

впрыском топлива необходимо правильно производить по индикаторному КПД, определение которого обосновано в методике [10], в которой учитывается только то топливо, которое осталось в цилиндре после закрытия органов газораспределения.

4. Применение непосредственного впрыска топлива при организации расслоения топливозвоздушной смеси снижает токсичность отработавших газов (CO , C_nH_m) двухтактного двигателя с искровым зажиганием в 7-10 раз.

Список литературы:

1. <http://www.ZA.ru> 2. Iver N.V. *Technology and policy options to control emissions from in-use two – and three-wheelers // In Clearing the Air. Tata Energy Research Institute. – 2000. – №2.* 3. Archer M, Bell G. *Advanced Electronic Fuel Injection Systems – an Emissions Solution for both 2 – and 4–stroke Small Vehicle Engines // Synerject Systems Integration. – 2001. – № 1.* 4. <http://www.evinrude.com> 5. Беляев I. В. *Вибір основних параметрів двотактного двигуна з прямоточною продувкою для легкового автомобіля: Автореф. дис. ... кан. техн. наук: 05.04.02 / Харківська держ. академ. залізничного транспорту – Харків, 1999 – 14 с.*

6. Крамар С. М. *Покращення паливної економічності і зниження токсичності двотактних бензинових двигунів шляхом розділеної подачі свіжого заряду: Автореф. дис. ... кан. техн. наук: 05.05.03 / Нац. транспорт. універ. – К., 2004 – 20 с.* 7. Юшин А. Е. *Улучшение экономических и экологических показателей двухтактного бензинового ДВС с непосредственным впрыскиванием: Автореф. дис. ... кан. техн. наук: 05.04.02. / Рос. универ. дружбы народов – М., 1998 – 18 с.* 8. Корогодський В. А. *Вдосконалення процесів сумішоутворення та згоряння в двигунах з іскровим запалюванням при безпосередньому вприскуванні палива: Автореф. дис. ... кан. техн. наук: 05.05.03 / Національного технічного університету “ХПІ” – Харків, 2004 – 22 с.* 9. Aprilia S.P.A., “DITECH, Direct Injection Technology”, *Press release, May 2000.* 10. Єроценков С. А., Корогодський В. А. *Щодо індикаторного ККД двигунів внутрішнього згоряння. // Тез. доп. наук.-техн. конф. каф. акад. та спеціалістів залізнич. трансп. за міжнар. участю (17 – 19 квітня 2007 р.). – Харків: ХарДАЗТ, 2007.– с. 23.*

УДК 621.43.031.3

С.А. Алёхин, канд. техн. наук, В.П. Герасименко, д-р техн. наук, И.А. Краюшкин инж., Ю.А. Анимов, канд. техн. наук

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ОДНО- И ДВУХСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА ДЛЯ НАДДУВА ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Применение турбонаддува – эффективное средство повышения литровой мощности двигателей внутреннего сгорания. Широкий спектр схем турбо-

наддува от простого механически приводимого компрессора до двухступенчатых систем с промежуточным охлаждением воздуха или с промежуточным

подогревом газа (система Гипербар [1]) позволяет создавать высокофорсированные дизели. Отличительной особенностью в этом спектре обладают высокооборотные двухтактные танковые дизели конструкции КП ХКБД с высокими параметрами наддува турбокомпрессорного агрегата, механически приводимого от коленчатого вала. Достигнутые уровни степени повышения давления в компрессоре турбонаддува $\pi_k^* = 4,0 \dots 4,5$ на режимах максимальной рабочей частоты вращения двигателя свидетельствуют об опережении в этом направлении известных дизелестроительных фирм, например, MAN. По ее опубликованным результатам испытаний компрессора достигнуто значение $\pi_k^* = 3,8$ при $u_2 = 470$ м/с в системе одноступенчатого наддува [1].

Механическая связь компрессора и турбины с коленчатым валом в танковых дизелях типа 5ТДФ, 6ТД и их различных модификациях обуславливает повышенные требования к компрессору наддува в части обеспечения высоких значений к.п.д. при широкодиапазонной по расходу воздуха напорной характеристике во всей области рабочих частот вращения [2,3].

В работе [4] приведены зависимости полного диапазона напорных характеристик по расходу воздуха $\Delta \bar{G}$ от конструктивных и режимных параметров одноступенчатого центробежного компрессора (ЦБК), построенные с использованием данных [5], обобщающих результаты многочисленных экспериментальных исследований высоконапорных ЦБК. В соответствии с этими зависимостями у компрессоров с радиально-лопаточным колесом ($\beta_{2n} = 90^\circ$) и малой протяженностью безлопаточной части диффузора $\bar{d}_3 \approx 1,1$, как это принято для компрессоров наддува танковых дизелей с механической связью, вели-

чина $\Delta \bar{G}$ при $\pi_k^* = 4,0$ составляет менее 10%, что соизмеримо с необходимым запасом по помпажу. Для обеспечения экономичной работы компрессора на всех эксплуатационных режимах танкового дизеля требуются более высокие значения $\Delta \bar{G}$ [3, 4].

В практике конструирования ЦБК известны результаты испытаний опытных одноступенчатых компрессоров с $\pi_k^* = 6 \dots 10$ при КПД $\eta_k^* = 0,77 \dots 0,815$ [6]. Столь высокие степени повышения давления достигнуты благодаря применению в ЦБК трансзвукового начального участка канала осевым зазором, позволяющим окружное выравнивание параметров потока. Степени повышения давления в таких НУК находились в диапазоне $\pi_{нук}^* = 1,6 \dots 1,81$. За рабочим колесом при этом часто использовали трубчатые диффузоры с высокими числами Маха на входе $M_{c_3} = 1,25$. Несмотря на достигнутые успехи, применение подобных ЦБК в качестве агрегатов турбонаддува дизелей пока затруднено из-за эксплуатационных ограничений по прочности колес, загрязнению и износу проточной части, а также из-за узкого диапазона рабочих режимов и т.п.

В 80-х годах прошлого столетия, когда разрабатывался отечественный высокофорсированный дизель 6ТД-2, не было еще достаточного опыта по созданию одноступенчатого высоконапорного ЦБК ($\pi_k^* \geq 4,0$) с широкодиапазонной по расходу воздуха напорной характеристикой. Поэтому для дизеля 6ТД-2 был сконструирован двухступенчатый осецентрированный компрессор (ОЦБК) с максимальными достигнутыми значениями $\pi_k^* \cong 4,5$ и КПД $\eta_k \cong 0,83$, характеристика которого представлена на рис. 1 (КПД показан в скобках).

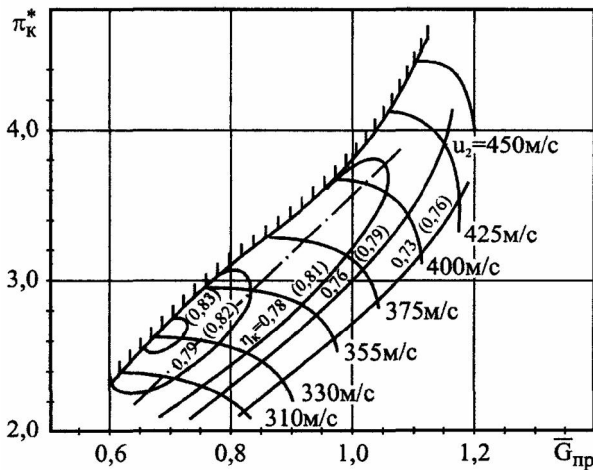


Рис. 1. Характеристика осецентрированного компрессора двигателя БТД-2

Трансзвуковое осевое колесо имеет 15 лопаток, а двухъярусное центробежное колесо в первом и втором ярусах — $z_1 = 16$ и $z_2 = 32$, соответственно. С таким компрессором дизели БТД-2 успешно эксплуатируются в настоящее время в составе известного украинского танка Т-84.

К основным недостаткам двухступенчатого компрессора следует отнести сложность конструкции и высокую трудоемкость изготовления. Поэтому на протяжении последних лет в КП ХКБД велись многоплановые работы [4, 7, 8] по созданию одноступенчатого ЦБК с характеристиками, удовлетворяющими дизелю БТД-2 и последующим его модификациям.

Целью данной статьи является сопоставительный анализ двух схем высоконапорного компрессора наддува танкового дизеля — двухступенчатой и одноступенчатой.

Эксплуатация первых образцов дизеля БТД-2 в составе танка и проведенные затем исследования [9] показали, что у двухступенчатого компрессора консольная часть вала, на котором устанавливаются рабочие колеса первой и второй ступеней, при движении танка имеет значительно большее радиальное

перемещение по сравнению с одноступенчатым. В связи с этим для исключения касания лопаток ротора, особенно колеса первой ступени, о корпус пришлось отойти от оптимального, с точки зрения минимальных потерь, конечного зазора по лопаткам рабочих колес. Это привело к снижению КПД компрессора примерно на 3% на всех рабочих скоростных режимах (показано вне скобок на рис. 1). Столь значительное ухудшение КПД частично скомпенсировало эффект применения осевой ступени в компрессоре наддува [10].

Переход к одноступенчатой конструкции центробежного компрессора в дизеле БТД-2Е (модификации дизеля БТД-2) позволил существенно уменьшить консоль ротора. Концевой зазор в этом случае хотя и был выполнен по условиям незадевания ротора о корпус при маневрах танка несколько больше оптимального [11], но КПД компрессора получен по линии рабочих режимов (А-В) на его характеристике (рис. 2) выше, чем двухступенчатого варианта: примерно на 1,5% на режиме N_{\max} (точка А) и на ~ 2,5% на режиме $M_{кр \max}$ дизеля (точка В).

Отдельные конструктивные параметры центробежных колес сравниваемых вариантов компрессора приведены в таблице 1.

С целью получения высокого значения коэффициента напора центробежного компрессора без осевой ступени в одноступенчатом варианте применено трехъярусное рабочее колесо вместо двухъярусного с одновременным увеличением количества лопаток последнего яруса с 32 до 44 ($z_1 = 11$; $z_2 = 22$; $z_3 = 44$).

Увеличение числа ярусов колеса и количества лопаток последнего яруса способствует уменьшению циркуляционного течения в межлопаточных каналах и, вместе с этим, ослаблению нестационарных эффектов в последующих элементах компрессорной ступени (безлопаточном и лопаточном диффузорах),

а, следовательно, снижению потерь [4, 7]. Обеспечение необходимого запаса по помпажу и широкодиапазонной по расходу воздуха напорной характеристики достигнуто сужением безлопаточной части диффузора ($b_3/b_2 < 1,0$) [8].

Однако применением трехъярусного колеса не удалось полностью компенсировать отсутствие осевой ступени и для получения степени повышения давления на режиме $M_{кр\max}$, необходимой для обеспечения требуемого коэффициента приспособляемости дизеля, пришлось увеличить передаточное отношение от коленчатого вала к ротору одноступенчатого компрессора с 12,46 до 12,69, т.е. на 1,85%.

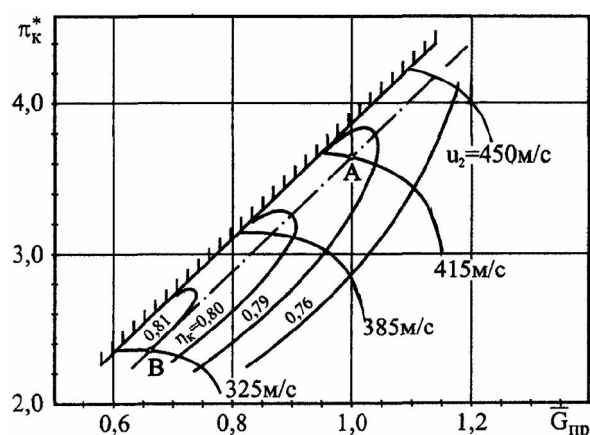


Рис. 2. Характеристика центробежного компрессора двигателя БТД-2Е

Таблица 1. Конструктивные параметры центробежных компрессоров

Компрессор	Передаточное отношение от коленчатого вала к колесу	Наружный диаметр колеса, мм	Количество лопаток по ярусам	$\frac{D_{0нар}}{D_2}$	$\frac{D_{0вт}}{D_2}$	$\frac{b_2}{D_2}$
Двухступ.	12,46	240	16:32	0,687	0,458	0,0458
Одноступ.	12,69	240	11:22:44	0,616	0,25	0,0541

Исследования дизеля БТД-2Е с обоими вариантами компрессора показали, что более высокий КПД одноступенчатого компрессора обеспечивает на режиме $M_{кр\max}$ при практически таком же наддуве, как и с двухступенчатым компрессором, более эффективное наполнение цилиндров, вследствие чего топливная экономичность дизеля возросла почти на 5%.

На режимах же $N_{e\max}$ более высокие значения π_k^* двухступенчатого варианта компрессора привели к подаче излишнего количества воздуха в цилиндры, что связано с непроизводительными затратами мощности и, следовательно, ухудшением экономичности дизеля. Установка на дизель одноступенчатого компрессора с более высоким КПД и с несколько меньшей степенью повышения давления позволили на режиме $N_{e\max}$ уменьшить удельный расход топлива на 6,5%.

Следует отметить, что более высокие значения КПД одноступенчатого компрессора, измеренные на лабораторном стенде, не объясняют полученное столь большое увеличение эффективного КПД дизеля на характерных режимах работы.

Есть предположение, что, работая на сеть с нестационарными давлениями и расходами воздуха (объем воздушного ресивера дизеля БТД-2Е всего около 12 дм³), потери в одноступенчатом компрессоре из-за нестационарности течения меньше, чем в двухступенчатом компрессоре.

К преимуществам рассмотренного варианта одноступенчатого ЦБК по сравнению с двухступенчатым ОЦБК необходимо также отнести более высокие прочностные качества центробежного колеса, обусловленные следующими факторами.

Ввиду того, что втулочный диаметр на входе в колесо одноступенчатого ЦБК меньше, чем в центробежном колесе двухступенчатого ОЦБК при оди-

наковых наружных диаметрах D_2 (см. табл.1), то центр масс в первом случае располагается на меньшем радиусе и поэтому нагрузки на диск от центробежных сил действуют меньшие.

Кроме того, зона максимального нагружения от центробежных сил с тыльной стороны диска колеса в районе отверстия под вал при прочих равных условиях в одноступенчатом варианте менее нагрета вследствие более благоприятного теплоотвода в направлении ко входу, где более низкие температуры воздуха, чем в двухступенчатом компрессоре после рабочего колеса первой ступени с $\pi_{1ном}^* = 1,35$. Это обстоятельство особенно важно, если учесть, что центробежные колеса изготавливаются из алюминиевого сплава АК4-1 и в указанной зоне могут достигаются критические условия по пластической деформации.

Испытания дизеля 6ТД-2Е в составе танка показали возможность надежной работы одноступенчатого компрессора с кратковременным увеличением окружной скорости рабочего колеса до $u_2 = 540$ м/с, т.е. на 20% выше максимальной рабочей скорости.

Таким образом, выполненные исследования свидетельствуют о целесообразности применения турбонаддува танковых двухтактных дизелей вплоть до степеней повышения давления $\pi_k^* = 4,0 \dots 4,5$ одноступенчатым ЦБК вместо двухступенчатого осецентробежного компрессора.

Список литературы:

1. Форсированные дизели. Доклады на XI Международном конгрессе по двигателям (СИМАК). Пер. с англ. и франц. – М.: Машиностроение, 1978. – 360 с.
2. Рязанцев Н.К., Анимов Ю.А., Доровской А.Ф. Оценка влияния КПД агрегатов системы турбонаддува на эффективные показатели высокофорсированного двухтактного транспортного двигателя // Двигатели внутреннего сгорания. – 2003. – №1-2. – С. 29–33.
3. Рязанцев Н.К., Анимов Ю.А. Учет экс-

плуатационного загрязнения центробежного компрессора наддува при согласовании его характеристик с характеристиками быстроходного двухтактного транспортного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №2. – С. 66–70.

4. Рязанцев Н.К., Анимов Ю.А. Центробежные компрессоры с широкодиапазонной характеристикой для наддува двухтактных транспортных дизелей // Вестник НТУ "ХПИ". – 2001. – №26. – С. 20–27.
5. Кочетков Л.В. Проектирование центробежного компрессора на заданный запас устойчивой работы. – В сб. Исследование, конструирование и расчет тепловых двигателей внутреннего сгорания. – М.: Изд. НАМИ, 1985. – С. 81–87.
6. Новое в зарубежном авиадвигателестроении. – М.: ЦИАМ, 1976. – №3,7,8.
7. О коэффициенте мощности многоярусного рабочего колеса центробежного компрессора / В.П. Герасименко, Н.К. Рязанцев, Ю.А. Анимов, В.В. Белоус // Авиаци.-косм. техн. i технология: Зб. наук. праць. – Х.: "ХАИ". – Вып. 26. – С. 75–78.
8. Алёхин С.А., Анимов Ю.А., Овчаров Е.Н. Исследование по расширению диапазона бесрывной работы лопаточного диффузора высоконапорного центробежного компрессора // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – №1. – С. 81–86.
9. Методика экспериментальной оценки осевых и радиальных перемещений роторов высокооборотных компрессоров / Бородин Ю.С., Дороженко А.Н., Кондратенко В.Г., Пилипенко С.В., Вахрушев В.И. // Авиаци.-косм. техн. i технология: Зб. наук. праць. – Х.: "ХАИ", 2002. – Вып. 34. – С. 166–168.
10. Анализ согласования ступеней двухступенчатого осецентробежного компрессора / Ю.А. Анимов, В.П. Герасименко, И.Л. Ровенский, Н.К. Рязанцев, Н.Н. Алексейчук // Газовая динамика двигателей и их элементов: Тематич. сб. науч. тр. – Х.: "ХАИ". – 1987. – С. 72–77.
11. Герасименко В.П., Алёхин С.А., Анимов Ю.А. Эффекты концевго зазора в высоконапорном ЦБК // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – №1. – С. 9–17.