

На правах рукописи

МИНАК Сергей Анатольевич

ПОВЫШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ  
СРЕДНЕВОРОТНОГО ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ  
НА ОСНОВЕ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЗАДАННЫХ ЗАКОНОВ  
ДВИЖЕНИЯ КЛАПАНОВ

05.04.02 -- Тепловые двигатели

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



00814750 (P)

Работа выполнена в Харьковский  
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 В. Д. Сахаревич;  
– кандидат технических наук,  
В. П. Ересько
- Ведущее предприятие – Первомайский машиностроительный  
завод им. 25 Октября

Защита состоится " 6 " мая 1993 г. в 13<sup>30</sup> часов  
на заседании специализированного совета К II4.04.01 по специ-  
альности 05.04.02 – "Тепловые двигатели" при Харьковском  
институте инженеров железнодорожного транспорта по адресу:  
310050, г. Харьков-50, пл. Фейербаха, 7.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Харьковского  
института инженеров железнодорожного транспорта.

Автореферат разослан " 2 " апреля 1993 г.

Ученый секретарь  
специализированного совета  
кандидат технических наук

В. И. Пелепейченко

Актуальность. Важнейшей задачей, стоящей перед двигателестроением, является создание высокоэкономичных, надежных и долговечных двигателей внутреннего сгорания.

Одним из направлений ее решения является создание и освоение производства четырехтактных дизелей с высокими технико-экономическими показателями, а также дальнейшее развитие мощностных рядов существующих дизелей, осуществляемое, главным образом, на основе повышения уровней форсирования по среднему эффективному давлению.

В нынешней ситуации, сложившейся в нефтедобывающей и нефтеперерабатывающей отраслях, особую актуальность приобретают работы, нацеленные на дальнейшее повышение топливной экономичности форсированных дизелей.

Анализ научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ в этом направлении, проводимых ведущими в области двигателестроения научными и производственными центрами /ЦНИИ, ИГТУ, ЛПИ, ХПИ, ХИИТ, ПО "Завод имени Малышева", ПО "Коломенский завод", ПО "Звезда" и др./, подтверждает что при форсировании дизеля весомая роль отводится улучшению газообменных процессов в цилиндрах, на качество протекания которых существенное влияние оказывают законы движения клапанов, определяемые конструкцией кулачковых механизмов газораспределения /КМГР/.

При этом в основу проектирования КМГР закладываются требования по условиям качественного протекания рабочего процесса в цилиндрах двигателя фазы газораспределения, "время-сечение" /ВС/ впускных и выпускных клапанов, ограничительные условия по уровням кинематических и динамических параметров, механической напряженности и технологичности основных элементов привода. Контроль результатов проектирования выполняется на основе получаемых теоретических законов движения клапанов.

По результатам экспериментальных исследований форсированных дизелей типа Д49 /15ЧН26/26/ Д42/6ЧН30/38/ выявлены существенные отличия получаемых на работающем двигателе /реальных/ законов движения клапанов от заданных, что проявляется в значительных отклонениях фаз газораспределения, уменьшении ВС клапанов, превышениях уровней кинематических и динамических параметров. Выполненные проработки показали, что причиной отклонений являются деформации звеньев и динамические процессы, проте-

нающие в приводах клапанов. Устранение указанных отклонений является резервом улучшения рабочего процесса и основных показателей работы форсированного дизеля.

Выполненная диссертационная работа направлена на решение актуальной и важной научно-технической задачи повышения топливной экономичности среднеоборотных четырехтактных дизелей типа Д42 на основе обеспечения требуемых законов движения клапанов.

Цель диссертационной работы: Разработка и практическая реализация научно обоснованных рекомендаций по повышению топливной экономичности среднеоборотных дизелей типа Д42 на основе обеспечения на работающем двигателе требуемых по условиям качественного протекания рабочего процесса законов движения клапанов.

Для ее достижения необходимо было решить следующие научно-технические задачи:

провести исследование по выявлению и оценке величин отклонений в получаемых на двигателе законах движения клапанов по сравнению с заданными; рассмотреть возможные пути их компенсации и выбрать приемлемый для практики вариант;

разработать методику, соответствующую математическую модель для моделирования и оценки реальных законов движения клапанов при проектировании КМГР;

разработать методику проектирования кулачков, обеспечивающих получение на работающем двигателе требуемых законов движения клапанов, при выполнении всех ограничительных условий по динамике, механической напряженности привода и технологии изготовления кулачков;

разработать уточненные методики расчета ВС клапанов и показателей механической прочности деталей привода, основанные на использовании реальных законов движения клапанов;

провести расчетно-экспериментальное исследование и выработать рекомендации по модернизации КМГР дизеля 6ЧН30/38 с целью повышения его топливной экономичности.

Научную новизну составляют:

методика и соответствующая ей математическая модель для моделирования реальных законов движения клапанов;

методика проектирования безударных координатных кулачков, защищенная в.с. № 1751367, обеспечивающая получение требуемых законов движения клапанов на работающем двигателе;

методики проведения уточненных расчетов ВС клапанов и показателей механической напряженности элементов конструкции клапанного привода, основанные на учете реальных законов движения клапанов;

математическая модель и реализующая ее программа для проектирования и исследования КМГР.

Практическая ценность диссертационной работы характеризуется следующим:

приведены количественные оценки возникающих на работающих дизелях типа Д42 и Д49 отклонений в фазах газораспределения, ВС клапанов, кинематических и динамических параметров, показателей механической напряженности основных элементов привода клапанов;

предложен вариант модернизации КМГР дизеля 6ЧН30/38, обеспечивающий существенное повышение топливной экономичности дизеля за счет обеспечения при его работе требуемых законов движения клапанов.

Изготовлен комплект прошедших экспериментальную проверку и принятых к внедрению высокоэффективных безударных кулачков для привода впускных и выпускных клапанов дизеля 6ЧН30/38, обеспечивающих получение на работающем двигателе требуемых законов движения клапанов.

Внедрение результатов работы. Полученные результаты, выработанные рекомендации, разработанные методики, реализующие их математические модели и программы переданы на ПО "Коломенский завод" и используются при создании и доводке современных форсированных дизелей. Они могут использоваться и другими ПО и организациями, занимающимися созданием дизелей.

Экономический эффект от внедрения результатов настоящей работы в соответствии с актами за 1991-1992 гг. составил 546 тыс. руб.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на научно-технических созещаниях в ПО "Коломенский завод" /г.Колмна 1990, 1991 гг./, научно-методических семинарах и научно-технических конференциях в Харьковском институте инженеров железнодорожного транспорта /1991-1992 гг./.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 7 печатных работ, получено авторское свидетельство.

Во введении обоснована актуальность диссертационного исследования, сформулированы основные задачи и пути их решения.

В первой главе проведен анализ отклонений реальных законов движения клапанов от заданных при проектировании /теоретических/ и выполнена оценка перспективных направлений их компенсации.

По результатам экспериментальных исследований дизелей 16ЧН26/26 и 6ЧН30/38 /рис.1/, проведенных совместно со специалистами ПО "Коломенский завод", было установлено, что отличия реальных законов движения клапанов от теоретических проявляются в значительном изменении фаз газораспределения /запаздывание открытия и опережение момента закрытия впускных и выпускных клапанов составляет  $6 \pm 12^{\circ}$  ПКВ/, существенном уменьшении общей продолжительности открытия клапанов до  $24^{\circ}$  ПКВ, уменьшении величины подъема клапанов до 1 мм, увеличении их скоростей до 0,2 м/с и ускорений - более чем в 2 раза. Наличие данных отклонений в приводе приводит к уменьшению до 8 % задаваемой при проектировании величины ВС клапанов.

Отмечено, что достижение заложенной при проектировании величины ВС за счет обеспечения на работающем двигателе требуемых законов движения клапанов является одним из резервов повышения его топливной экономичности. Это обосновало необходимость поиска приемлемых для практики путей компенсации выявленных отклонений в реальных законах движения клапанов от теоретических.

Показано, что данная задача может быть сведена к компенсации начальных упругих деформаций звеньев КМГР, являющихся следствием динамических процессов, протекающих в упругой кинематической цепи привода клапанов.

Рассмотрены возможные варианты решения выделенной задачи. При этом наиболее приемлемым, не требующим существенных изменений в конструкции двигателя и эффективным вариантом, является решение задачи, основанное на применении новых высокоэффективных кулачков, профили которых имеют кроме основных, определяемых углами действия, соответствующие компенсационные участки.

Показано, что в основу проектирования таких компенсационных участков может быть заложен подход, аналогичный используемому при проектировании участков сбег в задачах профилирования безударных кулачков. Причем, если при проектировании участков сбег основным исходным параметром является величина теплового

зазора /определяет соответствующее перемещение толкателя в конце участка сбега/, то при проектировании компенсационных участков - величина начальной деформации привода. Следует отметить, что при необходимости компенсационный участок может выполнять функции и участка сбега. В этом случае его проектирование выполняется на основе соответствующей суммы величин упругой деформации и теплового зазора в приводе клапанов.

Таким образом решение задачи обеспечения на работающем двигателе требуемых законов движения клапанов связано с реализацией специального подхода к профилированию кулачков, имеющих компенсационные участки. Он предусматривает, в числе основных исходных параметров на проектирование, задание величины начальных упругих деформаций привода клапанов, которые при отсутствии экспериментальных данных можно получать путем математического моделирования. Это обосновывает необходимость разработки соответствующей математической модели, построение которой рассмотрено во второй главе.

Во второй главе представлены разработанные методики, объединенные в математическую модель для проектирования высокоэффективных КМГР из условия получения на работающем двигателе требуемых законов движения клапанов.

Процесс проектирования, реализующий итерационный поиск конечного решения, проводится в соответствии со следующими этапами:

1. проектирование кулачков на основе исходных данных;
2. расчет кинематических характеристик и теоретических законов движения клапанов;
3. моделирование динамических характеристик и реальных законов движения клапанов;
4. сравнение реальных и теоретических законов движения клапанов и в случае недопустимых отличий - проектирование кулачков с компенсационными участками;
5. уточненная оценка ВС клапанов и показателей механической напряженности.

С учетом отмеченного математическая модель имеет модульное строение и объединяет 4 основных модуля:

1. Модуль профилирования кулачков без компенсационных участков, обеспечивающий получение отвечающих заданным условиям проектирования профиля, кинематических характеристик толкателя и теоретических законов движения клапанов.

2. Модуль для моделирования динамических характеристик КМГР, оценки безударности и безразрывности кинематической цепи привода, моделирования реальных законов движения клапанов.

3. Модуль профилирования высокоэффективных безударных кулачков /с компенсационными участками/, обеспечивающих получение на работающем двигателе требуемых законов движения клапанов при выполнении всех основных и ограничительных условий на проектирование.

4. Модуль расчета ВС клапанов и прочностных характеристик основных деталей КМГР на основе реальных законов движения клапанов.

Основу первого модуля составляет разработанная методика профилирования кулачков в которой на первом этапе проектирования не учитывается начальная упругая деформация привода. Следует отметить, что особенности конструкции КМГР дизеля 6ЧН30/38 потребовали разработки математического описания для расчета кинематических характеристик толкателя и теоретических законов движения клапанов. Выведенные с помощью метода проекций замкнутого векторного контура на координатные оси расчетные зависимости представлены в диссертации.

Получаемые в первом модуле теоретические законы движения клапанов являются исходными для моделирования динамики привода и реальных законов движения клапанов во втором модуле. Его основу составляет разработанная в ХИИТе обобщенная динамическая модель привода, жесткостные и диссипативные параметры которой определялись на основе экспериментальных исследований привода клапанов дизеля 6ЧН30/38. Адекватность данной модели подтверждена при проведении многочисленных экспериментальных исследований дизелей типа Д42 и Д49.

Расчитанные динамические характеристики, отражающие изменение упругих деформаций  $Z$ , мм привода по углу поворота кулачка используются для контроля безразрывности кинематической цепи /условия  $Z > 0$ /, а производные  $Z'$ , мм/рад и  $Z''$ , мм/рад<sup>2</sup> - при моделировании реальных скоростей  $V_k^p$  и ускорений  $a_k^p$  клапана:

$$h_k^p = (h_k - Z) / 1000 \quad , \text{ м} \quad (1)$$

$$V_k^p = V_k - Z' \cdot \omega / 1000 \quad , \text{ м/с} \quad (2)$$

$$a_k^p = a_k - Z'' \cdot \omega^2 / 1000 \quad , \text{ м/с} \quad (3)$$

где  $\omega$  - угловая скорость распределительного вала, рад/с.

Реальные законы движения клапанов сравниваются с теоретическими и оцениваются имеющие место отклонения. Для их устранения необходимо провести второй этап проектирования кулачков, с компенсационными участками на профилях, в основу построения которых закладываются начальные упругие деформации привода полученные при расчете динамических характеристик. Разработанная для этого методика составляет основу третьего модуля.

Базой для новой методики профилирования кулачков послужила разработанная ранее методика, основанная на синтезировании требуемого закона изменений ускорений толкателя, условно названного трапецеидальным /с помощью заменяющих трапеций/. Она была ориентирована на механизмы с автоматической выборкой теплового зазора и не учитывала возможность ввода участков сбег. Однако при этом синтез базового закона изменений ускорений толкателя выполнялся из условия достижения наибольшей величины ВС клапанов при заданных условиях и ограничениях на проектирование.

В основе разработанной методики проектирования высокоэффективных координатных безударных кулачков используется синтезируемый по конкретным условиям на проектирование закон изменения ускорений толкателя, представленный на рис.2. Он характеризуется следующими основными параметрами:

- $\varphi_0$  - протяженность участка компенсации упругих деформаций;
- $\varphi_1$  - протяженность участка положительных ускорений толкателя /отсчитываемая от конца компенсационного участка/;
- $\delta_1''$  - наибольший допустимый уровень аналога положительных ускорений толкателя;
- $\varphi_1$  - протяженность участков с линейным изменением аналога положительных ускорений толкателя, вводимые из условия получения безударного профиля;
- $\varphi_2$  - протяженность участка отрицательных ускорений толкателя;
- $\delta_2''$  - наибольший допустимый уровень аналога отрицательных ускорений толкателя;
- $\varphi_3$  - протяженность участков, на которых величина аналога отрицательных угловых ускорений толкателя изменяется по закону квадратной параболы; выбирается из условия обеспечения безразрывной динамики привода.

При этом основными условиями для проектирования компенсационных участков  $\varphi_0$  являются: обеспечение в конце участков

соответствующее фазам газораспределения начало открытия и закрытия клапанов за счет соответствующего подъема толкателя  $\delta_{т0}$ , величина которого определяется из условия выборки теплового зазора и компенсации деформации звеньев привода; допустимая скорость посадки клапана на седло; безскачковая сопрягаемость компенсационных участков с основным профилем кулачка.

Таким образом, формирование базового закона изменения ускорений толкателя на участке его положительных ускорений выполняется с учетом необходимости компенсации теплового зазора и начальной упругой деформации привода, достижения наибольшей эффективности при заданных фазах газораспределения и выполнении ограничительных условий по механической напряженности /допустимой, по условию прочности деталей, величины контактных напряжений в кинематической паре кулачок-ролик толкателя  $[\sigma_k] /$ , а также технологии изготовления кулачков, в частности соблюдение ограничения по минимальному радиусу кривизны вогнутого участка профиля кулачка  $R_{кр} \geq [R_{кр}]$ .

На участке отрицательных ускорений толкателя - из условия достижения безударной и безразрывной динамики привода и обеспечения требуемого запаса клапанных пружин по силам инерции /величина отрицательных сил инерции действующих в клапанном приводе должна обеспечивать соблюдение условия  $K_{эл} > 1 /$ .

В приведенных ниже зависимостях для определения текущих значений аналогов угловых ускорений толкателя соответствующих выбранному виду базового закона, для каждого из выделенных участков текущее значение угла поворота кулачка  $\varphi$  задается в радианах от нуля до заданной протяженности соответствующего участка.

$$\text{Участок 1.} \quad \delta_{т0}'' = \delta_{т0}'' \left( \frac{\pi}{2\varphi_0} \right)^2 \cdot \cos \frac{\pi}{2} \frac{\varphi}{\varphi_0} \quad (4)$$

$$\text{Участок 2.} \quad \delta_{т0}'' = \frac{\delta_1''}{m\varphi_1} \cdot \varphi \quad (5)$$

$$\text{Участок 3.} \quad \delta_{т0}'' = \frac{\delta_1''}{m} \left[ \frac{\varphi^n}{(\varphi_1 - 2\varphi_1)^n} (m-1) + 1 \right] \quad (6)$$

$$\text{Участок 4.} \quad \delta_{т0}'' = \delta_1'' \left( 1 - \frac{\varphi}{\varphi_1} \right) \quad (7)$$

$$\text{Участок 5.} \quad \delta_{(5)}'' = \frac{\delta_2'' \varphi}{K \varphi_3} \left( \frac{\varphi}{\varphi_3} - 2 \right) \quad \text{II} \quad (8)$$

$$\text{Участок 6.} \quad \delta_{(6)}'' = - \frac{\delta_2''}{K} \left[ (K-1) \frac{\varphi}{\varphi_2 - 2\varphi_3} + 1 \right] \quad (9)$$

$$\text{Участок 7.} \quad \delta_{(7)}'' = \delta_2'' \left( \frac{\varphi^2}{\varphi_3^2} - 1 \right) \quad , \quad (10)$$

где

- $\Pi$  - коэффициент нарастания положительных ускорений толкателя на участке 3 базового закона; определяется отношением  $\delta_2''$  и величины аналога положительных угловых ускорений толкателя в конце участка 2;
- $\Pi$  - коэффициент степенной функции, описывающей базовый закон изменения ускорений толкателя на участке 3; выбирается из условия достижения максимальной эффективности при обеспечении технологического ограничения по  $[R_{\text{кр}}]$ ;
- $K$  - коэффициент, равный отношению максимальной и минимальной величин ординат отрезка наклонной прямой, формирующей отрицательную область значений базового закона изменения ускорений толкателя на участке 6; выбирается из условия обеспечения допустимого  $K_{\text{за}}$ .

Следует отметить, что при разработке математического описания методики строго соблюдалось требование равенства площадей под кривыми положительных и отрицательных ускорений с учетом площадей под кривыми ускорений на компенсационных участках.

Математические зависимости для определения текущих значений аналогов угловых скоростей  $\delta'$  и угловых перемещений  $\delta$  коромыслового толкателя были получены путем интегрирования и двойного интегрирования формул (4) ... (10).

Для спроектированных с помощью разработанной методики кулачков выполняются все описанные ранее этапы, сравниваются теоретические и реальные законы движения клапанов /до подтверждения соответствия реальных законов движения клапанов требуемым/.

Наличие реальных законов движения клапанов позволяет выполнить уточненную оценку ВС клапанов и показателей механической напряженности привода.

Отличительными особенностями предлагаемых подходов к определению ВС клапанов и проведению расчетов на прочность деталей

привода, является использование в них реальных законов движения клапанов вместо теоретических. Целесообразность такого уточнения подтверждается результатами проведенных исследований по оценкам ВС и показателей прочности клапанных приводов дизелей 16ЧН26/26 и 6ЧН30/38.

При этом с учетом известных особенностей протекания процессов выпуска и наполнения в цилиндре двигателя, кроме суммарной величины ВС клапанов, в процессе исследования выполнялась оценка данного показателя на различных участках подъема клапанов. Так при уменьшении на работающем двигателе, по сравнению с теоретической, общей величины ВС клапанов дизеля 16ЧН26/26 с серийными тангенциальными выпускными кулачками на 2,5 %, в начале подъема клапана, оказывающем существенное влияние на процессы газообмена в цилиндре двигателя, уменьшение ВС для выпускных клапанов составляет 38 % /рис.3/.

В качестве примера, обосновывающего необходимость уточнения методик расчета на прочность основных элементов КМГР, ниже рассмотрена оценка влияния реальных сил инерции действующих в клапанном приводе на коэффициент запаса клапанных пружин по силам инерции  $K_{зп}$ . Проведенный расчет  $K_{зп}$  серийной клапанной пружины дизеля 6ЧН30/38, при использовании вариантных дуговых вогнутых кулачков, по теоретическим силам инерции  $P_{теор.ин}$  показал, что полученная величина данного коэффициента равная 5,37 удовлетворяет общепринятому условию  $K_{зп} > 1,6$ . Вместе с тем пересечение кривой реальных сил инерции  $P_{реал.ин}$  характеристики пружины  $P_{пр}$  /заштрихованная область на рис.4/, а также уменьшение  $K_{зп}$  до 0,94 свидетельствует о нарушении приведенного выше условия и возможности разрыва в кинематической цепи привода. Поэтому в связи с отмеченным значительным влиянием реальных сил инерции на прочностные характеристики клапанных пружин, предложено при их проектировании вводить в расчетные зависимости, в качестве уточняющего, коэффициент динамичности  $K_d$ , учитывающий отличие реального закона изменения сил инерции в клапанном приводе от теоретического и определяемый из соотношения:

$$K_d = \frac{a_{реал.}}{a_{теор.}} = \frac{P_{реал.ин}}{P_{теор.ин}}, \quad (II)$$

где  $a_{реал.}$  - максимальная величина ускорения клапана, определяемая реальным законом его движения;

$A_{теор}$  - теоретическая величина ускорения клапана, соответствующая прогибу клапанной пружины при  $A_{раск}$ .

Разработанная математическая модель, реализующая ее программа, позволили провести поисковые исследования, найти и предложить приемлемый для практики вариант модернизации КМГР дизеля 6ЧН30/38 направленный на повышение его топливной экономичности, за счет обеспечения на работающем двигателе требуемых законов движения клапанов.

В третьей главе представлены результаты расчетно-экспериментального исследования по модернизации механизма газораспределения дизеля типа Д42 /6ЧН30/38/, направленной на повышение его топливной экономичности за счет обеспечения на работающем двигателе требуемых законов движения впускных и выпускных клапанов.

Как показано ранее, законы движения клапанов, получаемые на работающем двигателе 6ЧН30/38, существенно отличаются от требуемых. В результате имеют место значительные отклонения по фазам газораспределения, уменьшение продолжительности открытия и ВС клапанов, что негативно отражается на протекании рабочего процесса в цилиндрах и показателях работы двигателя. В этом плане устранение выявленных отклонений является резервом улучшения рабочего процесса и, как результат, повышения топливной экономичности дизеля 6ЧН30/38.

Подтверждением отмеченному являются результаты проведенных ранее в ПО "Коломенский завод" экспериментальных исследований по модернизации КМГР дизеля 6ЧН30/38 за счет применения разработанных на заводе дуговых вогнутых кулачков, обеспечивающих по сравнению с серийными тангенциальными кулачками увеличение ВС впускных клапанов на 6 % и выпускных - на 10 %. Показано, что такое увеличение ВС клапанов определяет значительное увеличение уровней расходов воздуха, коэффициентов наполнения, коэффициентов избытка воздуха и в конечном итоге снижение удельных эффективных расходов топлива на 4-6 г/кВт ч на всех режимах нагрузочной характеристики двигателя /  $n = 750 \text{ мин}^{-1}$ /. Однако внедрение дуговых вогнутых кулачков на дизелях 6ЧН30/38 не представляется возможным по причине неприемлемого ухудшения динамики и показателей механической напряженности привода клапанов. В частности, наблюдались удары и многочисленные разрывы кинематической цепи привода, колебания клапанов при их полном открытии, более чем в 2 раза увеличились напряжения в рычагах, нарушалось условие

запаса клапанных пружин по силам инерции.

С учетом подтвержденного экспериментально улучшения рабочего процесса двигателя 6ЧН30/38 за счет увеличения ВС клапанов была поставлена задача по разработке приемлемого для практики варианта модернизации КМГР. Ее решение выполнялось по представленным в главе 2 методикам и моделям. При этом работы проводились из условия, что модернизированный КМГР дизеля 6ЧН30/38 должен обеспечивать:

1. Заданные по условиям качественного протекания рабочего процесса в цилиндрах законы движения клапанов на работающем двигателе /фазы газораспределения, подъемы и продолжительности открытия клапанов/;

2. увеличение ВС клапанов на 8-10 % по сравнению с серийным вариантом /дальнейшее увеличение ВС ограничено площадями горловин каналов в крышке цилиндра/;

3. безударную, безразрывную динамику клапанного привода;

4. приемлемую механическую напряженность основных деталей КМГР;

5. выполнение всех ограничений, определяемых особенностями конструкции дизелей типа 6ЧН30/38 и технологией изготовления кулачков.

Как показано ранее поставленная задача может быть решена за счет применения в приводах впускных и выпускных клапанов новых координатных безударных кулачков, проектирование которых должно проводиться из условия обеспечения на работающем двигателе заданных законов движения клапанов. Для этого может быть использована разработанная математическая модель.

В диссертации представлены исходные данные на проектирование, проведенные проектировочные расчеты, координаты профилей разработанных опытных кулачков для привода впускных и выпускных клапанов. Показано, что разработанные кулачки отвечают всем заданным условиям на проектирование. При этом достигается существенное увеличение ВС впускных /на 8 %/ и выпускных /на 11 %/ клапанов /рис.5/, обеспечиваются безударная, безразрывная динамика привода /рис.6/, требуемые коэффициенты запаса клапанных пружин по силам инерции / $k_{3,7} = 1,9$ /, допускаемые значения показателей механической прочности, например, наибольшие контактные напряжения в кинематической паре кулачок-ролик коромыслового толкателя не превышает 970 МПа.

С учетом отмеченного было принято решение об изготовлении

комплекта разработанных опытных кулачков для привода впускных и выпускных клапанов и экспериментальной проверки их на двигателе 6ЧН30/38.

Экспериментальное исследование по проверке эффективности КМГР с разработанными опытными кулачками проводилось на стенде ПО "Коломенский завод", оборудованном дизелем 6ЧН30/38 /модификация: дизель-генератор 30 ДМ,  $P_e = 1750$  кВт,  $n = 750$  мин<sup>-1</sup>/, современной измерительной и регистрирующей аппаратурой /прошедшей метрологическое освидетельствование.

Программа испытаний предусматривала сравнительную оценку показателей рабочего процесса, а также законов движения клапанов, динамики и механической напряженности клапанного привода по нагрузочным характеристикам /  $n = 750$  мин<sup>-1</sup>/ при комплектации двигателя серийными тангенциальными и разработанными опытными кулачками. В работе представлены полученные результаты и их анализ, подтверждающие высокую эффективность и целесообразность применения разработанных опытных кулачков.

На рис.7 показано изменение основных показателей рабочего процесса дизеля 6ЧН30/38 по нагрузочным характеристикам при его комплектации серийными и опытными кулачками. Видно, что при применении на двигателе опытных кулачков, обеспечивающих по сравнению с серийными увеличение ВС клапанов, значительно повышается уровень расходов воздуха  $G_{air}$ , улучшаются условия наполнения, повышается уровень суммарных коэффициентов избытка воздуха  $\alpha$ . Отмеченное увеличение коэффициентов  $\alpha$  привело к улучшению индикаторного процесса в цилиндрах, что оказало определяющее влияние на значительное снижение удельных эффективных расходов топлива  $b_e$  /на 4 ÷ 6 г/кВт·ч/ по нагрузочной характеристике двигателя. Выполненный в диссертации анализ изменения составляющих балансов работ показал, что полученный эффект на 75 % определяется улучшением индикаторного процесса и на 25 % - уменьшением работы на преодоление насосных ходов.

На рис.8 представлены полученные в процессе испытаний реальные законы движения клапанов, а так же напряжения, возникающие в рычагах привода впускных и выпускных клапанов при комплектации двигателя опытными кулачками. Обработка результатов подтвердила, что при использовании опытных кулачков обеспечиваются заданные законы движения клапанов на работающем двигателе. При этом отклонения по фазам газораспределения не превышают пределов регулируемого допуска, достигается безударная, безразрывная динамика и

допускаемые уровни механической напряженности деталей КМГР.

Представленные материалы подтвердили целесообразность внедрения предложенного варианта модернизации КМГР с целью повышения топливной экономичности дизелей типа 6ЧН30/38.

### ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Выполненная диссертационная работа характеризуется следующими основными результатами и выводами:

1. Проведен анализ результатов экспериментальных исследований четырехтактных форсированных дизелей 16ЧН26/26 и 6ЧН30/38 с серийными тангенциальными кулачками приводов впускных и выпускных клапанов. Выявлены значительные отклонения получаемых на двигателе законов движения клапанов, определяемых ими фаз газораспределения и ВС от задаваемых на стадии проектирования.

Показано, что достижение заданной величины ВС за счет обеспечения на работающем двигателе требуемых законов движения клапанов является одним из резервов повышения его топливной экономичности.

2. Рассмотрены возможные варианты компенсации выявленных отклонений в реальных законах движения клапанов, являющихся следствием динамических процессов, протекающих в упругой кинематической цепи привода клапанов.

Обосновано, что наиболее эффективным, не требующим существенных изменений в конструкции двигателя, является вариант компенсации указанных отклонений за счет ввода на профилях кулачков соответствующих компенсационных участков.

3. Разработана новая методика профилирования безударных кулачков, защищенная а.с. № 1751367, обеспечивающих на работающем двигателе требуемые законы движения клапанов, заданные фазы газораспределения и высокие значения ВС клапанов при выполнении всех ограничений по динамике и механической напряженности привода, а также технологии изготовления кулачков.

4. Предложены методики уточненного расчета ВС клапанов и прочностных характеристик элементов конструкции привода клапанов, основанные на учете отличий реальных законов движения звеньев КМГР от теоретических.

5. Разработана математическая модель и реализующая ее программа для оптимизационного проектирования КМГР дизеля 6ЧН30/38, объединяющая модули: профилирования высокоэффективных кулачков;

расчета кинематических характеристик и теоретических законов движения клапанов; моделирования динамики клапанного привода и реальных законов движения клапанов; оценки ВС клапанов, прочностных расчетов элементов привода на основе реальных законов движения клапанов.

Математическая модель, соответствующая программа для ЭВМ могут быть использованы в качестве программного модуля в САПР ДВС.

6. Разработан вариант модернизации КМГР дизеля 6ЧН30/38. Спроектированы и изготовлены безударные кулачки для приводов впускных и выпускных клапанов, обеспечивающие на работающем двигателе заданные законы движения клапанов, фазы газораспределения, ВС клапанов, при соблюдении условия безразрывности приводов и снижении механической напряженности элементов конструкции КМГР.

При этом по сравнению с серийными тангенциальными кулачками, величина ВС впускных клапанов увеличивается на 8 %, а выпускных - на 11 %.

7. Проведено экспериментальное исследование дизеля 6ЧН30/38 /30 ДГМ/ при его комплектации серийными и разработанными опытными кулачками. Подтверждено, что применение опытных кулачков приводит к существенному улучшению показателей работы дизеля, повышению топливной экономичности на 4-6 г/кВт ч на всех режимах нагрузочной характеристики /  $n = 750 \text{ мин}^{-1}$ /. При этом обеспечивается безударная, безразрывная динамика КМГР и допустимая механическая прочность деталей привода. Предложенные опытные кулачки приняты к внедрению.

8. Разработанные методики, модели, программы для ЭВМ, результаты проектирования, комплект опытных кулачков для дизеля 6ЧН30/38 переданы на ПО "Коломенский завод" и приняты к внедрению.

Экономический эффект от выполненных разработок по актам за 1991-92 годы составил 546 тыс.руб.

Основные положения диссертации изложены в следующих работах:

1. Мороз В.И., Братченко А.В., Минак С.А. Методика проектирования кулачков для механизма газораспределения форсированного дизеля, предусматривающая учет и компенсацию динамических отклонений в реальных законах движения клапанов. - Деп. в

ЦНИИТЭИТяжмаш, № 800-ты91. - Харьков, 1991. - 12 с.

2. Мороз В.И., Минак С.А., Братченко А.В. Уточнение методики проектировочных и прочностных расчетов клапанных пружин механизма газораспределения четырехтактных двигателей внутреннего сгорания. - Деп. в УкрИЭНТИ, № 440-ук92. - Харьков, 1992. - 10 с.

3. Мороз В.И., Минак С.А. Особенности определения "время-сечение" клапанов форсированных дизелей. - Деп. в УкрИЭНТИ, № 840-ук92. - Харьков, 1992. - 18 с.

4. Мороз В.И., Минак С.А., Захарченко В.В., Братченко А.В., Магшинин А.Е. Особенности проведения прочностных расчетов основных деталей клапанного привода ДВС при оценке эффективности различных профилей кулачков. - Деп. в УкрИЭНТИ, № 1123-ук-92. - Харьков, 1992. - 12 с.

5. Разработка моделей и расчетно-экспериментальное исследование динамических характеристик механизма газораспределения дизеля типа Д49 /16ЧН26/26, 20ЧН26/26/ с целью повышения уровня форсирования до цилиндровой мощности 400 л.с. - Отчет по НИР. - Авт. Мороз В.И., Братченко А.В., Минак С.А. и др. - ХИИТ, Харьков, 1990. - 167 с. Г.р. № 01900010652.

6. 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 науч.-техн. конф. ХИИТа, с.28. - Харьков, ХИИТ, 1991.

7. Мороз В.И., Братченко А.В., Минак С.А. К оценке прочности клапанных пружин двигателя внутреннего сгорания на резонансных режимах. - Тезисы докладов 53-й науч.-техн. конф. ХИИТа, с.32. - Харьков, ХИИТ, 1991.

8. А.с. № 1751367 СССР, мки<sup>3</sup> F 01 L 1/08. Кулачок механизма газораспределения двигателя внутреннего сгорания / Мороз В.И., Братченко А.В., Гурьев Д.И., Минак С.А. - Оpubл. в Б.И. - № 28, 1992.



Теоретические (—) и реальные (---) характеристики движения впускного клапана дизеля 16ЧН26/26

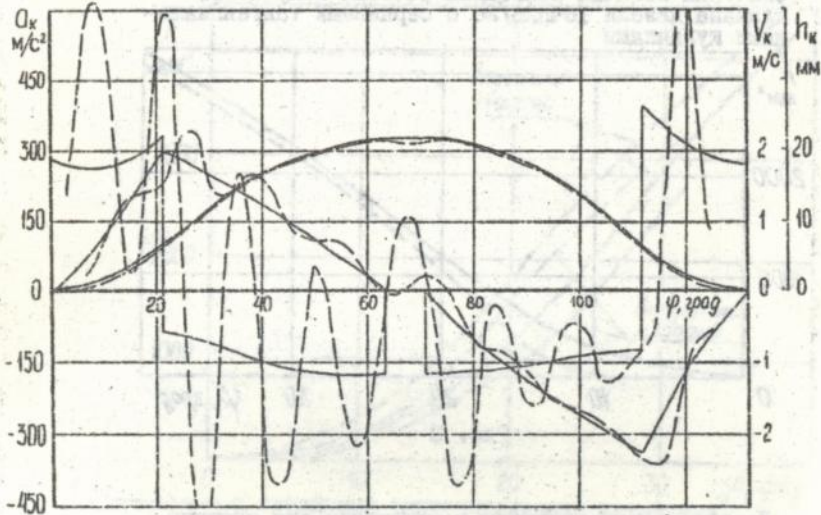


Рис. 1

Закон изменения ускорений толкателя

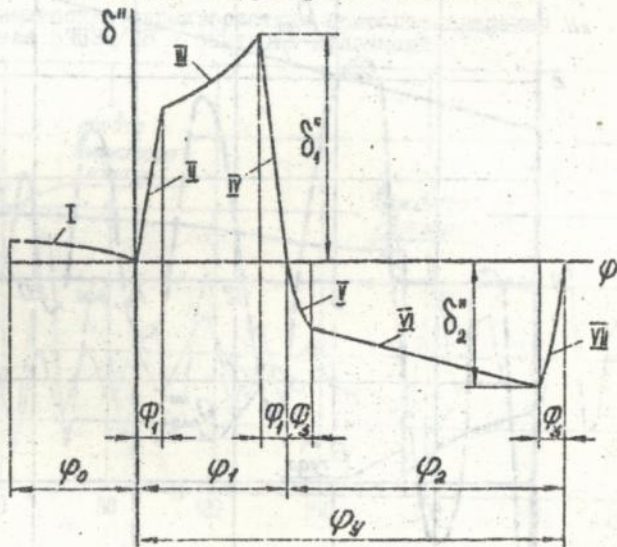


Рис. 2

Изменение теоретических (—) и реальных (---) значений величин проходных сечений выпускного клапана дизеля 16ЧН26/26 с серийными тангенциальными кулачками

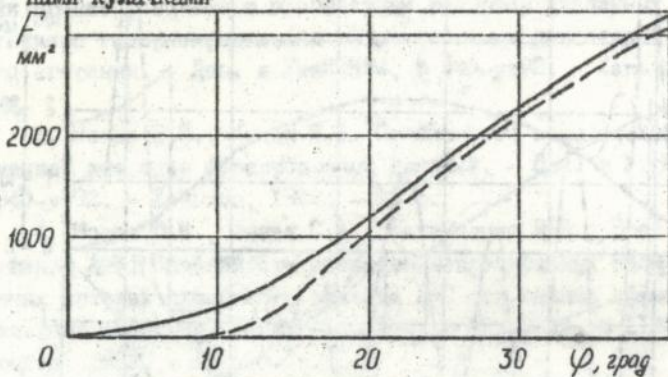


Рис. 3

Характеристика пружины и изменение сил инерции по теоретическому (—) и реальному (---) законам движения выпускного клапана дизеля 6ЧН30/38 с дуговыми кулачками

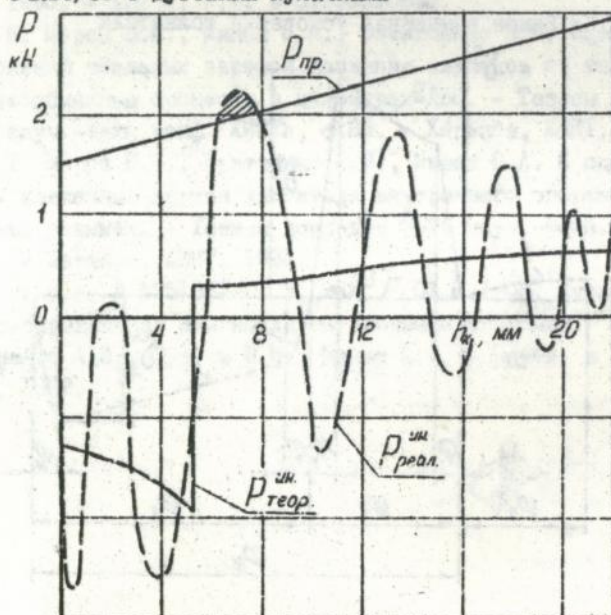


Рис. 4

Изменение величины проходных сечений клапанов  
дизеля 6ЧН30/38

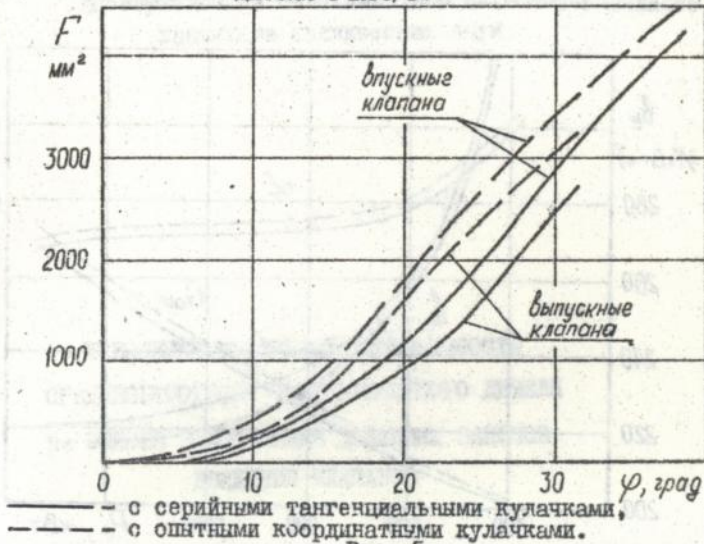


Рис. 5

Динамические характеристики приводов клапанов  
дизеля 6ЧН30/38 с опытными кулачками

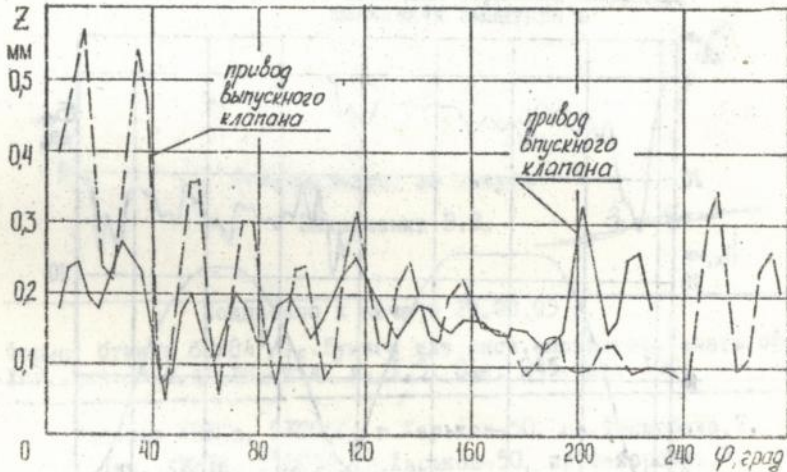


Рис. 6

Изменение основных показателей рабочего процесса дизеля 6ЧН30/38 по нагрузочной ( $n = 750 \text{ мин}^{-1}$ ) характеристике с серийными (—) и опытными (---) кулачками

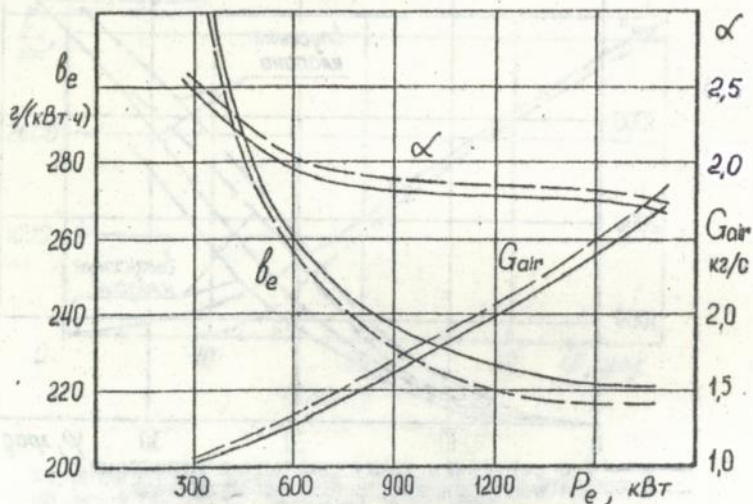


Рис. 7

Результаты экспериментального исследования динамики приводов клапанов дизеля 6ЧН30/38 с опытными кулачками

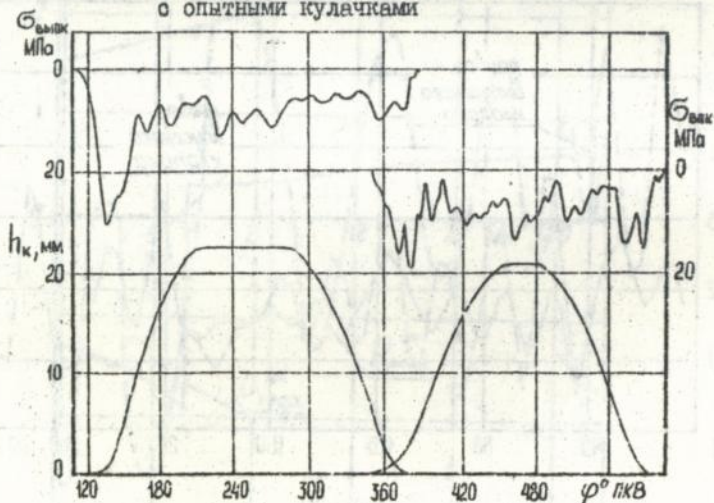


Рис. 8

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

ПОВЫШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ  
СРЕДНЕВОБОРОТНОГО ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ  
НА ОСНОВЕ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЗАДАНЫХ ЗАКОНОВ  
ДВИЖЕНИЯ КЛАПАНОВ

МИНАК Сергей Анатольевич

Ответственный за выпуск

Захарченко В.В.

*Захарченко*

---

Подписано к печати 29.03.93 г.

Формат бумаги 60x84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага для мнж.аппаратов. Печать офсетная.  
Усл.-печ. л. I, 4. Уч.-изд. л. I, 5. Зак. 245. Тир. 100.

---

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

AB 27.068

**AB 27.068**