

УДК 621.438:621.515

**В.А. ШКАБУРА***Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Украина***ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПЕРЕТЕКАНИЯ ЧАСТИ ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ТУРБОКОМПРЕССОРА С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ГАЗОТУРБИНЫМ ДВИГАТЕЛЯМ**

*В целях развития двигателей и энергетических установок рассмотрены вопросы совершенствования газотурбинных двигателей путём применения в их составе новых типов турбомашин, в частности, турбокомпрессора с общим рабочим колесом (ТКО). Приведены результаты исследования влияния перетекания части газовых потоков через разделители на эффективность работы компрессорной и турбинной частей ТКО применительно к ГТД. Показана схема ГТД с ТКО, позволяющая увеличить температуру газа перед турбиной и степень повышения давления в компрессоре ГТД, которая при обеспечении высокого уровня эффективности ТКО приведёт к росту удельной тяги двигателя и снижению удельного расхода топлива. Для определения эффективности применения ТКО в составе ГТД представлены результаты термодинамического расчёта.*

**Ключевые слова:** турбокомпрессор с общим рабочим колесом, турбинная часть, компрессорная часть, перетекание газовых потоков через разделители, газотурбинный двигатель.

**Введение**

Известно, что основными направлениями развития газотурбинных двигателей является повышение параметров цикла их 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, где использование только осевых компрессоров в газогенераторе вследствие слишком малых размеров лопаток последних ступеней становится затруднительным, или там, где необходим двигатель с высокой удельной мощностью (тягой) и небольшой стоимостью изготовления. Всё это вынуждает вести исследования, направленные на совершенствование новых типов турбомашин ГТД и конструктивных нетрадиционных схем двигателей.

Одним из способов решения данной проблемы является применение в составе газотурбинных двигателей турбокомпрессоров с общим рабочим колесом (ТКО) [3 – 6]. В силу особенностей устройства и способа их работы они имеют в два раза большую высоту лопаток рабочего колеса (РК) по сравнению с остальными схемами турбомашин (см. рис. 1), что ценно при малых объёмных расходах газа и, следовательно, малых размерах лопаток. Кроме того, благодаря периодичности работы лопаток РК [3 – 6] ТКО могут работать при более высоких температурах газа перед турбиной.

**1. Формулирование проблемы**

Применение ТКО в составе ГТД в настоящее время затруднено вследствие недостаточности их исследования и развития теории расчёта. Течение в РК носит довольно сложный (периодически неустановившийся) характер. Кроме того, во время работы ТКО имеет место перетекание части газовых потоков через разделители: газа из турбинного рабочего канала в компрессорный рабочий канал, а воздуха – наоборот. По этой причине изменяются параметры газовых потоков в рабочих каналах, и снижается эффективность ТКО. Положительным является то, что перетекающий воздух охлаждает лопатки РК, находящиеся в турбинной части.

Поэтому для создания эффективного ТКО необходимо создание детальной теории расчёта, которая учитывала бы все особенности его работы.

Задача работы состоит в установлении факторов, влияющих на величину перетекания потоков через разделители, чтобы свести их к минимуму, а также в определении их влияния на эффективность работы ТКО в составе ГТД.

**2. Решение проблемы**

При работе ТКО некоторая часть воздуха переносится в межлопаточном пространстве РК через разделитель 1 из компрессорного рабочего канала 2 в турбинный 3. Соответственно часть горячего газа из турбинной части поступает в межлопаточном пространстве в компрессорную часть. Масса газа,

которая переносится РК через разделитель, может быть определена из выражения, применяемого при расчёте вихревых компрессоров [7]:

$$G_{\text{пер.л}} = \bar{\rho}_r F_{\text{л.т}} t_{\text{ср}} \frac{n_{\text{рк}}}{60} z_{\text{рк}} \varepsilon_{\delta}, \quad (1)$$

где  $\bar{\rho}_r$  – средняя плотность газа в рабочем канале;  $F_{\text{л.т}}$  – меридиональная площадь лопаток РК в турбинной части;  $t_{\text{ср}}$  – средний шаг лопаток в РК;  $n_{\text{рк}}$  – частота вращения РК;  $z_{\text{рк}}$  – число лопаток РК;  $\varepsilon_{\delta}$  – безразмерный параметр РК,  $\varepsilon_{\delta} = 1 - \delta/t_{\text{ср}}$ .

Для определения величины переносимого газа через разделитель в межлопаточном пространстве РК можно применить более простую формулу

$$G_{\text{пер.л}}^T = \bar{\rho}_r F_{\text{л.т}} \bar{u}_2 \varepsilon_{\delta}, \quad (2)$$

где  $\bar{u}_2$  – средняя окружная скорость лопаток РК в турбинном рабочем канале.

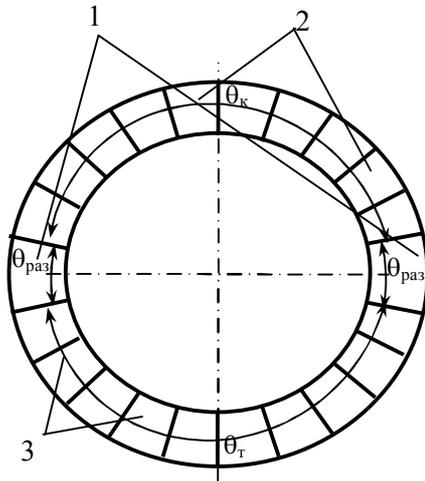


Рис. 1. Схема расположения каналов в ТКО

Как показал опыт исследований ТКО, меридиональная площадь лопаток РК в турбинной части меньше задействована в работе, чем в компрессорной части. Поэтому примем её за определяющую площадь при вычислении величины переноса газа через разделитель.

Для определения влияния перетекания газовых потоков через разделители на эффективность работы 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:

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

Исследования компрессора двигателя АИ-450 показали, 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 работоспособности ГТД при температуре  $T_r^* = 1600 \dots 1650 \text{ К}$  целесообразно использовать ТКО. На рис. 2 показана схема размещения ТКО в газотурбинном двигателе.

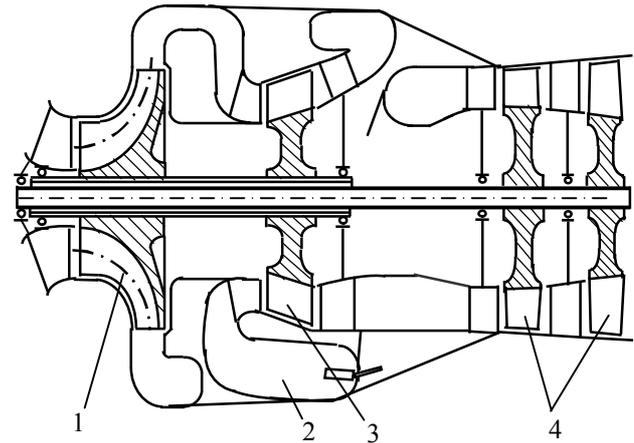


Рис. 2. Схема газотурбинного двигателя с ТКО:  
1 – компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – ТКО;  
4 – силовая турбина

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.

Модернизация двигателя АИ-450 с помощью ТКО позволила разгрузить центробежный компрессор и увеличить его КПД:  $\pi_{k1} = 5,44$ ;  $\eta_{k1} = 0,825$ .

В результате газодинамического расчёта ТКО в составе двигателя получены следующие параметры: в компрессорной части:  $\pi_{k2} = 2,21$ ;  $\eta_{k2} = 0,807$ ; в турбинной части  $\pi_{t1} = 3,35$ ;  $\eta_{t1} = 0,825$ .

Таким образом, достигнуто  $\pi_k^* = 12$ ;  $\eta_k^* = 0,792$ .

Вследствие периодичности работы лопаток РК ТКО увеличена температура газа перед турбиной  $T_r = 1600 \text{ К}$ ;  $\eta_{\text{тс}} = 0,88$ ;  $\pi_{\text{тс}} = 3,2$ .

В итоге  $N_e = 560 \text{ кВт}$ ;  $c_e = 0,242 \text{ кг}/(\text{л.с.} \cdot \text{ч})$ .

Уточним параметры газовых потоков в рабочих каналах ТКО. Для этого определим массовый расход газа, который переносится в межлопаточном канале РК через разделитель из турбинной части в компрессорную часть:

$$G_{\text{пер.л}}^T = 1,2 \cdot 0,128 \cdot 10^{-3} \cdot 480 \cdot 0,80 = 0,059 \text{ кг/с}.$$

Благодаря малой плотности газа его масса, которая переносится РК через разделитель в компрессорную часть, незначительна, составляет 3,5% от всего массового расхода газа в турбинной части.

Определим массовый расход воздуха, который переносится в межлопаточном РК канале через разделитель из компрессорного рабочего канала в турбинный рабочий канал

$$G_{\text{пер.л}}^K = \bar{\rho}_V F_{\text{л.т}} t_{\text{ср}} \frac{n_{\text{рк}}}{60} z_{\text{рк}} \varepsilon_{\delta} = 0,170 \text{ кг/с},$$

где  $\bar{\rho}_V$  – средняя плотность воздуха в компрессорном рабочем канале.

Масса воздуха, которая перетекает через зазоры между корпусом разделителя и рабочим колесом, определена на основе известной формулы Стодола

$$G_{\text{пер.з}}^K = \alpha_p F_s \sqrt{p_k \left[ 1 - (p_T/p_k)^2 \right]} \rho_k = 0,033 \text{ кг/с}.$$

Общий расход воздуха, который перетекает через разделитель из компрессорного рабочего канала в турбинный рабочий канал:

$$G_{\text{пер.к}} = G_{\text{пер.л}}^K + G_{\text{пер.з}}^K = 0,17 + 0,033 = 0,203 \text{ кг/с}.$$

В отличие от вихревых компрессоров перетекание воздуха происходит в турбинную часть, а не во всасывающую часть компрессора. Там он снижает среднюю температуру газа и таким образом защищает лопатки от перегрева.

Расход перетекающего воздуха через разделитель зависит от коэффициента напора компрессора, точнее от давления в компрессорной части.

Из-за этого температура воздуха на выходе из компрессорного рабочего канала будет несколько выше температуры адиабатного сжатия воздуха. А температура газа на выходе из турбинной части соответственно несколько ниже температуры адиабатного расширения газа.

Рассматривая тепловой баланс для основного потока воздуха в компрессорной части и перетекающего из турбинной части газа, можно определить по формуле

$$T_{\text{к.см}} = \frac{c_{\text{рв}} T_{\text{к}} (G_{\text{к.вх}} - G_{\text{пер.к}}) + c_{\text{рг}} T_{\text{г}} G_{\text{пер.т}}}{c_{\text{рв}} (G_{\text{к.вх}} - G_{\text{пер.к}}) + c_{\text{рг}} G_{\text{пер.т}}};$$

$$T_{\text{к.см}} = \frac{1010 \cdot 641 (1,684 - 0,203) + 1160 \cdot 1600 \cdot 0,059}{1010 \cdot (1,684 - 0,203) + 1160 \cdot 0,059};$$

$$T_{\text{к.см}} = 683 \text{ К}, \quad (3)$$

где  $G_{\text{к.вх}}$  – массовый расход воздуха на входе в компрессорную часть ТКО.

Ранее было установлено [5], что тепловая мощность  $\dot{Q}_T$ , которую лопатки РК получают от газа в турбинной части ТКО, равна 9655 Вт.

Таким образом, теплота, полученная лопатками РК в турбинной части от горячего газа, переходит к воздуху от лопаток в компрессорной части. Определим подогрев воздуха от лопаток РК

$$\Delta T_{\text{к.нагр}} = \frac{\dot{Q}_T}{c_{\text{рв}} G_V} = \frac{9655}{1010 \cdot 1,684} = 5,6 \text{ К}.$$

В итоге температура воздуха на выходе из компрессорной части равна

$$T_{\text{к.вых}} = T_{\text{к.см}} + \Delta T_{\text{к.нагр}} = 688,6 \text{ К}.$$

Для основного потока газа и перетекающего из компрессорной части газа можно определить среднюю температуру газа в турбинном рабочем канале по формуле

$$T_{\text{т.см}} = \frac{c_{\text{рг}} T_{\text{т1}} (G_{\text{г.вх}} - G_{\text{пер.г}}) + c_{\text{рв}} \bar{T}_{\text{к}} G_{\text{пер.в}}}{c_{\text{рг}} (G_{\text{г.вх}} - G_{\text{пер.г}}) + c_{\text{рв}} G_{\text{пер.в}}};$$

$$T_{\text{т.см}} = \frac{1160 \cdot 1198 \cdot (1,6 - 0,059) + 1010 \cdot 641 \cdot 0,203}{1160 \cdot (1,6 - 0,059) + 1010 \cdot 0,203};$$

$$T_{\text{т.см}} = 1140,7 \text{ К}, \quad (4)$$

где  $G_{\text{г.вх}}$  – массовый расход газа на входе в турбинную часть ТКО.

Коэффициент  $\eta_T$ , учитывающий термодинамические потери, может быть определён из соотношения температур [7]

$$\eta_{\text{к.терм}} = \frac{T_0}{T_{\text{см}}} = \frac{641}{688,6} = 0,931. \quad (5)$$

Определим охлаждение газа от лопаток РК в турбинном рабочем канале

$$\Delta T_{\text{г.охл}} = \frac{\dot{Q}_T}{c_{\text{рг}} \cdot G_{\text{г}}} = \frac{9655}{1160 \cdot 1,784} = 4,66 \text{ К}.$$

Уточним значение температуры газа на выходе из турбинного рабочего канала с учётом перетекания воздуха и теплообмена с лопатками РК

$$T_{\text{т.вых}} = T_{\text{т.см}} - \Delta T_{\text{г.охл}} = 1136,05 \text{ К}.$$

После расчёта температур газовых потоков были уточнены значения параметров ТКО:

в компрессорной части:  $\pi_{\text{к2}} = 2,1$ ;  $\eta_{\text{к2}} = 0,75$ ;

в турбинной части  $\pi_{\text{т1}} = 3,35$ ;  $\eta_{\text{т1}} = 0,82$ .

Таким образом, достигнуто  $\pi_{\text{к}}^* = 11,5$ ;  $\eta_{\text{к}}^* = 0,73$ .

Параметры силовой турбины имеют следующие значения:  $\pi_{\text{тс}} = 3,2$ ;  $\eta_{\text{тс}} = 0,88$ .

В итоге  $N_e = 510 \text{ кВт}$ ;  $c_e = 0,245 \text{ кг/(л.с.} \cdot \text{ч)}$ .

Таким образом, благодаря применению ТКО в составе ГТД мощность силовых турбин возросла почти в 1,5 раза, а эффективный КПД двигателя увеличился на 12%.

В результате модернизации ГТД с помощью ТКО несколько оптимизирован центробежный ком-

прессор и увеличены общая степень повышения давления компрессора  $\pi_k^* = 11,6$  и температура газа перед турбиной  $T_T = 1600\text{ К}$ .

С помощью формул, полученных ранее [5, 10], определена средняя температура лопаток РК. В области входной кромки она составляет  $\bar{T}_{\text{вх.л}} = 950\text{ К}$ . С учётом перетекания газовых потоков через разделители средняя температура лопаток РК в области выходной кромки немного ниже  $\bar{T}_{\text{вых.л}} = 938\text{ К}$ .

Нагрев воздуха от лопаток РК в компрессорной части равен  $5,6^\circ$ , а охлаждение газа в турбинном рабочем канал –  $4,66^\circ$ .

Перетекание воздуха из компрессорного рабочего канала через разделитель в турбинный рабочий канал приводит к снижению температуры газовой смеси, что позволяет повысить температуру газа перед турбиной, так как перетекающий воздух можно сравнить с охлаждающим воздухом, применяемым для охлаждения турбин. Таким образом, снижается необходимость в отборе воздуха от компрессора для охлаждения лопаток РК в турбинной части ТКО.

Вследствие периодичности работы лопаток РК и перетекания воздуха через разделитель в турбинную часть имеется возможность увеличить температуру газа перед турбиной до  $T_T = 1650 \dots 1700\text{ К}$ .

## 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 использование ТКО в составе двигателя позволяет существенно повысить степень повышения давления и температуру газа перед турбиной на  $300 \dots 350^\circ$ .

Перетекание воздуха из компрессорной части в турбинную часть снижает среднюю температуру газа на выходе из турбинного рабочего канала и ограничивает возможности компрессорной части по напору.

Однако перетекающий воздух можно сравнить с охлаждающим воздухом, применяемым для охлаждения турбин. Поэтому снижается необходимость в отборе воздуха от компрессора для охлаждения лопаток турбины.

ТКО наиболее целесообразно применять в малоразмерных ГТД, когда значительно усложняется задача охлаждения лопаток турбины вследствие их малого размера.

Из-за перетекания газа из турбинного рабочего канала в компрессорный рабочий канал происходит дополнительное увеличение температуры воздуха на выходе из компрессорного рабочего канала. Это приводит к термодинамическим потерям и к снижению эффективности компрессорной части ТКО.

Так как плотность воздуха в компрессорной части выше, чем плотность газа в турбинной части, то массовый расход перетекающего воздуха существенно выше, чем газа. В рассматриваемом случае расход перетекающего воздуха составил 12% от всего массового расхода воздуха в компрессорном рабочем канале, а газа – 3,5%. Эффективность работы компрессорной и турбинной частей ТКО во многом определяется уровнем совершенства теории расчёта его газодинамических и тепловых процессов.

Для комплексного определения эффективности применения ТКО в составе ГТД была составлена программа термогазодинамического расчёта, позволяющая вычислить влияние всех известных особенностей данного турбокомпрессора на общую эффективность двигателя.

Модернизация двигателей типа АИ-450 с помощью ТКО позволяет повысить термодинамические параметры цикла и тем самым увеличить удельную тягу двигателя и снизить удельный расход топлива.

Необходимость использования переходных каналов между традиционными турбомашинами и ТКО несколько усложняет применение ТКО в составе ГТД, хотя РК ТКО по сравнению РК с охлаждаемыми лопатками значительно проще конструктивно и дешевле в изготовлении. Поэтому применение ТКО в составе полноразмерных газотурбинных двигателей целесообразно лишь при значительном увеличении степени повышения давления и температуры газа перед турбиной.

## Литература

1. Холщевников, К.В. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин [Текст] / 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 [Текст] / В.В. Кулагин. – М.: Машиностроение, 2005. – 464 с.
3. Пат. № 84679 України. МКІ<sup>7</sup>. F02 K3/00. Газотурбинний двигун і спосіб його роботи / Шкабура В.А. (Україна). Заявлено 01.12.2004. Опубл. 25.11.2008.
4. Шкабура, В.А. Исследование вариантов применения турбокомпрессора нового типа в газотурбинных двигателях на общих опорах качения [Текст] / В.А. Шкабура, С.И. Пшеничных // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – №8/44. – С.103-106.

5. Шкабура, В.А. Исследование особенностей работы турбокомпрессора с общим рабочим колесом в газотурбинных двигателях [Текст] / В.А. Шкабура // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2008. – №4/51. – С. 57-60.

6. Шкабура, В.А. Результаты исследований турбокомпрессоров с общим рабочим колесом для применения в газотурбинных двигателях [Текст] / В.А. Шкабура // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2009. – №7/64. – С. 66-70.

7. Вириубский, И.М. Вихревые компрессоры [Текст] / И.М. Вириубский, Ф.С. Рекстин,

А.Я. Шквар. – Л.: Машиностроение, 1988. – 271 с.

8. Овсянников, Б.В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.

9. Локай, В.И. Газовые турбины двигателей ЛА: Теория, конструкция и расчёт [Текст] / В.И. Локай, М.К. Максимова, В.А. Стрункин. – М.: Машиностроение, 1979. – 447 с.

Поступила в редакцию 4.06.2012

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

### ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПЕРЕТІКАННЯ ЧАСТИНИ ГАЗОВИХ ПОТОКІВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ ІЗ СПІЛЬНИМ РОБОЧИМ КОЛЕСОМ СТОСОВНО ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

*В.А. Шкабура*

З метою розвитку двигунів та енергетичних установок висвітлено питання удосконалення газотурбінних двигунів шляхом використання в їх складі перспективних і нових турбомашин, наприклад турбокомпресорів із спільним робочим колесом (ТКС). 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. Наведено результати досліджень впливу перетікань частин газових потоків на ефективність роботи ТКС при застосуванні у ГТД. Для визначення ефективності застосування ТКС у складі ГТД проведено термогазодинамічні дослідження.

**Ключові слова:** турбокомпресор із спільним робочим колесом, компресорна частина, турбінна частина, перетікання газових потоків через розділювач, газотурбінний двигун.

### ANALYSIS GAS OVERFLOWING 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 turbo machines to broaden possibilities of gas turbine engines investigation flow of gas in of turbo-compressor with general impeller (TCG). 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 at presents 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. Bring the results analysis gas overflowing of turbo-compressor with general impeller for gas turbine engines. For defining the efficiency of TCG application in the structure of gas turbine engines thermodynamic and gas researches were conducted.

**Key words:** of turbo-compressor with general impeller, gas turbine engine, compressor zone, turbine zone, gas overflowing, separator 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.