соплового аппарата, периодически попадает в широкий канал или ударяет

в толстую кромку. В обоих случаях течение резко отклоняется от расчетного и возникают дополнительные потери.

При изготовлении по техническим причинам были допущены одинаковые для всех рабочих колес (табл. 2, рабочие колеса 2—6) небольшие искажения профилей, которые привели к снижению к. п. д. на 2—5% по сравнению с рабочими колесами, имеющими правильные профили. Искажение профиля заключалось в том, что в месте максимальной толщины профиля спинка профиля срезалась, а корытце не дорезалось на 0,04—0,06 мм. Указанное обстоятельство, по нашему мнению, не влияет на качественную картину и основные выводы по отбору наилучших профилей рабочего колеса

Для окончательного выбора профилей соплового аппарата и рабочего колеса проведены следующие опыты. Взято лучшее рабочее колесо № 1 в табл. 2 и два лучших сопловых аппарата (с соплами Лаваля и сверленное) и испытаны обе пары. Результаты испытаний показаны на фиг. 8, где кривая 1 относится к паре «рабочее колесо 1 — сопловой аппарат 3», а кривая 7 — к паре «рабочее колесо 1 — сопловой аппарат 1».

Как видно из фигур, наилучший к. п. д. на расчетном режиме $\frac{P}{P_{\text{св}}} = 0,2$ имеет турбина с рабочим колесом 1 и сопловым аппаратом 3, которая и выбрана для дальнейших экспериментов. Кроме того, что эта турбина имеет больший к. п. д., она имеет меньший внешний диаметр, чем турбина со сверленным сопловым аппаратом, большую перспективу улучшения соплового аппарата и дает возможность исследовать влияние важного параметра — высоты лопаток соплового аппарата на к. п. д. микротурбин.

ВЛИЯНИЕ ОСЕВОГО ЗАЗОРА

Влияние осевого зазора исследовалось на турбинах № 3, 10, 11, 12 (таблица 3). На фиг. 9 показаны результаты этих испытаний при расчетном давлении на входе в турбину.

Известно, что падение к. п. д. турбины при увеличении осевого зазора зависит от разнообразных сложных физических процессов, протекающих в зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом. Но основной причиной, на наш взгляд, является прогрессивное увеличение утечек воздуха через радиальный зазор δ_r с увеличением δ_o . При малых осевых зазорах (фиг. 10а) и атмосферном давлении в зазоре весь воздух проходит через рабочее колесо турбины. При увеличении осевого зазора (фиг. 10б) все большая часть воздуха утекает через радиальный зазор, минуя рабочее колесо. Кроме

Таблица 3

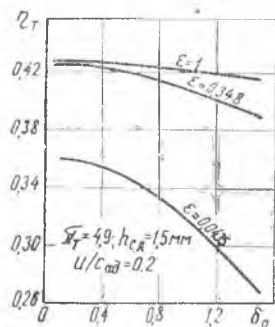
№ п/п	h_{CA} , мм	h_{PK} , мм	δ_{rp} , мм	δ_o , мм	z_{CA}	z_{PK}	ΔB , мм	ΔH , мм
1	0,5	1,0	0,4	0,3	23	31	0,3	0,2
2	1,0	1,5	0,4	0,3	23	31	0,3	0,2
3	1,5	2,0	0,4	0,3	23	31	0,3	0,2
4	2,0	2,5	0,4	0,3	23	31	0,3	0,2
5	3,0	3,5	0,4	0,3	23	31	0,3	0,2
6	5,0	5,5	0,4	0,3	23	31	0,3	0,2
7	2,0	3,0	0,4	0,3	23	31	0,6	0,4
8	1,5	2,0	0,2	0,3	23	31	0,3	0,2
9	1,5	2,0	0,8	0,3	23	31	0,3	0,2
10	1,5	2,0	0,4	0,1	23	31	0,3	0,3
11	1,5	2,0	0,4	0,6	23	31	0,3	0,2
12	1,5	2,0	0,4	1,45	23	31	0,3	0,2
13	1,5	1,0	0,4	0,3	23	15	0,3	0,2
14	1,5	2,0	0,4	0,3	23	20	0,3	0,2
15	1,5	2,0	0,4	0,3	23	31	0,3	0,2

того, уменьшение расхода воздуха через рабочее колесо приводит к отклонению обтекания профилей от расчетного, что ведет к увеличению абсолютных и относительных потерь в колесе. Увеличение интенсивности падения к. п. д. с уменьшением парциальности объ-

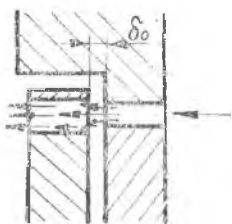
ясняется двумя причинами: увеличением относительных потерь турбине и относительным увеличением растекания воздуха по осевому зазору.

В диапазоне исследованных осевых зазоров к. п. д. турбины монотонно увеличивается с уменьшением зазора δ_0 .

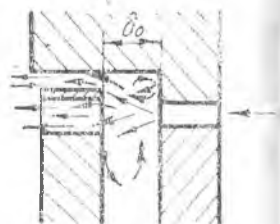
При небольших осевых зазорах прирост к. п. д. мал. При малых зазорах возможно задевание рабочего колеса за сопловой аппарат поэтому для рассматриваемых турбин величина осевого зазора рекомендуется равной 0,3—0,4 мм.



Фиг. 9.



а)

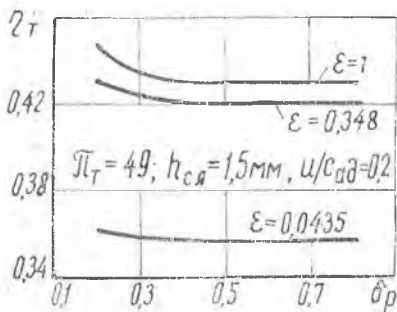


б)

Фиг. 10.

ВЛИЯНИЕ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА

Влияние радиального зазора исследовалось на турбинах № 8, 9 (табл. 3). Результаты исследований показаны на фиг. 11. Характер изменения к. п. д. турбины от радиального зазора δ_p можно объяснить следующим образом.



Фиг. 11.

Расчетное давление P_1 рассматриваемых турбин равно атмосферному. Так как при испытаниях давление P_1 в зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом несколько отличалось от атмосферного, то, в зависимости от P_1 , через радиальный зазор утекал или подсасывался воздух. В обоих случаях к. п. д. турбины уменьшался. Величина утечки или подсоса воздуха, которая определяет уменьшение к. п. д. турбины при определенном давлении P_1 за-

висит, в основном, от площади F_{\min} щели, образованной меньшим из зазоров δ_0 или δ_p . При заданном зазоре δ_0 и при $\delta_p > \delta_0$ с увеличением радиального зазора к. п. д. практически не меняется. При $\delta_p < \delta_0$ площадь F_{\min} определяется зазором δ_p и его уменьшение ведет к уменьшению утечек или подсоса воздуха и к повышению к. п. д.

турбин. Некоторые изменения коэффициента расхода и коэффициента трения бандажа колеса от величины радиального зазора, по нашему мнению, являются величинами меньшего порядка и качественной картины протекания к. п. д. изменить не могут. Прирост к. п. д. с уменьшением радиального зазора мал.

Для предотвращения задевания рабочего колеса за сопловой аппарат при $\epsilon < 0,3$, рекомендуется радиальный зазор делать равным 0,3—0,4 мм.

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕКРЫШИ

Была предпринята попытка доказать опытным путем, что интенсивность запыления турбины можно уменьшить увеличением перекрыши. Для этого была изготовлена и испытана турбина № 7 (таблица 3). Результаты испытаний приведены на фиг. 12. Сплошными линиями показаны значения к. п. д. с относительной перекрышей $\bar{\Delta} \approx 50\%$, пунктиром — $\bar{\Delta} = 25\%$. Здесь относительная перекрыша $\bar{\Delta}$ определялась по формуле:

$$\bar{\Delta} = \left(\frac{h_{pk}}{h_{ca}} - 1 \right) 100\%.$$

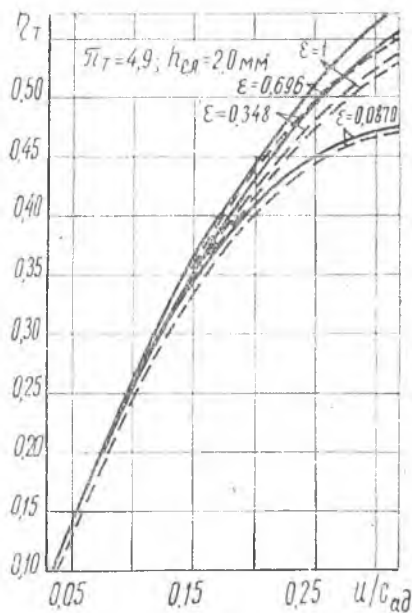
Из графика видно, что увеличение перекрыши привело к росту к. п. д. Максимальный прирост к. п. д., как и ожидалось, наблюдается в турбине $\epsilon = 1$; с уменьшением парциальности прирост к. п. д. падает. Например, при $U/C_{ад} = 0,3$ прирост к. п. д. составляет при $\epsilon = 0,087$ — 1%; $\epsilon = 0,348$ — 3%; $\epsilon = 0,696$ — 4%; $\epsilon = 1,0$ — 8%.

При $\epsilon < 0,08$ с увеличением перекрыши возможно падение к. п. д.

ВЛИЯНИЕ ГУСТОТЫ РЕШЕТКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБИНЫ

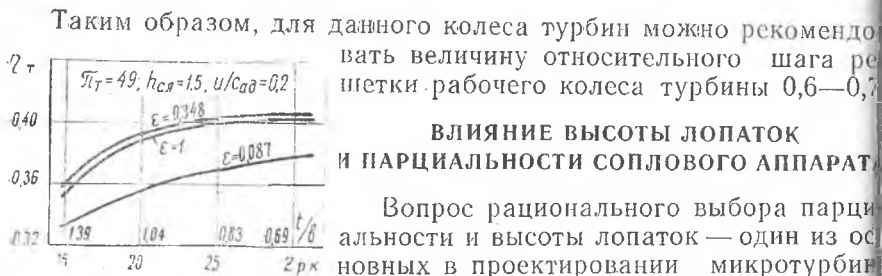
Влияние густоты решетки рабочего колеса турбины на к. п. д. исследовалось на турбинах № 13, 14, 15 (таблица 3), имеющих рабочие колеса с относительным шагом $\frac{t}{b} = 1,39; 1,04; 0,67$ и профилем на среднем диаметре, как на фиг. 7.

Для рассматриваемых турбин при всех указанных на графике парциальностях и параметре $U/C_{ад}$, прирост к. п. д. с увеличением относительного шага рабочего колеса от 1,39 до 0,67 составляет



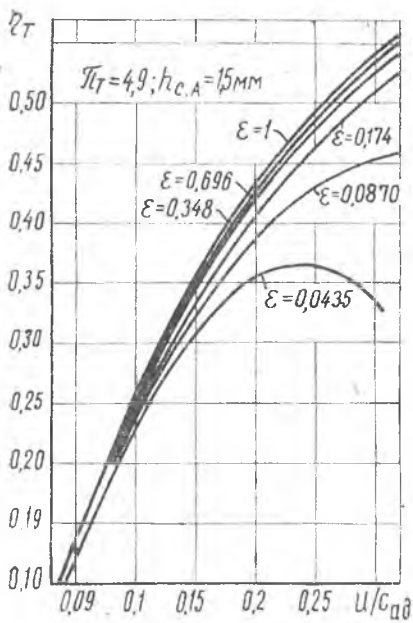
Фиг. 12.

13—14%. Из фиг. 13 видно, что к. п. д. с увеличением z_k монотонно возрастает и при $t/b=0,67$ почти достигает своего максимума.

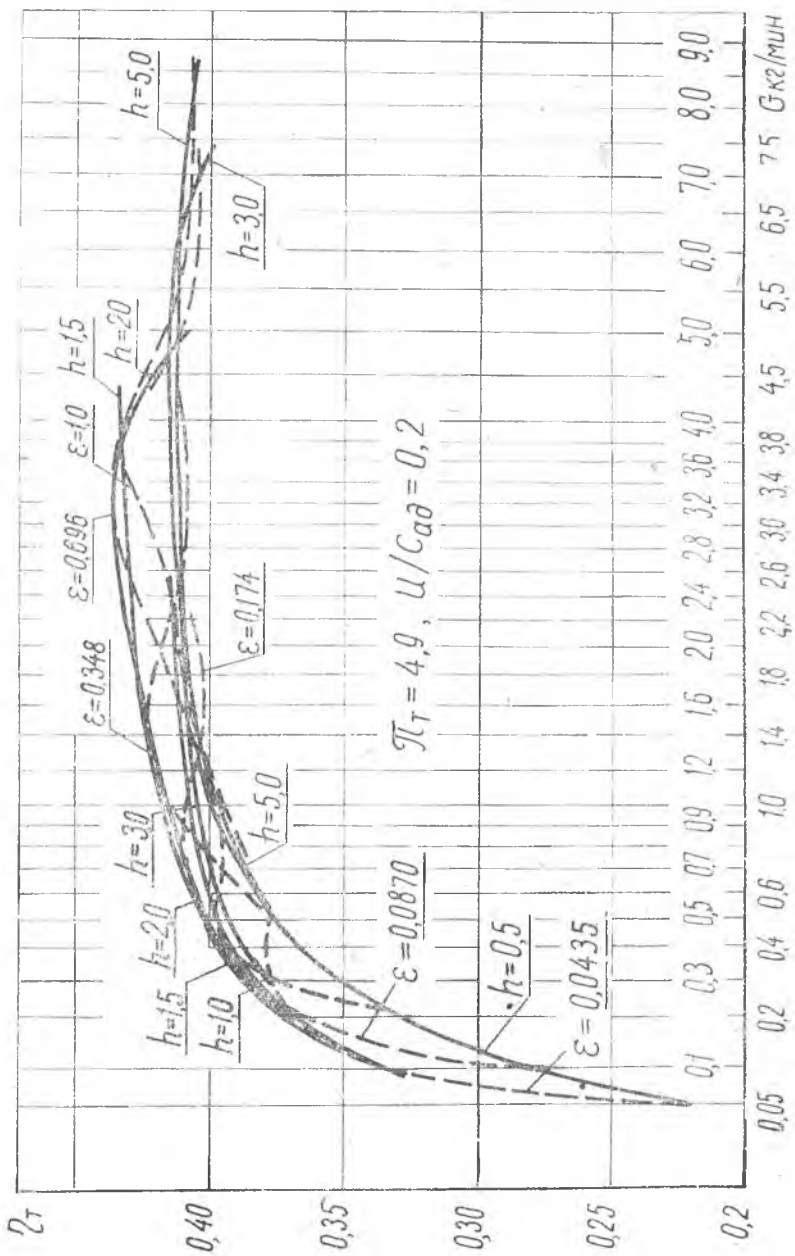


Фиг. 13.

Ниже приводятся результаты испытаний с краткими пояснениями. Наиболее полно рассмотрены опыты на расчетном давлении, равном $P_0^* = 5 \text{ ата}$.



Фиг. 14.



Фиг. 15.

1) определять $\eta_T = f(G)$ для любой из испытанных турбин. Применяя интерполяцию, можно найти эту же функцию для всех промежуточных турбин;

2) выбрать оптимальную по h_{CA} и ϵ турбину. К. п. д. оптимальной турбины расположен на огибающей всех кривых. Парциальность, пропорциональная расходу, находится интерполяцией;

3) при выборе неоптимальной турбины по графикам можно найти проигрыш в к. п. д.;

4) кривые $\epsilon = \text{const}$ (пунктирные линии), представляют собой зависимости к. п. д. турбины от высоты лопатки соплового аппарата;

5) можно определять $\eta_T = f(N_T)$. Действительно, $N_T = k'G \cdot \eta_T$ л. с., где при заданных термодинамических параметрах

$$k' = \frac{c_p T_0^*}{4500A} \left[1 - \left(\frac{P_H}{P_0^*} \right)^{\frac{k-1}{n}} \right] = \text{const.}$$

Задаваясь расходом воздуха, определяем по графику η_T и подсчитываем мощность N_T . Если мощность отличается от желаемой, соответственно изменяют расход;

6) по графикам зависимости $\eta_T = f(u/c_{ад}; \epsilon)$ (фиг. 14) можно построить важную и во многих случаях необходимую зависимость мощности турбины от оборотов $N_T = f(n)$;

7) для рассматриваемых турбин легко находить относительный к. п. д. $\bar{\eta}_T$, который определяется по формуле $\bar{\eta}_T = \frac{(\eta_T)_\epsilon}{(\eta_T)_{\epsilon=1}}$;

8) наглядно и просто сравнивать экономичность различных микротурбин.

ВЫВОДЫ

1. Наиболее важен выбор оптимальной высоты и парциальности для турбин малой мощности. Так, например, (фиг. 15) при $G=1,0$ кг/мин проигрыш при неправильном выборе турбины составляет 5%, при $G=0,5$ кг/мин уже 7%, а при $G=0,1$ кг/мин—16%.

При повышении оборотов проигрыш в к. п. д. при неправильном выборе турбин увеличивается. Например, при $U/C_{ад}=0,3$ $G=1,0$ кг/мин проигрыш увеличивается с 5 до 11%, при $G=0,5$ кг/мин — с 7 до 20%.

2. С уменьшением мощности турбин оптимальная высота лопаток уменьшается. Это связано с уменьшением вентиляционных и краевых потерь.

3. Графики относительных к. п. д. $\eta_T = f(\epsilon)$ для всех турбин различны.

4. Для каждого расхода (мощности) существует оптимальное значение высоты лопаток турбины.

ЛИТЕРАТУРА

1. *М. Е. Дейч*. Техническая газодинамика, Госэнергоиздат, 1961.
 2. Труды конференции по авиационным лопаточным машинам, Оборониздат, 1958.
 3. *К. П. Яковлев*, Математическая обработка результатов измерений, Гостехиздат, 1953.
-