

УДК 621.438:621.515

В.А. ШКАБУРА¹, А.И. СЫСУН²¹ *Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Украина*² *Ровенский завод тракторных агрегатов, Украина*

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ДЛЯ ТУРБОНАДДУВА ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рассмотрен вопрос использования диагональных компрессоров и турбин в традиционных турбокомпрессорах, а также турбокомпрессора с общим рабочим колесом для повышения эффективности их работы в комбинированных турбопоршневых двигателях.

турбокомпрессор, диагональное рабочее колесо, турбина, компрессор, турбомашина, турбонаддув поршневого двигателя, меридиональная кривизна межлопаточного канала, коэффициент сопротивления, коэффициент быстроходности, коэффициент производительности, общее рабочее колесо

Введение

Использование турбокомпрессоров для повышения удельной мощности двигателей стало довольно распространённым явлением. Однако задача эффективного применения турбокомпрессоров для турбонаддува поршневых двигателей в целях повышения их экономичности остаётся весьма актуальной [1, 2]. Её решение в значительной степени определяется уровнем понимания происходящих в двигателях процессов, рациональным применением турбонаддува и степенью совершенства турбокомпрессоров.

1. Формулирование проблемы

Как показывает опыт, для турбонаддува поршневых двигателей автотракторного назначения повсеместно используют турбокомпрессоры с радиально-осевыми компрессором и турбиной. В двигателях большой и средней мощности применяют турбокомпрессоры, которые содержат осевые турбины [2, 3]. Такое разделение объясняется тем, что при малых объёмных расходах радиально-осевые турбины имеют несколько более высокий КПД, хорошо komponуются в турбокомпрессоре и сравнительно просты по устройству.

Однако это не всегда оправдано, например, в турбокомпрессорах для низкого турбонаддува дви-

гателей, где из-за большого отношения диаметров рабочих колёс D_1/D_2 , получается большая меридиональная кривизна межлопаточного канала рабочего колеса [1], которая является основной причиной дополнительных потерь механической энергии в ступени турбомшины и снижения коэффициента мощности и КПД компрессора. Это касается и турбинных ступеней. Известно [3 – 5], что переход от осевого рабочего колеса к радиально-осевому приводит не только к существенному увеличению напора компрессора, но и к заметному росту коэффициента потерь ζ_{PK} и уменьшению скоростного коэффициента [5]:

$$\psi \approx \sqrt{1 - \zeta_{PK}} \quad (1)$$

именно из-за роста меридиональной кривизны межлопаточного канала, которая с увеличением отношения диаметров рабочего колеса (РК) возрастает.

Чтобы сохранить необходимый уровень скоростного коэффициента, в компрессорах стали применять РК с загнутыми назад лопатками $\beta_{л2} = 60...75^\circ$ [1], а чтобы обеспечить необходимое значение коэффициента мощности, увеличивают наружный диаметр РК и количество лопаток.

Для снижения гидравлических потерь энергии используют двухъярусные решётки. Однако приме-

нение таких ступеней существенно усложняет технологию изготовления рабочих колёс.

2. Решение проблемы

Вначале рассмотрим, какие параметры влияют на коэффициент потерь энергии в межлопаточном канале рабочего колеса. В общем случае коэффициент потерь зависит от семи коэффициентов [5 – 7]:

$$\zeta_{PK} = K_f K_\theta K_r K_d K_\beta K_u K_{Re}, \quad (2)$$

где K_f – коэффициент, учитывающий изменение площади поперечного сечения канала; K_θ – коэффициент, учитывающий меридиональный угол поворота канала; K_r – коэффициент, учитывающий отношение меридионального радиуса межлопаточного канала к его гидравлическому диаметру R/d_2 ; K_d – коэффициент, учитывающий форму поперечного сечения межлопаточного канала; K_β – коэффициент, учитывающий угол поворота канала в окружном направлении; K_u – коэффициент, учитывающий влияние центробежных и кориолисовых сил; K_{Re} – коэффициент, учитывающий режим течения газа в межлопаточном канале РК.

При $Re \geq 10^5$ можно принять $K_{Re} = 1$.

Проведенные исследования показали, что увеличение отношения диаметров РК приводит к увеличению коэффициента потерь K_r , поэтому отношение R/d_2 должно быть выше единицы (рис. 1).

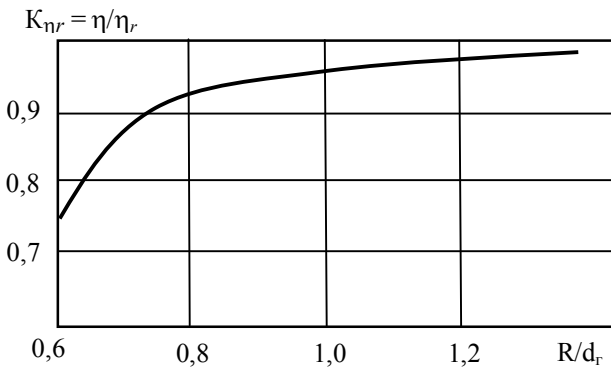


Рис. 1. Зависимость относительного КПД ступени компрессора от кривизны канала РК

Чтобы уменьшить указанное влияние без увеличения числа лопаток, имеет смысл перейти к диагональному рабочему колесу, так как оно имеет заметно меньшую кривизну межлопаточного канала и существенно выше скоростной коэффициент.

На рис. 2 для сравнения показаны меридиональные сечения двух типов рабочих колёс, из рисунка видно, что без уменьшения напора рабочего колеса можно существенно снизить коэффициент потерь благодаря использованию диагонального рабочего колеса.

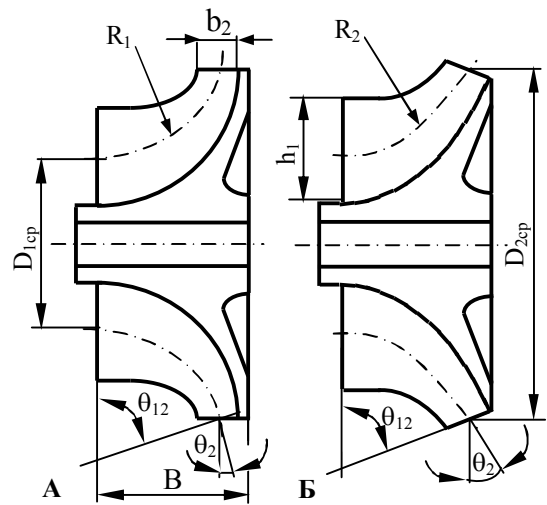


Рис. 2. Меридиональные сечения колёс компрессора:
А – осевого;
Б – диагонального

Применение РК с загнутыми назад лопатками позволяет снизить коэффициент потерь путём уменьшения диффузорности канала и поворота потока в окружном направлении. Однако для компенсации снижения напора РК необходимо увеличить его диаметр.

В качестве объекта совершенствования был взят турбокомпрессор ТКР 8,5-Н1(3) для низкого турбонаддува двигателей. В результате оптимизации геометрических параметров компрессора с учётом основных видов потерь в РК по формуле (2) было установлено, что диагональное рабочее колесо позволяет повысить КПД компрессора в среднем на 3 ... 4% при остальных равных условиях.

Применение диагональных турбин в турбокомпрессорах с низким турбонаддувом позволяет увеличить их пропускную способность вследствие снижения кривизны проточной части рабочего колеса и соответственного увеличения коэффициента расхода [7]. Это приводит к снижению температуры и давления газа на выходе из двигателя [1, 3, 4].

Критерием для выбора вида меридионального сечения колёс турбины и компрессора могут служить либо всем известный коэффициент быстроходности [4], либо новый коэффициент, названный коэффициентом производительности [8]:

$$n_Q = \frac{V \omega}{H D_{cp}}. \quad (3)$$

Преимущество данного коэффициента заключается в том, что он связывает основные параметры турбомашин (V, H, ω, D) без степенных зависимостей.

В работе [1] отмечено, что по мере снижения диаметра колёс компрессора или турбины наблюдается тенденция к снижению их КПД. Основная причина кроется в том, что по мере уменьшения диаметра колёс, как правило, снижается критерий $Re = wd_2/\nu$ и соответственно растёт $K_{Re} = f(Re)$.

Чтобы максимально снизить влияние данного фактора при расходе воздуха менее 0,1 кг/с предлагается для турбонаддува использовать турбокомпрессор с общим рабочим колесом. В результате проведенных исследований установлено, что при расходе воздуха менее 0,1 кг/с заметное влияние на коэффициент потерь в рабочем колесе оказывает коэффициент K_{Re} [9], учитывающий режим течения в РК. Одним из наиболее действенных способов снижения данного вида потерь является использование турбокомпрессора с общим рабочим колесом (ТКО) [10]. В силу особенности его работы этот турбокомпрессор имеет примерно вдвое большую высоту лопаток по сравнению с обычными турбокомпрессорами. Поэтому данный турбокомпрессор имеет явную перспективу применения в двигателях мощ-

ностью менее 100 кВт и невысоким уровнем наддува, т.е. при степени повышения давления $\pi_k = 1,25 \dots 1,30$, когда традиционные турбокомпрессоры становятся неэффективными.

На рис. 3 показаны данные расчётного исследования турбокомпрессора с общим рабочим колесом с противоточной схемой движения потоков. С этой схемой рабочее колесо имеет наиболее простую форму лопаток, и поэтому её легче реализовать. Чтобы повысить приёмистость двигателя с низким турбонаддувом, предлагается применять ТКО с механической связью. Такая схема целесообразна в высокооборотных двигателях, где данный тип турбокомпрессора можно согласовать с двигателем с помощью одной зубчатой передачи.

Проведенные исследования показали, что для эффективной работы данного типа турбокомпрессора с наружным диаметром рабочего колеса $D_{к2} = 164$ мм он должен иметь обороты ротора $n_{mко}$ не ниже 12 тыс. об./мин, поэтому передаточное отношение между двигателем и турбокомпрессором должно быть порядка $i_n = 3 \dots 3,5$.

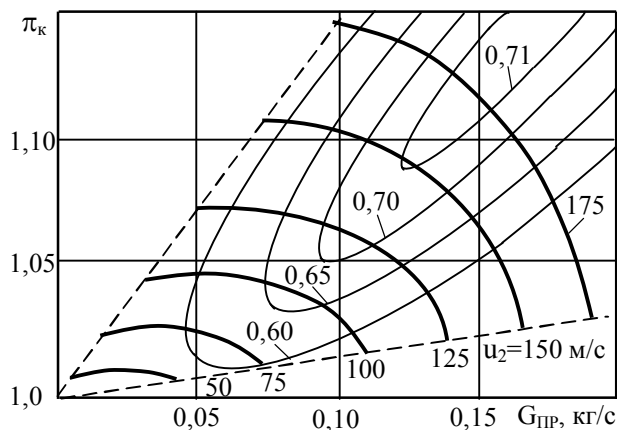


Рис. 3. Расчётная характеристика компрессорной части турбокомпрессора с общим рабочим колесом (ТКО)

Согласование поршневой части четырёхтактного двигателя с турбокомпрессором можно выполнить с помощью формулы

$$i_n = \frac{n_{mко}}{n_d} = \frac{\rho_k}{\rho_v} \frac{\eta_v i V_h}{(\pi D_{1cp})^2 h_1}, \quad (4)$$

где η_v – коэффициент наполнения; iV_h – рабочий объём двигателя; n_d – частота вращения вала двигателя; ρ_e, ρ_k – плотность воздуха на входе и выходе из компрессорной части ТКО.

Для получения более высокого давления наддува двигателя весьма интересным вариантом решения задачи является последовательное сжатие воздуха с помощью традиционного турбокомпрессора НД с диагональным компрессором и турбиной и турбокомпрессора с общим рабочим колесом.

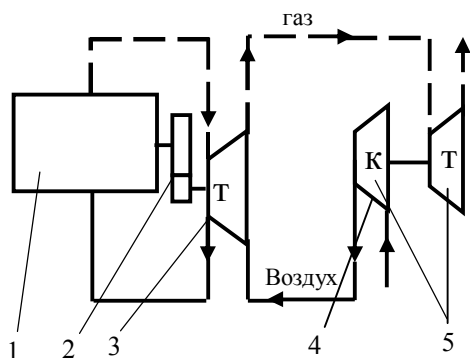


Рис. 4. Схема комбинированного двигателя:
1 – поршневой двигатель;
2 – передача;
3 – турбокомпрессор с общим рабочим колесом;
4, 5 – традиционный турбокомпрессор НД

При такой схеме турбонаддува улучшаются условия пуска и работы двигателя на переходных режимах, а также повышается удобство применения промежуточного охлаждения воздуха.

Заключение

Представленные результаты исследований показывают, что при определённом соотношении диаметров рабочего колеса необходимо переходить к диагональным рабочим колёсам, чтобы не допустить больших потерь энергии на поворот потока и тем самым сохранить на высоком уровне КПД турбины и компрессора, а также повысить пропускную способность турбины. Кроме того, их использование практически не сказывается на компоновке турбокомпрессора и его расположении на двигателе. А при особо низком турбонаддуве с расходом воздуха

0,08 ... 0,15 кг/с для обеспечения приемлемого коэффициента скорости имеет смысл использовать турбокомпрессор с общим рабочим колесом.

Литература

1. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н.С. Ханин, Э.В. Аболтин, Б.Ф. Лямцев, Е.Н. Зайцев. – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с.
2. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высш. шк., 2003. – 496 с.
3. Дизели. Справочник. / Под общ. ред. В.А. Ваншейдта и др. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.
4. Симсон А.Э., Каминский В.Н. Турбонаддув высокооборотных дизелей. – М.: Машиностроение, 1976. – 288 с.
5. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. 3-е изд., пер. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.
6. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975. – 560 с.
7. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Гидрогазодинамика. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 384 с.
8. Шкабура В.А. К вопросу развития общей теории расчёта турбин и компрессоров // Авиационно-космическая техника и технология. – 2002. – Вып. 34. – С.37 – 39.
9. Виршубский И.М., Рекстин Ф.С., Шквар А.Я. Вихревые компрессоры. – Л.: Машиностроение, 1988. – 271 с.
10. Патент України №61913. Турбокомпрессор і спосіб його роботи. – МКІ⁷ F02C6/12, F04D17/00.

Поступила в редакцию 15.03.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. И.В. Парсаданов, Национальный технический университет “ХПИ”, Харьков.