

УДК 621.438:621.515

В.А. Шкабура, канд. техн. наук**ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРА С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ В ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ****Введение**

Известно, что основными направлениями развития двигателей является повышение параметров их цикла работы и эффективности происходящих в них процессов. Традиционные подходы во многом себя уже исчерпали, и поэтому серьёзные сдвиги в этом направлении возможны лишь при использовании новых подходов, технологий и технических решений. Например, в двигателях с высокой суммарной степенью повышения давления использование только осевых компрессоров в газогенераторе вследствие слишком малых размеров лопаток последней ступени оказывается невозможным, и появляется необходимость применения замыкающей центробежной или другого типа ступени вместо нескольких осевых [1, 2].

Формулирование проблемы

Расчёты показывают, что для достижения КПД действительного цикла ($p = \text{const}$) $\eta_e = 45...50\%$ ГТД ЛА [1] без утилизации теплоты выхлопных газов при нынешней эффективности турбомашин необходимо применить схему турбокомпрессора, способного работать при температуре газа перед турбиной 2100...2200 К и степени повышения давления в компрессоре π_{Σ}^* не менее 40. Однако пока не созданы турбины и материалы, способные работать при таких температурах, и компрессоры, достигающие столь больших давлений с высоким КПД.

Вторая насущная проблема состоит в следующем. Использование турбин со сложной схемой охлаждения (конвективно-плёночной) рабочих лопаток в газотурбинных двигателях небольшой мощности в

условиях запылённого воздуха неприемлемо. Поэтому для вертолётных ГТД малой мощности применяют турбины, имеющие упрощённую схему охлаждения со сравнительно низкой температурой газа перед турбиной. Это приводит к невысокой эффективности работы двигателя.

Решение проблемы

Одним из способов решения данной проблемы, как было сказано выше, является использование новых технических решений, например, применение в двигателе турбокомпрессора с общим рабочим колесом (ТКО) [3]. В силу особенностей его устройства и работы имеется возможность в два раза увеличить высоту лопаток рабочего колеса по сравнению с остальными схемами турбомашин, что позволяет значительно уменьшить величину концевых (вторичных) потерь [4] и увеличить температуру газа перед турбиной. В первом приближении среднюю температуру газа перед лопатками определяют по формуле

$$T_{cp} \approx \frac{T_k G_k + T_z G_z}{G_k + G_z}, \quad (1)$$

где T_k, T_z – температуры воздуха после компрессора и соответственно газа перед турбиной;

G_k, G_z – массовые расходы воздуха через компрессорную часть и газа через турбинную часть.

Поэтому определённая неоптимальность геометрии рабочих лопаток для одного из режимов работы турбокомпрессора компенсируется уменьшением величины вторичных потерь энергии.

Чтобы приблизить эффективность работы турбокомпрессора с общим рабочим колесом к уровню традиционных турбокомпрессоров, была выполнена

кропотливая поисковая работа. Исследования проведены с самими различными типами рабочих колёс и формой профиля лопаток [5, 6]. В результате поиска была подобрана форма рабочего колеса и его лопаток, которые при авиационном уровне геометрических и режимных параметров могут достигать эффективности выше 82 %.

На рис. 1 показана схема размещения в ГТД турбокомпрессора с общим рабочим колесом.

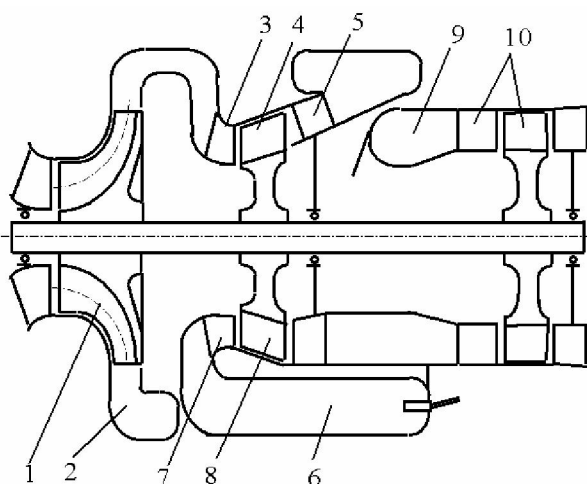


Рис. 1. Схема размещения турбокомпрессора с общим рабочим колесом в составе ГТД

Работает турбокомпрессор в составе газотурбинного двигателя следующим образом. Сжатый воздух после осевого или центробежного компрессора 1 через переходный канал 2 и направляющий аппарат 3 попадает в компрессорный рабочий канал турбокомпрессора 4, где дополнительно сжимается. Далее воздух через нагнетательный канал 5 поступает в камеру сгорания 6. Затем газ с помощью соплового аппарата 7 направляется в турбинный канал ТКР 8, где в результате взаимодействия с лопатками рабочего колеса температура газа снижается на 150...300 С, а затем с помощью переходного канала 9 газ подают на обычную турбину 10.

В качестве прототипа для определения эффективности применения ТКР в составе ГТД выбран

малоразмерный газотурбинный двигатель АИ-450.

Для определения эффективности использования нового турбокомпрессора в составе газотурбинного двигателя были проведены расчётные исследования. Для сравнения был выбран взлётный режим газотурбинного двигателя АИ-450. Его основные параметры на этом режиме имеют следующие значения:

$$T_c = 1300 \text{ К}; \pi_k = 7,8; \eta_k = 0,80; \eta_m = 0,83.$$

Вследствие того, что лопатки ТКР периодически работают в компрессорной или в турбинной части, средняя температура газового потока возле лопаток будет значительно ниже, чем температура газа перед турбиной. При температуре газа $T_c = 1500 \text{ К}$ и температуре воздуха после компрессора $T_k = 756 \text{ К}$ при $\pi_k = 18$ средняя температура газа согласно формуле (1) равна $T_{cp} = 1120 \text{ К}$. После взаимодействия газа с лопатками рабочего колеса в турбинной части его температура снижается до 1300 К, что вполне приемлемо для обычной турбины. Поэтому температура газа перед турбиной в ГТД с ТКР была принята $T_c^* = 1500 \text{ К}$. С помощью известных зависимостей [1] определена соответствующая степень повышения давления в компрессоре $\pi_k = 18$.

В результате газодинамического расчёта турбокомпрессора с общим рабочим колесом в составе двигателя определены следующие параметры:

в компрессорной части: $\pi_{k2} = 2,4; \eta_{k2} = 0,80$;

в турбинной части: $\pi_{m1} = 2,05; \eta_{m1} = 0,815$.

Расчёт турбокомпрессора с общим рабочим колесом намного сложнее расчёта обычного турбомашины, так как процесс работы рабочего колеса носит динамичный характер, т.е. рабочее колесо работает периодически в компрессорном и турбинном режимах. Влияние геометрических и режимных параметров турбокомпрессора на коэффициент мощности μ

можно учесть с помощью коэффициента нестационарности [5]:

$$K_{\tau} = f(L_{p.k.}/D_{cp}, w/u, \theta_{пер}/\theta_k), \quad (2)$$

где $L_{p.k.}/D_{cp}$ – отношение длины проточной части рабочего канала к её среднему диаметру [5,6];

w/u – отношение скорости газа в относительном движении к окружной скорости лопаток колеса;

$\theta_{пер}/\theta_k$ – относительная угловая протяженность перемычки.

На рис. 2 показаны зависимости удельных параметров исходного двигателя и двигателя, имеющего турбокомпрессор с общим рабочим колесом.

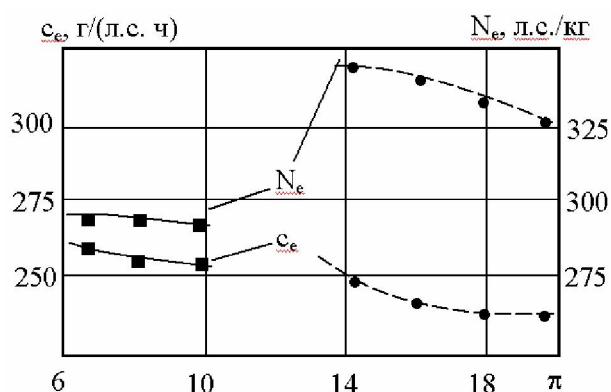


Рис. 2. Сравнение удельных параметров двигателей:
 ■ – серийный;
 ● – модернизированный новым ТКО

Заключение

Итак, проведенные расчётные исследования показали, что турбокомпрессор с общим рабочим колесом благодаря особенностям его работы способен существенно повысить эффективность работы газотурбинных двигателей, особенно малоразмерных ГТД, без использования дорогостоящих технологий.

И хотя КПД в отдельности полноразмерной турбинной и компрессорной ступеней выше, чем турбинной и компрессорной частей турбокомпрессора с общим рабочим колесом, однако его использование в составе двигателя позволяет повысить температуру газа перед турбиной до 300°.

Список литературы:

1. Теория и расчёт воздушно-реактивных двигателей / Под ред. С.М. Шляхтенко: Уч. для вузов. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1987. – 568 с.
2. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
3. Патент України №61913 МКІІ⁷ F02C6/12, F04D17/00. Турбокомпресор і спосіб його роботи.
4. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Гидрогазодинамика. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 384 с.
5. Шкабура В.А. Особенности теории расчёта турбокомпрессоров с общим рабочим колесом // Авиационно-космическая техника и технология. – 2003. – № 41/6. – С. 74 – 76.
6. Шкабура В.А. Результаты исследований энергетической эффективности турбокомпрессора с одним рабочим колесом с различными схемами течения газа: Сб. науч. тр. ИПМаш НАН Украины. – Харьков, 2000. – С. 300 – 303.
7. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. – 3-е изд. – М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.