

## ОСОБЕННОСТИ ТЕОРИИ РАСЧЁТА ТУРБОКОМПРЕССОРОВ С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ

*В.А. Шкабура, канд. техн. наук,*

*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков, Украина*

В поршневых двигателях большой и средней мощности применение турбокомпрессоров стало обычным явлением. Производители двигателей малой мощности на использование турбокомпрессоров идут неохотно, так как уменьшение массы двигателя становится соизмеримым с усложнением его конструкции и технологии изготовления и, конечно, со снижением его надёжности и увеличением стоимости.

Поэтому для двигателей мощностью менее 100 л.с. необходимы турбокомпрессоры, конструктивно более простые и технологичные, например, турбокомпрессор с общим рабочим колесом [1]. Этот тип турбокомпрессоров по сравнению с аналогами имеет меньшие габаритные размеры и массу, а также более низкую стоимость изготовления агрегата. Однако отсутствие хорошо отработанной теории расчёта данных турбокомпрессоров затрудняет их развитие и широкое применение. Известные теории расчёта турбомашин [2 - 6] не позволяют разработать эффективный турбокомпрессор данного типа, так как они не учитывают ряд существенных особенностей их работы. Например, течение газа в межлопаточном пространстве рабочего колеса в таких турбокомпрессорах носит периодический характер, что серьёзно сказывается на особенностях их работы. Поэтому существующие теории расчёта могут лишь приближённо отразить процессы, происходящие в турбокомпрессорах данного типа.

С учётом сказанного цель данной работы состоит в развитии теории расчёта турбокомпрессоров с общим рабочим колесом и в совершенствовании методики их расчёта.

Для удобства проведения расчёта турбокомпрессора с общим рабочим колесом целесообразно расчёт турбинной и компрессорной частей выполнять с по-

мощью общей методики. Поэтому для турбин и компрессоров необходимо использовать общую методологию, а также определить условия, при которых рабочее колесо переходит из компрессорного режима работы в турбинный режим, и наоборот.

Согласно принятой общей схеме (рис. 1) ступень турбомашины состоит из входного направляющего аппарата (ВНА), рабочего колеса (РК) и направляющего аппарата (НА). На основе данной схемы автором статьи разработана общая методика расчёта для осевых, диагональных и радиальных турбин и компрессоров. Она особенно удобна на стадии компоновки машины и при анализе эффективности работающих турбомашин. При её использовании удалось значительно повысить эффективность работы центробежного компрессора [7].

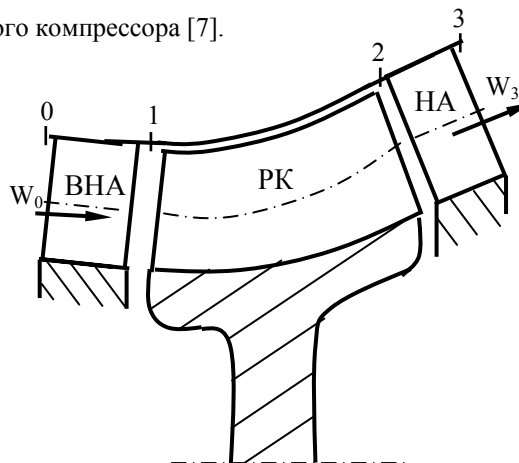


Рис. 1. Общая схема ступени турбомашины

Объединение методик расчёта компрессора и турбины в одну целесообразно для турбокомпрессора с общим рабочим колесом [1] и для облегчения его доводки. Предлагается рабочее колесо турбокомпрессора данного типа называть рабочим колесом смешанного типа, так как оно предназначено для работы в компрессорном и турбинном режимах, а режим его

работы называть смешанным режимом работы.

Рабочее колесо при непрерывном его режиме работы в компрессорном или турбинном режиме по сравнению со смешанным режимом имеет более высокий КПД работы. Однако, если сравнивать два колеса одной производительности и напора традиционной и смешанной схем, то эффективность последней вследствие большего диаметра колеса и высоты лопаток в конечном итоге может быть выше, если обеспечить оптимальные режим работы турбокомпрессора и геометрию его проточной части. Это объясняется уменьшением концевых потерь в решётке и потерь, вызванных утечками и трением диска [4].

Если в обычных турбомашинах подвод и отвод газа выполняется по всей окружности рабочего колеса, то в турбокомпрессоре с общим рабочим колесом подвод активного газа в турбину и пассивного газа в компрессор осуществляется на определённом участке (рис.2) согласно формуле

$$\theta_K + \theta_T + 2\theta_{\text{пер}} = 360^\circ, \quad (1)$$

где  $\theta_K, \theta_T$  - угловая протяжённость компрессорной и турбинной частей;

$\theta_{\text{раз}}$  - угловая протяжённость разделителя.

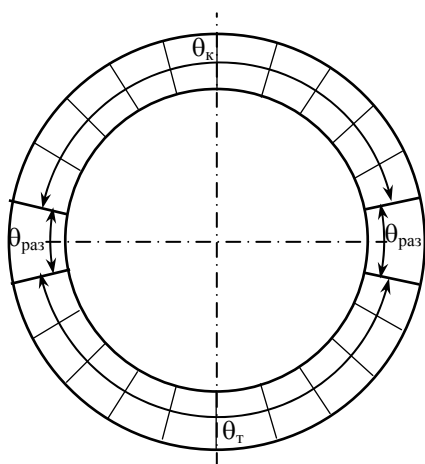


Рис. 2. Схема расположения каналов

Например, площадь проходного сечения канала компрессорной части определяется по формуле

$$F_K = (\pi D_s - z_K t_L / \sin \beta) h_K (\theta_K / 360), \quad (2)$$

где  $D_s$  - средний диаметр проточной части;

$z_K$  - число лопаток в компрессорной части;

$t_L$  - толщина лопатки;

$\beta$  - угол установки лопаток;

$h_K$  - высота канала проточной части.

Снижение универсальности методики расчёта, естественно, позволяет уменьшить сложность расчётной модели, число задаваемых геометрических и режимных параметров турбомашин. Расчёт турбокомпрессора с общим рабочим колесом намного сложнее расчёта обычного турбокомпрессора, так как процесс работы рабочего колеса носит динамичный характер, т.е. рабочее колесо работает периодически в компрессорном и турбинном режимах. Поэтому нестационарный характер процесса его работы необходимо учитывать с помощью коэффициента нестационарности  $K_\tau$ . Этот коэффициент зависит от целого ряда параметров, а также взаимного расположения впускных и выпускных каналов. Представим их в виде безразмерных соотношений:

$$K_\tau = f(l_{\text{раб}}/l_{K(T)}, W/u, \theta_{\text{пер}}/\theta_K),$$

где  $l_{\text{раб}}$  - длина проточной части рабочего колеса,

$l_{K(T)}$  - длина компрессорной (турбинной) части;

$w$  - скорость газа в относительном движении [2];

$u$  - окружная скорость лопаток рабочего колеса.

Продолжительности нахождения лопаток рабочего колеса в компрессорной и турбинной частях турбокомпрессора пропорциональны их угловой протяжённости. Продолжительность одного оборота лопатки

$$\tau = \frac{60}{n} = \tau_K + \tau_T + 2\tau_{\text{пер}}, \quad (3)$$

где  $n$  - частота вращения рабочего колеса,  $\text{мин}^{-1}$ .

Поэтому температура лопаток рабочего колеса в данных турбокомпрессорах значительно ниже температуры турбинных лопаток обычных турбокомпрессоров.

На рис. 3 показаны результаты расчётных и экспериментальных исследований турбокомпрессора с общим рабочим колесом. Неполный учёт влияния нестационарности процесса работы рабочего колеса является причиной существенного расхождения расчётных и экспериментальных значений. Это привело к неоптимальному проектированию турбокомпрессора

и дополнительному перетеканию пассивного газа из компрессорной части в турбинную часть. Поэтому нестационарный характер работы рабочего колеса служит причиной снижения не только его КПД, но и напора.

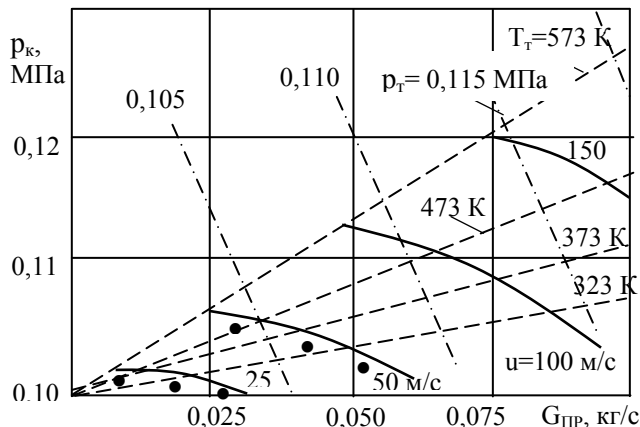


Рис. 3. Характеристика турбокомпрессора с общим рабочим колесом:

— — расчётная;  
● — опытная

Проявление инертности газа в межлопаточном канале рабочего колеса учитывается коэффициентом мощности  $\mu$  [2]. Он зависит от числа лопаток и соотношения диаметров рабочего колеса  $D_1/D_2$ , угла лопатки на выходе из колеса  $\beta_{2л}$  и коэффициента расхода  $\varphi$ .

Учёт реального течения проводится введением дополнительных поправочных коэффициентов

$$\mu_k = \mu K_s K_\tau K_L, \quad (4)$$

где  $K_s$  — коэффициент, учитывающий влияние величины зазора [7];

$K_L$  — коэффициент, учитывающий геометрические особенности лопаток.

Для расчёта потерь механической энергии газа вследствие трения и местного сопротивления в канале рабочего колеса используется подход, который принят для решёток турбомашин [2, 6]

$$\zeta = \zeta_{тр} + \zeta_{кр} + \zeta_{кон} + \zeta_{крив}, \quad (5)$$

где  $\zeta_{тр}$  — коэффициент потерь трения;

$\zeta_{кр}$  — коэффициент кромочных потерь;

$\zeta_{кон}$  — коэффициент концевых потерь;

$\zeta_{крив}$  — коэффициент, учитывающий потери энергии из-за радиальной кривизны канала.

Проведенные расчётные и экспериментальные исследования позволили более глубоко изучить и оптимизировать процессы, происходящие в турбокомпрессоре с общим рабочим колесом. Это позволит в скором времени создать более эффективный турбоагрегат и провести его исследование в составе двигателя.

## Литература

1. Шкабура В.А. Определение возможности применения турбокомпрессора с одним общим рабочим колесом в маломощных двигателях // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.— Харьков: ХАИ, 2000.— Вып. 19. Двигатели и энергоустановки.— С. 146-148.
2. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин.— М.: Машиностроение, 1986.— 432 с.
3. Кириллов И.И. Теория турбомашин.— Л.: Машиностроение, 1972.— 536 с.
4. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей.— М.: Машиностроение, 1986.— 376 с.
5. Селезнёв К.П., Подобуев Ю.С., Анисимов С.А. Теория и расчёт турбокомпрессоров.— Л.: Машиностроение, 1968.— 408 с.
6. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Гидрогазодинамика.— М.: Энергоатомиздат, 1984.— 384 с.
7. Шкабура В.А., Сысун А.И. К вопросу о совершенствовании турбокомпрессоров для поршневых двигателей // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.— Харьков: ХАИ, 2002.— Вып. 31. Двигатели и энергоустановки.— С. 66-68.

Поступила в редакцию 25.07.03

**Рецензенты:** канд. техн. наук, доцент Г.В. Павленко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; д-р техн. наук, профессор А.Л. Шубенко, ИПМаш НАНУ, г. Харьков.