

На правах рукописи

Поваляев Валентин Александрович

УЛУЧШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ
ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕМ ВПУСКНЫХ КАНАЛОВ

Специальность 05.04.02 – «Тепловые двигатели»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск
2008

Диссертация выполнена на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета (ЮУрГУ, г. Челябинск) и в ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» (г. Челябинск).

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор Бунов В.М.

Научный консультант – доктор технических наук, профессор,
заслуженный деятель науки РФ
Шароглазов Б.А.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор,
заслуженный деятель науки РФ
Кукис В.С.,
кандидат технических наук, доцент
Малозёмов А.А.

Ведущее предприятие – ОАО «СКБ “ТУРБИНА”», г. Челябинск.

Защита состоится 26 ноября 2008 г., в 15 часов, на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, зал диссертационного совета (10-й этаж главного корпуса).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76 на имя ученого секретаря диссертационного совета.

E-mail: D212.298.09@mail.ru

Автореферат разослан « _____ » _____ 2008 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
доктор технических наук, профессор

Лазарев Е.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. На современном этапе развития тракторных дизелей одной из главных задач их совершенствования является повышение удельной мощности и улучшение топливной экономичности.

Проблеме увеличения производства и модернизации промышленных тракторов Т-10 и, в частности, тракторных дизелей Д-180, пользующихся устойчивым спросом в условиях рыночной экономики, большое внимание уделяется руководством ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК». Подтверждением может служить монография генерального директора этого предприятия – доктора экономических наук В.М. Платонова «Стратегии антикризисного управления и реструктуризации промышленных предприятий» (Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2004. – 252 с.).

К числу систем, определяющих мощность и топливную экономичность тракторного дизеля, относится система впуска, важнейшими элементами которой являются впускные каналы. На стадии проектирования двигателя целесообразно использовать такую расчетную схему оценки газодинамического совершенства впускных каналов с клапанами, которая в наибольшей степени определяет особенности реально протекающих процессов. Натурные эксперименты по отработке конструкции проточной части впускных каналов с клапанами требуют значительных средств. Для снижения стоимости экспериментальных работ и сокращения общей продолжительности доводки конструкции впускных каналов целесообразно применять методы расчетного эксперимента. В этой связи тема диссертационного исследования, посвященная совершенствованию элементов системы впуска и методов расчетной оценки их эффективности, актуальна.

Цель работы – улучшение показателей работы тракторного дизеля совершенствованием впускных каналов посредством разработки мероприятий по снижению газодинамического сопротивления проточной части и более полному использованию эффективных проходных сечений.

Реализация поставленной цели потребовала решения следующих задач.

1. Разработать методику расчета коэффициента наполнения, которой учитывается влияние конструкции впускных каналов на качество зарядки цилиндров двигателя.
2. Выявить взаимосвязь между коэффициентом наполнения цилиндров свежим зарядом и коэффициентом расхода впускных каналов.

3. Предложить расчетную модель коэффициента расхода впускных каналов, учитывающую влияние на этот параметр конструктивных особенностей проточной части канала и числа клапанов.

4. На основании экспериментальных исследований оценить степень достоверности и эффективность предлагаемого метода определения коэффициента наполнения и расчетной модели коэффициента расхода впускных каналов.

5. Разработать ряд мероприятий по улучшению проточной части впускных каналов тракторных дизелей производства ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК», способствующих улучшению технико-экономических показателей дизелей.

Объектом исследования являются впускные каналы головок цилиндров, тракторных дизелей с объемно-пленочным смесеобразованием.

Предметом исследования являются процессы, происходящие во впускных каналах головок цилиндров, характеристики которых обусловлены газодинамическими факторами, зависящими от условий течения воздушного заряда в проточной части и клапанной щели, и в конечном итоге, – от режима работы двигателя.

Методы исследования. Для решения поставленных задач использовались расчетно-теоретические методы и средства экспериментального исследования ДВС; методы математического, физического и компьютерного моделирования процессов, происходящих во впускных каналах поршневых ДВС; методы математической и статистической обработки экспериментальных данных.

Научная новизна работы

1. Предложена математическая модель для определения коэффициента расхода впускных каналов, позволяющая на стадии проектирования системы впуска обоснованно осуществлять выбор конструктивных параметров таких систем. Отличительной особенностью разработанной модели является учет комплексной взаимосвязи конструктивных параметров (таких как диаметр горловины, подъем клапана, число клапанов, профиль уплотнительной части и др.) и особенностью течения свежего заряда (падающий поток, тангенциальный, степень закрутки и др.) через проточную часть каналов.

2. На базе предложенной модели разработана методика определения коэффициента наполнения цилиндров ДВС свежим зарядом, позволяющая уже на стадии проектирования выполнять численное исследование степени заполнения цилиндра воздушным зарядом с учетом полученного уравнения для коэффициента расхода.

Практическая значимость работы заключается в возможности на стадии проектирования системы впуска осуществлять выбор ее конструктивных параметров, а также выполнять численное исследование «степени заполнения»

цилиндра воздушным зарядом. Предложены и обоснованы рекомендации по проектированию впускных каналов и клапанов на основании расчетного определения коэффициента расхода воздуха.

Апробация работы и внедрение результатов. Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на ежегодных научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава ЮУрГУ (2001–2002, 2004–2005, 2007г.г.), на научно-технической конференции кафедры «Тракторы и автомобили» ЧГАУ (г. Челябинск) (2001-2002 г.г.), на Международной научно-технической конференции ЮУрГУ, посвященной 60-летию ЮУрГУ и 100-летию со дня рождения профессора И.И. Вибе (2003г.), на Международной научно-технической конференции ЮУрГУ, посвященной 100-летию со дня рождения дважды Героя Социалистического Труда, главного конструктора танковых дизелей И.Я. Трашутина (2006 г.); на научно-технических советах ООО "ГСКБ "ЧТЗ" (2007г.) и ООО "УДМЗ" (г.Екатеринбург) (2007г.); на 60-й юбилейной научной конференции, посвященной 65-летию ЮУрГУ (2008г.); на научно-методическом семинаре кафедры "Двигатели внутреннего сгорания" ЮУрГУ (2008г.); на научно-техническом совете ОАО "НИИ автотракторной техники" (г.Челябинск) (2008г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 25 работ, в том числе 16 статей (из них 6 – по списку ВАК), 3 материалов конференций, 5 авторских свидетельств и 1 патент на полезную модель.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из Введения, пяти глав, выводов и рекомендаций, списка использованной литературы и приложения. Общий объем работы 185 страниц, включая 152 страницы основного текста, содержащего 103 иллюстрации и 13 таблиц. Список литературы включает 174 наименования на 17 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во Введении обосновывается актуальность темы диссертации. Дается общая характеристика выполненных исследований.

Первая глава посвящена анализу состояния вопроса и постановке задач исследования. Проанализированы конструкции впускных каналов тракторных дизелей. Показана целесообразность оценки совершенства впускных каналов по коэффициенту расхода. Рассмотрены пути и средства совершенства впускных каналов. Намечены задачи исследования.

Вторая глава посвящена численной оценке качества наполнения цилиндра свежим зарядом, теоретическим исследованиям. К важным показателям, используемым для оценки степени аэродинамического совершенства проточной части впускных каналов, относятся коэффициент наполнения η_v и коэффициент расхода воздуха μ . Последний определяет граничные условия в момент открытия впускного клапана и эффективную проходную площадь μf_k в горловине канала с диаметром d_2 , которая совместно с величиной подъема клапана h_k является определяющим размером в МГР. Численное значение μ является функцией отношения текущего перемещения клапана h_k к диаметру горловины впускного канала (h_k/d_2), что позволяет связать характерные размеры клапана и канала.

Известно выражение для коэффициента наполнения

$$\eta_v = \varphi_{доз} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \varphi_{мен} \varphi_{доз} \gamma T_r}, \quad (1)$$

где $\varphi_{доз}$ – коэффициент дозарядки; ε – степень сжатия; p_a – давление в конце такта впуска, МПа; p_k – давление наддувочного воздуха, МПа; T_k – температура наддувочного воздуха, К; ΔT – подогрев воздушного заряда, град; $\varphi_{мен}$ – коэффициент, учитывающий неравенство теплоемкостей воздушного заряда и отработавших газов; γ – коэффициент остаточных газов; T_r – температура остаточных газов, К. Записанное (1) не позволяет оценить влияние потерь, обуславливаемых величиной коэффициента расхода на величину η_v .

Названное обстоятельство в общем виде может быть отображено зависимостью

$$\eta_v = 1 - \Delta \eta_{v\Sigma}, \quad (2)$$

в которой суммарная составляющая, имеющих место потери при газообмене, может быть представлена в виде:

$$\Delta \eta_{v\Sigma} = - \left(\Delta \eta_{v_{газ}} + \Delta \eta_{v_{под}} + \Delta \eta_{v_{рас}} + \Delta \eta_{v_{заб}} \right) + \Delta \eta_{v_{доз}}. \quad (3)$$

В записанном (3): $\Delta \eta_{v_{газ}}$ – уменьшение η_v , обусловленное газодинамическими потерями; $\Delta \eta_{v_{под}}$ – потери от подогрева воздушного заряда, обусловленные подводом теплоты от горячих стенок и переходом части кинетической энергии движущегося заряда в теплоту; $\Delta \eta_{v_{рас}}$ – потери от расширения остаточных газов; $\Delta \eta_{v_{заб}}$ – потери от заброса заряда во впускной коллектор; $\Delta \eta_{v_{доз}}$ – увеличение η_v за счет дозарядки.

Связь η_v с коэффициентом расхода во впускных каналах отображается зависимостью для $\Delta \eta_{v_{газ}}$, которая в общем виде записывается следующим образом:

$$\Delta \eta_{v_{заб}} = \frac{\Delta p_{вн}}{p_{к}}, \quad (4)$$

где потери давления воздушного заряда при прохождении его через проточную часть и клапанную щель впускного канала могут быть учтены выражением, предложенным автором

$$\Delta p_{вн} = 0,5 \cdot 10^{-6} \xi \rho_{к} \left[\frac{C_m F_{ц}}{(\mu f_{к})_{ср} i_{кл}} \right]^2, \text{ МПа.} \quad (5)$$

В записанном (5): ξ – коэффициент гидравлического сопротивления проточной части впускного канала и клапанной щели (для канала с падающим потоком $\xi = \xi_{np} + \xi_{нов} + \xi_{сж} + \xi_{кл.щ} + \xi_{yd}$); $\rho_{к}$ – плотность воздушного потока, кг/м³; $p_{к}$ – давление надувочного воздуха, МПа; C_m – средняя скорость поршня, м/с; $F_{ц}$ – площадь поперечного сечения цилиндра, м²; $(\mu f_{к})_{ср}$ – среднее значение эффективного проходного сечения клапанной щели, м²; $i_{кл}$ – число клапанов.

Потери в наполнении, связанные с подогревом воздушного заряда от стенок и частичного превращения кинетической энергии заряда в теплоту $\Delta \eta_{v_{под}}$, а также потери коэффициента наполнения, связанные с затратой части хода поршня на расширение остаточных газов до давления перед впускными клапанами $\Delta \eta_{v_{рас}}$, могут быть определены используя известные выражения А.Э. Симсона.

При работе дизеля на низких частотах вращения коленчатого вала, а также на частичных нагрузках и вхолостую, возможен заброс газов из цилиндра во впускной коллектор ($p_{a1} > p_{к}$), что снижает коэффициент наполнения на величину $\Delta \eta_{v_{заб}}$. Это обстоятельство может быть учтено с помощью следующего выражения, предложенного автором:

$$\Delta \eta_{v_{заб}} = \frac{\varepsilon}{\psi(\alpha_{a1})} \left[\frac{p_{a1}}{p_{к}} \left(\frac{\varepsilon}{\psi(\alpha_{a1})} \right)^{n_1} - 1 \right] \bar{n}, \quad (6)$$

где $\psi(\alpha_{a1})$ – значение кинематической функции изменения объема цилиндра при положении поршня, соответствующем моменту закрытия впускного клапана α_{a1} ; n_1 – показатель политропы сжатия.

Увеличение коэффициента наполнения за счет процесса дозарядки может быть учтено выражением, предложенным автором

$$\Delta \eta_{v_{доз}} = \frac{\psi(\alpha_{a1})}{\varepsilon - 1} \frac{\beta_{вн}}{\alpha_{вн}} \cdot \bar{n}, \quad (7)$$

где $\beta_{вн}$ – фаза запаздывания закрытия впускного клапана; $\alpha_{вн}$ – продолжительность фазы впуска.

Используя полученные автором выражения для составляющих газообмена (4), (6) и (7), а также $\Delta \eta_{v_{нод}}$ и $\Delta \eta_{v_{рас}}$, для η_v на основании (2) и (3) запишем:

$$\eta_v = 1 - \left\{ \frac{0,5 \cdot 10^{-6} \xi \rho_{\kappa} \left[\frac{C_n F_{\psi}}{(\mu f_{\kappa})_{ср} i_{кл}} \right]^2}{p_{\kappa}} + \frac{\frac{\Delta T_{cm_n}}{\kappa \cdot \bar{n}} + T_{\kappa} \left[\left(\frac{p_a}{p_{вн}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_{\kappa}} + \frac{1}{\varepsilon - 1} \left[\left(\frac{p_r}{p_{\kappa}} \right)^{\frac{1}{n_2}} - 1 \right] + \frac{\varepsilon}{\psi(\alpha_{a_1})} \left[\frac{p_a}{p_{\kappa}} \left(\frac{\varepsilon}{\psi(\alpha_{a_1})} \right)^{n_1} - 1 \right] \frac{1}{\bar{n}} + \frac{\psi(\alpha_{a_1})}{\varepsilon - 1} \frac{\beta_{вн}}{\alpha_{вн}} \cdot \frac{1}{\bar{n}} \right\} \quad (8)$$

Для определения коэффициента расхода автором предложено выражение

$$\mu = 1 - K_1 \left[\left(\xi_{np} + \xi_{нов} + \sigma \xi_{mk} \right) \frac{h_{\kappa}}{d_2} + \left(\xi_{сж} + \xi_{кл.щ.} + \sigma_1 \xi_{вк} \right) \left(\frac{h_{\kappa}}{d_2} \right)^2 + \xi_{уд} \left(\frac{h_{\kappa}}{d_2} \right)^3 \right], \quad (9)$$

где ξ_{np} – коэффициент сопротивления прямолинейного участка канала; $\xi_{нов}$ – при повороте канала; ξ_{mk} – от тангенциального профиля канала; $\xi_{сж}$ – от сжатия в проточной части канала; $\xi_{кл.щ.}$ – от сжатия в клапанной щели; $\xi_{вк}$ – от профиля винтового канала; $\xi_{уд}$ – при ударе потока; K_1 – коэффициент, учитывающий потери от взаимного влияния впускных горловин в канале четырехклапанной головки цилиндров ($K_1 = 1$ для каналов с одной горловиной); σ, σ_1 – коэффициенты, учитывающие профиль канала: $\sigma = 0$ для каналов с падающим потоком, винтового и канала с двумя клапанами; $\sigma = 1$ для каналов с тангенциальным профилем; $\sigma_1 = 0$ для каналов с падающим потоком, тангенциального и канала с двумя клапанами; $\sigma_1 = 1$ для канала с винтовым профилем.

Наибольшие потери связаны с проточной частью в винтовом впускном канале, сопротивление которого определяется характеристикой улитки (можно полагать, что для таких каналов $\xi_{вк} = \xi_{ул}$).

Для определения сопротивления винтового канала автором предложено выражение в виде полинома пятой степени в зависимости от относительной величины подъема клапана:

$$\xi_{ул} = -10,13 \cdot 10^{-4} (h_{\kappa}/d_2)^5 + 97,96 \cdot 10^{-3} (h_{\kappa}/d_2)^4 - 35,05 \cdot 10^{-3} (h_{\kappa}/d_2)^3 + 55,13 \cdot 10^{-2} (h_{\kappa}/d_2)^2 - 373,6 (h_{\kappa}/d_2) + 15,1. \quad (10)$$

На основании полученных зависимостей по определению коэффициента наполнения, выражение (2), и коэффициента расхода воздуха в проточной части впускных каналов, выражение (9), применительно к дизелям размерности 4ЧН15/20,5, проведены расчетно-теоретические исследования, результаты которых отображены на рис. 1, 2 и 3.

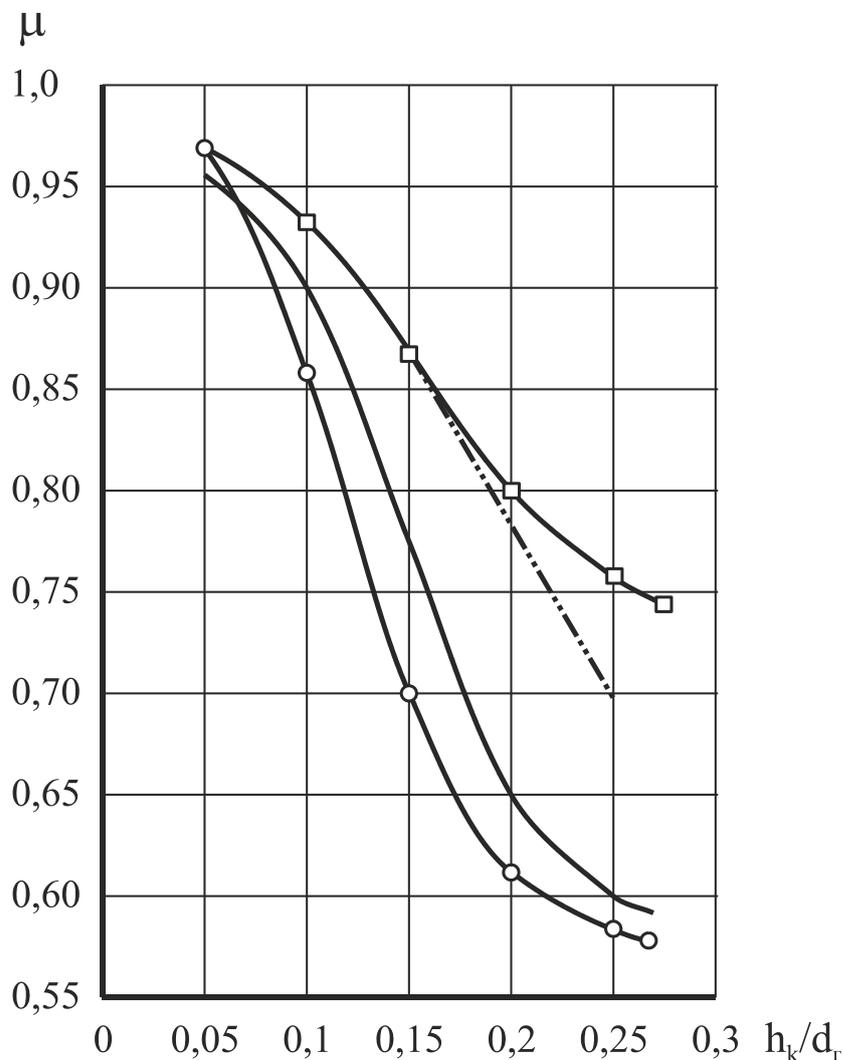


Рис. 1. Изменение коэффициента расхода в зависимости от относительного подъема клапана: \circ — \circ – эксперимент; — — расчет (винтовой канал); \square — \square – эксперимент; — · · — — расчет (канал с падающим потоком)

Как видно из рис. 1, полученные значения коэффициентов расхода для рассматриваемых каналов с клапанами, определяемые расчетным путем и опытным, с помощью статической продувки, хорошо согласуются.

Результаты расчетного исследования протекания составляющих коэффициента наполнения $\Delta\eta_v$ в зависимости от частоты вращения коленчатого вала представлены на рис. 2.

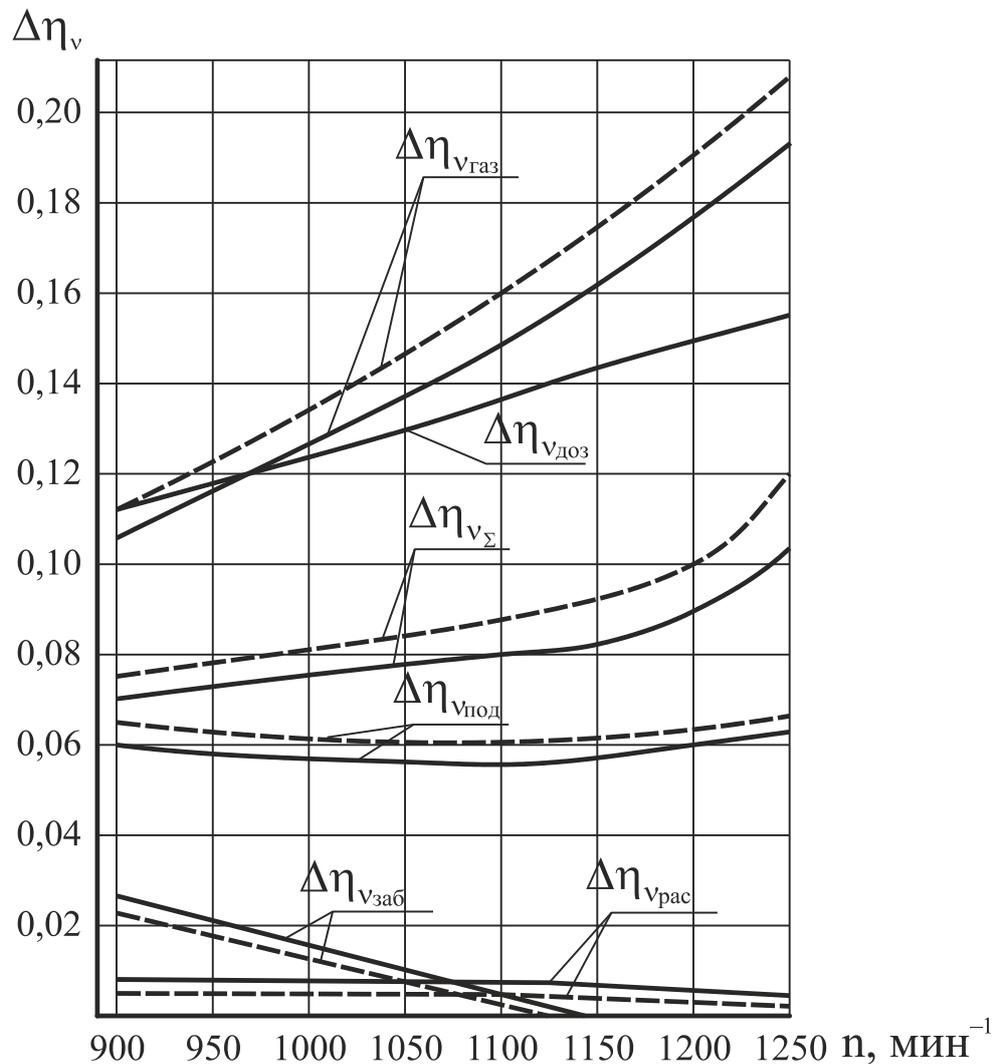


Рис. 2. Влияние различных факторов на величину коэффициента наполнения в зависимости от частоты вращения коленчатого вала дизеля 4CH15/20,5:

— — комплектация дизеля ТКР-8,5;
 - - - комплектация ТКР-11Н

В целом характер протекания η_v с учетом рассмотренных обстоятельств для тракторного дизеля названной размерности, укомплектованного турбокомпрессорами ТКР-8,5 и ТКР-11Н, иллюстрируется рисунком 3. Результаты расчетных исследований на нем сопоставлены с результатами эксперимента. Как видно, степень согласованности результатов эксперимента и расчета хорошая.

Сказанное позволяет заключить, что приведенный метод оценки величины коэффициента наполнения позволяет уже на стадии проектирования двигателя (и, в частности, его впускных органов) принимать меры, способствующие улучшению наполнения цилиндров свежим зарядом.

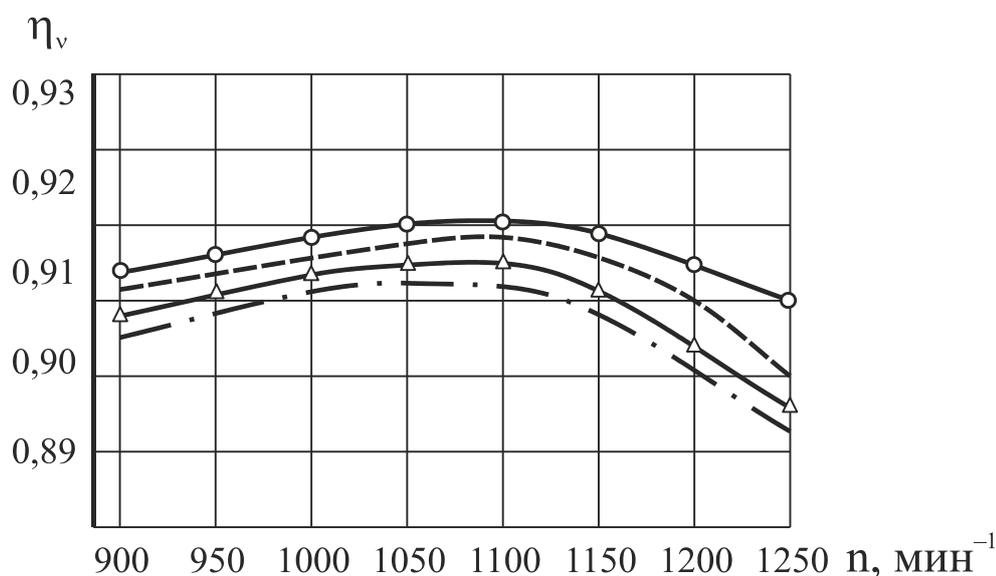


Рис. 3. Влияние частоты вращения на величину коэффициента наполнения:
 о—о — эксперимент, — — — расчет (дизель 4ЧН15/20,5 с ТКР-8,5);
 Δ—Δ — эксперимент, - · - · - расчет (дизель 4ЧН15/20,5 с ТКР-11Н)

В третьей главе рассматриваются объект и предмет исследования. Приведена методика экспериментального исследования рабочего цикла дизеля и методика исследования впускных каналов на безмоторной установке. Описаны конструкции одноцилиндрового двигателя и безмоторной установки, измерительная, регистрирующая и специальная аппаратура, используемая в эксперименте, а также особенности ее использования. Приведена программа испытаний.

В четвертой главе приводятся результаты экспериментальных исследований, выполненных в соответствии с разработанной автором методикой.

В результате исследований в ходе стендовых испытаний дизеля ЧН14,5/20,5, укомплектованного четырехклапанной головкой цилиндров, на режиме внешней скоростной характеристики в диапазоне частот вращения $n = 800 \dots 1300 \text{ мин}^{-1}$ установлено, что применение четырехклапанной головки цилиндров позволяет снизить среднее давление механических потерь p_m на 0,023 МПа (14,1 %), уменьшить удельный эффективный расход топлива g_e — на 6 г/(кВт·ч), снизить температуру отработавших газов на 60 °С и степень дымности R_a — на 8...10 %. При этом коэффициент наполнения η_v повышается на 0,043 (4,5 %), коэффициент избытка воздуха α увеличивается на 0,101 (6,2 %) (рис. 4). Снижение дымности объясняется работой дизеля при больших значениях α и интенсификацией процесса горения топлива, так как продолжительность процесса сгорания сократилась на 20 град ПКВ.

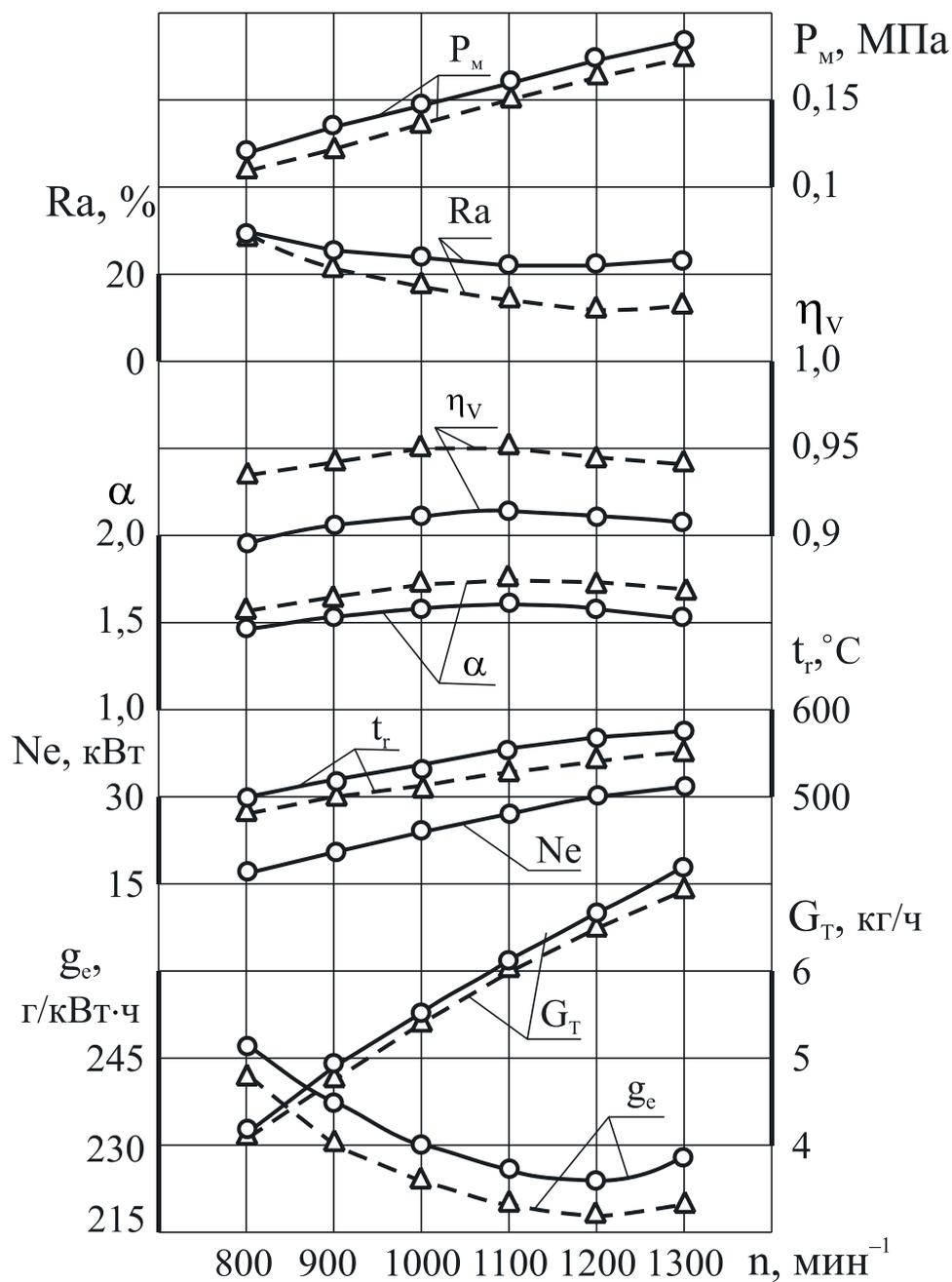


Рис. 4. Скоростная характеристика дизеля ЧН14,5/20,5:

○—○ — двухклапанная головка; Δ—Δ — четырехклапанная головка

О более полном сгорании свидетельствует увеличение коэффициента эффективности сгорания ζ на 0,05 (5,7 %) за счет уменьшения потерь теплоты в стенку ψ и потерь вследствие неполноты сгорания σ . В зависимости от частоты вращения коленчатого вала и места расположения термопар температура поршня снизилась на 3...12 °C при комплектации дизеля опытной четырехклапанной головкой цилиндра. Улучшение показателей дизеля с четырехклапанной головкой наблюдается и при работе по нагрузочной характеристике.

Экспериментальными исследованиями дизеля 4ЧН14,5/20,5, укомплектованного головками цилиндров с эксцентричными подклапанными фасками на режиме скоростной характеристики в диапазоне частот вращения $n = 950 \dots 1250$ мин⁻¹ установлено, что применение данного профиля фасок с прокладками газового стыка, имеющими концентричные отверстия под гильзы цилиндры, позволяет улучшить экономические показатели дизеля. Так удельный эффективный расход топлива g_e снизился 1,5...3,5 г/(кВт·ч), температура отработавших газов t_r уменьшилась на 5...10 °С, коэффициент наполнения η_v и коэффициент избытка воздуха α возросли соответственно на 0,6 и 0,8 %. Показатели работы дизеля улучшились и на других режимах.

Выполненными исследованиями дизеля 4ЧН14,5/20,5, укомплектованного головками цилиндров с равными диаметрами впускной и выпускной горловины ($d_{впн} = d_{выпн} = 52$ мм), на режиме сравнительной характеристики при одинаковой мощности на разных скоростях режимах установлено, что удельный эффективный расход снизился на 2,0...6,0 г/(кВт·ч), температура отработавших газов уменьшилась на 2...20 °С, коэффициент наполнения увеличился на 0,9...1,5%, коэффициент избытка воздуха увеличился на 1,8...3,6 % по сравнению с серийным исполнением. Показатели работы дизеля улучшились и на других режимах.

Кроме того, проведенные испытания на режиме скоростной характеристики дизеля 4ЧН14,5/20,5 с головками цилиндров, имеющими увеличенный диаметр впускной и выпускной горловин (для впускной с 54 мм до 56 мм), также дали положительный результат (коэффициент наполнения увеличился на 0,5...1,0 %).

Исследования впускных каналов с различными углами седел уплотнительных фасок клапанов позволило дать качественную оценку их пропускной способности. Так, при работе дизеля 4ЧН14,5/20,5 по нагрузочной характеристике при частоте вращения, соответствующей номинальной мощности ($n = 1250$ мин⁻¹), переход с угла уплотнительной фаски седла впускного клапана с 45 на 30 ° позволил снизить удельный эффективный расход топлива на 2,0...4,0 г/(кВт·ч), коэффициент наполнения возрос на 1,0...1,7%.

В пятой главе описываются конструктивные мероприятия, рекомендованные для улучшения показателей рабочего цикла тракторного дизеля. Проведенные экспериментальные исследования позволили разработать новые технические решения. Как показали исследования, приоритетным направлением повышения технического уровня дизеля является применение четырехклапанной головки цилиндров.

Такая конструкция головки цилиндров позволяет лучше использовать площадь головки, ограниченной контуром цилиндра, для размещения проходных сечений впускных и выпускных горловин каналов.

На наполнение цилиндров свежим зарядом оказывают влияние конструкция подклапанной части впускного и выпускного каналов, а также элементы камеры сгорания. На основании проведенных исследований была изменена конструкция подклапанной фаски впускного и выпускного каналов: с концентричной, выходящей за диаметр цилиндра на эксцентричную, не выходящую за диаметр цилиндра. Предложена также конструкция головки цилиндров с дополнительной полостью на огневом днище.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ, ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Анализ полученных экспериментальных и теоретических материалов позволяет сделать следующие выводы и рекомендации по работе.

1. Предложена методика расчета коэффициента наполнения дизеля с учетом влияния суммарных потерь во впускных каналах: от газодинамического сопротивления, подогрева воздушного заряда, расширения остаточных газов, заброса газов во впускной коллектор и увеличения от дозарядки.

На основании анализа результатов численного и натурального эксперимента установлено, что газодинамические потери в величине коэффициента наполнения в диапазоне частот вращения от 900 до 1250 оборотов коленчатого вала дизеля 4ЧН15/20,5 составляют 10,5...19,6 %; потери, обусловленные подогревом воздушного заряда, находятся в пределах 5,8...6,2 %; потери от затраты части хода поршня на расширение остаточных газов до давления перед впускными клапанами не превышают 1 %; потери, вызванные забросом воздушного заряда во впускной тракт двигателя, составляют примерно 2,6 %. Увеличение коэффициента наполнения за счет процесса дозарядки находится в пределах 11,2...15,6 %.

2. На основании анализа явлений, протекающих при впуске в цилиндры свежего заряда, разработан способ расчетного определения коэффициента расхода воздуха и получена математическая модель, учитывающая влияние на его величину сопротивления проточной части впускных каналов. Полученная модель может быть использована (и использовалась автором) при проектировании впускных каналов дизелей типа 4ЧН15/20,5 и 4ЧН14,5/20,5.

3. Результаты исследования автора позволили предложить ряд конструктивных решений, направленных на улучшение показателей дизелей. В частности, предложено для дизелей 4ЧН15/20,5 и 4ЧН14,5/20,5 использование четы-

режклапанной головки цилиндров, эксцентричных подклапанных фасок, увеличенного диаметра горловины впускного канала, применение дополнительной полости на огневом днище головки цилиндров и др. Некоторые из них (например, эксцентричные подклапанные фаски) защищены авторскими свидетельствами и внедрены в производство.

4. Проведен комплекс экспериментальных работ, позволивших установить, что применение четырехклапанной головки цилиндров на дизеле ЧН14,5/20,5 позволяет на режиме внешней скоростной характеристики в диапазоне частот вращения коленчатого вала $800...1300 \text{ мин}^{-1}$ снизить среднее давление механических потерь на $0,023 \text{ МПа}$ ($14,1 \%$), уменьшить удельный эффективный расход топлива на $6 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$, снизить температуру отработавших газов на $60 \text{ }^\circ\text{C}$ и степень дымности – на $8,0...10 \%$. При этом продолжительность процесса сгорания снижается примерно на 20 град ПКВ , коэффициент наполнения повышается на $0,043$ ($4,5 \%$), коэффициент избытка воздуха увеличивается на $0,101$ ($6,2 \%$).

5. Исследование показателей работы по нагрузочным характеристикам дизелей 4ЧН14,5/20,5 и 4ЧН15/20,5 с улучшенными параметрами впускных каналов обеспечивает снижение на $3,0...5,5 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ удельного эффективного расхода топлива при эксцентричных подклапанных фасках, увеличение диаметра горловин каналов позволяет снизить этот параметр на $2,0...3,0 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$. При этом коэффициент наполнения увеличивается на $0,5$ и $0,7...1,0 \%$ соответственно.

6. Изменения, внесенные в организацию процесса впуска за счет применения дополнительной полости на огневом днище головки цилиндров, обеспечили снижение удельного эффективного расхода топлива на $2,0...4,5 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ (для дизеля ЧН15/20,5 при среднем эффективном давлении $0,8...1,0 \text{ МПа}$ и $n = 950 \text{ мин}^{-1}$) и уменьшение температуры отработавших газов на $5...10 \text{ }^\circ\text{C}$.

7. В результате изменения, внесенного в организацию процесса газообмена, связанного с изменением диаметра цилиндра со 145 мм на 150 мм , коэффициент наполнения на дизелях 4ЧН15/20,5 свежим зарядом при работе по внешней скоростной характеристике увеличился на $0,022$ ($2,4 \%$), температура отработавших газов снизилась на $20...35 \text{ }^\circ\text{C}$ и температура огневого днища головки цилиндров – на $9...63 \text{ }^\circ\text{C}$. При этом удельный эффективный расход топлива снизился на $3 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$.

8. Результаты работы используются при проектировании и изготовлении дизелей на ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК». Теоретические разработки, программы расчета и исследовательское оборудование используются в учебном процессе

Южно-Уральского государственного университета при подготовке специалистов по профилю «Двигатели внутреннего сгорания».

Список публикаций в изданиях, рекомендованных ВАК

1. Клебанов, Г.Б. Повышение долговечности головок цилиндров / Г.Б. Клебанов, И.Г. Гаврилова, И.И. Дмитриева, В.А. Поваляев // Техника в сельском хозяйстве. – 1975. – № 12. – С.59 – 60.

2. Лазарев, А.А. Улучшение показателей тракторного двигателя путем применения четырехклапанного газораспределения/А.А.Лазарев, Г.Б.Клебанов, В.А.Поваляев, В.М.Бунов//Тракторы и сельхозмашины. – 1976. – № 4. – С.13 – 15.

3. Лазарев, А.А. Повышение эффективности четырехклапанной головки цилиндров / А.А.Лазарев, Г.Б.Клебанов, В.А.Поваляев, В.М.Бунов// Тракторы и сельхозмашины. – 1977. – № 6. – С.8-9.

4. Лукин, В.Д. Износы в паре седло–клапан механизма газораспределения и борьба с ними путем подбора материалов и закалки Т.В.Ч. / В.Д.Лукин, В.А.Поваляев, С.Н.Пужевский // Двигателестроение. – 1980. – № 11. – С.39 – 44.

5. Бунов, В.М. Влияние потерь во впускных каналах головок цилиндров на коэффициент наполнения тракторного дизеля / В.М.Бунов, В.А.Поваляев // Вестник ЮУрГУ. Серия "Машиностроение". – 2003. – Вып. 3 – №1(17). – С.20 – 24.

6. Шароглазов, Б.А. Расчетная оценка качества наполнения свежим зарядом цилиндров поршневого двигателя на стадии проектирования/ Б.А.Шароглазов, В.А.Поваляев // Вестник ЮУрГУ. Серия "Машиностроение". – 2008.– Вып. 12 – № 23(123). – С.20 – 25.

Кроме того были опубликованы следующие работы:

1. Поваляев, В.А. Разработка механизма привода клапанов системы газообмена форсированного тракторного дизеля/ В.А. Поваляев // Агрегаты наддува и их совместная работа с дизелями: материалы научн.-техн. конф. ЧФ НАТИ. – Челябинск, 1981. – 7 с. Деп. в ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1982. – № 234.

2. Поваляев, В.А. Определение коэффициента расхода впускных каналов тракторного дизеля / В.А. Поваляев, В.М. Бунов // Конструирование и эксплуатация наземных транспортных машин: сб. науч. тр.– Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2002. – С. 47– 51.

Личный вклад в статьях и авторских свидетельствах, опубликованных в соавторстве, составляет не менее 50%.

Поваляев Валентин Александрович

УЛУЧШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕМ ВПУСКНЫХ КАНАЛОВ

Специальность 05.04.02 – «Тепловые двигатели»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Техн. редактор А.В. Миних

Издательство Южно-Уральского государственного
университета

Подписано в печать 2008. Формат 60×84 1/16. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 0,99. Уч.-изд. л. 1. Тираж 100 экз. Заказ

Отпечатано в типографии Издательства ЮУрГУ. 454080, г. Челябинск,
пр. им. В.И. Ленина, 76