

УДК 621.438:621.515

В.А. ШКАБУРА*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Украина***РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ДЛЯ ПРИМЕНЕНИЯ В ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ**

В рамках совершенствования перспективных и новых типов турбомашин для расширения возможностей работы газотурбинных двигателей исследованы газодинамические процессы в турбокомпрессоре с общим рабочим колесом (ТКО). Для этого разработана математическая модель газодинамических процессов в проточной части ТКО. На основе этой модели создана программа газодинамического расчёта и проведены численные исследования течения газовых потоков в рабочем колесе, позволяющие увеличить эффективность работы ТКО. Приведена схема ГТД с ТКО, которая позволяет увеличить температуру газа перед турбиной и степень повышения давления в компрессоре ГТД, которая при обеспечении высокого уровня эффективности ТКО приведёт к росту удельной мощности двигателя и снижению удельного расхода топлива.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, турбокомпрессор с общим рабочим колесом, математическая модель газодинамических процессов, периодичное движение газовых потоков.

Введение

Известно, что основными направлениями развития газотурбинных двигателей является повышение параметров их цикла работы и эффективности происходящих в них процессов [1, 2]. Однако традиционные подходы во многом себя уже исчерпали, и поэтому серьёзные сдвиги в этом направлении возможны лишь при использовании новых технических решений, подходов и технологий. Особенно актуально это для двигателей с высокой суммарной степенью повышения давления или небольшой тяги (мощности), где использование только осевых компрессоров в газогенераторе вследствие слишком малых размеров лопаток последних ступеней становится затруднительным. Кроме того, в связи с достигнутым высоким уровнем эффективности работы газогенераторов двигателей современных ТРДД, они стали по существу малоразмерными [2]. Всё это вынуждает вести исследования по совершенствованию новых типов турбомашин ГТД и нетрадиционных конструктивных схем двигателей.

Одним из способов решения данной проблемы является применение в составе газотурбинных двигателей турбокомпрессоров с общим рабочим колесом (ТКО) [3 – 5]. В силу особенностей устройства и способа их работы они имеют в два раза больше высоту лопаток рабочего колеса (РК) по сравнению с остальными схемами турбомашин, что ценно при малых размерах лопаток, и могут работать при более высоких температурах газа перед турбиной.

Однако создание эффективного ТКО является довольно непростой задачей, так как они мало ис-

следованы, а течение в проточной части РК носит периодичный, довольно сложный характер.

1. Формулирование проблемы

Для проведения расчётных исследований ТКО вначале была разработана несколько адаптированная под данную задачу методика газодинамического расчёта, в основу которой положены формулы, используемые для расчёта традиционных турбомашин [6]. С её помощью можно оптимизировать меридиональный профиль РК и основные размеры турбокомпрессора. Однако она не позволяет учесть всю специфику работы ТКО, поэтому возникли определённые трудности в процессе их проектирования и доводки. К примеру, в отличие от традиционных типов турбомашин в новом типе турбокомпрессоров [7] лопатки РК работают периодически с активным и пассивным газами: соответственно пол-оборота в турбинном режиме и пол-оборота – в компрессорном режиме. Поэтому течение в РК носит довольно сложный характер и для обеспечения эффективной работы всего турбокомпрессора необходимо учитывать периодичность работы лопаток РК. Для этого нужна более совершенная математическая модель, с помощью которой можно рассчитывать нестационарные (переходные) процессы в РК и согласовывать вход потока в РК с выходом из него, а также оптимизировать совместную работу турбинной и компрессорной частей ТКО, чтобы свести к минимуму газодинамические потери энергии, связанные с периодичностью течения газов в РК ТКО.

В предыдущей статье [8] описана математиче-

ская модель для расчёта газодинамических процессов в проточной части РК с одной пространственной переменной. Для вычислений, естественно, необходимы граничные и начальные условия, соответствующие происходящим процессам. Однако оказалось это довольно непростой задачей, так как граничные условия периодически меняются.

Проведённые ранее расчётные и экспериментальные исследования ТКО показали, что для достижения высокой эффективности работы необходимо, чтобы они имели не только оптимально спроектированную проточную часть РК, но и рационально расположенные впускные и выпускные каналы относительно друг друга. Для этого необходима более совершенная методика расчёта, которая учитывала бы основные особенности работы ТКО и позволяла бы свести к минимуму потери энергии, связанные с периодичным режимом работы лопаток РК.

2. Решение проблемы

Проведенные ранее исследования показали [4,5,8], что ТКО наиболее вероятно будет использоваться в малоразмерных ГТД или двигателях с высокой степенью повышения давления в качестве замыкающей ступени компрессора и первой ступени турбины (рис. 1) или там, где необходимо иметь простую конструкцию двигателя.

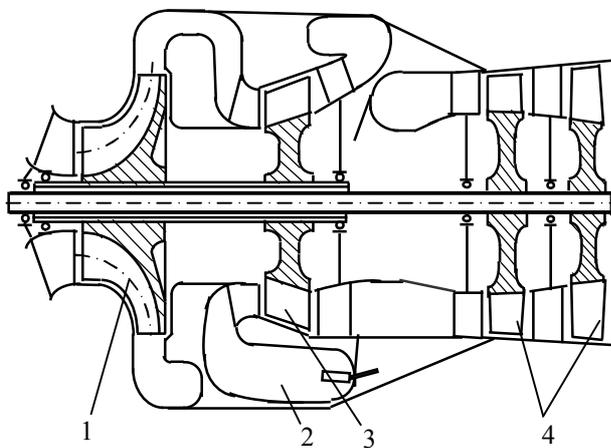


Рис. 1. Схема газотурбинного двигателя с ТКО:
1 – компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – ТКО;
4 – силовая турбина

Для определения эффективности применения ТКО в составе ГТД в качестве исходного варианта выбран малоразмерный газотурбинный двигатель АИ-450. Компрессор двигателя – центробежный, высоконапорный, одноступенчатый. Турбина – осевая, реактивная, двухступенчатая, состоит из статора и ротора турбины компрессора, корпуса опор и ротора свободной турбины. Основные параметры двигателя имеют следующие значения:

$$\pi_k = 7,63; \quad \eta_k = 0,78; \quad T_T = 1350 \text{ К}; \quad \eta_{ТК} = 0,82; \\ N_e = 465 \text{ л.с.}; \quad c_e = 0,277 \text{ кг/(л.с.}\cdot\text{ч)}.$$

В результате исследований компрессора выяснилось, что он довольно перегружен, и поэтому для достижения $\pi_k^* = 9 \dots 12$ с КПД компрессора $\eta_k^* = 0,78 \dots 0,8\%$ необходимо применять двухступенчатый центробежный компрессор, а для обеспечения работы ГТД при температуре $T_T^* = 1500 \dots 1600 \text{ К}$ целесообразно с центробежной ступенью использовать ТКО. Дальнейшие исследования показали, что турбинная часть ТКО может эффективно работать при довольно больших перепадах давления $\pi_T = 3 \dots 3,5$. Поэтому для привода компрессора с $\pi_k^* = 9 \dots 12$ достаточно одной турбинной части ТКО.

Чтобы обеспечить эффективную работу компрессорной и турбинной частей, необходимо оптимизировать расположение его подводящих и отводящих каналов. 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 [7] согласно формуле

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

где θ_k, θ_T – угловая протяжённость компрессорной и турбинной частей; $\theta_{пер}$ – угловая протяжённость перемычки (разделителя).

Продолжительность одного оборота лопатки

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

где τ_k, τ_T – время работы лопаток РК в компрессорном и в турбинном режимах; $\tau_{пер}$ – время пребывания лопаток РК в перемычке.

В процессе проводимых исследований, в частности малоразмерных компрессоров, установлено, что коэффициент мощности зависит кроме указанных ранее факторов [9] и от режима течения

$$\mu_k = \mu K_S K_\tau K_L K_{Re}, \quad (3)$$

где K_S – коэффициент, учитывающий влияние величины зазора между корпусом и лопатками;

K_L – коэффициент, учитывающий геометрические особенности лопаток;

K_τ – коэффициент нестационарности, учитывающий влияние периодичности на работу РК;

K_{Re} – коэффициент, учитывающий режим течения газа в межлопаточном канале РК.

Чтобы использовать накопленный опыт, была разработана концепция трёх моделей [9]. Особенность данного метода состоит в том, что он даёт возможность рассчитать с помощью относительно простых трёх моделей, заменяющих практически без потери точности довольно сложную для практического использования исходную модель. Для упрощения решения задачи принят комбинированный подход, в котором используют аналитический и численный методы расчёта.

Модель 1 представляет собой методику одномерного установившегося течения газа в гидравлическом приближении, в которой учтены все основные виды потерь механической энергии [9]. Она позволяет рассчитать по основным геометрическим и режимным параметрам турбомашин эффективность их работы.

Модель 1 даёт приемлемую точность расчёта осевых, диагональных и осерадиальных турбин и компрессоров.

В основу модели 2 положена система дифференциальных уравнений для одномерного нестационарного течения газа. Она позволяет учесть периодичность работы лопаток РК ТКО путём уточнённого определения параметров течения газа в межлопаточном канале, в частности определить значение коэффициента нестационарности K_τ для эквивалентного перехода от нестационарной модели к стационарной.

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial s} = -\rho w \frac{\partial \ln A}{\partial s}; \\ \frac{\partial w}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial s} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} - \frac{p}{\rho} \frac{\partial \ln A}{\partial s} + f_s; \\ \left[\frac{\partial p}{\partial t} \left(e + \frac{w^2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial s} \left[\rho w \left(e + \frac{w^2}{2} \right) + p w \right] \right] = \rho w f_s - \\ - \rho w \frac{\partial \ln A}{\partial s}, \end{cases}$$

где s – координата; $f_s = F_s/\rho$ – проекция результирующего ускорения, действующего на элементарный объём газа; A – площадь сечения канала; e – внутренняя энергия газа.

Чтобы учесть свойства среды и замкнуть систему уравнений, использовано уравнение состояния газа в калорической форме $p = p_e(k-1)$. Данная система уравнений решается с начальными и граничными условиями, которые получены с помощью модели 1.

Модель 3 позволяет проводить расчёт линий тока газа в окружном и меридиональном направлениях, при этом используются параметры потока, полученные с помощью предыдущих моделей [9].

В отличие от парциальных турбин, которые достаточно хорошо изучены, парциальные компрессоры мало исследованы. К ним, правда, можно отнести вихревые компрессоры [10]. Для изучения влияния периодичности работы лопаток РК на эффективность компрессорной и турбинной частей применялись модели 1 и 2.

Исследования показали, что в начале работы компрессорной части происходит разгон потока до необходимой скорости. В ТКО с противоточной схемой движения потоков протяжённость перемишек больше, чем в аналогичном ТКО с прямоточной схемой движения потоков. Это приводит к снижению коэффициента напора компрессорной части и к дополнительным потерям энергии, так как уменьшается время нормальной работы лопаток РК

$$\tau_{к.р} = \tau_k - \tau_{разг} - \tau_{пер}, \quad (4)$$

где $\tau_{разг}$ – время разгона потока.

На рис. 2 показана циклограмма изменения скорости воздуха на входе в компрессорную часть РК ТКО при прямоточной схеме движения потоков и время разгона воздуха. Протяжённость входного канала 1 и относительная скорость потока w на входе в РК приведены в безразмерном виде.

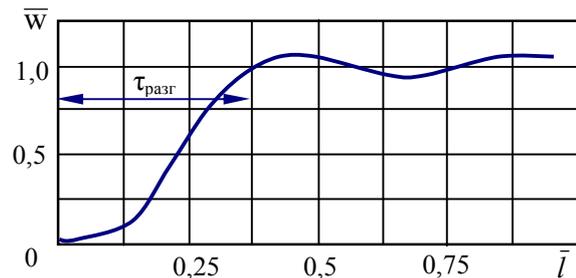


Рис. 2. Циклограмма изменения скорости воздуха на входе в компрессорную часть РК

Благодаря тому, что в турбине поток активный и на входе в РК он имеет большую скорость, то время разгона потока в РК до необходимой скорости и перехода на нормальный режим работы значительно меньше, чем в компрессорной части.

После расчёта с помощью модели 2 были уточнены значения параметров ТКО:

в компрессорной части : $\pi_{к2} = 2,1$; $\eta_{к2} = 0,785$;

в турбинной части $\pi_{т1} = 3,38$; $\eta_{т1} = 0,822$.

Таким образом, достигнуто $\pi_k^* = 11,5$; $\eta_k^* = 0,767$.

Вследствие периодичности работы лопаток РК ТКО увеличена температура газа перед турбиной $T_T = 1600$ К. Параметры силовой турбины имеют следующие значения: $\pi_{тс} = 3,2$; $\eta_{тс} = 0,88$.

В итоге $N_e = 510$ кВт ; $c_e = 0,245$ кг/(л.с.·ч) .

Заключение

Проведенные исследования показали, что турбокомпрессор с общим рабочим колесом благодаря особенностям его работы при определённых условиях способен существенно повысить эффективность работы газотурбинных двигателей без использования дорогостоящих технологий. И хотя КПД в отдельности полноразмерной турбинной и компрессорной ступеней выше, чем КПД турбинной и компрессорной частей (ступеней) турбокомпрессора с общим рабочим колесом, однако его использование в составе двигателя позволяет существенно повысить степень повышения давления и температуру газа перед турбиной более чем на 300°. При подборе типа турбомашин в состав ГТД предлагается в качестве критерия выбора применять коэффициент объёмной эффективности [5], так как он учитывает основные параметры её эффективности.

Проведенные исследования показали, что ТКО имеют перспективу применения в ГТД при малых объёмных расходах газа в качестве замыкающей ступени компрессора и первой ступени турбины, особенно в малоразмерных газотурбинных двигателях. Турбинная часть ТКО может эффективно работать при довольно больших перепадах давления $\pi_T = 3...3,5$. Поэтому для привода компрессора с $\pi_k^* = 9...12$ достаточно одной турбинной части ТКО. Высокая эффективность ТКО достигнута с помощью усовершенствованной математической модели газодинамических процессов в его проточной части и детальных расчётных исследованиях.

Чтобы приблизить эффективность работы турбокомпрессора с общим рабочим колесом к уровню традиционных турбокомпрессоров, была выполнена кропотливая поисковая работа. Исследования проводились с самими различными типами рабочих колёс и формой профиля лопаток [6,8]. В результате поиска была подобрана форма рабочего колеса и его лопаток, которые при авиационном уровне геометрических и режимных параметров могут достигать эффективности выше 82%.

Для дальнейшего совершенствования ТКО необходимо разработать более детальную математическую модель расчёта его элементов.

В настоящее время выполнена разработка конструктивно-компоновочной схемы малоразмерного газотурбинного двигателя с применением ТКО.

Расчётами на основе модели 2 установлено, что при переходе из одного режима работы в другой происходит запаздывание в разгоне потока до необходимой скорости. Особенно оно значительно в ТКО с противоточной схемой движения потоков. Это приводит к снижению коэффициента напора

компрессорной части и к дополнительным потерям энергии. В турбинной части ТКО поток активный, и на входе в рабочее колесо он имеет большую скорость, поэтому время для разгона потока в РК до необходимой скорости и перехода на нормальный режим работы значительно меньше, чем в компрессорной части.

Установлено, что данный тип турбокомпрессоров имеет явную перспективу применения в двигателях с мощностью до 200 кВт, т.е. для малых объёмных расходов газа, когда традиционные турбокомпрессоры становятся малоэффективными.

В малоразмерных двигателях типа АИ-450 ТКО позволяет разгрузить центробежный компрессор и увеличить его КПД и общую степень повышения давления.

Анализ результатов проведенных исследований показал, что большей эффективностью обладает прямоточная схема движения газовых потоков. Она также имеет более широкий диапазон работы по расходу газов.

Однако для её реализации необходимо существенно более сложная форма лопаток рабочего колеса. Хотя, как показали конструкторские проработки турбокомпрессора с противоточной схемой движения потоков без использования направляющих лопаток, возникают сложности с взаимным расположением впускных и выпускных каналов компрессорной и турбинной частей ТКО.

Литература

1. Холщевников К.В. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин / К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
2. Кулагин В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Кн.3. Основные проблемы / В.В. Кулагин. – М.: Машиностроение, 2005. – 464 с.
3. Пат. № 84679 України. МКІІ⁷. F02 K3/00. Газотурбінний двигун і спосіб його роботи / Шкабура В.А. (Україна). Заявлено 01.12.2004. Опубл. 25.11.2008.
4. Шкабура В.А. Исследование особенностей работы турбокомпрессора с общим рабочим колесом в газотурбинных двигателях / В.А. Шкабура // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2008. – №4(51). – С. 57-60.
5. Шкабура В.А. Исследование вариантов применения турбокомпрессора нового типа в газотурбинных двигателях на общих опорах качения / В.А. Шкабура, С.И. Пшеничных // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2007. – №8(44). – С. 103-106.

6. Шкабура В.А. Особенности теории расчёта турбокомпрессоров с общим рабочим колесом / В.А. Шкабура // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: ХАИ, 2003. – №41(6). – С. 74-76.

7. Патент № 61913 України. МПК⁷ F02 C6/12. Турбокомпресор та спосіб його роботи / Шкабура В.А. (Україна). Заявлено 5.01.99. Опубл. 15.12.2003.

8. Шкабура В.А. Результаты исследований схем движения газовых потоков в турбокомпрессоре с общим рабочим колесом применительно к газотурбинному двигателю / В.А. Шкабура // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – №8(24). – С. 143-145.

9. Шкабура В.А. Математическая модель газодинамических процессов для численных исследова-

ний течения газов в рабочем колесе турбокомпрессора с общим рабочим колесом / В.А. Шкабура // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2008. – №1(48). – С. 54-57.

10. Вириубский И.М. Вихревые компрессоры / И.М. Вириубский, Ф.С. Рекстин, А.Я. Шквар. – Л.: Машиностроение, 1988. – 271 с.

11. Численные решения многомерных задач газовой динамики / С.К. Годунов, А.В. Забродин, М.Я. Иванов и др. – М.: Наука, 1976. – 400 с.

12. Численные методы в задачах физики быстротекучих процессов: Учебник для вузов / А.В. Бабкин, В.И. Колтаков, В.Н. Охотин, В.В. Селиванов. – 2-е изд., испр. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 520 с.

Поступила в редакцию 29.04.2009

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Н. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ ІЗ СПІЛЬНИМ РОБОЧИМ КОЛЕСОМ У ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНАХ

В.А. Шкабура

У рамках удосконалення перспективних і нових турбомашин для розширення можливостей роботи газотурбінних двигунів досліджено газодинамічні процеси у турбокомпресорі із спільним робочим колесом (ТКС). Для цього розроблено математичну модель газодинамічних процесів у проточній частині ТКС. На основі цієї моделі створено програму газодинамічного розрахунку та проведено числові дослідження течії газових потоків у робочому колесі. Розглянуто схему ГТД із ТКС, яка дозволяє підвищити температуру газу перед турбіною та ступінь підвищення тиску в компресорі, що при забезпеченні високого рівня їх ефективності приведе до підвищення питомої потужності й зниження витрат палива.

Ключові слова: газотурбінний двигун, турбокомпресор із спільним робочим колесом, математична модель газодинамічних процесів, періодичність руху газових потоків.

RESULTS OF ANALYSIS OF TURBO-COMPRESSOR WITH GENERAL IMPELLER FOR GAS TURBINE ENGINES

V.A. Shkabura

In the framework of development of the prospective and new types of turbomachines to broaden possibilities of gas turbine engines investigation flow of gas in of turbo-compressor with general impeller. Consideration scheme of gas turbine engines with of general impeller turbo-compressor, for rise gas turbine temperature and pressure ratio increase with aim of specific power elevation and specific fuel consumption reduction. Turbo-compressor with general impeller in the present not enough investigation. Given work elucidate especially function and complications of general impeller turbo-compressor, which beginnings by theirs successful application of gas turbine engines.

Key words: gas turbine engine, of turbo-compressor with general impeller, mathematical model of gas dynamics process, periodical flow of gas.

Шкабура Владимир Анатольевич – канд. техн. наук, ст. научн. сотр., Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: shkabura_v_a@mail.ru.