

УКРЗАЛІЗНИЦЯ

ХАРЬКОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

---

На правах рукописи

ЗАХАРЧЕНКО Вячеслав Викторович

УЛУЧШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ФОРСИРОВАННЫХ  
ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ТИПА Д49 ЗА СЧЕТ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ  
МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

05.04.02 - Тепловые двигатели

А в т о р е ф е р а т  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Харьков - 1993



Работа выполнена в Харьковском институте инженеров  
железнодорожного транспорта

научный руководитель - доктор технических наук,  
профессор В.И. Мороз

Научный консультант - кандидат технических наук  
А.В. Братченко

Официальные оппоненты - доктор технических наук,  
профессор А.А. Грунауэр;  
- кандидат технических наук  
Л.С. Гильман

Будущее предприятие - ПО "Завод им. В.А. Малышева"  
(г. Харьков)

Защита состоится "3" сентября 1993 г. в \_\_\_ часов  
на заседании специализированного совета К И14.04.01 по  
специальности 05.04.02 - "Тепловые двигатели" при Харьковском  
институте инженеров железнодорожного транспорта  
по адресу: 310050, г. Харьков-50, пл. Фейербаха, 7, ХИИТ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан "16" сентября 1993 г.

Ученый секретарь  
специализированного совета,  
кандидат технических наук

В.И. Целепейченко

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность.** Создание современных высокоэкономичных и надежных в эксплуатации двигателей внутреннего сгорания /ДВС/, а также модернизация существующих ДВС является важной задачей двигателестроения.

Весомая роль в ее решении отводится дальнейшему совершенствованию выпускаемых ПО "Коломенский завод" четырехтактных среднеоборотных дизелей семейства Д49 /ЧН26/26/, применяемых в составе тепловозных, судовых, большегрузно-автомобильных силовых установок, передвижных, стационарных электростанций, а также буровых установок.

Разработанная в ПО "Коломенский завод" целевая программа предусматривает дальнейшее развитие дизелей типа Д49 на основе расширения мощностного диапазона путем форсирования по среднему эффективному давлению  $p_{me}$  до уровня 2,1 МПа и выше. При этом возникает необходимость проведения работ по совершенствованию рабочего процесса по известным направлениям, разрабатываемым ведущими научными и производственными центрами в области двигателестроения - ЦНИДИ, ЦНИТа, МГТУ им.Баумана, ХПИ, ХИИТ, ПО "Коломенский завод", ПО "Завод имени Малышева", ПО "Звезд" и др., в том числе и за счет улучшения процессов газообмена в цилиндрах. Последнее неразрывно связано с совершенствованием кулачковых механизмов газораспределения /КМГР/ путем достижения требуемых значений "время-сечение" /BC/ клапанов, а также устранения выявленных в процессе экспериментальных исследований форсированных дизелей Д49 значительных угловых деформаций распределительного вала /РВ/, вызывающих отличия по различным цилиндрам значений углов опережения впрыскивания топлива, фаз газораспределения и оказывающих негативное влияние на работу дизеля.

Отмеченное свидетельствует об актуальности темы представленной диссертационной работы, направленной на совершенствование КМГР применительно к тепловозным дизелям 16ЧН26/26 и 20ЧН26/26.

Целью диссертационной работы являлась разработка подчиненных задаче улучшения показателей работы форсируемых до  $p_{me} = 2,1$  МПа тепловозных дизелей 16ЧН26/26 и 20ЧН26/26 научно-обоснованных рекомендаций по совершенствованию КМГР в направлении достижения высоких значений BC клапанов, а также выявления, учета и компенсации возникающих на работающем двигателе угловых деформаций РВ.

Достижение поставленной цели потребовало решения следующих

научно-технических задач:

выполнить анализ возможных направлений совершенствования КМГР форсированных дизелей, ориентированных на достижение наибольших значений ВС клапанов, компенсацию угловых деформаций РВ и выбрать наиболее приемлемые для практического использования;

разработать методику, математическую модель и программу для проектирования высокоэффективных кулачков привода клапанов дизелей типа Д49, обеспечивающих достижение наибольших значений ВС клапанов при заданных условиях на проектирование, безударную, безразрывную динамику КМГР, допускаемые уровни механической напряженности основных деталей, требования к технологии изготовления кулачков;

выполнить проектирование, изготовление опытных кулачков для привода впускных и выпускных клапанов дизеля типа Д49 и провести оценку их эффективности на работающем двигателе;

разработать методику, математическую модель, реализующую ее программу для моделирования возникающих при работе многоцилиндрового форсированного дизеля угловых деформаций РВ и вызываемых ими отклонений в законах движения клапанов;

провести расчетно-экспериментальное исследование по оценке угловых деформаций РВ дизелей I6ЧН26/26 и 20ЧН26/26 и их влияния на углы опережения впрыскивания топлива и законы движения клапанов по каждому из цилиндров двигателя;

разработать научно обоснованные рекомендации по уменьшению угловых деформаций РВ форсированных дизелей типа I6ЧН26/26 и 20ЧН26/26 за счет модернизации РВ в направлении повышения крутильной жесткости.

Научную новизну составляют:

основанная на применении рядов Фурье с процедурой сглаживания колебаний Гиббса с помощью метода  $\sigma$ -множителей методика проектирования высокоэффективных безударных координатных кулачков, обеспечивающих предельные ВС клапанов при выполнении всех ограничений по условиям проектирования;

методика, математическая модель, программа для моделирования возникающих на работающем двигателе отклонений в законах движения клапанов и в углах опережения впрыскивания топлива, учитывающая влияние основных воздействий в системе РВ, в том числе и его угловые деформации, определяемые нагрузками от кулачков привода топливных насосов высокого давления ДТНВД/ и крутильными колебаниями РВ;

результаты количественной оценки отклонений в законах дви-

жения клапанов, углах опережения впрыскивания топлива для каждого из цилиндров форсированных дизелей 16ЧН26/26 и 20ЧН26/26.

Практическая ценность. С помощью разработанной модели выполнено проектирование принятых к внедрению опытных высокоэффективных кулачков привода впускных и выпускных клапанов тепловозных дизелей типа Д49, применение которых позволит существенно улучшить показатели рабочего процесса и повысить топливную экономичность.

Выполнены количественные оценки возникающих при работе дизелей 16ЧН26/26, 20ЧН26/26 отклонений в законах движения клапанов по каждому из цилиндров, что позволяет провести работы по их компенсации и на основе этого добиться улучшения показателей работы дизелей.

Разработан и принят к внедрению вариант модернизированного РВ для форсированных дизелей типа Д49 с повышенной крутильной жесткостью, применение которого позволит уменьшить вызванные угловыми деформациями отклонения в законах движения клапанов и углах опережения впрыскивания топлива по отдельным цилиндрам в 2 и более раза.

Представленные в диссертации методики, модели, программы используются на ПО "Коломенский завод" и могут применяться в других организациях, работающих в области двигателестроения.

Основные результаты диссертационного исследования получены при выполнении НИР по договорам с ПО "Коломенский завод". Экономический эффект /в соответствии с актами внедрения за 1990-1992 гг./ составил 445 тыс.руб.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались и обсуждались на научно-технических совещаниях в ПО "Коломенский завод" /г.Коломна, 1990-1992 гг./, научно-технических конференциях ХИИТа /г.Харьков, 1991, 1992 гг./.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 9 печатных работ.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность рассмотренных в диссертационном исследовании задач и показаны пути их решения.

В первой главе выполнен анализ различных направлений улучшения показателей работы тепловозных форсированных дизелей ЧН26/26 за счет совершенствования механизма газораспределения.

В качестве одного из перспективных выделено направление,

связанное с применением в КМГР новых кулачков с высокоэффективными профилями.

Предварительная оценка целесообразности модернизации КМГР дизелей типа Д49 на основе выделенного направления позволила сформулировать требования, при выполнении которых достигается повышение эффективности клапанного привода и улучшение показателей работы двигателя. А именно, предлагаемые для замены серийных тангенциальных новые кулачки должны обеспечивать:

увеличение ВС впускных и выпускных клапанов при неизменных конструктивных параметрах клапанов и каналов в крышке цилиндра на 6-10 %;

безударную, безразрывную динамику привода клапанов, допускаемые уровни механической и напряженности деталей привода;

выполнение всех ограничений по условиям проектирования и технологии изготовления кулачков.

На основании анализа современных подходов к проектированию газораспределительных кулачков, было выявлено, что наиболее подходящее решение поставленной задачи может быть получено на основе разработанной ранее в ХИИТе методики. В ее основу положен соответствующий заданным условиям на проектирование базовый закон изменения ускорений толкателя, синтезированный с помощью рядов Фурье. Методика ранее использовалась для проектирования высокоэффективных кулачков дизеля 6ЧН13/11,5, применение которых позволило улучшить показатели рабочего процесса и топливную экономичность двигателя.

Вместе с тем прямой перенос представленной методики на решение задачи по проектированию высокоэффективных кулачков для дизеля Д49 вызвал ряд затруднений, связанных с отличиями в конструкции КМГР, в величинах подвижных масс звеньев - изменение условий достижения приемлемой динамики, с технологическим ограничением на радиус вогнутых участков, с негативным проявлением колебаний Гиббса. Отмеченное потребовало разработки на ее основе новой методики.

В разработанной методике так же предусмотрено синтезирование базового закона изменений ускорений толкателя с помощью рядов Фурье /рис.1/. Однако, для обеспечения приемлемой динамики привода число учитываемых гармоник необходимо уменьшить с пяти до четырех.

Уменьшение количества учитываемых гармоник вызывает рост амплитуд колебаний Гиббса на кривой закона изменения ускорений коромыслового толкателя, что не позволяет выполнять ограниче-

ния по механической напряженности привода клапанов, по минимальному радиусу кривизны вогнутого участка профиля, а также по силам инерции для обеспечения неразрывности кинематической цепи КМГР и запаса прочности клапанных пружин.

Отмеченное определило необходимость ввода в методику процедуры сглаживания колебаний Гиббса.

Для решения этой задачи был применен метод  $\sigma$ -множителей, суть которого заключается в том, что в выражения, описывающие базовый закон изменения ускорений толкателя, вводятся в качестве весовых коэффициентов перед соответствующими учитываемыми гармониками сглаживающие  $\sigma$ -множители, значения которых для используемых синусных рядов определяются по следующей зависимости:

$$\sigma_m = \frac{\sin \frac{(2m-1)\pi}{2n}}{(2m-1)\pi} \quad (1)$$

где  $n$  - число учитываемых гармоник;

$m$  - порядковый номер гармоники.

При этом были получены следующие зависимости для определения текущих значений подъемов  $\delta$ , аналогов угловых скоростей  $\delta'$ , ускорений  $\delta''$  коромыслового роликового толкателя.

Участок положительных ускорений толкателя ( $0 \leq \varphi \leq \varphi_1$ )

$$\left. \begin{aligned} \delta_1 &= C_{11}\varphi - C_{12} \sum_{m=1}^{m=n} \sigma_m \frac{1}{(2m-1)^3} \sin \frac{\pi(2m-1)}{\varphi_1} \varphi \\ \delta_1' &= C_{11} - C_{12} \left( \frac{\pi}{\varphi_1} \right) \sum_{m=1}^{m=n} \sigma_m \frac{1}{(2m-1)^2} \cos \frac{\pi(2m-1)}{\varphi_1} \varphi \\ \delta_1'' &= C_{12} \left( \frac{\pi}{\varphi_1} \right)^2 \sum_{m=1}^{m=n} \sigma_m \frac{1}{(2m-1)} \sin \frac{\pi(2m-1)}{\varphi_1} \varphi \end{aligned} \right\} (2)$$

Участок отрицательных ускорений толкателя ( $0 \leq \varphi \leq \varphi_2$ )

$$\left. \begin{aligned} \delta_2 &= C_{21}\varphi + C_{22} \sum_{m=1}^{m=n} \sigma_m \frac{1}{(2m-1)^3} \sin \frac{\pi(2m-1)}{\varphi_2} \varphi \\ \delta_2' &= C_{21} + C_{22} \left( \frac{\pi}{\varphi_2} \right) \sum_{m=1}^{m=n} \sigma_m \frac{1}{(2m-1)^2} \cos \frac{\pi(2m-1)}{\varphi_2} \varphi \\ \delta_2'' &= -C_{22} \left( \frac{\pi}{\varphi_2} \right)^2 \sum_{m=1}^{m=n} \sigma_m \frac{1}{(2m-1)} \sin \frac{\pi(2m-1)}{\varphi_2} \varphi \end{aligned} \right\} (3)$$

где  $\varphi_1, \varphi_2$  - соответственно протяженность по углу поворота распределительного вала ЛРВ/ участков положительных и отрицательных ускорений.

Постоянные интегрирования определяются из условия равенства аналогов угловых ускорений, скоростей и перемещений на границах сопрягаемых участков.

Разработанная методика использована при проектировании опытных кулачков дизеля I64H26/26.

В качестве второго направления совершенствования КМГР дизелей типа Д49, играющего все возрастающую роль с ростом уровня форсирования по  $\rho_{me}$ , выбрано направление, основанное на учете при проектировании или модернизации механизма газораспределения угловых деформаций РВ.

Предварительный анализ показал, что основной причиной появления значительных угловых деформаций РВ, конструкция которого предусматривает совместное размещение газовых кулачков и кулачков привода ТНВД, являются нагрузки, передаваемые на РВ от кулачков тривода ТНВД в период топливоподачи. Их проявление стало значительным при освоении уровней форсирования дизелей типа Д49 до  $\rho_{me} = 2 + 2,1$  МПа, требующим применения топливной аппаратуры, обеспечивающей максимальные давления впрыскивания топлива до 160 МПа. При этом угловые деформации распределительного вала могут достигать  $2,5^\circ$  и более, что определяет соответствующие отклонения в законах движения клапанов и по углу опережения впрыскивания топлива до  $5^\circ$  поворота коленчатого вала ЛКВ/. Такие отклонения обуславливают неидентичность условий протекания рабочего процесса в цилиндрах двигателя, что негативно влияет на показатели его работы в целом.

Для решения задачи улучшения показателей работы многоцилиндрового двигателя за счет обеспечения идентичности условий работы потребовалось провести поиск новых подходов к определению динамических отклонений в законах движения клапанов каждого цилиндра. В результате предложен методический подход и отражающая его структурная формула (4) для определения указанных отклонений.

$$\Delta\varphi_i = \Delta\varphi_{л\varphi} + \Delta\varphi_{q\varphi} + \Delta\varphi_{q\varphi_i} + \Delta\varphi_{qhc} + \Delta\varphi_{q\eta} \quad (4)$$

где  $\Delta\varphi_{л\varphi}$  - динамические отклонения, определяемые люфтами в передаточном механизме привода РВ, от коленчатого вала;

$\Delta\varphi_{q\varphi}$  - динамические отклонения, определяемые деформациями

- $\Delta\varphi_{\varphi}$  - динамические отклонения, связанные с проявлением деформаций участков РВ;
- $\Delta\varphi_{\theta}$  - динамические отклонения определяемые тепловым зазором в расположенных между кулачком и клапаном звеньях КМГР;
- $\Delta\varphi_{\eta}$  - динамические отклонения определяемые деформациями расположенных между кулачком и клапаном звеньев.

Предложенный методический подход положен в основу математической модели для исследования и улучшения интегральных характеристик функционирования КМГР каждого цилиндра многоцилиндровых четырехтактных транспортных дизелей.

Во второй главе представлено разработанное методическое и программное обеспечение, позволяющее моделировать интегральные характеристики функционирования КМГР на работающем форсированном дизеле.

Основу разработанного обеспечения составляет предложенная динамическая модель КМГР, показанная на рис.2, соответствующие контуры которой учитывают все представленные в формуле (4) составляющие.

Приведены рекомендации, представлены методики, по которым может выполняться определение отклонений  $\Delta\varphi_{\varphi}$ ,  $\Delta\varphi_{\eta}$ ,  $\Delta\varphi_{\theta}$ ,  $\Delta\varphi_{\eta}$ . Выделена актуальность разработки методики, позволяющей на стадии проектирования или модернизации КМГР моделировать ожидаемые на работающем двигателе отклонения  $\Delta\varphi_{\varphi}$ .

С учетом отмеченного разработаны методики, математические описания и соответствующие алгоритмы для моделирования нагруженно-деформированного состояния РВ, позволяющие получать текущие, по углу поворота РВ, значения угловых деформаций в различных его сечениях, определяемых нагрузками в приводах ТНВД, в соответствии с заданным законом топливоподачи и порядком работы цилиндров многоцилиндрового дизеля. При этом принято допущение об одинаковых законах впрыскивания топлива для всех цилиндров.

Первым этапом моделирования нагруженно-деформированного состояния РВ многоцилиндрового дизеля является формирование массива значений крутящего момента, воспринимаемое РВ от одного привода ТНВД. При этом за один оборот РВ значения крутящего момента на участке, соответствующем подъему толка для ТНВД определяются по формуле (5), а на участке спуска - по формуле (6).

$$M_c(i) = (r_1 + r_0 + h) P_2 \varepsilon_{\theta} \cdot \varphi \quad (5)$$

$$M_i(i) = (r + r_0 + h) \frac{F_z}{2} \operatorname{tg} \theta \quad (6)$$

где  $r$  - радиус ролика толкателя ТНВД;  
 $r_0$  - радиус начальной окружности топливной шайбы;  
 $h$  - перемещение толкателя ТНВД;  
 $F_z$  - суммарная сила, действующая на толкатель ТНВД;  
 $\theta$  - угол давления;  
 $\eta$  - механический коэффициент полезного действия.

На втором этапе моделирования нагруженно-деформированного состояния РВ многоцилиндрового дизеля формируется схема нагружения РВ крутящими моментами от нагрузок во всех приводах ТНВД. При этом, исходя из принятого ранее допущения об идентичности законов изменения давления топлива  $p_n$  для всех цилиндров многоцилиндрового дизеля значения крутящего момента от топливных кулачков первого и  $j$ -го цилиндров определяются, как функции угла  $\varphi$  РВ. За начало отсчета  $\varphi$  принимается начало подъема толкателя ТНВД первого по порядку работы цилиндра

$$M_i(i) = f(\varphi_i) \quad (7)$$

$$M_j(i) = f(\varphi_i - \Delta_j) \quad (8)$$

где  $\Delta_j$  - фазовый сдвиг цикла изменения крутящего момента от кулачка ТНВД  $j$ -го цилиндра.

Представление крутящего момента на РВ от кулачка ТНВД  $j$ -го цилиндра как функции угла  $\varphi$  позволяет формировать массивы  $M_j(\ell)$  для каждого цилиндра многоцилиндрового дизеля перестановкой элементов массива  $M_i(\ell)$ . При этом значение каждого элемента массива  $M_j(\ell)$  определяется как

$$M_j[k] = \begin{cases} M_i[k-j] & \text{при } k > j \\ M_i[k-j+\ell] & \text{при } k \leq j \end{cases} \quad (9)$$

где  $k$  - номер элемента массива  $M_j(\ell)$ , соответствующего  $k$ -му положению РВ.

С помощью предложенного алгоритма формируется матрица нагружения РВ крутящими моментами от приводов ТНВД всех цилиндров двигателя  $M(n, \ell)$ , число строк  $n$  которой соответствует числу цилиндров двигателя, а число столбцов  $\ell$ , соответствует числу рассматриваемых фиксированных положений РВ.

Наличие матрицы нагружения РВ  $M(n, \ell)$  позволяет известными способами получить, также в матричном виде, схему изменения угловых деформаций РВ по углу  $\varphi$ .

Дополнительные деформации РВ, вызываемые нагрузками в приводах выпускных и впускных клапанов в случае необходимости определяются аналогично.

Разработанная математическая модель нагруженно-деформированного состояния РВ позволяет моделировать основные угловые деформации последнего без учета возникающих на работающем двигателе вынужденных крутильных колебаний РВ.

Однако в современных многоцилиндровых транспортных дизелях, с достаточно длинными РВ, наряду с основными деформациями РВ наблюдаются значительные деформации, определяемые крутильными колебаниями системы РВ.

С учетом отмеченного разработана динамическая и соответствующая математическая модели для моделирования крутильных колебаний РВ многоцилиндрового дизеля, в том числе и на резонансных частотах вращения РВ.

При разработке такой модели были использованы применяемые в исследованиях крутильных колебаний коленчатых валов ДВС подходы и методы, учтены специфические вопросы связанные с особенностями исследования крутильных колебаний РВ.

Основными этапами исследования крутильных колебаний РВ многоцилиндрового дизеля являются следующие: построение эквивалентной динамической системы РВ, формирование массивов значений возбуждающих колебания гармонических моментов для каждого модуля; определение критических резонансных частот вращения РВ; последовательный расчет вынужденных крутильных колебаний, вызываемых резонирующими и нерезонирующими гармониками возбуждающих моментов.

Эквивалентная динамическая модель совершающей крутильные колебания системы РВ многоцилиндрового четырехтактного дизеля представлена на рис.3.

В работе представлены рекомендации по определению основных параметров эквивалентной динамической модели колебательной системы РВ, а также необходимое для моделирования определяемых крутильными колебаниями деформаций РВ математическое описание.

В третьей главе представлены результаты выполненного расчетно-экспериментального исследования по модернизации механизма газораспределения форсированных тепловозных дизелей типа Д49, направленной на улучшение показателей их работы.

В соответствии с выделенными ранее направлениями на первом этапе решалась задача увеличения ВС клапанов за счет применения новых высокоэффективных кулачков, проектирование котловых прово-

дилось по разработанной методике.

При этом использовались результаты выполненного с помощью методов математического планирования исследования по выбору основных параметров представленного на рис.1 базового закона изменения ускорений толкателя для кулачков привода впускных и выпускных кулачков, которые составили: максимальный уровень аналога угловых положительных ускорений толкателя  $\delta_{max}^+ = 1,094$  рад.поворота толкателя/(рад.поворота кулачка)<sup>2</sup>; максимальный уровень аналога угловых отрицательных ускорений толкателя  $\delta_{max}^- = 0,460$  рад.поворота толкателя/(рад.поворота кулачка)<sup>2</sup>; протяженность по углу ПРВ участка положительных ускорений толкателя  $\psi_1 = 18,5^\circ$ ; протяженность по углу ПРВ участка отрицательных ускорений толкателя  $\psi_2 = 44^\circ$ ; количество учитываемых гармоник  $n = 4$ , минимальный радиус кривизны вогнутого участка профиля кулачка  $R_{кр. min} = -174,5$  мм; протяженность по углу ПРВ половины угла действия кулачка  $\psi_{g/2} = 66^\circ$  - для впускного кулачка,  $\psi_{g/2} = 70^\circ$  - для выпускного кулачка; наибольший угол поворота коромыслового роликового толкателя  $\delta_{max} = 9,56^\circ$ .

В результате выполненного проектирования были получены координаты профилей опытных кулачков привода впускных и выпускных клапанов, обеспечивающих значения коэффициентов полноты диаграммы подъема толкателя  $\eta_n$ , косвенно характеризующих величину ВС, соответственно 0,59 и 0,62. При серийных тангенциальных кулачках значения  $\eta_n$  равны соответственно 0,57 и 0,59. По выполненным оценкам такое увеличение коэффициентов  $\eta_n$  соответствует увеличению ВС клапанов на 6-9 %.

Моделирование и анализ динамических характеристик привода впускных рис.4 и 5 и выпускных клапанов показали, что при использовании разработанных опытных кулачков обеспечивается безударная, безразрывная динамика КМГР и устраняются имеющиеся место при использовании серийных тангенциальных кулачков разрывы кинематической цепи. При этом снижается механическая напряженность основных деталей КМГР на 30-60 %. Для экспериментальной проверки эффективности опытных кулачков на двигателе был изготовлен их комплект для привода впускных и выпускных клапанов дизеля I6CH26/26.

Экспериментальная проверка проводилась в ПО "Коломенский завод" на стенде, оборудованном дизелем ОД49, современной измерительной и регистрирующей аппаратурой, позволяющей определять показатели рабочего процесса. Исследование проводилось по заводской программе, предусматривающей испытания дизеля на режи-

мах тепловозной характеристики дизеля 2В-9ДГ /16ЧН26/26,  $P_e = 2940$  кВт,  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup>/ при его комплектации серийными тангенциальными и разработанными опытными кулачками.

Было установлено, что при использовании опытных кулачков обеспечивается увеличение ВС клапанов на 6-9 % по сравнению с серийными кулачками, достигается существенное увеличение расходов воздуха, коэффициентов наполнения и избытка воздуха в цилиндрах. При этом увеличение на  $5 + 12$  % коэффициентов  $\alpha$  в интервале частот вращения коленчатого вала  $630 + 900$  мин<sup>-1</sup> и нагрузок /0,25 + 0,75/ Реном привело к существенному улучшению индикаторного процесса и снижению удельных эффективных расходов топлива  $\beta_e$  от 2 до 10 г/кВт·ч.

В соответствии с выделенным вторым направлением совершенствования КМГР с помощью разработанных методик и математических моделей было проведено расчетно-экспериментальное исследование по оценке отклонений в законах движения клапанов и углах опережения впрыскивания топлива, возникающих при работе тепловозных дизелей 16ЧН26/26 и 20ЧН26/26, форсированных до  $P_{me} = 2,1$  МПа.

Анализ полученных результатов показал, что при использовании на рассматриваемых дизелях серийных РВ угловые деформации в различных сечениях изменяются от 0,2 до 2,7°, что соответствует фазовым отклонениям в законах движения клапанов и углах опережения впрыскивания по отдельным цилиндрам от 0,4 до 5,4° ПКВ. Выполненный анализ опубликованных в работах ряда авторов результатов экспериментальных исследований ДВС позволил оценить негативное влияние выявленных отклонений на показатели рабочего процесса и топливную экономичность дизелей. В частности, имеющие место отклонения по углу опережения впрыскивания топлива и фазам газораспределения вызывают отличия в различных цилиндрах значений максимальных давлений сгорания до 1,5 МПа, коэффициентов наполнения и избытка воздуха в цилиндрах, индикаторного КПД до 4 %, что приводит к значительному повышению удельного эффективного расхода топлива до 10 г/кВт ч и более. Поэтому устранение таких отклонений на основе совершенствования КМГР является резервом улучшения показателей рассматриваемых дизелей.

Для реализации выявленного резерва было выполнено исследование и предложен приемлемый для практики вариант модернизации РВ форсированных дизелей типа 16ЧН26/26 и 20ЧН26/26, основанный на оговоренном заводом-изготовителем допустимом изменении приведенного диаметра вала с 63,7 мм до 76,2 мм и соответствующем повышении его крутильной жесткости.

В качестве иллюстрации на рис. 6 представлены графики, отражающие изменение возникающих при работе дизеля 20ЧН26/26 в системе РВ угловых отклонений для сечения кулачка приводов ТНВД 10-го левого и 10-го правого цилиндров с серийным и опытным распределительными валами. Видно, что переход на опытный РВ позволяет уменьшить рассматриваемые угловые отклонения в 1,8 - 2 раза, что должно положительно отразиться на рабочем процессе и показателях работы исследуемых дизелей.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Выполненная диссертационная работа характеризуется следующими основными результатами и выводами:

1. Рассмотрены перспективные направления улучшения показателей работы тепловозных форсированных дизелей на основе совершенствования КМГР. Показано, что приемлемыми для практики путями являются использование в КМГР кулачков с новыми висс.коэфф. активными профилями, а также проектирование или модернизация КМГР с учетом деформаций РВ.

2. Предложена новая методика профилирования высокоэффективных безударных координатных кулачков для КМГР форсированных дизелей с различными типами толкателей, предусматривающая синтез требуемого закона изменения ускорений толкателя с помощью рядов Фурье с процедурой сглаживания колебаний Гиббса на основе метода  $\sigma$ -множителей.

По этой методике спроектированы опытные кулачки привода впускных и выпускных клапанов для тепловозных дизелей типа Д49, позволяющие увеличить ВС клапанов по сравнению с серийными специальными кулачками на 6-9 % при приемлемой динамике и строгом выполнении всех ограничительных условий.

3. Показано, что получаемые на работающих дизелях типа Д49 реальные законы движения клапанов существенно отличаются от заданных теоретических, что приводит к соответствующим отклонениям фаз газораспределения и условий газообмена в отдельных цилиндрах.

4. Проведен анализ возникающих при работе форсируемых до цилиндровой мощности 295 кВт дизелей 2В-9ДГ /16ЧН26/26/ и 1-20ДГ /20ЧН26/26/ угловых деформаций РВ.

Установлено, что при использовании устанавливаемых на транспортных дизелях ТНВД с максимальными давлениями впрыскивания до 160 МПа на работающем двигателе такие деформации мо-

гут достигать значений до  $2,7^\circ$ , то есть приводить к фазовым отклонениям в законах движения клапанов и плунжеров ТНВД до  $5^\circ$  ПКВ и выше. Такие отклонения являются одной из причин неидентичности работы цилиндров и ухудшения показателей работы двигателя в углах.

Определяющими значения угловых деформаций РВ силовыми факторами являются моменты от кулачков привода ТНВД.

5. Выполнен анализ накопительного формирования динамических отклонений в законах движения клапанов, определяемых люфтами и деформациями звеньев привода РВ от коленчатого вала, деформациями отдельных участков РВ, а также деформациями и тепловыми зазорами в расположенных между кулачком и клапаном звеньях. Предложена формула, по которой может проводиться определение таких отклонений для каждого из цилиндров.

6. Разработаны динамическая и соответствующая математическая модели для исследования нагруженно-деформированного состояния в различных сечениях РВ.

7. Предложена методика, математическая модель для моделирования крутильных колебаний РВ дизелей типа Д49 при различных частотах вращения РВ, включая и резонансные, и отклонений в законах движения клапанов для каждого цилиндра двигателя.

8. Разработана математическая модель, которая позволяет на стадии проектирования и модернизации двигателя проводить исследование и улучшать характеристики функционирования механизма газораспределения тепловозных форсированных дизелей и, как результат, улучшать показатели их работы.

9. Спроектированы и изготовлены опытные высокоэффективные безударные координатные кулачки привода впускных и выпускных клапанов дизеля 16ЧН26/26. Выполнена экспериментальная проверка эффективности опытных кулачков на стенде ЦО "Коломенский завод". Полученные при этом результаты подтвердили существенное улучшение показателей работы двигателя по сравнению с серийными тангенциальными кулачками.

В частности, применение опытных кулачков приводит к значительному повышению расходов воздуха, увеличению коэффициентов наполнения и избытка воздуха на режимах тепловозной характеристики дизеля 16ЧН26/26 в интервале  $P_a = (0,25-0,75)$  Реном,  $n = 630 \dots 900 \text{ мин}^{-1}$ . В результате улучшения индикаторного процесса в цилиндрах отмечено снижение расходов топлива на

2-10 г/кВт·ч.

При этом подтверждена безударная, безразрывная динамика клапанного привода и снижение на 30-60 % напряжений в деталях клапанного привода.

10. Проведено расчетно-экспериментальное исследование нагруженно-деформированного состояния серийных РВ дизелей типа 16ЧН26/26 и 20ЧН26/26 при их форсировании до  $p_{me} = 2,1$  МПа. Определены угловые деформации РВ в сечениях газораспределительных и топливных кулачков для каждого из цилиндров. Выявлено, что для различных цилиндров дизеля 16ЧН26/26 угловые деформации серийных РВ находятся в пределах от 0,2 до 2,5°, а дизеля 20ЧН26/26 - от 0,2 до 2,7°. Это определяет фазовые динамические отклонения в законах движения клапанов и плунжеров ТНВД до 5-5,4° ПКВ, что негативно отражается на работе рассматриваемых двигателей.

11. Рассмотрены пути уменьшения выявленных динамических отклонений на основе совершенствования КМГР. Показано, что приемлемое для практики решение может быть получено за счет замены серийного РВ, опытным, обладающим повышенной крутильной жесткостью. Обоснованы конструктивные параметры опытного распределительного вала дизеля 20ЧН26/26, обеспечивающие при выполнении всех сформулированных заводом-изготовителем ограничительных условий снижение угловых отклонений в различных сечениях РВ в 1,8-2 раза.

12. Разработанные методики, модели, полученные с их помощью результаты и рекомендации переданы в ПО "Коломенский завод" и приняты к внедрению.

Основные положения диссертации изложены в работах:

1. Мороз В.И., Братченко А.В., Захарченко В.В. Методические аспекты математического моделирования характеристик функционирования механизма газораспределения и привода топливных насосов высокого давления многоцилиндрового дизеля. - Деп. в ЦНИИТЭИТяжмаш, № 768тм. - Харьков, 1991. - 12 с.

2. Мороз В.И., Захарченко В.В., Лещенко О.С., Сысенко С.С. Математическое моделирование нагруженно-деформированного состояния распределительного вала многоцилиндрового форсированного дизеля. Деп. в ЦНИИТЭИТяжмаш, № 769тм. - Харьков. - 1991. - 19 с.

3. Мороз В.И., Минак С.А., Захарченко В.В. Оценка влияния отклонений реальных законов движения клапанов от теоретических на газообменные процессы в цилиндрах ДВС. - Тезисы докладов 53-й и н.-т. конф. ХИИТа, с.28. - Харьков. - ХИИТ, 1991.

4. Мороз В.И., Захарченко В.В. Моделирование реальных законов топливоподачи и движения газораспределительных клапанов для различных цилиндров форсированного дизеля. - Тезисы докладов 53-й н.-т. конф. ХИИТА, с.32-33. - Харьков. - ХИИТ, 1991.

5. Мороз В.И., Захарченко В.В. Математическое моделирование определяемых крутильными колебаниями угловых деформаций распределительного вала многоцилиндрового дизеля. - Деп. в УкрИНТЭИ, № 593ук. - Харьков, 1991. - 12 с.

6. Мороз В.И., Захарченко В.В. Особенности математического моделирования резонансных крутильных колебаний распределительного вала дизеля. - Деп. в УкрИНТЭИ, № 744ук. - Харьков, 1992. - 15 с.

7. Мороз В.И., Захарченко В.В., Хрипун С.А., Мартынов В.С., Ситников К.А. Особенности профилирования безударных кулачков ДВС на основе рядов Фурье с процедурой сглаживания колебаний Гиббса. - Деп. в УкрИНТЭИ, № 990ук. - Харьков. - 1992. - 15 с.

8. Мороз В.И., Минак С.А., Захарченко В.В., Братченко А.В., Маршинин А.Е. Особенности проведения прочностных расчетов основных деталей клапанного привода ДВС при оценке эффективности различных профилей кулачков. - Деп. в УкрИНТЭИ, № 1123. - Харьков, - 1992. - 13 с.

9. Заявка № 4929720/06 СССР, МКИ<sup>4</sup> F 01 L 1/18. Механизм газораспределения ДВС / Мороз В.И., Суранов А.В., Братченко А.В., Захарченко В.В. - Положительное решение о выдаче патента от 30.01.92.

Базовый закон изменения угловых скоростей роликового  
коромыслового толкателя

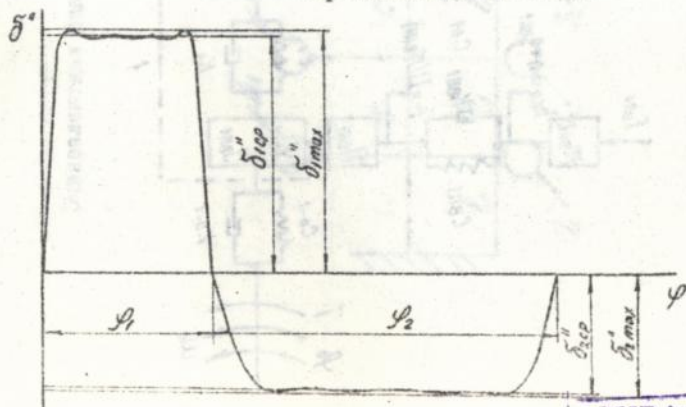


Рис. 1



Эквивалентная динамическая модель распределительного вала многоцилиндрового  
 четырехтактного дизеля типа Д49

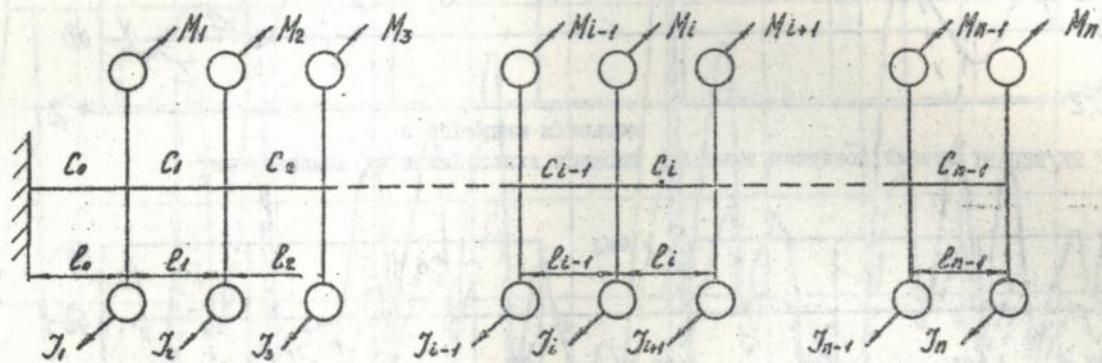


Рис. 3

Динамические характеристики привода впускных клапанов дизеля 16ЧН26/26  
с опытным кулачком

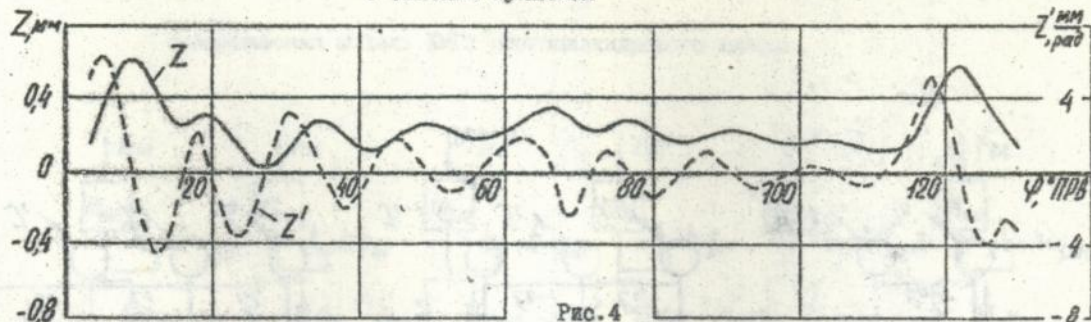


Рис. 4

Динамические характеристики привода впускных клапанов дизеля 16ЧН26/26  
с серийным кулачком

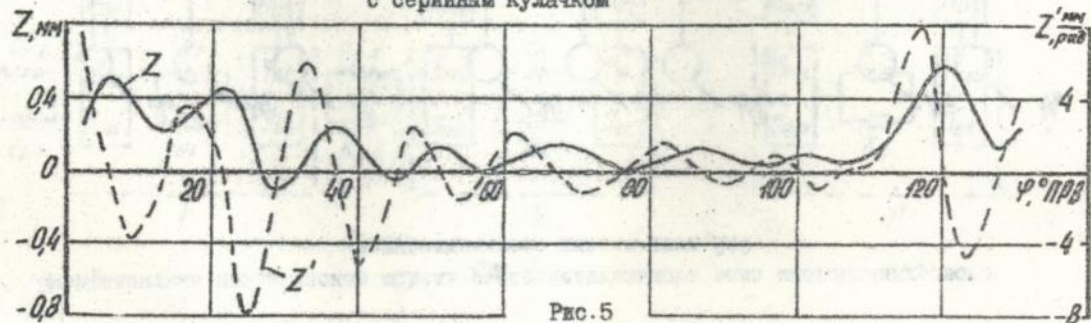


Рис. 5

Угловые деформации в сечении топливного кулачка 10-го модуля  
серийного ( — ) и опытного ( - - - ) РВ дизеля I-20ДГ (20ЧН26/26)

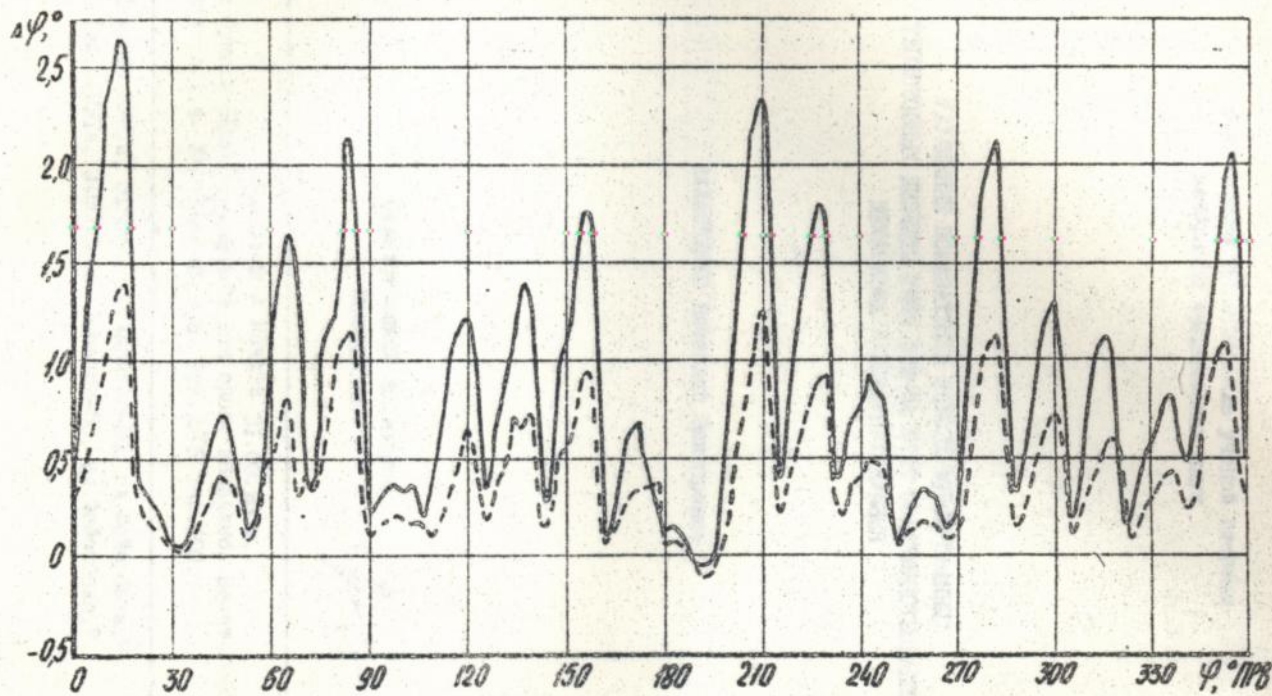
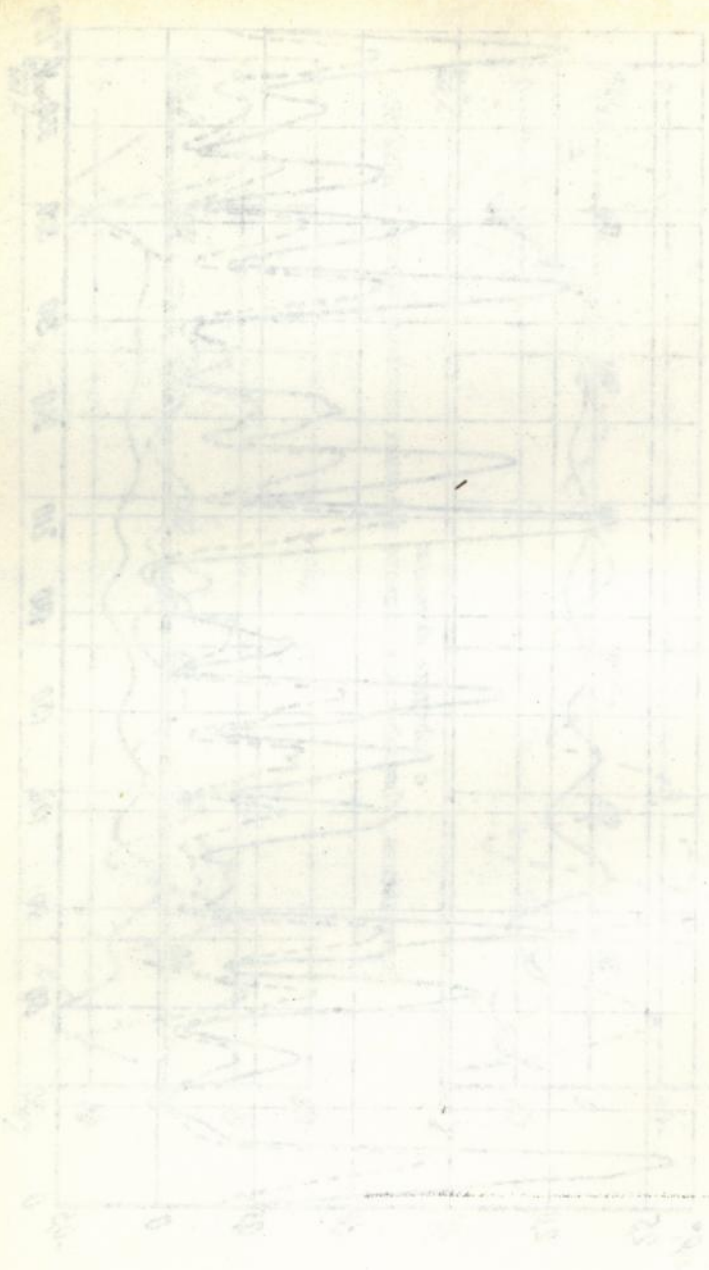


Рис. 6

Handwritten text at the top of the page, possibly a title or header, which is mostly illegible due to fading and bleed-through.



Handwritten text at the bottom of the page, likely a caption or description of the graph, which is mostly illegible due to fading and bleed-through.

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

УЛУЧШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ФОРСИРОВАННЫХ  
ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ТИПА Д49 ЗА СЧЕТ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ  
МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

ЗАХАРЧЕНКО Вячеслав Викторович

Ответственный за выпуск  
Минак С.А.



---

Подписано к печати 31.03.93 г.

Формат бумаги 60x84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага для множ. аппаратов. Печать офсетная  
Усл.-печ. л. 1,4. Уч.-изд. л. 1,5. Зак. 259 Тир. 100.

---

Издание ХИТА, 310050, г. Харьков-50, пл. Фейербаха, 7.  
Тип. ХИТА, 310050, г. Харьков-50, пл. Фейербаха, 7.

AB 27.297