

С. М. АВЕРКИЕВ

СРАВНЕНИЕ НЕКОТОРЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОСЕВЫХ ВОЗДУШНЫХ МИКРОТУРБИН С КРУПНОГАБАРИТНЫМИ СТУПЕНЯМИ

В отличие от крупногабаритных ступеней микротурбины, ввиду малых мощностей и объемных расходов, имеют малые сечения каналов решеток, малые диаметры, относительно большие зазоры, толщины кромок, большую относительную шероховатость, меньшую относительную высоту лопаток и меньшие значения чисел Рейнольдса Re .

Это приводит, при равных основных критериях подобия M , $u/C_{ад}$ и K , к увеличению относительных потерь (уменьшению КПД) в микротурбинах по сравнению с крупногабаритными ступенями.

В исследованных микротурбинах [11] числа Re были на порядок ниже, чем в подобных «больших» турбинах, однако находились в области автомодельности. Поэтому влиянием Re на КПД микротурбин можно пренебречь.

Отсутствие принципиальных отличий в рабочих процессах микро- и крупногабаритных турбин дает основание предполагать качественно одинаковое влияние геометрических параметров на КПД этих турбин.

Однако количественные сравнения можно провести лишь на основании опытов.

В статье сравниваются экспериментальные данные по влиянию высоты лопаток соплового аппарата $h_{СА}$, осевого δ_0 и радиального δ_r зазоров и густоты решетки рабочих колес b/t на КПД микро- и «больших» турбин.

ВЛИЯНИЕ ВЫСОТЫ ЛОПАТОК СОПЛОВОГО АППАРАТА

Зависимость внутреннего КПД турбин η_T от высоты лопаток соплового аппарата $h_{СА}$ показана на рис. 1. Кривые 1 (для $h_{СА} > 15$ мм) и 2 построены по данным МЭИ [3, 4], кривая 3 — по данным НЗЛ [1, 2]. Экспериментальные точки

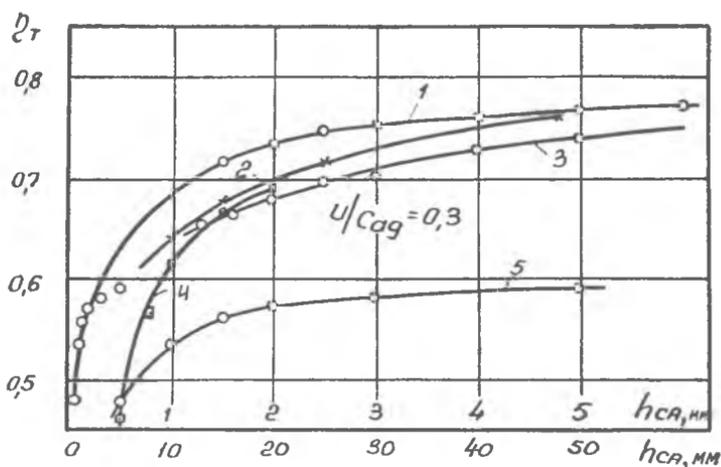


Рис. 1.

кривой 1 в диапазоне $h_{CA}=0,5-5$ мм относятся к осевым микротурбинам [11]. Из рис. 1 следует, что КПД микротурбин с высотами лопаток соплового аппарата $h_{CA}=0,5; 1,0; 1,5$ и $2,0$ мм (при отношении среднего диаметра турбины к высоте лопаток рабочего колеса $\frac{D_{ср}}{h_{рк}} \geq 15$) хорошо вписываются в кривую 1, относящуюся к ступеням с наибольшими КПД. КПД микротурбин с $h_{CA}=3,0$ и $5,0$ мм несколько ниже значений η_T соответствующих этим высотам лопаток соплового аппарата кривой 1. Это обстоятельство, по нашему мнению, объясняется тем, что микротурбины, имеющие $h_{CA}=3,0$ и $5,0$ мм из-за меньших отношений $\frac{D_{ср}}{h_{рк}}$, по сравнению с остальными микротурбинами кривой 1, имели большие утечки воздуха через радиальный зазор.

Можно полагать, что при больших диаметрах турбины с $h_{CA}=3$ и 5 мм в силу меньшей реактивности у периферии и, следовательно, меньших утечек воздуха через радиальный зазор будут иметь более высокие КПД.

На кривой 5 приводятся те же данные по осевым микротурбинам, что и на кривой 1, но с увеличенной в 10 раз шкалой абсцисс. Кривые 1 и 5 почти эквидистантны, то есть характер изменения КПД в турбинах, имеющих линейные размеры в 10 раз меньшие, примерно таков же, как и в крупногабаритных ступенях.

Кривая 4 построена по методике, предлагаемой в работах [9, 10] и дает при $h_{CA} < 14$ мм заниженные значения η_T .

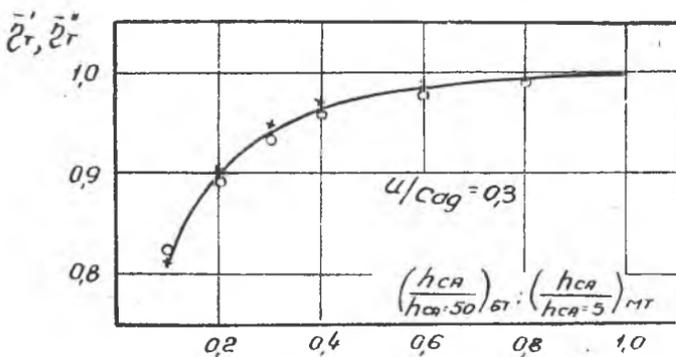


Рис. 2.

На рис. 2 приводятся зависимости:

$$\bar{\zeta}'_r = \left(\frac{\eta_{rh}}{\eta_{rh=\epsilon 0}} \right)_{BT}, \quad \bar{\zeta}''_r = \left(\frac{\eta_{rh}}{\eta_{rh=5}} \right)_{MT},$$

где $\bar{\zeta}'_r$ — относительный КПД «больших» турбин,
 $\bar{\zeta}''_r$ — относительный КПД микротурбин.

На графике кружками обозначены точки, соответствующие кривой 1, крестиками — кривой 5.

Как видно, из рис. 1, 2, экспериментальные данные по влиянию высоты лопаток на КПД «больших» турбин хорошо согласуются с результатами исследования микротурбин.

ВЛИЯНИЕ ОСЕВОГО ЗАЗОРА

Для сравнения возьмем турбину, исследованную в работе [8].

Турбина, как и рассматриваемые микротурбины, активного типа, ее степень реактивности на среднем диаметре равна нулю, бандаж не имеет лабиринтовых уплотнений.

Турбина имеет значительную относительную перекрышу $\bar{\Delta} = \left(\frac{h_{pk}}{h_{ca}} - 1 \right) 100\% = 57\%$. В процессе ее испытаний степень парциальности менялась от $\epsilon = 0,1$ до $\epsilon = 0,5$.

Количественную оценку влияния осевого и радиального зазоров на η_r авторы получают из выражений

$$\xi_0 = \eta_{\max}^{\delta_a=0} - \eta_{\max}^{\delta_a}, \quad \xi_p = \eta_{\max}^{\delta_p=0} - \eta_{\max}^{\delta_p}.$$

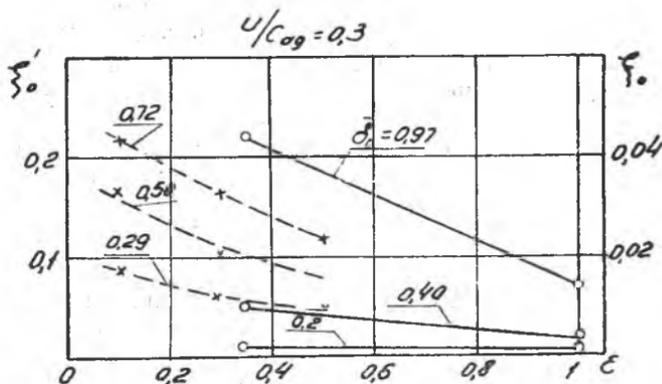


Рис. 3.

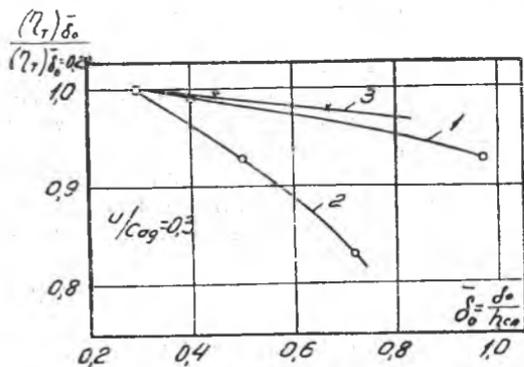


Рис. 4.

Следуя этому методу, рассчитаем коэффициенты ξ_0 и ξ_p для микротурбин. Сравнение проведем при $u/C_{ад} = 0,3$, которое соответствует максимальным оборотам, имевшим место при экспериментах. Значения η_τ (при $\bar{\delta}_0 = 0$ для микротурбин) получены экстраполяцией по четырем экспериментальным точкам. Результаты сравнения изображены на рис. 3, где $\bar{\delta}_0 = \frac{\delta_0}{h_{CA}}$, а ξ_0' (пунктирные линии) и ξ_0 (сплошные линии) соответственно относятся к крупногабаритным и микро-ступеням. Из фигуры видно, что качественное влияние увеличения относительного осевого зазора на КПД в зависимости от изменения парциальности одинаково: с уменьшением ϵ и увеличением $\bar{\delta}_0$ величины ξ_0' и ξ_0 растут, наклон кривых $\xi_0' = f'(\epsilon)$ и $\xi_0 = f(\epsilon)$ с уменьшением относительного зазора уменьшается.

Количественно величины ξ'_0 и ξ_0 отличаются, что можно объяснить различной геометрией турбин, в частности банджа и надбанджного канала, и погрешностями экстраполяции при расчете КПД η_T с нулевыми зазорами.

На рис. 4 влияние осевого зазора на КПД дано в относительных параметрах, где кривая 1 ($\varepsilon = 0,348$, $\bar{\delta}_p = 0,2$) относится к микротурбинам ($D_{ср} = 45$ мм), а кривая 2 ($\varepsilon = 0,3$, $\bar{\delta}_p = 0,05$) — к «большой» ступени ($D_{ср} = 320$ мм). Эти кривые не содержат погрешностей экстраполяции и показывают, что с увеличением относительного зазора интенсивность падения КПД увеличивается.

Необходимо подчеркнуть, что форма и толщина банджа существенно влияют на коэффициент расхода, особенно при малых осевых зазорах. В рассматриваемых микротурбинах относительная толщина банджа (отношение толщины банджа к высоте лопаток соплового аппарата) равна 50%, а в ступени исследованной в [8] — 10%. Это обстоятельство, по нашему мнению, является одной из основных причин расхождения кривых 1 и 2.

На рис. 4 приведена также кривая 3 ($\varepsilon = 0,258$) из работы [9], близко совпадающая с кривой 1 для микротурбин. В работе не приводятся меридиональный профиль турбины и величины радиального зазора, при котором проводились испытания. Однако, надо полагать, что близкое совпадение кривых 1 и 3 есть следствие уменьшения протечек в турбине, описываемой кривой 3, по сравнению с турбиной, описываемой кривой 2. Дальнейшее уменьшение протечек через радиальный зазор, например с помощью постановки лабиринтовых уплотнений, приводит к тому, что величина η_T при значительных изменениях открытого осевого зазора не меняется [7].

Таким образом, эксперименты по влиянию осевого зазора на КПД также согласуются с данными «больших» ступеней.

ВЛИЯНИЕ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА

На рис. 5 приводятся опытные данные влияния относительных зазоров и степени парциальности на относительные $\frac{\xi_p}{(\eta_T)_{\delta_p=0}}$ приращения КПД. Значение КПД η_T при $\delta_p = 0$ получены как для микро-, так и для «больших» турбин линейной экстраполяцией. Пунктирные линии относятся к ступени, исследованной в работе [8]. Качественное протекание этих зависимостей совпадает с экспериментальными данными по осевым микротурбинам. При постоянном осевом зазоре (для «больших» турбин $\bar{\delta}_o = 0,29$, для микротурбин $\bar{\delta}_o = 0,20$) с уменьшением степени парциальности ε прирост КПД ξ_p уменьшается, возрастая с увеличением δ_p .

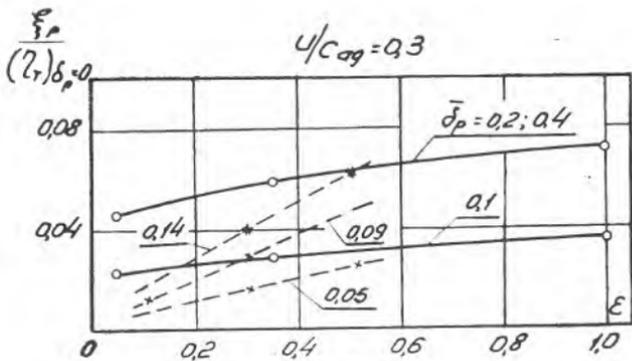


Рис. 5.

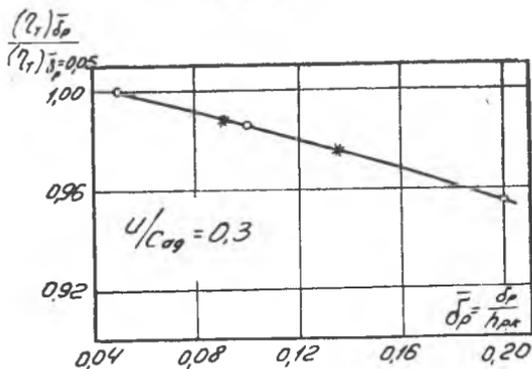


Рис. 6.

На рис. 5 на величину ξ_p , кроме геометрии турбины и ее термодинамических параметров, влияют также погрешности экстраполяции.

На рис. 6 (кружки относятся к микротурбинам, звездочки к «большой» ступени, для обеих турбин $\epsilon = 0,348$) эти погрешности устранены. При этом экспериментальные точки сравниваемых турбин ложатся на одну кривую. Следовательно, опытные данные по влиянию радиального зазора на КПД микротурбин согласуются с соответствующими данными по «большим» турбинам.

ВЛИЯНИЕ ГУСТОТЫ РЕШЕТКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Сопоставим результаты экспериментального исследования влияния относительного шага решетки рабочих колес микротурбин на КПД η_t с данными расчетов.

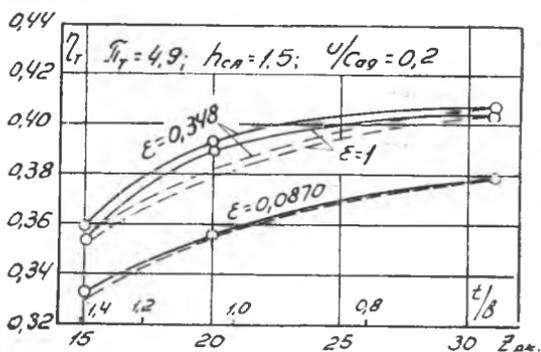


Рис. 7.

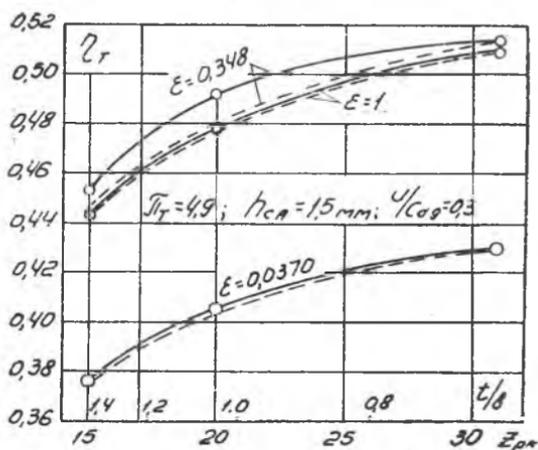


Рис. 8.

КПД микротурбин при $t/b = 0,67$, соответствующей максимальной густоте исследованных рабочих колес, возьмем за исходный и рассчитаем его снижение при уменьшении густоты решеток рабочих колес.

При этом снижение КПД определяется увеличением профильных и концевых потерь.

Профильные потери при изменении \bar{t} определялись по данным статических испытаний профиля ТР—1А [39]. Так как данные для $\bar{t} = 1,04$ и $1,39$ при $\beta_1 = 23,5^\circ$ в атласе нет, потери находились экстраполяцией.

Концевые потери подсчитывались по формуле [5, 6]:

$$\zeta_{\text{кон}} = \frac{AK_1}{R_e^{0,2} \bar{h}_{pk}} \left\{ 1 + B \left[1 + \varphi(\lambda) \frac{\text{ctg } \beta_1}{\text{ctg } \beta_2} \right]^2 \bar{t}^2 \cos^2 \beta_2 \right\},$$

которая для определения разности этих потерь между текущим значением \bar{t} и $\bar{t} = 0,67$ принимает вид:

$$\Delta \zeta_{\text{кон}} = \frac{ABK_1 \cos^2 \beta_2}{R_e^{0,2} \bar{h}_{\text{ПК}}} \left[1 + \varphi(\lambda) \frac{\text{ctg} \beta_1}{\text{ctg} \beta_2} \right]^2 (\bar{t}^2 - 0,67^2).$$

Снижение КПД микротурбин при уменьшении густоты решеток рабочего колеса определялось по формуле [1]:

$$\Delta \eta_T = \frac{1}{2} \frac{\Delta \psi}{\psi} \eta_T.$$

Значение ψ бралось из [12]. По величинам ψ , $\Delta \zeta_{\text{проф}}$ и $\Delta \zeta_{\text{кон}}$ определялось $\Delta \psi$. КПД η_T при $\bar{t} = 0,67$ брался из опыта.

На рис. 7 и 8 опытные кривые показаны сплошными линиями, расчетные — пунктирными.

Как видно из графиков, результаты расчетов хорошо согласуются с экспериментальными данными.

ВЫВОД

Имея опытное значение КПД микротурбин при одном из значений исследуемого параметра, можно получить с достаточной достоверностью характеристики влияния этого параметра на КПД микротурбин путем пересчета соответствующих характеристик «больших» турбин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кириллов И. И. Теория турбомашин. Машиностроение, 1964.
2. Зальф Г. А., Звягинцев В. В. Тепловой расчет паровых турбин. Машгиз, 1961.
3. Дейч М. Е., Трояновский Б. М. Исследования и расчеты ступеней осевых турбин. Машиностроение, 1964.
4. Трояновский Б. М. Обобщенные графики экономичности одновенечных турбинных ступеней МЭИ. «Теплоэнергетика» № 6, 1959.
5. Дейч М. Е., Филиппов Г. А., Лазарев Л. Я. Атлас профилей решеток осевых турбин. Машиностроение, 1965.
6. Дейч М. Е. и Зарянкин А. Е. Приближенный метод расчета концевых потерь в турбинных решетках «Теплоэнергетика» № 9, 1958.
7. Кириллов И. И., Яблоник Р. М., Карцев Л. В., Гоголев И. Г., Кузьмичев Р. В., Хутский Г. И., Дьяконов Р. И., Пшеничный В. Д., Терешков А. А. Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин. Машгиз, 1958.
8. Занадворова В. Н., Подгорнов В. А. Исследование парциальной турбины «Известия вузов. Авиационная техника» № 2, 1964.
9. Быков Н. Н., Емин О. Н., Черкасов Б. А. Подбор параметров парциальной газовой турбины и влияние степени парциальности на ее характеристики. «Известия вузов. Машиностроение» № 2, 1960.
10. Емин О. Н. Выбор параметров и расчет осевых активных турбин для привода агрегатов. Оборонгиз, 1962.
11. Аверкиев С. М. Влияние некоторых геометрических параметров осевых микротурбин на КПД. Сборник трудов КуАИ «Вопросы микроэнергетики», вып. 22, 1965.
12. Аверкиев С. М. Экспериментальное исследование и методика расчета осевых воздушных микротурбин. Диссертация. КуАИ, 1965.