

УДК 621.436.052 : 623.4.013.9 (047)

С.А. АЛЁХИН¹, В.П. ГЕРАСИМЕНКО², Е.Н. ОВЧАРОВ¹, В.А. ОПАЛЕВ¹¹ *Казённое предприятие «Харьковское КБ по двигателестроению», Украина*² *Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***КОМПЛЕКСНОЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДВУХТАКТНЫХ ТУРБОПОРШНЕВЫХ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ**

Рассмотрены основные направления газодинамического совершенствования дизелей. Дано обоснование увеличения коэффициента мощности ЦБК ТНА за счёт применения многоярусных рабочих колёс с оптимальными условиями входа. Предложено оптимальное проектирование турбин ТНА с двухзаходным спиральным входником и безлопаточным сопловым аппаратом. На основе статического моделирования получена оптимальная форма впускных окон в цилиндрах. Применение импульсного преобразования энергии в выхлопном коллекторе многоцилиндрового дизеля повышает его эффективность. Использовано удаление пыли из воздухоочистителя эжектированием выхлопными газами.

Ключевые слова: дизель, центробежный компрессор, турбина, турбонаддув, впускные окна, выхлопной коллектор, струйный эжектор, оптимизация.

Введение

Современные поршневые двигатели наземных транспортных машин (НТМ) характеризуются высокими удельными показателями [1] (литровой и габаритной мощностью - 55 кВт/л и 990 кВт/м³; топливной экономичностью - 0,22 кг/кВт·ч; малой удельной массой 1,35 кг/кВт; большим коэффициентом приспособляемости и др.) Столь высокие параметры достигнуты благодаря применению мощного турбонаддувочного агрегата (ТНА), мощность которого доходит до 35 - 40% от мощности двигателя со средним эффективным давлением $P_e = 1,25 - 1,3$ МПа [2] за счёт высоких степеней повышения давления ТНА $\pi_k^* = 4,0 - 4,5$.

Формулирование проблемы

Тенденция увеличения степени повышения давления ТНА в современных дизелях наряду с их усложнением (двухступенчатые ТНА, схема Гипербар и т.п. [3]) сопровождается постепенным ростом степеней повышения давления одноступенчатых центробежных компрессоров (ЦБК) ТНА [4]. Простейший путь повышения π_k^* ЦБК – переход к сверхзвуковым рабочим колёсам (РК) и лопаточным диффузорам (ЛД) за счёт увеличения окружных скоростей на наружном диаметре колеса $U_2 = 550 - 600$ м/с и применения трансзвукового начального участка канала (НУК) РК ЦБК в виде отдельной предступени имеет серьёзные ограничения [5 - 8]: сужение рабочего диапазона характеристик и

понижение КПД ЦБК, повышение вибрационных нагрузок на ротор, снижение прочности РК и др. Эти ограничения особенно усугубляются в ТНА двухтактных дизелей с прямоточной продувкой и механической связью валов при усилении динамических нагрузок на РК ЦБК даже с радиальными лопатками ($\beta_{2л} = 90^\circ$).

Такие условия явились дополнительными ограничениями при выборе путей совершенствования ТНА, в частности повышения напора за счёт коэффициента мощности ЦБК с многоярусными РК [9, 10]. Авторы опирались на обширные обобщённые статистические данные [11] по влиянию конечного числа лопаток РК на коэффициент мощности из-за отставания потока в круговых решётках профилей, полученные на основе модели «осевого вихря» (противоположно направленного вращению РК ЦБК) в отличие от использования углов отставания потока δ [5], обычно применяемых для подвижных и неподвижных решёток профилей в осевых турбомашинах, что их принципиально отличает от ЦБК. Причём причиной отставания потока являются не вязкие эффекты [5], а проявление инерционных свойств газа. Вязкость же при трении газа о вращающийся диск и лопатки в межлопаточном канале РК ЦБК наоборот способствует увеличению энергообмена и уменьшению углов отставания потока при выходе из РК [10]. Изложенная модель привела к созданию ЦБК с многоярусными рабочими колёсами [9, 10].

Целью данной статьи является газодинамическое совершенствование ТНА и всего газозвоздушного тракта двухтактных дизелей с прямоточной продувкой цилиндров на основе комплексного анализа.

Результаты исследования

Применение трехъярусных РК ЦБК повысило коэффициент мощности до $\mu = 0,9 - 0,915$ и коэффициент напора - $\bar{H} = 0,745 - 0,755$ достигнув степени повышения давления $\pi_k^* = 4,0 - 4,5$ при КПД $\eta_k^* = 0,8 - 0,81$ в дозвуковом ЦБК с радиальными лопатками $\beta_{2л} = 90^\circ$, обеспечив таким образом прочность РК при механической связи с коленвалом [9, 10]. Для упрощения технологии изготовления таких колёс удобно их выполнять из двух частей: вращающегося направляющего аппарата (ВНА), называемого также НУК - начальный участок канала, и диска с чисто радиальными лопатками полной длины и промежуточными укороченными лопатками, уменьшающими диффузорность межлопаточных каналов при выходе из РК, образующими третий ярус на выходе из РК. Размещение дополнительных укороченных лопаток при выходе из колеса способствует увеличению энергообмена с потоком, тем самым повышая коэффициенты мощности и напора [9, 10]. Число лопаток осевого ВНА, в котором поток поворачивается от угла входа β_1 до 90° на цилиндрических (конических) поверхностях тока при входе в радиальную часть колеса, принимают вдвое меньшим числа полных радиальных лопаток. Разрежение ВНА, образующего первый ярус, предотвращает возможное запираание при больших околозвуковых скоростях потока на входе M_{w1max} , снижая волновые потери. Уменьшение поверхности лопаток разреженного ВНА и укороченных радиальных лопаток третьего яруса способствует дополнительно повышению КПД компрессора за счёт уменьшения поверхности трения.

Оптимальное значение угла входа на наружном радиусе $\beta_{1н}$, обеспечивающее минимальное значение относительной скорости $M_{w1н}$ на входе при заданной производительности G , или максимальную производительность при выбранном числе $M_{w1н}$, можно теоретически получить из уравнения расхода для осевого потока с равномерной абсолютной скоростью без учёта пограничных слоёв на ограничивающих кольцевых стенках корпуса и втулки [12]:

$$\frac{G\omega^2}{\pi(1-\bar{d}_1^2)P_1^* \cdot \sqrt{\kappa^3 R T_1^*}} = \frac{M_{w1н}^3 \cdot \sin \beta_{1н} \cdot \cos^2 \beta_{1н}}{\left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_{w1н}^2 \cdot \sin^2 \beta_{1н}\right)^{\frac{1}{\kappa-1} + \frac{3}{2}}}$$

где ω - угловая скорость вращения ротора компрессора;

\bar{d}_1 - относительный диаметр втулки РК;

P_1^*, T_1^* - полное давление и температура воздуха на входе в РК;

$M_{w1н}$ - число Маха на входе в РК в относительном движении;

$\beta_{1н}$ - угол направления относительной скорости потока на входе в РК на наружном диаметре;

κ - показатель изоэнтропы;

R - газовая постоянная.

Исследование правой части этого выражения на экстремум по углу $\beta_{1н}$ при $M_{w1н} = \text{const}$ даёт $\beta_{1н\text{опт}} = 30^\circ$. Если же учесть радиальную неравномерность потока из-за наличия пограничного слоя на стенке корпуса, то очевидно $\beta_{1н\text{опт}} < 30^\circ$ [5]. Значение теоретического угла входа $\beta_{1н} = 30^\circ$ при разработке ЦБК рекомендовал также Пфлейдерер и др. На рис. 1 показано трехъярусное РК ЦБК с ВНА $\beta_{1н} = 30^\circ$ дизеля 6ТД-2Е [9].



Рис. 1. Трёхъярусное РК ЦБК с ВНА $\beta_{1н} = 30^\circ$ дизеля 6ТД-2Е

Минимизация относительной предзвуковой скорости на входе в РК M_{w1} сопровождается уменьшением скорости течения внутри диффузорных межлопаточных каналов РК со снижением потерь и повышением его КПД. Такой вывод подтверждается известными обобщёнными данными А.Р. Хоуэлла для компрессорных решёток профилей в диапазоне $M_{кр} - M_{max}$.

Ввиду бокового подвода воздуха во входной патрубке ЦБК разработано специальное его профилирование, что обеспечило снижение в нём потерь и равномерность потока на входе в РК и тем самым повысило на 2...2,5% КПД и степень повышения давления при расширении рабочего диапазона характеристики компрессора [13].

Наряду с совершенствованием ЦБК ТНА серьёзное внимание уделялось оптимизации параметров турбин путём теоретического анализа формулы для эффективного КПД на окружности колеса, как функции от семи переменных –

$$\eta_u = f(\bar{U}_1, \mu, \rho, \varphi, \psi, \alpha_1, \beta_2) \quad [12],$$

и экспериментальной доводки турбин

$$\eta_u = 2\bar{U}_1 \left[\frac{\varphi\sqrt{1-\rho} \cos \alpha_1 + \mu(\psi \cos \beta_2 \times \sqrt{\rho + \varphi^2(1-\rho) - 2\bar{U}_1\varphi\sqrt{1-\rho} \cos \alpha_1 + \mu^2\bar{U}_1^2} - \mu\bar{U}_1)}{\dots} \right],$$

где $\bar{U}_1 = U_1 / C_S$ – параметр кинематического подобию - нагруженности;

$\mu = D_2 / D_1$ - коэффициент радиальности ($\mu = 1,0$ для осевой турбины);

ρ - степень реактивности;

φ, ψ - коэффициенты скорости в сопловом аппарате и рабочем колесе;

α_1, β_2 - углы выхода потока из соплового аппарата и рабочего колеса.

В частности оптимизация симплекс-методом, например, центростремительной турбины с параметрами: $\mu = 0,5$; $\rho = 0,46$; $\bar{U}_1 = 0,707$; $\alpha_1 = 10,60$; $\beta_2 = 11,70$; $\varphi = 0,98$ и $\psi = 0,9$ теоретически подтвердила достаточно высокое ожидаемое значение КПД $\eta_u = 0,95$. Хотя ввиду трудностей с практической реализацией указанных значений коэффициентов скорости φ и ψ действительное значение η_u находится в прямой зависимости от этих коэффициентов. Для осевых турбин ($\mu = 1,0$), применение которых оказывается более предпочтительным (особенно при запуске дизелей) благодаря их характеристикам, записанная формула не изменяется, но оптимальные значения переменных отличаются.

Отметим что, по условиям компактной компоновки на двигателях осевые и центростремительные турбины применяли с двухзаходными спиральными входниками и безлопаточными сопловыми аппаратами (рис. 2). Такая конструкция путём оптимизации и экспериментальной доводки позволила получить опытные значения КПД осевых турбин $\eta_u = 0,85$.



Рис. 2. Двухзаходный спиральный входник осевой турбины с безлопаточным сопловым аппаратом дизеля ЗТД-3

Отличительной особенностью работы турбин ТНА в системе ДВС является периодический характер изменения параметров потока на входе в турбину из-за цикличности работы цилиндрико-поршневой группы. Основное внимание в этом плане уделено

движению заряда в цилиндрах [14] и волновым процессам в выхлопных коллекторах из цилиндров [15]. Движение заряда в цилиндрах зависит от формы впускных окон. Создание значительной закрутки свежего заряда при равномерном распределении осевых составляющих скорости потока предусматривает решение двух задач: обеспечить эффективную продувку цилиндров от отработавших газов и подготовить высокотурбулентный поток для быстрого смесеобразования впрыскиваемого топлива со свежим зарядом. Для выполнения этих задач предложена прямоугольная форма впускных окон с переменным углом наклона боковых стенок по высоте окна от 0 до 42° (рис. 3). Статическая продувка цилиндров с такими окнами [14] и их проверка на работающем двигателе дала положительный результат.



Рис. 3. Прямоугольные впускные окна с наклоном боковых стенок 0...42°

На основе исследования выхлопных коллекторов двухтактных дизелей с разным числом цилиндров в ограниченных габаритах сформулированы основные требования к ним. Наиболее сложным оказался коллектор пятицилиндрового дизеля с учётом волновых процессов для импульсного преобразования энергии. Воплощение расчётно-теоретических выкладок в конструкцию трёхсекционного коллектора (рис. 4) позволило улучшить характеристики дизеля 5ТД [15], повысив мощность на 4 - 7% и снизив удельный расход топлива на 1,6 - 5%.

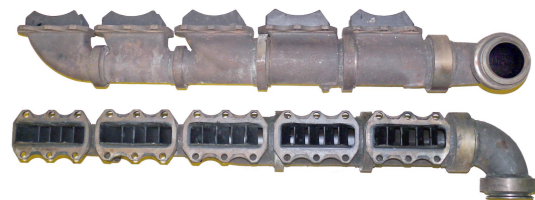


Рис. 4. Трёхсекционный выхлопной коллектор дизеля 5ТД

Применение специальных коллекторов с импульсным преобразованием энергии в многоцилиндровых двигателях с турбонаддувом вместо коллекторов постоянного давления - один из резервов дальнейшего совершенствования турбин и двигате-

ля в целом. Акустическая отстройка коллекторов позволяет существенно влиять на эжекционные эффекты смешиваемых струй из цилиндров. Так при числе Струхала, равном $\sim 0,25$, акустическое усиление эжекции достигает своего максимума [15, 16].

Кроме рассмотренных мероприятий рациональным оказалось использование остаточной энергии выхлопных газов за турбиной ТНА для удаления пыли из воздухоочистителя путём её эжектирования выхлопными газами [16].

Заключение

Внедрение в конструкцию предложенных мероприятий по совершенствованию элементов газоздушного тракта двухтактных дизелей позволило существенно улучшить их характеристики.

Литература

1. Рязанцев, Н.К. *Использование танковых двигателей в народном хозяйстве* / Н.К. Рязанцев // *Прогресс, технология, качество: сб. науч. тр. Второго конгресса двигателестроителей Украины* / М-во пром. политики Украины, Харьковский авиационный институт им. Н.Е. Жуковского, Харьковский государственный политехнический университет. – Х., 1997. – С. 36 – 40.
2. Рязанцев, Н.К. *Особенности работы центробежного компрессора в системе наддува двухтактного турбопоршневого транспортного двигателя* / Н.К. Рязанцев, Ю.А. Анимов // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: зб. наук. пр. / М-во освіти і науки України, Нац. аерокосм. ун-т ім. М.Є. Жуковського "ХАІ". – Х., 2001. – Вип. 23. – С. 49 – 53.*
3. Ле Мере, Р. *Высокофорсированные дизели с удельной массой 1,8 кг/л.с.: пер. с франц.* / Р. Ле Мере, Ш.Ф. Тор // *Форсированные дизели: доклады на XI Межд. конгрессе по двигателям (СИМАК).* – М.: Машиностроение, 1978. – С. 316 – 331.
4. Сравнительный анализ одно- и двухступенчатого компрессора наддува высокофорсированных дизелей / С.А. Алёхин, В.П. Герасименко, И.А. Краюшкин, Ю.А. Анимов // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2007. – № 1. – С. 76 – 80.
5. Бойко, Л.Г. *Исследование трансзвукового течения в высоконапорном центробежном рабочем колесе* / Л.Г. Бойко, Е.С. Барышева // *Вісник двигунобудування.* – 2011. – № 2. – С. 203 – 207.
6. Газодинамическое совершенствование высоконапорной центробежной компрессорной ступени современного авиационного двигателя / Е.С. Барышева, Л.Г. Бойко, О.Н. Дрынов, В.В. Кубакин // *Вісник двигунобудування.* – 2010. – № 2. – С. 86 – 90.
7. Кваша, Ю.А. *Расчёт пространственного турбулентного потока в центробежном колесе с учётом концевой зазора* / Ю.А. Кваша // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: зб. наук. пр. / М-во освіти і науки України, Нац. аерокосм. ун-т ім. М.Є. Жуковського "ХАІ". – Х., 2000. – Вип. 19. – С. 108 – 112.*
8. Герасименко, В.П. *Эффекты концевой зазора в высоконапорном ЦБК* / В.П. Герасименко, С.А. Алёхин, Ю.А. Анимов // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2006. – № 1. – С. 9 – 17.
9. Оптимизация многоярусных рабочих колёс ЦБК / С.А. Алёхин, В.П. Герасименко, Е.Н. Овчаров, В.А. Опалев // *Вісник двигунобудування.* – 2011. – № 2. – С. 208 – 211.
10. *О коэффициенте мощности многоярусного рабочего колеса центробежного компрессора* / В.П. Герасименко, Н.К. Рязанцев, Ю.А. Анимов, В.В. Белоус // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: зб. наук. пр. / М-во освіти і науки України, Нац. аерокосм. ун-т ім. М.Є. Жуковського "ХАІ". – Х., 2001. – Вип. 26. – С. 75 – 85.*
11. Вейснер, Ф. *Обзор методов учёта конечного числа лопастей в рабочих колёсах центробежных насосов* / Ф. Вейснер // *Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.* – 1967. – Т. 89, №4. – С. 123 – 138.
12. Герасименко, В.П. *Оптимизация параметров малоразмерных агрегатов турбонаддува ДВС* / В.П. Герасименко, Н.К. Рязанцев, Б.С. Сотников // *Прогресс, технология, качество: сб. науч. тр. Второго конгресса двигателестроителей Украины* / М-во пром. политики Украины, Харьковский авиационный институт им. Н.Е. Жуковского, Харьковский государственный политехнический университет. – Х., 1997. – С. 153 – 154.
13. *Аэродинамическое совершенствование входных патрубков центробежных компрессоров с боковым подводом* / Н.Н. Алексейчук, Ю.А. Анимов, В.П. Герасименко, Л.И. Стремюхов // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2005. – № 8 (24). – С. 102 – 106.
14. Алёхин, С.А. *Исследование на статической модели движения заряда в цилиндрах двухтактных дизелей с противоположно движущимися поршнями типа 6ТД* / С.А. Алёхин, В.А. Опалев, П.Я. Перерва // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2004. – № 8 (16) – С. 59 – 62.
15. *Совершенствование выпускной системы двухтактного дизеля* / С.А. Алёхин, Е.С. Васильев, В.П. Герасименко, В.А. Опалев, В.В. Салтовский // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2010. – № 9/76. – С. 72 – 77.
16. *Исследование струйного эжектора удаления пыли из воздухоочистителя выхлопными газами в транспортном дизеле* / С.А. Алёхин, Е.С. Васильев, В.П. Герасименко, В.А. Опалев // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2009. – № 8(65). – С. 96 – 101.

Поступила в редакцию 12.05.2012

Рецензент: д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой С.В. Елифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков.

КОМПЛЕКСНЕ ГАЗОДИНАМІЧНЕ УДОСКОНАЛЮВАННЯ ДВОТАКТНИХ ТУРБОПОРШНЕВИХ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ

С.О. Альохін, В.П. Герасименко, Є.М. Овчаров, В.А. Опалєв

Розглянуто основні напрямки газодинамічного удосконалювання дизелів. Дано обґрунтування збільшення коефіцієнта потужності відцентрового компресора ТНА за рахунок застосування багатоярусних робочих коліс з оптимальними умовами входу. Запропоновано оптимальне проектування турбін ТНА з двоходовим спіральним входником та безлопатковим сопловим апаратом. На основі статичного моделювання отримана оптимальна форма впускних вікон у циліндрах. Застосування імпульсного перетворення енергії у вихлопному колекторі багаточиліндрового дизеля підвищує його ефективність. Використано видалення пилу із повітроочисника ежектуванням вихлопними газами.

Ключові слова: дизель, відцентровий компресор, турбіна, турбонаддув, впускні вікна, вихлопний колектор, струминний ежектор, оптимізація.

COMPLEX GAS-DYNAMIC IMPROVEMENT OF TWO-STROKE TURBO-PISTON TRANSPORT DIESEL ENGINES

S.A. Alyokhin, V.P. Gerasimenko, E.N. Ovcharov, V.A. Opalev

The basic directions of gas-dynamic improvement of diesel engines are considered. The substantiation of increase of a power factor of the centrifugal compressor (CC) of the turbosupercharging unit (TU) is given due to application of multi-tier turbine wheels with optimum inlet conditions. Optimum designing turbines of TU with two-way spiral inlet chamber and vaneless nozzle box is offered. On the basis of static modeling the optimum form of inlet ports in cylinders is received. Application of pulse transformation of energy in an exhaust collector of a multi-cylinder diesel engine improves its efficiency. Removal of dust out of the air cleaner is carried out by exhaust gases ejection.

Key words: diesel engine, centrifugal compressor, turbine, turbosupercharging, inlet ports, exhaust collector, jet ejector, optimization.

Алєхин Сергей Алексеевич – генеральный конструктор Казєнного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

Герасименко Владимир Петрович – доктор техн. наук, профессор, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков, Украина.

Овчаров Егор Николаевич – главный конструктор Казєнного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

Опалєв Василий Анатольевич – начальник лаборатории Казєнного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.