

УДК 621.438.001 2 (02)

Н.Ф. МУСАТКИН, В.М. РАДЬКО

*Самарский государственный аэрокосмический университет
им. академика С.П. Королёва, Российская Федерация*

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВЫХОДНЫХ УСТРОЙСТВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНОЙ ТУРБИНЫ

Обоснована физическая картина процессов, происходящих в выходных устройствах микротурбинных приводов. Предложены критериальные параметры, учитывающие меридиональную форму выходных устройств, адекватность которых подтверждена расчетно-экспериментальным исследованием влияния степени уширения ВУ радиальной центростремительной микротурбины.

центростремительная микротурбина, выходное устройство, диффузор, критериальный комплекс, коэффициенты скорости и расхода, рабочее колесо, число Маха, число Рейнольдса

Введение

Характеристики турбины могут существенно изменяться при работе последней в системе привода агрегатов различных устройств летательных аппаратов. Указанное в полной мере относится и к радиальной центростремительной микротурбине (ЦСМТ) по причине различного влияния характеристик совместно работающих с ней элементов турбоагрегатов, в том числе выходных устройств (ВУ).

1. Формулирование проблемы

Неоднократно отмечено, например, в работе [5], что существенное влияние на характеристики турбинных приводов агрегатов (ТПА) оказывают ВУ вследствие специфических, не всегда оптимальных, газодинамических параметров, формы и размеров, определяемых условиями компоновки агрегатов. С другой стороны, режимы работы ВУ зависят от параметров течения потока на входе в них, то есть от режимов работы самой турбины.

Особый интерес представляют ВУ, выполненные в виде диффузора или конфузора, в которых газовый поток в подавляющем большинстве имеет нетривиальную радиальную составляющую абсолют-

ной скорости, а рабочий процесс – ряд особенностей.

Так в суживающемся ВУ (конфузоре) возникает подпор, связанный с увеличением скорости потока при закрутке за рабочим колесом (РК). На режимах с закруткой потока за турбиной ВУ начинает работать как центробежная форсунка, и скорость в ней существенно увеличивается. На повышение кинетической энергии потока затрачивается часть общего перепада давления – появляется подпор в ВУ. При этом степень понижения давления собственно турбины падает, следовательно, снижается полезная удельная работа на валу, и как результат – уменьшается КПД турбины.

В случае расширяющегося ВУ (диффузора) рост давления на выходе из РК сопровождается уменьшением скорости потока, а, следовательно, снижением потерь, связанных с выходной скоростью. Последнее приводит к повышению КПД, несмотря на увеличение располагаемой удельной работы.

Из вышесказанного, следует, что соответствующим подбором размеров ВУ, можно обеспечить получение требуемого характера протекания характеристик ЦСМТ.

Для диффузорного ВУ картина течения иная, нежели в конфузоре. В этом случае увеличивается составляющая π_r , изменяется соотношение между активным и пассивным вихрями, снижаются потери с выходной скоростью и, как следствие, повышается КПД.

Критериальный параметр

Учитывая, что характер течения потока в ВУ аналогичен характеру течения потока в центробежной форсунке, анализ и получение характеристик совместно работающих ЦСМТ и ВУ различной диффузорности основывается на развитии расчетных методов в теории центробежных форсунок [1].

С этой целью было использовано выражение для коэффициента расхода форсунки, представляющего собой отношение расхода газа через форсунку при наличии закрутки потока к расходу без закрутки (то есть через равновеликое сопло):

$$\mu = \frac{2 c_a \int_{r_m}^{r_c} \rho dr}{r_c^2 \rho_c c_c}$$

или, если пренебречь изменением плотности по радиусу в выходном сечении,

$$\mu = \varphi \cdot \frac{c_a}{c_c}, \quad (1)$$

где $\varphi = 1 - \left(\frac{r_m}{r_c}\right)^2$ – коэффициент живого сечения

выходного сопла.

Выражение для осевой скорости в выходном сечении имеет следующий вид:

$$c_a = \sqrt{c_c^2 - \frac{c_{u\theta}^2 R}{r_m}}. \quad (2)$$

Разницей между плотностями, рассчитанными по статическим и заторможенным параметрам, можно пренебречь вследствие малых скоростей на входе в камеру: $\rho_\theta \approx \rho_\theta^*$.

Учитывая, что

$$c_{u\theta} = \frac{c_{a\theta}}{\operatorname{tg} \alpha_\theta},$$

из уравнения расхода найдем величину осевой составляющей скорости $c_{a\theta}$ на входе в камеру

$$c_{a\theta} \approx \frac{\rho_c}{\rho_\theta^*} \cdot \frac{r_c^2}{2 R h \varepsilon \operatorname{tg} \alpha_\theta} c_c \mu, \quad (3)$$

где R, h, ε – геометрические параметры ЦСМТ, тождественные соответствующим параметрам ВУ.

После подстановки выражений (2) и (3) в (1) получим

$$\mu = \sqrt{1 - \left(\frac{r_c}{2 R h \varepsilon \operatorname{tg} \alpha_\theta}\right)^2 \left(\frac{\rho_c}{\rho_\theta^*}\right)^2 \frac{\mu^2}{1 - \varphi}} \varphi,$$

где $\frac{\rho_c}{\rho_\theta^*} = \varepsilon(\lambda_c)$ – газодинамическая функция приведенной плотности рабочего тела на выходе из ВУ, зависящая от соотношения давлений $\frac{\rho_\theta^*}{\rho_H}$, и, следовательно,

от степени понижения давления в ВУ π_θ^* .

Введем в рассмотрение критериальный комплекс, характеризующий геометрические и кинематические параметры ВУ, обозначив его как

$$K = \frac{r_c}{2 R h \varepsilon \operatorname{tg} \alpha_\theta} [2].$$

Тогда

$$\begin{aligned} \mu &= \sqrt{1 - \frac{K^2 [\varepsilon(\lambda_c)]^2 \mu^2}{1 - \varphi}} \varphi = \\ &= \sqrt{1 - \frac{[K^*]^2 \mu^2}{1 - \varphi}}, \end{aligned} \quad (4)$$

где $K^* = K \cdot \varepsilon(\lambda_c)$.

Или, выражая из (4), μ имеем

$$\mu = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{\varphi^2} + \frac{[K^*]^2}{1 - \varphi}}}. \quad (5)$$

Установим связь между φ и K^* , используя в качестве дополнительного условия принцип максимума расхода. Для этого, продифференцировав выра-

жение (5), и полученное приравняв к нулю, решим уравнение

$$\frac{\partial \mu}{\partial \varphi} = 0$$

относительно K^* :

$$K^* = \sqrt{\frac{2}{\varphi^3}} (1 - \varphi).$$

Таким образом, коэффициент расхода μ является неявной функцией параметра K^* и полной степени понижения давления в ВУ:

$$\mu = f(K^*) = f[K, \varepsilon(\lambda_c)] = f[K, \pi_s^*].$$

Получение названной зависимости в явном виде затруднительно для малых размеров ВУ, у которых

$$r_c < 36 \text{ мм и } K^* < 1.$$

Причиной следует считать наличие сверхзвуковых скоростей в выходных участках ВУ, когда принятые допущения становятся менее справедливыми.

Очевидно, что наиболее точный способ определения коэффициента расхода – экспериментальный.

Исследование влияния ВУ на характеристики ЦСМТ

Для вычисления величины μ по выражению (5), необходимо предварительно оценить комплекс φ , зависящий от отношения (r_m/r_c) .

Опыты проводились на сжатом воздухе в диапазонах: степеней повышения давления $\pi_m = 1,5 \dots 6,0$, частот вращения $n = (5 \dots 60) \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$ и температур $T_0^* = 200 \dots 300 \text{ К}$. Диапазон изменения числа M_{1s} составил при этом $0,8 \dots 1,8$, число Рейнольдса Re изменялось в интервале $(2,5 \dots 5) \cdot 10^5$.

Как показали измерения, давление на выходе из ВУ было близко к атмосферному и при обработке экспериментов принималось ему равным.

Исследованиям подверглась эталонная ЦСМТ [3], работающая попеременно с восемью ВУ, из них – пять являлись диффузорными, два – конфузорными и одно – цилиндрическим.

Для испытаний использовалась модифицированный стенд [4], в котором была изменена схема под-

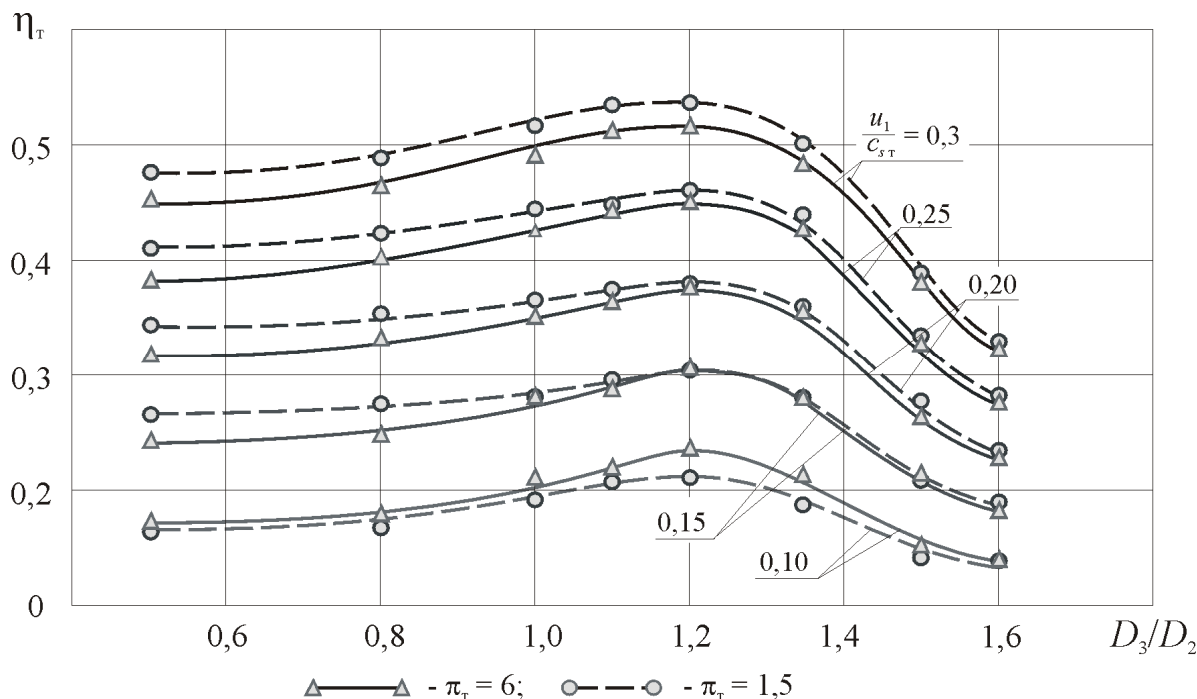


Рис. 2. Влияние отношения диаметров D_3/D_2 на КПД ЦСМТ

вода и отвода рабочего тела к ЦСМТ. Это позволило повысить точность измерения параметров и удобства эксплуатации оборудования. Изменениям так же подвергся узел крепления ВУ: оригинальный переходник позволил проводить эксперименты с различными ВУ; для устранения влияния вибрации шариковые подшипники были заменены на самоустанавливающиеся.

В процессе экспериментов замерялись:

- 1) полное давление воздуха p_0^* и температура торможения перед ЦСМТ T_0^* ;
- 2) статические давления воздуха за сопловым аппаратом p_1 , РК – p_2 и ВУ – p_3 .
- 3) частота вращения ротора турбины n ;
- 4) расход воздуха через ЦСМТ G ;
- 5) крутящий момент на валу турбины $M_{кр}$,

позволившие получить зависимости $\eta_m = f(u/c_{ст}, D_3/D_2)$ при различных степенях понижения давления в турбине.

Наиболее вероятная погрешность определения η_m в проведенных опытах составила $\pm 1,4\%$. Графики $\eta_m = f(D_3/D_2)$ приведены на рис. 2. Диаметр выходного сечения ВУ обозначен как D_3 , а входного – как D_2 ; отношение D_3/D_2 фактически представляет собой r_c/r_m .

По результатам испытаний был сделан вывод, что оптимальным ВУ является диффузор с $D_3/D_2 = 1,1 \dots 1,25$, как обеспечивающий достижение максимального КПД. Оптимальные величины комплекса φ располагаются в диапазоне $0,18 \dots 0,36$.

Подставляя в выражение (5) значение $\varphi_{opt} = 0,18 \dots 0,36$, можно определить коэффициент расхода μ .

Заключение

Таким образом, для получения требуемых характеристик совместной работы турбины и ВУ, например, характеристики самоторможения, установлены все необходимые данные: φ , M , а также диапазоны изменения критериальных параметров M_{1s} и Re . Целесообразность использования изложенного подхода требует дальнейших исследований в этой области на базе полученных характеристик самоторможения.

Литература

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. 4-е изд., переработ. и доп. – М.: Наука, 1976. – 888 с.
2. Быков Н.Н., Емин О.Н. Выбор параметров и расчет маломощных турбин для привода агрегатов. – М.: Машиностроение, 1972. – 228 с.
3. Наталевич А.С. Воздушные микротурбины. – М.: Машиностроение, 1979. – 192 с.
4. Пфайфле Э.Э., Тихонов Н.Т. Модернизированная тормозная установка для исследований и промышленных испытаний микротурбин // Сб. “Испытания авиационных двигателей”. – Уфа: УАИ. – 1988. – № 16. – С. 16 – 21.
5. Тихонов А.Н. Некоторые пути повышения экономичности воздушных центростремительных микротурбин: Автореф. дис... на соиск. уч. степ. к.т.н. – Куйбышев: КуАИ, 1981. – 18 с.

Поступила в редакцию 10.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук Ю.И. Климинюк, ОКБ СНТК им. Н.Д. Кузнецова, Самара.