

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Пензенский государственный университет архитектуры и
строительства»

КАФЕДРА «Эксплуатация автомобильного транспорта»

Утверждаю:
Зав. кафедрой
_____ Ю.В. Родионов
(подпись, инициалы, фамилия)

_____ число _____ месяц _____ год

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему:

Совершенствование технологии обкатки двигателей внутреннего сгорания.

Автор диссертации _____ Е. С. Матвеева

_____ *подпись* _____ *инициалы, фамилия*

Направление подготовки 23.04.03 – Эксплуатация транспортно-
технологических машин и комплексов
(наименование)

Группа ЭТМК-21М

Руководитель диссертации _____ Ю.В. Родионов
подпись _____ *дата* _____ *инициалы, фамилия*

Пенза, 2017 г.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Пензенский государственный университет архитектуры и
строительства»

Автомобильно-дорожный институт
Кафедра «Эксплуатация автомобильного транспорта»

Согласовано:
Декан АДИ

(подпись, инициалы, фамилия) Ю.В. Родионов

число *месяц* *год*

Утверждаю:
Зав. кафедрой

(подпись, инициалы, фамилия) Ю.В. Родионов

число *месяц* *год*

ЗАДАНИЕ НА ВЫПОЛНЕНИЕ МАГИСТЕРСКОЙ ДИССЕРТАЦИИ

Магистранту Матвеевой Екатерине Сергеевне

Тема диссертации Совершенствование технологии обкатки двигателей
внутреннего сгорания.

утверждена приказом по ПГУАС № _____ от _____
число *месяц* *год*

Диссертация представляется к защите « » июня 2017 года
число *месяц* *год*

Научный руководитель диссертации д.т.н., профессор Ю.В. Родионов
подпись *дата* *инициалы, фамилия*

Задание принял к исполнению

Матвеева Е.С
(Ф.И.О. студента)

ВВЕДЕНИЕ

Ресурс новых и отремонтированных дизелей во многом зависит от качества их обкатки перед вводом в эксплуатацию. В процессе технологической обкатки происходит приработка подвижных сопряжений, выявляются неисправные узлы и детали, недостатки сборочных и регулировочных операций. Типовая технология содержит этапы холодной обкатки, горячей на холостом ходу, обкатки под нагрузкой и испытания двигателей внутреннего сгорания (ДВС). При этом этап холодной обкатки во многом определяет величины приработочных износов сопряжений и, следовательно, их ресурс и ресурс ДВС.

Основными недостатками типовых технологий холодной обкатки ДВС являются повышенный и неравномерный износ поверхностей трения в начальный период холодной обкатки, вследствие высоких скоростей скольжения неприработанных поверхностей сопряжений, в условиях пониженной подачи масла в зоны трения цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и кривошипно-шатунного механизма (КШМ) и наличия макрогеометрических искажений формы поверхностей сопряжений, низкий коэффициент использования электроэнергии обкаточными стендами на базе электромашин с фазным ротором, а также их большая мощность. Наличие макрогеометрических искажений (отклонений) формы сопряжений, вызванных неточностью изготовления, послесборочными деформациями деталей ЦПГ и КШМ (гильз, постелей вкладышей коленчатого вала), обуславливает в начальный период холодной обкатки повышенные местные контактные усилия, затрудняющие поступление масла в эти зоны, особенно к деталям ЦПГ, где смазка осуществляется разбрызгиванием, что приводит к сухому трению и, следовательно, повышенному и неравномерному износу этих зон с возможностью задира.

Значительная часть транспортно-технологических машин и комплексов оснащена дизельными двигателями внутреннего сгорания, на долю которых

приходится наибольшее число отказов (34-45%), причем около 24% отказов наблюдается в начальный период эксплуатации после капитального ремонта или заводской сборки, и от качественного ремонта которых в значительной степени зависит эксплуатационная надежность транспортных средств и своевременность выполнения транспортных и других видов работ [30].

Как известно, эффективность использования ДВС во многом зависит от качества ремонта, которое окончательно контролируется в процессе обкатки отремонтированных ДВС. Обкатка и испытание новых и отремонтированных ДВС, с одной стороны, окончательно подготавливают к эксплуатации поверхности трения деталей, а с другой – определяют показатели работы ДВС для объективной оценки качества их изготовления или ремонта [31].

Различают два понятия: полная приработка и полная обкатка ДВС. В первом случае завершают приработку основных сопряжений ДВС, во втором, кроме того, выявляют и устраняют заложенные технологией изготовления (ремонта) так называемые приработочные отказы.

Главной целью приработки деталей ДВС является формирование и упрочнение трущихся поверхностей деталей при минимальных сроках приработки и минимальных начальных износах. Обкатка ДВС считается завершенной, когда основные сопряжения его полностью приработаны и подготовлены к восприятию эксплуатационных нагрузок.

Технологическая обкатка ДВС при капитальном ремонте длится от двух до шести часов и содержит холодную обкатку, горячую обкатку на холостом ходу и под нагрузкой [35, 65, 68, 80, 85, 86, 103, 111].

Обкатка и испытание ДВС на специализированных ремонтных предприятиях производятся, как правило, на обкаточных стендах конструкции ГосНИТИ тормозным способом, со ступенчатым нагружением на установившихся режимах.

Обкатка проводится лишь частично на заводах-изготовителях и ремонтных предприятиях, а большей частью выполняется в эксплуатационных условиях (см. рисунок). В процессе обкатки новый или отремонтированный двигатель адаптируется к условиям эксплуатации. Различаются два понятия [104]: полная приработка (30–60 ч) и полная обкатка (400–600 мото-часов для дизелей и до 5–6 тыс. км пробега автомобилей для карбюраторных двигателей). При полной приработке завершается приработка основных сопряжений и частично устраняются отказы, а при полной обкатке происходит окончательное выявление и устранение дефектов, заложенных технологией изготовления (ремонта). По мере повышения качества изготовления деталей и сборки агрегатов количество этих отказов снижается. Однако полностью устранить их пока не представляется возможным, так как при современном уровне технологии ремонта двигателей нельзя избежать дефектов и выполнить достаточно полный контроль отремонтированных деталей.

При разработке новых технологий обкатки исследователи стремятся к сокращению её продолжительности на заводе или ремонтном предприятии. Следствием этого является повышение производительности труда, экономия электроэнергии и топлива, снижение количества вредных выбросов в атмосферу. Однако за короткий период технологической обкатки не достигается необходимой степени приработки сопряжений и не в полной мере выявляются дефекты предшествующих операций ремонта, что приводит к относительно большому количеству отказов двигателей в начальный период эксплуатации, устранение которых в условиях эксплуатирующих организаций значительно сложнее и дороже, чем на ремонтном предприятии.

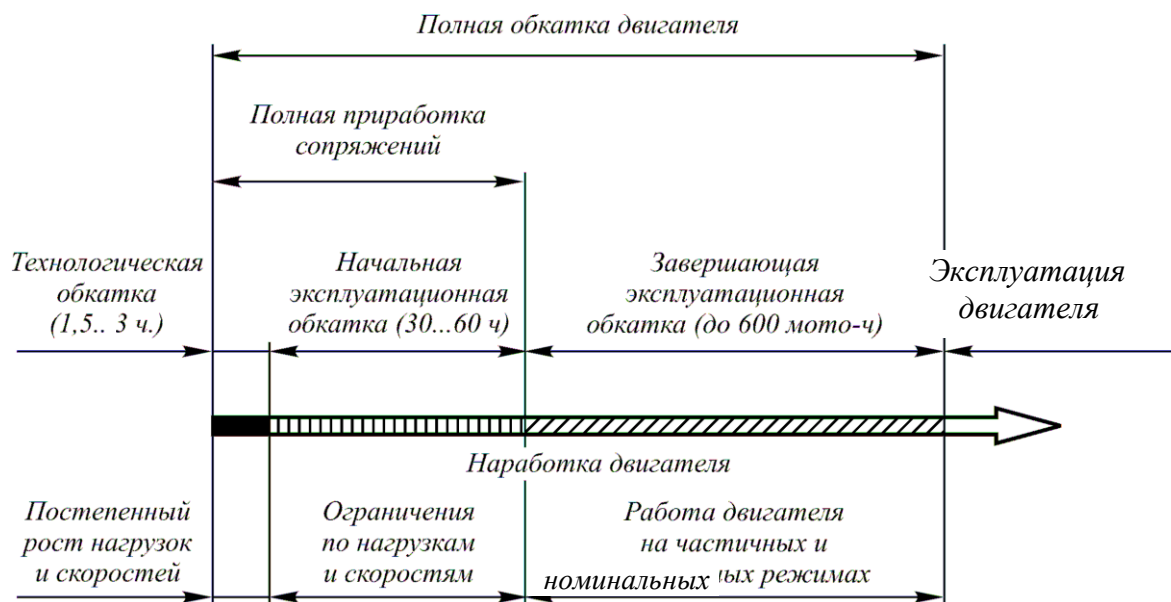


Рис.1 Схема полной обкатки автотракторного двигателя

Задачи технологической обкатки: подготовка поверхностей деталей к восприятию эксплуатационных нагрузок; выявление и устранение отказов, возникающих из-за отклонений в качестве запасных частей, в технологии ремонта деталей, сборки сопряжений и узлов двигателей.

Для решения первой задачи используется ряд технологических приемов, позволяющих не только повысить степень приработки, но и сократить продолжительность стендовой обкатки. Одна из главных предпосылок повышения качества приработки сопряжений двигателей – подбор рациональных нагрузочно-скоростных режимов, обкаточных масел и присадок к маслу и топливу.

Для решения второй задачи необходимо подобрать такие режимы нагружения и продолжительность стендовой обкатки, чтобы большинство отказов, заложенных при ремонте двигателей, выявлялось в период технологической обкатки. Оптимальная технология полной обкатки двигателей должна определяться не только условиями обеспечения заданных технических

характеристик и показателей надежности, но и соображениями экономической целесообразности.

На заводах и ремонтных предприятиях улучшение технологического процесса обкатки может достигаться по четырем направлениям:

- уменьшение продолжительности стендовой обкатки при сохранении прежнего качества приработки сопряжений;
- улучшение качества обкатки двигателей при сохранении прежней продолжительности обкатки;
- достижение оптимального качества обкатки на ремонтном предприятии с позиций минимума общехозяйственных затрат на полную обкатку двигателя;
- разработка альтернативных технологий обкатки двигателей внутреннего сгорания ДВС.

В основе альтернативной технологии обкатки с динамическим нагружением лежит метод разгона и выбега частоты вращения коленчатого вала ДВС, широко используемый в диагностировании [22–26] для определения эффективной мощности и мощности механических потерь. Простота реализации данного метода, заключающегося в управлении топливоподачей по определенной закономерности, отсутствие необходимости использования тормозных стендов, достаточная точность, наличие методического и приборного обеспечения делают его использование предпочтительным как для целей диагностирования, так и для обкатки. Метод динамического нагружения применим для ДВС различных типов с любой частотой вращения и мощностью. Для его реализации используются переносные комплекты приборов с небольшой массой, габаритами, потребляемой мощностью и стоимостью, обеспечивающие возможность точного задания и контроля динамической нагрузки в процессе обкатки, а также измерения других параметров.

Метод позволяет непрерывно контролировать протекание процесса приработки путем измерения мощности механических потерь при выбеге и,

при необходимости, контролировать время ступеней обкатки и величину нагрузки на детали и сопряжения ДВС. Данное обстоятельство создает возможность оптимизации продолжительности ступеней обкатки с учетом их индивидуальных особенностей.

Преимущества данного способа обкатки, результаты его производственной проверки и анализ опыта предприятий позволили разработать технологию отдельной обкатки автотракторных дизелей, согласно которой на ремонтных предприятиях и заводах-изготовителях производится только холодная обкатка (при этом используются упрощенные стенды для прокрутки дизеля, имеющие меньшие площади и мощности по сравнению с обкаточно-тормозными стендами), а горячая обкатка – непосредственно на машинах после их схода с конвейера с использованием метода динамического нагружения. В этом случае режимы и условия обкатки приближаются к эксплуатационным, а возможность варьирования временем обкатки позволяет получить требуемую степень приработки с учетом пожеланий заказчика. При реализации данной технологии на этапе холодной обкатки вводятся дополнительные ступени, на которых увеличивают газовые нагрузки в цилиндрах за счет повышения давления впуска.

Установленные в результате анализа преимущества метода обкатки двигателей с ДН по сравнению с типовыми тормозными методами, его универсальность по отношению к типам двигателей, их мощности и быстроходности обусловили повышенный интерес к его развитию со стороны академических и научно-исследовательских институтов, а также производства.

Первые теоретические и экспериментальные исследования данного метода обкатки были проведены в период с 1984 по 1987 год согласно хозяйственному договору между лабораторией «Ремонт двигателей» ГосНИТИ и кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания и теплоэнергетика» Ленинградского СХИ. В процессе данных исследований С.В. Тимохиным было дано теоретическое обоснование закономерностей протекания цикла динамического нагружения,

разработаны методики назначения режимов обкатки дизелей после текущего ремонта и расчета параметров управляющих воздействий на рычаг РЧВ, разработаны технические средства для управления процессом обкатки. Проведены лабораторные исследования и производственные испытания разработанных средств и технологии [83].

Следующим этапом развития метода является цикл исследований, направленных на изыскание путей повышения эффективности метода применительно к тракторным дизелям с газотурбинным наддувом, а также на совершенствование средств управления, проведенный с участием А.В. Николаева. в процессе исследований были найдены пути обеспечения требуемой степени динамической загрузки дизелей с наддувом при их обкатке после текущего ремонта. Проведенные экспериментальные и производственные испытания подтвердили эффективность разработанных мероприятий и средств [54].

Цикл исследований, посвященных вопросам использования метода для обкатки дизелей после капитального ремонта, был проведен Родионовым Ю.В. в рамках хозяйственного договора между АО «Уралтрак» и Ленинградским СХИ. В процессе исследований были разработаны новые способы управления динамической нагрузкой, технология обкатки с ДН после капитального ремонта, решены вопросы холодной обкатки, разработаны и изготовлены средства для реализации предложенной технологии. Проведенные лабораторные исследования и производственные испытания разработанных средств и технологий подтвердили их эффективность по сравнению с типовыми технологиями, выражающуюся в повышении качества приработки сопряжений при сокращении в 4,8 раза удельных капитальных и в 3,5 раза эксплуатационных затрат [76].

Сущность предложенной технологии отдельной обкатки [49] заключается в том, что на заводах-изготовителях, а также на ремонтных и автотранспортных предприятиях производится только холодная обкатка, а

горячая обкатка – непосредственно на машинах после схода их с конвейера с использованием динамического нагружения ДВС. В этом случае режимы и условия обкатки искусственно приближаются к эксплуатационным, а возможность варьирования временем обкатки позволяет получить требуемую степень приработки с учетом пожеланий заказчика.

Этап горячей обкатки с ДН для сокращения продолжительности целесообразно проводить с дополнительной загрузкой ДВС на тактах выбега, заключающейся в длительном циклическом использовании дросселирования газов с различными, требуемыми для ступеней обкатки величинами противодавлений, которые обеспечиваются изменением угла поворота дроссельной заслонки, установленной на выпускном коллекторе.

В современных условиях заказчик, эксплуатирующий автомобили, вправе потребовать проведения полной обкатки на ремонтном предприятии, чтобы не ограничивать режимы работы двигателя в условиях эксплуатации. Поэтому разработка альтернативных технологий, позволяющих полностью подготовить детали и сопряжения двигателей к условиям эксплуатации, является актуальной.

1. РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ОБКАТКИ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ С ДИНАМИЧЕСКИМ НАГРУЖЕНИЕМ

1.1. Альтернативная технология обкатки автотракторных двигателей

Способ обкатки двигателей внутреннего сгорания на неустановившихся бестормозных режимах с динамическим нагружением был впервые разработан и предложен в Ленинградском СХИ [5].

Отличие от традиционной тормозной обкатки заключается в том, что горячая обкатка под нагрузкой осуществляется с использованием динамического метода нагружения сопряжений и деталей двигателей инерционными силами, возникающими при работе на бестормозных неустановившихся скоростных режимах. Данный метод реализуется при обкатке двигателей под нагрузкой на циклических режимах увеличения и уменьшения частоты вращения коленчатого вала в определенном интервале с постепенным ростом углового ускорения. Это достигается управлением топливоподачей по определенной закономерности, обеспечивающей её включение на такте разгона, фиксирование для каждой ступени обкатки и отключение при выбеге. По мере приработки ДВС увеличивают скорость перемещения органа управления подачей топлива и количество циклов изменения частоты вращения в единицу времени, что приводит к увеличению нагрузки на детали и сопряжения.

При работе двигателя в условиях неустановившихся режимов интенсивность износа основных сопряжений возрастает в несколько раз. Поэтому метод обкатки двигателей в бестормозных неустановившихся режимах, максимально приближенных к эксплуатационным, является реальной возможностью повышения качества приработки и её ускорения.

Динамические свойства двигателя характеризуются дифференциальным уравнением, составленным в соответствии с принципом Даламбера:

$$I \cdot d\omega / dt = M_e - M_c, \quad (1.1)$$

где I – приведенный к коленчатому валу ДВС момент инерции движущихся масс; $d\omega / dt = \varepsilon$ – угловое ускорение коленчатого вала; M_e , M_c – соответственно эффективный крутящий и момент сопротивления прокручиванию коленчатого вала.

При отсутствии внешней нагрузки уравнение принимает вид

$$M_i - M_m = I \cdot d\omega / dt, \quad (1.2)$$

где M_i – индикаторный крутящий момент ДВС; M_m – момент механических потерь ДВС.

При установившемся скоростном режиме холостого хода ($\omega = \text{const}$)

$$I \cdot d\omega / dt = 0. \quad (1.3)$$

В этом случае индикаторный крутящий момент затрачивается только на преодоление механических потерь двигателя. Увеличение подачи топлива вызывает нарушение равенства $M_i = M_m$, вследствие чего в системе возникает угловое ускорение ε , следовательно, и направленный противоположно ему инерционный динамический момент $M_H^D = I \cdot \varepsilon$, соответствующий мгновенному крутящему моменту при свободном разгоне двигателя на заданном скоростном режиме. Так как значение приведенного момента инерции I постоянно для данной конкретной марки двигателя, величина M_H^D определяется величиной углового ускорения ε . При этом нагружение двигателя моментом сил инерции тем значительнее, чем с большим угловым ускорением ε он разгоняется. Максимальному значению нагрузочного динамического момента (НДМ) соответствует наибольшее ускорение разгона.

После окончания разгона и при стабилизации частоты вращения НДМ принимает нулевое значение и для повторения цикла нагружения необходимо возвратиться к исходной частоте вращения путем выключения подачи топлива в цилиндры двигателя. Следовательно, для создания динамической нагрузки необходимо обеспечить колебание частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Величина и характер распределения по деталям и сопряжениям динамических нагрузок, возникающих при работе двигателя на неустановившихся режимах, близки к соответствующим тормозным режимам. Оптимальным законом изменения НДМ считается прямоугольный или близкий к нему закон, что позволяет в любой момент времени разгона или выбега измерить амплитудное значение нагрузки измерителями мгновенных ускорений типа ИМД-ЦМ, которые широко применяются для диагностирования технического состояния ДВС.

Комплекс последовательных тактов разгона и выбега инерционной системы образует цикл динамического нагружения (ЦДН) сопряжений ДВС (рис. 1.1).

а

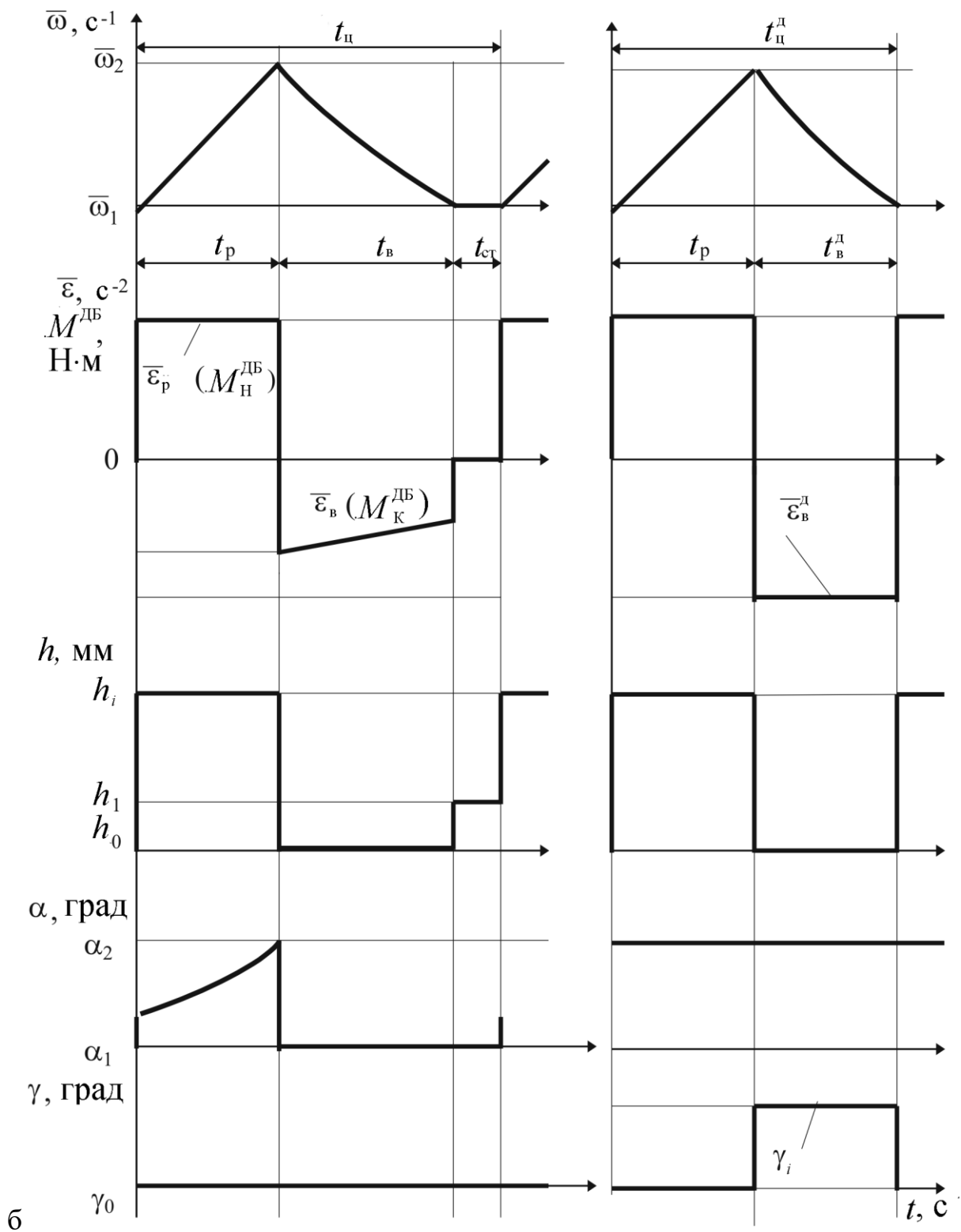


Рис. 1.1. Теоретические циклы динамического нагружения дизеля

с постоянным нагрузочным моментом при разгоне:

а – с воздействием на рычаг (α) РЧВ; б – с воздействием на рейку (h) ТНВД и

дроссельную заслонку (γ) на выпуске; t_p, t_b, t_{ct} – время тактов разгона, выбега и стабилизации УСКВ; $t_{ц}, t_{ц}^d$ – время (период) цикла со свободным выбегом и выбегом с дросселированием газов на выпуске

Многократное повторение ЦДН в заданном интервале изменения УСКВ с разными значениями нагрузочного и крутящего динамических моментов на ступенях обкатки под нагрузкой обеспечивает приработку сопряжений ДВС и является сущностью рассматриваемого способа обкатки с ДН. Возможно два способа управления топливоподачей в ЦДН: с воздействием на рейку топливного насоса высокого давления и на рычаг регулятора частоты вращения (см. рис. 1.1, кривые h и α).

Установлена целесообразность использования для обкатки дизелей ЦДН с постоянным крутящим моментом при разгоне (см. рис. 1.1, кривая ε).

Из анализа циклов динамического нагружения видно, что такт выбега имеет пониженную эффективность вследствие меньших газовых нагрузок, обусловленных процессами сжатия, и большую продолжительность, что увеличивает время ЦДН и обкатки в целом. Использование при выбеге индикаторных нагрузочных циклов в цилиндрах ДВС, осуществляемых, например, дросселированием газов на выпуске, позволяет увеличить газовые нагрузки и в 2–3 раза уменьшить его продолжительность. Величина индикаторной нагрузки при выбеге задается степенью прикрытия дроссельной заслонки на выпуске (см. рис. 1.1, кривая γ) и контролируется по ускорению выбега.

Учитывая, что приведенный момент инерции системы для конкретных условий является величиной постоянной, нагрузочный динамический момент будет также величиной постоянной, что повышает точность измерений параметров работы дизеля.

Помимо стабильности нагрузочного момента разгон с фиксацией рейки ТНВД создает оптимальные условия для точного определения расхода топлива

двигателем. С этой целью задатчик режимов снабжается микрометрическим измерителем хода рейки ТНВД. По полученным данным в результате испытаний строят динамическую скоростную характеристику, показывающую зависимость подачи топлива от частоты вращения, углового ускорения разгона, положения рейки ТНВД и температуры топлива. При дальнейших исследованиях, зная указанные параметры, можно легко определить величину цикловой подачи.

Существенным преимуществом данного метода применительно к испытаниям является его минимальная трудоёмкость, возможность автоматизации и быстрота протекания измерений.

1.2. Анализ сил и моментов, действующих при обкатке

В связи с тем, что нагрузки на детали ДВС оказывают определяющее влияние на качество приработки сопряжений, проанализируем закономерности их изменения на режимах тормозной обкатки и обкатки с ДН. С целью упрощения проведем анализ на примере одноцилиндрового 4-тактного ДВС. Основными силами, действующими в поршневом ДВС, являются силы от давления газов (P_g), силы инерции поступательно движущихся масс (P_j), силы инерции вращательно движущихся масс (C), силы трения (P_T) и силы сопротивления на коленчатом валу (M_c).

Сила P_1 является суммарной (равнодействующей) силой от действия сил газов и сил инерции поступательно движущихся масс, т.е.

$$P_1 = P_g + P_j. \quad (1.4)$$

Сила давления газов в любой момент времени равна разности давлений над поршнем P'_g и под поршнем P''_g , т.е.

$$P_g = P'_g - P''_g. \quad (1.5)$$

Закон изменения давления газов в надпоршневом пространстве задается индикаторной диаграммой, получаемой расчетом или экспериментально. Анализ развернутых индикаторных диаграмм рабочего цикла 4-тактного дизеля (рис. 1.2), построенных для режимов холодной обкатки (кривая 1), обкатки на холостом ходу (кривая 2) и под нагрузкой (кривая 3), показывает, что при обкатке с нагрузкой основное отличие в величинах газовых сил по сравнению с режимами прокрутки и холостого хода имеет место в конце такта сжатия и в начале такта расширения (350–420 ° п.к.в.). На остальном участке такта расширения (420–540 ° п.к.в.) мгновенные значения давления газов не превышают максимальных значений на режимах холостого хода (P_{zx}) и прокрутки (P_c), однако их фазы относительно ВМТ имеют большие значения.

В связи с зависимостью параметров индикаторной диаграммы (например, фазы максимальных газовых сил φ_z от нагрузочно-скоростного режима дизеля, угла опережения впрыскивания топлива и других факторов) при разработке и использовании методик назначения нагрузочных режимов обкатки обычно рассматриваются действующие газовые силы в интервале от 330 до 420° п.к.в., при этом в расчетах, как правило, используют средние значения газовых сил в данном интервале. С этой целью определяют значения давления газов в заданных точках рассматриваемого интервала с помощью экспериментальных индикаторных диаграмм, снятых для каждой ступени обкатки под нагрузкой на эталонном двигателе, а затем полученные значения усредняют. Эти значения являются основными исходными данными для расчета нагрузочных режимов обкатки по тем или иным методикам.

Сила инерции поступательного движущихся масс при $\bar{\omega} = \text{const}$ определяется известным выражением [16]

$$P_j = -m_{нд} R \cdot \bar{\omega}^2 (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi), \quad (1.6)$$

где R – радиус кривошипа; $\bar{\omega}$ – средняя за рабочий цикл угловая скорость коленчатого вала (УСКВ); $m_{пд}$ – масса поступательно движущихся деталей; φ – угол поворота кривошипа; λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

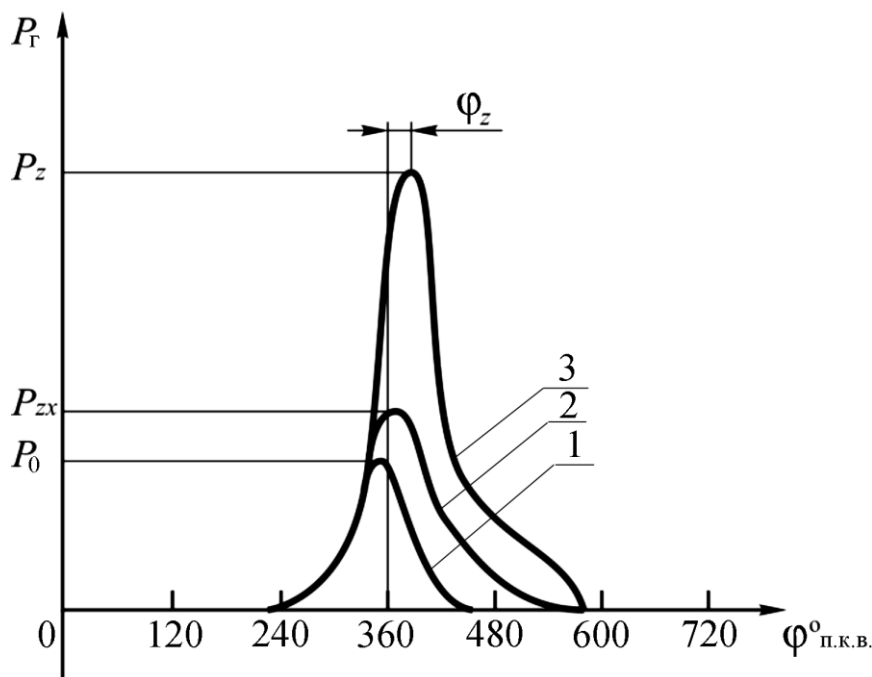


Рис. 1.2. Развернутые индикаторные диаграммы 4-тактного дизеля на режиме прокрутки (1), холостого хода (2), обкатки с нагрузкой (3)

Характер изменения силы P_j в зависимости от угла п.к.в. φ показывает (рис. 1.3), что она имеет период 2π и максимальные значения в мертвых точках. Анализ протекания суммарной силы P_1 показывает существенное влияние на неё сил инерции, особенно на тактах и участках рабочего цикла с пониженными газовыми силами. Влияние сил инерции, в квадрате зависящих от УСКВ, особенно сильно проявляется у быстроходных ДВС.

Для тракторных дизелей, имеющих относительно невысокие номинальные и максимальные УСКВ, значения сил инерции не превышают 20–30 % от максимальных значений газовых сил на номинальных режимах.

Так, для дизеля Д-240 при номинальной УСКВ ($\omega_{\text{н}} = 230 \text{ с}^{-1}$), максимальном давлении цикла ($P_z = 7,5 \text{ МПа}$), массе поступательно движущихся деталей ($m_{\text{пд}} = 3,2 \text{ кг}$), $\lambda = R/\ell = 0,28$, $R = 0,0625 \text{ м}$, площади поршня $S_{\text{п}} = 0,0094 \text{ м}^2$ максимальная сила от давления $P_{\text{г max}}$ газов будет равна:

$$P_{\text{г max}} = P_z \cdot S_{\text{п}} = 7,5 \cdot 0,0094 = 0,0705 \text{ МН} = 70500 \text{ Н.}$$

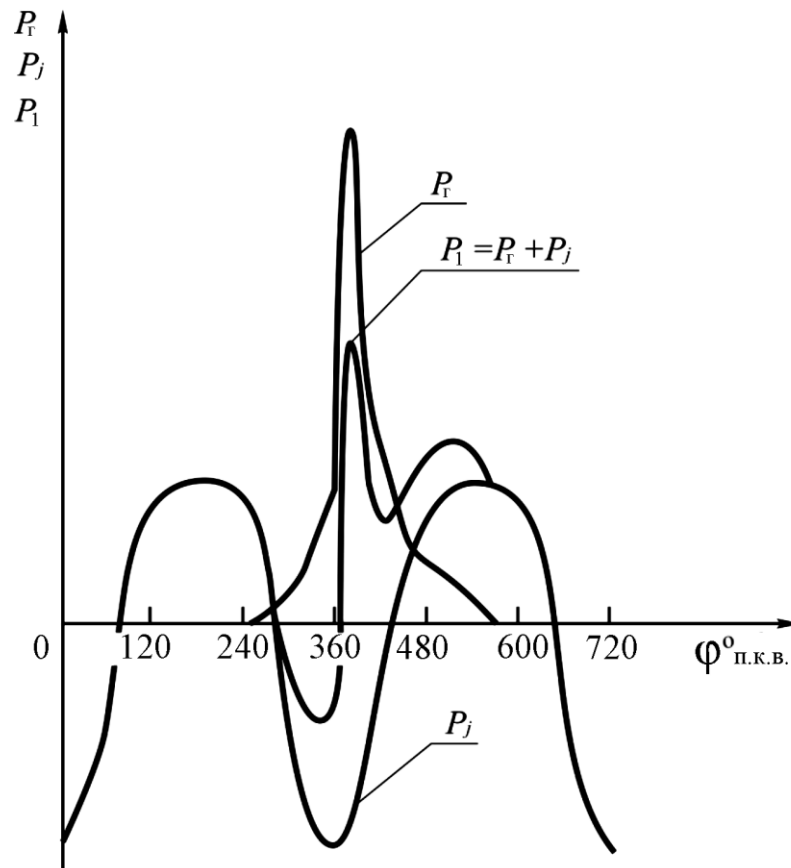


Рис. 1.3. Развернутые диаграммы сил давления газов (P_g), инерции (P_j) и суммарной силы (P_1).

Максимальная сила инерции $P_{j \text{ max}}$ в ВМТ ($\varphi = 360$ град п.к.в.) будет равна:

$$\begin{aligned} P_{j \text{ max}} &= -m_{\text{пд}} \cdot R \cdot \bar{\omega}^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = \\ &= 3,2 \cdot 230^2 \cdot 0,0625 (1 + 0,28 \cdot 1) = -13542 \text{ Н,} \end{aligned}$$

что составляет 19,2 % от величины силы $P_{r \max}$. На режимах прокрутки ($\omega_n = 230 \text{ с}^{-1}$) силы инерции составляют до 40 % величины P_c дизеля Д-240 ($P_c \approx 4 \text{ МПа}$).

На переходных режимах работы ДВС, характеризующихся изменением УСКВ от $\bar{\omega}_1$ до $\bar{\omega}_2$, силы инерции поступательно движущихся масс (P_{jn}) отличаются от действующих на сходственном установившемся режиме ($\omega_n = (\omega_1 + \omega_2) / 2$) и могут быть определены по известному уравнению [8]

$$P_{jn} = m_{нд} \cdot R \cdot \bar{\omega}_n^2 (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) + m_{нд} \cdot R \cdot \bar{\varepsilon} (\sin \varphi + \lambda / 2 \cdot \sin 2\varphi), \quad (1.7)$$

где $\bar{\varepsilon}$ – среднее ускорение за время переходного процесса $t_n = t_2 - t_1$, т.е.

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\bar{\omega}_2 - \bar{\omega}_1}{t_n}. \quad (1.8)$$

Дополнительные силы инерции, возникающие при переходном процессе с угловым ускорением ε , определяются вторым слагаемым уравнения (1.4) и в зависимости от знака ускорения и его величины будет происходить смещение фаз амплитудных значений суммарной силы P_{jn} относительно мертвых точек, а также уменьшение или увеличение её значений. Величина дополнительной составляющей силы инерции для тракторных дизелей в интервале частот от 80 до 250 с^{-1} и свободном разгоне, с максимальными ускорениями от 100 до 300 с^{-2} , используемыми, например, при диагностировании, не превышает 4 % от основной силы инерции и для дизеля Д-240 при $\varepsilon_p^{\ominus} = 180 \text{ с}^{-2}$ и $\omega_n = 230 \text{ с}^{-2}$ составляет 0,34 %. При УСКВ, соответствующей максимальному крутящему моменту $\omega = 146 \text{ с}^{-1}$ и $\varepsilon_p^{\ominus \max} = 200 \text{ с}^{-2}$, это отклонение для данного дизеля составит 0,93 %. Дополнительное уменьшение этих отклонений на ступенях обкатки с ДН, характеризующихся значениями ускорений разгона, меньшими их эталонных значений, позволяет ими пренебречь.

Таким образом, как на установившихся режимах, так и на рассматриваемых неустановившихся скоростных режимах, используемых при обкатке с ДН, силы инерции поступательно движущихся масс зависят, главным образом, от УСКВ и конструктивных параметров ДВС ($m_{нд}, R, \lambda$) и мало зависят от углового ускорения, что позволяет сделать вывод о примерном равенстве сил инерции поступательно движущихся масс на исследуемых сходственных установившихся и неустановившихся режимах [92].

Сила P_1 , раскладываясь, дает силу K , действующую вдоль оси шатуна, и силу N , действующую нормально к оси цилиндра. Сила K , приложенная в центре шатунной шейки, раскладывается на тангенциальную силу T , действующую перпендикулярно кривошипу, и радиальную силу Z , направленную по кривошипу.

Соотношения между перечисленными силами выглядят следующим образом:

$$N = P_1 \operatorname{tg} \beta; \quad (1.9)$$

$$K = P_1 / \cos \beta; \quad (1.10)$$

$$T = P_1 \sin (\varphi + \beta) / \cos \beta; \quad (1.11)$$

$$Z = P_1 \cos (\varphi + \beta) / \cos \beta. \quad (1.12)$$

Кроме рассмотренных сил на детали КШМ действуют центробежные силы $C_{ш}$ от массы шатуна (m_2), отнесенной к вращательно-движущимся частям, сила C_k от массы колена коленчатого вала (m_k) и сила $C_{пр}$ от масс противовесов ($m_{пр}$). Сила $C_{ш}$ действует на шатунную и коренную шейки вала, а силы C_k и $C_{пр}$ – только на коренные. Центробежная сила $C_{ш}$, действующая в плоскости движения шатуна, и сила C_k направлены от центра вращения по радиусу кривошипа:

$$C_{ш} = -m_2 R \omega^2; \quad (1.13)$$

$$C_k = -m_k R \omega^2. \quad (1.14)$$

Центробежная сила противовеса приложена к центру масс противовеса и направлена от оси вала:

$$C_{\text{пр}} = -m_{\text{пр}} \cdot r_{\text{пр}} \cdot \omega^2. \quad (1.15)$$

Тангенциальная сила (рис. 1.4), приложенная к кривошипу коленчатого вала, создает момент ДВС (M), равный:

$$M = T \cdot S_{\text{п}} \cdot R, \quad (1.16)$$

где T – тангенциальная сила, отнесенная к единице площади поршня, МПа; $S_{\text{п}}$ – площадь поршня, м^2 .

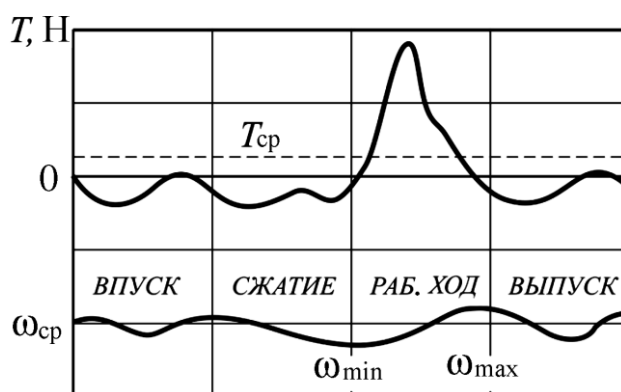


Рис. 1.4. Диаграмма тангенциальных усилий (индикаторного момента) 4-тактного одноцилиндрового дизеля

Так как силы инерции поступательно движущихся масс зависят только от УСКВ, угла п.к.в. и конструктивных параметров КШМ, то при $\bar{\omega} = \text{const}$ величина и характер протекания кривой момента ДВС будут зависеть только от величины давления газов в цилиндре $P_{\text{г}}$, в связи с чем он называется индикаторным моментом (M_i) ДВС, таким образом, $M = M_i$.

Силы трения ($P_{\text{т}}$), действующие в сопряжениях ДВС, всегда направлены противоположно направлению движения и, будучи приведенными к кривошипу, создают момент механических потерь ДВС ($M_{\text{п}}$), в который также включают потери на привод вспомогательных механизмов и другие потери, т.е.

$$M_{\pi} = P_{\pi} \cdot S_{\pi} \cdot R. \quad (1.17)$$

В результате взаимодействия рассматриваемых переменных по углу п.к.в. моментов на коленчатом валу образуется результирующий момент ДВС $M = M_i - M_a$. Результирующий момент одноцилиндрового 4-тактного ДВС изменяется с периодом 4π и принимает как положительные (на такте расширения), так и отрицательные (на остальных тактах) значения.

Анализ упрощенной динамической модели системы КШМ (ДВС)–маховик–тормоз (рис. 1.5) показывает, что при работе на установившемся тормозном нагрузочно-скоростном режиме ($\bar{\omega} = \text{const}$, $\bar{M}_T = \text{const}$) маховик, а также другие вращающиеся инерционные массы (I_B , I_T) выделяют постоянную составляющую момента ДВС, равную по величине тормозному моменту обкаточного стенда и являющуюся средним (эффективным) крутящим моментом ДВС (\bar{M}_K), т.е. $\bar{M}_K = \bar{M}_T$.

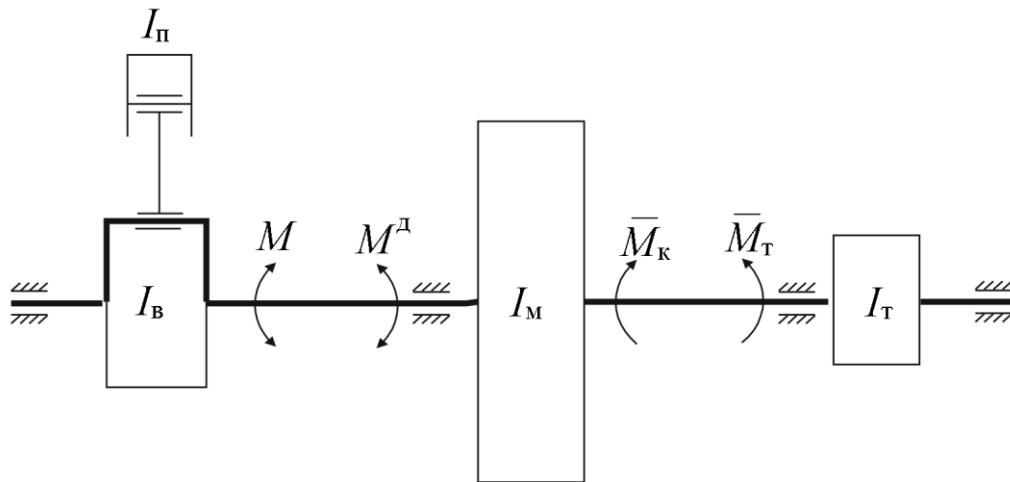


Рис. 1.5. Динамическая модель системы КШМ (ДВС)–маховик–тормоз: I_{π} – переменный момент инерции поступательно движущихся масс КШМ, приведенный к коленчатому валу; I_B – момент инерции вращающихся масс КШМ; I_M , I_T – моменты инерции маховика и тормоза; M_K – переменный по углу п.к.в. момент ДВС; M^d – динамический момент ДВС

Уравнение динамики данной системы в мгновенных значениях в этом случае имеет вид

$$M_i(\varphi, g_{ц}, \alpha) - M_{п}(\varphi, \omega) = I(\varphi)d\omega/dt + M_{т}, \quad (1.18)$$

где M_i – индикаторный момент ДВС; $M_{п}$ – момент механических потерь ДВС; I – суммарный момент инерции системы ($I = I_{п}(\varphi) + I_{в} + I_{м} + I_{т}$, среднее за кинематический цикл КШМ значение $\bar{I} = \text{const}$); φ – угол поворота коленчатого вала (п.к.в.); $g_{ц}$ – средняя цикловая подача топлива; α – коэффициент избытка воздуха.

Выражение $I d\omega/dt$ представляет собой динамический момент (M^D), действующий в сечениях коленчатого вала, величина и направление которого изменяются в пределах рабочего цикла в зависимости от соотношения величин и знаков остальных моментов уравнения (1.18) и угла п.к.в., при этом его амплитудные значения могут быть значительно больше \bar{M}_k и $\bar{M}_т$, т.е. пиковые нагрузки на сопряжения и детали КШМ образуются в результате взаимодействия моментов M_i , $M_{п}$ и динамического момента M^D . Анализ уравнения (1.18) при средних значениях моментов показывает, что на рассматриваемом режиме $\bar{M}_k = M_i - M_{п} = \bar{M}_т$, следовательно, $\bar{M}^D = 0$, среднее угловое ускорение коленчатого вала $d\omega/dt = 0$, $\bar{\omega} = \text{const}$. Если при этом отключить тормозную нагрузку ($\bar{M}_т = 0$), сохранив неизменным положение органа управления топливоподачей (рейки ТНВД), то значения газовых сил и момента дизеля существенно не изменятся, а состояние новой системы КШМ–маховик на бестормозном (Б) режиме будет описываться уравнением вида

$$M_i^b - M_{п}^b = I^b d\omega^b/dt. \quad (1.19)$$

Действующий в пределах рабочего цикла момент ДВС ($M^b = M_i^b - M_{п}^b$), согласно уравнению (1.16), всегда равен по величине динамическому $M^b = M^{D^b} = I^b d\omega^b/dt$, следовательно, на участках рабочего цикла, где $M^b > 0$,

будет действовать момент, равный по величине обратному динамическому моменту, который в данном случае будет выполнять роль нагрузочного динамического момента (НДМ) M_n^d . При $M^b < 0$ в системе будет действовать равный по величине прямой M^d , который будет являться крутящим динамическим моментом (КДМ) M_k^d . Уравнения (1.15) и (1.16) справедливы как для мгновенных, так и для средних значений входящих в них составляющих, следовательно, $\bar{M}^b = \bar{M}^{db} = \bar{M}_r$. Равенство мгновенных и средних значений M и M^d обуславливает идентичность нагружения сопряжений и деталей ДВС на сходственных (одинаковых по $\bar{\omega}$ и \bar{M}) тормозных и бестормозных (динамических) режимах. Так как $\bar{M}_k^b = I^b d\bar{\omega}^b/dt > 0$, то $d\bar{\omega}/dt > 0$, следовательно, будет происходить увеличение УСКВ и кинетической энергии системы ($W = I\omega^2/2$). При достижении верхнего предела УСКВ (ω_2) для повтора ДН необходимо возвратиться к исходной УСКВ (ω_1), для чего целесообразно полностью выключить подачу топлива, тогда $\bar{M}_i^b = 0$ и уравнение (2) после преобразований примет вид

$$\bar{M}_n^b = -\bar{I}^b d\bar{\omega}^b/dt, \quad (1.20)$$

где \bar{M}_n^b – среднее за рабочий цикл ДВС значение момента механических потерь ($\bar{M}_n^b \approx A + B \cdot \bar{\omega}$, где A и B – постоянные коэффициенты).

Смена знака (направления) динамического момента в этом случае превращает его в крутящий динамический момент (КДМ), а отрицательное угловое ускорение $\bar{\varepsilon}_b = -d\bar{\omega}/dt$ будет приводить к снижению УСКВ (выбегу) и W , при этом \bar{M}_n^b будет выполнять роль нагрузочного момента.

Комплекс последовательных тактов разгона и выбега инерционной системы образуют цикл динамического нагружения сопряжений ДВС (см. рис. 1.1). Многократное повторение ЦДН в заданном интервале изменения УСКВ

$\Delta\bar{\omega} = \bar{\omega}_2 - \bar{\omega}_1$ с разными значениями НДМ (и КДМ) на ступенях обкатки под нагрузкой обеспечивает приработку сопряжений ДВС и является сущностью рассматриваемого способа обкатки с ДН.

Сравнение величины тангенциальной силы T и суммарной силы сопротивления T_c показывает, что величина T значительно больше величины T_c , откуда следует, что основное нагружение двигателя на такте расширения происходит за счет динамической тангенциальной силы T_d , а сила T_c , действующая равномерно на протяжении всего цикла, необходима, главным образом, для отвода энергии от маховика ДВС, которую он получил на такте расширения, в течение остальных трех тактов. Ориентировочный расчет показывает, что для обеспечения установившегося режима работы одноцилиндрового ДВС запасаемая маховиком в течение такта расширения кинетическая энергия должна обеспечивать преодоление момента сопротивления в течение остальных трех тактов, т.е. среднее за такт расширения значение M_n^d должно быть в 3 раза больше значения M_c , при этом, учитывая переменность силы T в пределах такта, мгновенные значения силы T_c^d и момента M_n^d ещё более превышают M_c .

Таким образом, основную роль в нагружении деталей и сопряжений на такте расширения играет НДМ, а доля момента M_T сравнительно невелика, что позволяет предположить о возможности отказа от его учета при проведении обкатки ДВС [92].

Анализ кривой $\varepsilon_p = f(\varphi)$, являющейся, по сути дела, отображением диаграммы тангенциальных сил, снимаемой, например, с помощью электронных приборов, позволяет при известной зависимости $l_c = f(\varphi)$ оперативно определять мгновенные величины нагрузок, действующих на детали КШМ, причем с возможностью дифференцированного по цилиндрам контроля. Среднее за цикл ускорение разгона характеризует среднее значение

крутящего момента ДВС и также может использоваться для оценки загрузки (аналогично тормозному способу обкатки).

Момент инерции системы I_c складывается из момента инерции штатного маховика ДВС (I_m) с отнесенными к нему моментами инерции других вращающихся деталей (муфты сцепления, коленчатого вала, вспомогательных механизмов), момента инерции вращающихся деталей тормозного стенда (I_T), постоянных и не зависящих от угла п.к.в., а также из момента инерции поступательно движущихся масс ДВС, содержащих переменный по углу п.к.в. момент инерции (I_n):

$$I_c = I_m + I_T + I_n, \quad (1.21)$$

где $I_m = \text{const}$; $I_T = \text{const}$; $I_n = f(\varphi)$.

При бестормозной обкатке с ДН момент инерции тормоза будет отсутствовать, однако вместо него могут действовать приведенные к коленчатому валу ДВС моменты инерции агрегатов трансмиссии и ходовой части ($I_{тр}$) (в случае обкатки ДВС на машине) или моменты инерции вращающихся деталей приводной станции ($I_{пс}$) для холодной обкатки (при обкатке в стационарных условиях), т.е.

$$I_c = I_m + I_{тр} + I_n \text{ или } I_c = I_m + I_{пс} + I_n. \quad (1.22)$$

Переменность момента инерции двигателя по углу п.к.в. приводит к соответствующему изменению мгновенных значений ускорений коленчатого вала в пределах рабочего цикла двигателя, однако среднее за цикл значение отклонений углового ускорения, вызванное переменностью момента инерции, будет равно нулю. Кроме этого, величина переменной составляющей суммарного момента инерции двигателя относительно невелика, и её влияние ещё более снижается при увеличении момента инерции системы за счет дополнительных постоянных инерционных масс (I_c ; $I_{пс}$; $I_{тр}$), в связи с чем в большинстве методик анализа динамики поршневых ДВС и назначения

нагрузочных режимов обкатки момент инерции принимается независимым от угла п.к.в. и постоянным для данного типа ДВС, т.е. $\bar{I} = \text{const}$.

Учет переменности момента инерции по углу п.к.в. является необходимым при диагностировании ДВС по параметрам внутрицикловой неравномерности УСКВ и углового ускорения коленчатого вала, позволяющего оценить техническое состояние отдельных цилиндров без их отключения. В теоретическое и практическое развитие данного метода применительно к автотракторным двигателям значительный вклад внесли работы, проведенные в СибИМЭ и Саратовском ГТУ, однако серийный выпуск приборов, реализующих данный метод, пока не освоен.

В связи с вышеизложенным и главной целью исследований, состоящей в разработке технологий обкатки, альтернативных существующим, при которых нагрузочный режим задается средним за рабочий цикл значением эффективной мощности или нагрузочного (крутящего) момента, а также исходя из наличия в ремонтном производстве серийных приборов типа ИМД-ЦМ, при проведении дальнейшего анализа и разработке методик расчета нагрузочных режимов обкатки с ДН будем также ориентироваться на использование средних за рабочий цикл значений угловых ускорений, УСКВ и момента инерции ДВС.

Проведенный на примере одноцилиндрового двигателя анализ сил, действующих в ЦПГ и КШМ на режимах тормозной обкатки и режимах динамического нагружения, показал, что основным условием их идентичности является обеспечение одинаковых газовых нагрузок, что обуславливает необходимость теоретического анализа и экспериментальных исследований основных показателей рабочего процесса автотракторных дизелей на рассматриваемых режимах.

1.3. Особенности рабочего процесса дизелей в условиях неустановившихся режимов

В связи с тем, что расчетное нагружение сопряжений ДВС при обкатке под нагрузкой определяется величиной газовых нагрузок (максимальных и средних) на рассматриваемых участках рабочего цикла, а также учитывая, что исследуемые режимы динамического нагружения являются неустановившимися, необходимо выяснить особенности их изменения на режимах тормозной и бестормозной обкатки с ДН.

Многочисленными исследованиями [36, 75, 77] установлено, что эффективные и индикаторные показатели рабочего цикла дизелей, работающих при эксплуатации в основном на неустановившихся режимах, существенно отличаются от показателей на сходственных установившихся режимах, при этом, как правило, они ухудшаются, что приводит к снижению экономичности выполняемых работ и производительности, а также к повышенному износу деталей. В связи с этим задача улучшения показателей работы дизелей на неустановившихся режимах является чрезвычайно важной и обязательно учитывается при разработке новых и доработке существующих конструкций дизелей, в результате чего их динамические характеристики улучшаются.

С этой целью проводятся работы по улучшению воздухообеспечения дизелей на неустановившихся режимах (особенно с турбонаддувом), согласованию работ систем топливоподачи и воздухообеспечения (применением антидымных корректоров), улучшению работы топливной аппаратуры и систем регулирования частоты вращения путем использования электронных систем управления впрыском топлива и скоростным режимом дизелей и других мероприятий.

Одним из резервов увеличения ресурса дизелей и улучшения технико-экономических показателей при их эксплуатации в условиях неустановившихся режимов, по мнению ряда исследователей [5, 7, 29], является применение при

технологической обкатке неустановившихся нагрузочно-скоростных режимов, характерных эксплуатационным, позволяющих получить параметры приработки сопряжений, более соответствующие образующимся в эксплуатации, в связи с чем имеющие место отклонения показателей рабочего цикла в процессе такой обкатки по сравнению с типовой являются необходимыми для достижения поставленной цели.

Частичные режимы длительного бестормозного ДН дизелей с ограничением подачи топлива на тактах разгонов, впервые предложенные для целей обкатки в СПГАУ [4, 5], ранее не применялись и не исследовались, что обуславливает необходимость их теоретического и экспериментального обоснования, при этом целесообразно проанализировать результаты исследований, посвященных динамическому методу диагностирования.

Так, с целью определения соответствия индикаторных и эффективных показателей дизелей на тормозных и динамических бестормозных режимах с полной подачей топлива исследования рабочего цикла проведены в СибИМЭ [22–26] и их результаты представляют определенный интерес. В результате сравнительных исследований показателей рабочего цикла дизелей со свободным впуском установлено, что при бестормозном разгоне с максимальной подачей топлива от минимальной до максимальной УСКВ в интервале $\omega = (0,6 \dots 1,1)\omega$ отклонения значений эффективных показателей у исправных дизелей незначительны по сравнению со сходственными установившимися режимами. В то же время отмечено увеличение средней скорости нарастания давления и превышение среднего индикаторного давления до 4 % вследствие неидентичности положения рейки ТНВД и более низкой температуры деталей КШМ (особенно в начале разгона) и, следовательно, лучшего наполнения цилиндров. Отклонение положение рейки ТНВД в тормозном и динамическом режимах варьирует от 0 до 5 % в сторону увеличения при разгоне. При умень-

шении ускорения разгона отклонения положений рейки и показателей рабочего процесса уменьшаются и при $\varepsilon_p = 0,5\varepsilon_p^{\circ}$ приближаются к нулю.

Отклонения показателей рабочего цикла дизелей с турбонаддувом на этих же режимах достигают 25 %, что объясняется главным образом инерционностью турбокомпрессора и, как следствие, снижением коэффициента избытка воздуха. Анализ этих результатов и других исследований показывает определяющую роль на динамику разгона дизелей со свободным впуском цикловой подачи топлива и возможность полной их загрузки по среднему значению эффективного динамического момента при максимальных угловых ускорениях разгона и штатном моменте инерции. В этих же условиях дизели с турбонаддувом (ЯМЗ-238НБ, Д-160, СМД-18) возможно загрузить только на 75 % от номинального значения, что в ряде случаев недостаточно для реализации последних ступеней обкатки под нагрузкой, у них она достигает 86–96 % номинального значения, в связи с чем необходимо найти способы повышения степени динамического нагружения таких дизелей.

Помимо средних значений крутящих и нагрузочных моментов на качество приработки сопряжений могут оказывать влияние и мгновенные максимальные значения газовых нагрузок, а также скорости их нарастания по углу п.к.в. и фазы, в связи с чем необходимо провести сравнительные экспериментальные исследования показателей рабочего процесса на исследуемых тормозных режимах, режимах динамического нагружения, а также на тормозных неустановившихся режимах. Исследования этих показателей на неустановившихся эксплуатационных и моделирующих их тормозных режимах показывают их значительное отличие от установившихся тормозных режимов. Установленная идентичность процессов нагружения деталей КШМ на сходственных тормозных и динамических режимах обуславливает и возможность соответствия указанных показателей в пределах циклов динамического

бестормозного и тормозного нагружения, одинаковых по цикловой подаче, УСКВ и угловому ускорению. Однако для объективной оценки необходимо проведение экспериментальных исследований на наиболее типичных моделях дизелей со свободным впуском и дизелей с наддувом.

Известно, что давление газов в цилиндре дизеля p_z , максимальная скорость его нарастания по углу поворота коленчатого вала $(dp/d\varphi)_{\max}$, максимальное значение p_z^{\max} и его фаза φ_z определяют нагрузочный режим работы сопряжений и оказывают существенное влияние на процесс их приработки. С целью установления различий в этих показателях на установившихся тормозных (в условиях регуляторных характеристик) и БНР (в условиях динамических характеристик) было проведено индицирование четвертого цилиндра дизеля 4 ЧН 14,5/20,5 (Д-160) на соответствующих ступенях тормозной и бестормозной обкатки при ограниченном ходе рейки ТНВД. Воздействие на рейку топливного насоса осуществлялось с помощью разработанного устройства по установленной закономерности. Целью исследований явился сравнительный анализ показателей рабочего цикла и фактических значений газовых нагрузок на сопряжения и детали дизеля при работе на стационарных тормозных и неустановившихся бестормозных режимах [77].

Изменение давления в цилиндре производилось с использованием тензометрического датчика давления ТД-100, установленного в индикаторном канале. Сигнал давления усиливался тензоусилителем ТА-5 и выводился на шлейфовый осциллограф Н-117. Статическая тарировка датчика давления осуществлялась на гидравлическом стенде с образцовым манометром. Положение ВМТ четвертого цилиндра регистрировалось с помощью индуктивного датчика, обеспечивающего точность до 0,5 град п.к.в., независимо от частоты вращения. Непрерывная запись развернутых индикаторных диаграмм производилась на всех режимах на максимальной скорости протяжки ленты осциллографа. В результате проведенных исследо-

ваний на основании результатов обработки индикаторных диаграмм построены зависимости максимального давления в цилиндре p_z , фазы максимального давления φ_z и максимальной скорости нарастания давления $(dp/d\varphi)_{\max}$ от нагрузки при работе дизеля в стационарных (тормозных) и БНР при управлении рейкой ТНВД по установленным закономерностям (рис. 1.6).

Изменение показателей рабочего цикла в зависимости от нагрузки при динамическом нагружении аналогично изменению показателей при тормозной нагрузке. С ростом нагрузки возрастает максимальное давление p_z , что объясняется, в частности, увеличением цикловой подачи топлива вследствие большего хода рейки ТНВД. При этом скорость нарастания давления $(dp/d\varphi)_{\max}$ уменьшается, а фаза максимального давления φ_z сдвигается от ВМТ. Резкое увеличение жесткости процесса сгорания при работе дизеля на холостом ходу и частичных нагрузках объясняется снижением давления и температуры заряда в начале впрыскивания, что приводит к увеличению периода задержки воспламенения с 4,8 град п.к.в при нагрузке 0,9 M_n до 7,5 град п.к.в при нагрузке 0,28 M_n на тормозном режиме. Кроме того, с понижением нагрузки также уменьшается цикловая подача, снижается давление впрыска и увеличивается доля впрыскиваемого топлива, участвующего в объемном смесеобразовании.

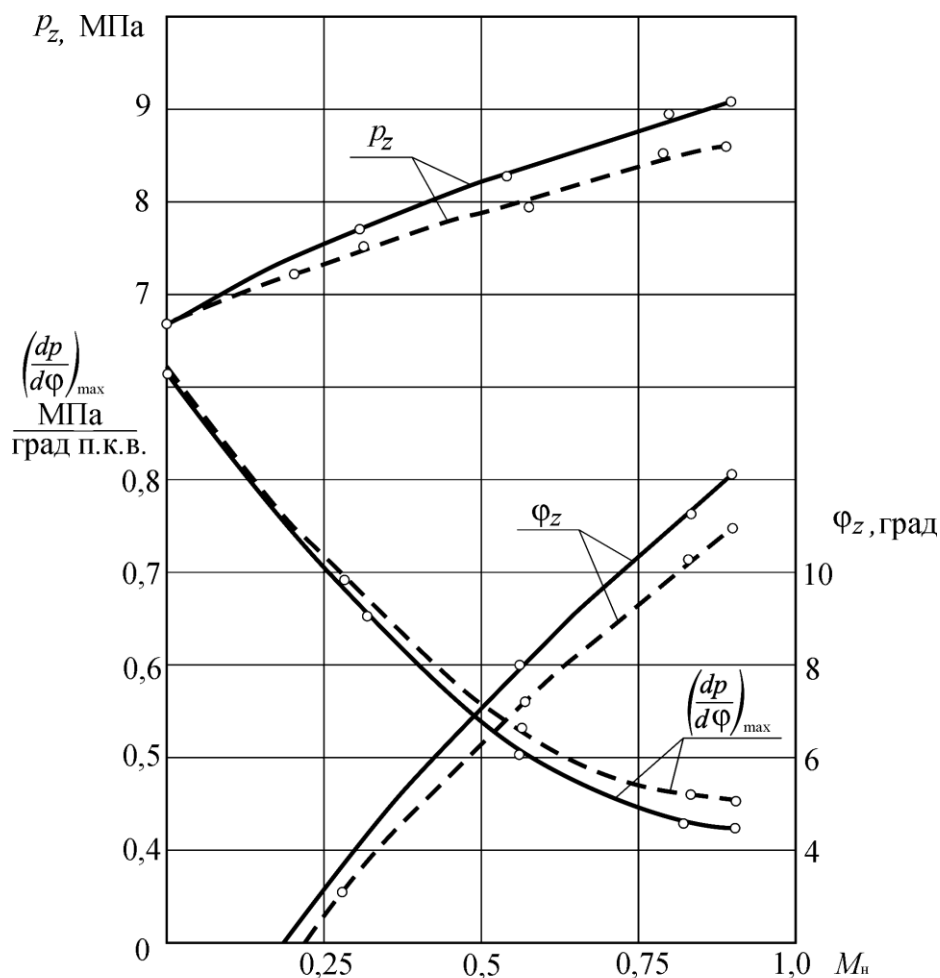


Рис. 1.6. Изменение основных показателей рабочего процесса дизеля Д-160 от нагрузки при работе на тормозных и БНР:

(—) – тормозные; (-----) – БНР

В результате происходит увеличение максимальной скорости сгорания на указанных режимах.

При динамическом нагружении значения p_z и ϕ_z ниже, а $(dp/d\phi)_{max}$ выше, чем при соответствующем тормозном, что обусловлено ухудшением условий протекания рабочего цикла дизеля с турбонаддувом на неустановившихся режимах. Кроме того, замер углового ускорения при разгоне и, следовательно, других показателей производился не по достижении номинальной частоты вращения коленчатого вала дизеля, а несколько ранее, что является отличительной особенностью прибора ИМД-ЦМ. В результате

переходный процесс не успевает завершиться и параметры общего цикла не достигают значений, характерных для сопоставимых режимов, несмотря на относительно низкие значения ускорений разгона коленчатого вала дизеля Д-160.

Известно, что двигатели бульдозеров (основное предназначение трактора Т-170 с дизелем Д-160) с механической трансмиссией работают, как правило, с ускорением, не превышающим 10 с^{-2} . В связи с этим подробно исследованы показатели рабочего цикла дизеля Д-160 на первой ступени обкатки при разгоне с ускорением 8 с^{-2} . Результаты сравнительных испытаний представлены в табл. 1.1 и на рис. 1.7. В частности, при динамическом нагружении значение p_z ниже на 0,2 МПа, жесткость процесса сгорания выше на 0,01 МПа/град п.к.в, а продолжительность сгорания больше на 8,8 град п.к.в, чем при соответствующем тормозном нагружении.

Т а б л и ц а 1 . 1

Показатели рабочего цикла дизеля Д-160 на первой ступени обкатки

Показатель	Единица измерения	Вид нагружения	
		тормозной	динамический
Давление остаточных газов	МПа	0,11	0,12
Температура остаточных газов	К	683	695
Угол опережения воспламенения	град п.к.в	3,5	2,7
Давление в момент начала сгорания	МПа	4,6	4,5
Температура в момент начала сгорания	К	619	616
Максимальное давление цикла	МПа	7,7	7,5
Максимальная температура цикла	К	1082	1031
Максимальная скорость нарастания давления	МПа/град п.к.в	0,68	0,69
Коэффициент эффективности сгорания	-	0,83	0,72
Продолжительность процесса сгорания	...	25,8	34,6
Индикаторный КПД цикла	-	0,426	0,374
Индикаторный удельный расход топлива	г/(кВт·ч)	199	226

При разработке технологии отдельной обкатки в результате исследований дизеля Д-240 на режимах горячей обкатки после капитального ремонта установлено, что в условиях статических и динамических нагрузочных характеристик (разгон с рейкой ТНВД на упоре) характер изменения максимального давления цикла p_z , его фазы φ_z , а также максимальной скорости нарастания давления в цилиндре в зависимости от УСКВ и эффективного крутящего момента M_k (углового ускорения разгона) не меняется при некоторых отклонениях абсолютных значений параметров. Так, для дизеля Д-

240 (рис. 1.8) отклонение максимальных давлений цикла не превышает 5 % во всем интервале изменения крутящего момента. Фаза максимального давления цикла в условиях динамической скоростной характеристики (ДСХ) при близких к максимальным значениям углового ускорения разгона увеличивается на 19 % по сравнению со статической скоростной характеристикой (ССХ).

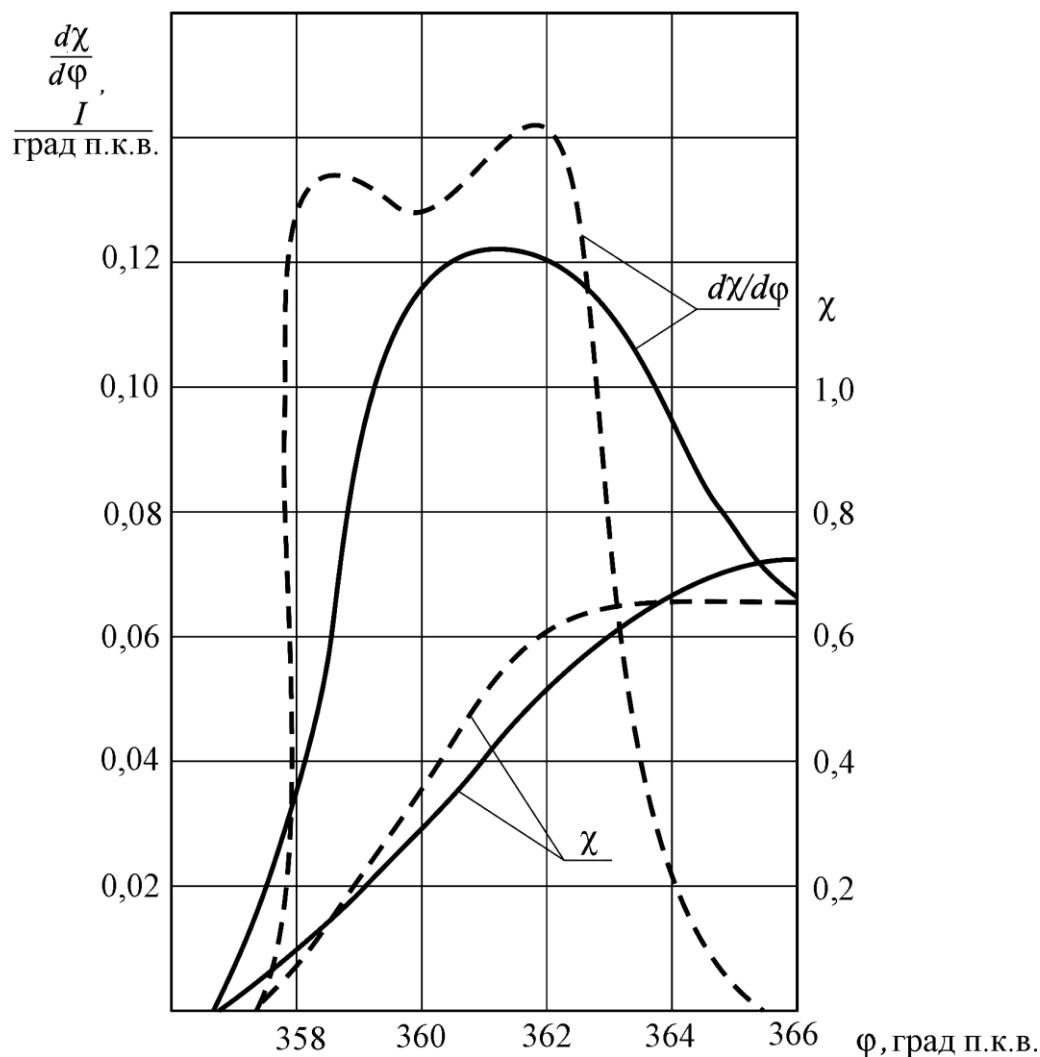


Рис. 1.7. Изменение скорости сгорания $d\chi/d\phi$ и доли выгоревшего топлива χ от угла поворота коленчатого вала на первой ступени обкатки (фрагмент):

(—) – тормозная обкатка;

(-----) – обкатка с динамическим нагружением ($\epsilon_p = 8,0 \text{ с}^{-2}$)

Максимальная скорость нарастания давления в цилиндре в условиях ДСХ также превышает (до 17 %) значения для ССХ, однако его максимальное значение (1,2 МПа/град) меньше возможного для дизеля данной марки (1,5–2,0 МПа/град).

Изменения вышеуказанных параметров для двух фиксированных значений углового ускорения ($\varepsilon = 17 \text{ с}^{-2}$ и $\varepsilon = 88 \text{ с}^{-2}$), соответствующих первой и шестой ступеням обкатки в условиях ДСХ и ССХ, приведены на рис. 1.9.

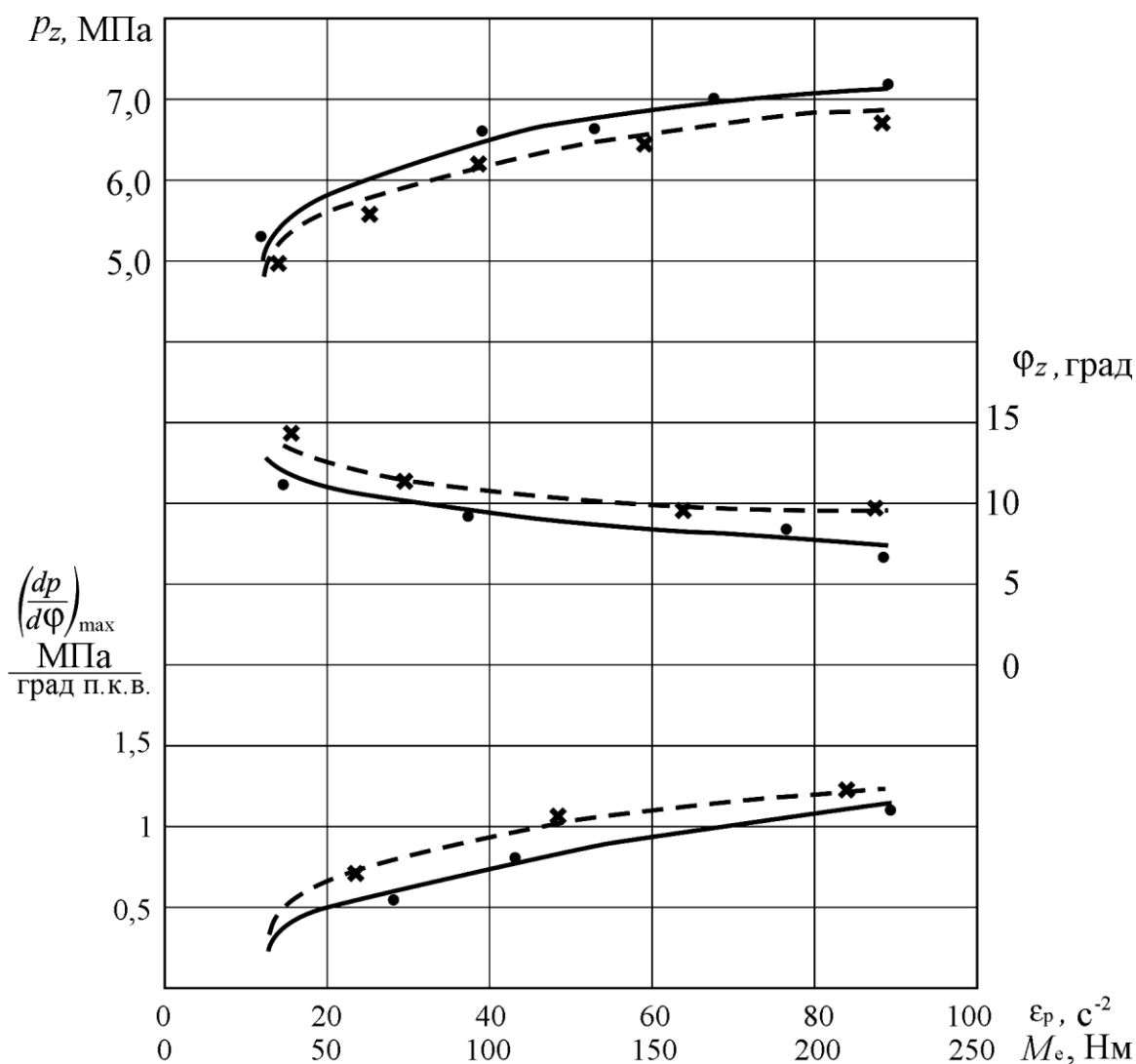


Рис. 1.8. Изменение основных показателей рабочего процесса дизеля Д-240 в условиях статической и динамической нагрузочных характеристик:

(—) — статическая; (x-----x) — динамическая

На рис. 1.19 приведено изменение давления конца сжатия в цилиндре p_c и скорости его нарастания при свободном выбеге и выбеге с дросселированием газов на выпуске, а также показаны соответствующие кривые углового ускорения выбега. При дросселировании газов на выпуске с максимальными значениями противодавлений (дроссельная заслонка закрыта полностью) величина p_c в первых циклах достигает значений 4,5 МПа, а затем в процессе выбега p_c снижается до значений, соответствующих выбегу без дросселирования (3,5–4 МПа).

Повышенные значения p_c ведут к росту максимальной скорости нарастания давления и температуры газов в конце сжатия, что увеличивает газовые и термические нагрузки на детали и сопряжения дизеля по сравнению со свободным выбегом. Рост до 1,5–2 раз момента механических потерь дизеля при выбеге с дросселированием ведет к пропорциональному увеличению средних индикаторных нагрузок, углового ускорения выбега и сокращению его времени.

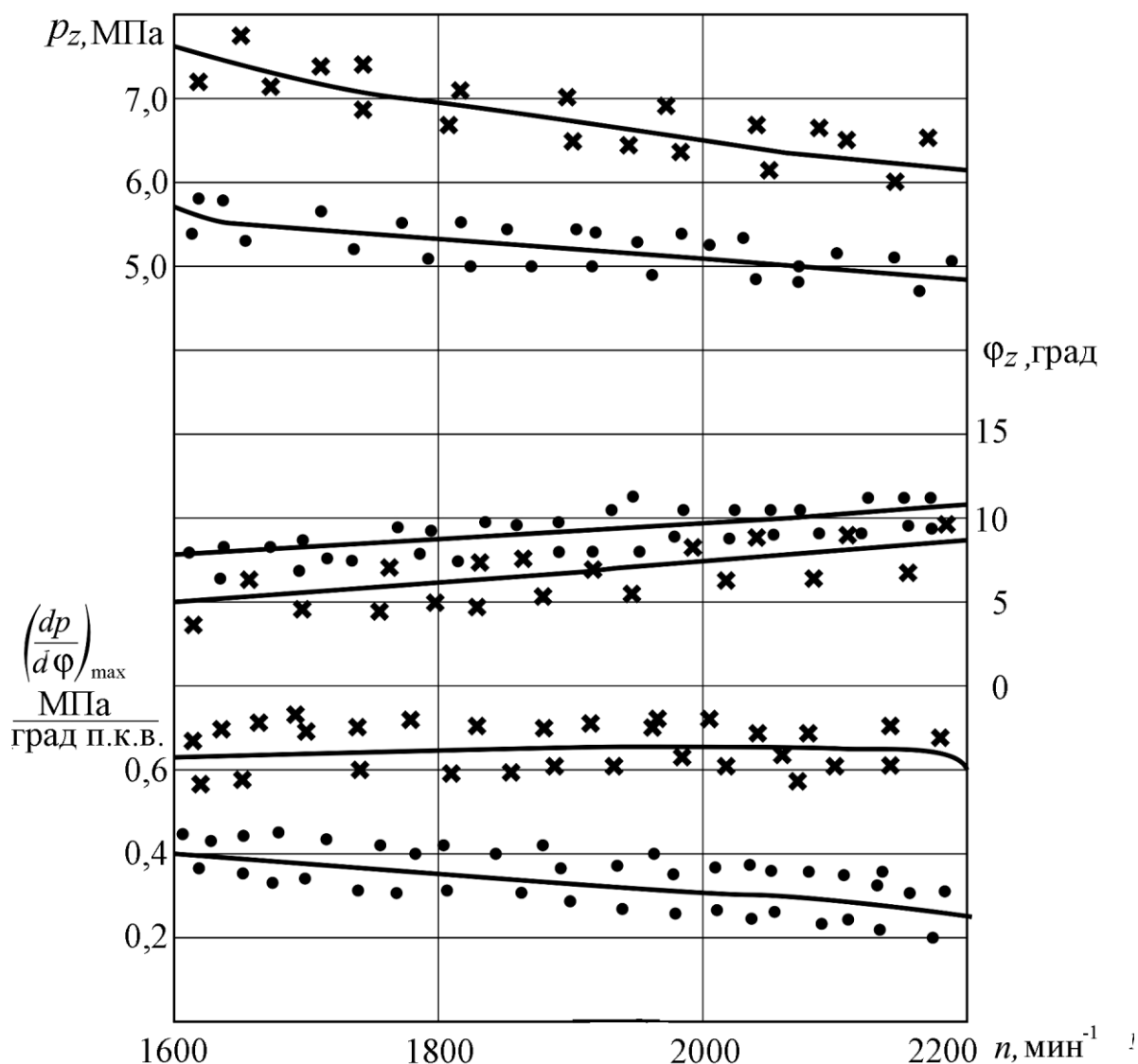


Рис. 1.9. Изменение основных показателей рабочего процесса дизеля Д-240 в условиях частичных динамических скоростных характеристик:

(x — x) – разгон с ускорением $\varepsilon = 88 \text{ с}^{-2}$;

(—) – разгон с ускорением $\varepsilon = 17 \text{ с}^{-2}$

Таким образом, проведенные исследования рабочего процесса дизелей на режимах обкатки с ДН показали отсутствие факторов, способных отрицательно повлиять на протекание процесса приработки. Следовательно, учитывая незначительные расхождения в показателях рабочего цикла, бестормозные неустановившиеся режимы могут быть рекомендованы для обкатки автотракторных двигателей после текущего и капитального ремонтов.

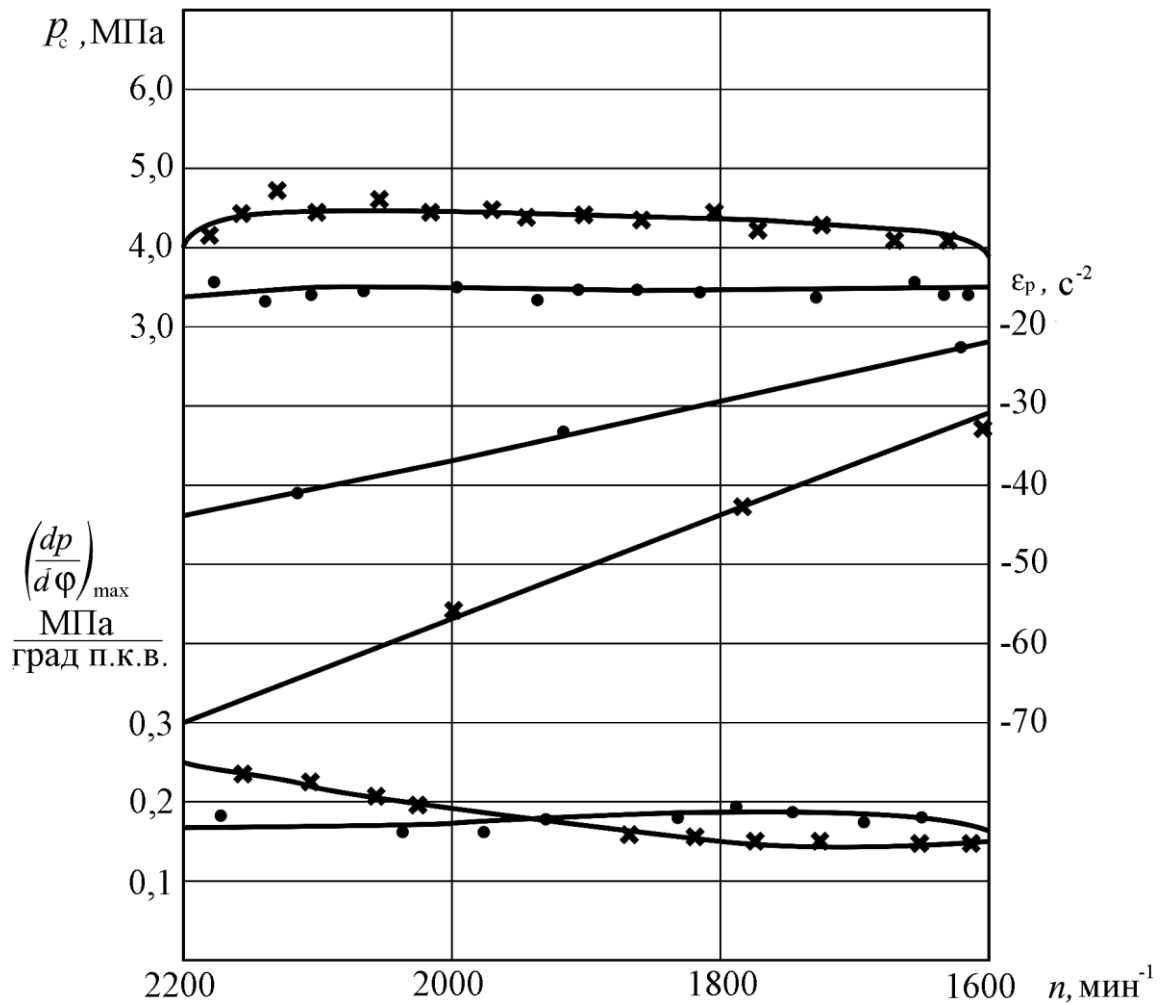


Рис. 1.10. Изменение показателей рабочего процесса дизеля Д-240 и ускорения выбега (момента механических потерь) при свободном выбеге (—) и выбеге с дросселированием газов на выпуске (x — x)

Кроме того, проведенный анализ показывает, что у дизелей со свободным выпуском в циклах ДН возможно получение полных газовых нагрузок при штатном моменте инерции, однако необходимо исследование их амплитудных, скоростных и фазовых характеристик. У дизелей с наддувом для получения нагрузок, превышающих 75 % номинальных, необходимо использование мероприятий по улучшению воздухообеспечения в период разгона, например, сужением интервала изменения УСКВ, и уменьшению ускорений разгона за счет увеличения момента инерции системы.

1.4. Варианты циклов динамического нагружения

Анализ, проведенный в предыдущем разделе, показывает, что НДМ в рассматриваемом способе нагружения возникает на такте разгона в выбранном интервале УСКВ. Характер его протекания и величина зависят от значений эффективного крутящего момента дизеля, который в каждой точке разгона будет равен разности индикаторного момента и момента механических потерь. Момент механических потерь ДВС зависит от степени приработки сопряжений, УСКВ, температуры охлаждающей жидкости и смазочного масла и других факторов.

Величина и характер изменения индикаторного момента зависят, главным образом, от цикловой подачи топлива и протекания процессов наполнения и очистки цилиндров. На режимах единичных разгонов дизелей в условиях эксплуатации и в стендовых условиях с тормозной нагрузкой имеют место некоторые отличия процессов наполнения, очистки и топливоподачи от соответствующих сходственных установившихся режимов, которые в наибольшей степени проявляются у дизелей с газотурбинным наддувом. Установлено, что наибольшие отклонения имеют место при максимальных ускорениях разгона, используемых, например, при диагностировании дизелей динамическим методом, однако и при этих ускорениях отклонения показателей рабочего процесса современных дизелей без наддува незначительны и существенно снижаются при их уменьшении.

Различия индикаторных и эффективных показателей ДВС в условиях установившихся тормозных режимов и в режимах свободного разгона имеют принципиальное значение при диагностировании динамическим методом, поскольку влияют на достоверность результатов и их сопоставимость с получаемыми в соответствии с ГОСТ 18509–88, при этом возникающие отклонения могут быть учтены либо введением методических поправок, либо алгоритмами работы измерительных приборов.

При обкатке ДВС одной из задач является обеспечение требуемых для приработки нагрузочно-скоростных режимов, соответствующих характерным эксплуатационным режимам, позволяющим лучше подготовить ДВС к эксплуатации. В связи с этим отклонения показателей рабочего процесса и параметров систем и механизмов дизелей, возникающие при обкатке с динамическим нагружением, аналогичные имеющим место на эксплуатационных режимах, являются необходимыми для выполнения поставленной задачи. Для моделирования характерных нагрузочно-скоростных эксплуатационных режимов необходимо использование специальных автоматизированных обкаточно-тормозных стендов, использование которых осложнено указанными в предыдущих разделах недостатками, в связи с чем рассмотрим возможность их реализации в рамках различных бестормозных ЦДН и определим наиболее подходящие режимы для целей обкатки. Так как основное нагружение в ЦДН происходит на такте разгона, протекание которого определяется индикаторным и эффективным моментами, зависящими, главным образом от топливоподачи, проанализируем возможные варианты реализации тактов разгона.

1.4.1. Цикл динамического нагружения с максимальной подачей топлива

Реализация данного ЦДН предусматривает осуществление такта разгона с протеканием крутящего момента по корректорной ветви регуляторной характеристики дизеля (рис. 1.11). Этот цикл может осуществляться путем резкого перемещения рычага регулятора частоты вращения (РЧВ) из положения, соответствующего минимальным оборотам холостого хода, в положение максимальной частоты вращения (до упора). При этом рейка ТНВД в процессе разгона последовательно занимает положения, соответствующие максимальной подаче топлива при данной УСКВ.

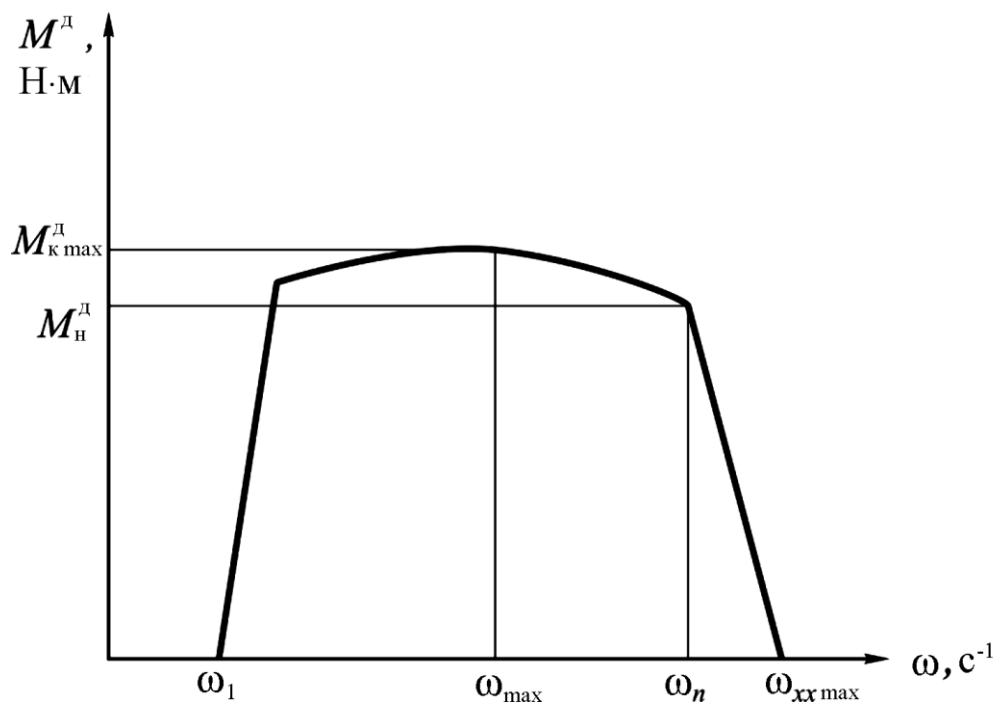


Рис. 1.11. Цикл динамического нагружения с максимальной подачей топлива при разгоне

Увеличение УСКВ происходит с ускорением, пропорциональным развиваемому крутящему моменту, который достигает максимального значения при определенной для данного дизеля УСКВ. В этой точке достигается максимума и цикловая подача топлива, обеспечиваемая работой корректора. В дальнейшем возрастающая сила грузиков регулятора частоты вращения РЧВ начнет сжимать пружину корректора и уменьшать подачу топлива и крутящий момент. При достижении номинальной УСКВ действие корректора прекратится и подача топлива и крутящий момент будут соответствовать номинальным значениям.

При дальнейшем росте УСКВ рейка ТНВД отойдет от упора ограничителя номинальной подачи топлива и начнет перемещаться в сторону уменьшения цикловой подачи по регуляторной ветви характеристики до значений, соответствующих цикловой подаче при максимальной частоте вращения холостого хода.

Прохождение кривой крутящего момента (циклового ускорения) при реализации данного способа разгона через характерные точки регуляторной характеристики дизеля создает предпосылки для определения основных технико-экономических показателей ДВС динамическим методом, предложенным специалистами СибИМЭ.

Анализ кривой крутящего момента показывает, что она практически идентична статической регуляторной характеристике дизеля. Крутящий момент на корректорной ветви в процессе разгона изменяется и имеет максимум в соответствующей точке. Эффективная динамическая мощность дизеля в данных условиях будет переменной с максимумом при номинальной УСКВ [92].

Достоинством данного способа изменения крутящего момента при разгоне является его информативность, а также простота управления процессом, заключающаяся в воздействии с постоянной амплитудой и скоростью на рычаг РЧВ, что обусловило широкое применение его для диагностирования.

Для приработки ДВС данный способ может быть использован только на последней ступени горячей обкатки с динамической нагрузкой, т.к. максимальные нагрузки на первых ступенях обкатки, несмотря на цикличность действия НДМ, могут привести к образованию задиров.

1.4.2. Цикл динамического нагружения с постоянной мощностью при разгоне

Данный ЦДН предполагает осуществление тактов разгона на частичных режимах с постоянной для каждой ступени развиваемой дизелем эффективной динамической мощностью (N_e^A). Режим постоянной мощности достигается соответствующей коррекцией подачи топлива при разгоне, уменьшающей крутящий момент пропорционально росту УСКВ. Учитывая, что для дизелей с механическим РЧВ при реализации рассматриваемого способа обкатки опти-

мальный интервал изменения УСКВ составляет $0,2-0,4\omega_n$, а максимальный крутящий момент дизеля $\approx 1,15 M_{ен}$, рассмотрим возможность реализации данного способа разгона на ступенях обкатки (применительно к универсальным обкаточным режимам, рекомендованным ГосНИТИ, для обкатки тракторных дизелей с использованием присадки в масло Гретерин-3), осуществляемых на максимальных скоростных режимах [35].

Исходя из формулы эффективной мощности дизеля $N_e = M_k \cdot \omega$, видим, что для получения $N_e^A = \text{const}$ при снижении УСКВ на $0,3\omega_n$ в начале разгона необходимо такое же увеличение крутящего (нагрузочного) момента, по отношению к его конечному значению, т.е.

$$M_{ki1} = 1,3 \cdot M_{ki2}, \quad (1.23)$$

где M_{ki1} , M_{ki2} – крутящий момент i -й ступени обкатки соответственно в начале ($\omega = \omega_1$) и в конце ($\omega = \omega_2$) разгона.

Изменение крутящего момента и угловой скорости при разгоне в этом случае, определенное из условия $N_e = M_k \cdot \omega = \text{const}$, будет отражаться показательными зависимостями вида $M_k = N_e / \omega$ и $\omega = N_e / M_k$ (рис. 1.12).

Для ступеней обкатки с ДН на режимах, альтернативных режимам, рекомендованным ГосНИТИ, значения моментов в начале разгонов могут быть определены по формуле

$$\bar{M}_{ki1} = k_n k_i \bar{M}_{ен}, \quad (1.24)$$

где k_n – коэффициент повышения крутящего момента в начале разгона, пропорциональный отношению ω_2/ω_1 данного ЦДН, т.е. $k_n = \omega_2/\omega_1$; k_i – коэффициент, определяющий величину крутящего момента i -й ступени тормозной обкатки в долях от номинального (для указанных режимов ГосНИТИ $k_1 = 0,25$, $k_2 = 0,5$, $k_3 = 0,7$, $k_4 = 0,9$).

При $k_n = 1,3$ для режимов ГОСНИТИ имеем:

$$\bar{M}_{k11} = 1,3 \cdot 0,25 \bar{M}_{\text{eH}} = 0,33 \bar{M}_{\text{eH}} ; \quad (1.25)$$

$$\bar{M}_{k21} = 1,3 \cdot 0,5 \bar{M}_{\text{eH}} = 0,65 \bar{M}_{\text{eH}} ; \quad (1.26)$$

$$\bar{M}_{k31} = 1,3 \cdot 0,7 \bar{M}_{\text{eH}} = 0,91 \bar{M}_{\text{eH}} ; \quad (1.27)$$

$$\bar{M}_{k41} = 1,3 \cdot 0,9 \bar{M}_{\text{eH}} = 1,17 \bar{M}_{\text{eH}} . \quad (1.28)$$

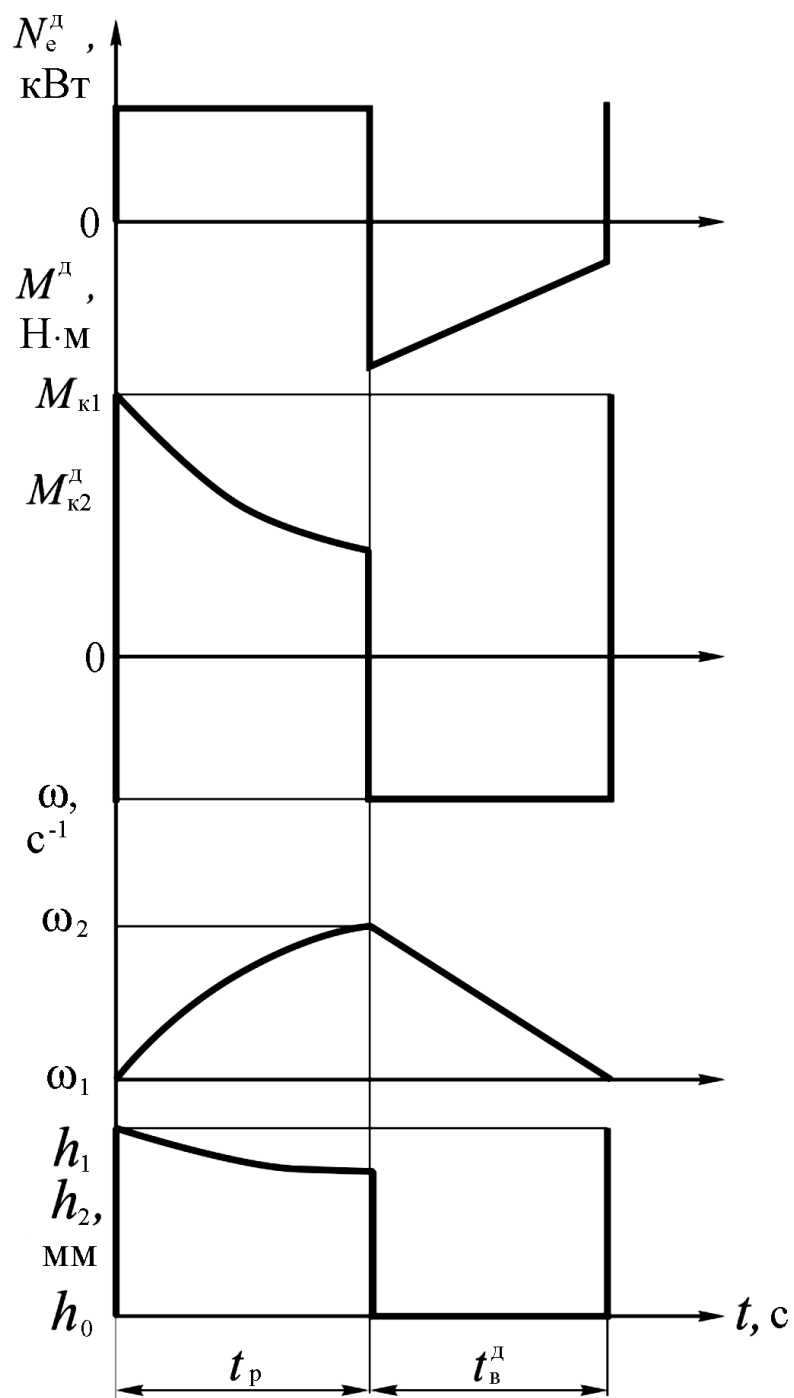


Рис. 1.12. Цикл динамического нагружения с постоянной мощностью при разгоне

Таким образом, режим разгона с постоянной мощностью может быть реализован при проведении обкатки с ДН в оптимальном диапазоне изменения УСКВ, при этом достигается равенство работы, совершаемой дизелем за такт разгона, работе, совершаемой за такой же промежуток времени на

установившихся нагрузочно-скоростных режимах, рекомендованных для данной ступени обкатки.

Анализ данного закона изменения НДМ показывает, что в начале такта разгона имеет место увеличенная на 30 % по сравнению с рекомендованной нагрузка, действующая при пониженной частоте вращения, что обуславливает возможность уменьшения толщины масляной пленки. Однако, как показывает ряд исследований [104], нагрузочно-скоростные режимы, рекомендованные ГосНИТИ на первых ступенях обкатки обеспечивают избыточную толщину масляной пленки, снижающей эффективность приработки, поэтому указанная перегрузка в начале разгона не столь опасна и, кроме этого, она может способствовать увеличению пластической деформации поверхностей и наклепу, повышающему их износостойкость и уменьшающему начальный износ. Цикличность ЦДН и пониженное среднее значение ДМ по сравнению с тормозной обкаткой способствует эффективному охлаждению поверхностей трения и выносу из зон трения продуктов износа, а использование специальных присадок еще более исключает возможность образования задиров, однако использование данного метода требует проведения расчетно-теоретического анализа работы сопряжений и экспериментальных исследований.

Преимуществом данного способа, помимо максимальной нагрузочной способности, является и наименьшее время такта разгона, что сокращает продолжительность обкатки.

К недостаткам следует отнести сложность управления топливоподачей, из-за необходимости двухступенчатого воздействия на рейку ТНВД, заключающегося в быстром перемещении рейки в начале разгона из выключенного положения в положение, соответствующее максимальному для данной ступени значению крутящего момента, а затем постепенное перемещение рейки в сторону уменьшения цикловой подачи по определенной закономерности, что усложняет конструкцию исполнительного механизма.

Переменность крутящего момента и углового ускорения разгона затрудняет контроль нагрузочного режима обкатки.

1.4.3. Цикл динамического нагружения с постоянным крутящим моментом

В данном случае ЦДН предусматривает постоянство заданного для данной ступени обкатки крутящего момента на всем протяжении такта разгона. Он обеспечивается поддержанием при разгоне соответствующей подачи топлива. Анализ скоростных характеристик дизелей, снятых при неизменном положении рейки ТНВД, показывает чрезвычайно пологое протекание кривой крутящего момента в рабочем интервале изменения УСКВ (значение коэффициента приспособляемости K составляет 1,00–1,06), что объясняется взаимоисключающим влиянием снижения момента механических потерь и цикловой подачи топлива при снижении УСКВ в этих условиях. Следовательно, при осуществлении данного способа разгона достаточно фиксировать рейку ТНВД в требуемом для данной ступени обкатки положении h_i и создавать, таким образом, условия динамической скоростной характеристики (ДСХ).

Анализ теоретической кривой изменения НДМ при реализации данного способа разгона показывает (рис. 1.13), что его протекание будет происходить по прямоугольному закону. Очевидно, что лишь при близком к прямоугольному закону изменении НДМ для данной ступени обкатки и строго определенном его максимальном значении ($\bar{M}_{i \max}^{\text{дн}}$) возможно получить наибольшее эффективное значение нагрузки за заданное время разгона (t_p) по сравнению с любым другим законом и, следовательно, наибольшую интенсивность приработки.

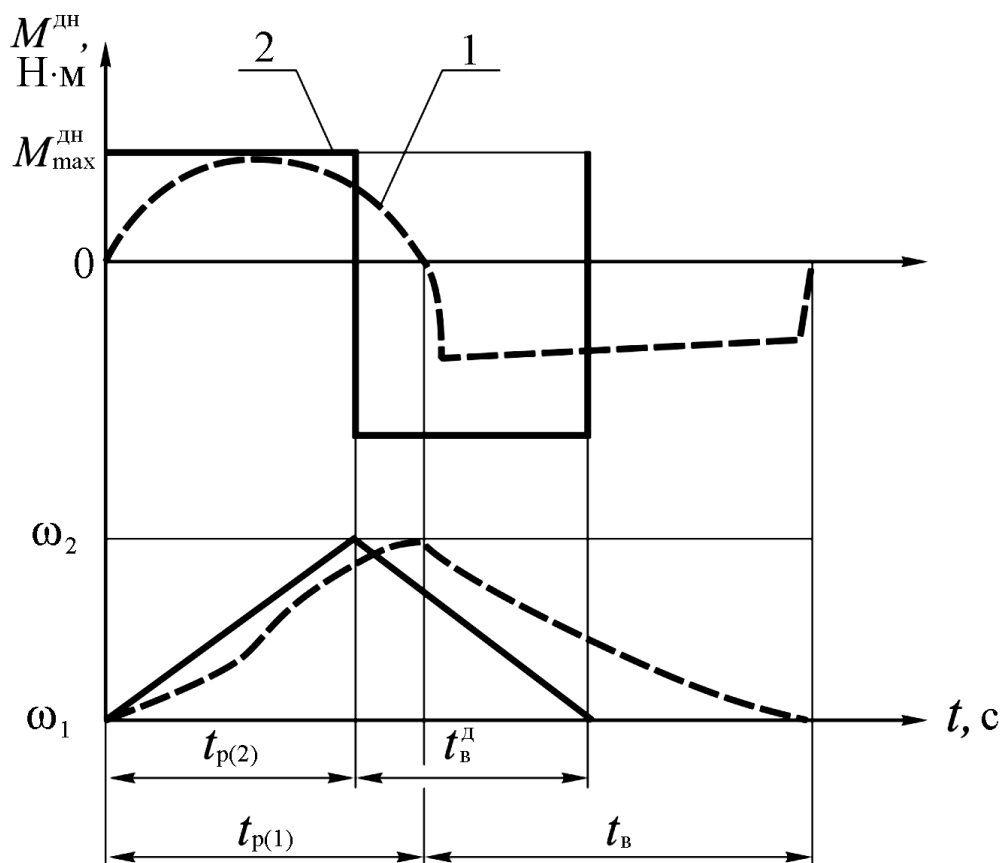


Рис. 1.13. Цикл динамического нагружения с постоянным крутящим моментом при разгоне

Данный вариант такта разгона также наиболее удобен для точного измерения и контроля НДМ, в связи с тем, что амплитудное (максимальное) значение НДМ постоянно и может быть измерено в любой точке разгона измерителями угловых ускорений типа ИМД-ЦМ. Кроме этого, при прямоугольном законе, в отличие от любых других, эффективное значение НДМ ($\bar{M}_{рэ}^{дн}$) равно амплитудному, т.е.

$$\bar{M}_{рэ}^{дн} = M_{max}^{дн} \cdot \quad (1.29)$$

Реальный закон изменения НДМ будет отличаться от теоретического наличием начального и конечного участков с переменной величиной НДМ, обусловленной конечной скоростью перемещения рейки ТНДВ

исполнительным механизмом, в связи с чем фактическое значение $\bar{M}_{рз}^{ДН}$ будет меньше.

Достоинством способа по сравнению с рассмотренными выше является выполнение условия непревышения заданных значений нагрузок на сопряжения на всем протяжении разгона, что исключает возможность их перегрузки и позволяет использовать при разработке методик назначения режимов обкатки с ДН режимы, рекомендованные для тормозных методов обкатки дизелей данной марки.

К недостатку следует отнести пониженную, среднюю за такт разгона эффективную динамическую мощность и увеличенное время такта разгона по сравнению с рассмотренными ранее ЦДН.

1.4.4. Цикл динамического нагружения с дополнительными инерционными массами

С целью уменьшения углового ускорения разгона и уменьшения отклонений показателей рабочего процесса при обкатке с ДН многоцилиндровых, мощных дизелей с пониженными значениями момента инерции маховика (особенно с турбонаддувом) целесообразно присоединять к коленчатому валу таких двигателей дополнительные инерционные массы. В этом качестве могут использоваться роторы электродвигателей обкаточных стендов, а также элементы трансмиссии и ходовой части при проведении обкатки дизелей с ДН непосредственно на машинах. При использовании для холодной обкатки приводных станций, состоящих из асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором, соединенных через муфту сцепления и коробку передач с коленчатым валом обкатываемого дизеля, величина дополнительного момента инерции от ротора электродвигателя и других деталей может ступенчато изменяться путем переключения передач на КП, увеличиваясь на пониженных передачах. При этом в силу высокой

механической прочности короткозамкнутых роторов асинхронных электродвигателей частота их вращения может значительно, в несколько раз, превышать синхронную. В результате можно получить различные требуемые значения углового ускорения разгона, а также обеспечить обкатку при постоянном угловом ускорении ступеней.

Рассмотрим работу обкаточного стенда с такой приводной станцией на такте разгона (рис. 1.14).

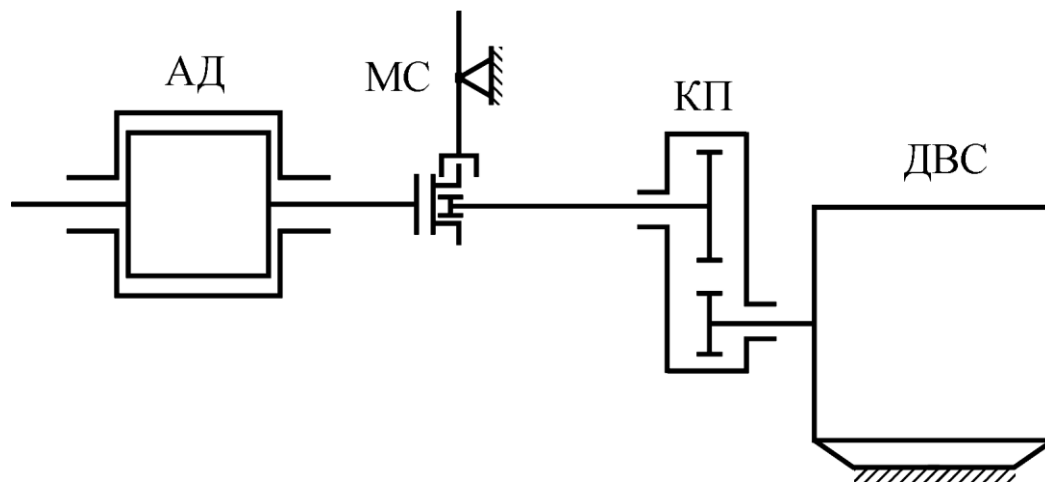


Рис. 1.14. Кинематическая схема обкаточного стенда с приводной станцией: АД – асинхронный электродвигатель; МС – муфта сцепления; КП – коробка передач

Детали первичного вала КП, муфты сцепления и ротор электродвигателя, вращающиеся совместно, обладают суммарным моментом инерции I_1 . Детали вторичного вала КП и соединительного вала обладают моментом инерции I_{II} .

При разгоне вала ДВС от ω_1 до ω_2 за время t_p вторичный вал КП и соединительный вал создадут нагрузочный динамический момент $\bar{M}_{II}^{дн}$, равный:

$$\bar{M}_{II}^{дн} = I_{II} \cdot \bar{\varepsilon}_p = I_{II} \frac{\bar{\omega}_2 - \bar{\omega}_1}{t_p}. \quad (1.30)$$

При разгоне вала ДВС от ω_1 до ω_2 детали первичного вала КП создают динамический нагрузочный момент $\bar{M}_1^{\text{дн}}$, равный:

$$\bar{M}_1^{\text{дн}} = I_1 \cdot \bar{\varepsilon}_{\text{pl}}, \quad (1.31)$$

где $\bar{\varepsilon}_{\text{pl}}$ – ускорение разгона первичного вала КП,

$$\bar{\varepsilon}_{\text{pl}} = \frac{i(\bar{\omega}_2 - \bar{\omega}_1)}{t_p} = i \cdot \bar{\varepsilon}_p. \quad (1.32)$$

С учетом уравнения (1.32) выражение (1.31) будет иметь вид

$$\bar{M}_1^{\text{дн}} = I_1 \cdot i \cdot \bar{\varepsilon}_p. \quad (1.33)$$

Нагрузочный динамический момент первичного вала, приведенный к вторичному, будет равен:

$$\bar{M}_{1(II)}^{\text{дн}} = \bar{M}_1^{\text{дн}} \cdot i = I_1 \cdot i^2 \cdot \bar{\varepsilon}_p. \quad (1.34)$$

Тогда суммарный НДМ, создаваемый при разгоне приводной станцией $\bar{M}_{\text{пс}}^{\text{дн}}$, будет равен:

$$\bar{M}_{\text{пс}}^{\text{дн}} = \bar{M}_{II}^{\text{дн}} + \bar{M}_{1(II)}^{\text{дн}} = I_{II} \cdot \bar{\varepsilon}_p + i^2 \cdot \bar{\varepsilon}_p \cdot I_1. \quad (1.35)$$

Анализ уравнения (1.35) показывает, что НДМ приводной станции линейно зависит от момента инерции вторичного вала и пропорционально квадрату передаточного числа от момента инерции деталей, связанных с первичным валом, что позволяет при сравнительно небольших моментах инерции деталей, связанных с первичным валом, получать большие значения НДМ приводной станции. В связи с этим при обкатке ДВС на машинах целесообразно увеличивать момент инерции системы за счет деталей трансмиссии и ходовой части при использовании повышенных передач КП. В случае использования деталей и агрегатов ходовой части необходимо обеспечить их свободное вращение, например, вывешиванием, использованием стенов с беговыми

барабанами или с перевернутыми гусеничными тележками, причем последние создают свой дополнительный НДМ. При использовании беговых барабанов и гусеничных тележек создаваемый ими НДМ можно также увеличить путем их соединения через повышающие редукторы с дополнительными инерционными массами.

В случае необходимости обкатки только двигателя у тракторов можно присоединить дополнительные инерционные массы (маховики) к валу отбора мощности, используя при этом повышенные скоростные режимы его работы. Величина момента инерции дополнительного маховика должна быть такой, чтобы создаваемый им НДМ при максимальном ускорении разгона не превышал допустимого для ВОМ, приводимого в характеристике трактора.

Достоинством рассматриваемого способа реализации такта разгона также является повышение эффективности использования приводных станций и стенов с беговыми барабанами и гусеничными тележками.

К недостатку следует отнести увеличение времени такта свободного выбега.

1.4.5. Цикл динамического нагружения с дросселированием газов на выпуске

Общий анализ цикла динамического нагружения, представленный в разделе 1.1, показывает, что такт выбега, являющийся неотъемлемой частью цикла, недостаточно эффективен с точки зрения приработки вследствие малых нагрузок на сопряжения и имеет повышенную продолжительность. Вместе с тем он имеет и положительные стороны, заключающиеся в интенсивном выносе продуктов износа из зон трения и их охлаждении, что позволяет форсировать нагрузочные режимы на такте разгона и улучшить качество приработки.

Способ загрузки ДВС при их обкатке и испытаниях на установившихся бестормозных режимах путем дросселирования газов на общем выпуске

достаточно подробно исследован под руководством Н.С. Ждановского [27]. Сущность данного способа заключается в том, что при дросселировании газов на выпуске в выпускном коллекторе поддерживается повышенное (до 0,5 МПа) давление, которое на тактах выпуска отработавших газов действует на поршень, увеличивая отрицательную индикаторную работу. Среднее индикаторное давление, соответствующее этой работе $p_{ин}$, определяется формулой

$$p_{ин} = p_2 \left\{ 1 - \frac{1}{(\varepsilon - 1)(n - 1)} \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}} - \frac{1}{(\varepsilon - 1) \frac{p_2}{p_1}} \times \left[\varepsilon - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} \right] \right] \right\}, \quad (1.36)$$

где $p_{ин}$ – среднее индикаторное нагрузочное давление цикла с дросселированием на выпуске; p_2 – абсолютное давление на выпуске; p_1 – абсолютное давление на изобарном впуске; ε – степень сжатия; n – показатель политропы.

При $p_1 = \text{const}$ зависимость $p_{ин} = f(p_2/p_1)$ линейна и, следовательно,

$$p_{ин} = f(p_2). \quad (1.37)$$

Линейная зависимость индикаторной нагрузки от величины противодействия на выпуске p_2 обуславливает простоту ее задания и контроля. Задание индикаторной нагрузки осуществляется с помощью дроссельной заслонки, установленной на общем выпуске, а при включении между общим выпуском и дроссельной заслонкой ресивера с манометром обеспечивается ее контроль. Максимальная величина противодействия на выпуске для выключенных цилиндров ограничена упругостью пружин выпускного клапана, а для работающих – условиями протекания рабочего процесса и соответственно достигает величин 0,4–0,5 и 0,1 МПа. Установка заслонки на общем выпуске на установившихся бестормозных парциальных режимах не позволяет повышать $p_2 > 0,1$ МПа, и для его повышения в выключенных цилиндрах

необходимо использование в выпускных каналах каждого цилиндра, технологических коллекторов с заслонками имеющими независимое управление. При этом для обеспечения контроля p_{in} необходима также установка соответствующего числа отдельных ресиверов и манометров, что усложняет конструкцию устройства и повышает трудоемкость.

Указанные недостатки в значительной степени устраняются при использовании циклического дросселирования газов на выпуске на такте выбега ЦДН [4]. В этом случае все цилиндры ДВС одновременно выключаются, и величины противодавлений могут достигать 0,4–0,5 МПа. Суммирование средних давлений механических потерь дизеля ($p_{мп}$) и p_{in} приводит к соответствующему росту суммарного момента потерь, ускорения выбега и нагрузок, действующих на детали и сопряжения КШМ.

Эффективность данного способа увеличения суммарного момента потерь подтверждается широким использованием дросселирования газов на выпуске для повышения эффективности торможения транспортных средств двигателем. Так, вспомогательная тормозная система автомобилей КамАЗ позволяет уменьшить нагруженность рабочей тормозной системы путем перекрытия выпускных трубопроводов специальными дроссельными заслонками с одновременным выключением подачи топлива. Закрытие заслонок и выключение подачи топлива осуществляется с помощью пневмоцилиндров, воздух в которые подается через пневматический выключатель, расположенный в кабине автомобиля. Интенсивность торможения зависит от частоты вращения коленчатого вала дизеля, которая в свою очередь зависит от скорости движения автомобиля и передаточного числа трансмиссии. Угол закрытия дроссельных заслонок максимальный и в процессе торможения не меняется.

При применении данного способа осуществления такта выбега для обкатки с ДН его основное отличие от него заключается в длительном циклическом использовании дросселирования газов с различными, требуемыми для ступеней

обкатки величинами противодавлений, которые обеспечиваются изменением угла поворота дроссельной заслонки.

Последовательность процессов в цилиндрах ДВС в этом случае следующая: первый такт – выпуск с дросселированием, обеспечивающим нужное противодавление (p_2), второй – впуск, третий – сжатие, четвертый – расширение с дозарядкой цилиндра из системы выпуска за счет опережения открытия выпускного клапана.

При этом происходит увеличение наполнения цилиндров за счет роста количества остаточных газов в цилиндре в конце выпуска с противодавлением, а при максимальных значениях противодавления возможна дозарядка цилиндра, находящегося на такте впуска, за счет принудительного открытия выпускного клапана под действием давления в выпускном коллекторе. Это приводит к тому, что возрастают давление и температура газов в конце впуска.

1.5. Модели циклов динамического нагружения

1.5.1. Нагрузочные модели циклов динамического нагружения

Изменение средних нагрузок в пределах выбранного для обкатки цикла динамического нагружения (ЦДН) с постоянным крутящим (нагрузочным) моментом при разгоне может быть определено из уравнения (1.19) динамики ДВС в бестормозном режиме с учетом используемого способа управления топливоподачей при разгоне и способа осуществления такта выбега (свободного или с дросселированием газов на выпуске) [92].

При построении теоретических моделей, описывающих изменение параметров ЦДН во времени, в качестве допущения примем, что управляющие воздействия на рейку ТНВД и дроссельную заслонку имеют вид ступени (время перемещения равно нулю).

Изменение НДМ и КДМ в пределах ЦДН с постоянным крутящим моментом ($\bar{\varepsilon}_p = \text{const}$) при управлении топливоподачей с воздействием на рейку ТНВД и индикаторной нагрузкой при выбеге отражается математической нагрузочной моделью вида

$$\bar{M}^{\text{дб}} = \bar{I}^{\text{б}} \frac{d\bar{\omega}^{\text{б}}}{dt} = \begin{cases} \bar{M}_i - \bar{M}_n & 0 \leq t \leq t_p \\ -\bar{M}_i - \bar{M}_n & t_p \leq t \leq t_{\text{ц}} \end{cases}, \quad (1.38)$$

где t – текущее время ЦДН ($0 \leq t \leq t_{\text{ц}}$).

Анализ данной модели показывает что на такте разгона M_i изменяется по закону $\bar{M}_n^{\text{б}} \approx A + B \cdot \bar{\omega}$, при этом крутящий момент ДВС $\bar{M}_k = \bar{M}_i - \bar{M}_n$ постоянен на всем протяжении разгона ($0 \leq t \leq t_{\text{ц}}$) и равен по величине НДМ, т.е. $\bar{M}_n^{\text{дб}} = \bar{M}_k$.

На такте выбега ($t_p \leq t \leq t_{\text{ц}}$) вследствие увеличения отрицательной индикаторной работы на тактах выпуска ($-\bar{M}_i$), вызванного созданием противодействия на выпуске путем дросселирования газов, происходит суммирование индикаторного нагрузочного момента и момента механических потерь ДВС, что ведет к пропорциональному повышению углового ускорения выбега и КДМ, а также снижению его продолжительности ($t_{\text{в}}^{\text{д}}$) по сравнению со свободным выбегом (рис. 1.1, б), т.е. $t_{\text{в}}^{\text{д}} < t_{\text{в}}$.

В аналогичном ЦДН при управлении топливоподачей с воздействием на рычаг РЧВ и свободным выбегом для обеспечения идентичности положения рейки ТНВД в начале разгона необходим вспомогательный такт ЦДН – такт стабилизации УСКВ на уровне ω_1 . В этом случае нагрузочная модель будет иметь следующий вид:

$$\bar{M}^{дб} = \bar{I}^6 \frac{d\bar{\omega}^6}{dt} = \begin{cases} \bar{M}_i - \bar{M}_n & 0 \leq t \leq t_p, \\ -\bar{M}_n & t_p \leq t \leq t_p + t_b, \\ 0 & t_p + t_b \leq t \leq t_{ц}. \end{cases} \quad (1.39)$$

где $t_{ц}$ – время ЦДН, $t_{ц} = t_p + t_b + t_{ст}$; $t_{ст}$ – время такта стабилизации УСКВ.

Анализ модели показывает, что на такте выбега величина нагрузки меньше, чем в предыдущем цикле, что снижает эффективность приработочных процессов, кроме этого снижается ускорение и увеличивается время такта выбега. На такте стабилизации УСКВ регулятором частоты вращения в результате создания сходящегося колебательного процесса устанавливается УСКВ, соответствующая $\bar{\omega}_1$, при этом среднее значение динамического момента на этом участке равно нулю. Такт стабилизации УСКВ обеспечивает нагрузки, близкие к нагрузкам на холостом ходу, поэтому на этапе обкатки под нагрузкой его эффективность понижена и продолжительность такта должна быть минимальной, но достаточной для стабилизации УСКВ.

Рассмотренный выше ЦДН может быть выполнен с дополнительной индикаторной нагрузкой при выбеге, тогда модель (1.39) примет вид

$$\bar{M}^{дб} = \bar{I}^6 \frac{d\bar{\omega}^6}{dt} = \begin{cases} \bar{M}_i - \bar{M}_n & 0 \leq t \leq t_p; \\ -\bar{M}_i - \bar{M}_n & t_p \leq t \leq t_p + t_b; \\ 0 & t_p + t_b \leq t \leq t_{ц}. \end{cases} \quad (1.40)$$

В данном цикле интенсивность ДН выше, чем в предыдущем, однако усложняются управляющие воздействия, т.к. требуется управление дроссельной заслонкой.

При обкатке дизелей с турбонаддувом непосредственно на машинах ЦДН выражение (1.39) можно упростить путем исключения индикаторной нагрузки при выбеге, требующей для реализации технологических коллекторов. В этом случае нагрузочная модель примет вид

$$\bar{M}^{дб} = \bar{I}^6 \frac{d\bar{\omega}^6}{dt} = \begin{cases} \bar{M}_i - \bar{M}_n & 0 \leq t \leq t_p; \\ -\bar{M}_n & t_p \leq t \leq t_{ц}. \end{cases} \quad (1.41)$$

Анализ нагрузочных моделей показывает, что наибольшая интенсивность динамического нагружения обеспечивается в цикле с воздействием на рейку ТНВД и дроссельную заслонку, однако его практическая реализация более сложна и целесообразна только в специализированных РТП. Достоинством других циклов является более простая реализация, допускающая использование универсальных систем управления обкаткой.

1.5.2. Скоростные модели циклов динамического нагружения

Скоростной режим работы ДВС оказывает существенное влияние на процесс приработки сопряжений. Его изменение в пределах рассмотренных в разделе ЦДН может быть отражено скоростными моделями, построенными на основе законов кинематики вращательного движения тела и уравнения динамики ДВС.

Так, для ЦДН с воздействием на рейку ТНВД и дроссельную заслонку на выпуске при $\bar{\varepsilon}_p = \text{const}$ и $\bar{\varepsilon}_B^A = \text{const}$ изменение УСКВ может быть отражено моделью вида

$$\bar{\omega}^6 = \begin{cases} \bar{\omega}_1 + \bar{\varepsilon}_p \cdot t & 0 \leq t \leq t_p, \\ \bar{\omega}_2 - \bar{\varepsilon}_B^A (t - t_p) & t_p \leq t \leq t_{ц}. \end{cases} \quad (1.42)$$

Анализ модели (1.42) показывает, что на тактах разгона и выбега происходит линейное увеличение и снижение УСКВ. При реализации реальных ЦДН линейность изменения УСКВ нарушается вследствие наличия переходных участков и непостоянства угловых ускорений разгона и выбега.

При реализации ЦДН со свободным выбегом и полным выключением подачи топлива ($\bar{M}_i = 0$) изменение УСКВ можно определить из дифференциального уравнения (2.20):

$$\bar{I}^6 d\bar{\omega}^6 / dt = -M_{\pi} = A + B \cdot \bar{\omega}. \quad (1.43)$$

Решая уравнение (2.43) относительно $\bar{\omega}$, имеем:

$$\bar{\omega} = \left(\bar{\omega}_0 + \frac{A}{B} \right) e^{-\frac{B}{\bar{I}^6} t_B} - \frac{A}{B}. \quad (1.44)$$

Учитывая, что в начале выбега ($t_B = 0$) $\bar{\omega}_0 = \bar{\omega}_2$, имеем:

$$\bar{\omega} = \left(\bar{\omega}_2 + \frac{A}{B} \right) e^{-\frac{B}{\bar{I}^6} t_B} - \frac{A}{B}. \quad (1.45)$$

Выразим текущее время через текущее время ЦДН и такта разгона, т.е. $t_B = t - t_p$, тогда окончательно имеем:

$$\bar{\omega} = \left(\bar{\omega}_2 + \frac{A}{B} \right) e^{-\frac{B}{\bar{I}^6} (t - t_p)} - \frac{A}{B}. \quad (1.46)$$

Анализ уравнения (1.46) показывает, что в процессе выбега происходит экспоненциальное снижение УСКВ с интенсивностью, зависящей от момента инерции системы и коэффициентов A и B , определяющих величину M_{π} .

С учетом уравнения (1.46) скоростная модель ЦДН со свободным выбегом и воздействием на рычаг РЧВ будет иметь вид

$$\bar{\omega}^6 = \begin{cases} \bar{\omega}_1 + \bar{\varepsilon}_p \cdot t & 0 \leq t \leq t_p; \\ \left(\bar{\omega}_2 + \frac{A}{B} \right) e^{-\frac{B}{\bar{I}^6} (t - t_p)} - \frac{A}{B} & t_p \leq t \leq t_p + t_B; \\ \bar{\omega}_1 & t_p + t_B \leq t \leq t_{\text{ц}}. \end{cases} \quad (1.47)$$

В ЦДН с воздействием на рычаг и выбеге с дросселированием газов на выпуске скоростная модель будет иметь вид

$$\bar{\omega}^b = \begin{cases} \bar{\omega}_1 + \bar{\varepsilon}_p \cdot t & 0 \leq t \leq t_p; \\ \bar{\omega}_2 - \bar{\varepsilon}_B^D (t - t_p) & t_p \leq t \leq t_p + t_B; \\ \bar{\omega}_1 & t_p + t_B \leq t \leq t_{ц}. \end{cases} \quad (1.48)$$

В данном цикле предусмотрен такт стабилизации УСКВ на уровне $\bar{\omega}$.

При реализации ЦДН с воздействием на рейку ТНВД и свободным выбегом скоростная модель будет иметь вид

$$\bar{\omega}^b = \begin{cases} \bar{\omega}_1 + \bar{\varepsilon}_p \cdot t & 0 \leq t \leq t_p; \\ \left(\bar{\omega}_2 + \frac{A}{B} \right) e^{-\frac{B}{I}(t-t_p)} - \frac{A}{B} & t_p \leq t \leq t_{ц}. \end{cases} \quad (1.49)$$

Анализ скоростных моделей показывает, что рассмотренные закономерности могут быть обеспечены в рабочем интервале изменения УСКВ при следующих

условиях: $\bar{\varepsilon}_p = \text{const}$; $\bar{\varepsilon}_B = \frac{\bar{M}_п}{I} = \frac{A + B\bar{\omega}}{I}$; $\bar{\varepsilon}_B^D = \text{const}$.

1.5.3. Энергетическая модель цикла динамического нагружения

С целью сравнения эффективности и экономичности рассматриваемого способа ДН с тормозным рассмотрим закономерности производства и расходования энергии в пределах ЦДН. На такте разгона без внешней нагрузки индикаторная работа A_i , совершаемая ДВС в общем случае, определяется уравнением вида

$$A_i = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \bar{M}_i d\varphi, \quad (1.50)$$

где \bar{M}_i – индикаторный крутящий момент ДВС; φ – угол п.к.в.

Так как в условиях скоростной характеристики индикаторный момент дизеля изменяется линейно соответственно изменению $\bar{M}_п \approx A + B \cdot \bar{\omega}$, то

переменный на участке разгона от φ_1 до φ_2 индикаторный момент можно заменить его средним значением ($\bar{M}_{i\text{ср.р}}$), т.е.

$$\bar{M}_{i\text{ср.р}} = \frac{\bar{M}_{i1} + \bar{M}_{i2}}{2},$$

где \bar{M}_{i1} и \bar{M}_{i2} – значения индикаторного момента в начале и конце разгона.

Тогда уравнение (1.50) можно записать в виде

$$A_i = \bar{M}_{i\text{ср.р}} (\varphi_2 - \varphi_1) = \bar{M}_{i\text{ср.р}} \cdot \varphi_p, \quad (1.51)$$

где φ_p – угол п.к.в. при разгоне.

Тогда с учетом уравнения динамики при $\bar{M}^{\text{дб}} = \bar{M}_k^{\text{дб}} = \text{const}$ получим

$$A_i = (\bar{M}_{\text{п.ср.р}} + \bar{M}_k^{\text{дб}}) \varphi_p = \bar{M}_{\text{п.ср.р}} \cdot \varphi_p + \bar{M}_k^{\text{дб}} \cdot \varphi_p = A_{\text{пр}} + A_{\text{д}}, \quad (1.52)$$

где $\bar{M}_{\text{п.ср.р}} = (\bar{M}_{\text{п1р}} + \bar{M}_{\text{п2р}}) / 2$ – среднее значение момента механических потерь за такт разгона ($M_{\text{п1р}}$ и $M_{\text{п2р}}$ – средние значения момента механически потерь в начале и конце разгона); $A_{\text{пр}}$ – работа, затрачиваемая на преодоление $\bar{M}_{\text{пр}}$ и совершение прирабочных процессов; $A_{\text{д}}$ – работа, затрачиваемая на преодоление НДМ и изменение кинетической энергии ΔW системы.

Так как

$$\Delta W = I (\omega_2^2 - \omega_1^2) / 2,$$

то

$$A_{\text{д}} = \Delta W = \bar{I} (\omega_2^2 - \omega_1^2) / 2. \quad (1.53)$$

При выбеге запасенная кинетическая энергия будет расходоваться на преодоление момента механических потерь и осуществление приработки, т.е.

$$\Delta W = \bar{M}_{\text{п.ср.р}} \cdot \varphi_{\text{в}} = A_{\text{пв}}, \quad (1.54)$$

где $\bar{M}_{п.ср.в} = (\bar{M}_{п1в} + \bar{M}_{п2в}) / 2$ – среднее значение момента механических потерь за такт выбега; $\varphi_в$ – угол п.к.в. за такт выбега; $A_{пв}$ – работа, затрачиваемая на преодоление $\bar{M}_{пв}$ и совершение приработки.

С учетом уравнений (1.52), (1.53) энергетическая модель ЦДН предстанет в виде суммы работ

$$A_j = A_{пр} + A_{д} = A_{пр} + A_{пв}. \quad (1.55)$$

Анализ выражения (1.55) показывает, что вся вырабатываемая ДВС на такте разгона энергия (работа) расходуется в пределах ЦДН на совершение приработочных процессов, при этом на такте разгона её избыток запасается в виде кинетической энергии, а на такте выбега расходуется на прокрутку вала ДВС.

Учитывая, что при обкатке с нагрузкой нагрузки имеют повышенное значение лишь на тактах расширения в пределах ограниченного угла п.к.в. (60–120°), среднее за рабочий цикл значение момента механических потерь ДВС незначительно (<4 %) отличается от значений на режимах прокрутки, что позволяет считать момент потерь при разгоне примерно равным моменту при выбеге, и особенно при выбеге с индикаторной нагрузкой, т.е.

$$\bar{M}_{пр} \approx \bar{M}_{пв}. \quad (1.56)$$

Данное обстоятельство и повышенные газовые нагрузки при выбеге с дросселированием позволяют предположить о близости интенсивности приработочных процессов на тактах разгона и выбега ЦДН, однако определение точных соотношений требует проведения теоретических и экспериментальных исследований.

С целью предварительной оценки эффективности ЦДН (и обкатки с ДН в целом) будем считать, что энергия, затраченная на прокрутку ДВС на такте выбега с индикаторной нагрузкой, производит приработку сопряжений с

интенсивностью, равной интенсивности при разгоне, тогда коэффициент энергетической эффективности ЦДН ($K_э$), равный отношению энергии, затраченной на осуществление приработочных и необходимых сопутствующих процессов, ко всей энергии, вырабатываемой ДВС, будет равен:

$$K_э = \frac{A_{пр} + A_{пв}}{A_i} = \frac{A_i}{A_i} = 1, \quad (1.57)$$

т.е. практически вся механическая энергия, вырабатываемая дизелем, затрачивается на осуществление приработочных и сопутствующих процессов.

Определим величину данного коэффициента для типовых режимов обкатки дизелей, рекомендуемых ГосНИТИ [35] с нагрузкой ступеней ($M_{ст}$), составляющей 0,25; 0,50; 0,70; 0,90 от номинальной (M_H), при одинаковой продолжительности ступеней а также считая постоянной УСКВ на ступенях и момент механических потерь

$$M_{п1} = M_{п2} = M_{п3} = M_{п4} = M_{п ст} \approx 0,3M_H.$$

Работа, затрачиваемая на приработку сопряжений, в этом случае равна:

$$A_{п} \approx \sum_{ст=1}^4 M_{п.ст} \cdot \omega_{ст} \cdot t_{ст} \approx 4(0,3M_H \cdot \omega_{ст} \cdot t_{ст}) \approx 1,2M_H \cdot \omega_{ст} \cdot t_{ст}. \quad (1.58)$$

Энергия, поглощаемая тормозом (A_T), будет соответственно равна:

$$\begin{aligned} A_T &= \sum_{ст=1}^4 M_{ст} \cdot \omega_{ст} \cdot t_{ст} = (0,25 + 0,50 + 0,70 + 0,90) M_H \cdot \omega_{ст} \cdot t_{ст} = \\ &= 2,35M_H \cdot \omega_{ст} \cdot t_{ст}. \end{aligned} \quad (1.59)$$

Индикаторная работа ДВС (A_i) за этап обкатки будет равна:

$$A_i = A_{п} + A_T = (1,25 + 2,35) M_H \cdot \omega_{ст} \cdot t_{ст} = 3,55M_H \cdot \omega_{ст} \cdot t_{ст}. \quad (1.60)$$

Коэффициент энергетической эффективности данного способа обкатки будет равен:

$$K_{\text{э}} = \frac{A_{\text{п}}}{A_{\text{г}}} = \frac{1,2M_{\text{н}} \cdot \omega_{\text{ст}} \cdot t_{\text{ст}}}{3,35M_{\text{н}} \cdot \omega_{\text{ст}} \cdot t_{\text{ст}}} = 0,34. \quad (1.61)$$

Анализ значений коэффициентов энергетической эффективности рассматриваемых способов обкатки показывает, что при реализации типовых технологий тормозной обкатки 60–70 % вырабатываемой ДВС энергии поглощается тормозом, что вызывает перерасход топлива. При обкатке с ДН практически вся энергия расходуется на приработочные и сопутствующие процессы, при этом обеспечивается потенциальная возможность экономии до 60–70 % топлива по сравнению с тормозной обкаткой [92].

1.5.4. Экономическая модель цикла динамического нагружения

Основное потребление топлива при обкатке дизелей происходит на этапе горячей обкатки под нагрузкой и зависит от величины крутящего момента (M_{ki}), времени, удельного расхода топлива и УСКВ на ступенях обкатки. Суммарный расход топлива за этап обкатки под нагрузкой $G_{\text{н}}$ будет равен сумме расходов на всех ступенях, т.е.

$$G_{\text{н}} = \sum_{i=1}^n G_{\text{ни}}. \quad (1.62)$$

Расход топлива, кг(л), на ступенях тормозной обкатки можно определить по уравнению

$$G_{\text{ни}} = \frac{\bar{M}_{ki} \cdot \bar{\omega}_i \cdot g_{ei} \cdot t_i}{60 \cdot 10^6}, \quad (1.63)$$

где \bar{M}_{ki} – крутящий момент ступени, Н·м; $\bar{\omega}_i$ – УСКВ ступени, с⁻¹; g_{ei} – удельный расход топлива, г/(кВт·ч) (л/(кВт·ч)); t_i – время ступени, мин.

Значения ω_i , g_{ei} определяются для типовых режимов тормозной обкатки (рычаг РЧВ на упоре) из регуляторной характеристики данного дизеля, исходя из заданных значений крутящих моментов ступеней.

При обкатке с ДН потребление топлива происходит на тактах разгона и может быть определено по формуле

$$G_H^D = \sum_{i=1}^n G_{Hi}^D. \quad (1.64)$$

Расход топлива, кг(л), на ступенях обкатки с ДН можно определить по уравнению

$$G_{Hi}^D = \frac{\bar{M}_{ki} \cdot \bar{\omega}_{cp} \cdot \bar{g}_{ei} \cdot t_i^D \cdot m_i}{60 \cdot 10^6}, \quad (1.65)$$

где $\bar{\omega}_{i\text{cp}}$ – средняя УСКВ ступени, c^{-1} ($\bar{\omega}_{i\text{cp}} = \frac{\omega_{1i} + \omega_{2i}}{2}$); $m_i = t_{pi}/t_{ци}$ – коэффициент доли времени такта разгона во времени ЦДН i -й ступени; t_i^D – время ступени обкатки с ДН.

В ЦДН с $\bar{M}_{ki} = \text{const}$ и $\bar{M}_{pi} = f(\omega)$:

$$t_{pi} = \frac{\Delta\bar{\omega}_i}{\bar{\varepsilon}_{pi}}, \quad (1.66)$$

где $\bar{\varepsilon}_{pi}$ – среднее ускорение разгона ступени ($\varepsilon_{pi} = \text{const}$); $\Delta\bar{\omega}_i$ – интервал изменения УСКВ на данной ступени, c^{-1} ;

$$t_{vi} = \frac{\Delta\bar{\omega}_i}{\bar{\varepsilon}_{vi\text{cp}}}, \quad (1.67)$$

где $\bar{\varepsilon}_{vi\text{cp}}$ – среднее за такт выбега угловое ускорение.

При линейной зависимости M_{pi} и ε_v от ω

$$\bar{\varepsilon}_{vi\text{cp}} = \frac{\bar{\varepsilon}_{vi1} + \bar{\varepsilon}_{vi2}}{2}, \quad (1.68)$$

где $\bar{\varepsilon}_{vi1}$, $\bar{\varepsilon}_{vi2}$ – угловые ускорения выбега при $\omega = \omega_{1i}$ и $\omega = \omega_{2i}$.

Время ЦДН без такта стабилизации будет равно:

$$t_{ц} = t_{pi} + t_{Bi} = \frac{\Delta\bar{\omega}_i}{\bar{\varepsilon}_{pi}} + \frac{\Delta\bar{\omega}_i}{\bar{\varepsilon}_{Bi \text{ ср}}} = \frac{\Delta\omega(\bar{\varepsilon}_{pi} + \bar{\varepsilon}_{Bi \text{ ср}})}{\bar{\varepsilon}_{pi} \cdot \bar{\varepsilon}_{Bi \text{ ср}}}. \quad (1.69)$$

Подставляя полученные выражения в уравнение (1.65), получим

$$m_i = \frac{\Delta\bar{\omega}_i}{\bar{\varepsilon}_{pi}} \Big/ \frac{\Delta\omega(\bar{\varepsilon}_{pi} + \bar{\varepsilon}_{Bi \text{ ср}})}{\bar{\varepsilon}_{pi} \cdot \bar{\varepsilon}_{Bi \text{ ср}}} = \frac{\bar{\varepsilon}_{Bi \text{ ср}}}{\bar{\varepsilon}_{pi} + \bar{\varepsilon}_{Bi \text{ ср}}}. \quad (1.70)$$

Так как $\bar{M}_{ki} = \bar{\varepsilon}_{pi} \cdot I$, то уравнение примет вид:

$$G_{Hi}^D = \frac{\bar{\varepsilon}_{pi} \cdot I \cdot \bar{\omega}_{cpi} \cdot \bar{g}_{ei} \cdot t_i^D \cdot \bar{\varepsilon}_{Bi \text{ ср}}}{60 \cdot 10^6 (\bar{\varepsilon}_{pi} + \bar{\varepsilon}_{Bi \text{ ср}})}. \quad (1.71)$$

Значения $\bar{\varepsilon}_{pi}$, t_i^D , $\bar{\omega}_{1i}$, $\bar{\omega}_{2i}$ задаются режимами обкатки с ДН; значения $\bar{\varepsilon}_{Bi1}$ и $\bar{\varepsilon}_{Bi2}$, а также значение момента инерции системы I могут быть определены по результатам экспериментальных обкаток группы дизелей данной марки тормозным или бестормозным способом.

2. МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОЧНО-СКОРОСТНЫХ РЕЖИМОВ И РЕГЛАМЕНТОВ ОБКАТКИ ДИЗЕЛЕЙ С ДИНАМИЧЕСКИМ НАГРУЖЕНИЕМ

2.1. Методика обоснования нагрузочных режимов обкатки с динамическим нагружением

Среди факторов, оказывающих влияние на протекание и качество приработки сопряжений ДВС, наибольшее влияние имеет нагрузочный режим их работы. Вопросы определения нагрузочных и других режимов обкатки ДВС нашли отражение в работах Н.П. Воинова, В.Н. Казарцева, Г.П. Шаронова, А.И. Селиванова, Н.С. Ждановского, И.К. Ульмана, И.В. Крагельского, Б.И. Костецкого, Ф.П. Бодена, Н.З. Савченко, Н.В. Храмцова, Л.Н. Гаенко, В.К. Лакина, И.С. Карасика, В.И. Цыпцина и других ученых. Разработанные методики определения режимов и регламентов обкатки в основном используют расчетно-экспериментальный подход, заключающийся в том, что, исходя из того или иного критерия оптимальности процесса приработки, расчетным путем определяют требуемые режимы, а затем их значения и продолжительность уточняют в процессе экспериментальных исследований. Широко используется для оптимизации продолжительности ступеней обкатки эффект стабилизации контролируемых параметров, отражающих протекание процесса приработки (момента механических потерь, скорости изнашивания, расхода картерных газов и др.).

При разработке методик определения режимов новых способов обкатки целесообразно максимально использовать результаты ранее проведенных исследований и РТМ на обкатку ДВС традиционными способами. Установленная идентичность процессов нагружения сопряжений дизелей на тормозных и динамических режимах и нагрузочные модели ЦДН позволили

разработать универсальную методику назначения нагрузочных режимов обкатки с ДН, основанную на равенстве нагрузок ступеней, рекомендованных для тормозных способов обкатки и действующих при обкатке с ДН, т.е.

$$\bar{M}_{Ti} = \bar{M}_{Hi}^{Дб}, \quad (2.1)$$

где \bar{M}_{Ti} – нагрузочный момент, рекомендованный для i -й ступени обкатки данного дизеля тормозным способом.

Учитывая, что нагрузочные моменты ступеней обычно задаются в долях от номинального момента, выражение (2.1) можно записать в виде

$$\bar{M}_{Hi}^{Дб} = k_i \cdot \bar{M}_{ен}, \quad (2.2)$$

где $\bar{M}_{ен}$ – номинальный крутящий момент дизеля; k_i – коэффициент для i -й ступени, определяющий величину нагрузки.

Величина углового ускорения при разгоне с номинальным крутящим моментом $\varepsilon_p^э$ является эталонной для дизеля в штатной комплектации и приводится в инструкциях по диагностированию дизелей динамическим методом (например, прибором ИМД-Ц). В случае обкатки дизеля с другой комплектацией величина эталонного ускорения разгона может быть скорректирована описанными ниже методами.

Тогда с учетом уравнения (2.1)

$$\bar{M}_{Hi}^{Дб} = k_i \cdot \bar{\varepsilon}_p^э \cdot \bar{T}, \quad (2.3)$$

или

$$\bar{\varepsilon}_{pi} \cdot \bar{T} = k_i \cdot \bar{\varepsilon}_p^э \cdot \bar{T},$$

откуда

$$\bar{\varepsilon}_{pi} = k_i \cdot \bar{\varepsilon}_p^э.$$

т.е. нагрузочный режим на такте разгона обкатки с ДН определяется величиной углового ускорения разгона для данной ступени, которое может оперативно контролироваться приборами типа ИМД-Ц.

При управлении процессом ДН путем воздействия на рейку ТНВД, вследствие стабильности углового ускорения и интервала изменения УСКВ ($\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1$), нагрузочный режим на такте разгона можно контролировать и задавать по времени такта разгона t_{pi} , которое можно определить из уравнения

$$\varepsilon_{pi} = k_i \cdot \varepsilon_p^{\text{э}} \quad \text{или} \quad \frac{\Delta\omega}{t_{pi}} = k_i \cdot \frac{\Delta\omega}{t_p^{\text{э}}}$$

откуда

$$t_{pi} = \frac{t_p^{\text{э}}}{k_i}, \quad (2.4)$$

где $t_p^{\text{э}}$ – эталонное время разгона в данном интервале УСКВ $\Delta\omega$ и при эталонном ускорении разгона $\varepsilon_p^{\text{э}}$ ($\varepsilon_p^{\text{э}} = \frac{\Delta\omega}{t_p^{\text{э}}}$).

В этом случае контроль нагрузки (НДМ) может осуществляться с помощью электронных секундомеров, вводимых в состав систем управления бестормозной обкаткой (СУБО).

Данный способ контроля НДМ особенно целесообразен при обкатке дизелей с большим приведенным моментом инерции, вследствие снижения точности контроля пониженных угловых ускорений приборами типа ИМД-Ц, имеющими рабочий диапазон от 30 до 300 с⁻², тогда, как величины угловых ускорений ступеней обкатки, например, дизеля Д-160 в составе стенда КИ-5541, составляют 8; 16; 23 и 26 с⁻².

Учитывая, что максимальные значения давлений в конце сжатия при выбеге с дросселированием на последних ступенях обкатки с ДН не превышают максимальных давлений цикла при разгоне ($P_c < P_z$), а также сложность их оперативного контроля, определение нагрузочного режима работы сопряжений

основано на равенстве средних индикаторных нагрузок при разгоне и выбеге с дросселированием газов на выпуске $\bar{M}_i = |-\bar{M}_i|$. В этом случае угловое ускорение выбега i -й ступени ($\bar{\varepsilon}_{\text{в}i}^{\text{д}}$) с учетом уравнений (3.2) и (3.3) определится как

$$\bar{\varepsilon}_{\text{в}i}^{\text{д}} = \bar{\varepsilon}_{\text{в}i} + k_i \cdot \bar{\varepsilon}_{\text{р}}^{\text{о}}, \quad (2.5)$$

где $\bar{\varepsilon}_{\text{в}i}$ – среднестатистическое угловое ускорение свободного выбега на i -й ступени обкатки данного дизеля.

Таким образом, величина углового ускорения выбега при использовании индикаторной нагрузки равна сумме ускорений разгона для этой ступени и ускорения выбега.

Нагрузочные режимы обкатки дизеля Д-240 после текущего ремонта, определенные с помощью приведенной выше методики при эталонных значениях ускорения разгона – 180 с^{-2} , выбега – 75 с^{-2} , коэффициенте ступеней $k_i = 0,25; 0,5; 0,7; 0,9$, представлены в табл. 2.1.

Т а б л и ц а 2 . 1

Расчетные нагрузочные режимы обкатки дизеля Д-240
после текущего ремонта

Номер ступени	Угловое ускорение разгона, с^{-2}	Угловое ускорение выбега с дросселированием газов, с^{-2}
1	45	120
2	90	165
3	126	201
4	162	237

2.2. Методика обоснования скоростного режима при обкатке дизелей с динамическим нагружением

Скоростной режим работы ДВС при обкатке также оказывает существенное влияние на протекание процесса приработки. Так, при увеличении частоты вращения увеличиваются относительные скорости скольжения сопряжений, увеличивается частота и уменьшается время контактирования микронеровностей поверхностей, увеличиваются путь и работа трения в единицу времени. Уменьшение времени контактирования приводит к снижению длительности упругого передеформирования шероховатостей поверхностей трения и пластического течения металла, а также к возрастанию трения с проскальзыванием. Кроме этого скоростной режим оказывает влияние на толщину масляной пленки в подшипниковых узлах, которая возрастает при увеличении частоты вращения. Несмотря на использование эффективных систем смазки, некоторые сопряжения дизелей работают в условиях граничного (полугидродинамического) трения: поршневой палец – втулка верхней головки шатуна, поршневой палец – бобышки поршней, поршень – гильза. Кратковременные режимы граничного трения могут возникать и в подшипниках коленчатого вала, и в шатунных подшипниках в условиях переходных режимов разгона и наброса нагрузки, сопровождаемых резким изменением скоростного и нагрузочного режимов.

Традиционные технологии обкатки автотракторных дизелей на этапе горячей обкатки под нагрузкой рекомендуют её проведение при максимальной частоте вращения, что упрощает управление процессом и создает возможность в ряде случаев увеличить количество отдаваемой в сеть электроэнергии, однако, по мнению ряда авторов, увеличивает продолжительность приработки и начальный износ. Тем не менее данные технологии обеспечивают достаточно надежные результаты в условиях массового производства и ремонта и широко используются.

Особенности реализации рассматриваемого способа обкатки не позволяют проводить её при постоянной частоте вращения вследствие необходимости её

циклического изменения. В связи с этим скоростной режим будет определяться средним значением УСКВ, которое может быть любым из рабочего интервала УСКВ.

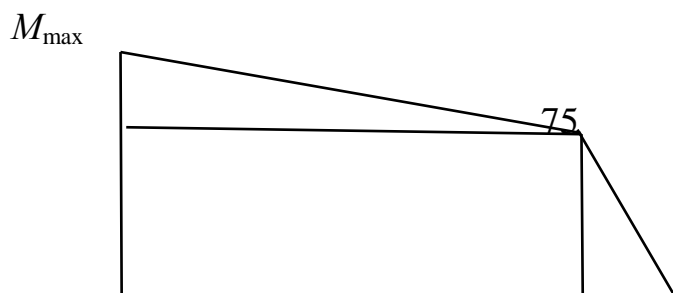
Для реализации максимальных скоростных режимов при обкатке с ДН следует в качестве верхнего предела частоты вращения принимать значения, близкие к максимальной частоте вращения холостого хода.

Максимальное использование нагрузочных возможностей ЦДН можно обеспечить при ω_{2i} , соответствующей точке начала действия РЧВ на данной нагрузочной ступени (рис. 2.1). Для определения верхнего предела УСКВ в ЦДН для i -й ступени обкатки необходимо найти точку пересечения кривой НДМ для данной ступени (M_{Hi}^A) с регуляторной ветвью характеристики и опустить перпендикуляр на ось абсцисс. Точка пересечения определит оптимальное для данной ступени значение ω_{2i} , в которой целесообразно выключать подачу топлива. Из рис. 2.1 видно, что значения ω_2 для различных ступеней обкатки будут лежать в интервале от ω_H до ω_{xxmax} , величина которого определяется степенью неравномерности РЧВ δ :

$$\delta = \frac{\omega_{xxmax} - \omega}{\omega_{cp}}, \quad (2.6)$$

где ω_{cp} – средняя УСКВ на регуляторном участке характеристики.

$M_k (M_H), Нм$



M_H M_{Hi} M_{H1} $0 \quad \omega_1(\omega_{\max}) \quad \omega_H \quad \omega_{2i} \quad \omega_{21} \quad \omega_{xx \max} \quad \omega, \text{ c}^{-1}$

Рис. 2.1. Определение пределов изменения УСКВ при обкатке с ДН
(на примере ЦДН с постоянным крутящим моментом при разгоне)

Для тракторных дизелей $\delta = 0,06-0,08$ и для дизеля Д-240Л, имеющего $\delta = 0,08$, интервал $(\omega_{xx \max} - \omega_H)$ равен $18,8 \text{ c}^{-1}$. Таким образом, для получения максимальной эффективности ЦДН на всех ступенях обкатки необходимо для каждой ступени задавать свое значение верхнего предела УСКВ (ω_{2i}), что усложняет управление процессом обкатки и целесообразно при автоматизации процесса задания режимов обкатки в условиях массового производства. В других случаях возможно принятие постоянного для всех ступеней обкатки верхнего предела УСКВ, например, близкого к ω_H , что несколько снизит эффективность ЦДН первых ступеней обкатки, но упростит задание скоростного режима.

Интервал изменения УСКВ в рассматриваемом способе обкатки в принципе может быть любым в пределах от минимальной до максимальной УСКВ холостого хода. Такой интервал используется, например, при ручном управлении диагностическим ЦДН с максимальной подачей топлива, однако для целей обкатки целесообразно сдвинуть этот интервал в область

максимальных частот вращения, где процесс приработки происходит более эффективно. С другой стороны, исходя из гипотезы о большей эффективности осуществления обкатки на режимах, характерных эксплуатационных, значения УСКВ, используемых при обкатке, должны охватывать весь рабочий интервал изменения УСКВ для данного дизеля от $\omega_{\text{ххmax}}$ до УСКВ, соответствующей максимальному крутящему моменту (ω_{max}), что понижает среднее за ЦДН значение УСКВ ($\omega_{\text{ср}}$). Расширение интервала изменения УСКВ целесообразно из соображений уменьшения влияния на эффективность ЦДН времени переходных процессов включения и выключения подачи топлива, определяемого быстродействием ИМ и характеристиками РЧВ. Особенно данный вывод актуален при обкатке дизелей с небольшим приведенным моментом инерции вследствие малых значений времени тактов разгона на последних ступенях обкатки. Однако расширенный интервал изменения УСКВ при обкатке дизелей с наддувом приводит к значительному снижению частоты вращения ротора турбокомпрессора в конце такта выбега и ухудшению наполнения цилиндров.

Таким образом, обоснование оптимального интервала изменения УСКВ должно проводиться с учетом типа дизеля, конструкции и алгоритма работы ИМ, момента инерции системы, требований к продолжительности и качеству приработки сопряжений, а также используемого варианта ЦДН.

С учетом вышесказанного в общем случае в качестве верхнего предела УСКВ следует принять значения, близкие к номинальной УСКВ, т.е.

$$\omega_2 \approx (0,95...1,00) \cdot \omega_n, \quad (2.7)$$

а в качестве нижнего предела УСКВ – значения, близкие к УСКВ при максимальном крутящем моменте (ω_{max}) $\omega_1 \approx (1,00...1,05)\omega_{\text{max}}$ или с учетом $\omega_{\text{max}} = (0,55...0,70)\omega_n$ имеем $\omega_1 \approx (0,55...0,75) \cdot \omega_n$.

Для дизелей с турбонаддувом при их обкатке с пониженным моментом инерции необходимо повышать нижний предел УСКВ. Для сокращения

продолжительности обкатки в стационарных условиях с повышенным моментом инерции системы также можно повысить ω_1 .

2.3. Методика определения продолжительности ступеней обкатки с динамическим нагружением

Интенсивность процесса приработки сопряжений ДВС зависит от оптимальности нагрузочно-скоростного режима для каждого момента времени, определяющего условия контактирования поверхностей сопряжений и толщину масляной пленки. Вследствие цикличности работы ДВС при определении нагрузочного режима обкатки рассматривают средние удельные нагрузки, действующие на сопряжения в зоне их максимальных значений (обычно 330–420 град п.к.в.). По мере приработки на данном режиме ее интенсивность снижается, и для ее повышения переходят на следующий повышенный нагрузочно-скоростной режим. Длительность ступеней обкатки определяют, как правило, экспериментальным путем, на основе контроля показателей, характеризующих интенсивность приработочных процессов, что требует проведения трудоемких исследований для каждого типа ДВС. При разработке новых способов обкатки, в случае обеспечения нагрузочно-скоростных режимов ступеней, близких к рекомендованным типовыми технологиями, длительности ступеней можно определить исходя из длительности типовых.

Рассматривая процесс приработки с энергетической точки зрения, можно считать, что он определяется работой сил трения ($A_{тр}$), которая равна:

$$A_{тp_i} = M_{пi} \cdot \omega_i \cdot t_i, \quad (2.8)$$

где $M_{пi}$ – момент механических потерь на данной ступени; ω_i – УСКВ на данной ступени; t_i – время ступени, мин.

Величина момента механических потерь определяется в основном (на 70–80 %) силами трения в сопряжениях КШМ, на которые оказывают влияние

значения сил давления газов в цилиндре, однако прирост сил трения и $M_{\text{п}}$ на рабочих режимах по сравнению с режимами прокрутки вала ДВС в тех же условиях незначителен и не превышает 4 % .

Таким образом, работа сил трения на рабочих режимах и режимах прокрутки в одинаковых условиях (при равных УСКВ, температурных и других режимах) будет примерно равной. Отличия в интенсивности приработки на рабочих режимах будут в основном касаться зон действия максимальных газовых нагрузок, превышающих давление сжатия и имеющих меньшую продолжительность по сравнению со временем рабочего цикла дизеля.

При реализации рассматриваемого метода обкатки с ДН на такте разгона на детали и сопряжения ДВС действуют расчетные газовые нагрузки, обеспечивающие приработку соответствующих зон сопряжений. На такте выбега без дросселирования по мере увеличения номера ступени приработка данных зон будет снижаться, при примерно одинаковой интенсивности приработки остальных зон сопряжений, по сравнению с тактом разгона, вследствие идентичности нагрузок (в основном инерционных) и УСКВ. Таким образом, в процессе обкатки под нагрузкой главной задачей является приработка зон действия максимальных газовых нагрузок, а остальные зоны прирабатываются за счет инерционных и других сил на данном скоростном режиме.

Цикличность действия тактов нагружения (разгона) в рассматриваемом способе обкатки и колебания УСКВ при постоянном в пределах такта значении НДМ обуславливают переменность толщины масляной пленки и ее уменьшение в начале тактов разгона, способствующее увеличению пластического деформирования поверхностей и интенсивности процесса приработки. Данное обстоятельство определяет возможность сокращения времени приработки и работы сил трения по сравнению с обкаткой на типовых УР. С другой стороны,

пониженные газовые нагрузки при выбеге снижают интенсивность приработки нагруженных зон на последних ступенях обкатки, что предопределяет увеличение продолжительности приработки по сравнению с типовыми УР. Кроме этого на продолжительность обкатки с ДН оказывает влияние быстрое действие исполнительных механизмов и РЧВ, увеличивающих время ЦДН по сравнению с теоретически возможным, что тоже увеличивает время обкатки, а также пониженное значение средней УСКВ цикла ($\omega_{\text{ср}}$) по сравнению с УСКВ при типовой обкатке.

Определить примерную продолжительность ступеней обкатки с ДН можно, исходя из условия равенства работы силы трения на данной ступени при обкатке рассматриваемым и базовым способом, т.е.

$$A_{\text{три}}^{\text{Д}} = A_{\text{три}}^{\text{T}}. \quad (2.9)$$

Работа сил трения других составляющих момента механических потерь ДВС ($M_{\text{п}}$) при обкатке тормозным способом ($A_{\text{п}}^{\text{T}}$) будет равна:

$$A_{\text{п}}^{\text{T}} = \bar{M}_{\text{п}i} \cdot \bar{\omega}_i \cdot t_i. \quad (2.10)$$

Известно, что $M_{\text{п}}$ линейно зависит от УСКВ, т.е.

$$M_{\text{п}} = A + b\omega, \quad (2.11)$$

поэтому при обкатке с ДН вследствие изменения УСКВ в пределах ЦДН $M_{\text{п}}$ также будет изменяться по линейному закону, при этом его среднее значение будет равно:

$$\bar{M}_{\text{п.ср}} = \frac{\bar{M}_{\text{п}2} + \bar{M}_{\text{п}1}}{2}, \quad (2.12)$$

где $\bar{M}_{\text{п}2}$, $\bar{M}_{\text{п}1}$ – моменты потерь при ω_1 , ω_2 .

Тогда работа сил трения при обкатке с ДН и ЦДН без такта стабилизации будет равна:

$$A_{pi}^D = M_{п.ср} \cdot \omega_{ср} \cdot t_{ц} \cdot n = M_{п.ср} \cdot \omega_{ср} \cdot t_i^D, \quad (2.13)$$

где $\omega_{ср}$ – средняя УСКВ ЦДН, c^{-1} ,

$$\omega_{ср} = \frac{\omega_2 + \omega_1}{2}; \quad (2.14)$$

$t_{ц}$, n – время и количество ЦДН соответственно; t_i^D – время ступени обкатки с ДН, с.

Тогда время обкатки с ДН будет равно:

$$t_i^D = \frac{\bar{M}_{pi} \cdot \bar{\omega}_i \cdot t_i}{\bar{M}_{п.ср,pi} \cdot \bar{\omega}_{срi}} = k_y \cdot t_i, \quad (2.15)$$

где k_y – коэффициент увеличения времени обкатки с ДН по сравнению с временем тормозной обкатки.

Анализ уравнения (2.15) показывает, что время обкатки с ДН увеличивается по сравнению с тормозной обкаткой вследствие пониженных средних значений момента механических потерь и УСКВ. Это расхождение может быть уменьшено за счет сужения интервала изменения УСКВ.

Так, расчетное время четвертой ступени обкатки с ДН дизеля Д-240 после текущего ремонта при $t_i = 5$ мин, $M_{п.ср,pi} = 75$ Н·м, $\omega_{ср} = (230+162)/2 = 196$ c^{-1} , $M_{пi} = 90$ Н·м, $\omega_i = 230$ c^{-1} составит 7 мин (увеличивается на 40 % по сравнению с тормозной обкаткой), однако фактическое значение коэффициента увеличения времени обкатки с ДН по сравнению с временем тормозной необходимо уточнить экспериментально для различных вариантов ЦДН.

2.4. Методика расчета потребления электроэнергии при обкатке дизелей

Потребление электроэнергии обкаточно-тормозным стендом происходит на этапе холодной обкатки. При проведении горячей обкатки с нагрузкой обкаточные стенды, снабженные электромашинами с фазным ротором, вырабатывают и отдают электроэнергию в сеть.

Количество электроэнергии, необходимой для проведения холодной обкатки $W_{хо}$, равно сумме энергий всех ступеней $W_{хоi}$, т.е.

$$W_{хо} = \sum_{i=1}^n W_{хоi}. \quad (2.16)$$

Количество энергии на каждой ступени зависит от мощности, необходимой для прокрутки двигателя на данной ступени $N_{пи}$, продолжительности ступени t_i и КПД обкаточного стенда на данном скоростном режиме, который при отсутствии промежуточных редукторов равен КПД электромашин $\eta_{ди}$, т.е.

$$W_{хоi} = \frac{M_{пи} \cdot \omega_i \cdot t_i}{\eta_{ди} \cdot 1000 \cdot 60}, \quad (2.17)$$

где $M_{пи}$ – средний момент прокрутки ДВС на данной ступени (для дизеля Д-160 по экспериментальным данным $M_{п1} \approx 340$ Н·м; $M_{п2} = 300$ Н·м).

При использовании для холодной обкатки приводных станций с коробками передач (КП) уравнение (2.17) дополняется КПД КП, т.е.

$$W_{хоi} = \frac{\bar{M}_{пи} \cdot \omega_i \cdot t_i}{\eta_{ди} \cdot \eta_{кпп} \cdot 1000 \cdot 60}. \quad (2.18)$$

При использовании 3-вальных КП их КПД равен 0,97–0,98.

Определим расход электроэнергии при обкатке дизеля Д-160 на типовых режимах ($\omega_1 = 400$ мин⁻¹; $\omega_2 = 700$ мин⁻¹) на стенде КИ-5541, имеющем $n_c = 750$ мин⁻¹, при продолжительности первой ступени $t_1 = 5$ мин, второй $t_2 = 10$ мин.

КПД станда КИ-5541 при $\omega = \omega_1 = 0,53\omega_c$ равен 0,5, а при $\omega = \omega_2 = 0,93\omega_c$ $\eta_{д2} = 0,9$, тогда

$$W_{xo1} = \frac{340 \cdot 42 \cdot 5}{0,5 \cdot 1000 \cdot 60} = 2,38 \text{ кВт}\cdot\text{ч};$$

$$W_{xo1} = \frac{300 \cdot 73 \cdot 10}{0,9 \cdot 1000 \cdot 60} = 4,1 \text{ кВт}\cdot\text{ч},$$

откуда

$$\sum W_{xo} = 2,38 + 4,1 = 6,4 \text{ кВт}\cdot\text{ч}.$$

При обкатке на приводной станции с электродвигателем 4А180М2УЗ, имеющим $\eta_d = 0,9$ и КПД КП, равны $\eta_{кпп} = 0,97$ ($\eta_{пс} = 0,87$), расход электроэнергии составит:

$$W_{xo1} = \frac{340 \cdot 42 \cdot 5}{0,9 \cdot 0,97 \cdot 1000 \cdot 60} = 1,37 \text{ кВт}\cdot\text{ч};$$

$$W_{xo1} = \frac{300 \cdot 73 \cdot 10}{0,9 \cdot 0,97 \cdot 1000 \cdot 60} = 4,2 \text{ кВт}\cdot\text{ч},$$

откуда

$$\sum W_{xo} = 1,37 + 4,2 = 5,6 \text{ кВт}\cdot\text{ч}.$$

Количество электроэнергии, отдаваемой в сеть при обкатке под нагрузкой (W_H), зависит от величины тормозного (крутящего) момента (M_{ki}) на данной ступени, продолжительности ступени t_i и коэффициента рекуперации станда η_{pi} при данной угловой скорости ω_j , т.е.

$$\sum W_H = \sum_{i=1}^n W_{Hi}, \quad (2.19)$$

$$\text{где } W_{Hi} = \frac{M_{ki} \cdot \omega_i \cdot \eta_{pi} \cdot t_i}{60 \cdot 1000}.$$

Значения крутящего момента и времени ступеней обкатки дизеля Д-160 составляют:

$$M_{k1} = 274 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad t_1 = 10 \text{ мин}; \quad M_{k2} = 548 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad t_2 = 15 \text{ мин};$$

$$M_{k3} = 8,3 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad t_3 = 15 \text{ мин}; \quad M_{k4} = 882 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad t_4 = 8 \text{ мин}.$$

При УСКВ, близкой к номинальной, т.е. $\omega_i = \omega_n = 115 \text{ с}^{-1}$, составляющей $1,47\omega_c$, значение коэффициента рекуперации равно: $\eta_p \approx 0,62$, тогда

$$W_{H1} = \frac{274 \cdot 115 \cdot 0,62 \cdot 10}{60 \cdot 1000} = 3,3 \text{ кВт}\cdot\text{ч};$$

$$W_{H2} = \frac{548 \cdot 115 \cdot 0,62 \cdot 15}{60 \cdot 1000} = 9,87 \text{ кВт}\cdot\text{ч};$$

$$W_{H3} = \frac{813 \cdot 115 \cdot 0,62 \cdot 15}{60 \cdot 1000} = 14,4 \text{ кВт}\cdot\text{ч};$$

$$W_{H4} = \frac{882 \cdot 115 \cdot 0,62 \cdot 8}{60 \cdot 1000} = 8,4 \text{ кВт}\cdot\text{ч},$$

откуда

$$\sum W_H = 3,36 + 9,8 + 14,4 + 8,4 = 36 \text{ кВт}\cdot\text{ч}.$$

Данные расчеты показывают, что при проведении холодной обкатки на пониженных скоростных режимах приводные станции обеспечивают заметное сокращение расхода электроэнергии (для дизеля Д-160 на 1-й ступени расход электроэнергии снижается в 1,7 раза по сравнению с обкаткой на стенде КИ-5541). На этапе горячей обкатки под нагрузкой стенд КИ-5541 отдает в сеть 37 кВт-ч электроэнергии.

2.5. Методика расчета управляющих воздействий на рейку ТНВД при обкатке дизелей с динамическим нагружением

Условием достаточного постоянства НДМ при разгоне является фиксация рейки ТНВД в заданном положении, обеспечивающем необходимую для данной ступени обкатки подачу топлива. Наиболее точно выполнить это условие можно при непосредственном воздействии на рейку специальным исполнительным механизмом [60, 73, 76, 95]. Общий характер перемещения рейки в этом случае будет иметь вид трапеции (рис. 2.2), высота которой возрастает при переходе на последующие нагрузочные ступени. Такой способ управления топливоподачей в ряде случаев требует вскрытия крышек ТНВД и РЧВ, что не всегда целесообразно. В связи с этим автором предложен другой способ управления топливоподачей с воздействием на рычаг РЧВ по определенному закону, обеспечивающему нахождение рейки в заданном для данной ступени обкатки с ДН положении на протяжении такта разгона за счет создания динамического равновесия между восстанавливающей (E) ($E = f(h, \alpha)$) и поддерживающей (C) ($C = f(h, \omega^2)$) силами РЧВ.

Процесс управления топливоподачей при непосредственном воздействии на рейку ТНВД протекает следующим образом. При реализации режимов обкатки тракторных дизелей, альтернативных рекомендуемым ТУ ГОСНИТИ, рычаг РЧВ устанавливается в положение, соответствующее максимальной частоте вращения холостого хода $\omega_{\text{хх max}}$ (до упора).

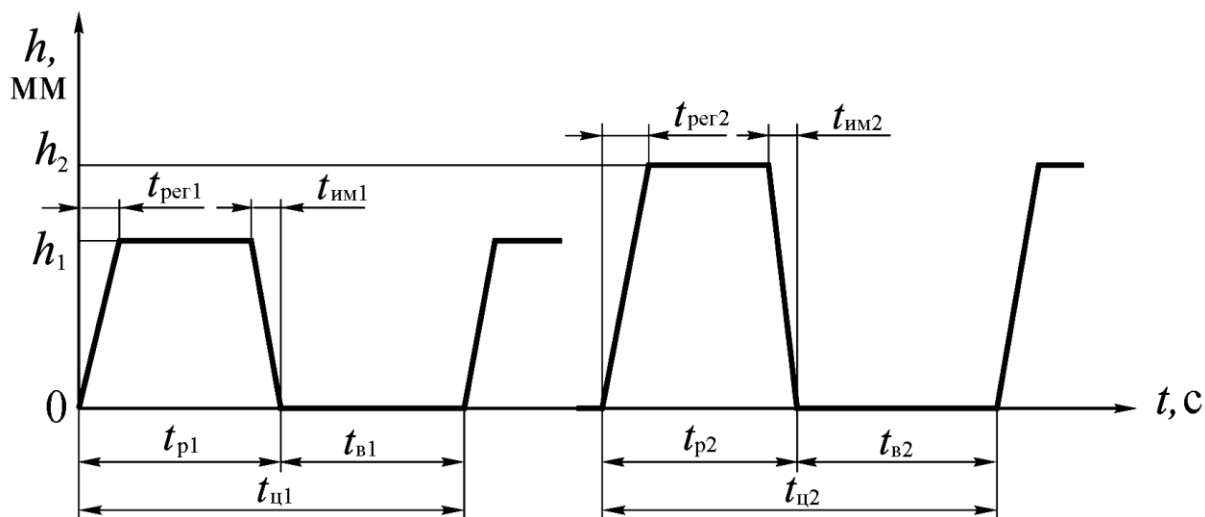


Рис. 2.2. Перемещение рейки ГНВД на первой (h_1) и второй (h_2) ступенях обкатки с постоянным НДМ:

t_{p1} ; t_{p2} ; $t_{в1}$; $t_{в2}$; $t_{ц1}$; $t_{ц2}$ – время тактов разгона, выбега и ЦДН на первый и второй ступенях; $t_{им}$ – время перемещения рейки исполнительным механизмом;
 $t_{рег}$ – время перемещения рейки регулятором частоты вращения

В результате этого перед началом обкатки с ДН дизель работает на максимальной УСКВ. При включении системы управления обкаткой подается питание на исполнительный механизм (рис. 2.3), например электромагнитный, якорь 7 которого связан с отводкой 12, воздействующей на рейку ГНВД 17. При втягивании якоря отводка перемещает рейку ГНВД из положения, соответствующего $\omega_{xx \max}$, в положение выключенной подачи топлива (h_0). Подача топлива прекращается и происходит такт выбега УСКВ от $\omega_{xx \max}$ до ω_{1j} . При достижении ω_{1j} блок управления отключает питание электромагнита и его якорь вместе с отводкой под действием сил РЧВ и возвратной пружины 11 исполнительного механизма перемещается в сторону увеличения цикловой подачи топлива до положения (h_j), соответствующего данной ступени, при этом дальнейшее перемещение рейки ограничивается специальным регулировочным упором 9, воздействующим на якорь электромагнита.

Время и характер перемещения рейки ТНВД будут зависеть от соотношения сил РЧВ и возвратной пружины ИМ, с одной стороны, и сил трения и сил инерции, создаваемых деталями ИМ и РЧВ, – с другой стороны. Начнется такт разгона с определенной цикловой подачей и НДМ. При достижении ω_{2i} ($\omega_{2i} < \omega_{xx \max}$) блок управления включает питание электромагнита, и он опять переместит рейку из положения h_i в положение выключенной подачи (h_0) за время, зависящее от характеристики электромагнита, РЧВ, а также от хода рейки h_i .

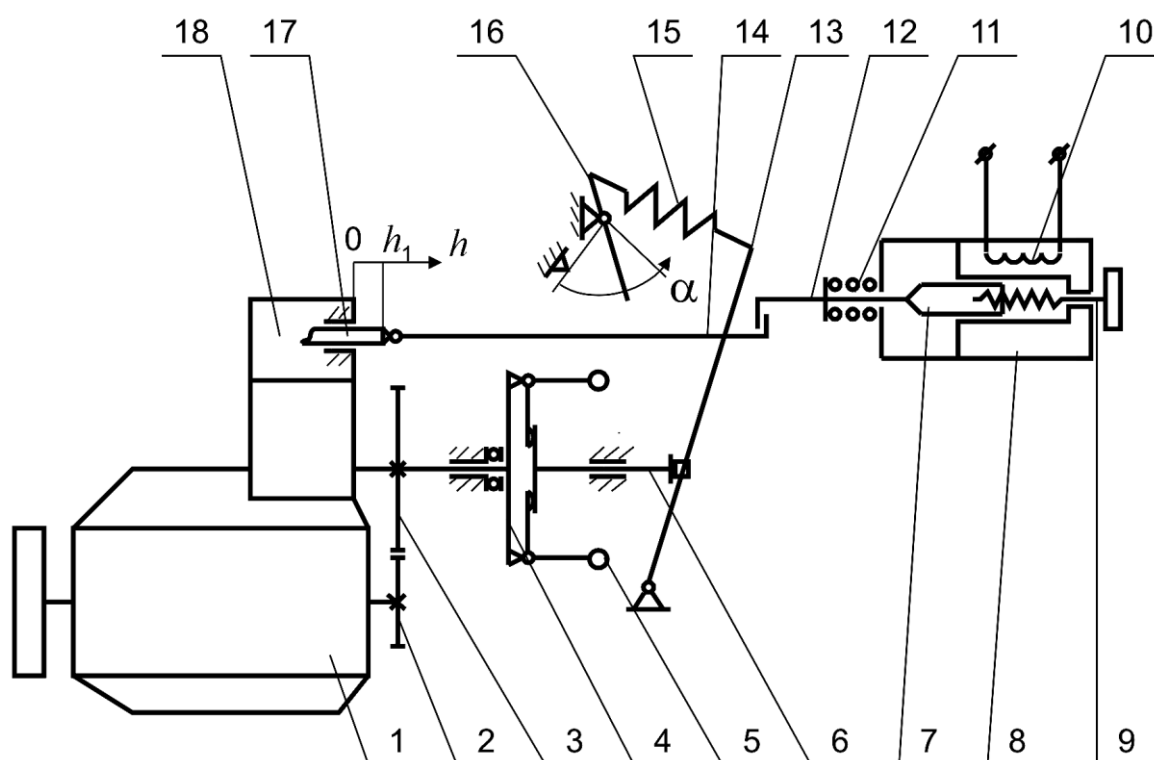


Рис. 2.3. Кинематическая схема всережимного регулятора частоты вращения дизеля и исполнительного механизма для управления топливоподачей при динамическом нагружении:

- 1 – дизель; 2, 3 – шестерни; 4 – муфта; 5 – грузики; 6 – траверса;
- 7 – якорь; 8 – корпус электромагнита; 9 – регулятор вылета якоря;
- 10 – обмотка электромагнита; 11 – возвратная пружина; 12 – отводка;
- 13 – рычаг РЧВ; 14 – тяга; 15 – пружина регулятора;
- 16 – рычаг; 17 – рейка ТНВД; 18 – корпус ТНВД

Преимуществом данного алгоритма управления топливоподачей является благоприятное взаиморасположение характеристик электромагнита и РЧВ при выключении подачи топлива. Действительно, при достижении ω_{2i} сила РЧВ, прижимающая рейку ТНВД к упору, уменьшается до минимального значения, а при приближении к $\omega_{xx \max}$ становится отрицательной и отводит рейку от упора в сторону уменьшения цикловой подачи до положения, соответствующего режиму холостого хода ($h_{xx \max}$), т.е. в момент включения электромагнита сопротивление перемещению рейки в сторону уменьшения цикловой подачи, оказываемое РЧВ, минимально и будет возрастать лишь на участке от $h_{xx \max}$ до h_0 . Усилие, развиваемое силовыми электромагнитами, минимально при максимальном вылете якоря из сердечника ($l = l_{\max}$), возрастает по мере его уменьшения и достигает максимума при нулевом значении ($l = 0$), причем максимальное значение в несколько раз превышает начальное паспортное значение. Так, у электромагнита МИС-3100 начальное паспортное значение тягового усилия при вылете якоря $l = 20$ мм составляет 31 Н (фактически 36 Н), а конечное (при $l = 0$) достигает 146 Н.

Таким образом, на начальном участке перемещения вследствие малого сопротивления якорь, отводка и детали РЧВ, двигаясь ускоренно, запасают кинетическую энергию, которая в конце хода помогает преодолевать возрастающее сопротивление пружин регулятора и возвратной пружины исполнительного механизма (ИМ). В конце выбега, когда сила регулятора, стремящаяся передвинуть рейку ТНВД в сторону увеличения подачи топлива, достигает максимума, большой запас усилия электромагнита не позволяет ей отодвинуть якорь от сердечника до момента достижения нижнего предела УСКВ.

Преимуществом данного алгоритма управления топливоподачей является пониженная мощность электромагнита, а также уменьшение вероятности разносного увеличения УСКВ и возникновения аварийных ситуаций при

неисправностях РЧВ и ТНВД, которое выражается в том, что в данном случае при превышении УСКВ свыше величины ω_{2i} электромагнит, действуя совместно с РЧВ или самостоятельно, отодвигает рейку в сторону выключения подачи топлива и не допускает увеличения УСКВ.

Основными параметрами, которые необходимо определить для обоснования закона изменения положения рейки при обкатке с ДН, являются: положение рейки на ступенях обкатки (h_i) с заданной величиной НДМ; время переходных процессов постановки рейки на упор ($t_{\text{пер}}$) и время выключения подачи топлива ($t_{\text{им}}$); усилие, необходимое для перемещения рейки ТНВД в положение выключенной подачи. Эти и другие параметры ЦДН можно определить, решая систему дифференциальных уравнений собственно дизеля и всережимного регулятора частоты вращения относительно того или иного входящего в них искомого параметра при заданных начальных условиях и ограничениях, т.е.

$$\begin{cases} \frac{d\bar{\omega}}{dt} = \frac{\bar{M}_i - \bar{M}_n}{I}; \\ \frac{d^2 h}{dt^2} = (-E + C - \frac{v dh}{dt}) \mu, \end{cases} \quad (2.20)$$

где E – восстанавливающая сила регулятора, $E = f(h, \alpha)$; C – поддерживающая сила регулятора, $C = f(h, \omega^2)$; v – коэффициент вязкого трения; μ – приведенная к муфте масса движущихся деталей регулятора; t – время разгона, с; α – настройка регулятора (угол поворота рычага РЧВ), град.

Для серийных двигателей известны или могут быть определены в явном виде функциональные зависимости, а также значения постоянных коэффициентов, входящих в систему (2.20).

Координата рейки ТНВД при реализации данной ступени ($h_{ст}$) может быть определена из уравнения индикаторного момента дизеля, который является функцией координаты рейки и УСКВ у дизелей без наддува:

$$M_{ист} = f(h_{ст}, \omega_{ст}), \quad (2.21)$$

а также функцией давления наддува (p_k) у дизелей с наддувом, т.е.

$$M_{ист} = f(h_{ст}, \omega_{ст}, p_{к.ст}). \quad (2.22)$$

Тогда соответственно для дизелей без наддува и с наддувом

$$h_{ст} = f(M_{ист}, \omega_{ст}); \quad (2.23)$$

$$h_{ст} = f(M_{ист}, \omega_{ст}, p_k), \quad (2.24)$$

где $\omega_{ст}$ – УСКВ, рекомендованная для обкатки на данной ступени (для режимов ГОСНИТИ $\omega_{ст} = \omega_{2ст}$).

При управлении ЦДН с воздействием на рейку для определения времени срабатывания исполнительного механизма и РЧВ, развиваемого усилия, характера перемещений рейки в пределах ЦДН и других параметров необходимо уравнение РЧВ системы (2.20) дополнить уравнением исполнительного механизма, например электромагнитного, усилие которого является функцией перемещения якоря или рейки $F_{им} = f(h)$, а также массой подвижных деталей исполнительного механизма $\mu_{им}$. Система (2.20) в этом случае будет иметь вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\bar{\omega}}{dt} = \frac{\bar{M}_i - \bar{M}_n}{I}; \\ \frac{d^2h}{dt^2} = \frac{-E + C - \frac{v dh}{dt} + F_{им}}{\mu + \mu_{им}}. \end{array} \right. \quad (2.25)$$

Начальные условия при решении устанавливаются в зависимости от анализируемого такта ЦДН и, например, на такте выбега $h = h_{\text{CT}}$; $\omega = \omega_{2\text{CT}}$; $\varepsilon = \varepsilon_{\text{CT}}$, при этом $\omega \geq \omega_1$; $h \geq h_0$.

При решении системы получим искомые зависимости $h_{\text{CT}} = f(t_{\text{B}})$; $\omega = f(t_{\text{B}})$; $\varepsilon_{\text{B}} = f(t_{\text{B}})$, а также определим время выключения подачи топлива рассматриваемым исполнительным механизмом и РЧВ. Система (4.6) в явном виде, полученная в результате обработки экспериментальных данных, использования технической документации на дизель Д-240 и электромагнит МИС-3100, а также результатов других исследований, имеет следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\omega}{dt} = \frac{\bar{M}_i - \bar{M}_n}{1,34}; \\ \frac{d^2h}{dt^2} = \left(\frac{-E + C - 0,85dh/dt + F_{\text{ИМ}}}{0,447} \right) \cdot 10^3; \\ \bar{M}_i = -7990 + 1185,88h - 55,08h^2 + 0,816h^3 + 0,347\bar{\omega}; \\ \bar{M}_n = 3 + 0,375\bar{\omega}; \\ E = 8,975h + 123; \\ C = (285 + 14,32h)\bar{\omega}^2 \cdot 10^{-5}; \\ F_{\text{ИМ}} = 525(39 - h)^{-0,459}. \end{array} \right. \quad (2.26)$$

С целью определения параметров управляющих воздействий РЧВ проведены экспериментальные исследования дизеля Д-160, в результате которых определены его показатели в условиях внешней регуляторной характеристики. Результаты эксперимента приведены в табл. 2.2.

Т а б л и ц а 2 . 2

Показатели дизеля Д-160 в условиях
внешней регуляторной характеристики

№ п/п	n , мин ⁻¹	M_k , Н·м	ω_T , мин ⁻¹	ρ_k , МПа	h , мм
1	1290	577,8	35300	0,127	9,55

2	1280	670,0	38200	0,132	8,14
3	1270	760,0	41300	0,138	5,90
4	1260	860,3	44000	0,145	4,30
5	1250	945,2	46300	0,151	3,90
6	1230	947,1	46300	0,152	3,67
7	1200	997,3	46000	0,151	2,87
8	1150	1024,8	45400	0,150	2,42
9	1100	1054,4	45000	0,149	2,12
10	1050	1088,1	44500	0,148	1,59
11	1000	1104,8	43500	0,146	0,78
12	950	1117,6	42500	0,144	0,70
13	900	1118,8	41000	0,140	0,81
14	850	1111,0	38800	0,136	0,87

На основании полученных данных с использованием программы STATGRAPHICS, версия 2.1 определены коэффициенты уравнений регрессии для индикаторного крутящего момента M_i , давления наддува p_k и момента механических потерь M_m .

В результате обработки полученных данных получены уравнения регрессии:

$$M_i = 15,72 - 9,04\omega + 15244,91 p_k; \quad (2.27)$$

$$p_k = 44,69 \cdot 10^{-4} h - 6,39 \cdot 10^{-4} \omega + 4,6 \cdot 10^{-5} \omega_T, \quad (2.28)$$

где ω_T – частота вращения ротора турбокомпрессора;

$$M_m = 53,92 + 1,34\omega; \quad (2.29)$$

$$E = 0,43 + 5,47h; \quad (2.30)$$

$$C = 92,24 + 2,24h + 16,03 \cdot 10^{-3} \omega. \quad (2.31)$$

Значение ускорения разгона $d\omega/dt = 88 \text{ с}^{-2}$ определено экспериментально для дизеля Д-160 с моментом инерции $I = 11,4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Величина $\mu_p = 11,42 \text{ кг}$.

Для нахождения координат рейки ТНВД, соответствующих типовым нагрузочным ступеням обкатки, определено уравнение регрессии, устанавливающее зависимость положения рейки h от нагрузочного момента M_k .

По формуле

$$h = 18,413 - 0,016M_k \quad (2.32)$$

определены координаты рейки, соответствующие четырем типовым нагрузочным ступеням обкатки [19], которые приведены в табл. 2.3.

Т а б л и ц а 2 . 3

Координаты рейки ТНВД при различных ступенях обкатки

Ступень обкатки	Координаты рейки ТНВД h , мм	Значение нагрузочного момента M_k , Н·м	Доля нагрузочного момента от его номинального значения
I	14,11	274,4	0,28
II	9,81	548,8	0,56
III	5,66	813,4	0,83
IV	4,58	882,2	0,90

Натурные испытания дизеля производились при различных режимах, обусловленных, в первую очередь, уровнями начального ускорения коленчатого вала, а также значениями его угловой скорости и координаты линейки. Для теоретического обоснования оптимального режима обкатки дизеля и проверки выводов экспериментального характера в работе выполнено решение исходной системы уравнений движения в широком диапазоне изменения основных параметров [44]. В частности, установлено, что при

резком увеличении подачи топлива для реализации цикла динамического нагружения при бестормозной обкатке происходит колебание рейки с установленной амплитудой. Поэтому для обеспечения стабильности ЦДН более предпочтительно, по сравнению с воздействием на рычаг регулятора частоты вращения, организовать воздействие на рейку ТНВД с её жесткой фиксацией. При этом обеспечивается близкий к прямоугольному закон изменения динамического нагрузочного момента, что позволяет контролировать его приборами типа ИМД-ЦМ.

Для осуществления обоснованных закономерностей $h = f(t)$ управления рейкой ТНВД в процессе обкатки необходимо создать исполнительный механизм, обеспечивающий свободный разгон дизеля Д-160 при заданной предварительной максимальной деформации пружины регулятора и практически мгновенное выключение подачи топлива в цилиндры дизеля для реализации такта выбега. Таким условиям в качестве рабочего органа ИМ в наибольшей степени отвечают однофазные электромагниты переменного тока тянущего исполнения защищенной серии МИС. Они предназначены для перемещения частей механизмов в закрытых помещениях с температурой воздуха от -15 до $+35$ °С. Электромагниты могут работать в парах и брызгах масла с температурой до 60 °С и имеют износостойкие катушки на 220 В.

С целью подбора электромагнита с требуемыми данными была установлена зависимость усилия F , необходимого для перемещения рейки ТНВД, от величины h . Орган управления РЧВ был установлен в положение, соответствующее полной подаче топлива. При частоте вращения кулачкового вала топливного насоса $n_c = 300$ мин⁻¹ необходимое усилие определяется из выражения

$$F = 32,49 + 1,30h. \quad (2.33)$$

Электромагнит должен обеспечивать надежную работу ИМ в диапазоне частот вращения коленчатого вала дизеля 850 – 1250 мин⁻¹. Предварительно в

качестве рабочего органа выбираем электромагнит МИС-3100 с развиваемым усилием $P_M = 30$ Н, ходом якоря $\ell = 20$ мм. Усилие P_M зависит от хода якоря электромагнита и определяется выражением

$$P_M = e^{4,988} \cdot \ell^{-0,459} . \quad (2.34)$$

Из анализа полученных данных видно, что электромагнит МИС-3100 обеспечивает преодоление усилия пружины регулятора при частотах вращения коленчатого вала более 600 мин^{-1} , что является достаточным для условий работы исполнительного механизма.

В связи с тем, что полное выключение подачи топлива в цилиндры происходит, как правило, при выходе рейки ТНВД 17–21 мм, а при разгоне рейка не должна касаться пружины корректора, диапазон действия электромагнита от $h_1 = 2$ мм до $h_2 = 21$ мм является наиболее подходящим для реализации цикла бестормозного нагружения дизеля Д-160.

Таким образом, произведенный расчет показывает, что электромагнит МИС-3100 удовлетворяет всем условиям, необходимым для реализации цикла бестормозного нагружения при обкатке дизеля Д-160 в бестормозных неустановившихся режимах.

В результате исследований установлено, что предложенное устройство для реализации динамического нагружения обеспечивает близкий к прямоугольному закон изменения нагрузочного динамического момента, за счет чего время обкатки в БНР сокращается примерно на 8 % по сравнению с разработанным ранее задатчиком режимов на базе электромашинного привода.

Для контроля положения рейки, рычага РЧВ ТНВД и других органов управления предложено семейство датчиков, предназначенных для получения цифровой информации о положении или направлении и величине перемещения контролируемого объекта путем преобразования модулей комплексных сопротивлений или взаимной индуктивности параметрических первичных преобразователей положения в активный сигнал [11-15, 70].

2.6. Методика расчета управляющих воздействий
на рычаг РЧВ ТНВД при обкатке дизелей
с динамическим нагружением

При управлении ЦДН с воздействием на рычаг РЧВ закон его перемещения в зависимости от времени разгона ($\alpha = f(t_p)$) может быть найден путем решения системы уравнений (2.26) относительно настройки регулятора РЧВ α при заданном угловом ускорении разгона ступени ($\varepsilon = \varepsilon_{ст} = \text{const}$).

Начальными условиями для решения системы будут $\omega = \omega_1 = \text{const}$; $h = h_1 = \text{const}$, при этом $\omega \leq \omega_2$; $h \geq h_{ст}$. Исходя из требования неперевышения для данной ступени обкатки рекомендованных значений НДМ, наложим ограничения по значению крутящего момента для данной ступени $M_i - M_n \leq M_{ст}$, а также ограничим величину максимального угла поворота рычага РЧВ значением $\alpha \leq \alpha_2$.

Для дизеля Д-240 в штатной комплектации система дифференциальных уравнений (2.26) в этом случае имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\bar{\omega}}{dt} = \frac{\bar{M}_i - \bar{M}_n}{1,34}; \\ \frac{d^2 h}{dt^2} = \frac{(-E + C - 0,85dh/dt)}{0,397} \cdot 10^3; \\ \bar{M}_i = -7990 + 1185,88h - 55,08h^2 + 0,816h^3 + 0,347\bar{\omega}; \\ \bar{M}_n = 3 + 0,375\bar{\omega}; \\ E = 8,975h + 6,39\alpha - 259; \\ C = (285 + 14,32h)\bar{\omega}^2 \cdot 10^{-5}. \end{array} \right. \quad (2.26)$$

Система (2.26) решалась относительно угла поворота рычага РЧВ (α), входящего в уравнение восстанавливающей силы E при заданном НДМ ступеней (ускорении разгона), в интервале изменения УСКВ от ω_1 до ω_2 . При $\bar{\varepsilon}_p = \text{const}$ и линейном изменении УСКВ методом бисекции решалось кубическое уравнение, связывающее h и ω , относительно h . В результате решения системы (2.26) с помощью разработанной рабочей программы определен характер изменения α и других параметров (рис. 1.1, кривые α , h , ε , ω) и получена теоретическая управляющая модель ЦДН с постоянным крутящим моментом и воздействием на рычаг РЧВ:

$$\alpha = \begin{cases} a + bt + ct^2 & 0 \leq t \leq t_p; \\ \alpha_1 & t_p \leq t \leq t_u, \end{cases} \quad (2.27)$$

где a , b , c – коэффициенты, постоянные для каждой ступени обкатки с ДН.

Для дизеля Д-240 изменение α в зависимости от относительного времени разгона t_0 ($0 \leq t_0 \leq 1$) при различных ускорениях разгона имеет вид

$$\alpha = 31,34 + 22,01t_0 + 4,697t_0^2 \quad \text{при } \varepsilon = 45 \text{ с}^{-2}; \quad (2.28)$$

$$\alpha = 32,62 + 21,26t_0 + 4,476t_0^2 \quad \text{при } \varepsilon = 90 \text{ с}^{-2}; \quad (2.29)$$

$$\alpha = 33,91 + 20,21t_0 + 4,112t_0^2 \quad \text{при } \varepsilon = 135 \text{ с}^{-2}; \quad (2.30)$$

$$\alpha = 35,30 + 19,07t_0 + 3,809t_0^2 \quad \text{при } \varepsilon = 180 \text{ с}^{-2}, \quad (2.31)$$

или в общем виде

$$\alpha = a + b \cdot t_0 + c \cdot t_0^2. \quad (2.32)$$

Анализ уравнений (2.28)–(2.32) показывает, что угол поворота рычага в зависимости от относительного времени такта разгона изменяется по параболе, вершина которой находится в точке $\alpha = a$, а характер протекания определяется

коэффициентами b и c , которые зависят от величины углового ускорения разгона (НДМ) (рис. 2.4).

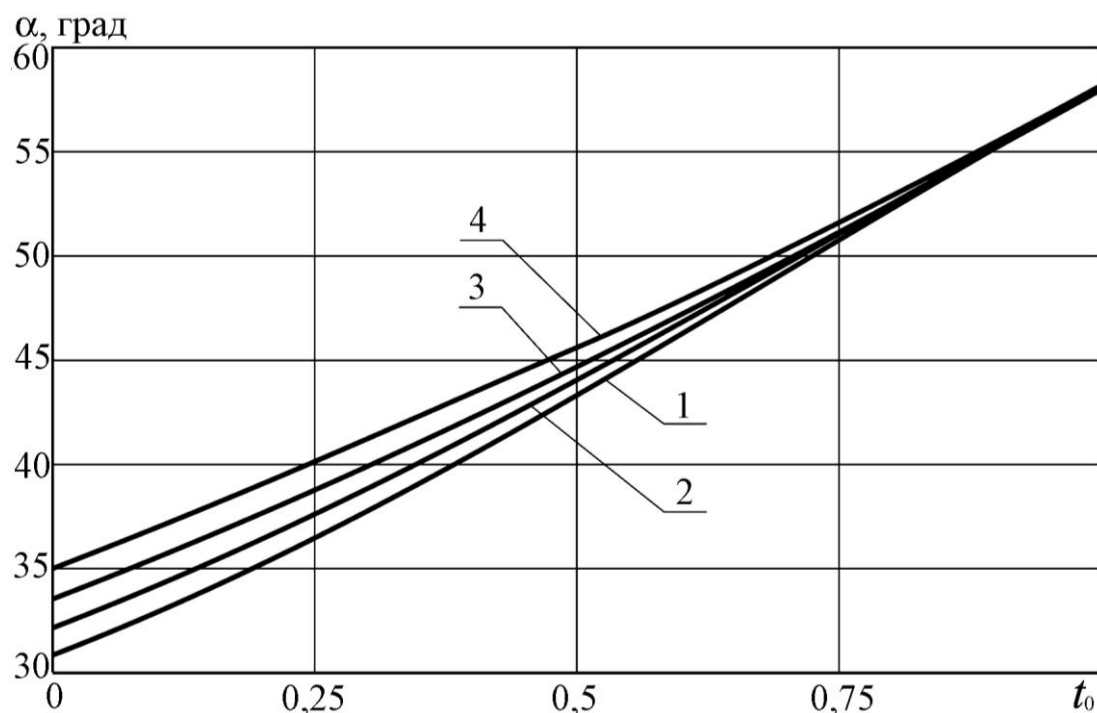


Рис. 2.4. Зависимость угла поворота рычага РЧВ (α) дизеля Д-240 от относительного времени такта разгона (t_0) при различных ускорениях разгона:

$$1 - \varepsilon = 45 \text{ с}^{-2}; 2 - \varepsilon = 90 \text{ с}^{-2}; 3 - \varepsilon = 135 \text{ с}^{-2}; 4 - \varepsilon = 180 \text{ с}^{-2}$$

Таким образом, для получения постоянного НДМ на такте разгона необходимо в начальный момент времени при $\omega = \omega_1 = \text{const}$ скачкообразное перемещение рычага РЧВ в положение α , обеспечивающее выход рейки в заданное положение ($h_{\text{ст}}$), а затем его поворот по закону параболы до достижения угла $\alpha = \alpha_2$. Расчетное время такта разгона для дизеля Д-240 при $\omega_1 = 0,65\omega_{\text{ххmax}} = 161 \text{ с}^{-1}$ и $\omega_2 = 0,95\omega_{\text{ххmax}} = 236 \text{ с}^{-1}$ составляет 1,68; 0,83; 0,56; 0,42 секунды для первой, второй, третьей и четвертой ступени обкатки соответственно [92].

Для осуществления такта выбега в рассматриваемом способе управления НДМ достаточно в конце разгона, при достижении $\alpha = \alpha_2$ изменить направление

поворота рычага РЧВ на противоположное (кривая α). При этом вследствие уменьшения восстанавливающей силы E рейки ТНВД переместится в положение выключенной подачи топлива, причем этот процесс происходит достаточно быстро в начальный период движения рычага РЧВ, и характер дальнейшего поворота рычага в положение $\alpha = \alpha_1$ вследствие относительно медленного уменьшения УСКВ в процессе выбега, никакого влияния на состояние системы не оказывает, что упрощает требования к работе ИМ на такте выбега. Практически достаточно, чтобы ИМ перемещал рычаг РЧВ из положения α_2 в α_1 за время, меньшее времени выбега, однако с целью уменьшения длительности периода снижения НДМ и времени выбега следует использовать повышенные скорости поворота рычага в начале обратного хода, либо на всем его протяжении.

Общий характер перемещения рычага РЧВ (кривая α), рейки ТНВД (кривая h), а также протекания кривых углового ускорения (ε) и УСКВ (ω) при реализации рассмотренных способов представлен на рис. 1.1.

При осуществлении такта выбега с дросселированием газов на выпуске величина индикаторной нагрузки зависит от противодействия на выпуске и обеспечивается соответствующим управлением дроссельной заслонкой, расположенной на общем выходе выпускного коллектора дизеля или группы цилиндров у V-образных дизелей. Поворот дроссельной заслонки в начале выбега для максимального использования нагрузочных возможностей такта выбега с дросселированием газов должен быть синхронным с перемещением рейки и достаточно быстрым. После окончания такта выбега (достижения $\omega = \omega_1$) необходимо вернуть заслонку в исходное положение (см. рис. 1.1, кривая γ).

Таким образом, управление дроссельной заслонкой при обкатке с ДН заключается в циклическом её прикрытии на время такта выбега на угол, создающий необходимое противодействие для данной ступени, и увеличении угла прикрытия при переходе на последующие ступени.

3. РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДОВ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОБКАТКИ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

3.1. Применение дросселирования и рециркуляции газов и воздуха в двигателях внутреннего сгорания

Способ загрузки ДВС дросселированием газов на выпуске при установившихся бестормозных режимах исследован в СПГАУ под руководством Н.С. Ждановского [27]. Установлено, что цикл с дросселированием газов на выпуске может быть осуществлен только в четырехтактном двигателе, как в работающем, так и выключенном цилиндре. Последовательность тактов в выключенном цилиндре определяется следующим образом: первый такт – выпуск с дросселированием, обеспечивающим нужное противодействие; второй – расширение и наполнение; третий – сжатие; четвертый – расширение с дозарядкой цилиндров из системы выпуска отработавшими газами за счет опережения открытия выпускного клапана. Предельное максимальное противодействие в выпускном трубопроводе для выключенного цилиндра определится наибольшим сопротивлением пружины клапана в закрытом положении, а для работающего – условиями протекания рабочего процесса.

Для установившихся режимов дросселирования газов на выпуске Н.С. Ждановским предложен ряд устройств, содержащих заслонку, ресивер и манометр, позволяющих регулировать и контролировать величину индикаторной нагрузки. Как показывают экспериментальные исследования, противодействие на выпуске (без существенного влияния на процесс

работающего цилиндра) допустимо до 0,06–0,08 МПа при полных подачах топлива, а при пониженных подачах топлива – до 0,1 МПа и даже выше.

Исследования дросселирования газов на установившихся режимах, проведенные под руководством Б.А. Улитовского [100], показывают, что при работе на всех цилиндрах изменение противодействия в выпускной трубе до 0,06–0,08 МПа приблизительно равно изменению среднего индикаторного давления работающего цилиндра.

По результатам испытаний, проведенных в МГАУ [57], установлено, что для дизелей со свободным выпуском допустимая величина давления на общем выпуске, которая не оказывает заметного влияния на мощностные и экономические показатели двигателя, также находится в пределах до 0,06–0,08 МПа.

Испытаниями дизелей с турбонаддувом на установившихся режимах работы с повышенным противодействием на выпуске [33, 53] установлено, что изменение давления после турбины с 0,103 до 0,130 МПа приводит к увеличению удельного расхода топлива, температуры газов и ухудшению экономичности двигателя из-за снижения коэффициента избытка воздуха и увеличения насосных потерь. Повышение противодействия при установившихся режимах обкатки дизелей с турбонаддувом влияет на концентрацию вредных веществ в отработавших газах. Повышение противодействия на выпуске снижает выброс NO_x , а содержание CO – увеличивает этот выброс [10].

Сравнительные исследования тормозной и бестормозной обкаток, выполненные под руководством Н.С. Ждановского [27], при использовании в качестве нагрузки выключения цилиндров и цикла с дросселированием газов на общем выпуске, показали, что двигатели при бестормозной нагрузке на двух цилиндрах работают с высокой стабильностью скоростных, нагрузочных и температурных показателей.

Дросселирование газов на выпуске широко применяется для регулирования давления наддува в конструкциях зарубежных двигателей [17, 55, 99]. Для уменьшения термодинамических потерь в ДВС с искровым зажиганием на фирме BMW был выбран метод выключения цилиндров, при этом для улучшения топливной экономичности используется выключение подачи топлива при работе ДВС в диапазоне малых нагрузок и низкой частоты вращения. Эффективность этого мероприятия увеличена отработавшими газами от работающих цилиндров. При работе группы из трех цилиндров дроссельная заслонка в системе питания неработающей группы остается закрытой, а продувка цилиндров этой группы осуществляется отработавшими газами от рабочей группы цилиндров, поступление которых регулирует дроссельная заслонка, установленная в выпускном коллекторе рабочей группы цилиндров [106].

Анализ рассмотренных способов применения дросселирования газов при испытаниях двигателей и их обкатке показывает, что повышение противодавления на выпуске от работающих цилиндров приводит к некоторому снижению экономичности двигателя, тогда как дросселирование выключенных цилиндров позволяет увеличить нагрузку на двигатель без снижения его экономичности и увеличения вредных выбросов.

Таким образом, наиболее эффективным является дросселирование выключенных цилиндров, позволяющее использовать максимальные значения противодавлений. Данный вывод подтверждается широким использованием дросселирования газов для повышения эффективности торможения транспортных средств двигателем.

Так, тормозной механизм вспомогательной тормозной системы автомобиля ЗИЛ-4331 (дроссельная заслонка) установлен в системе выпуска газов перед глушителем. При включении вспомогательной тормозной системы дроссельная заслонка тормозного механизма при помощи пневмоцилиндра устанавливается

перпендикулярно потоку выхлопных газов и тем самым увеличивает сопротивление перемещению поршня на такте выпуска, что приводит к уменьшению частоты вращения коленчатого вала двигателя. Одновременно другой пневмоцилиндр воздействует на рычаг регулятора топливного насоса, выключая подачу топлива [3, 34, 38].

Аналогичные вспомогательные тормозные системы установлены и на автомобилях семейства КамАЗ [102], автобусах семейства «Икарус» [97], «Отомарсан-0302Т», «Санос-315» и «ЛиАЗ-5256» [37].

При эксплуатации транспортных средств, оборудованных системами торможения двигателем, нельзя допускать превышения максимально допустимых оборотов двигателя, возможность которого возникает при использовании пониженных передач коробки перемены передач и может привести к износу и поломкам деталей ДВС.

Принцип торможения двигателем использован на зарубежных двигателях семейства Mercedes Benz. Новая система этой фирмы содержит дроссельный клапан, смонтированный в головке цилиндров, и тормозной клапан (заслонку), установленный в выпускном коллекторе [56]. При совместном функционировании обоих клапанов тормозной момент повышается на 60 % в области высоких и на 120 % – в области низких частот вращения, что позволяет двигаться в горной местности на передачах на 1–2 ступени выше, чем с традиционным двигателем.

Под рециркуляцией (перепуском) отработавших газов (воздуха) понимают отбор их части на тактах сжатия или выпуска с подачей в промежуточное устройство (ресивер, пневмоаккумулятор и т.д.) с целью дальнейшего их использования на тактах впуска.

Рециркуляция части отработавших газов, увеличивая темп роста температуры рабочих сред и деталей двигателя, позволяет ускорить набор частоты вращения и нагрузки при прогреве двигателей [64].

Одним из мероприятий по повышению долговечности дизелей и уменьшению жесткости их работы является перепуск отработавших газов при низких температурах, что ведет к снижению износа деталей [18, 52]. Добавление горячих отработавших газов во впускной тракт двигателя позволяет увеличить температуру поступающего в цилиндры заряда и тем самым сократить период задержки воспламенения. При этом снижается коэффициент избытка воздуха вследствие замещения части поступающего в двигатель воздуха отработавшими газами, что вызывает снижение скорости сгорания топлива.

Процесс рециркуляции (перепуска) воздуха широко используется в двигателях с регулируемой степенью сжатия.

В частности, в двигателях с регулируемым перепуском части заряда на продувку используется продувочный ресивер, сообщенный с камерой сгорания через перепускной клапан, имеющий отдельный от газораспределительных клапанов привод. При этом на такте сжатия происходит нагнетание воздуха в ресивер и его запираение, а на такте выпуска до открытия впускных клапанов происходит продувка цилиндров накопленным в ресивере воздухом. Для создания противодействия в выпускном коллекторе устанавливается заслонка. В двигателях с перепуском части заряда на рабочий ход используется перепускной механизм с объемным гидроприводом, в котором камера сгорания через перепускной клапан соединена с воздушным аккумулятором, расположенным в крышке цилиндра. Для автоматического регулирования перепуска пользуются изменением объема аккумулятора. В двигателях с регулируемой степенью сжатия в качестве устройства для ее изменения применяется также подключаемая камера с постоянным или регулируемым объемом, находящаяся в крышке цилиндра или являющаяся продолжением цилиндровой втулки [105].

Известен способ приработки двигателя внутреннего сгорания [1], предназначенный для уменьшения ее продолжительности, заключающийся в том,

что при холодной обкатке вращают двигатель тормозного стенда без подачи топлива в цилиндры и одновременно осуществляют рециркуляцию воздуха из выпускного патрубка турбины турбокомпрессора во впускной патрубок компрессора по каналу рециркуляции. В этом случае в процессе рециркуляции воздух нагревается за счет сжатия и прогревает детали двигателя, воду и масло до температур, соответствующих частичным режимам горячей обкатки.

Другой способ ускоренных стендовых испытаний дизеля [2] заключается в том, что для сокращения времени достижения установившихся значений температур дизеля чередуют режимы его работы путем дополнительной подачи воздуха в дизель на режиме холостого хода и ограничения подачи воздуха на режиме его нагружения моментом сопротивления, причем на режиме холостого хода дополнительно снижают давление в выпускном коллекторе, а на режиме нагружения — воздух, подаваемый в дизель, подогревают.

Таким образом, применение дросселирования газов на выпуске показывает его высокую эффективность в дополнительной загрузке выключенных цилиндров при их испытаниях, обкатке, торможении транспортных средств с двигателем, однако его использование на тактах выбега ЦДН требует проведения дополнительных исследований. Частичная рециркуляция воздуха с выпуска на впуск широко используется при эксплуатации ДВС, однако режимы полной рециркуляции с подачей дополнительного воздуха в настоящее время не изучены.

С участием автора сформирована концепция и предложены теоретические основы дообкатки и отдельной обкатки, сформированные на базе тормозной обкатки и обкатки с динамическим нагружением, требующие, однако, детальной разработки и экспериментальной проверки, в том числе режимов холодной обкатки с повышенными нагрузочно-скоростными режимами и обкатки с динамическим нагружением и дросселированием газов на выпуске [48, 49, 74, 84, 96].

3.2. Обоснование способа холодной обкатки с повышенными нагрузочно-скоростными режимами

При проведении холодной обкатки по типовой технологии у дизелей без наддува давление конца сжатия составляет 3–4 МПа, а частота вращения 1400–1450 мин⁻¹, что не позволяет обеспечить необходимую загрузку сопряжений дизеля, выявить недостатки производства и ремонта, получить требуемую степень приработки.

С целью повышения газовых нагрузок при холодной обкатке с участием автора предложен способ холодной обкатки с повышенными нагрузочно-скоростными режимами [61, 91], отличающийся от типового введением в этап холодной обкатки дополнительных ступеней, на которых повышают газовые нагрузки в цилиндрах ДВС путем рециркуляции воздуха из выпускного коллектора во впускной с дополнительной подачей воздуха под давлением, что позволяет достигать при прокрутке коленчатого вала нагрузок, близких к нагрузкам при осуществлении рабочего процесса ДВС.

Сущность данного способа состоит в увеличении давления впуска на дополнительных ступенях холодной обкатки, что приводит к пропорциональному росту давления сжатия и газовых нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма, которые также имеют повышенные значения и на такте выпуска с противодавлением.

Для осуществления данного способа предложена система повышения давления сжатия (рис. 3.1), состоящая из ресивера, соединенного с выпускным и впускным коллекторами двигателя, источника сжатого воздуха и двух заслонок: перепускной и впускной, установленных во впускном коллекторе, для управления газовой нагрузкой при обкатке.

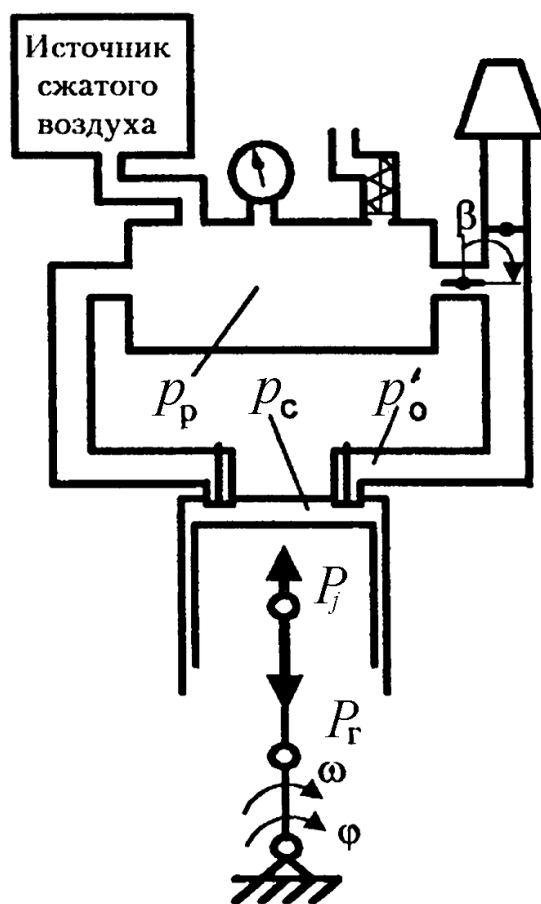


Рис. 3.1. Система повышения давления конца сжатия

Работа данной системы происходит следующим образом. Перед проведением дополнительных ступеней холодной обкатки закрывают впускную и открывают перепускную заслонку, перекрыв доступ воздуха от воздухоочистителя в цилиндры дизеля. Включают источник сжатого воздуха, устанавливают необходимое давление в ресивере, контролируемое по манометру, и осуществляют дополнительную ступень холодной обкатки. При этом воздух под давлением от источника сжатого воздуха и воздух, нагретый от сжатия в цилиндрах дизеля, поступает в ресивер, создавая в нем избыточное давление, а из канала рециркуляции сжатый воздух подается во впускной коллектор дизеля, увеличивая, тем самым, давление на впуске и, как следствие, газовые нагрузки на сопряжения. Последующие дополнительные ступени

холодной обкатки проводят аналогично, повышая значение давления воздуха в ресивере.

Для обоснования способа холодной обкатки с повышенным давлением конца сжатия рассмотрим нагрузки, действующие на кривошипно-шатунный механизм.

При холодной обкатке на поршень действуют силы давления газов и силы инерции от масс, совершающих возвратно-поступательное движение, которые, складываясь с учетом направления их действия, на такте сжатия в в.м.т. имеют максимальное значение и дают суммарную силу P [55]:

$$P = P_{\Gamma} - P_j, \quad (3.1)$$

где P_{Γ} и P_j – газовая и инерционная силы.

Максимальная инерционная сила в в.м.т. равна сумме инерционных сил поршневой группы и нижней головки шатуна

$$P_j = \omega^2 R (m_{\text{пк}} + 0,275 m_{\text{ш}}) (1 + \lambda), \quad (3.2)$$

где $m_{\text{пк}}$, $m_{\text{ш}}$ – массы поршневого комплекта и шатуна; ω – угловая скорость; R – радиус кривошипа; $\lambda = R/l_{\text{ш}}$ ($l_{\text{ш}}$ – длина шатуна).

Так как $\omega = \frac{\pi n}{30}$, силу P_j можно выразить как

$$P_j = C n^2, \quad (3.3)$$

где $C = \frac{\pi^2 R}{900} (m_{\text{пк}} + 0,275 m_{\text{ш}}) (1 + \lambda) = \text{const}$.

Максимальную газовую силу можно определить по формуле

$$P_{\Gamma} = F_{\text{п}} p_c, \quad (3.4)$$

где $F_{\text{п}}$ – площадь поршня; p_c – давление сжатия.

Давление сжатия определяется по формуле

$$p_c = p_a \varepsilon^{\eta}, \quad (3.5)$$

где p_a – давление начала сжатия; ε – степень сжатия; n_1 – показатель политропы сжатия.

Давление начала сжатия определяется по формуле

$$p_a = \frac{\eta_V(\varepsilon - 1) p_0 T'_0 + p_B T_0}{\varepsilon T_0}, \quad (3.6)$$

где η_V – коэффициент наполнения; p_0 – атмосферное давление (давление на впуске); T_0 – температура окружающего воздуха (температура воздуха на впуске); p_B – давление в конце расширения; $T'_0 = T_0 + \Delta t$ – повышение температуры воздуха за такт впуска.

Давление в конце расширения определяется по формуле

$$p_B = \frac{p_\Gamma}{\delta^{n_2}}, \quad (3.7)$$

где p_Γ – давление газов в конце такта сжатия (давление сжатия), т.е. $p_\Gamma = p_c$;

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}; \quad (3.8)$$

здесь ρ – степень предварительного расширения,

$$\rho = \frac{V_z}{V_c}; \quad (3.9)$$

здесь V_z – объем газов в конце сгорания; V_c – объем газов в конце сжатия.

При отсутствии рабочего процесса $V_z = V_c$ и $\rho = 1$. Тогда $\delta = \varepsilon$ и

$$p_B = \frac{p_c}{\varepsilon^{n_2}}. \quad (3.10)$$

При осуществлении способа холодной обкатки с повышенными нагрузочно-скоростными режимами для задания величины газовой нагрузки

следует установить взаимосвязь между давлением конца сжатия p_c и давлением на впуске p'_0 . Воспользовавшись выражением (2.6), получим:

$$p'_0 = \frac{T_0(p_a \varepsilon - p_b)}{\eta_V T'_0 (\varepsilon - 1)} = \frac{T_0 \left(\frac{p_c \varepsilon}{\varepsilon^{\eta_1}} - \frac{p_c}{\varepsilon^{\eta_2}} \right)}{\eta_V T'_0 (\varepsilon - 1)} = f(p_c). \quad (3.11)$$

Полученное выражение позволяет определить величину давления воздуха на впуске исходя из требуемого нагрузочного режима (p_c) на дополнительных ступенях холодной обкатки.

На величину давления воздуха на впуске оказывает влияние степень рециркуляции воздуха (угол поворота перепускной заслонки β), вследствие чего величина p'_0 может быть определена как

$$p'_0 = k_{\pi} p_p, \quad (3.12)$$

где p_p – давление в ресивере; k_{π} – коэффициент, учитывающий степень перепуска воздуха, зависящий от величины угла поворота β перепускной заслонки и показывающий, во сколько раз давление впуска меньше давления в ресивере.

Исходя из последнего выражения получим

$$p_p = p'_0 / k_{\pi}. \quad (3.13)$$

Анализ выражения (3.13) показывает, что с достаточной точностью создавать и поддерживать нагрузочный режим на двигатель в процессе холодной обкатки с повышенным давлением сжатия можно по давлению воздуха в ресивере, контролируя его величину по манометру.

Очевидно, что

$$k_{\pi} = f(\beta). \quad (3.14)$$

Согласно данным работы [50] при $30^\circ \leq \beta \leq 70^\circ$ зависимость $k_{\pi} = f(\beta)$ носит линейный характер и определяется как

$$k_{\pi} = a + b\beta, \quad (3.15)$$

где a и b – постоянные безразмерные коэффициенты, определяемые экспериментально; β – угол поворота перепускной заслонки, град.

Подставив выражения (3.14) и (3.6) в (3.5), получим расчетное значение давления конца сжатия $p_{\text{ср}}$:

$$p_{\text{ср}} = \frac{\eta_V(\varepsilon - 1)(a + b\beta) p_p T_0' + p_B T_0}{\varepsilon T_0} \varepsilon^{\eta_1}. \quad (3.16)$$

Известно, что на величину давления сжатия оказывает влияние частота вращения коленчатого вала двигателя [16]. При ее увеличении, с одной стороны, растет число циклов и выделяемой теплоты в единицу времени, а с другой стороны – сокращается время теплообмена в такте сжатия, уменьшаются утечки заряда через зазоры в сопряжении поршень-гильза цилиндра. Поэтому найденное по формуле (3.16) расчетное значение давления сжатия будет отличным от фактического из-за влияния частоты вращения коленчатого вала. Согласно данным работы [18], указанное различие раскрывается степенной зависимостью вида

$$p_c = p_{\text{ср}} \left(\frac{n_p}{n} \right)^q, \quad (3.17)$$

где n_p – частота вращения, при которой давление сжатия равно расчетному; n – текущее значение частоты вращения; q – показатель степени.

Тогда с учетом формулы (3.16) выражение (3.15) запишется следующим образом:

$$p_c = \frac{\eta_V(\varepsilon - 1)(a + b\beta) p_p T_0' + p_B T_0}{\varepsilon T_0} \left(\frac{n_p}{n} \right)^q \varepsilon^{\eta_1}. \quad (3.18)$$

Полученное выражение позволяет определять зависимость давления конца сжатия от частоты вращения n , давления в ресивере p_p и угла поворота перепускной заслонки β .

Тогда выражение (3.1) запишется в виде

$$P = \frac{\eta_V(\varepsilon - 1)(a + b\beta) p_p T_0' + p_B T_0 \left(\frac{n_p}{n}\right)^q}{\varepsilon T_0} F_n \varepsilon^{n_1} - Cn^2. \quad (3.19)$$

Таким образом, получена теоретическая зависимость, позволяющая определить суммарную силу, действующую на поршень, в зависимости от режима холодной обкатки, а также на ее основе обосновать нагрузочно-скоростной режим на дополнительных ступенях холодной обкатки.

3.3. Нагрузочно-скоростной режим на дополнительных ступенях холодной обкатки

Интенсивность процесса приработки сопряжений ДВС зависит от оптимальности нагрузочно-скоростного режима для каждого момента времени, определяющего условия контактирования поверхностей сопряжений и толщину масляной пленки. По мере приработки на данном режиме ее интенсивность снижается, и для ее повышения переходят на следующий повышенный нагрузочно-скоростной режим. Длительность ступеней обкатки определяют, как правило, экспериментальным путем, на основе контроля показателей, характеризующих интенсивность приработочных процессов, что требует проведения трудоемких исследований для каждого типа ДВС. При разработке новых способов обкатки, в случае обеспечения нагрузочно-скоростных режимов ступеней, близких к рекомендованным типовыми технологиями, длительности ступеней можно определить исходя из длительности типовых режимов.

Определить нагрузочно-скоростной режим на дополнительных ступенях холодной обкатки можно экспериментально-теоретическим путем из условия равенства суммарных сил, действующих на детали кривошипно-шатунного механизма на дополнительных ступенях холодной обкатки $P_{хо}$ и заменяемых ими ступенях горячей обкатки $P_{го}$. В этом случае

$$P_{хо} = P_{го} \quad (3.20)$$

или

$$P_{г.хо} - P_{jхо} = P_{г.го} - P_{jго}. \quad (3.21)$$

Определение газовых сил осуществляется расчетным путем или по результатам индицирования АТД на обкаточных режимах. Тогда

$$P_{г.го} = F_{п} p_z. \quad (3.22)$$

Для определения инерционных сил $P_{jхо}$ следует обосновать скоростной режим при холодной обкатке на дополнительных ступенях.

Известно, что трехфазные асинхронные машины с фазным ротором, используемые для обкатки автотракторных дизелей в составе обкаточно-тормозных стендов, имеют ограниченную частоту вращения (не более 1400–1450 мин⁻¹), поэтому эту частоту следует принять в качестве максимальной и действующей на последней ступени холодной обкатки. В качестве начальной частоты вращения следует принять частоту вращения, равную действующей частоте на последней ступени холодной обкатки по ТУ ГОСНИТИ. В силу этого при проведении холодной обкатки в составе обкаточно-тормозных стендов максимальная частота вращения на последних ступенях холодной обкатки не достигнет номинальной частоты вращения двигателя, в связи с чем продолжительность холодной обкатки значительно увеличивается.

При использовании для холодной обкатки приводных станций [91] (см. рис. 1.14), состоящих из асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором, соединенных через муфту сцепления и коробку перемены передач с коленчатым валом обкатываемого дизеля, частота вращения путем переключения

передач в коробке передач может ступенчато изменяться от минимальной (600–700 мин⁻¹) до номинальной. Существенно расширить диапазон частот вращения приводных станций можно применением двухскоростных асинхронных электродвигателей.

С учетом выражения (3.21) получаем

$$P_{г.хo} = P_{г.гo} - P_{jгo} + P_{jхo}. \quad (3.23)$$

Подставив в последнюю формулу выражение (3.3), имеем:

$$P_{г.хo} = P_{г.гo} - C(n_{гo}^2 - n_{хo}^2). \quad (3.24)$$

Заменим газовые силы через давления с учетом выражений (3.18), (3.23) и, задавшись частотой вращения и углом поворота перепускной заслонки, определим величину давления в ресивере на *i*-й ступени обкатки:

$$p_p = \frac{\varepsilon T_0 (p_z F_n - C(n_{гo}^2 - n_{хo}^2)) - \left(\frac{n_p}{n_{хo}}\right)^q \varepsilon^{\eta_1} F_n p_B T_0}{\eta_V T_0 \varepsilon^{\eta_1} F_n \left(\frac{n_p}{n_{хo}}\right)^q (\varepsilon - 1)(a + b\beta)}, \quad (3.25)$$

то есть $p_p = f(p_z, n_{гo}, n_{хo}, \beta)$.

Таким образом, задавать и контролировать нагрузочный режим можно по величине давления в ресивере, рассчитанной по формуле (3.25).

Нагрузочно-скоростные режимы дополнительных ступеней холодной обкатки дизеля Д-240 [48] на обкаточно-тормозном стенде типа КИ-5543 после капитального ремонта, определенные с помощью приведенной выше методики при давлении конца сгорания на тормозных ступенях горячей обкатки под нагрузкой, равном 5,0; 5,6 и 6,6 МПа, представлены в табл. 3.1.

Т а б л и ц а 3 . 1

Расчетные нагрузочно-скоростные режимы дополнительных ступеней холодной обкатки дизеля Д-240 на обкаточно-тормозном стенде

Номер ступени	Частота вращения n , мин ⁻¹	Давление в ресивере p_p , МПа
1	950	0,121
2	1150	0,139
3	1350	0,145

Таким образом, установлена аналитическая зависимость, позволяющая определять давление воздуха на впуске (в ресивере), требуемое для обеспечения повышенных газовых нагрузок на дополнительных ступенях холодной обкатки.

Нагрузочно-скоростные режимы ступеней холодной обкатки дизеля Д-240 на приводной станции после капитального ремонта, определенные по той же методике, представлены в табл. 3.2.

Т а б л и ц а 3 . 2

Расчетные нагрузочно-скоростные режимы ступеней холодной обкатки дизеля Д-240 на приводной станции

Номер ступени	Частота вращения n , мин ⁻¹	Давление в ресивере p_p , МПа
1	650	-
2	900	-
3	1450	-
4	1450	0,123
5	1800	0,145
6	2200	0,157

3.4. Продолжительность дополнительных ступеней холодной обкатки

При одинаковых значениях нагрузок, действующих на детали кривошипно-шатунного механизма, время приработки сопряжений на дополнительных ступенях холодной обкатки может быть определено из условия равенства работ сил трения на соответствующих ступенях холодной обкатки $A_{\text{тр.хo}}$ и заменяемых ими ступенях горячей обкатки под нагрузкой $A_{\text{тр.гo}}$:

$$A_{\text{тр.хo}} = A_{\text{тр.гo}}. \quad (3.26)$$

Работу сил трения можно определить по известной формуле

$$A_{\text{тр}} = N_{\text{мп}} t, \quad (3.27)$$

где $N_{\text{мп}}$ – мощность механических потерь; t – время.

Мощность механических потерь в дизеле складывается из потерь на трение во всех механизмах дизеля, потерь на привод вспомогательных агрегатов, потерь на насосные ходы и может быть определена по формуле [55]:

$$N_{\text{мп}} = \frac{p_{\text{мп}} V_h n i}{30 \tau_d}, \quad (3.28)$$

где $p_{\text{мп}}$ – среднее давление механических потерь; V_h – рабочий объем цилиндра; n – частота вращения; i – число цилиндров; τ_d – тактность двигателя.

Для конкретной марки дизеля $C = \frac{V_h i}{30 \tau_d} = \text{const}$ и

$$N_{\text{мп}} = C n p_{\text{мп}}. \quad (3.29)$$

Потери мощности на трение составляют основную часть механических потерь ДВС (до 80 % всех потерь). При этом на трение в цилиндро-поршневой группе приходится 45–55 % и на трение в подшипниках – до 20 % всех внутренних потерь. Потери на трение зависят от газовых сил и сил инерции,

нагружающих трущиеся пары, физико-механических параметров поверхностей, условий смазки и других факторов [98].

Так как наибольшую долю среднего давления механических потерь ДВС составляют потери на трение, то часто принимают линейной зависимостью среднего давления механических потерь от средней скорости поршня $W_{п.ср}$ [55]:

$$p_{мп} = (a_1 + b_1 W_{п.ср}), \text{ или } p_{мп} = f(n), \quad (3.30)$$

где a_1 и b_1 – экспериментальные коэффициенты ($a_1 = 0,105$; $b_1 = 0,012$ [72]).

Средняя скорость поршня определяется по формуле:

$$W_{п.ср} = Sn/30, \quad (3.31)$$

где S – ход поршня; n – частота вращения.

С увеличением нагрузки на детали и сопряжения дизеля при холодной обкатке с повышенным давлением сжатия насосные потери уменьшаются вследствие уменьшения разности между давлениями воздуха на впуске и выпуске, которые в этом случае приблизительно равны давлению в ресивере p_p , однако работа трения возрастает, повышая эффективность приработочных процессов. В связи с этим для приближенного определения среднего давления механических потерь при рециркуляции воздуха с дополнительной подачей сжатого воздуха можно воспользоваться формулой для определения среднего давления механических потерь дизеля с наддувом:

$$p_{мп} = 10(a_1 + b_1 W'_{пс.рi})p_p, \text{ или } p_{мп} = f(n, p_p), \quad (3.32)$$

где $W'_{пс.рi}$ – средняя скорость поршня на i -й ступени холодной обкатки.

Тогда с учетом выражений (3.26), (3.29), (3.30) и (3.32) получим формулу для определения продолжительности i -й ступени холодной обкатки с повышенным давлением сжатия:

$$t'_i = \frac{(a_1 + b_1 W'_{пс.рi}) n_i t_i}{10(a_1 + b_1 W'_{пс.рi}) n'_i p_{pi}}, \quad (3.33)$$

где t_i и n_i – время и частота вращения i -й ступени горячей обкатки под нагрузкой; t'_i , n'_i , p_{pi} – время, частота вращения и давление в ресивере i -й ступени холодной обкатки.

Результаты расчета продолжительности дополнительных ступеней холодной обкатки при проведении обкатки на обкаточно-тормозном стенде и на приводной станции представлены в табл. 3.3. и 3.4.

Т а б л и ц а 3 . 3

Расчет продолжительности дополнительных ступеней холодной обкатки при проведении обкатки на обкаточно-тормозном стенде

Ступень	$n_{го}$	$t_{го}$	$n_{хо}$	$t_{хо}$
1	2200	10	950	27
2	2200	10	1150	18
3	2200	15	1350	21

Т а б л и ц а 3 . 4

Расчет продолжительности дополнительных ступеней холодной обкатки при проведении обкатки на приводной станции

Ступень	$n_{го}$	$t_{го}$	$n_{хо}$	$t_{хо}$
1	2200	10	1450	15
2	2200	10	1800	10
3	2200	15	2200	10

Результаты расчета продолжительности дополнительных ступеней показывают, что при проведении холодной обкатки с повышенным давлением конца сжатия на обкаточно-тормозном стенде время этапа холодной обкатки значительно больше (на 21 мин) времени этапа холодной обкатки на приводной

станции, что объясняется пониженными значениями частот вращения и давлений в ресивере.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных многолетних исследований доказано, что обкатка с использованием динамических режимов нагружения обладает целым рядом преимуществ по сравнению с традиционной тормозной обкаткой на режимах, рекомендованных ГОСНИТИ.

В частности, разработанная технология отдельной обкатки позволяет проводить холодную приработку на обкаточном стенде, а этап горячей приработки на холостом ходу и горячей приработки с динамическим нагружением непосредственно на транспортной машине в стационарных условиях (на специальных или приспособленных открытых площадках). Данный вариант предназначен для проведения технологической обкатки различных дизелей после капитального ремонта в условиях мастерских предприятий агропромышленного комплекса, станций технического обслуживания и небольших ремонтных предприятий. В состав обкаточного стенда для выполнения холодной приработки входит приводная электростанция или ее заменяет серийный обкаточно-тормозной стенд. Горячая приработка выполняется с помощью разработанной системы управления бестормозной обкаткой.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. А.с. №1574871 (СССР). Способ приработки двигателя внутреннего сгорания [Текст] / А.В. Линник, А.Е. Горель, Ю.А. Диденко. – Оpubл. в БИ №24. – 1990.

2. А.с. №1665249 (СССР). Способ ускоренных стендовых испытаний дизеля [Текст] / А.Ф. Шеховцев, Ф.И. Абрамчук, Ю.С. Бородин, А.О. Кирилюк. – Оpubл. в БИ №27. – 1991.

3. А.с. №1326938 (СССР). Стенд для обкатки двигателя внутреннего сгорания [Текст] / А.В. Николаенко, С.В. Тимохин и др. – Оpubл. в БИ № 28. – 1987.

4. А.с. № 1451582 (СССР). Способ приработки двигателя внутреннего сгорания и устройство для его осуществления [Текст] / А.В. Николаенко, С.В. Тимохин, А.В. Соминич. – Оpubл. в БИ № 2. – 1989.

5. А.с. № 883543 (СССР). Способ обкатки двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Н.С. Ждановский, А.В. Николаенко, В.П. Зуев. – Оpubл. в БИ №43. – 1981.

6. А.с. № 1343271. СССР МКИ⁴ G 01 M 15/00 Устройство для холодной обкатки цилиндрико-поршневой группы двигателя внутреннего сгорания [Текст] / А.В. Николаенко, С.В. Тимохин и др. – Оpubл. в Б.И. № 37, 1987.

7. Вайнштейн, Г.Я. Влияние колебательных воздействий нагрузки на показатели работы тракторных дизелей и способы их улучшения [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Г.Я. Вайнштейн. – Л., 1984. – 16 с.

8. Васильев, Б.С. Ремонт дорожных машин, автомобилей и тракторов [Текст] / Б.С. Васильев [и др.]; под ред. В.А. Зорина. – М.: Мастерство, 2001. – 512 с.

9. ГОСТ Р 53056 – 2008. Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки [Текст]. – 25с.

10. Горель, А.Е. Исследование дросселирования впуска и рециркуляции отработавших газов в системе снижения вредных выбросов при обкатке дизелей [Текст] / А.Е. Горель // Двигателестроение. – 1988. – №12. – С. 11–13.

11. Датчик для многопозиционного контроля положения [Текст]: пат. 2248579. Россия, МПК G01 R27/28 / Г.И. Шаронов, В.А. Кучерук, А.С. Ширшиков, Э.Р. Домке, Ю.В. Родионов; Пенз. гос. арх.-стр. академия. – № 2003113817/28; Заяв. 12.05.2003; Оpubл. 20.03.2005; Бюл. № 8.

12. Датчик для трехпозиционного контроля положения [Текст]: пат. 2248580. Россия, МПК G01 R27/28 / Г.И. Шаронов, В.А. Кучерук, А.С. Ширшиков, Э.Р. Домке, Ю.В. Родионов; Пенз. гос. арх.-стр. академия. – № 2003113949/28; Заяв. 12.05.2003; Оpubл. 20.03.2005; Бюл. № 8.

13. Датчик для многопозиционного контроля положения [Текст]: пат. 2248581. Россия, МПК G01 R27/28 / Г.И. Шаронов, А.С. Ширшиков, В.А. Кучерук, Э.Р. Домке, Ю.В. Родионов; Пенз. гос. арх.-стр. академия. – № 2003114012/28; Заяв. 12.05.2003; Оpubл. 20.03.2005; Бюл. № 8.

14. Датчик для трехпозиционного контроля положения [Текст]: пат. 2262657. Россия, МПК G01 R27/28 / Г.И. Шаронов, В.А. Кучерук, А.С. Ширшиков, Э.Р. Домке, Ю.В. Родионов; Пенз. гос. арх.-стр. академия. – № 2003114011/28; Заяв. 12.05.2003; Оpubл. 20.10.2005; Бюл. № 29.

15. Датчик для трехпозиционного контроля положения [Текст]: пат. 2288478 Россия, МПК G01 R27/28 / Г.И. Шаронов, В.А. Кучерук, А.С. Ширшиков, Э.Р. Домке, Ю.В. Родионов.; Пенз. гос. арх.-стр. академия. – № 2003114585/28; Заяв. 12.05.2003; Оpubл. 27.11.2006; Бюл. № 33.

16. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 456 с.

17. Двигатель спортивного автомобиля Renault 5 turbo [Текст] // Экспресс-информация. Поршневые и газотурбинные двигатели. – М.: ВИНТИ, 1982. – №4. – С. 10–11.

18. Дерябин, А.А. Смазка и износ дизелей [Текст] / А.А. Дерябин. – Л.: Машиностроение, 1974. – 182 с.

19. Дизели Д-108, Д-160 и их модификации [Текст]: Дополнение к руководству по капитальному ремонту 51 РК. – Челябинск: ЧТЗ, 1988. – 22 с.

20. Дизель Д-144 и его модификации. Технические требования на капитальный ремонт. ТК 10-05.0001.016-87. – М.: ГОСНИТИ, 1988. – 92 с.

21. Дизели тракторные и комбайновые [Текст]: Общее руководство по капитальному ремонту. – М.: ГОСНИТИ, 1990. – 39 с.

22. Добролюбов, И.П. Динамический метод диагностики автотракторных двигателей [Текст]: методические рекомендации СИБИМЭ / И.П. Добролюбов, В.М. Лившиц. – Новосибирск, 1981. – Ч.1. – С. 42–112.

23. Добролюбов, И.П. Динамический метод диагностики автотракторных двигателей [Текст]: методические рекомендации СИБИМЭ / И.П. Добролюбов [и др.]. – Новосибирск, 1981. – Ч. 2 – 109 с.

24. Лившиц, В.М. Динамический метод диагностики автотракторных двигателей [Текст]: методические рекомендации СИБИМЭ / В.М. Лившиц [и др.]. – Новосибирск, 1983. – Ч. 3 – 115 с.

25. Лившиц, В.М. Динамический метод диагностики автотракторных двигателей [Текст]: методические рекомендации СИБИМЭ / В.М. Лившиц [и др.]. – Новосибирск, 1983. – Ч. 4. – 88 с.
26. Лившиц, В.М. Динамический метод диагностики автотракторных двигателей [Текст]: Методические рекомендации СИБИМЭ / В.М. Лившиц [и др.]. – Новосибирск, 1984. – Ч. 5 – 115 с.
27. Ждановский, Н.С. Бестормозные испытания тракторных двигателей [Текст] / Н.С. Ждановский – М.: Машиностроение, 1966. – 176 с.
28. Карагодин, В.И. Ремонт автомобилей и двигателей [Текст] / В.И. Карагодин, Н.Н. Митрохин. – М.: Мастерство, 2002. – 496 с.
29. Карасик, И.И. Прирабатываемость материалов для подшипников скольжения [Текст] / И.И. Карасик. – М.: Наука, 1978. – 136 с.
30. Карпенко, М.А. Интенсификация процесса приработки двигателей УМЗ применением присадок в масло с поверхностно-активными и химически-активными веществами [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03 / М.А. Карпенко. – Пенза, 2002. – 18 с.
31. Куратов, А.И. Обкатка и испытания автотракторных двигателей после ремонта [Текст] / А.И. Куратов. – М.: МАШГИЗ, 1959. – 77 с.
32. Костин, А.К. Работа дизелей в условиях эксплуатации [Текст] / А.К. Костин. – Л.: Машиностроение, 1989. – 284 с.
33. Корба, Н.Я. О влиянии разрежения на впуске и противодействия на выпуске на показатели дизеля СМД-14 с турбонаддувом [Текст] / Н.Я. Корба [и др.]. // Тракторы и сельхозмашины. – 1968. – №1. – С. 16–17.
34. Кошкин, В.К. Особенности конструкции автомобиля ЗИЛ-4331 и его агрегатов [Текст] / В.К. Кошкин // Автомобильная промышленность. – 1987. – №2. – С. 22–24.
35. Кривенко, П.П. Ремонт дизелей сельхозназначения [Текст] / П.П. Кривенко. – М.: Агропромиздат, 1990. – 271 с.

36. Лившиц, В.М. Повышение эффективности эксплуатационного контроля в системе технического обслуживания сельскохозяйственной техники [Текст]: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / В.М. Лившиц. – Новосибирск, 1984. – 37 с.

37. Маркарян, Г.А. Современные конструкции тормозных систем автобусов [Текст] / Г.А. Маркарян, А.А. Барашков, Н.К. Дьячков // Автомобильная промышленность. – 1991. – №8. – С. 10–12.

38. Машатин, В.И. Тормозные системы автомобилей ЗИЛ [Текст] / В.И. Машатин, Р.А. Меламуд // Автомобильная промышленность. – 1987. – №10. – С. 8–10.

39. Методические рекомендации по комплексной оценке эффективности мероприятий, направленных на ускорение научно-технического прогресса [Текст]. – М.: ГКНТ, 1988. – 12с.

40. Моисеев, К.Л. Повышение эффективности приработки дизелей совершенствованием технологии и средств обкатки с динамическим нагружением [Текст]: автореф. дис...канд. техн. наук: 05.20.03 / К.Л. Моисеев. – Пенза, 2012. – 19 с.

41. Моисеев, К.Л. Исполнительный механизм микропроцессорной системы управления обкаткой дизелей с динамическим нагружением / К.Л. Моисеев, С.В. Тимохин // Машинно-технологическая станция. – 2011. – № 1. – С. 34-36.

42. Моисеев, К.Л. Обкатка дизелей с динамическим нагружением [Текст] / К.Л. Моисеев, С.В. Тимохин // Сельский механизатор. – 2011. – №12. – С. 32-33.

43. Моисеев, К.Л. Расчетно-теоретическое обоснование режимов и средств холодной обкатки ДВС после текущего ремонта (на примере дизеля Д-144-32) / К.Л. Моисеев, С.В. Тимохин // Вклад молодых ученых в инновационное развитие АПК России: сб. материалов Всерос. НПК. – Пенза: РИО ПГСХА, 2011. – Т.2. – С. 52-55.

44. Монахов, В.А. Оптимизация параметров обкатки дизеля Д-160 в бестормозных неустановившихся режимах [Текст] / В.А. Монахов, Ю.В. Родионов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей, тракторов и автомобилей: сб. науч. тр. междунар. науч.-техн. конф. – СПб., 2004. – С. 68-73.

45. Морунков, А.Н. Анализ сил и моментов, действующих в сопряжениях двигателя при холодной приработке со статико-динамическим нагружением [Текст] / А.Н. Морунков, О.А. Царев // Инновации молодых ученых – агропромышленному комплексу: сб. материалов НПК. – Пенза: РИО ПГСХА, 2007. – С. 78-79.

46. Морунков, А.Н. Результаты исследования режимов статико-динамического нагружения двигателей [Текст] / А.Н. Морунков, О.А. Царев // Агропромышленный комплекс: состояние, проблемы, перспективы: сб. материалов междунар. НПК. – Пенза – Нейбранденбург: РИО ПГСХА, 2007. – С. 74-75.

47. Морунков, А.Н. Устройство для холодной приработки двигателя внутреннего сгорания [Текст] / А.Н. Морунков, О.А. Царев // Вестник Саратовского государственного аграрного университета им. Н.И. Вавилова. – 2007. – №6. – С. 53-55.

48. Морунков, А.Н. Теоретическое обоснование режимов раздельной обкатки автотракторных дизелей [Текст] / А.Н. Морунков. – Пенза, 1999. – 16 с. (депон. во ВНИИГПЭАГРОПРОМ №5 вс-2000).

49. Морунков, А.Н. Энерго-ресурсосбережение при ремонте тракторных дизелей путем разработки и реализации технологии раздельной обкатки [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03 / А.Н. Морунков. – СПб., 2000. – 18 с.

50. Мухин, Е.М. Приработка и испытание автомобильных двигателей: пособие для рабочих авторемонтных предприятий [Текст] / Е.М. Мухин, И.И. Столяров. – М.: Транспорт, 1981. – 62 с.

51. Курчаткин, В.В. Надежность и ремонт машин [Текст] / В.В. Курчаткин [и др.]. – М.: Колос, 2000. – 776 с.

52. Найдыш, А.Ф. Влияние добавления горячих отработавших газов к свежему воздушному заряду на работу дизелей при низких температурах [Текст] / А.Ф. Найдыш // Экспресс-информация. поршневые и газотурбинные двигатели. – М.: ВИНТИ, 1992. – №12. – С. 47–51.

53. Нечаев, Л.В. Влияние противодействия на выпуске за турбоагрегатом четырехтактного транспортного дизеля на основные показатели его работы [Текст] / Л.В. Нечаев, В.П. Пятков // Двигателестроение. – 1981. – №10. – С. 47–50.

54. Николаев, А.В. Технология обкатки тракторных дизелей с турбонаддувом в бестормозных неустановившихся режимах после текущего ремонта [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / А.В. Николаев. – Л.: Пушкин, 1991. – 20 с.

55. Николаенко, А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей [Текст] / А.В. Николаенко. – М.: Колос, 1992. – 414 с.

56. Новая система торможения ДВС фирмы Mercedes benz [Текст] // Экспресс-информация. Поршневые и газотурбинные двигатели. – М.: ВИНТИ, 1991.

57. О влиянии разрежения на впуске и противодействия на выпуске на показатели дизеля СМД-14 с турбонаддувом [Текст] // Тракторы и сельскохозяйственные машины: сб. науч. тр. МГАУ. – М., 1993. – С. 19–21.

58. Обкатка и испытания тракторных и комбайновых дизелей на ремонтных предприятиях Госкомсельхозтехники. РТМ 70.0001.078-82 [Текст]. – М.: ГОСНИТИ, 1983. – 93 с.

59. Обкатка и испытания тракторных и комбайновых дизелей при капитальном ремонте [Текст]: руководящий технический материал. – М.: ГОСНИТИ, 1988. – 74 с.

60. Стенд для приработки двигателя внутреннего сгорания [Текст]: пат. 2027982. Россия, МПК G01 M15/00 / С.В Тимохин, А.В Николаенко, Ю.В. Родионов; Ленинградский СХИ. № 5036198/06; заяв. 07.04.92; опубл. 27.01.1995; Бюл. № 3.

61. Способ приработки двигателя внутреннего сгорания и устройство для его осуществления [Текст]: пат. 2157515. Россия, МПК G01 M15/00, F02 B79/00 /С.В. Тимохин, Ю.В. Родионов, А.Н. Морунков, Д.А. Уханов; Пенз. гос. с/х академия. – № 99101998/06; заяв. 27.01.1999; опубл. 10.10.2000; Бюл. № 28.

62. Патент 66527 на полезную модель G01M15/00, F02B79/00. Устройство для холодной приработки цилиндро-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания [Текст] / С.В. Тимохин, А.Н. Морунков, О.А. Царев (РФ); заявл. 15.06.07; № 2007122656; опубл. 10.09.07; Бюл. № 25.

63. Патент 87017 на полезную модель G01M15/00, F02B79/00. Устройство для холодной приработки цилиндро-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания [Текст] / С.В. Тимохин, А.Н. Морунков, Р.Ю. Соловьев, О.А. Царев, К.Л. Моисеев (РФ); заявл. 30.06.09; № 2009125173; ОПУБЛ. 20.09.09; Бюл. № 26.

64. Послепусковой прогрев дизеля с использованием рециркуляции отработавших газов [Текст] // Двигателестроение. – 1983. – №7. – С. 40–42.

65. Невгод, А.А. Обкатка тракторных и комбайновых двигателей после ремонта [Текст] / А.А. Невгод. – М.: Колос, 1968. – 79 с.

66. Николаенко, А.В. Разработка и исследование автоматизированной системы управления обкаточными стендами с контролем качества ремонта дви-

гателей [Текст] / А.В. Николаенко // Науч. отчет ЛСХИ. №гp81030242; инв. № ВНТИЦ 0287.0050952. – Л., 1985. – 52 с.

67. Николаенко, А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей [Текст] / А.В. Николаенко. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1992. – 414 с.

68. Родионов, Ю.В. Бестормозная обкатка автотракторных двигателей [Текст] / Ю.В. Родионов. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2005. – 260 с.

69. Родионов, Ю.В. Бестормозная обкатка дизеля [Текст] / Ю.В. Родионов // Автомобильная промышленность. – 2004. – № 5. – С. 21–24.

70. Родионов, Ю.В. Датчик многопозиционного контроля положения [Текст] / Ю.В. Родионов // Строительные и дорожные машины. – 2004. – № 12. – С. 14–15.

71. Родионов, Ю.В. Результаты экспериментальных исследований дизеля 4 ЧН 14,5/20,5 на бестормозных неустановившихся режимах [Текст] / Ю.В. Родионов // Улучшение эффективных, экологических и ресурсных показателей энергетических установок с/х тракторов и автомобилей: сб. науч. тр. СПГАУ. – СПб., 1993. – С. 79–80.

72. Родионов, Ю.В. Ресурсосберегающая технология обкатки дизеля 4 ЧН 14,5/20,5 (Д-160) [Текст] / Ю.В. Родионов // Строительные и дорожные машины. – 2003. – №12. – С. 18-20.

73. Родионов, Ю.В. Стенд для отдельной обкатки двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Ю.В. Родионов // Строительные и дорожные машины. – 2004 – № 8. – С. 23–25.

74. Родионов, Ю.В. Технология отдельной обкатки двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Ю.В. Родионов // Строительные и дорожные машины. – 2004. – № 4. – С. 24–27.

75. Родионов Ю.В. Теоретические основы бестормозной обкатки дизелей [Текст] / Ю. В. Родионов. – Пенза: ПГУАС, 2008. - 140 с.

76. Родионов, Ю.В. Технология обкатки тракторных дизелей Д-160 АО «Уралтрак» после капитального ремонта путем применения динамических режимов нагружения [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Ю.В. Родионов. – СПб., 1993. – 17 с.

77. Родионов, Ю.В. Исследование показателей рабочего процесса дизелей при бестормозной обкатке [Текст] / Ю.В. Родионов // Строительные и дорожные машины.– 2006. – № 6 . – С. 31-33.

78. Родионов, Ю.В. Способ повышения эффективности режимов динамического нагружения при обкатке дизелей [Текст] / Ю.В. Родионов, А.Н. Морунков // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей тракторов и автомобилей: тез. докл. науч.-техн. семинара стран СНГ. – СПб., 1998. – С. 69–70.

79. Родионов, Ю.В. Теория и практика применения динамических режимов нагружения двигателей внутреннего сгорания при эксплуатации автомобилей [Текст]: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.10 / Ю.В. Родионов. – Пенза, 2006. – 35 с.

80. Савченко, Н.З. Теоретические и экспериментальные основы процесса приработки сопряженных деталей двигателей внутреннего сгорания [Текст]: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.412 / Н.З. Савченко. – Киев, 1971. – 55 с.

81. Справочник по триботехнике [Текст] / под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. – В 3-х т. – Т.1 Теоретические основы. – М.: Машиностроение, 1989. – 400 с.

82. Тимохин, С.В. Альтернативные технологии обкатки автотракторных дизелей / С.В. Тимохин, А.Н. Морунков, О.А. Царев, К.Л. Моисеев // Машинно-технологическая станция. – 2009. – №2. – С. 21-22.

83. Тимохин, С.В. Метод и энергоресурсосберегающая технология бестормозной обкатки тракторных дизелей при текущем ремонте [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / С.В. Тимохин. – Л., 1987. – 17 с.

84. Тимохин С.В. Методы повышения эффективности холодной обкатки дизелей [Текст] / С.В. Тимохин, Ю.В. Родионов, А.Н. Морунков. – Пенза: ПГУАС, 2012. – 152 с.

85. Тимохин, С.В. Обкатка дизелей с динамическим нагружением [Текст] / С.В. Тимохин // Материалы НПК профессорско-преподавательского состава и специалистов сельского хозяйства. – Пенза, 1997. – С. 11-12.

86. Тимохин, С.В. Обкатка ДВС с динамическим нагружением и ее практическая реализация [Текст] / С.В. Тимохин, А.Н. Морунков // Проблемы развития машинных технологий и технических средств производства сельскохозяйственной продукции: сб. науч. тр. НПК, посвященной 50-летию инж. ф-та Пензенской ГСХА. – Пенза: РИО ПГСХА, 2002. – С. 134-136.

87. Тимохин, С.В. Обоснование модульных методов и средств обкатки автотракторных дизелей при использовании динамических режимов нагружения [Текст] / С.В. Тимохин // Улучшение эффективных, экологических и ресурсных показателей энергетических установок сельскохозяйственных тракторов и автомобилей: сб. науч. тр. СПГАУ. – СПб., 1997. – С. 83–87.

88. Тимохин, С.В. Результаты лабораторных исследований автоматизированной системы управления обкаткой ДВС с динамическим нагружением [Текст] / С.В. Тимохин, К.Л. Моисеев // Нива Поволжья. – 2011. – №2(19). – С. 84-89.

89. Тимохин, С.В. Результаты экспериментальных исследований обкатки дизеля Д-144-32 после текущего ремонта на стенде КИ-28263 с микропроцессорной системой управления [Текст] / С.В. Тимохин, К.Л. Моисеев, О.А. Царев // Нива Поволжья. – 2011. – №3(20). – С. 79-83.

90. Тимохин, С.В. Результаты экспериментальных исследований автоматизированной системы управления обкаткой автотракторных дизелей с динамическим нагружением [Текст] / С.В. Тимохин, К.Л. Моисеев // Проблемы

качества и эксплуатации автотракторных средств: материалы VI Междунар. НТК. – Пенза: ПГУАС, 2010. – Ч.1. – С. 356.

91. Тимохин, С.В. Повышение эффективности холодной обкатки двигателей [Текст] / С.В. Тимохин, Ю.В. Родионов // Тезисы докл. науч.-техн. семинара стран СНГ “Улучшение эксплуатационных показателей двигателей тракторов и автомобилей” СПГАУ. – СПб., 1997. – С. 42.

92. Тимохин, С.В. Энергоресурсосбережение при обкатке тракторных дизелей путем создания и реализации в ремонтном производстве модулей с динамическим нагружением [Текст]: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / С.В. Тимохин. – СПб., 1999. – 37 с.

93. Тимохин, С.В. Стенд для обкатки ДВС с динамическим нагружением КИ-28263 [Текст] / С.В. Тимохин, К.Л. Моисеев, А.В. Шкинев // Инновационные идеи молодых исследователей для агропромышленного комплекса России: сб. матер. науч. студ. конф. – Пенза: РИО ПГСХА, 2009. – С. 103.

94. Тимохин, С.В. Разработка модулей для обкатки автотракторных дизелей в динамических режимах [Текст] / С.В. Тимохин, Ю.В. Родионов // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей, тракторов и автомобилей: тез. докл. науч.-техн. семинара стран СНГ. – СПб., 1996. – С. 62–63.

95. Тимохин, С.В. Стенд для обкатки дизеля 4 ЧН 14,5/20,5 на бестормозных динамических режимах [Текст] / С.В. Тимохин, Ю.В. Родионов // Улучшение эффективных, экологических и ресурсных показателей энергетических установок с/х тракторов и автомобилей: сб. науч. тр. СПГАУ. – СПб., 1993. – С. 29–32.

96. Тимохин, С.В. Технология отдельной обкатки автотракторных двигателей [Текст] / С.В. Тимохин, Ю.В. Родионов, А.Н. Морунков // Тезисы докл. науч.-техн. семинара стран СНГ «Улучшение эксплуатационных показателей двигателей, тракторов и автомобилей». – СПб., 1999. – С. 93–94.

97. Тормозная система автобусов семейства Икарус-200 [Текст] // Автомобильный транспорт. – 1976. – №6. – С. 37–40.
98. Петриченко, Р.М. Трение и теплопередача в поршневых кольцах двигателей внутреннего сгорания [Текст]: справочное пособие / Р.М. Петриченко [и др.]; под ред. Р.М. Петриченко. – Л.: Изд-во Ленинградского ун-та, 1990. – 248 с.
99. Турбокомпрессор с переменной геометрией [Текст] // Экспресс-информация. Поршневые и газотурбинные двигатели. – М.: ВИНТИ, 1986. – №32. – С. 8–11.
100. Улитовский Б.А. К определению показателей работы тракторных двигателей на основе бестормозных режимов [Текст] / Б.А. Улитовский // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – Л., 1961. – С. 25–30 (Записки ЛСХИ, т. 82).
101. Устройство измерительное ИМД-ЦМ [Текст]: Техническое описание и инструкция по эксплуатации 2.781.802 ТО. – 1990. – 82 с.
102. Осыко В.В. Устройство и эксплуатация автомобиля КАМАЗ-4310 [Текст]: учеб. пособие / В.В. Осыко [и др.]. – М.: Патриот, 1991. – 351 с.
103. Храмцов, Н.В. Надежность отремонтированных автотракторных двигателей [Текст] / Н.В. Храмцов. – М.: Росагропромиздат, 1989. – 159 с.
104. Храмцов, Н.В. Обкатка и испытание автотракторных двигателей [Текст]: / Н.В. Храмцов, А.Е. Королев, В.С. Малаев. – М.: Агропромиздат, 1991. – 125 с.
105. Хуциев, А.И. Двигатели внутреннего сгорания с регулируемым процессом сжатия [Текст] / А.И. Хуциев. – М.: Машиностроение, 1985. – 104 с.
106. Шестицилиндровый двигатель BMW с выключаемой группой цилиндров [Текст] // Экспресс-информация. Поршневые и газотурбинные двигатели. – М.: ВИНТИ, 1982. – №4. – С. 8–10.

107. Царев, О.А. Результаты исследований процесса статико-динамического гидроимпульсного нагружения сопряжений Д-144 [Текст] / О.А. Царев, С.В. Тимохин, К.Л. Моисеев // Вклад молодых ученых в инновационное развитие АПК России: сб. материалов Всерос. НПК молодых ученых. – Пенза: РИО ПГСХА, 2009. – С. 33-35.

108. Царев, О.А. Способ и технические средства холодной обкатки дизелей со статико-динамическим нагружением [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03 / О.А. Царев. – Пенза, 2010. – 20 с.

109. Царев, О.А. Теоретические и экспериментальные исследования режимов статико-динамического нагружения дизелей [Текст] / О.А. Царев // Нива Поволжья. – №3. – 2007. – С. 57-61.

110. Царев, О.А. Холодная приработка мотора [Текст] / О.А. Царев // Сельский механизатор. – 2007. – №11. – С. 42-43.

111. Цыпцын, В.И. Повышение долговечности отремонтированных дизелей совершенствованием технологии приработки и применением упрочняющих покрытий [Текст]: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.03 / В.И. Цыпцын. – М., 1991. – 36 с.

О Г Л А В Л Е Н И Е

ВВЕДЕНИЕ.....	1
1. РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ОБКАТКИ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ С ДИНАМИЧЕСКИМ НАГРУЖЕНИЕМ	11
1.1. Альтернативная технология обкатки автотракторных двигателей	11
1.2. Анализ сил и моментов, действующих при обкатке	16
1.3. Особенности рабочего процесса дизелей в условиях неустановившихся режимов	29

1.4. Варианты циклов динамического нагружения	42
1.4.1. Цикл динамического нагружения с максимальной подачей топлива	43
1.4.2. Цикл динамического нагружения с постоянной мощностью при разгоне	45
1.4.3. Цикл динамического нагружения с постоянным крутящим моментом	50
1.4.4. Цикл динамического нагружения с дополнительными инерционными массами	52
1.4.5. Цикл динамического нагружения с дросселированием газов на выпуске.....	55
1.5. Модели циклов динамического нагружения	58
1.5.1. Нагрузочные модели циклов динамического нагружения	58
1.5.2. Скоростные модели циклов динамического нагружения	61
1.5.3. Энергетическая модель цикла динамического нагружения	63
1.5.4. Экономическая модель цикла динамического нагружения.....	67
2. МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОЧНО-СКОРОСТНЫХ РЕЖИМОВ И РЕГЛАМЕНТОВ ОБКАТКИ ДИЗЕЛЕЙ С ДИНАМИЧЕСКИМ НАГРУЖЕНИЕМ	70
2.1. Методика обоснования нагрузочных режимов обкатки с динамическим нагружением	70
2.2. Методика обоснования скоростного режима при обкатке дизелей с динамическим нагружением	73
2.3. Методика определения продолжительности ступеней обкатки с динамическим нагружением	78
2.4. Методика расчета потребления электроэнергии при обкатке дизелей	82
2.5. Методика расчета управляющих воздействий на рейку ТНВД при обкатке дизелей с динамическим нагружением	85
2.6. Методика расчета управляющих воздействий на рычаг РЧВ ТНВД при обкатке дизелей с динамическим нагружением	96

3. РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДОВ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОБКАТКИ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ	100
3.1. Применение дросселирования и рециркуляции газов и воздуха в двигателях внутреннего сгорания	100
3.2. Обоснование способа холодной обкатки с повышенными нагрузочно- скоростными режимами	106
3.3. Нагрузочно-скоростной режим на дополнительных ступенях холодной обкатки	112
3.4. Продолжительность дополнительных ступеней холодной обкатки.....	116
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	119
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	120