

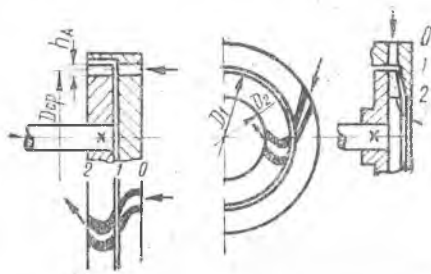
А. С. НАТАЛЕВИЧ

ПАРЦИАЛЬНЫЕ ВОЗДУШНЫЕ МИКРОТУРБИНЫ

В статье рассматриваются одноступенчатые парциальные воздушные микротурбины (турбины мощностью до 4 кВт), применяемые в настоящее время в ряде областей техники, но еще мало изученные. Приведенные в статье опытные данные взяты из работы [1] и других исследований, проведенных на специальной тормозной установке [2] в термодинамической лаборатории КуАИ.

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В МИКРОТУРБИНАХ

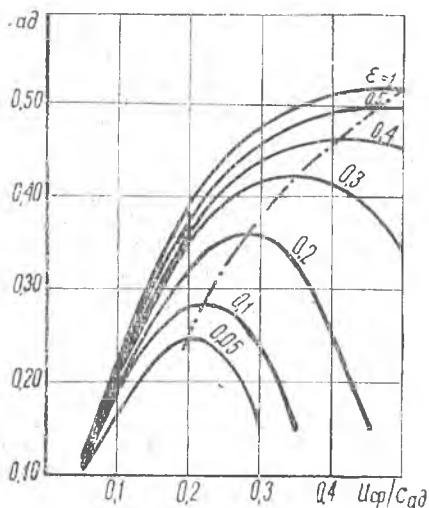
На фиг. 1 представлена схема осевой и центростремительной микротурбин. Микротурбины имеют малую мощность и расход газа, поэтому им свойственны дополнительные потери энергии, связанные с парциальностью. Хотя в микротурбинах наружный диаметр колеса не превышает 120 мм, а площадь критического сечения одного сопла составляет всего 2–5 мм², расход газа так мал, что попытка сделать их со степенью парциальности $\epsilon = 1$ приводит к очень малому сечению сопел, что связано с большими потерями в пограничном слое. Средний удельный расход воздуха в воздушных микротурбинах при температуре воздуха перед турбиной $T_0^* = 300^\circ\text{K}$ составляет примерно $1,3 \frac{\text{Н} \cdot \text{М}^3}{\text{мин. кВт.}}$.



Фиг. 1. Осевая и центростремительная микротурбины.

Характерной особенностью течения вязкого газа в микротурбинах является сильное влияние пограничного слоя в результате соизмеримости толщины его с размерами поперечного сечения каналов. Поэтому в микрорешетках вторичные потери могут превос-

ходить профильные. В опытах с осевыми воздушными парциальными микротурбинами $D_{ср} = 60$ мм и $D_p = 108$ мм замена одного профиля другим, существенно отличным от него, вызвала изменение к. п. д. на 3–4%, а применение бандажа, снижающего вторичные потери, повысило к. п. д. на 12%. Учитывая распространение пограничного слоя на все ядро потока и отсутствие участков с чисто профильными потерями в микрорешетках, а также большие трудности исследования их при помощи зондов статического и полного давления, в микротурбинах обычно не разделяют потери на профильные и вторичные, а оценивают при помощи коэффициентов φ и ψ суммарные потери в сопловых и рабочих решетках [3]. Хотя такая методика не раскрывает физической сущности отдельных видов потерь, она проста в расчетах и опытах. В итоге в микротурбинах $\varphi = 0,95 \div 0,85$, а $\psi = 0,85 \div 0,70$, т. е. значительно ниже, чем в турбинах с длинными лопатками.



Фиг. 2. Осевая воздушная турбина ($\rho = 0$). Сопла прямоугольные $f_{кр} = 1,55 = 1,80$; Колесо $D_{ср} = 40$ мм; $\alpha_{л} = 18^\circ$; $h_{л} = 2,2$ мм, без бандажа. $M_{лр} = 1,36$; $R_{eD} = 2,15 \times 10^6$.

обычно не превышает 0,2 (здесь $C_{ад}$ — адиабатная скорость, соответствующая полному теплоперепаду). Так что даже с учетом факта снижения $\left(\frac{U}{C_{ад}}\right)_{опт}$ при уменьшении парциальности ϵ ,

как видно из фиг. 2, микротурбины работают при $\frac{U}{C_{ад}} < \left(\frac{U}{C_{ад}}\right)_{опт}$, т. е. на левой ветви характеристики. В результате в микротурбинах при $\frac{U}{C_{ад}} < 0,2$ основными являются потери с выходной скоростью.

Например, как видно из таблицы 1, соответствующей активной осевой воздушной микротурбине с параметрами: $P_0^* = 4,9$ бар;

$$T_u^* = 288^\circ \text{K}; P_2 = 1,013 \text{ бар.};$$

$$D_{\text{ср}} = 50 \text{ мм}; \frac{U_{\text{ср}}}{C_{\text{ад}}} = 0,1; \varepsilon =$$

$$1,0; \alpha_{1\text{к}} = \beta_{2\text{к}} = 20^\circ \text{ потери с выходной скоростью } \frac{C_2^2}{2g}$$

при $\varphi = 0,92$ и $\psi = 0,80$ составляют 33% от располагаемой энергии $\frac{C_{\text{ад}}^2}{2g}$, в то

время как потери в соплах $\frac{\Delta C_1^2}{C_{\text{ад}}^2}$ составляют 15%, а потери на колесе $\frac{\Delta W_2^2}{C_{\text{ад}}^2}$ составляют 25%. При увеличении $\frac{U}{C_{\text{ад}}}$ влияние φ и ψ на к. п. д. возрастает, так как уменьшается влияние потерь с выходной скоростью, и при $\left(\frac{U}{C_{\text{ад}}}\right)_{\text{опт}}$ потери в соплах и колесе становятся основными. В некоторых случаях (например, в турбодетандерных холодильных установках со специальными подшипниками, допускающими обороты свыше 100 тыс. об/мин.) обороты турбины могут быть выбраны из условия получения $\left(\frac{U}{C_{\text{ад}}}\right)_{\text{опт}}$.

В таблице 1 приведены также рассчитанные по нижеизложенной методике изменения окружного к. п. д. η_u , вызванные изменением φ и ψ в сравнении с $\varphi = 1$ и $\psi = 1$. Как видно из таблицы 1, при низких значениях $\frac{U}{C_{\text{ад}}}$, когда велико влияние потерь с выходной скоростью, уменьшение потерь в соплах, т. е. увеличение φ , вызывает незначительное увеличение к. п. д., так как одновременно с ростом кинетической энергии $\frac{C_1^2}{2g}$ на выходе из сопел растут также потери на колесе и потери с выходной скоростью. То же имеет место и при увеличении ψ , однако увеличение ψ вызывает примерно вдвое меньшее увеличение к. п. д., чем такое же увеличение φ .

Так как при одинаковых $\frac{U}{C_{\text{ад}}}$, φ , ψ относительное изменение к. п. д. $\frac{\Delta \eta_u}{\eta_u}$ не зависит от парциальности ε , то данные таблицы 1 справедливы и для турбин $\varepsilon < 1$. Слабое влияние изменения φ и ψ на к. п. д. при $\frac{U}{C_{\text{ад}}} < 0,2$ и в центростремительной парциальной микротурбине.

	0,92 0-3	0,80 8-3	1,0 8-3	0,92 0-3
$\frac{\Delta C_1^2}{C_{\text{ад}}^2} = \frac{C_1^2/\varphi_2^2 - C_1^2}{e_{\text{ад}}^2}$	0,15	0,0		0,15
$\frac{\Delta C_2^2}{C_{\text{ад}}^2} = \frac{w_2^2/\psi^2 - w_2^2}{C_{\text{ад}}^2}$	0,25	0,30		0,0
$C_2^2/C_{\text{ад}}^2$	0,33	0,40		0,54
η_u	0,27	0,30		0,31
$\Delta \eta_u/\eta_u$	0,0	0,111		0,149

В некоторых случаях (например, в турбодетандерных холодильных установках со специальными подшипниками, допускающими обороты свыше 100 тыс. об/мин.) обороты турбины могут быть выбраны из условия получения $\left(\frac{U}{C_{\text{ад}}}\right)_{\text{опт}}$.

В таблице 1 приведены также рассчитанные по нижеизложенной методике изменения окружного к. п. д. η_u , вызванные изменением φ и ψ в сравнении с $\varphi = 1$ и $\psi = 1$. Как видно из таблицы 1, при низких значениях $\frac{U}{C_{\text{ад}}}$, когда велико влияние потерь с выходной скоростью, уменьшение потерь в соплах, т. е. увеличение φ , вызывает незначительное увеличение к. п. д., так как одновременно с ростом кинетической энергии $\frac{C_1^2}{2g}$ на выходе из сопел растут также потери на колесе и потери с выходной скоростью. То же имеет место и при увеличении ψ , однако увеличение ψ вызывает примерно вдвое меньшее увеличение к. п. д., чем такое же увеличение φ .

Так как при одинаковых $\frac{U}{C_{\text{ад}}}$, φ , ψ относительное изменение к. п. д. $\frac{\Delta \eta_u}{\eta_u}$ не зависит от парциальности ε , то данные таблицы 1 справедливы и для турбин $\varepsilon < 1$. Слабое влияние изменения φ и ψ на к. п. д. при $\frac{U}{C_{\text{ад}}} < 0,2$ и в центростремительной парциальной микротурбине.

Так как при одинаковых $\frac{U}{C_{\text{ад}}}$, φ , ψ относительное изменение к. п. д. $\frac{\Delta \eta_u}{\eta_u}$ не зависит от парциальности ε , то данные таблицы 1 справедливы и для турбин $\varepsilon < 1$. Слабое влияние изменения φ и ψ на к. п. д. при $\frac{U}{C_{\text{ад}}} < 0,2$ и в центростремительной парциальной микротурбине.

Так как при одинаковых $\frac{U}{C_{\text{ад}}}$, φ , ψ относительное изменение к. п. д. $\frac{\Delta \eta_u}{\eta_u}$ не зависит от парциальности ε , то данные таблицы 1 справедливы и для турбин $\varepsilon < 1$. Слабое влияние изменения φ и ψ на к. п. д. при $\frac{U}{C_{\text{ад}}} < 0,2$ и в центростремительной парциальной микротурбине.

Так как при одинаковых $\frac{U}{C_{\text{ад}}}$, φ , ψ относительное изменение к. п. д. $\frac{\Delta \eta_u}{\eta_u}$ не зависит от парциальности ε , то данные таблицы 1 справедливы и для турбин $\varepsilon < 1$. Слабое влияние изменения φ и ψ на к. п. д. при $\frac{U}{C_{\text{ад}}} < 0,2$ и в центростремительной парциальной микротурбине.

Так как при одинаковых $\frac{U}{C_{\text{ад}}}$, φ , ψ относительное изменение к. п. д. $\frac{\Delta \eta_u}{\eta_u}$ не зависит от парциальности ε , то данные таблицы 1 справедливы и для турбин $\varepsilon < 1$. Слабое влияние изменения φ и ψ на к. п. д. при $\frac{U}{C_{\text{ад}}} < 0,2$ и в центростремительной парциальной микротурбине.

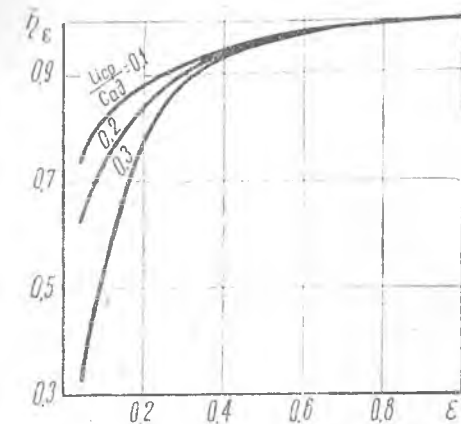
Ввиду больших потерь с выходной скоростью, в микротурбинах наблюдается большая разница между адиабатным к. п. д. $\eta_{ад}$, рассчитанным по статическому давлению P_2 за турбиной, и к. п. д. $\eta_{ад}^*$, рассчитанным по давлению торможения P_2^* за турбиной.

К. п. д. $\eta_{ад}^*$ может вдвое превышать $\eta_{ад}$.

Влияние парциальности ε на к. п. д. микротурбины удобно оценивать при помощи относительного к. п. д.

$$\eta_{\varepsilon} = \frac{\eta_{ад, \varepsilon}}{\eta_{ад, \varepsilon=1}}$$

равного отношению к. п. д. $\eta_{ад, \varepsilon}$ парциальной турбины к. п. д. $\eta_{ад, \varepsilon=1}$ той же турбины, имеющей парциальность $\varepsilon = 1$ при прочих равных параметрах. Относительный к. п. д. η_{ε} определяется экспериментально для каждого типа турбины. На фиг. 3. приведены графики зависимости $\eta_{\varepsilon} = f(\varepsilon)$ осевой воздушной микротурбины.

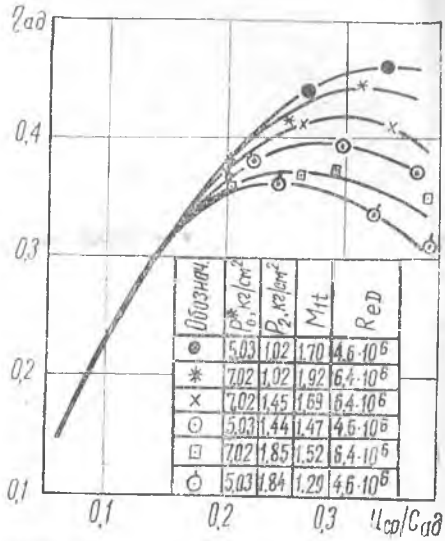


Фиг. 3. Осевая воздушная турбина. Колесо $D_{ср} = 40$ мм, без бандажа.

Сопла сужающиеся, прямоугольного сечения на выходе. Характерным является быстрое нарастание влияния парциальности на к. п. д. при $\varepsilon < 0,3$.

С изменением $\frac{U}{C_{ад}}$ изменяются вентиляционные потери, поэтому графики зависимости $\eta_{\varepsilon} = f(\varepsilon)$ для различных $\frac{U}{C_{ад}}$ не совпадают — большим $\frac{U}{C_{ад}}$ соответствуют меньшие значения η_{ε} .

На фиг. 4 приведены графики зависимости $\eta_{ад} = f\left(\frac{U_{ср}}{C_{ад}}\right)$ осевой воздушной парциальной микротурбины. Как видно из графиков, при $\frac{U_{ср}}{C_{ад}} < 0,2$, несмотря на изменение $M_{ИТ}$, $R_{сД}$ и соответствующих им φ и ψ , к. п. д. при данном $\frac{U_{ср}}{C_{ад}}$ изменяется



Фиг. 4. Осевая воздушная турбина ($p = 0; \varepsilon = 0,2$) Сопла круглые, $d_{кр} = 1,6$ мм; $\alpha_{1к} = 18^\circ$. Колесо $D_{ср} = 60$ мм; $h_{л} = 2$ мм, с бандажом.

незначительно. Это объясняется тем, что при данных условиях основными потерями являются потери с выходной скоростью, относительная величина которой $\frac{C_2^2}{C_{ал}^2}$ (а, значит, и к. п. д.) постоянна при $\frac{U}{C_{ал}} = \text{const}$. В другом случае с осевой воздушной турбиной, имевшей

$D_{ср} = 108 \text{ мм}$; $\varepsilon = 0,05$; $\frac{P_0^*}{P_2} = 6,5$; $\frac{U_{ср}}{C_{ал}} = 0,1$, замена дозвукового

профиля лопаток колеса сверхзвуковым привела к изменению к. п. д. только на $3 \div 4\%$, изменение же густоты решетки колеса на 30% практически не повлияло на к. п. д. турбины. Поскольку в парциальных микротурбинах нельзя поддерживать значительный перепад давления на колесе, то их делают активными.

В реактивных микротурбинах снижение потерь в соплах компенсируется повышением потерь в зазоре. Учитывая же слабое влияние φ и ψ на к. п. д. при $\frac{U}{C_{ал}} < 0,2$, можно считать φ и ψ активной и реактивной турбин одинаковыми. Тогда предпочтение следует отдать активной турбине, как имеющей более высокий к. п. д. Например, расчетное сравнение активной и реактивной осевой воздушной микротурбины с параметрами: $P_0^* = 4,9 \text{ бар}$; $T_0^* = 288^\circ\text{К}$; $P_2 =$

$1,013 \text{ бар}$; $\frac{U_{ср}}{C_{ал}} = 0,2$; $\varphi = 0,92$; $\psi = 0,80$; $\varepsilon = 1,0$; $D_{ср} = 50 \text{ мм}$ показало превышение $(\eta_{ал})_{\varepsilon=0}$ над $(\eta_{ал})_{\varepsilon=0,5}$ 14% .

В случае центростремительной микротурбины с теми же параметрами эта разница еще большая и составляет, примерно, 20% . К тому же, у активных турбин меньшее осевое усилие.

В парциальных микротурбинах из-за высоких значений отношения диаметра колеса к расходу газа, при повышенных $\frac{U}{C_{ал}}$ значительное влияние на к. п. д. оказывает дисковое трение. Потеря на трение гладкого диска, являющаяся главной частью общих потерь на трение колеса, в воздушных микротурбинах может составлять до 20% от располагаемой энергии.

Подытоживая вышесказанное о потерях в микротурбинах, следует отметить, что в зависимости от величины $\frac{U}{C_{ал}}$ и ε к. п. д. парциальных микротурбин изменяется в диапазоне $0,2-0,6$.

Существенной особенностью парциальных микротурбин является простота увеличения мощности путем увеличения числа сопел. При этом профилировка и размеры колеса не изменяются, а к. п. д. возрастает из-за увеличения парциальности.

МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ МИКРОТУРБИН

Очевидный метод повышения к. п. д. микротурбин — это переход на режим $\left(\frac{U}{C_{ад}}\right)_{опт}$ путем увеличения U или снижения $C_{ад}$.

Однако увеличение U за счет оборотов в большинстве случаев невозможно из-за отсутствия необходимых подшипников, хотя из условия прочности колеса турбины возможно увеличение оборотов по крайней мере в два раза. В тех же случаях, где обороты турбины не ограничены условиями конструкции (например, в установках с воздушными подшипниками), увеличение оборотов является эффективным средством повышения к. п. д.

В большинстве случаев аккумулятор сжатого газа, из которого газ поступает в микротурбину, имеет давление в несколько раз большее, чем необходимое для работы одноступенчатой парциальной микротурбины на режиме $\left(\frac{U}{C_{ад}}\right)_{опт}$. Снижение давления P_0^* перед турбиной путем дросселирования газа с целью снижения $C_{ад}$ хотя и вызывает увеличение к. п. д. турбины, однако из-за потери полного давления при дросселировании нерационально.

Потери на дросселирование в некоторых случаях частично можно компенсировать, применив на входе в турбину эжектор. Из опытов с воздушными микроэжекторами следует, что коэффициент эжекции при снижении давления воздуха с 6 до 3 бар составляет $0,15 \div 0,20$.

Значительного повышения к. п. д. микротурбин посредством увеличения $\frac{U}{C_{ад}}$ до $\left(\frac{U}{C_{ад}}\right)_{опт}$, как и в больших турбинах, можно ожидать

от применения двухступенчатой турбины. Однако из-за повышенных потерь в пограничном слое и в зазорах из-за утечки газа применение двух ступеней в микротурбинах даст значительно меньший эффект, чем в больших турбинах. Еще меньший эффект от применения двух ступеней можно ожидать в случае парциальной микротурбины, так как из-за растекания струи газа на выходе из парциального соплового аппарата и вихревых течений в колесе первой ступени, на входе во вторую ступень повышается потеря полного давления. В микротурбинах наилучшего эффекта от применения второй ступени можно ожидать в осевой турбине. В радиальной двухступенчатой турбине при ограниченных диаметральных габаритах одна из ступеней малоэффективна, а в случае центростремительно-центробежной двухступенчатой микротурбины при повороте потока между ступенями на 180° неизбежны потери полного давления.

Аналогично паровым турбинам в микротурбинах малой парциальности вместо второй ступени возможно применение одновечной турбины с двумя ступенями скорости.

Значительное увеличение к. п. д. осевых микротурбин (до 12%) дает применение бандажа, при этом эффективность примене-

ния бандажа как средства, снижающего вторичные потери, возрастает с увеличением $\frac{U}{C_{ад}}$.

К. п. д. любого типа микротурбины может быть увеличен путем улучшения аэродинамических свойств сопел и решетки колеса, т. е. увеличением коэффициентов φ и ψ . При этом степень влияния φ и ψ на к. п. д. турбины усиливается по мере увеличения ε и $\frac{U}{C_{ад}}$.

Что же касается путей повышения φ и ψ , то в принципе, они такие же, как и в больших газовых турбинах, однако в микрорешетках главными являются вторичные потери.

Небольшое увеличение к. п. д. (до 5%) дает установка диафрагмы за колесом турбины. В диафрагме имеется отверстие протяженностью примерно 1,5 дуги, занятой соплами. Диафрагма уменьшает вентиляционные потери.

Наконец в радиальных микротурбинах некоторый эффект даст применение закрытых колес, так как при этом снижается дисковое трение в сравнении с полуоткрытыми колесами.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ МИКРОТУРБИН

Методика расчета газовых парциальных микротурбин имеет следующие особенности.

1. Сначала производится газодинамический расчет микротурбины $\varepsilon=1$, имеющей те же исходные параметры газа и геометрию решеток, что и рассчитываемая парциальная турбина. При этом используются опытные зависимости

$$\varphi = \varphi(M_{II}; R_{ад}); \quad \psi = \psi\left(M_{II}; \frac{U}{C_{ад}}; R_{ад}\right)$$

для данного типа турбины при $\varepsilon=1$. В микротурбинах коэффициент φ оценивает суммарные (профильные и вторичные) потери в сопловой решетке, а коэффициент ψ суммарные (профильные, вторичные, потери в зазоре и утечки) потери в решетке колеса турбины.

2. Влияние потерь с парциальностью оценивается относительным к. п. д. $\bar{\eta}_\varepsilon$, определяемым экспериментально для каждого типа турбины. Относительный к. п. д. $\bar{\eta}_\varepsilon$ учитывает также и изменение φ и ψ в парциальной турбине сравнительно с турбиной $\varepsilon=1$.

3. Методика пригодна для расчета осевых и радиальных микротурбин.

Предварительный расчет

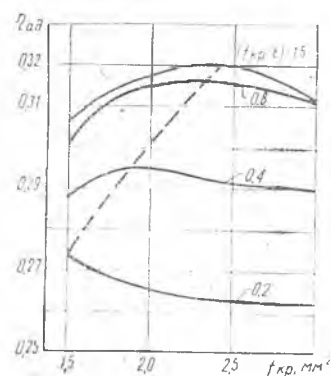
Цель предварительного расчета — определение критериев M_{II} ; $\frac{U}{C_{ад}}$; $R_{ад}$, используемых при выборе коэффициентов φ , ψ , μ (коэффициент расхода сопел), определение наилучшего сочетания парциальности ε и площади критического сечения сопла $f_{кр}$, определение относительного к. п. д. $\bar{\eta}_\varepsilon$.

Обычно расчет активных парциальных микротурбины производится при следующих исходных данных: P_0^* ; T_0^* ; P_2 ; $D_{ср}$ (или D_1 ; D_2 — паружный и внутренний диаметры колеса радиальной турбины); $\alpha_{1к}^0$; $\beta_{2к}^0$; \bar{t} ; n ; Ne .

Критерий $M_{И}$ определяется (при $\rho = 0$) по функции $\pi_{ад} = \frac{P_2}{P_0^*}$.

Скорость $C_{ад}$ критерия $\frac{U}{C_{ад}}$ — по формуле $C_{ад} = \lambda_{ад} \sqrt{\frac{2k}{k+1} gRT_0^*}$,

критерий $R_{ед}$ — по формуле $R_{ед} = \frac{W_{1 ад} D_{ср} \cdot \rho_{1 ад}}{\mu_1}$. Скорость $W_{1 ад} =$



Фиг. 5. Центробежная воздушная турбина.

$D_1 = 50$ мм; $M_{И} = 1,685$;

$\frac{U_1}{C_{ад}} = 0,2$; $R_{ед} = 3,6 \cdot 10^6$;

$(t_{кр} \cdot \varepsilon) = 1,5$.

$= \sqrt{\frac{P_2}{(C_{ад} \cdot \sin \alpha_1)^2 + (C_{ад} \cdot \cos \alpha_1 - u)^2}}$, плотность $\rho_{1 ад} = \frac{P_0^*}{gRT_0^*} \varepsilon_{ад}$. Коэффициент вязкости μ_1 определяется по температуре $T_{1 ад} = T_0^* \cdot \tau_{ад}$.

При неизменных исходных параметрах $L_{ад} = \frac{C_{ад}^2}{2g} = \text{const}$, а расход газа G пропорционален суммарной площади критических сечений сопел, или произведению $f_{кр} \cdot \varepsilon$. Тогда мощность турбины $Ne = \frac{G \cdot L_{ад} \cdot \eta_{ад}}{10^2}$ пропорциональна произведению $(f_{кр} \cdot \varepsilon) \eta_{ад}$. Располагая опытными графиками $\eta_{ад} = f(\varepsilon \cdot f_{кр}; f_{кр})$, как на фиг. 5, и перемещаясь по пунктирной линии, проведенной через точки $(\eta_{ад})_{\text{max}}$, можно найти то сочетание $f_{кр}$ и ε , которое при заданной мощности Ne соответствует $(\eta_{ад})_{\text{max}}$.

Газодинамический расчет

Цель газодинамического расчета микротурбины состоит в определении к. п. д. турбины и геометрических параметров соплового аппарата и колеса, обеспечивающих получение заданной мощности.

Газодинамический расчет производится с использованием опытных коэффициентов φ ; ψ ; μ ; $\bar{\eta}_\varepsilon$, найденных по критериям $M_{И}$; $\frac{U}{C_{ад}}$; $R_{ед}$; ε в предварительном расчете. При этом соблюдаются принципы подобия газовых потоков, состоящие в том, что коэффициенты φ ; ψ ; μ ; η_a ; $\bar{\eta}_\varepsilon$, опытной и рассчитываемой турбины одинаковы в случае геометрического подобия их и постоянства критериев подобия $M_{И}$; $\frac{U}{C_{ад}}$; $R_{ед}$. Однако постоянство всех критериев подобия в большинстве случаев осуществить невозможно, в ре-

в результате неизбежно некоторое различие значений опытных и расчетных параметров, которое по мере накопления опытных данных по микротурбинам будет уменьшаться.

Параметры потока на выходе из соплового аппарата

1. Статическое давление $P_1 = P_2 + 0,1 \div 0,3$ бар.

2. Газодинамические функции

$$\bar{\pi}_{1ад} = \frac{P_1}{P_0^*}; \lambda_{1ад}; \lambda_1 = \bar{\gamma} \cdot \lambda_{1ад}; \bar{\pi}_1; \bar{\tau}_1; \varepsilon_1; q_1.$$

3. Коэффициент восстановления давления торможения $\sigma_c = \frac{\bar{\pi}_{1ад}}{\bar{\pi}_1}$.

4. Давление торможения $P_1^* = P_0^* \cdot \sigma_c$.

5. Критическая скорость $a_{кр1} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} gRT_1^*}$. Здесь $T_1^* = T_0^*$.

6. Направление потока $\alpha^0_1 = \alpha^0_{лк} + \delta$, где δ — отклонение потока к косому срезе.

7. Скорость газа и ее окружная и меридиональная составляющие $c_1 = a_{кр1} \cdot \lambda_1$; $c_{1н} = c_1 \cdot \cos \alpha_1$; $c_{1м} = c_1 \cdot \sin \alpha_1$.

8. Удельный вес и статическая температура газа $\gamma_1^* = \frac{P_1^*}{RT_0^*}$; $\tau_1 = \tau_0^* \cdot \varepsilon_1$; $T_1 = T_0^* \cdot \tau_1$.

Параметры потока на входе в колесо

9. Окружная скорость колеса (на $D_{ср}$ в случае осевой и на D_1 в случае радиальной турбины) $U = \frac{\pi D \cdot n}{60}$.

10. Относительная скорость $w_1 = \sqrt{C_{1м}^2 + (C_{1н} - U)^2}$.

11. Направление потока $\beta_1^0 = \arctg \frac{C_{1м}}{C_{1н} - U}$.

12. Температура торможения $T_{w1}^* = T_0^* - \frac{C_1^2 - w_1^2}{k \cdot R \cdot 2g}$.

13. Критическая скорость $a_{кр.w1} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} gRT_{w1}^*}$.

14. Газодинамические функции и давление торможения

$$\lambda_{w1} = \frac{w_1}{a_{кр.w1}}; \bar{\pi}_{w1}; P_{w1}^* = \frac{P_1}{\bar{\tau}_{w1}}.$$

Параметры потока на выходе из колеса

15. Температура торможения $T_{w2}^* = T_{w1}^* - \frac{U_1^2 - U_2^2}{k \cdot R \cdot 2g}$.

В случае осевой турбины $U_2 = U_1$; $T_{w2}^* = T_{w1}^*$.

16. Давление торможения идеального колеса $P_{\omega 2 \text{ ад}}^* = P_{\omega 1}^* \cdot \tau_{\omega}^*$,
 где τ_{ω}^* определяется по функции $\tau_{\omega}^* = \frac{T_{\omega 2}^*}{T_{\omega 1}^*}$.

В случае осевой турбины $P_{\omega 2 \text{ ад}}^* = P_{\omega 1}^*$.

17. Газодинамические функции $\pi_{\omega 2 \text{ ад}} = \frac{P_2}{P_{\omega 2 \text{ ад}}^*}$; $\lambda_{\omega 2 \text{ ад}}$;

$$\lambda_{\omega 2} = \psi \lambda_{\omega 2 \text{ ад}}; \pi_{\omega 2}; \tau_{\omega 2}; \varepsilon_{\omega 2}.$$

18. Давление торможения $P_{\omega 2}^* = \frac{P_2}{\tau_{\omega 2}}$.

19. Критическая скорость $a_{\text{кр. } \omega 2} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} gRT_{\omega 2}^*}$.

20. Относительная скорость газа и ее окружная и меридиональная составляющая (принято $\beta_2^* = \beta_2$).

$$\omega_2 = a_{\text{кр. } \omega 2} \cdot \lambda_{\omega 2}; \omega_{2m} = \omega_2 \cdot \sin \beta_2; \omega_{2u} = \omega_2 \cdot \cos \beta_2.$$

21. Абсолютная скорость газа $c_2 = \sqrt{\omega_{2m}^2 + (\omega_{2u} - u)^2}$.

22. Абсолютная температура торможения $T_2^* = T_{\omega 2}^* - \frac{\omega_2^2 - c_2^2}{k} \frac{R \cdot 2g}{k-1}$.

23. Удельный вес и статическая температура газа

$$\gamma_{\omega 2}^* = \frac{P_{\omega 2}^*}{RT_{\omega 2}^*}; \gamma_2 = \gamma_{\omega 2}^* \cdot \varepsilon_{\omega 2}; T_2 = T_{\omega 2}^* \cdot \tau_{\omega 2}.$$

Параметры турбины в целом

24. Снижение температуры торможения на колесе турбины имеющей парциальность $\varepsilon = 1$. $(\Delta T_u)_{\varepsilon=1} = T_0^* - T_2^*$.

25. Окружной к. п. д. турбины, имеющей $\varepsilon = 1$.

$$(\eta_u)_{\varepsilon=1} = \frac{(\Delta T_u^*)_{\varepsilon=1}}{T_0^* [1 - \tau_{\text{ад}}]}.$$

26. Расход газа (сопла сверхзвуковые)

$$G = m \cdot F_{\text{кр}} \cdot \sqrt{\frac{P_0^*}{T_0^*}} \cdot \mu, \quad \text{где } m = \sqrt{\frac{g \cdot k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

Суммарная площадь критических сечений соплового аппарата

$$F_{\text{кр}} = f_{\text{кр}} \cdot z_c, \quad \text{где } z_c = \pi \frac{D_{\text{ср}}}{t_c} \varepsilon.$$

Здесь t_c -- шаг сопловой решетки на диаметре $D_{\text{ср}}$.
 Площадь сечения сопла на выходе $f_1 = f_{\text{кр}}/q_1$.

27. Мощность трения гладкого диска (с учетом трения по периметру диска толщиной B).

$$N_f = \beta_f \cdot 10^{-6} u_n^3 D_n^2 \gamma_1 \left(1 + 5 \frac{B}{D_n} \right) \text{ кВт.}$$

Здесь D_n и u_n — наружный диаметр колеса и соответствующая ему окружная скорость. Коэффициент $\beta_f = 1,6$.

28. Температурный перепад, соответствующий мощности N_f ,

$$\Delta T_f = \frac{102 \cdot N_f}{\frac{k}{k-1} R \cdot G}.$$

29. Снижение температуры торможения газа в парциальной турбине.

$$\Delta T_{c^*} = \bar{\eta}_\varepsilon [(\Delta T_{u^*})_{\varepsilon=1} - \Delta T_f \cdot \varepsilon].$$

30. Адиабатный к. п. д. турбины $\eta_{ад} = \frac{\Delta T_{c^*}}{T_{0^*}(1 - \tau_{ад})}$, где функция $\tau_{ад}$ определяется по $\tau_{ад} = \frac{P_2}{P_0^*}$.

31. Эффективная мощность турбины (проверка)

$$N_e = \frac{1}{102} \cdot \frac{k}{k-1} R \cdot \Delta T_{c^*} \cdot G \text{ кВт.}$$

В случае различия N_e расчетной и заданной следует изменить расход G и проделать повторный расчет, начиная с пункта 26.

32. Геометрические параметры решетки колеса.

Высота лопаток на входе $h_1 = h_c + 0,3 \div 0,7$ мм.

Высота лопаток на выходе $h_2 = \frac{G \cdot k_2}{\tau D_2 \cdot \sin \beta_{2k} \cdot \bar{\varepsilon} \cdot \gamma_2 \cdot w_2}$.

Величины $k_2 = \frac{t_2}{t_2 - \Delta t} = 1,05 \div 1,30$ и $\bar{t} = t/b = 0,60 - 0,70$ для рассчитываемой турбины применяются такими же, как и для подобной ей опытной турбины.

Рассмотренная методика газодинамического расчета микро-турбин, базирующаяся на опытные коэффициенты суммарных потерь φ ; $\bar{\eta}_\varepsilon$ характерна своей простотой.

Методика, основанная на опытных данных по каждому виду потери, значительно сложнее и требует проведения большого количества опытов.

Профилирование решеток микротурбин аналогично профилированию решеток активных газовых турбин с короткими лопатками, но имеет ряд специфических особенностей и подлежит самостоятельному рассмотрению.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Н. Т. Тихонов*. Экспериментальное исследование парциальности и высоты лопаток на работу воздушной центробежной микротурбины, Известия высших учебных заведений, серия «Авиационная техника», № 4, 1963.
 2. *В. М. Дорофеев, А. С. Наталевич, Н. Т. Тихонов*. Магнитовоздушный тормоз для испытания микротурбин, Известия высших учебных заведений, серия «Авиационная техника», № 4, 1962.
 3. *О. Н. Емин*. Выбор параметров и расчет осевых активных турбин для привода агрегатов. Оборонгиз, 1952.
-