МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Пензенский государственный университет архитектуры и строительства» (ПГУАС)

> С.В. Тимохин Ю.В. Родионов

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ОБКАТКИ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Пенза 2013

УДК 621.43.004.67(035.3) ББК 39.35 Т41

Рецензент – доктор технических наук, профессор Ю.А. Дьячков (ПГУ)

Тимохин С.В.

 Т41 Современные технологии обкатки автотракторных двигателей: моногр. / С.В. Тимохин, Ю.В. Родионов. – Пенза: ПГУАС, 2013. – 284 с. ISBN 978-5-9282-0957-5

Изложены теоретические результаты исследований основы И обкатки альтернативной технологии автотракторных двигателей в бестормозных неустановившихся режимах. Представлены конструкции исреализации механизмов циклов динамического полнительных для нагружения и стендов для альтернативной технологии обкатки двигателей после текущего и капитального ремонта, а также технологический процесс бестормозной обкатки автотракторных дизелей.

Монография подготовлена на кафедре «Эксплуатация автомобильного транспорта» и предназначена для специалистов авторемонтного производства, студентов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров 190600 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

ISBN 978-5-9282-0957-5

© Пензенский государственный университет архитектуры и строительства, 2013 © Тимохин С.В., Родионов Ю.В., 2013

ПРЕДИСЛОВИЕ

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), обусловливает 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.

Целью данной работы является обобщение теоретического и практического материала, полученного в результате экспериментов, проведенных с участием авторов в Санкт-Петербургском государственном аграрном университете, Пензенской государственной сельскохозяйственной академии и Пензенском государственном университете архитектуры и строительства.

Авторы будут благодарны за возможные замечания и предложения и просят направлять свои отзывы и пожелания по адресу: 440028, г. Пенза, ул. Г.Титова, 28, Пензенский государственный университет архитектуры и строительства, кафедра «Эксплуатация автомобильного транспорта». Тел. (8412) 49-83-30, факс (8412) 49-72-77, E-mail: <u>dekauto@pguas.ru</u>.

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.



Схема полной обкатки автотракторного двигателя

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 достигается необхолимой не 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.

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 производ-

Преимущества данного способа обкатки, результаты его производственной проверки и анализ опыта предприятий позволили разработать технологию раздельной 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 раздельной 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:

$$I \cdot d\omega / dt = M_{\rm e} - M_{\rm c}, \qquad (1.1)$$

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

$$M_i - M_{\rm M} = I \cdot d\omega / dt \,, \tag{1.2}$$

где M_i – индикаторный крутящий момент ДВС; $M_{_{\rm M}}$ – момент механических потерь ДВС.

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

$$I \cdot d\omega / dt = 0. \tag{1.3}$$

В этом случае индикаторный крутящий момент затрачивается только на преодоление механических потерь двигателя. Увеличение подачи топлива вызывает нарушение равенства $M_i = M_{_{\rm M}}$, вследствие чего в системе возникает угловое ускорение є, следовательно, и направленный противоположно ему инерционный динамический момент $M_{_{\rm H}}^{_{\rm R}} = I \cdot \varepsilon$, 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 $M_{_{\rm H}}^{_{\rm R}}$ 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 окончании 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).



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*_{cт} – время тактов разгона, выбега и стабилизации УСКВ; *t*_щ, *t*^a_ц – 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 є).

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 ү) 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_r), силы инерции поступательно движущихся масс (P_j), силы инерции вращательно движущихся масс (C), силы трения (P_r) 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.

$$P_1 = P_r + P_j. (1.4)$$

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

$$P_{\rm r} = P_{\rm r}' - P_{\rm r}''. \tag{1.5}$$

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 $\overline{\omega}$ = const определяется известным выражением [16]

$$P_{j} = -m_{\rm ng} R \cdot \overline{\omega}^{2} (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi), \qquad (1.6)$$

где R – радиус кривошипа; $\overline{\omega}$ – средняя за рабочий цикл угловая скорость коленчатого вала (УСКВ); $m_{\rm nd}$ – 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 ($\omega_{\rm H}$ = 230 с⁻¹), максимальном давлении цикла (P_z = 7,5 МПа), массе поступательно движущихся деталей ($m_{\rm ng}$ = 3,2 кг), $\lambda = R/\ell = 0,28$, R = 0,0625 м, площади поршня $S_{\rm n} = 0,0094$ м² максимальная сила от давления $P_{\rm rmax}$ газов будет равна:

$$P_{\rm rmax} = P_z S_{\rm n} = 7,50,0094 = 0,0705 \text{ MH} = 70500 \text{ H}.$$

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

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

$$P_{j\max} = -m_{\pi\pi} \cdot R \cdot \overline{\omega}^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = = 3.2 \cdot 230^2 \cdot 0.0625(1 + 0.28 \cdot 1) = -13542 \text{ H},$$

что составляет 19,2 % от величины силы $P_{\rm r\,max}$. На режимах прокрутки ($\omega_{\rm H} = 230 \,{\rm c}^{-1}$) силы инерции составляют до 40 % величины $P_{\rm c}$ дизеля Д-240 ($P_{\rm c} \approx 4 \,{\rm m}\Pi a$).

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

$$P_{j\pi} = m_{\pi\pi} \cdot R \cdot \overline{\omega}_{\pi}^{2} (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi) + + m_{\pi\pi} \cdot R \cdot \overline{\varepsilon} (\sin \varphi + \lambda / 2 \cdot \sin 2\varphi), \qquad (1.7)$$

где $\overline{\epsilon}$ – среднее ускорение за время переходного процесса $t_{\rm m} = t_{2-}t_1$, т.е.

$$\overline{\varepsilon} = \frac{\overline{\omega}_2 - \overline{\omega}_1}{t_{_{\Pi}}}.$$
(1.8)

Дополнительные силы инерции, возникающие при переходном процессе с угловым ускорением є, определяются вторым слагаемым уравнения (1.4) и в зависимости от знака ускорения и его величины будет происходить смещение фаз амплитудных значений суммарной силы $P_{j\Pi}$ 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 $\epsilon_{\rm p}^{\scriptscriptstyle 9}$ = 180 $c^{\scriptscriptstyle -2}$ и $\omega_{\rm H} = 230 \, {\rm c}^{-2}$ составляет 0,34 %. При УСКВ, соответствующей максимальному крутящему моменту $\omega = 146 \text{ c}^{-1}$ и $\epsilon_{\text{p max}}^{3} = 200 \text{ c}^{-2}$, 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 $(m_{n_{\rm II}}, R, \lambda)$ 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:

$$N = P_1 \text{tg } \beta; \tag{1.9}$$

$$K = P_1 / \cos \beta; \tag{1.10}$$

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

$$Z = P_1 \cos{(\varphi + \beta)} / \cos{\beta}. \tag{1.12}$$

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

$$C_{\rm m} = -m_2 R \omega^2; \qquad (1.13)$$

$$C_{\rm K} = -m_{\rm K} R \omega^2. \tag{1.14}$$

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

$$C_{\rm np} = -m_{\rm np} \cdot r_{\rm np} \cdot \omega^2. \tag{1.15}$$

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

$$M = T \cdot S_{\Pi} \cdot R \quad , \tag{1.16}$$

где T – тангенциальная сила, отнесенная к единице площади поршня, МПа; $S_{\rm n}$ – площадь поршня, м².



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 $\bar{\omega}$ = const величина и характер протекания кривой момента ДВС будут зависеть только от величины давления газов в цилиндре P_r , в связи с чем он называется индикаторным моментом (M_i) ДВС, таким образом, $M = M_i$.

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

$$M_{\rm m} = P_{\rm m} \cdot S_{\rm m} \cdot R. \tag{1.17}$$

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 ($\bar{\omega} = \text{const}, \ \bar{M}_{\text{T}} = \text{const}$) маховик, а также другие вращающиеся инерционные массы ($I_{\text{в}}, I_{\text{T}}$) выделяют постоянную составляющую момента ДВС, равную по величине тормозному моменту обкаточного стенда и являющуюся средним (эффективным) крутящим моментом ДВС ($\bar{M}_{\text{к}}$), т.е. $\bar{M}_{\text{к}} = \bar{M}_{\text{T}}$.



Рис. 1.5. Динамическая модель системы КШМ (ДВС)–маховик–тормоз: $I_{\rm n}$ – переменный момент инерции поступательно движущихся масс КШМ, приведенный к коленчатому валу; $I_{\rm B}$ – момент инерции вращающихся масс КШМ; $I_{\rm M}$, $I_{\rm T}$ – моменты инерции маховика и тормоза; $M_{\rm K}$ – переменный по углу п.к.в. момент ДВС; $M^{\rm A}$ – динамический момент ДВС

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

$$M_i(\varphi, g_{\rm II}, \alpha) - M_{\rm II}(\varphi, \omega) = I(\varphi)d\omega/dt + M_{\rm T}, \qquad (1.18)$$

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

Выражение *Id*ω/*dt* представляет собой динамический момент (M^{π}), 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 \overline{M}_{κ} и \overline{M}_{τ} , т.е. пиковые нагрузки на сопряжения и детали КШМ образуются в результате взаимодействия моментов M_i , M_{Π} и динамического момента M^{A} . Анализ уравнения (1.18) при средних значениях моментов показывает, что на рассматриваемом режиме $\bar{M}_{_{\rm K}} = M_i - M_{_{\rm II}} = \bar{M}_{_{\rm T}}$, следовательно, $\bar{M}^{_{\rm II}} = 0$, среднее угловое ускорение коленчатого вала $d\omega/dt = 0$, $\bar{\omega} = \text{const.}$ Если при этом отключить тормозную нагрузку ($\overline{M}_{_{\rm T}} = 0$), 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

$$M_i^6 - M_{\rm H}^6 = I^6 \, d\omega^6 / dt \,. \tag{1.19}$$

Действующий в пределах рабочего цикла момент ДВС $(M^6 = M_i^6 - M_{\pi}^6)$, согласно уравнению (1.16), всегда равен по величине динамическому $M^6 = M^{\pi 6} = I^6 d\omega^6/dt$, следовательно, на участках рабочего цикла, где $M^6 > 0$, будет действовать момент, равный по величине обратному динамическому моменту, который в данном случае будет выполнять роль нагрузочного динамического момента (НДМ) M_{π}^{Λ} . При $M^6 < 0$ в системе будет действовать равный по величине прямой M^{π} , который будет являться крутящим динамическим моментом (КДМ) M_{π}^{Λ} . Уравнения (1.15) и (1.16) справедливы как для мгновенных, так и для средних значений входящих в них составляющих, следовательно, $\overline{M}^6 = \overline{M}_{\pi}^{\Lambda 6} = \overline{M}_{\pi}$. Равенство мгновенных и средних значе-

ний M и M^{π} обуславливает идентичность нагружения сопряжений и деталей ДВС на сходственных (одинаковых по $\overline{\omega}$ и \overline{M}) тормозных и бестормозных (динамических) режимах. Так как $\overline{M}_{\kappa}^{6} = I^{6} d\overline{\omega}^{6}/dt > 0$, то $d\overline{\omega}/dt > 0$, 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 $\overline{M}_{i}^{6} = 0$ и уравнение (2) после преобразований примет вид

$$\overline{M}_{\Pi}^{6} = -\overline{I}^{6} d\overline{\omega}^{6} / dt , \qquad (1.20)$$

где \bar{M}_{π}^{6} – среднее за рабочий цикл ДВС значение момента механических потерь ($\bar{M}_{\pi}^{6} \approx A + B \cdot \bar{\omega}$, 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 $\overline{\epsilon}_{\rm B} = -d\overline{\omega}/dt$ будет приводить к снижению УСКВ (выбегу) и *W*, при этом $\overline{M}_{\rm n}^6$ 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 $\Delta \overline{\omega} = \overline{\omega}_2 - \overline{\omega}_1$ 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 Т 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_д, а сила T_с, 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 $M^{\scriptscriptstyle \rm A}_{\scriptscriptstyle \rm H}$ должно быть в 3 раза больше значения M_c , при этом, учитывая переменность силы T в пределах такта, мгновенные значения силы T_{c}^{A} и момента $M^{\scriptscriptstyle {\rm A}}_{\scriptscriptstyle {\rm H}}$ ещё более превышают $M_{\scriptscriptstyle {\rm C}}$.

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

Анализ кривой $\varepsilon_{\rm p} = f(\phi)$, являющейся, по сути дела, отображением диаграммы тангенциальных сил, снимаемой, например, с помощью электронных приборов, позволяет при известной зависимости $I_{\rm c} = f(\phi)$ 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_с складывается из момента инерции штатного маховика ДВС (*I*_м) с отнесенными к нему моментами инерции других вращающихся деталей (муфты сцепления, коленчатого вала, вспомогательных механизмов), момента инерции вращающихся деталей тормозного стенда (I_т), 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*_п):

$$I_{\rm c} = I_{\rm M} + I_{\rm T} + I_{\rm m}, \qquad (1.21)$$

где $I_{\rm M}$ = const; $I_{\rm T}$ = const; $I_{\rm T}$ = $f(\phi)$. 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_{nc}) для холодной обкатки (при обкатке в стационарных условиях), т.е.

$$I_{\rm c} = I_{\rm M} + I_{\rm Tp} + I_{\rm m}$$
или $I_{\rm c} = I_{\rm M} + I_{\rm m,c} + I_{\rm m}.$ (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_{rc} ; I_{rp}), 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. \overline{I} = 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 воздухоснабжения дизелей на неустановившихся режимах (особенно с турбонаддувом), согласованию работ систем топливоподачи и воздухоснабжения (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 $\omega = (0, 6...1, 1)\omega$ 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 уменьшении ускорения разгона отклонения положений рейки и показателей рабочего процесса уменьшаются и при $\varepsilon_{p} = 0.5\varepsilon_{p}^{3}$ 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 $\left(dp / d \varphi \right)_{\max}$, 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 исследований на основании результатов обработки индикаторных диаграмм построены зависимости максимального давления в цилиндре p_z , фазы максимального давления φ_z и максимальной скорости нарастания давления $(dp/d\phi)_{\max}$ 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 $(dp/d\phi)_{\rm max}$ уменьшается, а фаза макси-

мального 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 $M_{\rm H}$ до 7,5 град п.к.в при нагрузке 0,28 $M_{\rm H}$ 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 $(dp/d\varphi)_{\rm max}$ 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.

Таблица 1.1

Показатель	Единица измерения	Вид нагружения	
		тормоз-	динами-
		ной	ческий
Давление остаточных газов	МΠа	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	МΠа	4,6	4,5
Температура в момент начала сгорания	К	619	616
Максимальное давление цикла	МΠа	7,7	7,5
Максимальная температура цикла	К	1082	1031
Максимальная скорость нарастания	МПа/град		
давления	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

Показатели рабочего цикла дизеля Д-160 на первой ступени обкатки

При разработке технологии раздельной 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_{κ} (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 значениях углового ускорения разгона увеличивается на 19 % по сравнению со статической скоростной характеристикой (ССХ).



Рис. 1.7. Изменение скорости сгорания $d\chi/d\varphi$ и доли выгоревшего топлива χ от угла поворота коленчатого вала на первой ступени обкатки (фрагмент): (——) – тормозная обкатка; (-----) – обкатка с динамическим нагружением ($\epsilon_{\rm p} = 8.0 \ {\rm c}^{-2}$)

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 ($\epsilon = 17 \text{ c}^{-2}$ и $\epsilon = 88 \text{ c}^{-2}$), 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; (х-----х) – 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 $p_{\rm c}$ 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 MПа).

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.



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.





Кроме того, проведенный анализ показывает, что у дизелей со свободным впуском 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 воздухоснабжения 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 выбраном 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 достигает 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^{Λ}). 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 оптимальный интервал изменения УСКВ составляет $0,2-0,4\,\omega_{\rm H}$, а максимальный крутящий момент дизеля $\approx 1,15\,M_{\rm eff}$, 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 $N_{\rm e} = M_{\rm k} \cdot \omega$, видим, что для получения $N_{\rm e}^{\rm A}$ = const при снижении УСКВ на $0.3\omega_{\rm H}$ в начале разгона необходимо такое же увеличение крутящего (нагрузочного) момента, по отношению к его конечному значению, т.е.

$$M_{\kappa i1} = 1, 3 \cdot M_{\kappa i2}, \qquad (1.23)$$

где $M_{\kappa i1}$, $M_{\kappa i2}$ – 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 $N_{\rm e} = M_{\rm K} \cdot \omega = {\rm const}$, будет отражаться показательными зависимостями вида $M_{\rm K} = N_{\rm e}/\omega$ и $\omega = N_{\rm e}/M_{\rm K}$ (рис. 1.12).

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

$$\bar{M}_{\kappa i1} = k_{\rm n} k_i \bar{M}_{\rm eH}, \qquad (1.24)$$

где $k_{\rm n}$ – коэффициент повышения крутящего момента в начале разгона, пропорциональный отношению ω_2/ω_1 данного ЦДН, т.е. $k_{\rm n} = \omega_2/\omega_1$; 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_{π} = 1,3 для режимов ГОСНИТИ имеем:

$$\overline{M}_{_{\rm K11}} = 1,3 \cdot 0,25 \ \overline{M}_{_{\rm eH}} = 0,33 \ \overline{M}_{_{\rm eH}};$$
 (1.25)

$$\overline{M}_{_{\rm K21}} = 1,3 \cdot 0,5 \ \overline{M}_{_{\rm eH}} = 0,65 \ \overline{M}_{_{\rm eH}};$$
 (1.26)

$$\overline{M}_{{}_{\rm K}31} = 1,3 \cdot 0,7 \ \overline{M}_{{}_{\rm eH}} = 0,91 \ \overline{M}_{{}_{\rm eH}};$$
 (1.27)

$$\overline{M}_{{}_{\mathrm{K41}}} = 1,3 \cdot 0,9 \ \overline{M}_{{}_{\mathrm{eH}}} = 1,17 \ \overline{M}_{{}_{\mathrm{eH}}}.$$
 (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 ре-
комендованной 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 $(\bar{M}_{i\,\text{max}}^{\text{дн}})$ 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 ($\bar{M}_{_{\mathrm{D}^{9}}}^{_{\mathrm{d}^{\mathrm{H}}}}$) равно амплитудному, т.е.

$$\bar{M}_{\rm pp}^{\rm AH} = \bar{M}_{\rm max}^{\rm AH}$$
 (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 $\bar{M}_{p_{p}}^{\text{дн}}$ 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; MC – муфта сцепления; КП – коробка передач

Детали первичного вала КП, муфты сцепления и ротор электродвигателя, вращающиеся совместно, обладают суммарным моментом инерции *I*_I. 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 $\overline{M}_{II}^{\pi_{\rm H}}$, равный:

$$\overline{M}_{\mathrm{II}}^{\mathrm{AH}} = I_{\mathrm{II}} \cdot \overline{\varepsilon}_{\mathrm{p}} = I_{\mathrm{II}} \frac{\overline{\omega}_{2} - \overline{\omega}_{1}}{t_{\mathrm{p}}}.$$
 (1.30)

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

$$\overline{M}_{\rm I}^{\rm AH} = I_{\rm I} \cdot \overline{\varepsilon}_{\rm pI}, \qquad (1.31)$$

где $\overline{\overline{\epsilon}}_{pI}$ – ускорение разгона первичного вала КП,

$$\overline{\varepsilon}_{\mathrm{pI}} = \frac{i(\overline{\omega}_2 - \overline{\omega}_1)}{t_{\mathrm{p}}} = i \cdot \overline{\varepsilon}_{\mathrm{p}}.$$
(1.32)

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

$$\bar{M}_{\rm I}^{\rm \tiny ZH} = I_{\rm I} \cdot i \cdot \bar{\varepsilon}_{\rm p}. \tag{1.33}$$

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

$$\overline{M}_{\mathrm{I(II)}}^{^{\mathrm{dH}}} = \overline{M}_{\mathrm{I}}^{^{\mathrm{dH}}} \cdot i = I_{\mathrm{I}} \cdot i^{2} \cdot \overline{\varepsilon}_{\mathrm{p}}.$$
(1.34)

Тогда суммарный НДМ, создаваемый при разгоне приводной станцией $\bar{M}_{\rm nc}^{\rm AH}$, будет равен:

$$\overline{M}_{\rm nc}^{\rm AH} = \overline{M}_{\rm II}^{\rm AH} + \overline{M}_{\rm I(II)}^{\rm AH} = I_{\rm 1I} \cdot \overline{\varepsilon}_{\rm p} + i^2 \cdot \overline{\varepsilon}_{\rm p} \cdot I_{\rm I}.$$
(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 стендов 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 стендов 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 H.C. 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_{in} , определяется формулой

Г

ſ

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

٦

где p_{ih} – 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 = const зависимость $p_{i_{\rm H}} = f(p_2/p_1)$ линейна и, следовательно,

$$p_{i\rm H} = f(p_2). \tag{1.37}$$

Линейная зависимость индикаторной нагрузки от величины противодавления 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 противодавления 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 $p_{i\rm H}$ 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 ($p_{\rm MII}$) и $p_{i\rm H}$ 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 одновременным с 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 постоянном 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 ($\overline{\epsilon}_p$ = const) при управлении топливоподачей с воздействием на рейку ТНВД и индикаторной нагрузкой при выбеге отражается математической нагрузочной моделью вида

$$\bar{M}^{\mu 6} = \bar{I}^{6} \frac{d\bar{\omega}^{6}}{dt} = \begin{cases} \bar{M}_{i} - \bar{M}_{\pi} & 0 \le t \le t_{p} \\ -\bar{M}_{i} - \bar{M}_{\pi} & t_{p} \le t \le t_{\pi} \end{cases},$$
(1.38)

где t – текущее время ЦДН ($0 \le t \le t_{II}$).

Анализ данной модели показывает что на такте разгона M_i изменяется по закону $\overline{M}_{\pi}^6 \approx A + B \cdot \overline{\omega}$, при этом крутящий момент ДВС $\overline{M}_{\kappa} = \overline{M}_i - \overline{M}_{\pi}$ постоянен на всем протяжении разгона ($0 \le t \le t_{\pi}$) и равен по величине НДМ, т.е. $\overline{M}_{\pi}^{A6} = \overline{M}_{\kappa}$.

На такте выбега ($t_p \le t \le t_n$) вследствие увеличения отрицательной индикаторной работы на тактах выпуска ($-\overline{M}_i$), вызванного созданием противодавления 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 продол-

жительности ($t_{\rm B}^{\rm A}$) по сравнению со свободным выбегом (рис. 1.1, б), т.е. $t_{\rm B}^{\rm A} < t_{\rm B}$.

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:

$$\bar{M}^{\pi 6} = \bar{I}^{6} \frac{d\bar{\omega}^{6}}{dt} = \begin{cases} \bar{M}_{i} - \bar{M}_{\pi} & 0 \le t \le t_{p}, \\ -\bar{M}_{\pi} & t_{p} \le t \le t_{p} + t_{B}, \\ 0 & t_{p} + t_{B} \le t \le t_{\mu}. \end{cases}$$
(1.39)

где $t_{\rm q}$ – время ЦДН, $t_{\rm q} = t_{\rm p} + t_{\rm b} + t_{\rm ct}$; $t_{\rm ct}$ – 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 $\overline{\omega}_1$, 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

$$\bar{M}^{\pi 6} = \bar{I}^{6} \frac{d\bar{\omega}^{6}}{dt} = \begin{cases} \bar{M}_{i} - \bar{M}_{\pi} & 0 \le t \le t_{p}; \\ -\bar{M}_{i} - \bar{M}_{\pi} & t_{p} \le t \le t_{p} + t_{B}; \\ 0 & t_{p} + t_{B} \le t \le t_{\pi}. \end{cases}$$
(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

$$\bar{M}^{\pi 6} = \bar{I}^{6} \frac{d\bar{\varpi}^{6}}{dt} = \begin{cases} \bar{M}_{i} - \bar{M}_{\pi} & 0 \le t \le t_{p}; \\ -\bar{M}_{\pi} & t_{p} \le t \le t_{\pi}. \end{cases}$$
(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 $\overline{\epsilon}_{p} = \text{const}$ и $\overline{\overline{\epsilon}}_{B}^{a} = \text{const}$ изменение УСКВ может быть отражено моделью вида

$$\overline{\omega}^{6} = \begin{cases} \overline{\omega}_{1} + \overline{\varepsilon}_{p} \cdot t & 0 \le t \le t_{p}, \\ \overline{\omega}_{2} - \overline{\varepsilon}_{B}^{\pi} \left(t - t_{p} \right) & t_{p} \le t \le t_{u}. \end{cases}$$
(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 ($\overline{M}_i = 0$) изменение УСКВ можно определить из дифференциального уравнения (2.20):

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

Решая уравнение (2.43) относительно ω, имеем:

$$\overline{\omega} = \left(\overline{\omega}_0 + \frac{A}{B}\right) e^{-\frac{B}{\overline{I}^6}t_{\rm B}} - \frac{A}{B}.$$
(1.44)

Учитывая, что в начале выбега ($t_{\rm B} = 0$) $\omega_0 = \omega_2$, имеем:

$$\overline{\omega} = \left(\overline{\omega}_2 + \frac{A}{B}\right) e^{-\frac{B}{\overline{I}^6}t_{\rm B}} - \frac{A}{B}.$$
(1.45)

Выразим текущее время через текущее время ЦДН и такта разгона, т.е. $t_{\rm B} = t - t_{\rm p}$, тогда окончательно имеем:

$$\overline{\omega} = \left(\overline{\omega}_2 + \frac{A}{B}\right) e^{-\frac{B}{\overline{I}^6}(t-t_p)} - \frac{A}{B}.$$
(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 $M_{\rm m}$.

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

$$\overline{\omega}^{6} = \begin{cases} \overline{\omega}_{1} + \overline{\varepsilon}_{p} \cdot t & 0 \le t \le t_{p}; \\ \left(\overline{\omega}_{2} + \frac{A}{B}\right) e^{-\frac{B}{\overline{I}}(t-t_{p})} - \frac{A}{B} & t_{p} \le t \le t_{p} + t_{B}; \\ \overline{\omega}_{1} & t_{p} + t_{B} \le t \le t_{u}. \end{cases}$$
(1.47)

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

$$\overline{\omega}^{6} = \begin{cases} \overline{\omega}_{1} + \overline{\varepsilon}_{p} \cdot t & 0 \leq t \leq t_{p}; \\ \overline{\omega}_{2} - \overline{\varepsilon}_{B}^{\pi} \left(t - t_{p} \right) & t_{p} \leq t \leq t_{p} + t_{B}; \\ \overline{\omega}_{1} & t_{p} + t_{B} \leq t \leq t_{q}. \end{cases}$$
(1.48)

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

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

$$\overline{\omega}^{6} = \begin{cases} \overline{\omega}_{1} + \overline{\varepsilon}_{p} \cdot t & 0 \le t \le t_{p}; \\ \left(\overline{\omega}_{2} + \frac{A}{B}\right) e^{-\frac{B}{\overline{I}}(t-t_{p})} - \frac{A}{B} & t_{p} \le t \le t_{u}. \end{cases}$$
(1.49)

Анализ скоростных моделей показывает, что рассмотренные закономерности могут быть обеспечены в рабочем интервале изменения УСКВ при следующих условиях: $\overline{\epsilon}_{p} = \text{const}$; $\varepsilon_{\text{в}} = \frac{\overline{M}_{\pi}}{I} = \frac{A + B\omega}{I}$; $\overline{\epsilon}_{\text{в}}^{\pi} = \text{const}$.

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 А_i, совершаемая ДВС в общем случае, определяется уравнением вида

$$A_i = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M_i d\varphi , \qquad (1.50)$$

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

Так как в условиях скоростной характеристики индикаторный момент дизеля изменяется линейно соответственно изменению $\overline{M}_{_{\Pi}} \approx A + B \cdot \overline{\omega}$, то переменный на участке разгона от ϕ_1 до ϕ_2 индикаторный момент можно заменить его средним значением ($\bar{M}_{icp.p}$), т.е.

$$\overline{M}_{i\text{cp.p}} = rac{\overline{M}_{i1} + \overline{M}_{i2}}{2},$$

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

Тогда уравнение (1.50) можно записать в виде

$$A_{i} = \overline{M}_{icp.p} \left(\varphi_{2} - \varphi_{1} \right) = \overline{M}_{icp.p} \cdot \varphi_{p}, \qquad (1.51)$$

где $\phi_{\rm p}$ – угол п.к.в. при разгоне. Тогда с учетом уравнения динамики при $\bar{M}^{\rm g6} = \bar{M}^{\rm g6}_{\kappa} = {
m const}$ получим

$$A_{i} = \left(\overline{M}_{\text{n.cp.p}} + \overline{M}_{\kappa}^{\text{d6}}\right) \phi_{\text{p}} = \overline{M}_{\text{n.cp.p}} \cdot \phi_{\text{p}} + \overline{M}_{\kappa}^{\text{d6}} \cdot \phi_{\text{p}} = A_{\text{np}} + A_{\text{d}}, \qquad (1.52)$$

где $\bar{M}_{\text{п.ср.р}} = (\bar{M}_{\text{п1р}} + \bar{M}_{\text{п2p}})/2$ – среднее значение момента механических потерь за такт разгона (M_{n1p} и M_{n2p} – средние значения момента ме-ханически потерь в начале и конце разгона); A_{np} – работа, затрачиваемая на преодоление $\overline{M}_{\rm np}$ и совершение приработочных процессов; Ад – работа, затрачиваемая на преодоление НДМ и изменение кинетической энергии ΔW системы.

Так как

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

то

$$A_{\rm A} = \Delta W = \overline{I} \left(\omega_2^2 - \omega_1^2 \right) / 2. \tag{1.53}$$

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

$$\Delta W = \overline{M}_{\text{n.cp.p}} \cdot \varphi_{\text{B}} = A_{\text{nB}}, \qquad (1.54)$$

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

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

$$A_{i} = A_{\Pi p} + A_{\pi} = A_{\Pi p} + A_{\Pi B}.$$
(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.

$$\overline{M}_{\rm HP} \approx \overline{M}_{\rm HB} \,. \tag{1.56}$$

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_3), равный отношению энергии, затраченной на осуществление приработочных и необходимых сопутствующих процессов, ко всей энергии, вырабатываемой ДВС, будет равен:

$$K_{\rm p} = \frac{A_{\rm np} + A_{\rm nB}}{A_i} = \frac{A_i}{A_i} = 1, \qquad (1.57)$$

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 $(M_{\rm cr})$, составляющей 0,25; 0,50; 0,70; 0,90 от номинальной $(M_{\rm H})$, при одинаковой продолжительности ступеней а также считая постоянной УСКВ на ступенях и момент механических потерь

$$M_{\rm n1} = M_{\rm n2} = M_{\rm n3} = M_{\rm n4} = M_{\rm n\,cr} \approx 0.3 M_{\rm h}$$

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

$$A_{\rm II} \approx \sum_{\rm CT=1}^{4} M_{\rm II,CT} \cdot \omega_{\rm CT} \cdot t_{\rm CT} \approx 4(0, 3M_{\rm H} \cdot \omega_{\rm CT} \cdot t_{\rm CT}) \approx 1, 2M_{\rm H} \cdot \omega_{\rm CT} \cdot t_{\rm CT}. \quad (1.58)$$

Энергия, поглощаемая тормозом (*A*_т), будет соответственно равна:

$$A_{\rm T} = \sum_{\rm CT=1}^{4} M_{\rm CT} \cdot \omega_{\rm CT} \cdot t_{\rm CT} = (0,25+0,50+0,70+0,90) M_{\rm H} \cdot \omega_{\rm CT} \cdot t_{\rm CT} =$$

$$= 2,35 M_{\rm H} \cdot \omega_{\rm CT} \cdot t_{\rm CT}.$$
(1.59)

Индикаторная работа ДВС (А_{*i*}) за этап обкатки будет равна:

$$A_{i} = A_{\rm II} + A_{\rm T} = (1,25+2,35)M_{\rm H} \cdot \omega_{\rm CT} \cdot t_{\rm CT} = 3,55M_{\rm H} \cdot \omega_{\rm CT} \cdot t_{\rm CT}.$$
(1.60)

Коэффициент энергетической эффективности данного способа обкатки будет равен:

$$K_{_{9}} = \frac{A_{_{\Pi}}}{A_{_{i}}} = \frac{1,2M_{_{H}} \cdot \omega_{_{CT}} \cdot t_{_{CT}}}{3,35M_{_{H}} \cdot \omega_{_{CT}} \cdot t_{_{CT}}} = 0,34.$$
(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 ($M_{\kappa i}$), времени, удельного расхода топлива и УСКВ на ступенях обкатки. Суммарный расход топлива за этап обкатки под нагрузкой $G_{\rm H}$ будет равен сумме расходов на всех ступенях, т.е.

$$G_{\rm H} = \sum_{i=1}^{n} G_{{\rm H}i} \,. \tag{1.62}$$

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

$$G_{\rm Hi} = \frac{\overline{M}_{\kappa i} \cdot \overline{\omega}_i \cdot g_{\rm ei} \cdot t_i}{60 \cdot 10^6}, \qquad (1.63)$$

где $\overline{M}_{\kappa i}$ – крутящий момент ступени, Н·м; $\overline{\omega}_i$ – 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

$$G_{\rm H}^{\rm A} = \sum_{i=1}^{n} G_{\rm Hi}^{\rm A} \,. \tag{1.64}$$

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

$$G_{\rm Hi}^{\rm A} = \frac{\overline{M}_{\rm \kappa i} \cdot \overline{\omega}_{\rm cp} \cdot \overline{g}_{\rm ei} \cdot t_i^{\rm A} \cdot m_i}{60 \cdot 10^6}, \qquad (1.65)$$

где $\overline{\omega}_{i \text{ ср}}$ – средняя УСКВ ступени, с⁻¹ ($\overline{\omega}_{i \text{ ср}} = \frac{\omega_{1i} + \omega_{2i}}{2}$); $m_i = t_{pi}/t_{ni}$ – коэффициент доли времени такта разгона во времени ЦДН *i*-й ступени; t_i^{π} – время ступени обкатки с ДН.

В ЦДН с $\overline{M}_{\kappa i}$ = const и $\overline{M}_{\pi i}$ = $f(\omega)$:

$$t_{\mathrm{p}i} = \frac{\Delta \overline{\omega}_i}{\overline{\varepsilon}_{\mathrm{p}i}},\tag{1.66}$$

где $\overline{\epsilon}_{pi}$ – среднее ускорение разгона ступени (ϵ_{pi} = const); $\Delta \overline{\omega}_i$ – интервал изменения УСКВ на данной ступени, с⁻¹;

$$t_{\rm Bi} = \frac{\Delta \overline{\varpi}_i}{\overline{\varepsilon}_{\rm Bi \, cp}},\tag{1.67}$$

где $\overline{\epsilon}_{_{\mathrm{B}i}\,\mathrm{cp}}$ – среднее за такт выбега угловое ускорение.

При линейной зависимости $M_{\rm m}$ и $\varepsilon_{\rm B}$ от ω

$$\overline{\varepsilon}_{_{\mathrm{B}i}\,\mathrm{cp}} = \frac{\overline{\varepsilon}_{_{\mathrm{B}i1}} + \overline{\varepsilon}_{_{\mathrm{B}i2}}}{2}, \qquad (1.68)$$

где $\overline{\epsilon}_{Bi1}$, $\overline{\epsilon}_{Bi2}$ – угловые ускорения выбега при $\omega = \omega_{1i}$ и $\omega = \omega_{2i}$.

Время ЦДН без такта стабилизации будет равно:

$$t_{\rm II} = t_{\rm pi} + t_{\rm Bi} = \frac{\Delta \overline{\omega}_i}{\overline{\varepsilon}_{\rm pi}} + \frac{\Delta \overline{\omega}_i}{\overline{\varepsilon}_{\rm Bi \ \rm cp}} = \frac{\Delta \omega \left(\overline{\varepsilon}_{\rm pi} + \overline{\varepsilon}_{\rm Bi \ \rm cp}\right)}{\overline{\varepsilon}_{\rm pi} \cdot \overline{\varepsilon}_{\rm Bi \ \rm cp}}.$$
 (1.69)

Подставляя полученные выражения в уравнение (1.65), получим

$$m_{i} = \frac{\Delta \overline{\omega}_{i}}{\overline{\varepsilon}_{pi}} \left/ \frac{\Delta \omega \left(\overline{\varepsilon}_{pi} + \overline{\varepsilon}_{Bi cp}\right)}{\overline{\varepsilon}_{pi} \cdot \overline{\varepsilon}_{Bi cp}} = \frac{\overline{\varepsilon}_{Bi cp}}{\overline{\varepsilon}_{pi} + \overline{\varepsilon}_{Bi cp}}.$$
(1.70)

Так как $\overline{M}_{\kappa i} = \overline{\epsilon}_{\mathrm{p}i} \cdot I$, то уравнение примет вид:

$$G_{\rm Hi}^{\rm A} = \frac{\overline{\varepsilon}_{\rm pi} \cdot I \cdot \overline{\omega}_{\rm cpi} \cdot \overline{g}_{\rm ei} \cdot t_i^{\rm A} \cdot \overline{\varepsilon}_{\rm Bi \ \rm cp}}{60 \cdot 10^6 \left(\overline{\varepsilon}_{\rm pi} + \overline{\varepsilon}_{\rm Bi \ \rm cp}\right)}.$$
(1.71)

Значения $\overline{\mathbf{e}}_{pi}$, t_i^{π} , $\overline{\mathbf{o}}_{1i}$, $\overline{\mathbf{o}}_{2i}$ задаются режимами обкатки с ДН; значения $\overline{\mathbf{e}}_{Bi1}$ и $\overline{\mathbf{e}}_{Bi2}$, 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. Боудена, 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 расчетноэкспериментальный 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.

$$\overline{M}_{\mathrm{T}i} = \overline{M}_{\mathrm{H}i}^{\mathrm{A}6}, \qquad (2.1)$$

где $\overline{M}_{\mathrm{r}i}$ — 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

$$\overline{M}_{\rm Hi}^{\rm AG} = k_i \cdot \overline{M}_{\rm eH}, \qquad (2.2)$$

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

Величина углового ускорения при разгоне с номинальным крутящим моментом $\varepsilon_p^{\mathfrak{d}}$ 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)

$$\bar{M}_{\rm Hi}^{\rm AG} = k_i \cdot \bar{\varepsilon}_{\rm p}^{\rm P} \cdot \bar{I} , \qquad (2.3)$$

ИЛИ

$$\overline{\varepsilon}_{\mathbf{p}i} \cdot \overline{I} = k_i \cdot \overline{\varepsilon}_{\mathbf{p}}^{\mathfrak{s}} \cdot \overline{I} ,$$

откуда

$$\overline{\varepsilon}_{\mathrm{p}i} = k_i \cdot \overline{\varepsilon}_{\mathrm{p}}^{\mathrm{s}}.$$

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

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

откуда

$$t_{\mathrm{p}i} = \frac{t_{\mathrm{p}}^{3}}{k_{i}}, \qquad (2.4)$$

где $t_p^{\mathfrak{d}}$ – эталонное время разгона в данном интервале УСКВ $\Delta \omega$ и при эталонном ускорении разгона $\varepsilon_p^{\mathfrak{d}}$ ($\varepsilon_p^{\mathfrak{d}} = \frac{\Delta \omega}{\varepsilon_p^{\mathfrak{d}}}$). 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 $\overline{M}_i = \left| -\overline{M}_i \right|$. В этом случае угловое ускорение выбега *i*-й ступени ($\overline{\epsilon}_{Bi}^{\pi}$) с учетом уравнений (3.2) и (3.3) определится как

$$\overline{\varepsilon}_{{}_{\mathrm{B}i}}^{\scriptscriptstyle \mathrm{I}} = \overline{\varepsilon}_{{}_{\mathrm{B}i}} + k_i \cdot \overline{\varepsilon}_{\mathrm{p}}^{\scriptscriptstyle \mathrm{O}}, \qquad (2.5)$$

где $\overline{\mathbf{\epsilon}}_{_{\mathrm{B}i}}$ – 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.

Таблица 2.1

Расчетные нагрузочные режимы обкатки дизеля Д-240 после текущего ремонта

Номер	Угловое ускорение	Угловое ускорение выбега с
ступени	разгона, c^{-2}	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 сопровождаемых резким изменением нагрузки, 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 ($M_{\rm Hi}^{\rm A}$) 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 $\omega_{\rm H}$ до $\omega_{\rm xxmax}$, величина которого определяется степенью неравномерности РЧВ δ :

$$\delta = \frac{\omega_{\rm xx\,max} - \omega_{\rm c}}{\omega_{\rm cp}} , \qquad (2.6)$$

где $\omega_{\rm cp}$ – средняя УСКВ на регуляторном участке характеристики.



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 ($\omega_{xxmax} - \omega_{H}$) равен 18,8 с⁻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 $\omega_{\rm H}$, 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 ω_{xxmax} до УСКВ, соответствующей максимальному крутящему моменту (ω_{max}), что понижает среднее за ЦДН значение УСКВ (ω_{cp}). Расширение интервала измене-

ния 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.

$$\omega_2 \approx (0.95...1,00) \cdot \omega_{_{\rm H}},$$
 (2.7)

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

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 ω₁.

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 нагрузочноскоростных 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 ($A_{\rm Tp}$), которая равна:

$$A_{\rm rpi} = M_{\rm ni} \cdot \omega_i \cdot t_i , \qquad (2.8)$$

где M_{ni} – 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 $M_{\rm n}$ 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 небольшую 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 обуславливает 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 быстродействие исполнительных механизмов и РЧВ, увеличивающих время ЦДН по сравнению с теоретически возможным, что тоже увеличивает время обкатки, а также пониженное значение средней УСКВ цикла (ω_{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.

$$A_{\mathrm{rp}i}^{\mathrm{A}} = A_{\mathrm{rp}i}^{\mathrm{T}}.$$
 (2.9)

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

$$A_{\mathrm{n}i}^{\mathrm{T}} = \bar{M}_{\mathrm{n}i} \cdot \bar{\omega}_{i} \cdot t_{i}. \qquad (2.10)$$

Известно, что M_{π} линейно зависит от УСКВ, т.е.

$$M_{\rm m} = A + b\omega, \tag{2.11}$$

поэтому при обкатке с ДН вследствие изменения УСКВ в пределах ЦДН M_n также будет изменяться по линейному закону, при этом его среднее значение будет равно:

$$\bar{M}_{\text{n.cp}} = \frac{\bar{M}_{\text{n2}} + \bar{M}_{\text{n1}}}{2}, \qquad (2.12)$$

где \overline{M}_{n2} , \overline{M}_{n1} – моменты потерь при ω_1 , ω_2 .

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

$$A_{\pi i}^{\pi} = M_{\pi.cp} \cdot \omega_{cp} \cdot t_{\pi} \cdot n = M_{\pi.cp} \cdot \omega_{cp} \cdot t_{i}^{\pi}, \qquad (2.13)$$

где ω_{cp} – средняя УСКВ ЦДН, с⁻¹,

$$\omega_{\rm cp} = \frac{\omega_2 + \omega_1}{2}; \qquad (2.14)$$

 t_{μ} , n – время и количество ЦДН соответственно; t_i^{π} – время ступени обкатки с ДН, с.

Тогда время обкатки с ДН будет равно:

$$t_i^{\pi} = \frac{M_{\pi i} \cdot \overline{\omega}_i \cdot t_i}{\overline{M}_{\pi.cp.pi} \cdot \overline{\omega}_{cpi}} = k_y \cdot t_i, \qquad (2.15)$$

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, $M_{\text{п.ср.}pi} = 75$ Н·м, $\omega_{\text{ср}} = (230+162)/2 = 196 \text{ c}^{-1}$, $M_{\text{п}i} = 90$ Н·м, $\omega_I = 230 \text{ c}^{-1}$ 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_{xo} , равно сумме энергий всех ступеней W_{xoi} , т.е.

$$W_{\rm xo} = \sum_{i=1}^{n} W_{\rm xoi}$$
 (2.16)

Количество энергии на каждой ступени зависит от мощности, необходимой для прокрутки двигателя на данной ступени N_{ni} , продолжительности ступени t_i и КПД обкаточного стенда на данном скоростном режиме, который при отсутствии промежуточных редукторов равен КПД электромашины η_{ni} , т.е.

$$W_{\mathrm{xo}i} = \frac{M_{\mathrm{n}i} \cdot \omega_i \cdot t_i}{\eta_{\mathrm{d}i} \cdot 1000 \cdot 60}, \qquad (2.17)$$

где M_{ni} – средний момент прокрутки ДВС на данной ступени (для дизеля Д-160 по экспериментальным данным $M_{n1} \approx 340$ H·м; M_{n2} = 300 H·м).

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

$$W_{\rm xoi} = \frac{\overline{M}_{\rm ni} \cdot \omega_i \cdot t_i}{\eta_{\rm Ai} \cdot \eta_{\rm KHH} \cdot 1000 \cdot 60} \,. \tag{2.18}$$

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

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

КПД стенда КИ-5541 при $\omega=\omega_1=0,53\omega_c$ равен 0,5, а при $\omega=\omega_2=0,93\omega_c$ $\eta_{_{\rm R}2}=0,9$, тогда

$$W_{\text{xo1}} = \frac{340 \cdot 42 \cdot 5}{0,5 \cdot 1000 \cdot 60} = 2,38 \text{ KBT-Y};$$
$$W_{\text{xo1}} = \frac{300 \cdot 73 \cdot 10}{0,9 \cdot 1000 \cdot 60} = 4,1 \text{ KBT-Y},$$

откуда

$$\sum W_{xo} = 2,38 + 4,1 = 6,4$$
 кBT·ч.

При обкатке на приводной станции с электродвигателем 4A180M2УЗ, имеющим $\eta_{\pi} = 0,9$ и КПД КП, равны $\eta_{\kappa nn} = 0,97$ ($\eta_{nc} = 0,87$), расход электроэнергии составит:

$$W_{\text{xo1}} = \frac{340 \cdot 42 \cdot 5}{0,9 \cdot 0,97 \cdot 1000 \cdot 60} = 1,37 \text{ KBT-4};$$
$$W_{\text{xo1}} = \frac{300 \cdot 73 \cdot 10}{0,9 \cdot 0,97 \cdot 1000 \cdot 60} = 4,2 \text{ KBT-4},$$

откуда

$$\sum W_{xo} = 1,37 + 4,2 = 5,6$$
 кBT·ч.

Количество электроэнергии, отдаваемой в сеть при обкатке под нагрузкой ($W_{\rm H}$), зависит от величины тормозного (крутящего) момента ($M_{\kappa i}$) на данной ступени, продолжительности ступени t_i и коэффициента рекуперации стенда $\eta_{\rm pi}$ при данной угловой скорости ω_i , т.е.

$$\sum W_{\rm H} = \sum_{i=1}^{n} W_{\rm Hi} , \qquad (2.19)$$

где $W_{{}_{\mathrm{H}i}} = \frac{M_{{}_{\mathrm{K}i}} \cdot \omega_i \cdot \eta_{\mathrm{p}i} \cdot t_i}{60 \cdot 1000}$.

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

$$M_{\kappa 1} = 274$$
 Н·м; $t_1 = 10$ мин; $M_{\kappa 2} = 548$ Н·м; $t_1 = 15$ мин;

 $M_{\rm k3}$ = 8,3 H·м; t_3 = 15 мин; $M_{\rm k4}$ = 882 H·м; t_4 = 8 мин.

При УСКВ, близкой к номинальной, т.е. $\omega_i = \omega_{\rm H} = 115 \ {\rm c}^{-1}$, составляющей 1,47 $\omega_{\rm c}$, значение коэффициента рекуперации равно: $\eta_{\rm p} \approx 0,62$, тогда

$$W_{\rm H1} = \frac{274 \cdot 115 \cdot 0.62 \cdot 10}{60 \cdot 1000} = 3.3 \text{ KBT} \cdot \text{Y};$$
$$W_{\rm H2} = \frac{548 \cdot 115 \cdot 0.62 \cdot 15}{60 \cdot 1000} = 9.87 \text{ KBT} \cdot \text{Y};$$

$$W_{\rm H3} = \frac{813 \cdot 115 \cdot 0.62 \cdot 15}{60 \cdot 1000} = 14.4 \text{ KBT-Y};$$
$$W_{\rm H4} = \frac{882 \cdot 115 \cdot 0.62 \cdot 8}{60 \cdot 1000} = 8.4 \text{ KBT-Y},$$

откуда

$$\sum W_{\rm H} = 3,36 + 9,8 + 14,4 + 8,4 = 36 \text{ KBt-y.}$$

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 закону, обеспечивающему нахождение определенному 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 $\omega_{xx max}$ (до упора).



Рис. 2.2. Перемещение рейки ТНВД на первой (*h*₁) и второй (*h*₂) ступенях обкатки с постоянным НДМ: $t_{p1}; t_{p2}; t_{B1}; t_{B2}; t_{u1}; t_{u2}$ – время тактов разгона, выбега и ЦДН на первый и второй ступенях; t_{um} – время перемещения рейки исполнительным механизмом; t_{per} – 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 ТНВД 17. При втягивании якоря отводка перемещает рейку ТНВД 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_{1i} . При достижении ω_{1i} 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_i), 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 H (фактически 36 H), а конечное (при l = 0) достигает 146 H.

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_{per}) и время выключения подачи топлива (t_{um}); 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.

$$\begin{cases} \frac{d\overline{\omega}}{dt} = \frac{\overline{M}_i - \overline{M}_{\pi}}{I}; \\ \frac{d^2h}{dt^2} = (-E + C - \frac{\nu dh}{dt})\mu, \end{cases}$$
(2.20)

где E – восстанавливающая сила регулятора, $E = f(h, \alpha)$; C – поддерживающая сила регулятора, $C = f(h, \omega^2)$; ν – 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 ($h_{\rm cr}$) может быть определена из уравнения индикаторного момента дизеля, который является функцией координаты рейки и УСКВ у дизелей без наддува:

$$M_{ict} = f(h_{ct}, \omega_{ct}), \qquad (2.21)$$

а также функцией давления наддува (p_{κ}) у дизелей с наддувом, т.е.

$$M_{\rm ict} = f(h_{\rm ct}, \omega_{\rm ct}, p_{\rm K.ct}). \tag{2.22}$$

Тогда соответственно для дизелей без наддува и с наддувом

$$h_{\rm ct} = f(M_{\rm ict}, \omega_{\rm ct});$$
 (2.23)

$$h_{\rm ct} = f(\mathbf{M}_{\rm ict}, \boldsymbol{\omega}_{\rm ct}, \boldsymbol{p}_{\rm K}), \qquad (2.24)$$

где ω_{ст} – УСКВ, рекомендованная для обкатки на данной ступени (для режимов ГОСНИТИ ω_{ст} = ω_{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 $F_{\rm ин} = f(h)$, а также массой подвижных деталей исполнительного механизма µ_{им}. Система (2.20) в этом случае будет иметь вид:

$$\begin{cases} \frac{d\overline{\omega}}{dt} = \frac{\overline{M}_{i} - \overline{M}_{\Pi}}{I}; \\ \frac{d^{2}h}{dt^{2}} = \frac{-E + C - \frac{\nu dh}{dt} + F_{\mu M}}{\mu + \mu_{\mu M}}. \end{cases}$$
(2.25)

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

При решении системы получим искомые зависимости $h_{\rm ct} = f(t_{\rm b});$ $\omega = f(t_{\rm b}); \varepsilon_{\rm b} = f(t_{\rm b}),$ 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:

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

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

Таблица 2.2

№ п/п	<i>n</i> , мин ⁻¹	$M_{\rm k}, { m H}\cdot { m M}$	$\omega_{_{\rm T}}$, МИН ⁻¹	$p_{_{\rm K}}$, МПа	<i>h</i> , 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

Показатели дизеля Д-160 в условиях внешней регуляторной характеристики

На основании полученных данных с использованием программы STATGRAHICS, версия 2.1 определены коэффициенты уравнений регрессии для индикаторного крутящего момента M_i , давления наддува p_{κ} и момента механических потерь M_{κ} .

В результате обработки полученных данных получены уравнения регрессии:

$$M_i = 15,72 - 9,04\omega + 15244,91p_{\kappa}; \tag{2.27}$$

$$p_{\rm K} = 44,69 \cdot 10^{-4} \, h - 6,39 \cdot 10^{-4} \, \omega + 4,6 \cdot 10^{-5} \, \omega_{\rm T}, \qquad (2.28)$$

где $\omega_{\rm T}$ – частота вращения ротора турбокомпрессора;

$$M_{\rm M} = 53,92 + 1,34\omega; \tag{2.29}$$

$$E = 0,43 + 5,47h; \tag{2.30}$$

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

Значение ускорения разгона $d\omega/dt = 88 \text{ c}^{-2}$ определено экспериментально для дизеля Д-160 с моментом инерции I = 11,4 кг·м². Величина $\mu_{\rm p} = 11,42$ кг.

Для нахождения координат рейки ТНВД, соответствующих типовым нагрузочным ступеням обкатки, определено уравнение регрессии, устанавливающее зависимость положения рейки h от нагрузочного момента $M_{\rm k}$.

По формуле

$$h = 18,413 - 0,016M_{\rm K} \tag{2.32}$$

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

Таблица 2.3

Ступень обкатки	Координаты рейки ТНВД <i>h</i> , мм	Значение нагру- зочного момента <i>М</i> ., Н·м	Доля нагрузочного момента от его но- минального значения
Ι	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

Координаты рейки ТНВД при различных ступенях обкатки

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 тянующего исполнения защищенной серии МИС. Они предназначены для перемещения частей механизмов в закрытых помещениях с температурой воздуха от -15 до +35 °C. Электромагниты могут работать в парах и брызгах масла с температурой до 60 °C 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 $n_c = 300 \text{ мин}^{-1}$ необходимое усилие определяется из выражения

$$F = 32,49 + 1,30h. \tag{2.33}$$

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 $P_{\rm M} = 30$ H, ходом якоря $\ell = 20$ мм. Усилие *P*_м зависит от хода якоря электромагнита и определяется выражением

$$P_{\rm M} = e^{4,988} \cdot \ell^{-0,459}. \tag{2.34}$$

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

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

$$\frac{d\overline{\omega}}{dt} = \frac{\overline{M}_{i} - \overline{M}_{\pi}}{1,34};$$

$$\frac{d^{2}h}{dt^{2}} = \frac{\left(-E + C - 0.85dh / dt\right)}{0.397} \cdot 10^{3};$$

$$\overline{M}_{i} = -7990 + 1185,88h - 55,08h^{2} + 0.816h^{3} + 0.347\overline{\omega};$$

$$\overline{M}_{\pi} = 3 + 0.375\overline{\omega};$$

$$E = 8,975h + 6,39\alpha - 259;$$

$$C = (285 + 14,32h)\overline{\omega}^{2} \cdot 10^{-5}.$$
(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 $\overline{\epsilon}_p = \text{const}$ 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:

$$\alpha = \begin{cases} a + bt + ct^2 & 0 \le t \le t_{\rm p}; \\ \alpha_1 & t_{\rm p} \le t \le t_{\rm u}, \end{cases}$$
(2.27)

где а, *b*, с – коэффициенты, постоянные для каждой ступени обкатки с ДН.

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

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

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

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

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

или в общем виде

$$\alpha = a + b \cdot t_0 + c \cdot t_0^2. \tag{2.32}$$

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).

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_{cT}), а затем его поворот по закону параболы до достижения угла $\alpha = \alpha_2$. Расчетное время такта разгона для дизеля Д-240 при $\omega_1 = 0.65\omega_{xx\,max} = 161\,\text{c}^{-1}$ и $\omega_2 = 0.95\omega_{xx\,max} = 236\,\text{c}^{-1}$ 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* рейка 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 противодавления 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 возвратить заслонку в исходное положение (см. рис. 1.1, кривая у).

Таким образом, управление дроссельной заслонкой при обкатке с ДН заключается в циклическом её прикрытии на время такта выбега на угол, создающий необходимое противодавление 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 противодавление; второй – расширение и наполнение; третий – сжатие; четвертый – расширение с дозарядкой цилиндров из системы выпуска отработавшими газами за счет опережения открытия выпускного клапана. Предельное максимальное противодавление 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, противодавление 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 противодавления 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 противодавлением 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 противодавления при установившихся режимах обкатки дизелей с турбонаддувом влияет на концентрацию вредных веществ в отработавших газах. Повышение противодавления на выпуске снижает выброс NO_x, а содержание СО – 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 группы цилиндров, поступление которых регулирует рабочей 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 выпуске, 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 Mersedes 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 запирание, а на такте выпуска до открытия впускных клапанов происходит продувка цилиндров накопленным в ресивере воздухом. Для создания противодавления 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 раздельной обкатки, сфор-мированные 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]:

$$P = P_{\rm r} - P_j, \tag{3.1}$$

где $P_{\rm r}$ и P_i – газовая и инерционная силы.

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

$$P_{j} = \omega^{2} R(m_{\rm IIK} + 0.275m_{\rm III})(1+\lambda), \qquad (3.2)$$

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

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

$$P_j = Cn^2, \tag{3.3}$$

где $C = \frac{\pi^2 R}{900} (m_{\text{пк}} + 0.275 m_{\text{III}})(1 + \lambda) = \text{const.}$

Максимальную газовую силу можно определить по формуле

$$P_{\rm r} = F_{\rm n} p_{\rm c}, \qquad (3.4)$$

где $F_{\rm n}$ – площадь поршня; $p_{\rm c}$ – давление сжатия.

Давление сжатия определяется по формуле

$$p_{\rm c} = p_{\rm a} \varepsilon^{n_1}, \qquad (3.5)$$

где $p_{\rm a}$ – давление начала сжатия; є – степень сжатия; $n_{\rm 1}$ – показатель политропы сжатия.

Давление начала сжатия определяется по формуле

$$p_{\rm a} = \frac{\eta_V(\epsilon - 1)p_0 T_0' + p_{\rm B} T_0}{\epsilon T_0}, \qquad (3.6)$$

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

Давление в конце расширения определяется по формуле

$$p_{\rm B} = \frac{p_{\rm r}}{\delta^{n_2}},\tag{3.7}$$

где $p_{\rm r}$ – давление газов в конце такта сжатия (давление сжатия), т.е. $p_{\rm r} = p_{\rm c}$;

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}; \tag{3.8}$$

эдесь р – степень предварительного расширения,

$$\rho = \frac{V_z}{V_c};\tag{3.9}$$

здесь $V_{\rm z}-$ объем газов в конце сгорания; $V_{\rm c}-$ объем газов в конце сжатия.

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

$$p_{\rm B} = \frac{p_{\rm c}}{\epsilon^{n_2}}.$$
 (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:

$$p_0' = \frac{T_0(p_{\mathrm{a}}\varepsilon - p_{\mathrm{B}})}{\eta_V T_0'(\varepsilon - 1)} = \frac{T_0\left(\frac{p_{\mathrm{c}}\varepsilon}{\varepsilon^{n_1}} - \frac{p_{\mathrm{c}}}{\varepsilon^{n_2}}\right)}{\eta_V T_0'(\varepsilon - 1)} = f(p_{\mathrm{c}}).$$
(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

$$p'_{0} = k_{\pi} p_{\rm p}, \tag{3.12}$$

где $p_{\rm p}$ – давление в ресивере; $k_{\rm n}$ – 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

$$p_{\rm p} = p_0' / k_{\rm n}. \tag{3.13}$$

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

$$k_{\rm m} = f(\beta). \tag{3.14}$$

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

$$k_{\rm II} = a + b\beta, \tag{3.15}$$

где *а* 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 $p_{\rm cp}$:

$$p_{\rm cp} = \frac{\eta_V(\varepsilon - 1)(a + b\beta)p_{\rm p}T_0' + p_{\rm B}T_0}{\varepsilon T_0}\varepsilon^{n_1}.$$
(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

$$p_{\rm c} = p_{\rm cp} \left(\frac{n_{\rm p}}{n}\right)^q, \qquad (3.17)$$

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:

$$p_{\rm c} = \frac{\eta_V(\varepsilon - 1)(a + b\beta)p_{\rm p}T_0' + p_{\rm B}T_0}{\varepsilon T_0} \left(\frac{n_{\rm p}}{n}\right)^q \varepsilon^{n_1}.$$
 (3.18)

Полученное выражение позволяет определять зависимость давления конца сжатия от частоты вращения n, давления в ресивере $p_{\rm p}$ и угла поворота перепускной заслонки β . Тогда выражение (3.1) запишется в виде

$$P = \frac{\eta_V(\varepsilon - 1)(a + b\beta)p_{\rm p}T_0' + p_{\rm B}T_0}{\varepsilon T_0} \left(\frac{n_{\rm p}}{n}\right)^q F_{\rm m}\varepsilon^{n_1} - Cn^2.$$
(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 $P_{\rm xo}$ и заменяемых ими ступенях горячей обкатки $P_{\rm ro}$. В этом случае

$$P_{\rm xo} = P_{\rm ro} \tag{3.20}$$

или

$$P_{r,x0} - P_{jx0} = P_{r,r0} - P_{jr0.}$$
(3.21)

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

$$P_{\Pi,\Pi 0} = F_{\Pi} p_z. \tag{3.22}$$

Для определения инерционных сил *P*_{*j*хо} 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

$$P_{r.xo} = P_{r.ro} - P_{jro} + P_{jxo}.$$
 (3.23)

Подставив в последнюю формулу выражение (3.3), имеем:

$$P_{\rm r.xo} = P_{\rm r.ro} - C(n_{\rm ro}^2 - n_{\rm xo}^2).$$
 (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:

$$p_{\rm p} = \frac{\varepsilon T_0 \left(p_z F_{\rm II} - C \left(n_{\rm ro}^2 - n_{\rm xo}^2 \right) \right) - \left(\frac{n_{\rm p}}{n_{\rm xo}} \right)^q \varepsilon^{n_1} F_{\rm II} p_{\rm B} T_0}{\eta_V T_0' \ \varepsilon^{n_1} F_{\rm II} \left(\frac{n_{\rm p}}{n_{\rm xo}} \right)^q (\varepsilon - 1)(a + b\beta)}, \qquad (3.25)$$

то есть $p_{\rm p} = f(p_z, n_{\rm ro}, n_{\rm xo}, \beta)$.

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.

Таблица 3.1

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

Номер	Частота вращения <i>n</i> , мин ⁻¹	Давление в ресивере $p_{\rm p}$,	
ступени		IVIIIa	
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.

Таблица 3.2

Расчетные нагрузочно-скоростные режимыступеней холодной

Номер ступени	Частота вращения <i>n</i> , мин ⁻¹	Давление в ресивере $p_{ m p}$, МПа
1	650	_
2	900	-
3	1450	-
4	1450	0,123
5	1800	0,145
6	2200	0,157

обкатки дизеля Д-240 на приводной станции

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 $A_{\text{тр.хо}}$ и заменяемых ими ступенях горячей обкатки под нагрузкой $A_{\text{тр.го}}$:

$$A_{\rm TP.XO} = A_{\rm TP.TO}.$$
 (3.26)

Работу сил трения можно определить по известной формуле

$$A_{\rm Tp} = N_{\rm MII}t, \qquad (3.27)$$

где $N_{\rm MII}$ – 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]:

$$N_{\rm MII} = \frac{p_{\rm MII} V_h ni}{30\tau_{\rm d}},\tag{3.28}$$

где $p_{_{\rm MII}}$ – среднее давление механических потерь; V_h – рабочий объем цилиндра; n – частота вращения; i – число цилиндров; $\tau_{_{\rm M}}$ – тактность двигателя.

Для конкретной марки дизеля $C = \frac{V_h i}{30\tau_{_{\rm H}}} = {\rm const}$ и

$$N_{\rm MII} = C n p_{\rm MII}. \tag{3.29}$$

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, физикомеханических 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 зависимость среднего давления механических потерь от средней скорости поршня $W_{n,cp}$ [55]:

$$p_{\rm MII} = (a_1 + b_1 W_{\rm ILCP}),$$
или $p_{\rm MII} = f(n),$ (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:

$$W_{\text{II.cp}} = Sn/30,$$
 (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:

$$p_{\rm MII} = 10(a_1 + b_1 W'_{\rm IIC,pi})p_{\rm p}$$
, или $p_{\rm MII} = f(n, p_{\rm p}),$ (3.32)

где $W'_{\text{пс.р}i}$ – 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:

$$t'_{i} = \frac{\left(a_{1} + b_{1}W_{\text{nc.pi}}\right)n_{i}t_{i}}{10\left(a_{1} + b_{1}W'_{\text{nc.pi}}\right)n'_{i} p_{\text{p}i}},$$
(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.

Таблица 3.3

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

Ступень	$n_{ m ro}$	$t_{ m ro}$	$n_{ m xo}$	$t_{ m xo}$
1	2200	10	950	27
2	2200	10	1150	18
3	2200	15	1350	21

Таблица 3.4

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

Ступень	$n_{ m ro}$	$t_{ m ro}$	$n_{\rm xo}$	$t_{ m xo}$
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.

3.5. Повышение эффективности обкатки с динамическим нагружением и дросселированием газов на выпуске

3.5.1. Рабочий цикл дизеля при динамическом нагружении с дросселированием газов на выпуске

Рассмотрим процесс дросселирования газов на выпуске на примере одноцилиндрового дизельного двигателя в режиме прокручивания коленчатого вала.

Схема двигателя с установленной дроссельной заслонкой в выпускном коллекторе приведена на рис. 3.2.



Рис. 3.2. Расчетная схема двигателя с установленной заслонкой в выпусном коллекторе

При нахождении поршня в НМТ при максимальном закрытии дроссельной заслонки воздух занимает объем, равный:

$$V_{\rm B} = V_h + V_{\rm c} + V_{\rm K}, \qquad (3.34)$$

где V_h – рабочий объем цилиндра; V_c – объем камеры сжатия; V_{κ} – объем выпускного коллектора, ограниченный месторасположением оси дроссельной заслонки.

При дальнейшем движении поршня от НМТ к ВМТ происходит сжатие воздуха, при этом рабочий объем зависит от угла поворота коленчатого вала φ , т.е. $V_h = f(\varphi)$, и объем воздуха также будет зависеть от угла поворота коленчатого вала φ :

$$V_{\rm B}(\phi) = V_h(\phi) + V_{\rm c} + V_{\rm \kappa}.$$
 (3.35)

Сжатие воздуха при этом будет происходить до момента открытия впускного клапана (у двигателя Д-240 за 16 ° до ВМТ) [49].

Объем, на который сожмется газ, будет равен

$$V'_h = F_{\Pi} \cdot S', \qquad (3.36)$$

где *F*_п – площадь поршня; *S*′ – ход, пройденный поршнем от HMT до момента открытия впускного клапана.

$$S' = r[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi)], \qquad (3.37)$$

где r – радиус кривошипа; λ – отношение радиуса к длине шатуна.

Таким образом, объем воздуха в момент открытия впускного клапана определится как

$$V'_{\rm B} = V'_{h} + V_{\rm c} + V_{\rm \kappa}. \tag{3.38}$$

Принимая процесс сжатия политропным ($pV^n = \text{const}$), находим давление воздуха в конце такта выпуска с максимальным дросселированием:

$$p'_{\rm B} = p_{\rm B} \left(\frac{V_{\rm B}}{V'_{\rm B}}\right)^{n'_{\rm I}},$$
 (3.39)

где $p'_{\rm B}$ – давление воздуха в момент начала открытия впускного клапана; $n'_{\rm 1}$ – показатель политропы сжатия на такте выпуска с дросселированием газов.

Просчитанная по формуле (3.39) зависимость давления выпуске от соотношения объема выпускного коллектора к рабочему объему цилиндра графически представлена на рис. 3.3. Из анализа графика

видно, что при увеличении данного соотношения в 2 раза давление выпуска при максимальном закрытии дроссельной заслонки снижается с 0,67 до 0,17 МПа (в 3,9 раза).

При увеличении угла поворота дроссельной заслонки будет изменяться и значение давления воздуха на выпуске с дросселированием газов, т.е.

$$p'_{\rm\scriptscriptstyle B} = f(\gamma), \tag{3.40}$$

где ү – угол поворота дроссельной заслонки.



Рис. 3.3. Зависимость давления выпуска при дросселировании газов на выпуске от объема выпускного коллектора

Приняв допущение, что давление остаточных газов равно давлению воздуха в конце такта выпуска с дросселированием газов, и подставив значение $p'_{\rm B}$ в выражения (3.5) и (3.6), получим давление сжатия при максимальном дросселировании:

$$p_{\rm c} = \left(\frac{\eta_V(\varepsilon - 1)p_0 T_0' + p_{\rm B} \left(\frac{V_{\rm B}}{V_{\rm B}'}\right)^{n_1'} T_0}{\varepsilon T_0}\right) \cdot \varepsilon^{n_1}.$$
(3.41)

Температура воздуха в конце впуска определяется выражением

$$T_{\rm a} = \frac{T_0'}{1 - \frac{p_{\rm r}}{\varepsilon p_{\rm a}} \left(1 - \frac{T_0'}{T_{\rm r}}\right)},\tag{3.42}$$

где $p_{\rm r}$ и $T_{\rm r}$ – давление и температура остаточных газов.

Температура воздуха в конце сжатия определяется выражением

$$T_{\rm c} = T_{\rm a} \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}, \qquad (3.43)$$

где $T_{\rm a}$ – температура газов в конце впуска, К.

Температура воздуха в конце расширения определяется выражением [55]:

$$T_{\rm B} = \frac{T_{\rm c}}{\epsilon^{n_2 - 1}}.$$
 (3.44)

По аналогии с формулой для определения температуры конца сжатия определим температуру воздуха в конце такта выпуска с дросселированием газов:

$$T'_{\rm B} = T_{\rm B} \varepsilon^{n'_1 - 1}. \tag{3.45}$$

Подставив последнее выражение в выражения (3.42) и (3.43) при допущении, что температура остаточных газов равна температуре воздуха в конце такта выпуска с дросселированием газов, определим температуру конца сжатия:

$$T'_{\rm c} = \frac{T'_{\rm 0} \,\varepsilon^{n_{\rm I}-1}}{1 - \frac{p_{\rm r}}{\varepsilon p_{\rm a}} \left(1 - \frac{T'_{\rm 0}}{T'_{\rm B}}\right)}.$$
(3.46)

Анализ представленных выражений показывает, что в условиях выбега с дросселированием газов повышение $P_{\rm a}$ и $T_{\rm a}$ приводит к соответственному увеличению значения $P_{\rm c}$, что обуславливает рост нагрузок на сопряжения и температуры деталей ЦПГ. При максимальном дросселировании газов на выпуске расчетные значения параметров рабочего процесса дизеля Д-240 составляют: $p_{i\rm H} = 0,3$ МПа, $P_{\rm c} = 4,14$ МПа, $T_{\rm c} = 872$ К, $P_{\rm B} = 0,13$ МПа, $T_{\rm B} = 436$ К (без дросселирования те же параметры имеют значения $p_{i\rm H} = 0,2$ МПа, $P_{\rm c} = 3,9$ МПа, $T_{\rm c} = 833$ К, $P_{\rm B} = 0,12$ МПа, $T_{\rm B} = 416$ К).

Таким образом, повышение противодавления при использовании дросселирования газов позволяет увеличить как средние нагрузки на сопряжения на такте выбега за счет роста p_{iH} , так и максимальные за счет некоторого роста P_{c} .

3.5.2. Нагрузочные режимы обкатки с динамическим нагружением

Нагрузочные режимы обкатки с ДН определяются с помощью универсальной методики, приведенной в работах [83, 92], основанной на равенстве нагрузок ступеней, рекомендованных для тормозных способов обкатки и действующих при обкатке с ДН:

$$\overline{M}_{\mathrm{t}i} = \overline{M}_{\mathrm{H}i}^{\mathrm{A}6}, \qquad (3.47)$$
93

где $\overline{M}_{\tau i}$ – нагрузочный момент, рекомендованный для *i*-й ступени обкатки данного дизеля тормозным способом.

Учитывая, что нагрузочные моменты ступеней задаются в долях от номинального момента, выражение (2.47) может иметь вид:

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

Тогда с учетом уравнения (3.48)

$$\overline{M}_{\rm Hi}^{\rm A6} = k_i \cdot \overline{\varepsilon}_{\rm p}^{\rm B} \cdot \overline{I} , \qquad (3.49)$$

или

$$\overline{\varepsilon}_{\mathbf{p}i} \cdot \overline{I} = k_i \cdot \overline{\varepsilon}_{\mathbf{p}}^{\scriptscriptstyle \mathfrak{d}} \cdot \overline{I} ,$$

откуда

$$\overline{\varepsilon}_{\mathrm{p}i} = k_i \cdot \overline{\varepsilon}_{\mathrm{p}}^{\mathrm{o}},$$

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 [101].

Величина углового ускорения при разгоне $\varepsilon_p^{\vartheta}$ 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 должна быть скорректирована.

Эталонные значения ускорений разгона и выбега дизеля Д-240, установленного на обкаточно-тормозном стенде КИ-5543, определялись экспериментальным путем в соответствии с инструкцией по техническому диагностированию приборами типа ИМД-Ц в области номинальной частоты вращения и составили: эталонное значение углового ускорения разгона $\varepsilon_p^3 = 100 \text{ c}^{-2}$, а углового ускорения выбега $\varepsilon_p^3 = 40 \text{ c}^{-2}$ при моменте инерции системы $I_c = 2,5 \text{ H} \cdot \text{M}^2$, что соответствует эталонным значениям в стендовой комплектации ($\varepsilon_p^3 \approx 100 \text{ c}^{-2}$, $\varepsilon_p^3 \approx 42 \text{ c}^{-2}$), рассчитанным в соответствии с инструкцией по использованию прибора ИМД-ЦМ.

Определение нагрузочного режима работы сопряжений при обкатке дизеля после текущего ремонта основано на равенстве средних индикаторных нагрузок при разгоне и выбеге с дросселированием газов на выпуске $\overline{M}_i = \left|-\overline{M}_i\right|$ [92]. В этом случае угловое ускорение выбега *i*-й ступени обкатки с дросселированием газов на выпуске ($\overline{\epsilon}_{Bi}^{\pi}$) определится суммой ускорений разгона для этой ступени и ускорения выбега:

$$\overline{\mathbf{\varepsilon}}_{\mathrm{B}i}^{\mathrm{A}} = \overline{\mathbf{\varepsilon}}_{\mathrm{B}i} + k_i \cdot \overline{\mathbf{\varepsilon}}_{\mathrm{D}}^{\mathrm{B}}, \qquad (3.50)$$

где $\overline{\overline{\epsilon}}_{_{Bi}}$ – среднестатистическое угловое ускорение свободного выбега на *i*-й ступени обкатки данного дизеля.

При таком характере нагружения сопряжений дизеля обеспечивают расчетные газовые нагрузки на поршневые кольца и их эффективную приработку на тактах выбега, однако в сечениях коленчатого вала на последней ступени теоретически возможна некоторая (до 10%) перегрузка, которая допустима для приработанных подшипников коленчатого вала при текущем ремонте. Практически максимальное зарегистрированное значение нагрузочного динамического момента при дросселировании на общем выпуске не превышает максимального крутящего момента дизеля [64].

Использование данной методики при определении нагрузочных режимов обкатки дизеля после капитального ремонта нецелесообразно, так как перегруженность шеек вала может привести в нарушению процесса приработки и образованию задиров.

В связи с этим при обкатке дизелей после капитального ремонта нагрузочный режим *i*-й ступени при обкатке с ДН и дросселированием газов на выпуске необходимо определять из условия равенства нагрузочного и крутящего динамических моментов на тактах разгона и выбега, при которых угловые ускорения разгона и выбега равны, т.е.

$$\varepsilon_{\mathrm{p}i} = \varepsilon_{\mathrm{B}i}.\tag{3.51}$$

Нагрузочные режимы этапа горячей обкатки с ДН дизеля Д-240 после капитального ремонта, определенные с помощью приведенной выше методики при эталонных значениях ускорения разгона 100 c^{-2} , выбега – 43 с⁻², коэффициенте ступеней $k_i = 0,66$; 0,80 и 0,88, представлены в табл. 3.5.

Таблица 3.5

Расчетные нагрузочные режимы этапа горячей обкатки
с ДН дизеля Д-240 после капитального ремонта
при реализации раздельной обкатки

Номер	Угловое ускорение	Угловое ускорение выбега с		
ступени	разгона, c^{-2}	дросселированием газов, c^{-2}		
1	66	66		
2	80	80		
3	88	88		

3.6. Продолжительность ступеней обкатки с динамическим нагружением и дросселированием газов на выпуске

Продолжительность ступеней обкатки с ДН и свободным выпуском определяется, исходя из условия равенства работы силы трения на данной ступени при обкатке рассматриваемым и базовым способом, по известной формуле [92]:

$$t_i^{\scriptscriptstyle \Pi} = \frac{M_{\scriptscriptstyle \Pi i} \cdot \overline{\varpi}_i \cdot t_i}{\overline{M}_{\scriptscriptstyle \Pi. {\rm cp}i} \cdot \overline{\varpi}_{\scriptscriptstyle {\rm cp}i}} = k_{\rm y} \cdot t_i, \qquad (3.52)$$

где \overline{M}_{ni} , $\overline{\omega}_i$, t_i – момент механических потерь, угловая скорость и время *i*-й ступени тормозной горячей обкатки; $\overline{M}_{n.cpi}$, $\overline{\omega}_{cpi}$, t_i^{π} – средний за ЦДН момент механических потерь, средняя УСКВ ЦДН и время *i*-й ступени горячей обкатки с ДН; k_y – коэффициент увеличения времени обкатки с ДН по сравнению с временем тормозной обкатки (для дизеля Д-240 $k_y = 1,3$).

Анализ уравнения 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 повышения $\overline{\omega}_{cpi}$ и увеличения среднего момента механических потерь путем дросселирования газов на вы-

него момента механических потерь путем дросселирования газов на выпуске, позволяющего увеличить угловое ускорение выбега и сократить время выбега и всего ЦДН в целом.

При обкатке с ДН и дросселированием газов вследствие увеличения момента механических потерь и уменьшения времени такта выбега и ЦДН продолжительность ступеней будет уменьшаться.

Время ступеней горячей обкатки с ДН и дросселированием газов на выпуске определяется равенством числа циклов динамического нагружения при обкатке с дросселированием газов (n'_{μ}) и без него (n_{μ}), т.е.

$$n'_{\rm II} = n_{\rm II}.$$
 (3.53)

Количество ЦДН при обкатке без дросселирования газов можно определить следующим образом:

$$n_{\rm II} = \frac{t_i^{\rm A}}{t_{\rm II}},\tag{3.54}$$

где $t_{\text{ц}}$ – время ЦДН без дросселирования газов.

Количество ЦДН при обкатке с дросселированием газов определяется аналогично:

$$n'_{\rm u} = \frac{t'^{\rm A}_i}{t'_{\rm u}},\tag{3.55}$$

где t'_{μ} – время ЦДН с дросселированием газов; t'^{μ}_{i} – время *i*-й ступени горячей обкатки с ДН и дросселированием газов.

Приравняв выражения (3.54) и (3.55), после соответствующих преобразований получим время *i*-й ступени горячей обкатки с ДН и дросселированием газов:

$$t_i'^{\pi} = \frac{t_{\rm ui}'}{t_{\rm ui}} t_i^{\pi}.$$
 (3.56)

Время ЦДН складывается из времени такта разгона t_p и времени такта выбега t_p :

$$t_{\rm II} = t_{\rm p} + t_{\rm B}. \tag{3.57}$$

Согласно данным работ [83, 92], время такта разгона на *i*-й ступени обкатки определяется по следующей формуле:

$$t_{\mathrm{p}i} = \frac{\Delta\omega}{\varepsilon_{\mathrm{p}i}},\tag{3.58}$$

где $\Delta \omega = \omega_2 - \omega_1 - интервал изменения УСКВ в ЦДН; <math>\varepsilon_{pi}$ и $\varepsilon_{Bi} - угловые ускорения разгона и выбега$ *i*-й ступени обкатки.

Продолжительность выбега в пределах изменения угловой скорости от ω_2 до ω_1 можно определить по формуле

$$t_{\rm B} = \frac{I\tau}{3,18V_h z} \int_{\omega_1}^{\omega_2} \frac{d\omega}{a_1 + b_{\omega}\omega} = \frac{I\tau}{3,18V_h z b_{\omega}} \ln \frac{a_1 + b_{\omega}\omega_2}{a_1 + b_{\omega}\omega_1}, \qquad (3.59)$$

где I – приведенный момент инерции двигателя; τ – тактность двигателя; V_h – рабочий объем одного цилиндра; z – число цилиндров; $b_{\omega} = 30b_1/\pi$; a_1 и b_1 – коэффициенты уравнения $p_{\text{мп}} = a_1 + b_1 n$.

Время такта выбега

$$t_{\rm Bi} = \frac{\Delta\omega}{\varepsilon_{\rm Bi}}.$$
 (3.60)

Время такта разгона для обкатанного дизеля при ЦДН с дросселированием газов и без него остается неизменным и для *i*-й ступени обкатки с учетом выражения (3.51) определится следующим образом:

$$t_{\rm pi} = \frac{\Delta \omega}{k_i \varepsilon_{\rm p}^3}.$$
 (3.61)

При ЦДН без дросселирования газов ускорение выбега на *i*-й ступени обкатки $\varepsilon_{\rm Bi}$ для обкатанного дизеля равно эталонному $\varepsilon_{\rm B}^{\rm 3}$, тогда время такта выбега определится как

$$t_{\rm Bi} = \frac{\Delta\omega}{\varepsilon_{\rm Bi}} = \frac{\Delta\omega}{\varepsilon_{\rm B}^{\rm o}}.$$
 (3.62)

Выразив эталонное ускорение выбега через эталонное ускорение разгона, получим:

$$\varepsilon_{\rm B}^{\rm o} = k_{\rm \varepsilon}^{\rm o} \varepsilon_{\rm p}^{\rm o}, \qquad (3.63)$$

где $k_{\varepsilon}^{\vartheta} = \frac{\varepsilon_{\mathrm{B}}^{\vartheta}}{\varepsilon_{\mathrm{p}}^{\vartheta}}$ – коэффициент, учитывающий соотношение мощности ме-

ханических потерь и эффективной мощности, определяемый, например, по данным, приведенным инструкции по эксплуатации прибора ИМД-ЦМ.

Для конкретной марки дизеля $k_{\varepsilon}^{\scriptscriptstyle 9} \approx {\rm const},$ поэтому можно записать

$$t_{\rm Bi} = \frac{\Delta \omega}{k_{\rm \epsilon}^{\rm s} \varepsilon_{\rm p}^{\rm s}}.$$
 (3.64)

Подставив выражения (3.61) и (3.64) в выражение (3.57), после преобразований получим время ЦДН без дросселирования газов на выпуске:

$$t_{\mathrm{u}i} = \frac{\Delta\omega(k_i + k_{\varepsilon}^3)}{k_i k_{\varepsilon}^3 \varepsilon_{\mathrm{p}}^3}.$$
(3.65)

Согласно методике определения нагрузочных режимов ЦДН с дросселированием газов на выпуске $\varepsilon_{pi} = \varepsilon_{Bi}$. В этом случае при определении продолжительности ЦДН время выбега на *i*-й ступени обкатки будет уменьшаться. В этом случае время выбега можно определить по формуле (3.59), определив экспериментально значение коэффициента *a* в зависимости от дополнительной нагрузки дросселированием газов на выпуске. С учетом выражений (3.60) и (3.64) время ЦДН с дросселированием газов на выпуске равно:

$$t'_{\rm ui} = t_{\rm pi} + t_{\rm Bi} = \frac{\Delta\omega}{\varepsilon_{\rm pi}} + \frac{\Delta\omega}{\varepsilon_{\rm Bi}} = \frac{\Delta\omega}{k_i \varepsilon_{\rm p}^{\rm o}} + \frac{\Delta\omega}{k_i \varepsilon_{\rm p}^{\rm o}} = \frac{2\Delta\omega}{k_i \varepsilon_{\rm p}^{\rm o}}.$$
 (3.66)

С учетом выражений (3.65), (3.66) после соответствующих преобразований выражение (3.58) для определения времени *i*-й ступени обкатки с ДН и дросселированием газов на выпуске примет вид

$$t_i^{\prime \pi} = \frac{2k_{\varepsilon}^{\vartheta} t_i^{\pi}}{k_i + k_{\varepsilon}^{\vartheta}}.$$
(3.67)

Воспользовавшись выражением (3.52), получим формулу для определения времени *i*-й ступени обкатки с ДН и дросселированием газов на выпуске при фиксированном $\Delta \omega$, выраженную через время *i*-й ступени тормозной обкатки:

$$t_i^{\prime \pi} = \frac{2k_{\varepsilon}^{\vartheta}k_{\mathrm{y}}t_i}{k_i + k_{\varepsilon}^{\vartheta}} = f(t_i, k_{\mathrm{y}}).$$
(3.68)

Результаты расчета времени ступеней приведены в табл. 3.6.

Таблица 3.6

_	-					
Ступень	<i>t_i</i> , мин	k_i	$k_{arepsilon}^{arepsilon}$	$k_{ m y}$	$t_i^{\scriptscriptstyle { m I}}$, мин	$t_i'^{\scriptscriptstyle \mathcal{I}}$, мин
1	20	0,66	0,42	1,3	26	20
2	20	0,80	0,42	1,3	26	18
3	5	0,88	0,42	1,3	7	4

Расчет времени ступеней горячей обкатки с ДН и дросселированием газов на выпуске

Анализ данных табл. 3.6 показывает, что при обкатке с ДН без дросселирования газов продолжительность ступеней на 30 % превышает продолжительность ступеней тормозной обкатки, а при обкатке с ДН и дросселированием газов на выпуске продолжительность обкатки на последних ступенях сокращается на 10–15 %, при этом одинаковое количество тактов разгона, на которых в основном осуществляется приработка, происходит при меньшем времени ступеней, кроме этого несколько увеличиваются газовые нагрузки на такте выбега с дросселированием газов на выпуске, что способствует повышению интенсивности приработочных процессов.

3.7. Расчетно-теоретическое обоснование процесса статико-динамического нагружения сопряжений дизеля

Циклически повторяющиеся ударные нагрузки на детали и сопряжения ДВС при обкатке могут быть осуществлены за счет создания импульсов давления в цилиндрах ДВС жидкостью (например, моторным маслом), поступающей от внешних устройств, обеспечивающих подачу масла с требуемыми частотой и давлением.

Цикл статико-динамического нагружения сопряжений ДВС представляет совокупность тактов наброса давления масла в цилиндры ДВС с затратой возникающего индикаторного крутящего момента на преодоление момента механических потерь, динамического момента и момента закрутки торсиона и такта сброса давления, с затратой момента раскрутки торсиона на преодоление момента механических потерь, момента от сил выталкивания масла из цилиндра и динамического момента.

Сущность холодной обкатки ДВС с СДН заключается в непрерывном осуществлении циклов СДН с требуемой величиной нагрузки, переносной и относительной угловой скорости коленчатого вала в пределах одного или нескольких кинематических циклов КШМ ДВС, при сверхнизкой переносной угловой скорости коленчатого вала, при этом расчетные нагрузки и скорости скольжения прирабатываемых поверхностей обеспечиваются не за счет прокрутки коленчатого вала от внешних приводных станций большой мощности (30–100 кВт) на сравнительно высоких частотах вращения (400–1500 мин⁻¹), и как следствие инерционных и газовых нагрузок, а за счет гидроимпульсов высокого давления, воздействующих на поршень обкатываемого ДВС, коленчатый вал которого прокручивается со сверхнизкой частотой (0,2–1,5 мин⁻¹) в пределах одного или нескольких полных оборота коленчатого вала.

В результате действия гидроимпульсов обеспечиваются высокочастотные (10–30 Гц) колебания деталей ЦПГ и КШМ, их нагружение и приработка. Подача масла в цилиндры ДВС осуществляется гидропульсатором высокого давления (до 10–15 МПа) обкаточного стенда, при этом торсион, установленный между коленчатым валом и выходным валом червячного редуктора приводной станции, обеспечивает расчетную тормозную нагрузку сопряжений, относительное колебательное движение деталей ЦПГ и КШМ, а также передачу момента прокрутки коленчатого вала ДВС от приводной станции небольшой мощности (1–1,5 кВт).

В процессе приработки скорость поршня и угловая скорость коленчатого вала, а следовательно, и их ускорения будут циклически изменяться по величине и направлению, вызывая дополнительные инерционные знакопеременные нагрузки на детали и сопряжения, действующие в условиях достаточной смазки сопряжений и обеспчивающие их приработку преимущественно за счет пластического деформирования поверхностей и их наклепа, а не их истирания.

Данный способ холодной обкатки направлен на исправление микро- и макрогеометрии поверхностей трения деталей КШМ и ЦПГ, увеличение их микротвердости и снижение приработочного износа [47].

Задачей расчетно-теоретического обоснования процесса статикодинамического нагружения сопряжений дизелей является определение закономерностей изменения нагрузочно-скоростных режимов работы сопряжений ДВС в условиях СДН в зависимости от конструктивнокинематических параметров ДВС, параметров систем подачи масла и управления, торсиона и приводной станции.

К конструктивно-кинематическим параметрам ДВС, учитываемым при обосновании, следует отнести диаметр и число цилиндров, ход и массу поршня, степень сжатия, объем камеры сгорания, длину шатуна и радиус кривошипа коленчатого вала и др., т.е. все основные параметры ДВС, используемые при его кинематическом и динамическом расчете.

Основными параметрами системы подачи масла являются максимальное давление P_M , производительность Q, а также время включения и выключения электроклапанов гидрораспределителя, у торсиона – коэффициент жесткости C и допустимый угол закрутки $\varphi_{T_{\text{доп}}}$, у приводной станции – угловая скорость выходного вала ω_e и максимально допустимый обратный (тормозной) момент M_{max} .

Функционально-кинематическая схема стенда для реализации предлагаемого способа обкатки с СДН приведена на рис. 3.4.



Рис. 3.4. Функционально-кинематическая схема стенда для холодной обкатки со статико-динамическим нагружением на примере одноцилиндрового двигателя: 1 – мотор-редуктор; 2 – червячный редуктор; 3 – торсион; 4 – двигатель; 5 – электрогидрораспределитель; 6 – электродвигатель; 7 – блок автоматизированной системы управления; 8 – масляный насос Она содержит соединенные последовательно мотор-редуктор 1, червячный редуктор 2, торсион 3, а также приводной электродвигатель 6 масляного насоса 8, гидравлический выход которого соединен с гидравлическим входом электрогидрораспределителя 5, управление которым осуществляется автоматизированной системой 7.

В исходном состоянии КШМ ДВС 4 находится, например, в верхней мертвой точке (ВМТ), торсион 3 раскручен ($M_{\text{TOP}} = 0$).

При включении насосной станции часть масла, забираемого масляным насосом 8 из картера ДВС, через регулятор давления подается в главную масляную магистраль ДВС для смазки сопряжений (p = 0,3 МПа) (на рисунке не показано). Другая часть масла под высоким давлением ($p \ge 3,5$ МПа) подается на вход электрогидрораспределителя 5. При включении мотор-редуктора происходит прокрутка коленчатого вала через торсион 3 со сверхнизкой (0,2...1 мин⁻¹) частотой вращения.

Происходит закрутка торсиона за счет момента механических потерь $M_{\rm MII}$ ДВС на некоторый угол φ_3 . Так как угловая переносная скорость приводной станции и коленчатого вала ω_e мала, то $M_{\rm MII} = a + b \cdot \omega \approx a$, т.е. момент механических потерь равен моменту от сил трения покоя. При включении блока автоматизированной системы управления 7 на электрогидрораспределитель 5 будут последовательно поступать импульсы управления электроклапанами. При подаче импульса на первый электроклапан он откроется и в надпоршневое пространство ДВС начнет поступать масло, действуя на поршень с силой $p_{\rm M}$, равной

$$P_{\rm M} = p_{\rm M} \cdot F_{\rm II}, \qquad (3.69)$$

где $p_{_{\rm M}}$ – удельное давление масла, МПа; $F_{_{\rm II}}$ – площадь поршня, м².

Приведем массы подвижных деталей ДВС и рабочего тела (масла) к одной поступательно движущейся массе, сосредоточенной на пересечении осей цилиндра и поршневого пальца, и получим одномассовую механическую модель системы для поступательного движения.

При $P_{\rm M} > P_{\rm M\Pi} + P_{\rm TOP}$ начнется перемещение поршня вниз к нижней мертвой точке (HMT) с ускорением *j*, равным

$$j = \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{P_{\rm M} - (P_{\rm M\Pi} + P_{\rm TOP})}{m_{\rm \Pi Д}},$$
 (3.70)

где x – перемещение поршня, м; $m_{\Pi \Lambda}$ – масса поступательно движущихся деталей (поршня m_{Π} , масла в надпоршневой полости цилиндра $m_{\rm M}$, верхней части шатуна $m_{\rm III}$) и приведенной к поршню массы от вращающихся деталей ДВС $m_{\rm BP}$, обладающих суммарным моментом инерции J, т.е.

$$m_{\Pi\Pi} = m_{\Pi} + m_{\Pi\Pi} + m_{M} + m_{BP}.$$
 (3.71)

Масса масла в надпоршневом пространстве является функцией перемещения поршня или угла поворота коленчатого вала, которые связаны между собой известным конструктивно-кинематическим соотношением

$$x = r(1 + \frac{\lambda}{2}\sin^2\varphi - \cos\varphi), \qquad (3.72)$$

где *r* – радиус кривошипа, м; λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна *l*, т.е. $\lambda = \frac{r}{l}$; ϕ – угол поворота коленчатого вала, рад.

При нахождении поршня в ВМТ масса масла в надпоршневом пространстве определится по формуле

$$m_{\mathrm{M}_o} = \rho_{\mathrm{M}} \cdot V_{\mathrm{c}} = \rho_{\mathrm{M}} \cdot V_{\mathrm{M}_o}, \qquad (3.73)$$

где $\rho_{\rm M}$ – плотность масла, кг/м³; $V_{\rm c}$ – объем камеры сгорания ДВС, м³.

Текущее значение массы масла в надпоршневом пространстве при других положениях поршня определится по формуле

$$m_{\rm M} = m_{\rm M_o} + \rho_{\rm M} \cdot F_{\rm \Pi} \cdot x \,. \tag{3.74}$$

При известных зависимостях $P_{\rm M}$, $P_{\rm TOP}$, $P_{\rm M\Pi}$, $m_{\Pi d}$ от времени, перемещения и скорости поршня, известных начальных условиях и константах может быть получено решение уравнения динамики (3.70), например, методом численного интегрирования на ЭВМ. По полученному значению ускорения поршня определяются сила инерции и нагрузочно-скоростной режим ДВС и его сопряжений на рассматриваемом участке цикла СДН.

При анализе динамики ДВС при его работе на установившихся скоростных режимах рассматривают двухмассовую модель КШМ, в которой поршень и часть шатуна относят к поступательно движущимся массам, а другую к вращающимся относительно оси коленчатого вала массам (коленчатый вал, маховик и др.) [16].

При анализе неустановившихся скоростных режимов работы ДВС и внутрицикловой неравномерности частоты вращения коленчатого вала применяют приведение всех масс к оси коленчатого вала (рис. 3.5) [22-26].



Рис. 3.5. Расчетная одномассовая схема кривошипно-шатунного механизма двигателя

В связи с тем, что при СДН угловая скорость коленчатого вала имеет переменный и неравномерный характер, воспользуемся при дальнейшем анализе приведением движущихся масс к оси коленчатого вала. В этом случае массу поршня, поршневого пальца и шатуна, а также масла приводят к оси коленчатого вала.

В этом случае может быть получена механическая одномассовая модель для вращательного движения вала ДВС, уравнение динамики которого на такте наброса давления масла имеет вид:

$$M_i - M_{\rm TOP} - M_{\rm MII} = J \cdot \varepsilon, \qquad (3.75)$$

где M_i , $M_{\text{ТОР}}$, $M_{\text{МП}}$ – моменты от силы давления масла, торсиона и трения в сопряжениях соответственно, Н·м; ε – угловое ускорение коленчатого вала, $c^{-2}\left(\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2}\right)$; ω – угловая скорость коленчатого

вала, с⁻¹, тогда выражение (2.40) примет вид

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{M_i - M_{\rm TOP} - M_{\rm MII}}{J}.$$
(3.76)

Поступательно-движущиеся массы формируют переменную по углу поворота коленчатого вала составляющую момента инерции ДВС, то есть в общем виде

$$J_{\Pi \mathcal{A}} = f(\varphi). \tag{3.77}$$

Для одноцилиндрового ДВС $J_{\Pi,\Pi}$ определяется по известной [116] зависимости

$$J_{\Pi \Lambda} = \frac{m_{\Pi \Lambda} \cdot r^2}{2} \left[1 - \cos 2\varphi + \frac{\lambda^2}{4} - \frac{\lambda^2}{4} \cdot \cos 4\varphi - \lambda \cdot \cos \varphi - \lambda \cdot \cos 3\varphi \right], \quad (3.78)$$

где $m_{\Pi \Pi}$ — масса поступательно движущихся деталей и масла, приводимая к оси коленчатого вала ($m_{\Pi \Pi} = m_{\Pi} + m_{\Pi \Pi} + m_{M}$).

Для многоцилиндрового ДВС суммарный момент инерции поступательно движущихся масс получают суммированием моментов инерции отдельных цилиндров сдвинутых относительно первого по углу поворота кривошипов коленчатого вала.

Суммарный момент инерции одноцилиндрового ДВС *J* будет равен:

$$J = J_{\rm BP} + J_{\Pi \Lambda} = 1, 2 \cdot J_{\rm M} + \frac{m_{\Pi \Lambda} \cdot r^2}{2} \left[1 - \cos 2\varphi + \frac{\lambda^2}{4} - \frac{\lambda^2}{4} \cdot \cos 4\varphi - \lambda \cdot \cos \varphi - \lambda \cdot \cos 3\varphi \right], \quad (3.79)$$

где $J_{\rm BP}$ – момент инерции вращающихся масс ДВС, приведенных к оси коленчатого вала ($J_{\rm BP}$ =(1,1...1,4) $J_{\rm M}$, где $J_{\rm M}$ – момент инерции маховика, ${\rm H}\cdot{\rm m}\cdot{\rm c}^2$).

Индикаторный крутящий момент ДВС *M_i* на такте наброса для любого угла поворота коленчатого вала φ и давления цикла СДН может быть определен по формуле [55]

$$M_i = \frac{P_1 \cdot r \cdot \sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, \qquad (3.80)$$

где P_1 – равнодействующая силы давления масла на поршень и силы инерции, т.е. $P_1 = P_M + P_J$, так как $m_{\Pi \Box} = 0$, то $P_J = m_{\Pi \Box} \cdot j = 0$, тогда для рассматриваемой модели

$$M_i = \frac{P_{\rm M} \cdot r \cdot \sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}, \qquad (3.81)$$

где β – угол между осью шатуна и осью цилиндра ДВС,

$$\beta = ar \cos \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi} , \qquad (3.82)$$

здесь φ – угол поворота коленчатого вала $0 \le \varphi \le n \cdot 360^\circ$,

$$\varphi == \omega_e \cdot t \pm \sum_{i=1}^n \omega_{ii} \cdot \Delta t = \omega_e \cdot t \pm \sum_{i=1}^n \varepsilon_i \cdot \Delta t^2, \qquad (3.83)$$

где ω_e – переносная угловая скорость, с⁻¹ (скорость вращения выходного вала приводной станции); ω_r – относительная угловая скорость коленчатого вала в процессе его колебательного движения под действием рассматриваемых сил и моментов цикла СДН; ω_{ni} , ε_i – средние значения угловой скорости и углового ускорения на *i*-м участке интегрирования; Δt – шаг интегрирования; n – число шагов интегрирования, $n = \frac{t}{\Delta t}$; $\sum_{i=1}^{n} \varepsilon_i \cdot \Delta t^2$ – относительное изменение угла поворота

коленчатого вала в пределах времени цикла СДН.

Момент торсиона M_{TOP} при изменении направления и величины угла закрутки в рабочем диапазоне равен:

$$M_{\rm TOP} = \pm C \cdot \sum_{i=1}^{n} \varepsilon_i \cdot \Delta t^2, \qquad (3.84)$$

где C – коэффициент жесткости торсиона, $H \cdot M / pad.$

Момент механических потерь ДВС $M_{\rm MII}$ определяется выражением $M_{\rm MII} = a + b \cdot \omega,$ (3.85)

где *а* и *b* – постоянные для данного типа ДВС коэффициенты: *а* – начальный момент механических потерь ДВС (при ω =0), Н·м; *b* – коэффициент, учитывающий влияние скоростного режима на механические потери, Н·м/с⁻¹; для дизеля Д-144: *a*=90 H·м, *b*=0,13 [84].

Для решения уравнений динамики ДВС (3.70, 3.76) необходимо знать закономерности изменения давления масла в надпоршневом пространстве в зависимости от текущего времени цикла СДН и угла поворота коленчатого вала, т.е. $P_{\rm M} = f(t, \varphi)$. На рис. 3.6 представлена зависимость $P_{\rm M} = f(t, \varphi)$, построенная по экспериментальным данным.

Ввиду сложности аналитического описания данной зависимости при проведении расчетов можно брать фиксированные значения угла поворота и использовать однопараметровые зависимости давления от времени импульса, на рассматриваемых тактах цикла статикодинамического нагружения или от угла при $t_u = \text{const.}$ Например, на такте увеличения давления и $\varphi = 72^\circ$ эта зависимость имеет вид:

$$p_{\rm M} = 0,002 t^2 + 0,025t + 0,591, \tag{3.86}$$

где t – время увеличения давления ($0 \le t \le t_y$), где t_y – время достижения максимального давления цикла $p_{M_{zi}}$ для данного *i*-го углового положения коленчатого вала от момента начала его роста.



Рис. 3.6. Зависимость максимального давления цикла статико-динамического нагружения от длительности управляющего импульса и углового положения коленчатого вала

Максимальное давление цикла $p_{M_{zi}}$ в зависимости от φ при длительности управляющего импульса =110 мс определяется по уравнению

$$p_{\rm M_{-}} = -1 \cdot 10^{-8} \cdot \mathbf{\hat{u}} + 2 \cdot 10^{-6} \cdot \mathbf{\hat{u}} + 0,003 \, \mathbf{\hat{u}} - 0,037 \cdot \mathbf{\hat{u}} + 0,144 \, \mathbf{u}$$
(3.87)

Приняв шаг интегрирования, необходимые допущения, ограничения и начальные условия, можно решить уравнение относительно углового ускорения, например, методом численного интегрирования на ЭВМ, а затем определить все остальные параметры цикла СДН (угловую скорость, моменты, давление масла и т.д.).

Характер нарастания давления на начальной фазе такта наброса от времени увеличения давления (для угла поворота коленчатого вала 72°) представлен на рис. 3.7 и 3.8.

Анализ осциллограмм давления в цилиндре ДВС и угла поворота коленчатого вала при СДН показывает, что на начальном участке увеличения давления (t_y) происходит его рост до некоторого максимального значения $p_{M_{zi}}$ при неизменном положении коленчатого вала, т.е. происходит статико-динамическое воздействие на детали КШМ и

ЦПГ, приводящее к выборке зазоров в сопряжениях и пластической деформации поверхностей. Затем происходит поворот коленчатого вала вследствие давления масла на некоторый угол (участок $t_{\text{пов}}$) с преодолением нагрузочных моментов торсиона, механических потерь и динамического момента, в процессе которого происходит перемещение прирабатываемых поверхностей сопряжений относительно друг друга с определенной скоростью и их приработка. При равенстве индикаторного момента ДВС сумме моментов торсиона и механических потерь происходит остановка коленчатого вала (участок t_0), во время которой на сопряжения действуют постоянные силы, пропорциональные давлению нагнетания, создаваемому гидросистемой стенда, под действием которых происходит статическое нагружение сопряжений и деталей ДВС с процессами пластической деформации.



Рис. 3.7. Осциллограмма изменения угла поворота коленчатого вала (ϕ), давления масла в цилиндре ($p_{\rm M}$), тока (I), напряжения (U) в зависимости от времени цикла (при угле поворота коленчатого вала 72°)
Такт обратного поворота коленчатого вала происходит после включения второго электроклапана гидрораспределителя под воздействием момента раскрутки торсиона, при небольшом значении давления масла и нагрузки на сопряжения. Таким образом, основное нагружение сопряжений ДВС и их приработка происходит на участках с повышенным давлением и характер его изменения в пределах этих участков представляет наибольший интерес.



Рис. 3.8. Зависимость давления масла в цилиндре от времени такта увеличения давления

На первом такте увеличения давления $M_{\text{TOP}} = 0$, поэтому положительное ускорение появится только при условии $M_i = M_{\text{MII}}$. Тогда, начиная с некоторого шага, будет расти индикаторный момент M_i и затрачиваться на преодоление M_{MII} , M_{TOP} и $M_{\text{Д}} = J \cdot \varepsilon$. Зная M_i , $M_{\text{MII}i-1}$ и $M_{\text{TOP}i-1}$, находим ε_i , по нему $\omega_i = \omega_{i-1} + \varepsilon_i \cdot \Delta t_i$, Φ_i и т.д. Таким образом, процесс будет идти до тех пор, пока не вступит в силу ограничение по давлению масла $p_{\text{M}} \leq p_{\text{M}_z}$ или по времени $t \leq t_y$. С другой стороны, монотонный рост давления масла происходит до момента начала поворота коленчатого вала ДВС, т.е. на всем участке t_y $\varepsilon = 0$, $\varphi = \varphi_{\rm H} = 72^{\circ}$. С этого момента начинается поворот коленчатого вала, при чем ω и ε значительно изменяются на этом участке. Давление на этом участке снижается по колебательному закону, что обусловлено увеличением объема надпоршневого пространства и расходом масла. На участке t_y имеем изохорный процесс, а на участке $t_{\rm пов}$ – политропный процесс – изменяются P и V. Работа на t_y $P \cdot \Delta V = 0$, а на $t_{\rm пов}$ $l = P_{\rm cp} \cdot \Delta V$.

В процессе поворота на участке с $M_i = M_{\rm MII} + M_{\rm TOP} \ \varepsilon = 0$, $\omega = {\rm const}$, а на участке с $M_i < M_{\rm MII} + M_{\rm TOP} \ \varepsilon < 0$, $M_{\rm A}$ превращается в крутящий момент и поддерживает вращение коленчатого вала в том же направлении (по инерции суммируясь с M_i). При некотором φ сумма $M_{\rm MII} + M_{\rm TOP}$ станет равной M_i , $\varepsilon = 0$, $\omega = 0$, поворот оканчивается, т.е. $M_i + M_{\rm MII} = M_{\rm TOP}$.

После открытия второго электроклапана давление масла начнет падать, M_i снижаться, а при $M_i + M_{\rm M\Pi} < M_{\rm TOP}$ появятся отрицательные є и ω .

Начало нагнетания жидкости в цилиндр не приводит к мгновеному смещению поршня ввиду его инерционности. Поэтому происходит сжатие жидкости в ограниченном пространстве и повышение давления, под действием которого поршень приходит в движение. С увеличением скорости поршня потенциальная энергия сжатия жидкости и рукавов высокого давления переходит в кинетическую энергию поршня и жидкости. По мере расширения жидкости давление перед поршнем снижается, что приводит к торможению поршня и последующему его движению по закону колебаний. Начало образования прямой волны имеет место при t = 0 (время движения волны зависит от длины трубопроводов).

Для решения уравнения динамики ДВС на такте наброса давления при СДН составим систему уравнений, представляющую собой нагрузочно-скоростную математическую модель процесса СДН.

$$\begin{cases} p_{M} = 0,002t^{2} + 0,025t + 0,591; p_{M} \le p_{M_{2}}; 0 \le t \le t_{y}, \\ P_{M} = p_{M} \cdot F_{\Pi}, \\ \varphi = \omega_{e} \cdot t \pm \sum_{i=1}^{n} \omega_{i} \cdot \Delta t = \sum_{i=1}^{n} \varepsilon_{i} \cdot \Delta t^{2}, \\ \beta = ar \cos \sqrt{1 - \lambda^{2} \cdot \sin^{2} \varphi}, \\ M_{i} = \frac{P_{M} \cdot r \cdot \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \\ M_{\text{TOP}} = \pm C \cdot \sum_{i=1}^{n} \varepsilon_{i} \cdot \Delta t^{2} \\ \{ \omega = \omega_{e} + \sum_{i=1}^{n} \varepsilon_{i} \cdot \Delta t, \\ M_{\text{MII}} = a + b \cdot \omega, \\ x = r \cdot \left(1 + \frac{\lambda}{2} \sin^{2} \varphi - \cos \varphi \right), \\ m_{M} = m_{M_{e}} + \rho_{M} \cdot F_{\Pi} \cdot x, \\ m_{\Pi A} = m_{\Pi} + m_{\Pi H} + m_{M}, \\ J = 1, 2 \cdot J_{M} + \frac{m_{\Pi A} \cdot r^{2}}{2} \left[1 - \cos 2\varphi + \frac{\lambda^{2}}{4} - \frac{\lambda^{2}}{4} \cdot \cos 4\varphi - \lambda \cdot \cos \varphi - \lambda \cdot \cos 3\varphi \right], \\ \varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^{2}\varphi}{dt^{2}} = \frac{M_{i} - M_{\text{TOP}} - M_{\text{MII}}}{J}. \end{cases}$$

Она позволяет определить основные параметры цикла СДН в зависимости от конструктивно-кинематических параметров ДВС, систем подачи масла и управления, торсиона и приводной станции.

Расчет проводится по отдельным участкам цикла СДН. Алгоритм интегрирования уравнений численным методом (например методом Эйлера) на ЭВМ выполняется следующим образом:

1. Определяются параметры входящих в систему (3.87) элементов при t = 0 ($\varepsilon = 0$, $M_i = 0$, $M_{\text{TOP}} = 0$, $M_{\text{MII}} = a$, $\varphi = 0$, $J = J_0$, $m_{\text{M}} = m_{\text{M}_0}$).

2. Дается приращение по времени Δt , равное, например, 0,0001 с. Определяем $p_{\scriptscriptstyle M1}$, затем $p_{\scriptscriptstyle M1}$, и $M_{\scriptscriptstyle i1}$, находим ε_1 , приняв остальные

составляющие уравнения равными значениям при t = 0. Зная ε_1 , найдем $\omega_1 = \omega_e + \varepsilon_1 \cdot \Delta t$, затем ϕ_1 , x_1 , m_{M1} , J_1 , $M_{M\Pi1}$, и M_{TOP1} .

3. Полученные данные подставляются в уравнение для $\epsilon_{\!\!\!,}$ определяем $\epsilon_{\!\!\!2}$ и затем все остальные параметры аналогично п.2.

4. В процессе интегрирования также определяются величины p_{Mzi} и проверяется ограничение $p_M \ p_{Mzi}$. При $p_M > p_{Mzi}$ расчет заканчивается.

Расчет других участков (поворота, остановки, возврата) проводится аналогично, но со своими начальными условиями и ограничениями.

Полученные закономерности изменения давления в цилиндре и момента торсиона отражают нагрузочный режим работы сопряжений, а угловой скорости – скоростной режим.

По результатам проведенных расчетов показателей нагрузочно-скоростных режимов процесса СДН при угловом положении коленчатого вала 72° и длительности управляющего импульса 110 мс были построены расчетные зависимости показателей процесса СДН (угла закрутки торсиона (ϕ_3), давления масла в цилиндре (p_M), индикаторного момента (M_i), момента торсиона (M_{TOP}), момента механических потерь (M_{MII}), угловой скорости (ω) и ускорения (ϵ) от времени участка закрутки торсиона ($t_{пов}$)) (рис. 3.8).

В процессе расчета показателей учитывалась комплектация дизеля при проведении холодной обкатки с СДН (отсутствие привода вентилятора, отключенное состояние газораспределительного механизма (ГРМ), наличие только одного первого цилиндра двигателя при проведении моторных исследований).

Результаты расчета показателей нагрузочно-скоростных режимов процесса СДН на участке закрутки торсиона при угловом положении коленчатого вала 72° и длительности управляющего импульса 110 мс приведены в табл. 3.7.

Анализ расчетных зависимостей показывает, что угловая скорость на участке поворота коленчатого вала монотонно увеличивается от 0 до 80 с⁻¹, а угловое ускорение изменяется в пределах 2500–3000 с⁻², для исследуемого углового положения коленчатого вала 72° и относительного изменения угла поворота 9,18°.



Рис. 3.8. Расчетные зависимости угла закрутки торсиона (ϕ_3), давления масла в цилиндре (p_M), индикаторного момента (M_i), момента торсиона (M_{TOP}), момента механических потерь (M_{MII}), угловой скорости (ω) и ускорения (ϵ) от времени участка закрутки торсиона ($t_{\text{пов}}$) (для углового положения коленчатого вала – 72°)

Таблица 3.7

Расчетные значения показателей процесса статико-динамического нагружения

	Ф _{ір} , град		0,73	1,46	2,17	2,87	3,32	3,72	4,12	4,58	5,11	5,66	6,25	6,85	7,48	8,13	8,67	9,14	9,18
ε _T ,	\mathbf{c}^{-2}	3178,9	3231,2	3142, 3	3037,5	1962, 3	1784,2	1679,9	1989,0	2288,7	2408,3	2614,1	2641,4	2775,4	2832, 3	2354,6	1962, 6	1645,3	1233.41
$M_{ m MII},$	Н·м	15	15,826	15,840	15,817	15,789	15,511	15,464	15,565	15,517	15,595	15,626	15,679	15,687	15,722	15,736	15,612	15,510	15,427
ω,	\mathbf{c}^{-1}	0	6,358	12,820	19,105	25,179	29,108	32,676	36,542	40,519	45,096	49,915	55,141	60,424	65,975	71,639	76,348	80,273	81,264
$M_{ m TOP},$	Н·м	0	9,8419	19,856	29,575	38,978	45,060	50,584	56,103	62, 261	69,346	76,802	84,896	93,073	101,66	110,43	117,72	123,79	121.65
$M_i,$	Н·м	503,42	522,34	518,89	512,67	357,05	335,20	313,75	348,01	395,93	419, 79	456,01	468,03	494,95	511,58	453,95	406,59	368,41	311.93
β,	рад	0,2689	0,2699	0,2710	0,2720	0,2729	0,2735	0,2737	0,2746	0,2751	0,2757	0,2763	0,2769	0,2775	0,2781	0,2787	0,2791	0,2794	0,2795
φ _i ,	рад	0	0,0127	0,0129	0,0126	0,0121	0,0079	0,0071	0,0071	0,0079	0,0092	0,0096	0,0105	0,0106	0,0111	0,0113	0,0094	0,0078	0,0065
P_{M}	Η	8096,0	8393,6	8333,4	8230,2	5731, 1	5380,2	5036,2	5586, 6	6357, 1	6742,4	7327,2	7525,0	7963,6	8238,8	7318,6	6561, 8	5951,2	5039.6
$p_{ m M},$	МПа	0,941	0,976	0,969	0,957	0,666	0,626	0,586	0,649	0,7392	0,784	0,852	0,875	0,926	0,958	0,851	0,763	0,692	0.586
t,	MC	0	2	${\bf 7}$	9	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34

3.3. Расчетно-теоретическое обоснование режимов и средств холодной обкатки ДВС после текущего ремонта с использованием электростартера

В связи с тем, что текущем ремонте (ТР) подвергаются замене отдельные, не базовые детали КШМ, момент прокрутки ДВС в начале холодной обкатки возрастает незначительно и для ее осуществления может использоваться прокрутка на пусковых оборотах с помощью пускового ДВС (способ разработан под руководством профессора H.C. Ждановского) [27]. Однако этот способ неприменим для ДВС с электростартерной системой пуска, вследствие невозможности длительной (до 5 минут) прокрутки коленчатого вала при питании стартера от штатной аккумуляторной батареи.

Ранее было разработано и изготовлено автономное устройство, позволяющее проводить холодную обкатку с помощью штатного или технологического электростартера при питании последнего от специального источника питания [6], однако теоретическое обоснование реализуемых режимов холодной обкатки и параметров данного устройства проведено не было, в связи с чем одной из задач данной работы являлось проведение такого обоснования.

Процесс приработки сопряжений при обкатке ДВС происходит вследствие взаимного перемещения их поверхностей, приводящего к срезанию выступов неровностей, а также действия на них нагрузок, вызывающих уменьшение зазоров между ними, смятие и пластическую деформацию неровностей. Эти процессы обеспечиваются величиной и динамикой изменения нагрузочно-скоростных режимов работы ДВС, а также продолжительностью их воздействия. Общепринятым является постепенное увеличение нагрузочно-скоростных режимов в процессе обкатки ДВС. Наименьшие значения частот вращения и нагрузок имеют место при холодной обкатке. При холодной обкатке на установившемся скоростном режиме момент $M_{\Pi P}$, развиваемый устройством для прокрутки коленчатого вала, затрачивается на преодоление момента механических потерь ДВС M_{MII}^{XO} , который вначале обкатки может быть дополнительно снижен за счет исключения сжатия воздуха в цилиндрах (декомпрессии), т.е.

$$M_{IIP} = M_{MII}^{XO}. \tag{3.88}$$

Так как наибольшую долю механических потерь (до 80%) составляют потери на трение, то с определенным приближением считают, что среднее давление механических потерь ДВС $p_{M\Pi}$ линейно зависит от средней скорости поршня $W_{\Pi,CP}$ и соответственно скоростного режима ДВС [55]

$$p_{M\Pi} = a + b \cdot W_{\Pi, CP}, \qquad (3.89)$$

где *а* и *b* – коэффициенты, зависящие от типа, конструкции, размеров, числа цилиндров и теплового состояния двигателя, а также степени приработки сопряжений. Например, для обкатанных дизелей с неразделенной камерой сгорания a = 0,105 МПа = const, b = 0,012 МПа с/м = const. У необкатанных ДВС коэффициенты *а* и *b*, а следовательно и давление механических потерь имеют повышенные значения. В процессе обкатки они уменьшаются и в ее конце стабилизируются.

Учитывая, что средняя скорость поршня прямо пропорциональна частоте вращения коленчатого вала n (и угловой скорости)

$$W_{\text{II.CP}} = \frac{S \cdot n}{30},$$

где S – ход поршня, м;

получим уравнение (3.89) в виде

$$p_{MII} = a + b \cdot S \cdot n / 30 \tag{3.90}$$

или с учетом того, что $n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}$, получим

$$p_{M\Pi} = a + b \cdot S \cdot \omega / \pi. \tag{3.91}$$

Так как для данного типа ДВС *S*=const, *b*=const, то отношение $\frac{b \cdot S}{\pi}$ = const обозначим как *c*, т.е

$$c = \frac{b \cdot S}{\pi}.\tag{3.92}$$

Тогда уравнение (3.91) примет вид

$$p_{M\Pi} = a + c \cdot \omega. \tag{3.93}$$

Связь момента механических потерь ДВС с средним давлением механических потерь отражается известным выражением

$$M_{M\Pi} = \frac{p_{M\Pi} \cdot V_h \cdot z}{0,00314 \cdot \tau_{_{\mathrm{AB}}}}, \ [\mathrm{H} \cdot \mathrm{M}]$$
(3.94)

где V_h – рабочий объем цилиндра ДВС, л; z – число цилиндров; $\tau_{_{\rm дB}}$ – тактность двигателя.

С учетом выражения (3.92) получим зависимость момента механических потерь от угловой скорости коленчатого вала, тактности и основных конструктивных параметров ДВС

$$M_{MII}^{XO} = \frac{\left(a + c + \omega\right) \cdot V_h \cdot z}{0,00314 \cdot \tau_{_{\rm IB}}},\tag{3.94}$$

где *а* и *с* – коэффициенты для необкатанного ДВС данной марки (определяется по результатам статистической обработки экспериментальных данных по группе ДВС данной марки).

Для дизеля Д-144-32: a = 0,105МПа, c = 0,00046Н м/с-1); рабочий объем цилиндра ДВС V_h =0,945л; число цилиндров z = 4; тактность двигателя $\tau_{_{\rm AB}} = 4$, выражение (3.94) примет вид

$$M_{M\Pi}^{XO} = \frac{(0,105+0,00046\cdot\omega)\cdot 0,945\cdot 4}{0,00314\cdot 4} = 31,6+0,138\cdot\omega = A+B\cdot\omega, \qquad (3.95)$$

где *A*, *B* — постоянные для дизеля Д-144-32 коэффициенты $B = b \cdot S \cdot V_h \cdot z / 0,00314 \cdot \pi \cdot \tau_{dB}$, $A = V_h \cdot z \cdot a / 0,00314 \cdot \tau_{dB}$, A = 31,6 H м, B = 0,138 H м с.

Имея значения коэффициентов a и c, а также рекомендованные значения угловой скорости на ступенях холодной обкатки можно определить момент механических потерь при холодной обкатке, потребный момент прокрутки и необходимую мощность устройства $N_{\rm ПP}$ для прокрутки коленчатого вала ДВС, т.е.

$$N_{\Pi P} = M_{M\Pi}^{XO} \cdot \omega = M_{\Pi P} \cdot \omega.$$
(3.96)

С учетом (3.88) и (3.94) имеем

$$N_{\Pi P} = M_{M\Pi}^{XO} \cdot \omega = \frac{(a + c \cdot \omega) \cdot \omega \cdot V_h \cdot z}{0,00314 \cdot \tau_{_{\Pi P}}}.$$
(3.97)

С учетом выражения (3.95) мощность устройства для прокрутки коленчатого вала дизеля определится по формуле

$$N_{\Pi P}(31,6+0,138\omega)\cdot\omega.$$
 (3.98)

Момент механических потерь в общем случае складывается из моментов сил трения M_{TP} , составляющего 70-80% от M_{MII} (M_{TP} =0,8 M_{MII}), а также момента на привод вспомогательных механизмов M_{BCII} и момента затрачиваемого на процессы газообмена M_{IO} , составляющих примерно 20-30% ($M_{BCII} + M_{IO} = 0, 2M_{MII}$) [43], т.е.

$$M_{\rm MII} = M_{\rm TP} + M_{\rm BCII} + M_{\rm FO},$$
 (3.99)

ИЛИ

$$M_{\rm MII} = 0.8M_{\rm MII} + 0.2 M_{\rm MII}. \tag{3.100}$$

У ДВС после ТР возрастает только составляющая сил трения M_{TP} отремонтированных сопряжений (кольца – гильзы, шатунные вкладыши – шатунные шейки) и ее увеличение можно отразить соответствующим коэффициентом k_n , учитывающим повышенное значение сил трения у не обкатанного ДВС.

Тогда момент механических потерь не обкатанного ДВС будет равен

$$M_{\rm MIIH} = 0.8 \, k_{\rm H} \, M_{\rm MII} + 0.2 \, M_{\rm MII}. \tag{3.101}$$

Преобразуя уравнение (3.101) имеем

$$M_{\rm MII_{\rm H}} = (0,8 \cdot k_{\rm H} \cdot +0,2) \cdot M_{\rm MII} \,. \tag{3.102}$$

Момент необходимый для прокрутки коленчатого вала ДВС при холодной обкатке, развиваемый например электростартером $M_{\Pi \partial}$ при заданной угловой скорости будет равен

$$M_{\rm M\Theta} = \frac{(0, 8 \cdot k_H + 0, 2) \cdot M_{\rm MII}}{i \cdot \eta}, \qquad (3.103)$$

где *i* – передаточное число пары ведущая шестерня стартера – зубчатый венец маховика, *i*=13,5; η – коэффициент полезного действия передачи ведущая шестерня стартера – зубчатый венец маховика, η=0,95.

По экспериментальным данным, полученным методом прокрутки динамометрическим ключом, значение коэффициента повышения сил трения для исследуемого дизеля Д-144-32 после текущего ремонта составило $k_{\mu} = 1,19$ -1,25 [89] (примем $k_{\mu} = 1,24$), тогда величина момента прокрутки развиваемая электростартером определится по формуле

$$M_{\Pi\Im} = (0,8\cdot 1,24+0,2) \cdot M_{M\Pi}^{XO} / 13,5\cdot 0,95 = 0,093 \cdot M_{M\Pi}^{XO}, \qquad (3.104)$$

или с учетом выражения (3.95)

$$M_{\Pi;\Theta} = 0,093 \cdot (31,6+0,138\omega) = 2,94+0,013\omega \cdot \tag{3.105}$$

Для первой ступени холодной обкатки дизеля Д-144-32 при пусковой частоте вращения равной $n_{1XO} = 250$ мин⁻¹ ($\omega = 26, 2 c^{-1}$) расчетные момент и мощность на валу стартера будут равны

$$M_{\Pi \vartheta} = 2,94 + 0,013\omega = 2,94 + 0,013 \cdot 26, 2 = 3,3 \text{ H} \cdot \text{m}, \qquad (3.106)$$

$$N_{CT} = M_{II9} \cdot \omega \cdot i = (2,94+0,013\omega) \cdot \omega \cdot i = 3,3 \cdot 26,2 \cdot 13,5 = 1160 \text{ Bt} \quad (3.107)$$

При декомпрессировании цилиндров снижаются газовые нагрузки на сопряжения, а также момент прокрутки (до 1,5 раза) и потребная мощность стартера, при этом частота прокрутки будет несколько выше. Декомпрессирование в начальный период обкатки (если предусмотрено конструкцией дизеля) рекомендуется рядом исследователей [27].

Электрическая мощность *P*_{*CT*}, потребляемая электростартером от источника тока в общем случае определяется выражением

$$P_{\rm CT} = U_{\rm CT} \cdot I_{\rm CT}, \qquad (3.106)$$

где $U_{\rm CT}$, $I_{\rm \,CT}$ – напряжение питания и ток электродвигателя стартера.

Коэффициент полезного действия электродвигателя стартера $\eta_{\mbox{\tiny \partial CT}}$ определяется выражением

$$\eta_{\text{ЭСТ}} = \frac{N_{\text{CT}}}{P_{\text{CT}}}.$$
(3.107)

Для дизеля Д-144-32 с электростартером СТ212Б, согласно экспериментальных данных [90], при холодной обкатке с компрессией частота вращения составила 215 мин⁻¹, средняя величина потребляемого электростартером тока 300А, напряжение питания 11 В, а средняя мощность

$$P_{\rm CT} = 11 \cdot 300 = 3300 \text{ Br}.$$
 (3.108)

Тогда к.п.д. электростартера на этой ступени будет равен

$$\eta_{\text{\tiny \Theta CT}} = \frac{1160}{2760} = 0,42,$$
 (3.109)

а на второй ступени обкатки с компрессией его значение равно 0,35.

Низкое значение к.п.д. электродвигателей стартеров с электромагнитным возбуждением объясняется большой мощностью, затрачиваемой на преодоление потерь холостого хода и питание обмоток возбуждения.

Проведенное обоснование показывает, что для прокрутки коленчатого вала дизеля на пусковых частотах вращения необходимы сравнительно небольшие момент и мощность не превышающие мощности штатного электростартера, что обуславливает возможность проведения холодной обкатки дизеля Д-144-32 с его использованием. Проведенное расчетно-экспериментальное определение к. п. д. электростартера СТ212Б с электромагнитным возбуждением показывает его пониженное значение, что обуславливает повышенный нагрев его элементов и необходимость применения принудительного охлаждения при его использовании для холодной обкатки. Применение современных электростартеров с возбуждением от постоянных магнитов позволит значительно снизить потребление электроэнергии и нагрев электростартера.

3.9. Теоретическое обоснование режимов, управляющих воздействий и параметров системы управления, реализующей усовершенствованный цикла динамического нагружения

После холодной обкатки ДВС его запускают и проводят горячую обкатку на холостом ходу. На установившемся скоростном режиме развиваемый ДВС индикаторный момент, затрачивается на преодоление момента механических потерь ДВС $M_{M\Pi}^{XX}$, т.е.

$$M_i = M_{M\Pi}^{XX} . (3.110)$$

Вследствие предшествующей холодной обкатки и отсутствия внешней нагрузки $M_{M\Pi}^{XX}$ имеет пониженное значение, что снижает эффективность приработки.

Наиболее важным и ответственным является этап обкатки под нагрузкой, при правильном проведении которого сопряжения подготавливаются к восприятию эксплуатационных нагрузок. Для повышения эффективности приработки сопряжений на этапе горячей обкатки под нагрузкой в типовых технологиях к к.в. прикладывают тормозную нагрузку M_T , при этом уравнение моментов ДВС на установившемся нагрузочно-скоростном режиме имеет вид

$$M_i = M_T + M_{MII}^{TH} . (3.111)$$

Анализ уравнения (3.111) показывает, что индикаторный момент ДВС в этом случае затрачивается на преодоление повышенного, вследствие действия нагрузок на сопряжения, момента механических потерь M_{MII}^{XX} , и момента тормозной установки. Однако тормозной способ обкатки, как указывалось выше, обладает рядом недостатков, в связи с чем рассмотрим бестормозной динамический метод.

Динамическое нагружение сопряжений ДВС (например, дизеля) при обкатке заключается в создании периодически повторяющихся тактов разгона и выбега УСКВ при отсутствии внешней нагрузки, путем перемещения органа управления скоростным режимом (рычага регулятора частоты вращения) по определенному закону, обеспечивающему включение подачи топлива на такте разгона, ее фиксирование на заданном для каждой ступени обкатки уровне и выключение подачи топлива при выбеге. Уравнение динамики ДВС в этом случае имеет вид

$$M_i = M_{\mathcal{A}} + M_{\mathcal{M}\Pi} = I \cdot \varepsilon + M_{\mathcal{M}\Pi}, \qquad (3.112)$$

где $M_{\rm d}$ – динамический момент, H м; ε – угловое ускорение коленчатого вала, с⁻²; I – момент инерции вращающихся и движущихся возвратно-поступательно масс ДВС, приведенных к коленчатому валу, кг м².

Анализ уравнения (3.112) показывает, что повышение индикаторного крутящего момента ДВС путем увеличения подачи топлива приводит к появлению положительного углового ускорения коленчатого вала

$$\varepsilon = \frac{M_i - M_{\rm MII}^{\rm ZH}}{I} > 0,$$
 (3.113)

и возникновению динамического нагрузочного для ДВС момента $M_{\rm A} = M_{\rm HH} = I \cdot \varepsilon$ направленного, как и повышенный момент механических потерь $M_{\rm MII}^{\rm AH} = M_{\rm MII}$ противоположно направлению индикаторного (рис. 3.9).

Положительное угловое ускорение также приводит к увеличению УСКВ и увеличению кинетической энергии системы *W*

$$W = \frac{I \cdot \omega^2}{2}, \, \text{Дж.}$$
(3.114)

На такте выбега подача топлива выключается ($M_i=0$), тогда из (2.29) имеем

$$0 = M_{\mathcal{A}} + M_{\mathrm{MII}}^{\mathrm{XO}} = I \cdot \varepsilon + M_{\mathrm{MII}}^{\mathrm{XO}}, \qquad (3.115)$$

откуда

$$M_{\rm MII}^{\rm XO} = -M_{\rm II} = -\varepsilon \cdot I, \qquad (3.116)$$

т.е. в системе появляется направленный противоположно моменту механических потерь и равный ему по величине динамический крутящий момент ($-M_{\rm I}$), образующийся за счет накопленной при разгоне кинетической энергии движущихся масс, а также отрицательное угловое ускорение ($-\varepsilon = \varepsilon_B$) – ускорение выбега.

Отрицательное ускорение ведет к уменьшению УСКВ и кинетической энергии системы, которая затрачивается на преодоление пониженного, вследствие малых газовых нагрузок, момента механических потерь и совершение приработочных процессов. Изменение нагрузоч-



ного и крутящего моментов *M*_д, УСКВ ω и угла поворота рычага РЧВ α в пределах времени ЦДН показано на рис. 3.9.

Рис. 3.9. Теоретические циклы динамического нагружения с постоянным нагрузочным моментом при разгоне и воздействием на рычаг РЧВ: а – с тактом стабилизации УСКВ; б – без такта стабилизации УСКВ, переменным нижним пределом и стабильным значением верхнего предела УСКВ: ω – угловая скорость коленчатого вала, с⁻¹; ε – угловое ускорение коленчатого вала, с⁻²; α – угол поворота рычага РЧВ, град.; t_p , t_p , t_r , t_q , t_n , t_q – время тактов разгона, выбега, стабилизации УСКВ, дополнительное времени нахождения кулачка в зоне α₂ и паузы в зоне α₁ и цикла, с

Анализ цикла ДН с воздействием на рычаг РЧВ, который реализован в стенде КИ-28263 ГОСНИТИ показывает, что в нем обязательным элементом является вспомогательный такт стабилизации УСКВ t_{cr} на ее нижнем пределе ω_1 (рис. 3.9,а), обеспечивающий идентичность начальных условий тактов разгона и непревышение расчетных динамических нагрузок. Вместе с тем наличие этого такта увеличивает время ЦДН $t_{\rm q}$ и этапа в целом и снижает эффективность приработочных процессов. В связи с этим проанализируем ЦДН с измененной структурой – без такта стабилизации УСКВ (рис. 3.9,6 кривая ω'). Анализ показывает, что исключение такта стабилизации уменьшает время цикла $t_{\rm q}$, соответственно увеличивает частоту следования ЦДН и действующее значение динамической нагрузки за цикл и этап обкатки в целом (рис. 3.9, кривые є и *МД*), что повышает эффективность приработочных процессов.

На эффективность приработочных процессов при горячей обкатке под нагрузкой также значительное влияние оказывают и частоты вращения коленчатого вала. Их значения для ступеней обкатки ДВС каждой марки приводятся в нормативно-технической документации. При обкатке отечественных тракторных дизелей, имеющих сравнительно не высокие максимальные частоты вращения, данный этап проводится при максимальном скоростном режиме (рычаг РЧВ на упоре). При обкатке дизелей по базовой технологии [92] в качестве рекомендуется верхнего предела использовать значения $\omega_2 = (0,95 - 1,00)\omega_H$, а нижнего ($\omega_1 = (0,55 - 0,75)\omega_H$). Анализ этих режимов показывает сравнительно большое значение интервала изменения УСКВ в пределах ЦДН (от 0,55 до 1,00 ω_H),что снижает среднее значение (ω_{СР}) УСКВ циклов и, как следствие эффективность приработочных процессов.

Уменьшить интервал изменения УСКВ можно, например, повысив ее нижний предел с ω_1 до ω'_1 (рис. 3.9,6 кривая ω) Кроме этого на последних ступенях обкатки по базовой технологии происходит некоторое уменьшение верхнего предела УСКВ $\omega_{2\Phi}$ относительно заданного ω_2 (рис. 3.9,а кривая ω), т.к. при больших ускорениях разгона и соответственно большой скорости поворота рычага РЧВ возникает рассогласование между его положением и УСКВ и она не успевает достигнуть заданного максимального значения, вследствие этого занижается и среднее значение УСКВ, что также снижает эффективность приработочных процессов. Для устранения данного недостатка предлагается в конце поворота рычага РЧВ на такте разгона ввести участок с постоянным значением $\alpha = \alpha_2$ с расчетной продолжительностью t_{∂} достаточной для гарантированного достижения верхнего предела УСКВ ω_2 на последней ступени обкатки с ДН (рис. 3.9,6 кривая α).

С учетом вышеизложенного в качестве рабочей гипотезы было выдвинуто предположение, что на первых ступенях обкатки с ДН и воздействии на рычаг РЧВ такт стабилизации УСКВ необходим для исключения возможных перегрузок сопряжений не обкатанного ДВС в начале такта разгона, а на последних его можно исключить, кроме этого предлагается повысить нижний, а также стабилизировать верхний пределы УСКВ ЦДН.

В результате проведенных исследований предложен усовершенствованный комбинированный алгоритм управления по частоте вращения и положению рычага РЧВ без такта стабилизации УСКВ с переменным, повышающимся по мере обкатки нижним пределом УСКВ и стабильным значением ее верхнего предела.

Рассмотрим изменение скоростного режима работы ДВС в процессе обкатки с ДН по усовершенствованному алгоритму.

На первых ступенях обкатки с ДН изменение скоростного режима в пределах ЦДН будет происходить аналогично базовому алгоритму и отражаться известной скоростной моделью вида [92]

$$\boldsymbol{\omega} = \begin{cases} \boldsymbol{\omega}_{1} + \boldsymbol{\varepsilon}_{p} \cdot t & 0 \leq t \leq t_{p}, \\ \left(\boldsymbol{\omega}_{2} + \frac{A}{B}\right) e^{-\frac{B}{\overline{I}}(t-t_{p})} - \frac{A}{B} & t_{p} \leq t \leq t_{p} + t_{B}, \\ \boldsymbol{\omega}_{1} & t_{p} + t_{B} \leq t \leq t_{H}, \end{cases}$$
(3.117)

где t – текущее время ЦДН; ε_p – среднее за такт ускорение разгона, с-2; ω_1 , ω_2 – значения нижнего и верхнего пределов УСКВ ЦДН, с-1; $t_{\mu} = t_p + t_B + t_{cT}$ – время ЦДН с тактом стабилизации УСКВ, с; A, B – постоянные для данного типа ДВС коэффициенты, зависящие от типа, конструкции, размеров, числа цилиндров и теплового состояния двигателя, а также степени приработки сопряжений.

Анализ скоростной модели (3.117) и рис. 3.9,а показывает наличие такта стабилизации УСКВ на уровне ω_1 . Он обусловлен работой всережимного регулятора частоты вращения коленчатого вала дизеля и представляет собой затухающий колебательный процесс с сравнительно небольшими знакопеременными значениями углового ускорения, а соответственно и динамического момента, среднее за такт стабилизации значение которого равно нулю.

Математическая скоростная модель усовершенствованного ЦДН [40] (без такта стабилизации, с повышенным значением нижнего предела УСКВ ω'_1 , а также стабильным значением верхнего предела ω_2) имеет вид

$$\omega = \begin{cases} \omega_1' + \overline{\varepsilon}_p \cdot t & 0 \le t \le t_p + t_{\mathfrak{A}}, \\ \left(\omega_2 + \frac{A}{B}\right) e^{-\frac{B}{\overline{I}}(t-t_p)} - \frac{A}{B} & t_p + t_{\mathfrak{A}} \le t \le t_p + t_{\mathfrak{A}} + t_{\mathfrak{B}}', \end{cases}$$
(3.118)

где $t_{\rm a}$ – дополнительное время в конце такта разгона, с; $t'_{\rm B}$ – время выбега УСКВ с ω_2 до ω'_1 , с; ω'_1 – значения нижнего, повышенного по сравнению с базовым ЦДН верхнего предела УСКВ, с⁻¹; $t_p + t_{\rm a} + t'_{\rm B} = t'_{\rm q}$ – время усовершенствованного ЦДН, с.

Анализ скоростных моделей (3.117) и (3.118) показывает, что период усовершенствованного цикла t'_{μ} меньше периода базового t_{μ} на время такта стабилизации t_{CT} , а также на величину сокращения времени такта выбега при новом, повышенном значении нижнего предела УСКВ на последних ступенях, однако введение дополнительного времени t_{μ} , необходимого для получения стабильного значения верхнего предела УСКВ, эту разницу несколько уменьшает.

Так как значение нижнего предела УСКВ на последних ступенях больше чем на начальных ω₁, т.е.

$$\omega_1' > \omega_1 , \qquad (3.119)$$

то будет больше и среднее значение УСКВ усовершенствованного ЦДН, т.е.

$$\omega_{CP}' = \frac{\omega_1' + \omega_2}{2} > \omega_{CP} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}.$$
 (3.120)

Математическая нагрузочная модель базового ЦДН имеет вид [92]

$$M_{\Pi} = \begin{cases} M_{i} - M_{M\Pi}, & 0 \le t \le t_{p}, \\ -M_{M\Pi}, & t_{p} \le t \le t_{p} + t_{B}, \\ 0 & t_{p} + t_{B} \le t \le t_{II}. \end{cases}$$
(3.121)

Математическая нагрузочная модель усовершенствованного ЦДН будет иметь вид

$$M_{\Pi} = \begin{cases} M_{i} - M_{M\Pi}, & 0 \le t \le t_{p} + t_{\pi}, \\ -M_{M\Pi}, & t_{p} + t_{\pi} \le t \le t'_{\pi}, \end{cases}$$
(3.122)

Анализ нагрузочной модели (2.39) показывает большую эффективность усовершенствованного ЦДН, так как в нем отсутствует такт стабилизации УСКВ на уровне ω_1 с нулевым средним значением динамического момента.

Анализ также показывает, что время (период) цикла ДН в моделях (2.35) и (2.39) меньше чем в моделях (2.34) и (2.38), а следовательно частота следования циклов ДН ($f'=1/t'_{\mu}$) на последних ступенях обкатки по предлагаемой технологии будет больше чем по базовой, т.е.

$$f' = 1/t'_{\rm u} > f = 1/t_{\rm u}. \tag{3.123}$$

Таким образом, исключение такта стабилизации позволяет повысить частоту ЦДН и эффективность приработочных процессов по сравнению с базовой технологией.

Управление процессом динамического нагружения дизеля может осуществляться путем воздействия на рейку ТНВД или рычаг РЧВ дизеля по определенным алгоритмам, например, с управлением путем задания времени тактов ЦДН, с управлением по нижнему и верхнему пределам частоты вращения, положению рычага РЧВ и др. Наиболее универсальным является способ с воздействием на рычаг РЧВ, однако при его реализации необходим вспомогательный такт стабилизации УСКВ в конце такта выбега, который обеспечивает идентичность начальных условий по УСКВ и подаче топлива и соответственно, нагрузок последовательных ЦДН в пределах ступени. Это существенно снижает его эффективность по сравнению со способом управления по частоте вращения и воздействии на рейку ТНВД, где нет необходимости в этом такте. Однако воздействие на рейку ТНВД возможно не у всех дизелей, в связи с чем, одной из задач данной работы являлось исследование возможности использования этого способа при воздействии на рычаг РЧВ.

Параметры управляющих воздействий при обкатке с ДН определяются решением системы (3.124) дифференциальных уравнений собственно дизеля и всережимного регулятора частоты вращения относительно того или иного входящего в них искомого параметра при заданных начальных условиях и ограничениях [75], т.е.

$$\begin{cases} d\overline{\omega}/dt = \left(\overline{M}_i - \overline{M}_{M\Pi}\right)/I, \\ d^2h/dt^2 = \left(-E + C - \nu dh/dt\right)\mu, \end{cases}$$
(3.124)

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 (3.124).

В результате решения системы относительно угла поворота рычага РЧВ (α), входящего в уравнение восстанавливающей силы Е при заданном НДМ ступеней (ускорении разгона), в интервале изменения УСКВ от ω_1 до ω_2 , при $\overline{\epsilon}_{pc}$ =const и линейном изменении УСКВ,

определяются закономерности изменения α и других параметров в пределах ЦДН (рис. 3.9).

Теоретическая управляющая модель известного ЦДН с постоянным крутящим моментом и воздействием на рычаг РЧВ имеет вид

$$\alpha = \begin{cases} m + nt + pt^2 & 0 \le t \le t_p, \\ \alpha_1 & t_p \le t \le t_n, \end{cases}$$
(3.125)

где *m*, *n*, *p* – коэффициенты, постоянные для каждой ступени обкатки с ДН; $t_{II} = t_p + t_B + t_{CT}$ – время ЦДН с тактом стабилизации УСКВ, с.

Анализ модели показывает, что на такте разгона в начальный момент происходит скачкообразный поворот рычага на угол $\alpha = m$ с последующим его увеличением во времени по закону параболы до значения $\alpha_2 = m + nt_p + pt_p^2$. По истечении времени такта разгона t_p рычаг быстро перемещается в положение α_1 и находится в нем до окончания времени цикла t_{μ} .

В общем случае для получения прямоугольного закона изменения НДМ на такте разгона угол поворота рычага РЧВ должен изменяться по закону параболы с различными для каждой ступени и обкатки значениями свободного члена и коэффициентов перед переменными (рис. 2.1,а кривая α). Такой закон несколько усложняет технологию обкатки и систему управления. В связи с этим в предлагаемой АСУ-ДН использован линейный закон изменения угла поворота рычага РЧВ, обеспечивающий достаточно близкий к прямоугольному закон изменения нагрузочного динамического момента (НДМ) и упрощение технологии обкатки и системы управления.

Математическая управляющая модель усовершенствованного ЦДН имеет вид

$$\alpha = \begin{cases} \alpha_{1} + n \cdot t & 0 < t \le t_{p}, \\ \alpha_{2} & t_{p} \le t \le t_{p} + t_{\pi}, \\ \alpha_{2} - k \cdot t & t_{p} + t_{\pi} \le t \le t_{p} + t_{\pi} + t_{yp}, \\ \alpha_{1} & t_{p} + t_{\pi} + t_{yp} \le t \le t'_{\pi}, \end{cases}$$
(3.126)

где α_1 , α_2 – угол поворота рычага РЧВ в начале и в конце такта разгона, град.; *n*, *k* – постоянные для каждой нагрузочной ступени обкатки ДВС коэффициенты; t_{yp} – время уменьшения радиуса кулачка, с (вследствие малого значения на рис. 2.1 не показано).

Анализ модели (3.126) показывает, что дополнительный такт с постоянным значением угла поворота рычага РЧВ α₂, протекающий в

течении времени $t_{\rm d}$ необходим для гарантированного достижения УСКВ максимального заданного значения ω_2 .

Дополнительное время, необходимое для выхода угловой скорости на верхний предел, можно определить по формуле

$$t_{\rm g} = \frac{\Delta \omega_c}{\varepsilon_{\rm p.c}},\tag{3.127}$$

где $\Delta \omega_c$ – разность между заданным ω_2 и фактическим $\omega_{2\Phi C}$ значениями верхнего предела УСКВ последней ступени обкатки по базовому алгоритму, с⁻¹, $\Delta \omega_c = \omega_2 - \omega_{2\Phi C}$; $\varepsilon_{p,c}$ – ускорение разгона ступени, с⁻².

Процесс управления, согласно усовершенствованного алгоритма реализации ЦДН протекает следующим образом. На такте разгона угол рычага РЧВ изменяется по параболическому, ранее поворота обоснованному закону, обеспечивающему примерное постоянство крутящего момента на такте разгона. Это, при линейной зависимости радиуса кулачка от углового положения в секторе его нарастания $\phi_{_{\rm HP}}$, обеспечивается оперативной коррекцией угловой скорости кулачка блоком управления с использованием обратной связи по угловому ускорению разгона. После поворота рычага РЧВ на угол α_2 его положение в течении времени $t_{\rm d}$ не меняется вследствие нахождения толкателя ИМ в зоне постоянного максимального радиуса кулачка. После прохода этой зоны срабатывает датчик угла поворота кулачка, подается команда на увеличение напряжения питания мотор редуктора и кулачок ИМ начинает вращаться с максимальной скоростью, обеспечивая быстрое перемещения кулачка в сектор минимального радиуса, при этом рычаг РЧВ перемещается из положения α₂ в α₁ и начинается такт выбега. Блок управления следит за УСКВ и при достижении значения близкого к ω_1' дает команду на сброс таймера блока управления, задающего время торможения кулачка и паузы. Кулачок начинает следующий цикл вращения, а рычаг снова начинает перемещаться в положение увеличения частоты вращения, при этом угловая скорость начнет увеличиваться с нового повышенного предела ω'_1 . На первых ступенях обкатки, где нижний предел не меняется, работа системы происходит с тактом стабилизации УСКВ. В этом случае ДУП2 запускает таймер паузы на время, необходимое для стабилизации УСКВ. Когда истечет время паузы поступит команда на сброс таймера и начнется новый цикл разгона.

4. ВАРИАНТЫ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ И ИНДИКАТОРНОЙ НАГРУЗКАМИ

4.1. Электромагнитный исполнительный механизм с непосредственным воздействием на рейку топливного насоса высокого давления

Управление топливоподачей путем перемещения рейки ТНВД требует линейного воздействия рабочего органа ИМ на рейку с возможностью плавной регулировки ограничения её хода в сторону увеличения подачи топлива. Наиболее простыми и надежными исполнительными механизмами для линейных воздействий являются электромагниты, получившие широкое распространение для привода различных механизмов.

Общий вид одного из простейших ИМ, реализующих данную задачу, представлен на рис. 4.1.



Рис. 4.1. Общий вид исполнительного механизма на базе силового электромагнита

Достоинством данной схемы является её простота, минимальное количество деталей и высокий КПД, обусловленный минимальными потерями на трение.

Основным недостатком такой схемы является сложность дистанционного управления ДН, повышенная температура деталей ИМ, связанных с деталями РЧВ, и в ряде случаев сложность или невозможность его размещения, обусловленная компоновкой узлов дизеля.

В процессе исследований системы, проведенных авторами [73, 95], установлено, что система обеспечивает создание оптимального ЦДН в

заданном интервале изменения УСКВ и с возможностью плавного регулирования величины НДМ от 0,20 до 1,00 от $M_{\rm eff}$.

Точность задания установленного скоростного режима ЦДН составила ±3 % от верхнего предела УСКВ цикла.

Система обеспечивает устойчивое управление процессом ДН на всех ступенях обкатки, при этом наибольшее отклонение закона изменения НДМ от оптимального прямоугольного имело место на последней ступени обкатки в связи с ограниченной скоростью перемещения рейки ТНВД регулятором частоты вращения данного дизеля. Так время выхода рейки на упор ($h = h_4$) на четвертой ступени составляло 0,5 с, время нахождения на упоре – 1,98 с, время выключения подачи топлива ИМ – 0,2 с. При этом превышение реального времени такта разгона над теоретическим для данной ступени достигает 35%. При увеличении силы упругости пружины РЧВ в 2 раза это превышение составляет 22%, однако при этом возрастают динамические нагрузки на детали РЧВ, поэтому более целесообразно увеличение момента инерции системы.

На остальных ступенях обкатки длительность переходных участков снижается вследствие уменьшения хода рейки, и на первой ступени время постановки рейки на упор составляло 0,25 с, нахождения на упоре – 5,72 с, при этом превышение реального времени такта разгона не превышало 12 %.

Проведенные экспериментальные исследования разработанной СУБО с воздействием на рейку ТНВД ДН показали ее работоспособность и приемлемую эффективность реализуемых ЦДН. Ее характеристики обеспечивают возможность реализации требуемых режимов обкатки с ДН дизеля Д-160.

4.2. Электромагнитный исполнительный механизм с тросовой передачей воздействия на рейку топливного насоса высокого давления

Более совершенна и универсальна кинематическая схема ИМ, снабженного гибким тросиком в оплетке (рис. 4.2).

В этом случае электромагнит 10 с регулятором хода вылета якоря 11 размещается в удобном для оператора месте, например, рядом с блоком управления и контроля ДН. Его якорь 4 посредством тросика 5 в оплетке 7 соединяется с отводкой 3 рейки 1, размещенной в специальной технологической крышке 4, устанавливаемой при обкатке на место штатной крышки РЧВ или ТНВД. Конструкция отводки и технологической крышки разрабатывается для каждого типа РЧВ или ТНВД, а параметры электромагнита выбираются, исходя из характеристики РЧВ, имеющего наибольшее сопротивление перемещению рейки и наибольший ход до выключения подачи топлива.



Рис. 4.2. Кинематическая схема электромагнитного ИМ с тросовой передачей воздействия на рейку ТНВД: 1 – рейка ТНВД; 2 – возвратная пружина; 3 – отводка; 4 – технологическая крышка РЧВ; 5 – тросик; 6 – кронштейн; 7 – оплетка троса; 8 – корпус электромагнита; 9 – якорь; 10 – сердечник; 11 – регулятор хода вылета якоря

При наличии у РЧВ рычага останова (ЯМЗ-238, 240; КамАЗ-740) необходимость в технологической крышке с отводкой отпадает, при этом оплетка тросика крепится к специальному кронштейну, закрепленному на корпусе РЧВ или ТНВД, а тросик соединяется с рычагом останова. Недостатком данной схемы ИМ по сравнению с вышерассмотренной является необходимость использования электромагнита большей мощности и возвратной пружины с повышенным усилием изза потерь в тросовой передаче.

4.3. Электромашинный исполнительный механизм кулачкового типа

Для реализации второго способа управления топливоподачей во время ЦДН необходимо осуществлять циклические повороты рычага РЧВ от положения α_1 до положения α_2 при разгоне и от α_2 до α_1 при выбеге, кроме этого необходима пауза в положении α_1 для стабилиза-

ции нижнего предела УСКВ (ω_1). В силу особенности конструкции РЧВ, рассчитанной на его привод с помощью системы тяг или тросов от педали, установленной в кабине, непосредственно сообщить ему вращательное движение затруднительно, поэтому для обеспечения минимальной трудоёмкости присоединения ИМ и его универсальности принята тросовая система привода рычага. В качестве механизма, обеспечивающего требуемый закон перемещения рычага РЧВ, наиболее целесообразно использование электрических мотор-редукторов с кулачковыми или шкивными преобразователями вращательного движения в поступательное [92].

Кинематическая схема одного из первых вариантов таких исполнительных механизмов с кулачковым преобразователем представлена на рис. 4.3. Кулачок 5 получает вращение от мотор – редуктора постоянного тока и воздействует на подшипник 4 толкателя 3, который посредством тросика 2 связан с рычагом РЧВ 1.



Рис. 4.3. Кинематическая схема привода рычага РЧВ: 1– рычаг РЧВ; 2– тросик; 3– толкатель; 4– подшипник; 5– кулачок; 6– механизм ручного перемещения рычага РЧВ; 7– предохранительная пружина

Кулачковый преобразователь вращательного движения в поступательное позволяет получить любой необходимый закон перемещения толкателя и связанного с ним рычага РЧВ. Наличие механизма ручного перемещения рычага РЧВ 6 обеспечивает возможность плавной регулировки частоты вращения коленчатого вала дизеля при его обкатке на холостом ходу, а также выключение подачи топлива при остановке.

Предохранительная пружина 7 предотвращает возможность заклинивания кулачка при неправильной установке (завышении) нижнего предела УСКВ для данного дизеля. Для определения профиля кулачка, обеспечивающего заданный закон перемещения рычага РЧВ, необходимо определить функциональную взаимосвязь между углом поворота α рычага РЧВ и линейным перемещением $S_{\rm T}$ толкателя при принятых размерах звеньев кинематической цепи и их возможных положениях.

Изменение угла поворота рычага РЧВ тракторных дизелей происходит в интервале от 0 до 120 град и симметрично относительно вертикальной оси. Обозначим через β угол между вертикальной осью и рычагом РЧВ в крайнем положении (подача топлива выключена). В этом положении величина перемещения толкателя равна нулю. При повороте кулачка рычаг РЧВ переместится в некоторое положение α . В этом случае горизонтальное перемещение S_a шарнира можно определить по формуле

$$S_{\rm a} = 2R_{\rm p}\sin(\alpha/2)\cdot\cos(\beta - \alpha/2), \qquad (4.1)$$

где *R*_р – длина (радиус) рычага РЧВ.

Вертикальное перемещение *H*_а шарнира будет равно:

$$H_{\rm a} = 2R_{\rm p} \sin^2(\beta/2) - 2R_{\rm p} \sin(\alpha/2) \sin^2(\beta/2).$$
(4.2)

В результате вертикального перемещения точки a ($H_a > 0$) тросик отклоняется от горизонтального положения на угол γ . Пренебрегая деформацией предохранительной пружины в рабочем интервале перемещений рычага РЧВ, получим уравнение для определения координаты точки C (шарнира толкателя):

$$S_{\rm c} = S_{\rm a} + l_{\rm T} \cos \gamma, \qquad (4.3)$$

где $l_{\rm T}$ – длина тросика.

Величину угла ү можно определить из уравнения

$$\sin \gamma = H_{\rm a}/l_{\rm r}; \tag{4.4}$$

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{2R[\sin^2(\beta/2) - \sin(\alpha/2)\sin(\beta - \alpha/2)]}{l_{\rm T}}\right).$$
(4.5)

Максимальное значение γ_{max} будет при $\alpha = 0$ и $\alpha = \alpha_{max}$, поэтому

$$\gamma_{\rm max} = \arcsin(2R / l_{\rm r}) \cdot \sin^2(\beta / 2). \tag{4.6}$$

Учитывая, что у тракторных дизелей $\beta \ge 60$ град, $R_p < 100$ мм, а также $\cos(\gamma \le 8^\circ) \approx 1$, определим максимальное значение угла γ при длине троса $l_{r1} = 200$ мм и $l_{r2} = 1000$ мм, $R_p = 100$ мм, $\beta = 60$ град

$$\gamma_1 = \arcsin(2 \cdot 100 / 200) \cdot \sin^2(60 / 2) = 14,42$$
 rpag; (4.7)

$$\gamma_2 = \arcsin(2 \cdot 100 / 1000) \cdot \sin^2(60 / 2) = 7,2$$
 град. (4.8)

Из уравнений (4.7), (4.8) следует, что при ограниченной длине тросика ($l_{\rm r} < 200$ мм) и повышенных значениях β и $R_{\rm p}$ рост угла наклона γ тросика будет оказывать влияние на координату точки *C*.

Окончательно уравнение (4.3) имеет вид

$$S_{\rm c} = 2R \cdot \sin(\alpha / 2) \cdot \cos(\beta - \alpha / 2) + l_{\rm r} \cdot \cos(\beta - \alpha / 2) + l_{\rm r} \cdot \cos(\beta - \alpha / 2) - \sin(\alpha / 2) \cdot \sin(\beta - \alpha / 2)] / l_{\rm r} \}.$$

$$(4.9)$$

Для дизеля Д-240 Л при длине троса $l_{\rm T} = 1000$ мм, $R_{\rm p} = 55$ мм, $\beta = 30$ град

$$\gamma_{\text{max}} = \arcsin(2 \cdot 55 \ / \ 1000) \cdot \sin^2(30 \ / \ 2) = 0,42$$
град.

Так как соз 0,42 град = 0,99997 = 1, то влиянием угла ү можно пренебречь и записать уравнение в виде

$$S_{\rm c} = S_{\rm a} + l_{\rm r}.$$
 (4.10)

Определим характер зависимости $S_c = f(\alpha)$ для дизеля Д-240 Л в рабочем диапазоне изменения угла поворота (30 ° ≤ α ≤ 60 °) рычага РЧВ, определив значения α по формуле (2.32):

$$S_{\rm c} = 2 \cdot 55 \sin(\alpha / 2) \cdot \cos(30^{\circ} - \alpha / 2) + 1000.$$
 (4.11)

Анализ кривой $S_c = f(\alpha)$ показывает, что в данном интервале изменения α зависимость близка к линейной вида

$$S_{\rm c} = S_0 + b \cdot \alpha \,. \tag{4.12}$$

Так как $S_0 = l_{\rm t} + S_{30}$, то $S_{\rm c} = 1027,5 + 0,917 \alpha$.

Величина максимального отклонения (уменьшения) значений ΔS_c , определенных по уравнению (4.9) от определенных по уравнению (4.12), находится в зоне $\alpha = 47,5 \pm 2,5$ ° и составляет $\Delta S_c = 0,5$ мм, или 1,8% от хода толкателя

$$S_{\rm T} = S_{\rm c} - l_{\rm T}.$$
 (4.13)

Таким образом, выбранная кинематическая схема обеспечивает близкую к линейной зависимость между ходом толкателя S и углом поворота α рычага РЧВ в рабочем диапазоне его изменения, что упрощает расчет профиля кулачка исполнительного механизма.

Профиль кулачка исполнительного механизма строится в соответствии с расчетными данными, т.е. берутся значения α_1 и α_2 , по уравнению (4.13) находится $S_{\rm T}(\alpha_2)$; $S(\alpha_1)$, а затем определяют максимальный ход толкателя $S_{\rm T}^{\rm max}$ по уравнению

$$S_{\rm T}^{\rm max} = S_{\rm T}(\alpha_2 - \alpha_1),$$
 (4.14)

который определяет необходимую величину изменения радиуса кулачка $\Delta R_{\rm k}$:

$$\Delta R_{\rm K} = R_{\rm max} - R_{\rm min} = S_{\rm T}^{\rm max}, \qquad (4.15)$$

где R_{\min} – минимальный радиус кулачка (принимается по конструктивным соображениям); R_{\max} – максимальный радиус кулачка ($R_{\max} = S_{\mathrm{T}}^{\max} + R_{\min}$).

Значения хода толкателя *S*_т для различных углов поворота рычага ТН дизеля Д-240 Л, вычисленные по формулам

$$S_{\rm T} = 2 \cdot 55 \cdot \sin(\alpha / 2) \cdot \cos(30^{\circ} - \alpha / 2);$$

$$S_{\rm T}' = 27, 5 + 0,917,$$

представлены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

α	30,0	32,5	35,0	37,5	40,0	42,5	45,0
$S_{_{ m T}}$	27,5	29,9	32,3	34,7	37,0	39,4	41,7
$S_{ m T}'$	27,5	29,8	32,1	34,4	36,7	39,0	41,2
α	47,5	50,0	52,5	55,0	57,5	60,0	-
$S_{_{ m T}}$	44,0	46,3	48,5	50,7	52,9	55,0	-
S_{T}'	43,5	45,8	48,1	50,4	52,7	55,0	—

Значения хода толкателя

После этого, исходя из максимального значения угловой скорости выходного вала ω_{κ}^{\max} , применяемого регулируемого мотор-редуктора и времени полного перемещения толкателя $t_{\rm p}$ при разгоне дизеля с максимальным используемым ускорением $\varepsilon_{\max} = \varepsilon_{\rm p}^{\rm H}$

$$t_{\rm p} = (\omega_2 - \omega_1) / \varepsilon_{\scriptscriptstyle 9}^{\scriptscriptstyle \rm H}, \qquad (4.16)$$

определяют угол поворота $\alpha_{\kappa p}$ кулачка ИМ, необходимый для осуществления разгона $\alpha_{\kappa p} = \omega_{\kappa}^{\max} \cdot t_{p}$ (рис. 4.4). Величина угла $\alpha_{\kappa p}$ не должна превышать 270 градусов. Затем, считая угловую скорость кулачка в пределах оборота постоянной ($\omega_{\kappa} = \text{const}$), разбивают полученный сектор с углом $\alpha_{\kappa p}$ на десять (или более) частей, после чего откладывают от окружности минимального радиуса значения хода толкателя, определенные по уравнению (4.13) для значений углов поворота рычага РЧВ, соответствующих каждому значению относительного времени разгона t_0 . С целью исключения повышенных динамических нагрузок на детали кулачкового преобразователя и уменьшения износа профиля кулачка, резкие изменения профиля кулачка в начале зоны разгона $\alpha_{\rm kp}$ необходимо сгладить. С этой же целью переход от максимального радиуса кулачка $R_{\rm max}$ к минимальному делают в зоне с углом $\alpha_{\rm k} = 15$ град. Оставшаяся зона кулачка с радиусом $R_{\rm min}$ ($\alpha_{\rm k} = 75$ град) используется для торможения электродвигателя и нахождения подшипника толкателя в этой же зоне на всем протяжении тактов выбега и стабилизации (при необходимости) частоты вращения, а также для разгона электродвигателя в начале нового цикла нагружения.



Рис. 4.4. Развертка профиля кулачка для реализации четвертой ступени обкатки дизеля Д-240: ---- теоретическая; — – сглаженная

В случае использования электродвигателя без стабилизации частоты вращения (её неравномерности по углу поворота кулачка), необходимый закон перемещения рычага может быть достигнут соответствующей коррекцией профиля кулачка с учетом характеристики используемого электродвигателя теоретически или экспериментально.

Достоинством рассмотренной кинематической схемы с передачей усилия исполнительного механизма тросом без оболочки является отсутствие потерь на трение в передающем звене, однако при такой схеме необходима жесткая связь корпуса ИМ с корпусом ДВС и его определенная ориентация относительно рычага РЧВ, что усложняет его монтаж в случае обкатки дизелей на машинах, поэтому в последующих конструкциях ИМ использовались тросики с оплетками.

4.4. Электромашинный исполнительный механизм шкивного типа

Близкий к линейному необходимый закон поворота рычага РЧВ позволяет использовать для его привода ИМ со шкивными преобразователями вращательного движения в поступательное. Так, для иссле-

дований процесса ДН дизеля с наддувом Д-245 был использован такой ИМ, в котором тросик, связанный с рычагом РЧВ, наматывался при разгоне на шкив, установленный на выходном валу реверсивного мотор-редуктора, а при выбеге разматывался за счет реверса вращения электродвигателя и сил РЧВ. Регулирование величины НДМ осуществлялось за счет применения угловой скорости шкива путем регулирования напряжения питания электродвигателя постоянного тока. Достоинством такой схемы является её простота, а недостатком – неравномерный износ зубьев редуктора вследствие его работы в определенном секторе.

Более совершенна схема привода рычага РЧВ, представленная на рис. 4.5. Здесь червячное колесо редуктора 11 через электромагнитную фрикционную нормально замкнутую муфту сцепления соединяется с выходным валом редуктора 9, на котором установлен шкив 15. Для передачи усилия используется тросик 6 с оплеткой, а для повышения точности воспроизведения необходимого закона перемещения рычага РЧВ и исключения влияния на него продольной координаты точки крепления к корпусу дизеля оплетки троса на рычаг РЧВ соосно устанавливается специальный сектор – шкив 2, в ручье которого размещается тросик ИМ, а в разрыве установлена предохранительная пружина 3.



Рис. 4.5. Кинематическая схема привода рычага РЧВ: 1 – корпус РЧВ; 2 – шкив-сектор; 3 – предохранительная пружина; 4 – возвратная пружина; 5 – кронштейн; 6 – тросик с оплеткой; 7 – ведомый диск сцепления; 8 – шлицевый вал; 9 – выходной вал; 10 – ведущий диск; 11 – червячное колесо; 12 – червяк; 13 – электродвигатель; 14 – обмотка электромагнита; 15 – шкив; 16 – пружина; 17 – регулируемый упор; 18 – подвижный упор; 19 – сердечник

При разгоне электромагнитная муфта выключена и крутящий момент с червячного колеса передается через сжатые пружиной фрикционные диски 10, 7 на вал редуктора и шкив. Тросик наматывается на шкив ИМ и разматывается со шкива-сектора, при этом рычаг РЧВ поворачивается в сторону увеличения УСКВ. При достижении положения устанавливается предельного рычаг начинается И растяжение предохранительной пружины 3. При этом возрастает нагрузка на ИМ, увеличивается ток, потребляемый двигателем 13, и он отключается токовым реле. При необходимости токовое реле может быть настроено на любое другое, меньшее значение тока срабатывания, при этом рычаг остановится в промежуточном положении.

Для осуществления такта выбега включается электромагнитная муфта и разъединяет вал и червячное колесо, при этом под действием сил РЧВ рычаг с шкив-сектором будет перемещаться в обратном направлении, а тросик будет сматываться со шкива ИМ и наматываться на шкив-сектор до тех пор, пока шкив ИМ не остановится специальным механическим ограничителем угла поворота 17, 18, задающим начальную УСКВ (ω_1) для ЦДН. Процесс обратного поворота рычага РЧВ будет происходить достаточно быстро (t = 0,2-0,3 с) вследствие значительной силы регулятора и по его окончании первое реле времени блока управления выключит питание электромагнитной муфты. По окончании такта выбега УСКВ второе реле времени блока управления подает питание на электродвигатель, и процесс разгона повторяется. Преимуществом данной схемы ИМ является отсутствие необходимости реверса вращения электродвигателя и равномерный износ зубьев шестерен редуктора.

При смене алгоритма управления данный ИМ может быть использован для управления рейкой ТНВД. В этом случае тросик ИМ соединяется с отводкой или рычагом «останова». Такт разгона будет происходить при включении электромагнитной муфты, при этом отводка, перемещаясь под действием сил РЧВ и силы возвратной пружины 4, будет сматывать тросик со шкива ИМ до момента его поворота до регулируемого упора 17, 18, который в данном случае будет являться регулятором хода рейки (цикловой подачи) при разгоне. Процесс перемещения рейки на упор также будет происходить быстро вследствие большой разницы сил РЧВ и компенсации сил трения в ИМ возвратной пружиной. После выхода рейки на упор реле времени блока управления отключит питание электромагнитной муфты, и она соединит червячное колесо с выходным валом. При окончании такта разгона блок управления подаст питание на электродвигатель и тросик, наматываясь на шкив, переместит отводку и рейку в сторону выключения подачи топлива. Рост усилия в конце хода отводки вследствие роста силы РЧВ и сжатия возвратной пружины вызовет срабатывание токового реле и остановку электродвигателя. За счет эффекта самоторможения червячного редуктора отводка и рейка будут находиться в данном положении на всем протяжении выбега.

При воздействии на рычаг РЧВ диаметр шкива ИМ ($d_{\rm m}$) зависит от требуемого диапазона изменения угла поворота рычага РЧВ ($\Delta \alpha = \alpha_{\rm max} - \alpha_{\rm min}$), радиуса рычага РЧВ, а также от максимального угла поворота шкива $\alpha_{\rm m}$ ($\alpha_{\rm m} \approx 300$ град = 5,24 рад) и может быть определен по формуле

$$d_{\rm m} = \frac{2 \cdot \Delta \alpha \cdot R_{\rm p}}{\alpha_{\rm m}}.$$
 (4.17)

Для дизеля Д-240 при $R_{\rm p} = 55$ мм; $\Delta \alpha = 120^{\circ} = 2,09$ рад; $d_{\rm m} = \frac{2 \cdot 2,09 \cdot 55}{5,24} = 43,87$ мм.

Величина крутящего момента на валу ИМ $M_{\kappa}^{\text{им}}$ должна быть при всех значениях частоты вращения больше максимального момента сопротивления, оказываемого рычагом РЧВ (M_{c}^{p}), т.е. $M_{\kappa}^{\text{им}} > M_{c}^{\text{p}}$.

При проведении исследований процесса обкатки с ДН дизеля Д-245, представляющего собой дизель Д-240, оснащенный системой газотурбинного наддува, использовалась СУБО с шкивным ИМ, имеющая более простую конструкцию. В результате испытаний, проведенных с участием А.В. Николаева [54], установлено, что данная СУБО реализует необходимые закономерности управляющих воздействий на рычаг РЧВ при максимальном усилии до 120 H, скоростях перемещения 0,01–0,08 м/с и величине перемещения до 140 мм, что позволяет также дистанционно управлять скоростными режимами дизелей при диагностировании и обкатке их на холостом ходу.

Система обеспечивает задание динамической нагрузки в пределах от 0,20 до 0,95 номинального значения и отличается универсальностью и меньшей трудоемкостью использования. Недостатком данной СУБО является пониженная скорость нарастания НДМ в начале такта разгона, обусловленная наличием периода пускового разгона вала мотор-редуктора, что приводит к превышению реального времени такта разгона до 35 % по сравнению с теоретическим при максимальных ускорениях разгона. При использовании исполнительного механизма с электромагнитной муфтой между шкивом и валом редуктора это превышение уменьшалось до 23 %.

4.5. Электромашинные исполнительные механизмы рычажного типа для испытаний дизелей

Для реализации закона изменения НДМ с максимальной подачей топлива при разгоне (см. рис. 1.11) необходимо быстрое перемещение рычага РЧВ из положения минимальной УСКВ холостого хода, в положение максимальной УСКВ. Исследованиями ГОСНИТИ установлено, что максимальная стабильность протекания кривой НДМ в ЦДН, необходимая для диагностирования, достигается при времени перемещения рычага РЧВ, не превышающем 0,1 с. Для перемещения с такой скоростью рычага РЧВ необходимы ИМ большой мощности, что увеличивает их габариты и стоимость. В связи с этим был разработан специализированный ИМ для управления скоростными режимами при диагностировании дизелей (КИ-13984), кинематическая схема которого представлена на рис. 4.6, отличающаяся пониженной мощностью мотор-редуктора.



Рис. 4.6. Кинематическая схема привода рычага РЧВ рычажного ИМ с пружинным сервомеханизмом: 1 – мотор-редуктор; 2 – водило; 3,4 – ролики; 5 – кривошип; 6 – пружина; 7 – тросик; 8 – предохранительная пружина; 9, 10 – герконовые датчики угла поворота

Исполнительный механизма содержит реверсивный мотор-редуктор 1, на выходном валу которого закреплено водило 2 со свободно вращающимся роликом 3 на его конце. В одной плоскости с роликом водила находится ролик 4 кривошипа 5, который вращается относительно неподвижной оси, смещенной относительно оси вала редуктора на величину, несколько большую радиуса роликов. С осью ролика кривошипа соединены пружина 6 сервомеханизма, а также тросик 7, соединенный через предохранительную пружину 8 с рычагом РЧВ.

При повороте водила из положения, показанного на схеме, в направлении против часовой стрелки, оно через контактирующие ролики будет поворачивать кривошип. При этом пружина будет растягиваться, а рычаг РЧВ перемешаться в сторону уменьшения и выключения подачи топлива. В момент достижения точки А мотор-редуктор и водило остановится по команде датчика угла поворота водила 9, при этом рычаг РЧВ займет крайнее левое положение. Будет происходить такт выбега. При окончании выбега с блока управления поступит питание на мотор-редуктор, и он начинает поворачивать водило в том же направлении, при этом ролики выйдут из контакта и кривошип под действием растянутой пружины начнет быстро поворачиваться в обратном направлении, увлекая за собой тросик и рычаг РЧВ до момента выхода его на упор. В это время водило повернется до точки В и остановится в этом положении по команде датчика угла поворота 10. По окончании разгона процесс повторяется. При необходимости задания установившихся скоростных режимов работы дизеля пользуются режимом реверсивного движения водила в секторе АВ.

Достоинством данного ИМ является большая скорость перемещения рычага РЧВ, зависящая от упругости пружины 6, потенциальная энергия в которой запасается во время такта выбега от мотор-редуктора пониженной мощности. При необходимости в качестве связующего звена между ИМ и рычагом РЧВ может быть применен тросик с оплеткой.

Недостатком данного ИМ является неравномерность скорости перемещения рычага РЧВ и её постоянство, что не позволяет его использовать для обкатки с регулируемой ДН. В связи с этим был разработан универсальный ИМ, сочетающий быстродействие вышерассмотренного пружинного сервомеханизма с возможностью управления ДН. Отличие данного ИМ заключается в том, что кулачок действует на толкатель в сторону уменьшения угла поворота рычага РЧВ, причем этот участок с плавным нарастанием радиуса занимает около 270°, а затем следует участок быстрого (линейного) уменьшения радиуса в зоне 40–60° и участок постоянного минимального радиуса (30–50°). К толкателю параллельно его оси присоединена пружина сервомеханизма. При выбеге кулачок перемещает толкатель и натягивает пружину. В зоне максимального радиуса кулачка предусмотрен датчик угла поворота кулачка, останавливающий его вращение. При разгоне кулачок вращается в том же направлении, при этом пружина, воздействуя на толкатель, находящийся на участке быстрого уменьшения радиуса, способствует быстрому перемещению рычага РЧВ и толкателя в сторону увеличения УСКВ. При малых скоростях перемещения рычага во время первых ступеней обкатки пружина через ролик толкателя сообщает кулачку дополнительный крутящий момент, что способствует стабильности НДМ и уменьшает потребную мощность ИМ.

4.6. Электромагнитный исполнительный механизм для дросселирования газов на выпуске

Для создания на такте выбега дополнительной индикаторной нагрузки на сопряжения и детали двигателя эффективно дросселирование газов на выпуске. 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.

В рассматриваемом варианте использование ресивера не эффективно, потому что вследствие быстротечности такта выбега давление в ресивере будет изменяться от нуля в начале выбега до некоторого значения в конце, т.е. будет переменным.

Достаточно высокая эффективность дросселирования газов на выпуске достигается при установке дроссельных заслонок непосредственно на выходе выпускных коллекторов, например, у автомобилей КамАЗ, при этом тормозная мощность, развиваемая двигателем, возрастает до двух и более раз, однако здесь не предусмотрено её регулирование.

Для реализации ЦДН необходимо осуществлять циклические повороты рычага РЧВ от положения χ_1 до χ_2 при разгоне и от χ_2 до χ_1 при выбеге, кроме этого необходима пауза в положении χ_1 для стабилизации нижнего предела частоты вращения. В качестве механизма, обеспечивающего требуемый закон перемещения рычага РЧВ, наиболее целесообразно использование электрических мотор-редукторов с кулачковыми преобразователем вращательного движения в поступательное с непосредственным воздействием на рычаг РЧВ, обеспечивая тем самым более высокий КПД исполнительного механизма.

Кинематическая схема исполнительного механизма с кулачковым преобразователем представлена на рис. 4.7.

Исполнительный механизм состоит из корпуса 1, закрепляемого непосредственно вблизи ТНВД (у дизеля Д-240 под фильтр тонкой

очистки топлива), на котором на оси 2, совпадающей с осью качания рычага 3 РЧВ, установлена подвижная пластина 4 с закрепленным на ней мотор-редуктором 5 постоянного тока. На выходном валу моторредуктора 5 с одной стороны установлен металлический диск 6 с прорезью, управляющий работой двух датчиков Холла 7, которые неподвижно установлены на корпусе мотор-редуктора 5. С другой стороны выходного вала установлен кулачок 8, которые при вращении воздействуют на подшипник 9, установленный на рычаге 3 РЧВ топливного насоса 10. Подвижная пластина 4 может перемещаться по корпусу 1 и фиксироваться ручкой 11 в любом положении.



Рис. 4.7. Кинематическая схема электромашинного исполнительного механизма с кулачковым преобразователем: 1 – корпус; 2 – ось; 3 – рычаг РЧВ; 4 – подвижная пластина; 5 – мотор-редуктор; 6 – диск; 7 – датчик Холла; 8 – кулачок; 9 – подшипник; 10 – топливный насос; 11 – ручка

Кулачковый преобразователь вращательного движения в поступательное позволяет получить любой необходимый закон перемещения толкателя и связанного с ним рычага РЧВ. Наличие механизма ручного перемещения рычага РЧВ 6 обеспечивает возможность плавной регулировки частоты вращения коленчатого вала дизеля при его обкатке на холостом ходу, а также выключение подачи топлива при остановке.

Для определения профиля кулачка необходимо задаться длиной рычага РЧВ l_p , величиной угла χ поворота рычага РЧВ, радиусом подшипника толкателя r, минимальным радиусом кулачка R_{\min} и углом ψ поворота кулачка (рис. 4.8).



Рис. 4.8. Расчетная схема для определения профиля кулачка

Значения $l_{\rm p}$ и χ определяют для каждого дизеля индивидуально, причем угол χ определяют при угле поворота рычага РЧВ из положения, соответствующего нижнему пределу изменения частоты вращения в ЦДН, в положение, соответствующее верхнему пределу. Значения *r* и $R_{\rm min}$ выбирают из конструктивных соображений, а величина угла ψ не должна превышать 270 °, поэтому принимаем $\psi = 270$ °.

Для ручного перемещения рычага РЧВ с сохранением кинематических соотношений между осями толкателя и кулачка необходимо, чтобы радиус вращения оси кулачка относительно оси вращения O рычага РЧВ был равен длине рычага РЧВ $l_{\rm p}$.

Установив экспериментальным путем значение угла χ , определяем перемещение оси толкателя (по дуге *ab*):

$$S_{ab} = l_p \cdot \chi,$$
 (4.14)
где χ – угол поворота рычага РЧВ в рад.

144
Максимальный радиус *R*_{max} кулачка определится по формуле:

$$R_{\max} = R_{\min} + S_{ab}. \tag{4.15}$$

Разделив угол вращения ψ кулачка *п* лучами на какие-то равные углы, построим профиль кулачка следующим образом (считая, что подача топлива в функции угла поворота рычага РЧВ изменяется линейно): на первом луче отложим от центра вращения кулачка величину, равную $R_{\min} + S_{ab}/n$; на втором луче – величину, равную $R_{\min} + 2S_{ab}/n$ и т.д.; на последнем луче – $R_{\min} + S_{ab}$. Полученные точки на концах лучей соединяем плавной кривой, которая и будет являться профилем кулачка.

С целью исключения повышенных динамических нагрузок на детали кулачкового преобразователя и уменьшения износа профиля кулачка резкие изменения профиля кулачка необходимо сгладить, учитывая при этом радиус подшипника толкателя. С этой же целью переход от максимального радиуса кулачка к минимальному делают в зоне с углом $\psi = 15$ °. Оставшаяся зона кулачка $\psi = 75$ ° с минимальным радиусом используется для торможения электродвигателя и нахождения подшипника толкателя в этой зоне на всем протяжении выбега и стабилизации (при необходимости) частоты вращения коленчатого вала дизеля, а также для разгона электродвигателя в начале нового цикла динамического нагружения.

Управление индикаторной нагрузкой при реализации рассмотренного способа обкатки возможно при управлении дроссельной заслонкой с помощью ИМ, кинематическая схема которого представлена на рис. 4.9. На такте разгона дроссельная заслонка 2 открыта и не препятствует прохождению отработавших газов. На такте выбега поступает питание на обмотку электромагнита 10 и его якорь 9, втягиваясь, через тросик с оплеткой 7 поворачивает заслонку 2 на некоторый угол, зависящий от хода якоря, который определяется регулятором хода 11, перемещающего относительно корпуса 8 ИМ сердечник электромагнита. Возвратная пружина 5, соединенная с двуплечим рычагом 4, растягивается. По окончании такта выбега блок управления снимает питание с электромагнита и заслонка возвращается в исходное состояние под действием пружины. Неподвижный упор 12 обеспечивает положение полного открытия дроссельной заслонки.

Максимальное значение индикаторной нагрузки можно получить в случае расположения заслонок в каждом патрубке выпускного коллектора и их соединении, например, параллелограммным механизмом [1], однако в этом случае увеличивается трудоёмкость процесса обкатки из-за необходимость установки на двигатель специального технологического выпускного коллектора с заслонками повышенной прочности.



Рис. 4.9. Кинематическая схема привода дроссельной заслонки: 1 – корпус заслонки; 2 – заслонка; 3 – ось заслонки; 4 – двуплечий рычаг; 5 – пружина; 6 – кронштейн; 7 – тросик с оплеткой;8 – корпус ИМ; 9 – якорь; 10 – сердечник; 11 – регулятор хода якоря; 12 – стрелка; 13 – шкала

Таким образом, на основе расчетно-теоретического обоснования режимов раздельной обкатки получены аналитические зависимости для расчета: давления конца сжатия от режима холодной обкатки (частоты вращения коленчатого вала, избыточного давления на впуске и степени рециркуляции воздуха); величины избыточного давления на впуске для ступеней холодной обкатки; индикаторных показателей дизеля в такте выбега цикла динамического нагружения с дросселированием газов на выпуске; продолжительности дополнительных ступеней холодной обкатки и обкатки с динамическим нагружением и дросселированием газов на выпуске [49, 74].

4.7. Усовершенствованные средства для обкатки дизелей с динамическим нагружением

Для обкатки ДВС с использованием усовершенствованного ЦДН необходимо разработать алгоритмы работы, функциональные, электрические и кинематические схемы отдельных элементов и системы в целом. На первых ступенях обкатки с ДН можно использовать известный [92] алгоритм управления по положению кулачка в зоне верхнего и нижнего пределов УСКВ и с фиксированным временем паузы от момента остановки кулачка в зоне нижнего предела УСКВ до начала следующего такта разгона. Реализация усовершенствованного ЦДН возможна по различным алгоритмам, например по положению рычага РЧВ в зоне верхнего предела УСКВ и времени паузы, обеспечивающей снижение УСКВ до требуемого повышенного нижнего предела. Такой алгоритм наиболее прост в реализации, так как не требует контроля УСКВ в зоне нижнего предела. К его недостатку следует отнести меньшую точность задания и поддержания величины УСКВ на нижнем пределе, вследствие ее задания по времени.

От этого недостатка свободен алгоритм с управлением по положению кулачка в зоне верхнего предела УСКВ и величине УСКВ в зоне нижнего предела, однако для его реализации необходим блок контроля УСКВ. Таким образом, основное отличие рассмотренных алгоритмов заключается в том, какой блок системы управления дает команду на начало следующего ЦДН в конце такта выбега: таймер или блок контроля УСКВ. Второй алгоритм обладает большой гибкостью и универсальностью и реализован в разработанной и запатентованной микропроцессорной системе управления [63].

При постоянной, стабилизированной угловой скорости кулачка и реализации базового алгоритма управления по положению рычага РЧВ профиль кулачка ИМ содержит (рис. 4.10) секторы постоянного минимального $\varphi_{R_{min}}$ и максимального $\varphi_{R_{max}}$ радиусов, параболического нарастания φ_{HP} и линейного уменьшения φ_{VP} радиуса.



------ теоретическая; — – сглаженная

Анализ развертки профиля кулачка показывает малое (10 град.) значение сектора кулачка с постоянным максимальным радиусом $\phi_{R\max}$.

Для реализации усовершенствованного алгоритма ЦДН необходимый угол сектора кулачка с постоянным максимальным радиусом $\varphi_{R_{max}}$ можно определить из условия обеспечения требуемого времени t_{d} при максимальной угловой скорости кулачка (на последней ступени обкатки с ДН) ω_{Kc} по формуле

$$\varphi_{R\max} = \omega_{\text{K.c}} \cdot t_{\pi} \cdot \frac{180}{\pi}, \qquad (4.16)$$

Угловую скорость кулачка можно определить по выражению

$$\omega_{\rm K.c} = \frac{\varphi_P \cdot \pi}{t_{\rm p.c} \cdot 180},\tag{4.17}$$

где φ_P – сектор нарастания радиуса кулачка, град; $t_{\rm p.c}$ – время разгона на данной (последней) ступени обкатки, с.

Для четвертой, последней ступени обкатки дизеля Д-144-32 рекомендованное ускорение разгона составляет $\varepsilon_p = 170 \text{ c}^{-2}$, верхний предел УСКВ $\omega_2 = 204 \text{ c}^{-1}$, фактические значения верхнего предела УСКВ и времени разгона при реализации базового алгоритма управления по экспериментальным данным соответственно составляют $\omega_{2\Phi C} = 193,5 \text{ c}^{-1}$ и $t_{p.c} = 0,46 \text{ c}$, а сектор нарастания радиуса кулачка составляет $\varphi_p = 280$ град, подставляя эти данные в (4.17) и (4.16), получим

$$\omega_{\rm K.c} = \frac{\phi_P \cdot \pi}{t_{\rm p.c} \cdot 180} = \frac{280 \cdot 3.14}{0.46 \cdot 180} = 10.6 \text{ c}^{-1}, \qquad (4.18)$$

$$t_{\pi} = \frac{\omega_2 - \omega_{2\phi c}}{\varepsilon_{p.c}} = \frac{10.5}{170} = 0,061 \,\mathrm{c}\,, \tag{4.19}$$

$$\varphi_{R\max} = \omega_{K.c} \cdot t_{\pi} \cdot \frac{180}{\pi} = 10, 6 \cdot 0, 061 \cdot \frac{180}{3,14} = 37 \text{ град.}$$
(4.20)

Таким образом, основное отличие полученного профиля кулачка от используемого в стенде КИ-28263 заключается в увеличении угла сектора постоянного максимального радиуса с 10 до 37 град. за счет уменьшения сектора нарастания радиуса кулачка $\phi_{\rm HP}$, с 280 до 253 град. (рис. 4.11), а также в линейной зависимости радиуса кулачка от его углового положения в секторе нарастания.

Параболический закон изменения угла поворота рычага обеспечивает постоянство нагрузочного момента на такте разгона, однако, значения коэффициентов *m*, *n*, *p* и профиль кулачка для каждой ступени обкатки будут несколько отличаться, что требует замены кулачка на каждой ступени и соответственно усложняет технологию и повышает трудоемкость обкатки с ДН. Поэтому допуская некоторые отклонения фактического закона изменения НДМ от прямоугольного в базовой технологии используется кулачек одного профиля оптимального для четвертой ступени. При стабилизации угловой скорости кулачка и применении в кинематической схеме привода рычага РЧВ шкив-сектора такая система управления обеспечивает приемлемую форму закона изменения НДМ близкую к прямоугольной. Исследования ЦДН с линейным законом изменения угла поворота рычага РЧВ на такте разгона [114] показали возможность использования и такого закона, что позволяет сделать систему управления более универсальной. Развитие электроники и микропроцессорной техники позволяет организовать обратную связь по угловому ускорению разгона и автоматической коррекцией угловой скорости кулачка обеспечить оптимальный закон изменения НДМ на всех ступенях обкатки и для любого типа ДВС. В связи с чем в дальнейших исследованиях нами использовался кулачек с линейным законом увеличения радиуса кулачка.



Рис. 4.11. Развертка профиля кулачка для реализации усовершенствованного ЦДН дизеля Д-144-32

Аналитическая зависимость радиуса кулачка *R* от его углового положения *ф* в общем виде для дизеля Д-144-32 имеет вид

$$R_{K} = \begin{cases} R_{\min} & 0 \le \varphi \le \varphi_{R_{\min}} \\ R_{\min} + d \cdot (\varphi - \varphi_{R\min}) & \varphi_{R_{\min}} \le \varphi \le \varphi_{HP} \\ R_{\max} & \varphi_{HR} \le \varphi \le \varphi_{R_{\max}} \\ R_{\max} - m \cdot (\varphi - \varphi_{R\max}) & \varphi_{R_{\max}} \le \varphi \le \varphi_{VP} \end{cases}$$
(4.21)

где *d* и *m* – постоянные для данного кулачка коэффициенты.

В явном виде зависимость (4.21) для дизеля Д-144-32 примет вид

$$R_{K} = \begin{cases} 20 & 0 \le \varphi \le 45 \\ 20 + 0,106 \cdot (\varphi - 45) & 45 \le \varphi \le 280 \\ 45 & 280 \le \varphi \le 325 \\ 45 - 0,714 \cdot (\varphi - 325) & 325 \le \varphi \le 360 \end{cases}$$
(4.22)

Усовершенствованный алгоритм управления ЦДН на последних ступенях обкатки с ДН реализуется следующим образом. Для осуществления такта выбега кулачок ИМ, как и в ЦДН с тактом стабилизации, быстро перемещается из положения $R_{\rm max}$ до $R_{\rm min}$ и по команде датчика угла поворота затормаживается в зоне $R_{\rm min}$. Начнется такт выбега УСКВ. Система управления по сигналу датчика частоты вращения непрерывно отслеживает УСКВ и сравнивает ее с заданным для данной ступени повышенным значением ω'_1 и, как только они сравняются, подаст команду на новый цикл поворота кулачка. При этом такт разгона начнется с нового значения УСКВ ω'_1 . После поворота кулачка с соответствующей данной ступени угловой скоростью в положение $R_{\rm max}$ и прохода участка с $R_{\rm max}$ = const, по команде второго датчика угла поворота кулачка поступит команда на увеличение угловой скорости кулачка до максимального значения и он снова быстро переместится в положение $R_{\rm min}$. Далее процесс повторяется.

Процесс управления топливоподачей в этом случае будет происходить следующим образом. На такте выбега УСКВ рычаг РЧВ находится в положении α₁, как и на начальных ступенях. При этом сила пружины регулятора меньше силы центробежной силы грузиков, приведенных к муфте и рейка ТНВД будет находиться в положении полного выключения подачи топлива. Разность этих сил можно определить из уравнения РЧВ данного дизеля, задавшись величиной УСКВ, положением рейки h и рычага α_1 . Величина касательной (тангенциальной) силы или момента сопротивления на рычаге РЧВ в момент начала перемещения рычага в сторону увеличения α и УСКВ определяется исходя из известных кинематических соотношений между положением муфты регулятора и углом α. То есть начальные условия процесса увеличения УСКВ известны. В момент достижения повышенного нижнего предела, по команде блока управления начнется поворот рычага РЧВ исполнительным механизмом (при $h=h_0=$ const). Сила пружины и момент сопротивления рычага будут возрастать, а сила грузиков будет вследствие протекания выбега уменьшаться. Выбег будет продолжаться до момента равенства этих сил, т.е фактическое значение нижнего предела УСКВ будет определяться скоростью поворота рычага на данном участке его движения и соответственно номером ступени. Как только сила пружины станет больше силы грузиков и сил трения начнется ускоренное перемещение рейки в сторону включения подачи топлива с ускорением, зависящим от разности указанных сил и массы деталей регулятора (определяется из уравнения регулятора). Пока подача топлива не включится, УСКВ попрежнему будет снижаться. С момента ее включения ДВС начнет формировать крутящий момент и соответственно угловое ускорение и увеличивать УСКВ в соответствии с уравнением динамики дизеля. Положение рейки ТНВД на этом участке в любой момент времени будет зависеть от соотношения характеристик ДВС (М, ММП) и может быть определено путем решения системы дифференциальных уравнений собственно дизеля и регулятора частоты вращения, при предварительно заданном, например линейном законе поворота рычага РЧВ α. В результате этого поворота и увеличения УСКВ в некоторой точке силы пружины и грузиков РЧВ сравняются и рейка остановится в некотором положении, определяющем крутящий момент ДВС и угловое ускорение разгона. Их величина определяет нагрузочный режим обкатки на данной ступени и должна выдерживаться на всем протяжении такта разгона. Это возможно путем создания динамического равновесия между силами регулятора при заданном положении рейки путем поворота рычага по определенному закону

Требуемый закон перемещения рычага РЧВ α от времени, может быть реализован, либо соответствующим параболическим профилем кулачка ИМ (при постоянной частоте вращения вала мотор-редуктора ИМ), либо оперативной коррекцией напряжения питания мотор-редуктора при линейном профиле кулачка ИМ. Второй вариант наиболее предпочтителен для микропроцессорной системы управления, т.к. позволяет использовать кулачок одного линейного профиля, а требуемые закономерности угловой скорости обеспечивать системой ее автоматического регулирования с отрицательной обратной связью по угловому ускорению разгона. Это существенно упрощает конструкцию ИМ, делая его универсальным, снижает трудоемкость процесса обкатки и обеспечивает стабильность реализуемых нагрузочно-скоростных режимов.

По результатам исследований также была проведена сравнительная оценка энергетической эффективности рассматриваемых алгоритмов обкатки [90]. Для этого были построены зависимости работы, затрачиваемой на преодоление механических потерь на тактах разгона и совершение приработочных процессов от номера ступени обкатки с ДН

(рис. 4.12), при этом работа на каждой ступени определялась по формуле [92]

$$A = M_{MII} \cdot \omega_{\rm cp} \cdot t_p \cdot n, \qquad (4.23)$$

где $M_{M\Pi}$ – момент механических потерь дизеля, одинаковый для базового и усовершенствованного способа обкатки, (определяется по выражению 2.9), Н м; $\omega_{\rm cp}$ – средняя в пределах ступени угловая скорость 10⁻⁶ Дж коленчатого вала, с⁻¹; t_p – время такта разгона на данной ступени, с; n – количество ЦДН за ступень.



Рис. 4.12. Зависимость средней работы, затрачиваемой на совершение приработки, от номера ступени

Анализ зависимостей показывает, что на последних ступенях обкатки с использованием усовершенствованного ЦДН, вследствие увеличения времени действия динамической нагрузки и среднего значения УСКВ работа возрастает в среднем на 57%.

4.8. Датчик контроля положения органа управления топливоподачей

При бестормозной обкатке двигателей внутреннего сгорания динамическое нагружение обеспечивается путем воздействия на орган управления топливоподачей по определенной закономерности, поэтому в микропроцессорных системах управления силовым агрегатом необходимо контролировать положение исполнительного механизма для перемещения рейки топливного насоса высокого давления или рычага регулятора частоты вращения. Датчик многопозиционного контроля положения [11, 13, 70] предназначен 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. Он отличается высокой надежностью при низкой себестоимости и может быть применен во многих отраслях промышленности.

На рис. 4.13 приведена структурная схема одного из вариантов разработанных многопозиционных датчиков положения, где 1 – первичный параметрический преобразователь (ППП), 2 – вторичный преобразователь (ВП).



Рис. 4.13. Структурная схема многопозиционного датчика положения

Многопозиционный датчик работает следующим образом. При подаче с выхода источника Е гармонического или импульсного сигнала в положительный полупериод ток протекает по цепям: первая – первый зажим источника Е, индуктивность L1 (см. рис. 4.13), диод VD2, параллельно соединённые резистор R3 и конденсатор C1, второй зажим источника Е; вторая – первый зажим источника Е, индуктивность L2, диод VD4, параллельно соединенные резистор R5 и конденсатор C3, второй зажим источника Е; третья – первый зажим источника Е, образцовая ветвь, составленная из последовательно соединенных R1 и R2, второй зажим источника Е; четвёртая – первый зажим источника Е, первый образцовый двухполюсник R1, диод VD3, параллельно соединенные резистор R4 и конденсатор C2, второй зажим источника Е. В отрицательный полупериод ток протекает по трём параллельным цепям: первой – второй зажим источника Е, диод VD1, индуктивность L1, первый зажим источника Е; второй – второй зажим источника Е; третья – второй зажим источника Е, образцовая ветвь, первый зажим источника Е.

На резисторах R3, R5, R4 соответственно формируются напряжения V1, V2, V3 относительно общей шины. Значения первых двух напряжений (V1, V2) зависит от положения индуктора U относительно первичных преобразователей положения L1 и L2. Величина напряжения V3 зависит от соотношения элементов, составляющих образцовую ветвь, и не зависит от положения индуктора U в случае, когда источник Е является источником напряжения, и несколько зависит от положения индуктора U в случае, когда источник Е является источником тока. Постоянные напряжения V1 и V2 поступают на первые входы соответственно первого DA1 и второго DA2 компараторов, на вторые входы которых подаётся опорный сигнал V3. В исходном состоянии, как это показано, например, на рис. 4.14, 4.15, а, 4.15, в, комплексное сопротивление первичного преобразователя L1 положения примерно равно комплексному сопротивлению первичного преобразователя L2 положения, так как один магнитопроводящий участок индуктора U находится напротив первичного преобразователя L1, а другой магнитопроводящий участок – напротив первичного преобразователя L2. Это приводит к тому, что V1 = V2. Учитывая, что третий делитель выбран так, что в данном положении V1 < V3 и V2 < V3, на информационных выходах X1 и X2 вторичного преобразователя в момент времени t_0 (рис. 4.16), формируются сигналы, соответствующие логической единице 1.



Рис. 4.16. Выходные сигналы при перемещении индуктора вправо

При перемещении индуктора U (см. рис. 4.15, а) вправо индуктор занимает положение, указанное на рис.4.15, б. При этом в момент времени $t_1 + \Delta t$, где Δt – небольшое приращение времени (см. рис. 4.16), комплексное сопротивление первичного преобразователя L2 уменьшается, вследствие чего V2 > V3, тогда как комплексное сопротивление первичного преобразователя L1 не изменится. В результате этого V1 и V3 не изменятся (в случае, когда источник Е является источником напряжения) или несколько увеличиваются (в случае, когда источник Е является источником тока), но при этом V1 < V3, что приводит к формированию на информационных выходах Х1 и Х2 вторичного преобразователя сигналов 1 и 0 соответственно. При дальнейшем перемещении индуктора U вправо индуктор занимает положение, соответствующее рис. 4.15, в. При этом в момент времени $t_2 + \Delta t$ (см. рис. 4.16) комплексное сопротивление первичного преобразователя L1 уменьшается, вследствие чего V1 > V3, тогда как комплексное сопротивление первичного преобразователя L2 не изменится. В результате этого напряжения V2 и V3 не изменятся (если источник Е является источником напряжения) или несколько уменьшатся (если источник Е является источником тока), но при этом V2 > V3, что приводит к формированию на информационных выходах X1 и X2 вторичного преобразователя сигналов 0 и 0 соответственно. При дальнейшем перемещении индуктора U на рис. 4.15, в вправо индуктор занимает положение, показанное на рис. 4.15, г. При этом в момент времени $t_3 + \Delta t$ (см. рис. 4.16) комплексное сопротивление первичного преобразователя L2 дополнительно увеличивается, вследствие чего V2 < V3, а комплексное сопротивление первичного преобразователя L1 остается без изменений. В результате этого напряжения V1 и V3 несколько увеличиваются (если источник Е является источником тока) или не изменяются (если источник Е является источником напряжения), но неравенство V1 > V3 сохраняется, что приводит к формированию на информационных выходах Х1 и Х2 вторичного преобразователя сигналов 0 и 1 соответственно. Для определения направления перемещения необходимо, чтобы расстояние а (см. рис. 4.14) между первым L1 и вторым L2 чувствительными элементами удовлетворяло одному из следующих условий:

• если $b \ge c$, то mod(a, (b+c)) > b или mod(a, (b+c)) < c, где mod(a, (b+c)) - octatok ot деления a на <math>(b+c);

• если $b \le c$, то mod(a, (b+c)) > c или mod(a, (b+c)) < b.

При перемещении индуктора U влево (см. последовательно рис. 4.15, а, рис. 4.15, г, рис. 4.15, в, рис. 4.15, б, рис. 4.15, а, рис. 4.15, г) и возвратного движения вправо (рис. 4.15, а, рис. 4.15, б, рис. 4.15, в,

рис. 4.15, г, рис. 4.15, а, рис. 4.15, б) можно определить, как это показано на рис. 4.17, что между моментами времени t_2 и t_3 произошло изменение направления движения индуктора U, связанного с объектом контроля.



Рис. 4.17. Выходные сигналы при перемещении индуктора вправо, а затем влево

При перемещении индуктора U влево переход с 1 на 0 (рис. 4.17, t_1) на информационном выходе X2 вторичного преобразователя происходит тогда, когда на информационном выходе X1 вторичного преобразователя присутствует сигнал 0. Аналогично переход при данном условии с 1 на 0 (рис. 4.17, $t_2+\Delta t$) на информационном выходе X1 вторичного преобразователя происходит тогда, когда на информационном выходе X2 вторичного преобразователя присутствует сигнал 1. При изменении направления движения индуктора U происходит изменение указанного соответствия. Так, переход с 1 на 0 (рис. 4.17, $t_3 + \Delta t$) на информационном выходе X1 вторичного преобразователя происходит тогда, когда на информационном выходе X2 вторичного преобразователя происходит изменение указанного соответствия. Так, переход с 1 на 0 (рис. 4.17, $t_3 + \Delta t$) на информационном выходе X2 вторичного преобразователя происходит тогда, когда на информационном выходе X2 вторичного преобразователя происходит тогда, когда на информационном выходе X2 вторичного преобразователя происходит тогда, когда на информационном выходе X2 вторичного преобразователя происходит тогда, когда на информационном выходе X2 вторичного преобразователя происходит тогда, когда на информационном выходе X1 вторичного преобразователя происходит тогда, когда на информационном выходе X1 вторичного преобразователя происходит тогда, когда на информационном выходе X1 вторичного преобразователя происходит тогда, когда на информационном выходе X1 вторичного преобразователя происходит тогда, когда на информационном выходе X1 вторичного преобразователя происходит тогда, когда на информационном выходе X1 вторичного преобразователя происходит тогда, когда на информационном выходе X1 вторичного преобразователя происходит тогда, когда на информационном выходе X1 вторичного преобразователя происходит тогда, когда на информационном выходе X1 вторичного преобразователя происходит тогда, когда на информационном выходе X1 вторичного преобразователя происходит тогда, когда на информационном выходе X1 вторичного

Предлагаемый датчик многопозиционного контроля положения обеспечивает контроль величин и направление перемещения рейки или рычага регулятора частоты вращения топливного насоса высокого давления, что позволяет точно задавать величину нагрузки в пределах цикла динамического нагружения.

5. ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ДЛЯ БЕСТОРМОЗНОЙ ОБКАТКИ ДИЗЕЛЕЙ

5.1. Конструкция стенда для обкатки дизеля Д-160 в бестормозных неустановившихся режимах после капитального ремонта

Необходимую мощность электродвигателя стенда для проведения холодной обкатки можно определить из известного выражения

$$P_{\rm AB} = M_{\rm II} \cdot \omega, \qquad (5.1)$$

где $P_{\rm дв}$ – мощность электродвигателя, Вт; $M_{\rm n}$ – момент прокрутки двигателя, Нм; ω – угловая скорость коленчатого вала на последней ступени холодной обкатки, с⁻¹.

Момент прокрутки M_{π} при частоте вращения n = 700 мин⁻¹ определен экспериментально путем снятия показаний с весового механизма стенда КИ-5541М при холодной обкатке 20-ти дизелей Д-160. Максимальное значение $M_{\pi} = 340$ Нм. Следовательно,

$$P_{\rm дв} = 340.73, 3 = 24922 \approx 24,9 \ {\rm KBT}.$$

По справочнику выбираем электродвигатель 4А180М2УЗ с параметрами: $P_{\rm H} = 30 \text{ кBt}; n_{\rm c} = 3000 \text{ ми}{
m H}^{-1}; \cos \varphi = 0,9; m = 200 \text{ кг}.$

Исходя из режимов холодной обкатки дизеля определяются необходимые передаточные отношения коробки передач для всех ступеней обкатки по формуле

$$i = \frac{n_{\rm c}}{n},\tag{5.2}$$

где i – передаточное отношение; n – частота вращения коленчатого вала дизеля на соответствующей ступени холодной обкатки, мин⁻¹.

Для первой ступени обкатки

$$i = \frac{n_{\rm c}}{n_{\rm l}} = \frac{3000}{400} = 7,5.$$
 (5.3)

Для второй ступени обкатки

$$i = \frac{n_{\rm c}}{n_{\rm 1}} = \frac{3000}{700} = 4,286.$$
 (5.4)

Наиболее подходящей является КП автомобиля ЗИЛ-130-76, имеющая следующие передаточные числа на первой и второй передачах:

 $n_{\rm I} = 7,44; n_{\rm II} = 4,10$. Фактические значения частот вращения коленчатого вала дизеля при номинальной частоте вращения электродвигателя составят: $n_1 = 403,2$ мин⁻¹; $n_1 = 731,7$ мин⁻¹.

Для проведения обкатки дизеля Д-160 после капитального ремонта в бестормозных неустановившихся режимах предлагается функциональная схема стенда [69], приведенная на рис. 5.1. В состав стенда входят обкатываемый дизель, соединенный с вторичным валом стационарной КП, установленной на общей с двигателем станине. На этой же станине установлен асинхронный электродвигатель мощностью 40 кВт, соединенный с первичным валом КП через управляемую фрикционную муфту сцепления. Электродвигатель снабжен соответствующей пускозащитной аппаратурой и получает питание через ваттметр. В состав стенда входят также блок управления (БУ) и ИМ.

БУ предназначен для управления процессом нагружения двигателя при бестормозной обкатке в автоматическом режиме путем соответствующего воздействия на ИМ. БУ содержит: серийный прибор ИМД-ЦМ, первый и второй компараторы, логический блок и блок питания. С помощью разъема и кабеля, заключенного в металлорукав, БУ соединяется с ИМ, предназначенным для перемещения рейки ТНВД по определенной закономерности.

Он представляет собой силовой электромагнит МИС-3100, закрепленный при помощи кронштейна на крышке бокового люка ТНВД, в которой изготовлена прорезь для перемещения пластины, соединенной с якорем электромагнита и предназначенной для воздействия на поводок рейки ТНВД. Величина хода якоря электромагнита ограничивается регулируемым упором.

Конструкция стенда позволяет проводить холодную обкатку, а также обкатку на холостом ходу и горячую обкатку под нагрузкой.

Холодную обкатку и обкатку на холостом ходу осуществляют на режимах, рекомендованных нормативно-технической документацией для обкатки традиционным тормозным способом.

Для реализации горячей обкатки под нагрузкой необходимо установить индуктивный датчик прибора ИМД-ЦМ в кожухе маховика зубчатого венца и настроить БУ согласно прилагаемой инструкции. Рычаг управления регулятором частоты вращения необходимо установить в положение, соответствующее полной подаче топлива (максимальных оборотов холостого хода ω_{xx}^{max}). Регулирующий упор ИМ должен занимать крайнее левое положение.



Рис. 5.1. Функциональная схема для бестормозной обкатки дизелей: БУ – блок управления; ИМД-ЦМ – измеритель мощности дизелей цифровой модернизированный; К1, К2 – компараторы; ЛБ – логический блок; ТК – тиристорный ключ; ЭМ – электромагнит; Д – индуктивный датчик прибора ИМД-ЦМ; БП – блок питания; ЗК – зубчатое колесо из магнитного материала; ДВС – обкатываемый дизель; ТНВД – топливный насос высокого давления; КП – коробка передач; М – электродвигатель; W – ваттметр; R₁, R₂ – резисторы установки ω_1 и ω_2

Запустить дизель, одновременно увеличивая подачу топлива перемещением упора до достижения углового ускорения разгона (ε_p) первой ступени, ориентируясь на показания прибора ИМД-ЦМ, включенного в режим измерения ε_p . Положение упора зафиксировать контргайкой и включить тумблер «Исполнительный механизм». Так как частота вращения коленчатого вала в момент включения тумблера максимальна, то на входы компараторов будет поступать напряжение, превышающее напряжение установок с резисторов R_1 и R_2 . Компараторы включатся и подадут на логический блок сигнал, который затем поступит на тиристорный коммутатор. Он откроется, при этом включится силовой электромагнит. При втягивании якоря электромагнита связанная с ним пластина отводит рейку ТНВД в положение выключенной подачи. Двигатель глохнет и обороты начинают уменьшаться. При снижении частоты вращения до 850 мин⁻¹ БУ выключит электромагнит. В связи с тем, что частота вращения коленчатого вала дизеля в этот момент не соответствует заданной рычагом регулятора, пружина регулятора переместит рейку, пластину, тягу и якорь электромагнита до регулируемого упора. Положение упора зависит от номера ступени горячей обкатки и корректируется оператором вручную, исходя из показания прибора ИМД-ЦМ, включенного в режим измерения углового ускорения разгона. После перемещения рейки до упора возобновляется подача определенной дозы топлива в цилиндры дизеля, и он начинает разгоняться. При увеличении частоты вращения до 1250 мин⁻¹ БУ опять включит электромагнит, двигатель заглохнет и начнется снижение угловой скорости (такт выбега). Далее циклы разгона-выбега протекают аналогично. По истечении времени первой ступени, изменяя положение упора в сторону увеличения подачи топлива, добиваются заданного углового ускорения разгона второй ступени и т.д. По окончании времени горячей обкатки под нагрузкой проверяется угловое ускорение разгона коленчатого вала дизеля в режиме диагностирования. При его соответствии эталонному значению обкатку можно считать законченной. Рекомендуется также определять отрицательное ускорение выбега для оценки мощности механических потерь и, следовательно, качество приработки.

Размер площади *F*, м², необходимой для размещения одного стенда, определяется из выражения

$$F = F_{00} \cdot \delta, \tag{5.5}$$

где F_{o6} – площадь, занимаемая оборудованием, м²; δ – коэффициент, учитывающий рабочие зоны и проходы. Для участка обкатки и испытания двигателей δ = 4,0–4,5.

Тогда $F = (4, 1 \cdot 1, 36) \cdot 4 = 19,72 \approx 20 \text{ м}^2$.

По технической характеристике стенда КИ-5541М известно, что он занимает 30 м² производственной площади. Следовательно, размер необходимых площадей уменьшается в 1,5 раза.

Таким образом, разработанная конструкция стенда позволяет осуществить холодную обкатку, горячую обкатку на холостом ходу и горячую обкатку с динамическим нагружением дизеля Д-160 после капитального ремонта. При этом снижается потребление электроэнергии в 1,83 раза и уменьшается размер необходимых производственных площадей в 1,5 раза. Стенд может быть использован для обкатки дизелей мощностью до 200 кВт при условии оснащения задатчиками универсального типа для воздействия на орган управления топливоподачей.

5.2. Конструкция стенда для реализации раздельной обкатки двигателя внутреннего сгорания

Недостатком обкатки в бестормозных неустановившихся режимах является низкая эффективность этапа выбега. Поэтому для его повышения была разработана запатентованная конструкция стенда [61, 73], в основе которой предложена принципиальная электрическая схема блока управления динамической нагрузкой (рис. 5.2). Она включает в себя силовые электромагниты ЭМ1 и ЭМ2, компараторы ДА1 и ДА2, коммутатор VD10–VD13 и блок питания.

Блок питания содержит: понижающий трансформатор Т1; выпрямительные диоды VD1–VD4, VD5–VD8; конденсаторы фильтров C1–C4.

Светодиод HL1 сигнализирует о включении электромагнитов исполнительных механизмов. Оси резисторов R4 и R12 выведены на переднюю панель и служат для установки ω_1 и ω_2 .

Работа СУБО с воздействием на рейку топливного насоса высокого давления и дроссельную заслонку на выпуске происходит следующим образом.

При проведении обкатки с ДН на дизель устанавливается технологическая крышка РЧВ с отводкой и дроссельная заслонка. Для реализации горячей обкатки дизеля Д-240 рычаг РЧВ устанавливается в положение максимальной УСКВ, и тумблером «Исп. Мех.» включают цепь силового электромагнита. Так как частота вращения коленчатого вала в момент включения максимальна, на оба компаратора (ДА1, ДА2) будет поступать с прибора ИМД-ЦМ напряжение, пропорциональное УСКВ и превышающее напряжение установок (уст. ω_1 , уст. ω_2), заданное резисторами R4, R12. Управляющие электроды тиристоров VS2 и VS3, при этом включатся электромагниты ЭМ1 и ЭМ2. При этом первый, срабатывая, отодвигает рейку ТНВД в положение выключенной подачи топлива, а второй прикрывает дроссельную заслонку на выпуске. Начнется такт выбега с дросселированием газов на выпуске. Частота вращения коленчатого вала будет уменьшаться.

Величина углового ускорения выбега и нагрузки на сопряжения дизеля зависит от степени дросселирования, которая корректируется регулятором хода втягивания якоря электромагнита, исходя из показаний измерителя углового ускорения выбега (ИМД-Ц) и значений углового ускорения выбега, приведенных в технологии обкатки с ДН данного дизеля.



Рис. 5.2. Электрическая схема модернизированного блока управления динамической нагрузкой с воздействием на рейку ТНВД и дроссельную заслонку на выпуске

Поэтому на выходах компараторов будет высокий (+12 В) уровень напряжения; при этом откроются транзистор VT1 и тиристор VS1, что вызовет срабатывание реле К1. Его контакты К1.1 подадут напряжение на управляющие электроды тиристоров VS2 и VS3, при этом включаются электромагниты ЭМ1 и ЭМ2. При этом первый, срабатывая, отодвигает рейку ТНВД в положение выключенной подачи топлива, а второй прикрывает дроссельную заслонку на выпуске. Начнется такт выбега с дросселированием газов на выпуске. Частота вращения коленчатого вала будет уменьшаться.

При снижении ω до ω₂ выключается первый компаратор (ДА1), на выходе которого устанавливается отрицательный уровень (-12 В). Однако тиристор VS2 остается включенным и после снятия напряжения с его управляющего электрода. При дальнейшем снижении частоты вращения при $\omega = \omega_1$ выключается второй компаратор (ДА2), что вызовет закрытие транзистора VT1, тиристора VS1 и, следовательно, выключение реле К1 и электромагнитов ЭМ1 и ЭМ2. При этом под действием возвратной пружины дроссельная заслонка повернется до упора и займет положение, параллельное потоку газов, а отводка под действием возвратной пружины переместится на величину, ограниченную регулятором хода вылета якоря ЭМ1, и обеспечит необходимую подачу топлива на такте разгона. После перемещения рейки до упора возобновляется подача определенной дозы топлива в цилиндры дизеля, и он начинает разгонятся. При увеличении ω > ω₁ включаются компаратор ДА2 и транзистор VT1, однако реле К1 не включается, так как выключен тиристор VS2. При приближении величины ω к величине ω₂ прибор ИМД-ЦМ замерит мгновенное значение углового ускорения разгона в выбранной точке, которое определяет величину динамической нагрузки в данном цикле разгона и приводится в технологии обкатки с ДН для данного дизеля. В момент достижения $\omega = \omega_2$ включаются компаратор ДА1, тиристор VS2, реле К1 и электромагниты ЭМ1 и ЭМ2. Далее циклы разгона-выбега происходят аналогично. Если ускорение разгона отличается от заданного для данной ступени обкатки, оператор, регулируя упор, корректирует его.

Для повышения эффективности бестормозной обкатки разработана конструкция стенда (рис. 5.3), содержащего электродвигатель 1, муфту сцепления 2, коробку перемены передач 3, испытуемый ДВС 4 с воздухоочистителем 5, регулятор 6 частоты вращения КВ, топливный насос высокого давления 7, первый и второй исполнительные механизмы 8 и 9, регулятор 10 хода вылета рабочего органа первого исполнительного механизма 8, регулятор 11 хода втягивания рабочего органа второго исполнительного механизма 9, механизм 12 увеличения индикаторной нагрузки, датчик 13 частоты вращения, измеритель 14 частоты вращения, измеритель 15 углового ускорения, блок регулировок 16, первый и второй компараторы 17 и 18, транзистор 19, тиристор 20, блок управления 21, соединенный с положительной шиной 22 источника постоянного тока на 12 В, коммутатор 23, соединенный с шиной 24 источника переменного тока на 220 В, выключатель 25, ваттметр 26, соединенный с шиной 27 источника трехфазного переменного тока на 380 В, систему 28 отвода отработавших газов, ресивер 29, обратный клапан 30, источник сжатого воздуха 31, манометр 32, регулятор 33 давления, перепускную заслонку 34, третий исполнительный механизм 35 управления перепускной заслонкой 34, регулятор 36 хода втягивания рабочего органа третьего исполнительного механизма 35, впускной обратный клапан 37 и переключатель 38 с нормально замкнутыми подвижным и неподвижным контактами 39 и 40 и с нормально разомкнутыми подвижным и неподвижным и не-



При этом подвижные контакты 39 и 41 переключателя 38 механически соединены между собой, механизм 12 увеличения индикаторной нагрузки соединен с первым входом ресивера 29, второй вход которого через обратный клапан 30 сообщен с источником сжатого воздуха 31, первый выход ресивера 29 - с манометром 32 и через регулятор 33 давления с системой 28 отвода отработавших газов, а второй выход ресивера сообщен высокого давления 7, первый и второй исполнительные механизмы 8 и 9, регулятор 10 хода вылета рабочего органа первого исполнительного механизма 8, регулятор 11 хода втягивания рабочего органа второго исполнительного механизма 9, механизм 12 увеличения индикаторной нагрузки, датчик 13 частоты вращения, измеритель 14 частоты вращения, измеритель 15 углового ускорения, блок регулировок 16, первый и второй компараторы 17 и 18, транзистор 19, тиристор 20, блок управления 21, соединенный с положительной шиной 22 источника постоянного тока на 12 В, коммутатор 23, соединенный с шиной 24 источника переменного тока на 220 В, выключатель 25, ваттметр 26, соединенный с шиной 27 источника трехфазного переменного тока на 380 В, систему 28 отвода отработавших газов, ресивер 29, обратный клапан 30, источник сжатого воздуха 31, манометр 32, регулятор 33 давления, перепускную заслонку 34, третий исполнительный механизм 35 управления перепускной заслонкой 34, регулятор 36 хода втягивания рабочего органа третьего исполнительного механизма 35, впускной обратный клапан 37 и переключатель 38 с нормально замкнутыми подвижным и неподвижным контактами 39 и 40 и с нормально разомкнутыми подвижным и неподвижным контактами 41 и 42 через перепускную заслонку 34 с впускным коллектором ДВС и через впускной обратный клапан 37 с воздухоочистителем 5, причем перепускная заслонка 34 соединена с рабочим органом третьего исполнительного механизма 35, первый вход которого связан с регулятором 36 хода втягивания рабочего органа, вторые входы исполнительных механизмов 8, 9 и 35 соединены с нормально замкнутым неподвижным контактом 40 переключателя 38, нормально замкнутый подвижный контакт 39 которого через выключатель 25 связан с выходом коммутатора 23, второй вход третьего исполнительного механизма 35 дополнительно соединен с нормально разомкнутым неподвижным контактом 42 переключателя 39, а нормально разомкнутый подвижный контакт 41 - с шиной 24 источника переменного тока на 220 В. Этап холодной обкатки со ступенчатым ростом частоты вращения состоит из шести ступеней продолжительностью 10 минут каждая со ступенчатым увеличением частоты вращения коленчатого вала ДВС 4 и величины давления впуска: 1) 600 мин⁻¹, 0,1 МПа; 2) 900 мин⁻¹, 0,1 МПа; 3) 1450 мин⁻¹,

0,1 МПа; 4) 1450 мин⁻¹, 0,12 МПа; 5) 1800 мин⁻¹, 0,15 МПа; 6) 2200 мин⁻¹, 0,2 МПа.

Работа устройства в соответствии с этапами приработки на примере четырехтактного четырехцилиндрового дизельного ДВС происходит следующим образом. Перед началом холодной обкатки включают номер передачи в коробке перемены передач 3, обеспечивающей требуемую для первой ступени холодной обкатки частоту вращения коленчатого вала ДВС. Рычаг регулятора 6 частоты вращения устанавливают в положение прекращения подачи топлива (останова) двигателя. Выключают муфту сцепления 2, включают электродвигатель 1 и плавно муфту сцепления 2, при этом начинается прокрутка коленчатого вала ДВС с частотой вращения 600 мин⁻¹. По истечении времени первой ступени выключают муфту сцепления 2, включают следующий, более высокий номер передачи и, плавно включая муфту сцепления 2, осуществляют вторую ступень обкатки. Третью ступень проводят аналогично и после ее окончания устанавливают переключатель 38 в положение, при котором его контакты 39 и 40 размыкаются, а контакты 41 и 42 замыкаются, включая третий исполнительный механизм 35, устанавливающий необходимую для данной ступени степень рециркуляции воздуха путем поворота перепускной заслонки 34 на определенный угол, задаваемый регулятором 36 хода втягивания рабочего органа; включают источник сжатого воздуха 31 и осуществляют четвертую степень обкатки. При этом воздух под давлением от источника сжатого воздуха 31 при открытии обратного клапана 30 и воздух, нагретый от сжатия в цилиндрах ДВС 4, поступает в ресивер 29, создавая в нем избыточное давление, задаваемого регулятором 33 давления, а из ресивера 29 сжатый воздух с определенной степенью рециркуляции подается во впускной коллектор ДВС, повышая в нем давление до 0,12 МПа, под действием которого закроется впускной обратный клапан 37, увеличивая, тем самым, газовые нагрузки на сопряжения ДВС.

Работа на последующих ступенях проводят аналогично, включая более высокие номера передач, повышая давление в ресивере и изменяя степень рециркуляции.

В процессе холодной обкатки контролируют мощность, затрачиваемую на прокрутку коленчатого вала ДВС по показаниям ваттметра 26, частоту вращения по показаниям измерителя 14 частоты вращения и по манометру 32 давление в ресивере 29, корректируя его при необходимости регулятором 33 давления, который, при повышении давления в ресивере сверх установленного, срабатывает и выпускает часть воздуха в систему 29 отвода отработавших газов. Этап горячей обкатки на холостом ходу с плавным увеличением частоты вращения до ее максимального значения проводится в течение 5 минут.

В конце последней ступени холодной обкатки отключают источник сжатого воздуха 31, переключатель 38 устанавливают в положение, при котором контакты 39 и 40 замкнутся, а контакты 41 и 42 разомкнутся, третий исполнительный механизм 35 выключится и перепускная заслонка 34 закроется. Регулятором 33 давления снижают давление в ресивере до атмосферного. Затем рычаг регулятора 6 частоты вращения переводят в рабочую зону, запускают ДВС и отключают электропитание электродвигателя 1. Под действием разрежения воздуха на тактах впуска ДВС 4 открывается впускной обратный клапан 37. Отработавшие газы ДВС проходят через отключенный механизм 12 увеличения индикаторной нагрузки, ресивер 29 и регулятор 33 давления в систему отвода отработавших газов 28. На данном этапе производят проверку работоспособности топливной системы при максимальных оборотах холостого хода. Сокращение длительности данного этапа до 5 минут позволяет сократить продолжительность приработки ПО отношению к прототипу на 5-7 %.

Этап горячей обкатки с динамическим нагружением включает две ступени с ускорениями разгона 135 с⁻² и 180 с⁻² продолжительностью 10 минут каждая в интервале частот вращения от 1600 мин⁻¹ (нижний предел) до 2200 мин⁻¹ (верхний предел).

Перед началом этапа горячей обкатки с динамическим нагружением регулятором 33 давления в ресивере 29 повышают давление до избыточного в интервале 0-0,1 МПа и включают выключатель 25. При этом на первые входы компараторов 17 и 18 с измерителя 14 частоты вращения подается напряжение, соответствующее максимальной частоте вращения и превышающее значение напряжений, соответствующих нижнему и верхнему пределам интервала изменения частоты вращения коленчатого вала ДВС 4, установленных блоком регулировок 16. В результате на выходах компараторов 17 и 18 формируются положительные потенциалы, способствующие открытию транзистора 19 и тиристора 20, подаче напряжения на блок управления 22 и включению коммутатора 23. Напряжение с шины 24 питания источника переменного тока на 220 В через коммутатор 23, выключатель 25 и замкнутые контакты 39 и 40 переключателя 38 подается на исполнительные механизмы 8, 9 и 35. При этом рабочий орган первого исполнительного механизма 8 переместит рейку (дозатор) топливного насоса высокого давления 7 в положение, соответствующее выключенной подаче топлива. Коленчатый вал ДВС, вращаясь по инерции за

счет накопленной деталями (в основном маховика) кинетической энергии, создает такт выбега. Одновременно с этим второй исполнительный механизм 9 включит механизм 12 увеличения индикаторной нагрузки, обеспечивающей противодавление на выпуске, а третий исполнительный механизм 35 полностью откроет перепускную заслонку 34 и отработавшие газы из ресивера 29, поступая во впускной коллектор и далее в цилиндры ДВС под избыточным давлением, закроют впускной обратный клапан 37 и повысят давление сжатия, увеличивая, тем самым, газовые нагрузки на детали ДВС. Величину давления в ресивере 29 контролируют по показаниям манометра 32, а величину индикаторной нагрузки при выбеге – по показаниям измерителя 15 углового ускорения.

При уменьшении частоты вращения коленчатого вала менее верхнего предела интервала изменения частоты вращения первый компаратор 17 выключится, и на его выходе появится нулевой потенциал, однако тиристор 21 останется включенным, и процесс выбега будет продолжаться. При уменьшении частоты вращения менее нижнего предела интервала изменения частоты вращения выключится и второй компаратор 18, и на его выходе также появится нулевой потенциал, при этом транзистор 19 закроется и выключит тиристор 20, блок управления 22, коммутатор 23 и исполнительные механизмы 8,9 и 35. При этом механизм 12 увеличения индикаторной нагрузки выключится, а первый исполнительный механизм 8 возвратит рейку (дозатор) топливного насоса 7 высокого давления в положение максимальной подачи топлива; перепускная заслонка 34 закроется, а впускной обратный клапан 37 под действием разрежения во впускном коллекторе откроет-ся и воздух от воздухоочистителя 5 будет поступать в цилиндры ДВС. Начнется такт разгона с определенным для данной ступени ускорением, контролируемым по показаниям измерителя 15 углового ускорения (в случае отклонения ускорения от заданного его корректируют регулятором 10 хода вылета рабочего органа первого исполнительного механизма 8). Отработавшие газы поступают в ресивер 29 и накап-ливаются (аккумулируются) в нем до избыточного давления не более 0,1 МПа для последующего использования на такте выбега (при более высоком избыточном давлении срабатывает регулятор 33 давления и часть газов сбрасывается в систему 28 отвода отработавших газов).

В последующем процесс горячей обкатки с динамическим нагружением происходит автоматически. По истечении времени первой ступени регулятором 10 хода вылета рабочего органа первого исполнительного механизма 8 увеличивают угловое ускорение разгона до заданного для второй ступени значения, а регулятором 11 хода втягивания рабочего органа второго исполнительного механизма 9 увеличивают ускорение выбега.

В конце горячей обкатки с динамическим нагружением регулятором 11 хода втягивания рабочего органа отключают механизм 12 увеличения индикаторной нагрузки, а регулятором 36 хода втягивания рабочего органа третьего исполнительного механизма 35 закрывают перепускную заслонку 35. Затем определяют эффективную мощность, мощность механических потерь и максимальный крутящий момент ДВС.

Количество ступеней и их продолжительность зависят от марки и мощности ДВС и определяются как для новых, так и для отремонтированных ДВС в ходе предварительных экспериментальных исследований.

При реализации предлагаемого способа приработки поршневого ДВС и устройства для его осуществления возможны следующие варианты [69, 87, 94]:

1. Проведение всех этапов приработки на бестормозном обкаточном стенде на описанных выше режимах. Данный вариант предназначен для проведения технологической обкатки новых и капитально отремонтированных дизелей одной марки в условиях моторных заводов и специализированных ремонтных предприятий.

2. Проведение холодной обкатки на бестормозном обкаточном стенде, а горячей обкатки на холостом ходу и горячей обкатки с динамическим нагружением – непосредственно на машинах (тракторах, автомобилях и др.). Для этого устройство, за исключением электродвигателя, муфты сцепления, коробки перемены передач, ваттметра, источника сжатого воздуха и системы отвода отработавших газов, монтируется на ДВС машины. Данный вариант раздельной обкатки предназначен для мастерских АТП, станций технического обслуживания и ремонтных предприятий, занимающихся ремонтом техники различных марок. При этом наряду с технологической обкаткой ДВС возможно проведение и эксплуатационной обкатки в стационарных приспособленных специальных или (на открытых условиях площадках) с увеличением времени и числа ступеней на этапе горячей обкатки с динамическим нагружением, что значительно ускорит ввод машин в эксплуатацию с полной нагрузкой и позволит устранить влияние на качество эксплуатационной обкатки субъективных и объективных факторов (несоблюдение режимов эксплуатационной обкатки оператором, превышение нагрузочного режима в процессе разгона машинно-тракторных агрегатов вследствие производственной необходимости и т.п.).

3. Проведение только холодной обкатки на бестормозном обкаточном стенде. Данный вариант предназначен для проведения технологической обкатки новых и капитально отремонтированных дизелей одной марки в условиях моторных заводов и специализированных мотороремонтных предприятий, при этом увеличивают число ступеней холодной обкатки с повышенным давлением впуска и нагрузки на сопряжения ДВС по сравнению с первым вариантом. В этом случае повышается степень приработки сопряжений, что в 2–3 раза снижает продолжительность эксплуатационной обкатки как на типовых, рекомендованных заводами-изготовителями, так и на динамических режимах, более полно выявляются неисправные узлы и детали, улучшается экологическая обстановка в цехах обкатки ДВС, снижается расход топливно-смазочных материалов и стоимость оборудования.

5.3. Конструкция и принцип работы стендов для холодной обкатки дизелей со статико-динамическим нагружением

Для проведения предложенного способа холодной обкатки тракторных дизелей наряду с использованием существующих средств необходима разработка ряда новых устройств и приборов для реализации режимов холодной обкатки с СДН деталей ЦПГ и КШМ ДВС.

В рамках этой задачи были разработаны средства (стенды) для проведения холодной обкатки дизелей с СДН, основными элементами которых являются система импульсной подачи масла высокого давления (СИПМВД), механизм поворота коленчатого вала ДВС и автоматизированная система управления холодной обкаткой с СДН.

Стенд (конструктивный вариант 1) для холодной обкатки ДВС 1 (рис. 5.4) [62] включает торсион 2, с первым концом которого связан коленчатый вал ДВС 1, электромашину постоянного тока 3 с регулятором частоты вращения 4 и тахометром 5, выполненную электрически соединенную с первым выходом 6.1 блока управления и электроснабжения (БУЭ) 6, червячный редуктор 7, входной вал которого соединен с выходным валом электромашины постоянного тока 3, а выходной вал соединен со вторым концом торсионного вала 2, СИПМВД 8, электрический вход 8.1 которой подсоединен ко второму выходу 6.2 БУЭ 6, третий выход которого подключен к электрическому входу 9.1 системы подачи масла низкого давления (СПМНД) 9, гидравлический вход 9.2 которой подключен к сливному отверстию 1.1 поддона картера ДВС 1 и через тройник 15 ко второму 8.3 гидравлическому выходу СИПМВД 8, а выход 9,3 к главной масляной магистрали (ГММ) 1.2 ДВС 1 и входу обратного клапана 10, выход которого подключен к первому гидравлическому выходу 8.2 СИПМВД 8 и входу (надпоршневому пространству) 1.3 обкатываемого цилиндра ДВС 1 через соединенные последовательно запорный вентиль 11 и штуцер 12, установленный в отверстие форсунки, причем к впускному или выпускному клапанам 1.4 ГРМ обкатываемого цилиндра ДВС 1 подсоединен механизм управления клапаном (МУК) 13 (декомпрессионный), а к выходам коллекторов 1.5 ДВС 1 подключены прозрачные трубопроводы 14, соединенные через тройник 15 с гидравлическим входом 9.2 СПМНД 9.



Рис. 5.4. Функциональная схема средства для холодной обкатки двигателя (конструктивный вариант 1) (см. позиции в тексте)

СИПМВД 8 (рис. 5.5) содержит последовательно соединенные регулятор частоты вращения 16 (РЧВ), первый электродвигатель 17, маховик 18, кулачковый преобразователь вращательного движения 19 в поступательное, гидропульсатор (ГП) 20 и регулируемый перепускной клапан (РПК) 21, связанный с задатчиком давления 22, причем к выходу ГП 20 подключен манометр 23, а к валу первого электродвигателя 17 тахометр 24, кроме этого электрический вход 8.1 СИПМВД 8 подключен к РЧВ 16, связанному с задатчиком частоты вращения 25, а первый 8.2 и второй 8.3 гидравлические выходы соединены соответственно с выходом ГП 20 и РПК 21.

СИПМВД обеспечивает создание расчетных нагрузок для данного типа ДВС по амплитуде, частоте и закону изменения импульсов давления масла и, следовательно, импульсных гидравлических нагрузок на

гильзу цилиндра, поршень, поршневые кольца, клапаны ГРМ и головку блока цилиндров.



Рис. 5.5. Функциональная схема системы импульсной подачи масла высокого давления (конструктивный вариант 1) (см. позиции в тексте)

СПМНД 9 (рис. 5.6) содержит соединенные последовательно гидробак 26, фильтр 27, масляный насос 28 и редукционный клапан (РК) 29, выход которого подключен к манометру 30 и к входу масляного насоса 28, механический вход которого связан с валом второго электродвигателя 31, причем электрический вход 9.1 соединен с электрическим входом второго электродвигателя 31 и третьим 6.3 электрическим выходом БУЭ 6, гидравлический вход 9.2 соединен с гидробаком 26, а гидравлический выход 9.3 подключен к выходу РК 29.



Рис. 5.6. Функциональная схема системы подачи масла низкого давления (конструктивный вариант 1) (см. позиции в тексте)

Работа устройства на примере холодной обкатки четырехтактного одноцилиндрового ДВС происходит следующим образом.

Устанавливают поршень ДВС 1 в НМТ, включают БУЭ 6, затем включают второй электродвигатель 31 СПМНД 9 и при появлении давления на ее выходе, которое контролируют по манометру 30, открывают один из клапанов ГРМ обкатываемого цилиндра ДВС 1 нажатием рычага МУК 13 и, наблюдая за процессом по прозрачным трубопроводам 14, прокачивают гидравлическую систему.

При этом масло будет забираться из гидробака 26, очищаться фильтром 27 и подаваться масляным насосом 28 в ГММ 1.2 ДВС 1 и к обратному клапану 10.

Редукционным клапаном 29 будет поддерживаться давление на уровне, требуемом для смазочной системы данного ДВС (≈0,3 МПа) путем перепуска избытка масла с выхода на вход масляного насоса 28. Масло из ГММ 1.2 ДВС 1 под давлением пойдет ко всем сопряжениям КШМ и ЦПГ. Через обратный клапан 10 масло поступит к выходу ГП 20 и далее через запорный вентиль 11 и штуцер 12, устанавливаемый в отверстие форсунки, в надпоршневое пространство обкатываемого цилиндра ДВС 1, вытесняя воздух через открытый клапан ГРМ 1.4, коллектор 1.5, прозрачный трубопровод 14 в гидробак 26 СПМНД 9 и оттуда через сапун в атмосферу. В конце прокачки в гидробак 26 через прозрачные трубопроводы 14 будет поступать масло без пузырьков воздуха. После этого на БУЭ 6 включают питание электромашины постоянного тока 3 и РЧВ 4 устанавливают по тахометру 5 требуемую частоту вращения вала электромашины постоянного тока 3 и червячного редуктора 7 (с учетом его передаточного отношения). Далее устанавливают задатчик 22 давления СИПМВД 8 в положение минимального давления, на БУЭ 6 включают питание первого электродвигателя 17 СИПДМ 8 и задатчиком 25 РЧВ 16 устанавливают требуемую частоту вращения по тахометру 24 и, следовательно, частоту пульсаций масла в прирабатываемом цилиндре ДВС 1. При этом кулачковый преобразователь 19 вращательного движения в поступательное будет перемещать шток и поршень ГП 20, создавая импульсы давления масла в надпоршневом пространстве прирабатываемого цилиндра, требуемую величину которого устанавливают задатчиком давления 22 после пуска электродвигателя 17.

По мере вращения выходного вала червячного редуктора 7 он через торсионный вал 2 будет прокручивать коленчатый вал ДВС 1, при этом в момент наброса давления масла системой СИПМВД 8 и движения поршня прирабатываемого цилиндра ДВС 1 к НМТ будет возникать крутящий момент, поворачивающий коленчатый вал ДВС 1 и торсион

2 по ходу вращения, однако второй конец торсиона 2 вследствие эффекта самоторможения червячного редуктора 7 повернуться не сможет, поэтому произойдет его закрутка на угол, зависящий от угла поворота коленчатого вала ДВС 1, а следовательно, от хода поршня прирабатываемого цилиндра ДВС 1 и его положения. Ход поршня прирабатываемого цилиндра ДВС 1 будет определяться цикловой подачей (количеством масла, подаваемым ГП 20 за один ход его поршня от НМТ к ВМТ) и, следовательно, профилем кулачка кулачкового преобразователя 19 вращательного движения в поступательное и площадью его поршня, а максимальное давление в цилиндрах ДВС 1 – реакцией поршня ДВС 1, обусловленной силой инерции поступательного движения и силой трения о стенки гильзы цилиндра, а также силой, образованной суммарным моментом сопротивления, равным сумме моментов от сил трения подшипников коленчатого вала, момента закрутки торсиона 2 и динамического момента вращающихся масс, приведенных к коленчатому валу.

При сбросе давления ГП 20 снизится давление и в прирабатываемом цилиндре ДВС 1, при этом торсион 2, раскручиваясь, будет поворачивать коленчатый вал ДВС 1 в обратном направлении, перемещая поршень ДВС 1 в исходное состояние. При этом максимальное давление ГП устанавливается исходя из максимально допустимого для данного типа ДВС давления в цилиндре, например, максимального давления цикла (P_z), а также жесткости используемого торсиона.

Стенд (конструктивный вариант 2) для холодной обкатки ЦПГ и КШМ ДВС (рис. 5.7, 5.8) [63] содержит ДВС 1, коленчатый вал которого связан с первым концом торсиона 2, электромашину 3 с РЧВ 4 и тахометром 5, электрически соединенную с первым выходом 6.1 блока электроснабжения 6, червячного редуктора 7, входной вал которого соединен с выходным валом электромашины 3, а выходной вал соединен со вторым концом торсиона 2 и установленные в отверстия от первого до *n* (где *n* число цилиндров ДВС) форсунок, штуцеры 8 от первого до *n*, выходы которых соответственно соединены с надпоршневыми пространствами от первого до *n* цилиндров ДВС 1, СИПМВД 9, РПК 10, блок 11 программного управления, коммутатор 12, блок 13 распределителя-модулятора, содержащий *n* гидрораспределителей, распределительные от первого до *n* выходы которого соединены со входами от первого до n штуцеров 8, n+1 выход слива масла блок распределителя модулятора 13 соединен с *n*+2 входом ДВС 1 (с поддоном картера), гидравлический *n*+1 вход блока распределителя модулятора 13 соединен с выходом СИПМВД 9 и входом РПК 10, а электрические от первого до *п* входы блока распределителя

модулятора 13 подсоединены к распределительным от первого до п выходам блока программного управления 11 соответственно, управляющий n+1 выход которого через коммутатор 12 соединен с управляющим входом 6.2 блока электроснабжения 6, третий выход 6.3 которого соединен с электрическим входом 9.3 СИПМВД 9, гидравлический вход 9.1 которой соединен с n+3 выходом ДВС 1 (сливным отверстием поддона картера), кроме этого n+1 выход РПК 10 подключен к n+1 входу ДВС 1 (к ГММ).

СИПМВД 9 (рис. 5.9, 5.10) содержит соединенные последовательно гидравлический вход 9.1 СИПМВД 9, фильтр 14 и масляный насос 15, выход которого подключен к манометру 16, гидравлическому выходу 9.2 СИПМВД 9 и входу РК 17, выход которого соединен с входом масляного насоса 15, механический вход которого (приводной вал) связан с валом электродвигателя 18, электрический вход которого соединен с электрическим входом 9.3 СИПМВД 9.



Рис. 5.7. Функциональная схема стенда для холодной обкатки двигателя (конструктивный вариант 2) (см. позиции в тексте)



Рис. 5.8. Стенд для холодной обкатки двигателя со статико-динамическим нагружением (конструктивный вариант 2): 1 – дизель Д-144; 2 – насосная станция на базе насоса НШ-50; 3 – рама обкаточно-тормозного стенда KS – 56/4; 4 – электрогидрораспределитель марки 2Р50; 5 – штуцер; 6 – клапан КН 50.16-000; 7 – мотор-редуктор; 8 – червячный редуктор; 9 – торсион; 10 – трубопроводы высокого давления; 11 – трубопроводы низкого давления



Рис. 5.9. Функциональная схема системы импульсной подачи масла высокого давления (конструктивный вариант 2) (см. позиции в тексте)

СИПМВД 9 предназначена для обеспечения необходимого для приработки ДВС давления масла, величина которого может быть неизменной для всех типов ДВС, большей или равной максимальному давлению цикла наиболее форсированного по этому параметру ДВС (до 10–15 МПа).



Рис. 5.10. Гидравлическая схема системы импульсного повышения давления масла стенда для холодной обкатки двигателей со статико-динамическим нагружением (конструктивный вариант 2): 1 – двигатель; 2 – надпоршневое пространство цилиндра ДВС; 3 – поддон картера двигателя; 4 – масляный насос; 5 – редукционный клапан; 6 – электрогидрораспределитель; 7 – штуцер; 8 – сумматор потока; 9 – трубопровод канала слива; 10 – трубопровод канала нагнетания Повышенное значение давления увеличивает скорость нарастания давления в цилиндре, тем самым сокращает время цикла гидродинамического нагружения и усиливает динамические инерционные нагрузки на детали ЦПГ и КШМ и эффект наклепа. СИПМВД 9 может быть выполнена по классической схеме систем питания гидрооборудования с приводом масляного насоса НШ-50 от электродвигателя.

Через РПК 10 часть масла с выхода СИПМВД 9 поступает в ГММ ДВС 1 для смазки подшипников коленчатого вала, откуда оно стекает в поддон картера ДВС 1. Туда же стекает масло, просочившееся из надпоршневых пространств цилиндров ДВС 1 (через неплотности между гильзой, поршнем и поршневыми кольцами). При этом РПК 10 может быть выполнен в виде, например, переливного клапана КН 50. 16-000 1 предназначенного для ограничения давления масла в системе нагружения, которое контролируется по манометру 2.

Блок 13 распределителя-модулятора содержит n гидрораспределителей с электромагнитным управлением, при этом гидравлический n+1вход блока 13 распределителя-модулятора подсоединен к гидравлическим от первого до n входам гидрораспределителей, первые выходы слива которых объединены и подключены к n+1 выходу слива блока 13 распределителя-модулятора, а распределительные от первого до n выходы блока 13 распределителя-модулятора подключены ко вторым выходам гидрораспределителей соответственно, кроме этого электрические от первого до n входы блока 13 распределителя-модулятора подключены к электрическим от первого до n входам гидрораспределителей соответственно.

Блок 13 распределителя-модулятора может быть выполнен, например, в виде электрогидрораспределителя, который представляет собой сборку типовых гидрораспределителей для управления гидроцилиндрами одностороннего действия с электромагнитным управлением (например, многоканального электрогидрораспределителя марки 2Р50.

Электрогидрораспределитель 1 управляет поступающим потоком масла от насосной станции, направляя его по гибким трубопроводам высокого давления в цилиндр 3 ДВС через штуцер 2, установленный в отверстие форсунки, и обеспечивает широтно-импульсную модуляцию потока масла путем изменения длительности открытия канала подачи масла электромагнитного клапана, по командам системы автоматизированного управления холодной обкаткой ДВС. Чем меньше длительность открытия электромагнитного клапана, тем меньше значения, до которых поднимается давление в цилиндре, и наоборот.

По окончании процесса нагнетания масла в цилиндр (окончании импульса управления электромагнитным клапаном электрогидрорас-

пределителя 1) канал подачи закрывается, а открывается канал слива масла из надпоршневого пространства через штуцер 2 и нормальнооткрытый электромагнитный клапан в трубопровод канала слива. При такой схеме на такте нагружения в цилиндр ДВС подается масло под давлением, а на такте сброса – выпускается из цилиндра на слив.

Электромашина 3 с РЧВ 4 и червячным редуктором 7 обеспечивает прокрутку коленчатого вала ДВС через торсион 2 с требуемой сверхнизкой частотой вращения и составляет в целом приводную станцию стенда.

В качестве электромашины 3 могут быть использованы электродвигатели, допускающие глубокое регулирование частоты вращения – шаговые, постоянного тока, частотно-управляемые переменного тока, а также понижающие мотор-редукторы. При большом передаточном числе червячного редуктора 7 потребная мощность электромашины будет небольшой.

Торсион 3 обеспечивает противодействие крутящему моменту ДВС при нарастании давления в цилиндре, нагружение сопряжений ЦПГ и КШМ с возможностью поворота коленчатого вала на некоторый угол за счет закрутки, обратный поворот коленчатого вала в исходное положение при сбросе давления (за счет раскрутки), а также передачу крутящего момента от червячного редуктора 2 к коленчатому валу ДВС.

Характеристика торсиона (зависимость момента от угла закрутки) выбирается исходя из максимального значения крутящего момента ДВС, возникающего в процессе рассматриваемого способа холодной обкатки с СДН.

Использование червячного редуктора совместно с мотор-редуктором позволяет получить сверхнизкую частоту вращения коленчатого вала ДВС (0,05–1 мин⁻¹) и исключить передачу момента от коленчатого вала ДВС на мотор-редуктор вследствие эффекта самоторможения его выходного вала.

Блок автоматизированной системы управления обеспечивает автоматическое управление процессом холодной обкатки, а также электромагнитными клапанами СИПМВД путем подачи импульсов управления с оптимальными для каждого типа ДВС, каждого цилиндра и положения поршня, параметрами – длительностью импульса и длительностью паузы между задним фронтом данного импульса и передним фронтом следующего, определенными экспериментально.

Длительность импульса определяет амплитуду давления масла и нагрузку на детали и сопряжения ДВС, а длительность паузы – продолжительность сброса давления в данном цилиндре до атмосферного.
Это необходимо для идентичности начальных условий нагружения всех цилиндров.

Электронные ключи, выполненные в виде транзисторного ключа с общим эмиттером, обеспечивают усиление управляющих сигналов микропроцессорного вычислителя 1 по току (и по напряжению) до уровня, достаточного для работы электромагнитных клапанов гидрораспределителей.

Согласно алгоритму работы блока автоматизированной системы управления электрогидрораспределителем с момента его пуска на электромагниты поочередно поступают импульсы управления с распределительных выходов блока с длительностью, определяющей максимальное давление в цилиндре ДВС и соответственно нагрузку на сопряжения.

Алгоритм работы блока автоматизированной системы управления (рис. 5.11) задает определенную последовательность выполнения обкатки ДВС 1.

После запуска блока автоматизированной системы управления обкаткой микропроцессорный вычислитель считывает марку ДВС и вводит из постоянного запоминающего устройства параметры ДВС (число цилиндров n) и время обкатки (τ заданное), устанавливает начальные значения для номера цилиндра i и шага j обкатки. Далее запускается 1-й таймер, задающий время обкатки T_0 .

В цикле гидродинамического нагружения отрабатываются следующие действия:

- по номеру цилиндра i и шагу j обкатки считывается длительность импульса нагружения τ_1 ;

- запускается 2-й таймер на время нагружения и включается электромагнитный клапан блока 13 распределителя-модулятора, подающий масло в цилиндр с текущим номером;

- по номеру цилиндра и шагу обкатки считывается длительность импульса сброса давления τ₂;

- по завершении времени нагружения обнуляется 2-й таймер, выключается электромагнитный клапан и масло из цилиндра поступает на слив, при этом снова запускается 2-й таймер на время сброса давления (нагрузки);

- по завершении времени сброса нагрузки ($\tau_2=0$) увеличивается на единицу содержимое счетчика номера цилиндра (i:=i+1);

- по содержимому счетчика определяется завершение прохода по всем цилиндрам на текущем шаге и в случае если проход не завершен, происходит возврат в начало цикла;



Рис. 5.11. Функциональная схема блока программного управления и блок-схема реализуемого им алгоритма управления

- если проход завершен (i:=n+1), то производится приращение счетчика номера шага на единицу (j:=j+1), а в счетчик номера цилиндра записывается 1 и начинается следующий шаг;

- проверяется завершение времени обкатки двигателя по содержимому таймера 1; если обкатка не завершена, то происходит возврат в начало цикла;

- по истечении времени обкатки выдается команда «останов» на коммутатор 12 и далее на блок 6 электроснабжения, при этом отклю-

чается питание электродвигателя 18 системы 9 создания высокого давления масла и электромашины 3. Программа обкатки завершается.

Электрическая схема блока автоматизированной системы управления обкаткой (рис. 5.12) содержит регулируемый (R1) задающий генератор на таймере ДА1, формирователь импульсов запуска (конденсатор С3, резистор R3, диод VД1), одновибратор на Vc на таймере ДА2 с регулировкой длительности выходного импульса (R5), инвертирующий (HU1, VT1) и неинвертирующий электронный ключ, а также блок питания (трансформатор T1, диодные мосты VД1 – VД16, конденсаторы C6 – C10, интегральный стабилизатор напряжения ДА3, лампочка HL, предохранитель FU1, тумблер SA1).

Работа автоматизированной системы управления обкаткой происходит следующим образом. Задающий генератор вырабатывает прямоугольные импульсы требуемой частоты, которая задается резистором R1 и конденсатором C1. Дифференцирующая цепочка C3, R3, R4, VД1 формирует короткие импульсы запуска одновибратора на ДА2. Длительность выходящих импульсов OB определяются настройкой резистора R5 и емкостью конденсатора C5. С выхода OB импульсы поступают на оптоэлектронные ключи, образованные оптроном HU1, R7, VД2, VT1 (инвертирующий ключ) и HU2, R8, VД3, VT2 – неинвертирующий ключ.

Для исключения сквозного тока и перекрытия выходных сигналов ключей в цепи светодиодов оптронов включены стабилитроны VД2, VД3 на напряжение 10В.

В электронных ключах применено управление выходными транзисторами от отдельных источников питания U2 и U3, что обеспечило минимальное напряжение насыщения эммитер-коллекторного перехода, высокую скорость включения и выключения электроклапанов ЭГР. Причем высокая скорость включения достигается за счет форсирования тока в начальный момент путем его подачи через холодную нить лампочки HL1, а высокую скорость выключения – за счет отказа от диодов, включаемых обычно параллельно обмоткам электроклапанов для гашения ЭДС самоиндукции.

Высокий уровень на выходе OB открывает неинвертирующий ключ и обеспечивает подачу масла. Низкий уровень на выходе OB открывает инвертирующий ключ и сброс давления масла.

Работа стенда на примере холодной обкатки четырехтактного ДВС происходит следующим образом.





Рис. 5.12. Электрическая схема автоматизированной системы управления статико-динамическим нагружением с поочередным однотактным нагружением цилиндров двигателя

Перед началом использования стенда осуществляют настройку автоматизированной системы управления с использованием программы, разработанной на основе представленной на рис.5.12 схемы алгоритма в зависимости от необходимой длительности импульсов включения электромагнитов электрогидрораспределителя (определяющих текущие значения максимальных давлений в цилиндрах) и длительности пауз между задним фронтом текущего импульса и передним фронтом следующего (определяющих время сброса давления до атмосферного) от времени обкатки (угла поворота коленчатого вала) для каждого из цилиндров ДВС данной марки. В общем случае создаваемое в цилиндрах давление должно быть максимально при нахождении поршней вблизи мертвых точек и минимально при угле поворота кривошипа коленчатого вала 70–80 и 250–260°, а развиваемый крутящий момент – не больше допустимого для данного ДВС по условию механической прочности деталей КШМ и ЦПГ.

Перед началом обкатки отключают привод клапанов ГРМ, например, демонтажом или установкой при сборке ДВС распределительного вала, устанавливают поршень первого цилиндра ДВС в положение ВМТ (по меткам), в отверстие форсунки заливают масло (до заполнения надпоршневых пространств) и устанавливают в них штуцеры, подключают выход слива регулируемого перепускного клапана к входу ДВС (к ГММ), а выходы сливной магистрали с ДВС (сливное отверстие поддона картера), гидрораспределителя и регулируемого перепускного клапана соединяют с гидравлическим входом СИПМВД, затем соединяют коленчатый вал ДВС с первым концом торсионного вала. Далее подают питание на стенд рубильником блока электроснабжения.

После пуска мотор-редуктора начнется вращение коленчатого вала ДВС за счет крутящего момента создаваемого червячным редуктором. При этом создастся требуемое заданное настройкой переливного клапана и контролируемое по манометру давление на гидравлическом входе электрогидрораспределителя. Кроме этого, часть масла через переливной клапан будет поступать в ГММ ДВС и далее к подшипникам коленчатого вала (с давлением 0,3 МПа), туда же, в процессе обкатки будет стекать масло, просочившееся из надпоршневых пространств цилиндров ДВС (через неплотности между гильзой, поршнем и поршневыми кольцами).

Согласно алгоритму работы блока автоматизированной системы управления обкаткой с момента пуска на электромагниты гидрораспределителей поочередно начнут поступать импульсы управления с распределительных выходов блока автоматизированной системы управления обкаткой с переменной, в зависимости от положения поршней, длительностью, определяющей максимальное давление в цилиндре ДВС и соответственно нагрузку на сопряжения.

Во время действия импульса масло будет поступать в надпоршневое пространство цилиндра, давить на поршень и перемещать его к НМТ, прокручивая на некоторый угол коленчатый вал ДВС, и закручивать торсион, второй конец которого затормаживается медленно вращающимся выходным валом червячного редуктора. По окончании импульса управления гидрораспределитель соединяет надпоршневое пространство со сливной магистралью, происходит слив масла, давление в надпоршневом пространстве снижается до атмосферного и торсион, раскручиваясь, возвращает КШМ в исходное положение. Прямоугольная форма управляющего импульса обеспечивает высокую скорость нарастания и сброса давления и, следовательно, ударные, динамические воздействия на сопряжения, усиливающие эффект наклепа.

После завершения цикла гидродинамического нагружения первого цилиндра (истечения заданного для данного шага и цилиндра времени такта сброса давления) блок автоматизированной системы управления обкаткой подает управляющий сигнал на гидрораспределитель другого цилиндра, который нагружается аналогично, но с соответствующей положению его поршня величиной давления масла.

После завершения прохода по всем цилиндрам (шага обкатки) циклы гидродинамического нагружения цилиндров повторяются в той же последовательности и с величинами давлений масла и времени такта сброса давлений, соответствующими номеру шага и цилиндра (или текущему значению времени обкатки).

5.4. Автоматизированная система управления обкаткой ДВС с динамическим нагружением

Для реализации технологии обкатки с использованием усовершенствованного ЦДН разработана аналого-цифровая АСУ-ДН, реализующая алгоритм управления по положению кулачка ИМ в зоне верхнего и нижнего пределов УСКВ на первых ступенях и по значению УСКВ нижнего, переменного предела (или по времени паузы) на последних ступенях обкатки с динамическим нагружением.

Функциональная схема данной АСУ-ДН (рис. 5.13) содержит блок питания (БП), каретку (К), концевые выключатели (Кв), механизм ручного (МРУ) и дистанционного управления скоростным режимом ДВС (МДУ), задатчик скоростного режима ДВС (ЗСР), задатчик времени паузы (ЗП), регулятор напряжения (РН), задатчик нагрузки (ЗН), переключатель режимов работы (ПРР), таймер (Т), кулачковый преобразователь (КП), тросик (ТС), шкив-сектор (ШС), мотор-редуктор (МР), датчик угла поворота вала мотор-редуктора (ДУП), датчик частоты вращения (ДЧВ), измеритель мощности дизелей (ИМД-Ц), электронный ключ (ЭК).

Каретка, концевые выключатели, механизм ручного и дистанционного управления скоростным режимом ДВС, кулачковый преобразователь, тросик, шкив-сектор, мотор-редуктор и датчик угла поворота вала мотор-редуктора входят в состав первого исполнительного механизма (ИМ), а остальные элементы – в состав блока управления АСУ-ДН.



Рис. 5.13. Функциональная схема аналого-цифровой АСУ-ДН (см. позиции в тексте)

Первый и второй входы каретки связаны с механизмами ручного и дистанционного управления скоростным режимом ДВС, а первый и второй выходы с первым входом концевых выключателей и первым входом кулачкового преобразователя, выход которого через тросик и шкив-сектор соединен с ДВС, а второй вход связан с выходом моторредуктора и входом датчика угла поворота, выход последнего через переключатель режимов работы подключен к первому входу таймера. Второй вход таймера соединен с выходом задатчика паузы, вход которого соединен с выходом концевых выключателей, второй вход которых подключен к плюсовой шине питания. С коленчатым валом ДВС связан датчик частоты вращения прибора измерителя мощности дизелей ИМД-ЦМ (или МИПД-1), который электрически связан с электронным ключом, выход которого подключен к первому входу таймера. Выход таймера соединен с первым входом регулятора напряжения мотор-редуктора, второй вход которого связан с задатчиком нагрузки.

Кинематическая схема исполнительного механизма для привода рычага РЧВ 1 (рисунок 5.14), отличается от ранее известных, наличием второго мотор-редуктора 11 для дистанционного управления скоростным режимом ДВС МСУ-ДН и конструкцией шкив-сектора 2 с набором отверстий 13 для его установки на ТНВД различных марок [108].



Рис. 5.14. Кинематическая схема привода рычага РЧВ с кулачковым исполнительным механизмом: 1 – рычаг РЧВ; 2 – шкив-сектор; 3 – тросик; 4 – предохранительная пружина; 5 – каретка (ползун); 6 – шарикоподшипник; 7 – кулачок; 8 – 1-й мотор-редуктор постоянного тока; 9 – плита; 10 – винт перемещения плиты, 11 – 2-й мотор-редуктор, 12 – рукоятка ручного управления скоростным режимом ДВС, 13 – установочные отверстия шкив-сектора

Устройство исполнительного механизма для привода рычага РЧВ показано на рис. 5.15. Он представляет собой кулачковый преобразователь вращательного движения в поступательное и состоит из корпуса 2 с крышками 15, каретки 1 с прикрепленным корпусом 26, в котором расположен подпружиненный шток 27 с закрепленным в нем тросиком; установленного на плите 17 мотор-редуктора постоянного тока 23 на выходном валу которого установлен кулачок 28, который через шарикоподшипник воздействует на каретку 1. Каретка перемещается в роликах 18, установленных на осях 16, закрепленных на плите 17. Верхний край плиты 17 с помощью втулок 10 и 11 опирается на винт 9, который через плавающую гайку 13 перемещает плиту в направляющих уголках 20, приваренных к корпусу исполнительного механизма. Так же на плите расположены толкатели 4 и 5, которые воздействуют на концевые выключатели 24. При ручном управлении скоростным режимом винт 9 получает вращение от рукоятки 7, а при дистанционном – от реверсивного мотор-редуктора 22, через ведущую шестерню, закрепленную на его валу и ведомую шестерню 14, закрепленную на винте 9.



Рис. 5.15. Первый исполнительный механизм АСУ-ДН: 1 – каретка; 2 – корпус; 3 – кронштейн; 4,5 – толкатели; 6 – кулачок; 7 – рукоятка; 9 – винт; 10 – втулка; 11 – втулка; 12 – втулка; 13 – гайка; 14 – шестерня; 15 – крышка; 16 – ось; 17 – плита; 18 – ролик; 19 – стакан; 20 – уголок; 21 – уголок; 22 – реверсивный мотор-редуктор РД-09; 23 – мотор-редуктор постоянного тока; 24 – концевые выключатели; 25 – соединитель; 26 – корпус; 27 – шток; 28 – кулачок

Электрическая схема АСУ-ДН (рис. 5.16) содержит: блок питания, состоящий из силового понижающего трансформатора *T*1, диодного моста *VD*1-*VD*4, фильтра *C*1 и интегрального стабилизатора напряжения *DA*1; широтно-импульсный регулятор напряжения питания мотор-редуктора постоянного тока (M1) на микросхеме *DA* 1 и транзисторе *VT*1, таймер на микросхеме *DA* 2, систему динамического торможения мотор-редуктора M1 на транзисторе *VT*2, переключатель режимов работы, включающий галетный переключатель *SA*3.1 и реле *K*2-*K*6, механизм дистанционного управления скоростным режимом ДВС на базе реверсивного мотор-редуктора переменного тока M2, прибор ИМД-ЦМ (или МИПД-1) с датчиком частоты вращения (ДЧВ) *L*1 и другие элементы.





Общий вид БУ представлен на рис. 5.17. На его передней панели БУ расположены: диагностический прибор ИМД-ЦМ, тумблеры включения сети, исполнительного механизма, кнопки управления частотой вращения ДВС, переключатель режимов работы, контрольные лампы, регуляторы паузы и нагрузки. На задней стенке прибора установлены штыревые разъемы для подключения кабелей исполнительного механизма, датчика частоты вращения и питания от сети [101].



Рис. 5.17. Блок программного управления обкаткой дизеля с динамическим нагружением (передняя панель)

Согласно разработанного алгоритма работа АСУ-ДН происходит следующим образом.

В режиме «Настройка» каретка автоматически реверсивным моторредуктором перемещается в сторону увеличения частоты вращения коленчатого вала ДВС до срабатывания концевого выключателя *SF*3, за счет блокировки кнопки *SV*2 контактами реле *K*2, при этом кулачок первого мотор-редуктора повернется в положение максимального радиуса за счет подключения к выходу таймера соответствующего концевого выключателя датчика угла поворота (ДУП) *SF*1 контактами реле *K*3.1. В этом положении каретки подключают трос к шкив-сектору, установленному на рычаг РЧВ дизеля, отклоняя его до упора в болт ограничения максимальной частоты вращения (см. рисунок 3.4).

В режиме «Холодная обкатка» включаются реле *K*4 и *K*5, а *K*2 и *K*3 выключаются. При этом кулачок повернется в положение минимального радиуса (до срабатывания *SF*2), а каретка переместится в сторону выключения подачи топлива (до срабатывания *SF*4), таким образом, при холодной обкатке подача топлива будет полностью выключена, а частота вращения коленчатого вала, обеспечиваемая работой устройства для холодной обкатки, будет контролироваться по прибору ИМД-ЦМ, датчик которого устанавливается в резьбовое отверстие напротив зубчатого венца маховика. Холодная обкатка проводится путем прокрутки коленчатого вала ДВС, согласно рекомендованных режимов.

В режиме обкатки на «Холостом ходу» включается реле *К*3, обеспечивая поворот кулачка в положение максимального радиуса, а управление частотой вращения ДВС либо рукояткой исполнительного механизма, либо кнопками *SV*1, *SV*2 на передней панели блока управления, включающими реле *К*2 и *К*4, контакты которых подают питание на реверсивный мотор-редуктор.

В режиме «Обкатка с нагрузкой» включаются реле КЗ и К5, и снимается напряжение с блокирующих контактов К1.2 реле К1. В этом режиме остановка кулачка будет происходить при минимальном радиусе, обеспечивая чередование тактов разгона и выбега. Скорость перемещения рычага РЧВ и величина динамической нагрузки задается скоростью вращения кулачка и в конечном счете величиной напряжения питания мотор-редуктора постоянного тока, которое регулируется следующим образом. Прямоугольные импульсы с регулируемой скважностью и частотой следования 10 кГц с выхода генератора, собранного на микросхеме DA 2, открывают полевой транзистор VT2, подающий питание на мотор-редуктор, обеспечивая плавное изменение действующего значения напряжения питания. Преимуществом данного способа регулирования является высокий (до 90%) к.п.д., что обеспечивает снижение потребления электроэнергии. Для гарантированного достижения верхнего предела УСКВ кулачек имеет зону постоянного максимального радиуса (см. раздел 2.2.1). В конце этой зоны срабатывает ДУП1 и подает команду на увеличение напряжения питания мотор-редуктора в результате чего кулачек быстро поворачивается в зону минимального радиуса, где сработает SF2, подавая команды на включение таймера и системы динамического торможения кулачка. Он остановится и начнется такт выбега УСКВ.

Быстрая остановка кулачка в положении максимального и минимального радиусов обеспечивается системой динамического торможения на транзисторе VT1 на затвор, которого поступает открывающее напряжение с контактов реле K1.1, которые одновременно подают закрывающее напряжение на генератор DA 1 (вывод 4 микросхемы DA 1) и обеспечивают отключение питания мотор-редуктора. После этого электродвигатель мотор-редуктора, вращаясь по инерции, работает в режиме генератора постоянного тока с замкнутым выходом, вследствие чего он быстро останавливается (аналогичный метод торможения мотор-редуктора применяется в стеклоочистителе лобового стекла автомобилей). На первых ступенях обкатки время паузы, задаваемое регулятором таймера, обеспечивает выбег УСКВ до нижнего предела ω_1 и ее стабилизацию, а на последних – только выбег до повышенного нижнего предела ω'_1 . В режиме «Испытаний» дополнительно включается реле *К*6 и подает на мотор-редуктор максимальное напряжение питания (контактами *К*6.1), обеспечивая максимальную скорость перемещения рычага РЧВ необходимую для испытаний. В этом режиме остановка кулачка происходит, как в зоне минимального, так и максимального радиусов.

5.5. Микропроцессорная система управления обкаткой ДВС с динамическим нагружением

Функциональная схема микропроцессорной системы управления обкаткой ДВС с динамическим нагружением (МСУ-ДН) (рис. 5.18) содержит ДВС 1, снабженный датчиками давления масла 2 в смазочной системе, температуры охлаждающей жидкости 3 и органом управления скоростным режимом ДВС (на рисунке не показан). Оно также содержит первый электронный ключ 4, первый исполнительный механизм (ИМ1) 5, соединенный с органом управления скоростным режимом, второй исполнительный механизм (ИМ2) 6, связанный с механизмом 7 увеличения индикаторной нагрузки (МУИН), сочлененным с выпускной системой ДВС 1 и второй электронный ключ (ЭК2) 8. Блок 9 управления электродвигателем (БУЭ), преобразователь частоты вращения (ПЧ) 10 и электродвигатель (ЭД) 11 соединены последовательно. Персональный компьютер (ПК) 12 и блок программного управления (БПУ) 13 связаны между собой первой двунаправленной линией связи, выходы с первого по восьмой которого соединены с управляющим входом блока 9 управления электродвигателем, первым и вторым входами ИМ1 5, управляющими входами первого 4 и второго 8 ЭК, первым, вторым и третьим входами ИМ2 6 соответственно, при этом выход второго 8 и второй вход первого 4 ЭК соединены с третьим входом-выходом ИМ1 5, первый и второй выходы которого соединены с первым и вторым входами БПУ 13. С третьего по пятый входы БПУ 13 подключены к выходам датчиков давления масла 2 в смазочной системе ДВС 1, температуры охлаждающей жидкости 3 и частоты вращения коленчатого вала 14 соответственно, кроме этого выход первого электронного ключа 4 соединен с минусовой, а второй вход второго электронного ключа 8 с плюсовой шинами питания, при этом цифровой вход-выход ПЧ 10 второй двунаправленной линией связи соединен с вторым цифровым вход-выходом блока 13 программного управления, а выход (вал) электродвигателя 11 связан с коленчатым валом ДВС 1 и входом датчика частоты вращения 14.



Рис. 5.18. Функциональная схема микропроцессорной системы управления обкаткой ДВС (см. позиции в тексте)

Функциональная схема первого исполнительного механизма (рис. 5.19) содержит первый реверсивный мотор-редуктор 5.1, а также первый 5.2 и второй 5.3 датчики положения первой подвижной подставки, при этом первый реверсивный мотор-редуктор 5.1, первый преобразователь вращательного движения в поступательное 5.4, мотор-редуктор постоянного тока 5.5, второй преобразователь вращательного движения в поступательное 5.6 и соединительный элемент 5.7 соединены последовательно, выход первого соединительного элемента 5.7 подключен к третьему выходу первого исполнительного механизма 5, выход (выходной вал) мотор-редуктора постоянного тока 5.5 связан с входами первого 5.8 и второго 5.9 датчиков угла поворота, электри-

ческие выходы которых подключены соответственно к первому и второму электрическим выходам первого исполнительного механизма 5, выход первого преобразователя вращательного движения в поступательное 5.4 соединен с входами первого 5.2 и второго 5.3 датчиков положения, электрические входы которых подключены соответственно к первому и второму электрическим входам первого исполнительного механизма 5, а выходы к первому и второму входам первого реверсивного мотор-редуктора 5.1 соответственно, кроме этого третий электрический вход-выход первого исполнительного механизма 5 соединен с плюсовой клеммой питания мотор-редуктора постоянного тока 5.5, а с механическим выходом первого реверсивного мотор-редуктора 5.1 соответственно исполнительного мотор-редуктора 5.1 связан выход механизма 5.10 ручного управления скоростным режимом ДВС 1.

Первый 5.1 реверсивный мотор редуктор совместно с первым преобразователем 5.4 вращательного движения в поступательное, выполненным, например, в виде винт-гайка, датчиками положения 5.2, 5.3 выходного органа первого преобразователя 5.4 – гайки, установленной на первой подвижной подставке обеспечивают дистанционное управление скоростными режимами обкатки и испытаний ДВС, их пуском и остановкой.

Мотор-редуктор постоянного тока 5.5, установленный на первой подвижной подставке, совместно с датчиками угла поворота 5.8, 5.9 его выходного вала, вторым преобразователем вращательного движения в поступательное 5.6, выполненный в виде кулачкового механизма и первого соединительного элемента 5.7,



Рис. 5.19. Функциональная схема первого исполнительного механизма (см. позиции в тексте)

например, тросика или тяги при неизменном напряжении питания электродвигателя мотр-редуктора 5.5 обеспечивает линейный закон перемещения органа управления скоростным режимом ДВС. При автоматической коррекции напряжения питания блоком 13 программного управления (по сигналу обратной связи по частоте вращения коленчатого вала и данных ПЗУ) обеспечивается оптимальный закон перемещения органа управления скоростным режимом ДВС и, соответственно требуемый нагрузочно-скоростной режим обкатки с динамическим нагружением. Механизм ручного управления 5.10 скоростным режимом ДВС обеспечивает управление частотой вращения ДВС при пропадании напряжения сети и неисправностях основной системы управления.

Второй 6 исполнительный механизм АСУ-ДН (рисунок 5.20) предназначен для увеличения индикаторной нагрузке на такте выбега ЦДН путем циклического только при выбеге управляемого дросселирования газов на выпуске. Он представляет собой управляемую дроссельную заслонку установленную между выпускным коллектором и глушителем шума выпуска ДВС. Механизм содержит второй реверсивный мотор-редуктор 6.1, а также третий 6.2 и четвертый 6.3 датчики положения второй подвижной подставки, при этом второй реверсивный мотор-редуктор 6.1, третий преобразователь вращательного движения в поступательное 6.4, электромагнит 6.5 и второй соединительный элемент 6.6 соединены последовательно, выход соединительного элемента 6.6 подключен к выходу второго исполнительного механизма 6, к выходу третьего преобразователя вращательного движения в поступательное 6.4 подключены входы третьего 6.2 и четвертого 6.3 датчиков положения второй подвижной подставки, электрические входы которых соединены с первым и вторым входами второго исполнительного механизма 6 соответственно, а выходы – с первым и вторым входами второго реверсивного мотор-редуктора 6.1, кроме этого третий вход второго исполнительного механизма 6 подключен к плюсовой клемме питания электромагнита 6.5.



Рис. 5.20. Функциональная схема второго исполнительного механизма (см. позиции в тексте)

Второй электронный ключ 8 выполняет функцию усиления по току ШИМ сигнала поступающего с 5 выхода блока 13 программного управления на мотор – редуктор постоянного тока 5.5.

Блок программного управления (рис. 5.21) предназначен для управления процессом динамического нагружения двигателя при обкатке в автоматическом режиме. Он обеспечивает реализацию заложенных алгоритмов обкатки ДВС, прием и обработку сигналов датчиков, выдачу специальных команд на исполнительные механизмы. Блок 13 программного управления содержит микропроцессорный вычислитель 13.1 с первого по восьмой выходы которого через электронные ключи 13,2 соединены соответственно с первого по восьмой выходами блока 13 программного управления, а с первого по пятый входы связаны соответственно с первого по пятый входы связаны соответственно с первого по пятый входы микропроцессорного вычислителя 13.1 соответственно связаны двунаправленными линиями связи с первым и вторым цифровыми вход-выходами блока 13 программного управления.



Рис. 5.21. Функциональная схема блока программного управления и общая блок схема реализуемого им алгоритма управления обкаткой

Алгоритм работы микропроцессорного вычислителя 13.1 (см. рис. 5.21) определяет следующую последовательность выполнения обкатки ДВС:

1. Ввод марки ДВС и параметров обкатки.

2. Задание начального номера ступени холодной обкатки.

3. Выполнение холодной обкатки согласно частного алгоритма модуля HOLOD.

4. Индикация параметров $I_{\exists\exists}$ (ток электродвигателя), T_{B} , (температура охлаждающей жидкости) P_{M} (давление масла с смазочной системе ДВС) последней ступени обкатки.

5. Проверка задания повтора последней ступени холодной прокрутки.

6. Задание последней ступени холодной обкатки.

7. Формирование сигнала запроса на останов после холодной прокрутки.

8. Проверка задания останова ДВС после холодной прокрутки.

9. Выполнение обкатки на холостом ходу согласно частного алгоритма модуля XXOD.

10. Выполнение обкатки с динамическим нагружением согласно частного алгоритма модуля DINAM.

11. Испытания ДВС согласно частного алгоритма модуля ISPIT.

5.3. Варианты обкаточных модулей

Для ускорения внедрения бестормозной обкатки дизелей с ДН, сокращения НТД, стоимости и номенклатуры используемого оборудования разработан ряд обкаточных модулей, позволяющих повысить эффективность обкатки ДВС [68, 87, 94].

Обкаточный модуль №1 предназначен для технологической обкатки дизелей различных марок непосредственно на машинах после проведения текущего ремонта в условиях ремонтных мастерских АТП, станций технического обслуживания и предприятий, занимающихся ремонтом техники. Модуль включает технологию проведения обкатки дизелей после ТР, а также универсальный комплект средств для обкатки с динамическим нагружением (СУБО с исполнительным механизмом, воздействующим на рычаг РЧВ, прибор ИМД-ЦМ, расходомер топлива, а также приспособления для соединения исполнительного механизма с рычагом РЧВ).

Технология обкатки автотракторных дизелей после TP непосредственно на мобильном агрегате состоит в следующем.

Перед началом обкатки устанавливают на ИМ кулачок с профилем, соответствующим марке установленного на дизеле ТНВД.

От рычага РЧВ отсоединяют тягу управления скоростным режимом и в освободившемся отверстии рычага закрепляют стержень-удлинитель, с концом которого соединяют тросик ИМ с предохранительной пружиной, а также возвратную пружину, обеспечивающую полное выключение подачи топлива (остановку дизеля) при отсутствии натяжения тросика. ИМ устанавливается на раме трактора или на специальном столике вблизи трактора, при этом должна обеспечиваться горизонтальность тросика в натянутом положении и, по возможности, параллельность продольной оси трактора. Вращая ручку ходового винта ИМ, убеждаются в перемещении рычага РЧВ от минимального до максимального положения. После этого, включив питание блока управления (тумблер «Сеть») и поставив переклю-чатель режима работы в положение «Ручное», нажимая последовательно кнопки «Разгон» и «Выбег», проверяют работу ИМ при различных скоростях перемещения рычага РЧВ (различных положениях ручек «Нагрузка» блока управления). По окончании проверки нажимают кнопку «Выбег» и устанавливают рычаг РЧВ в положение выключенной подачи топлива с помощью ходового винта.

Убедившись в наличии охлаждающей жидкости, топлива и смазки, приступают к холодной обкатке дизеля, которую проводят в течение 3-5 минут прокруткой коленчатого вала штатным пусковым двигателем дизеля или электростартером. При этом контролируют наличие и величину давления в системе смазки с помощью штатного манометра, убеждаются в подаче смазки к толкателям и коромыслам механизма газораспределения, а также контролируют частоту вращения коленчатого вала по показаниям прибора ИМД-Ц (ИМД-ЦМ). Питание прибора ИМД-Ц осуществляется с выхода ±12В, 0,5А блока управления, а его датчик устанавливается в резьбовое отверстие в кожухе маховика дизеля (ИМД-Ц, ИМД-ЦМ) или на вал отбора мощности (ИМД-ЦМ). Калибровка проводится в соответствии с инструкцией по диагностированию данным прибором. По окончании холодной обкатки регулируют тепловые зазоры в механизме газораспределения, устанавливают рычаг РЧВ в положение минимальной частоты вращения ходовым винтом ИМ и запускают дизель.

Горячую обкатку на холостом ходу проводят в течение 10 минут, плавно увеличивая частоту вращения коленчатого вала от минимальной до максимальной холостого хода. Для лучшего прогрева дизеля прикрывают шторки радиатора. По окончании данного этапа устанавливают частоту вращения, равную 0,55–0,75 от номинальной, и приступают к горячей обкатке с ДН, установив тумблер переключения режимов работы в положение «Автомат». В результате начнется цикличное

перемещение рычага РЧВ и изменение частоты вращения коленчатого вала с заданным для первой ступени обкатки угловым ускорением разгона (НДМ).

Величина углового ускорения разгона контролируется по показаниям прибора ИМД-Ц на каждом цикле нагружения и регулируется изменением скорости перемещения рычага РЧВ ручками «Нагрузка» блока управления. Угловое ускорение разгона составляет $\varepsilon_i = (0,25; 0,50; 0,70; 0,90)$ $\varepsilon_p^{\mathfrak{d}}$ соответственно для 1-й, 2-й, 3-й, 4-й нагрузочной ступени ($\varepsilon_p^{\mathfrak{d}}$ – эталонное значение ускорения свободного разгона в области номинальной частоты данного дизеля, берется из инструкции к прибору ИМД-Ц). Нагрузка поддерживается постоянной в пределах ступени с помощью рукоятки «Точно», а при переходе на следующую ступень задается рукояткой «Грубо».

Время паузы, необходимой для выбега частоты вращения коленчатого вала дизеля от конечной при разгоне до начальной и ее стабилизации, задается с помощью рукоятки «Пауза». Проводить обкатку без стабилизации частоты вращения не рекомендуется.

В случае проведения ТР дизеля в соответствии с требованиями руководства по ТР тракторных и комбайновых дизелей длительность каждой ступени горячей обкатки под нагрузкой равна 10 минутам. Шторки радиатора при проведении данного этапа следует держать закрытыми, контролируя температурный режим и другие параметры по штатным приборам трактора.

По окончании обкатки, не останавливая дизель, проводят его бестормозные испытания на развиваемую мощность, определяют мощность механических потерь, минимальную и максимальную частоту вращения коленчатого вала с помощью прибора ИМД-Ц, а также давление в системе смазки и расход топлива.

При обкатке дизелей с турбонаддувом для получения близких к номинальным нагрузочных режимов при обкатке и испытаниях целесообразно увеличить момент инерции системы путем присоединения к валу отбора мощности дополнительных инерционных масс – маховиков. При этом величины угловых ускорений ступеней необходимо уменьшить пропорционально дополнительному моменту инерции, приведенному к коленчатому валу. Практически корректирующий коэффициент по моменту инерции системы (K_j) можно определить известным методом двойного выбега, при котором осуществляют выбег в заданном интервале УСКВ при исходном значении момента инерции системы с замером ускорения выбега ($\varepsilon_{\rm в}$), а затем в тех же условиях производят выбег с дополнительными инерционными массами и также замеряют ускорение выбега ($\varepsilon_{\scriptscriptstyle Bj}$), тогда коэффициент коррекции будет равен:

$$K_j = \frac{\varepsilon_{\rm Bj}}{\varepsilon_{\rm B}}.$$
 (5.6)

В дальнейшем при определении угловых ускорений ступеней их значения умножают на *K_i*, т.е.

$$\varepsilon_i = K_j \cdot K_i \cdot \varepsilon_p^{\circ}. \tag{5.7}$$

Обкаточный модуль №2 предназначен для проведения технологической обкатки дизелей различных марок после капитального ремонта в условиях ремонтных предприятий.

Модуль включает технологию обкатки, универсальную СУБО со шкивным или электромагнитным ИМ, механизм для дросселирования газов на выпуске, прибор ИМД-ЦМ, приспособления для соединения ИМ с выпускной системой дизеля, рычагом РЧВ и рейкой ТНВД, а также серийный обкаточно-тормозной стенд или приводную станцию для холодной обкатки дизелей, расходомер топлива и другое вспомогательное оборудование (систему питания дизеля топливом, систему охлаждения, систему отвода отработавших газов и подъемнотранспортное оборудование).

Процесс обкатки при использовании данного модуля происходит следующим образом.

Перед началом обкатки дизель с помощью подъемно-транспортных механизмов устанавливают на регулируемые опоры стенда, центрируют его и соединяют карданным валом с вторичным валом КП приводной станции. После этого подключают дизель к системам питания и охлаждения, и при необходимости устанавливают исполнительный механизм для дросселирования газов на выпуске. К рычагу РЧВ присоединяют тросик ИМ, оплетку которого закрепляют с помощью специального кронштейна к корпусу ТНВД или РЧВ.

При подключении тросика ИМ к рычагу РЧВ путем регулирования его длины обеспечивают нахождение рычага РЧВ в положении максимальной УСКВ (на упоре), при этом шкив ИМ должен быть в положении «Разгон». После этого, включив питание СУБО, в режиме ручного управления нажимают кнопку «Выбег», при этом рычаг РЧВ переместится в положение выключенной подачи топлива.

Проверив наличие масла в системе смазки и охлаждающей жидкости, приступают к холодной обкатке дизеля.

Для этого включают на КП передачу, обеспечивающую УСКВ, близкую к рекомендованной для 1-й ступени обкатки, выключают муф-

ту сцепления (MC), включают электродвигатель и, плавно включая MC, начинают прокрутку дизеля. В первоначальный момент по показаниям ваттметра или амперметра, включенного в цепь питания электродвигателя, оценивают начальный момент прокрутки, характеризующий качество сборки и техническое состояние дизеля. При проведении обкатки также контролируют УСКВ, температуру охлаждающей жидкости, величину давления в системе смазки и ее поступление к деталям газораспределительного механизма. При переходе на последующие ступени, в случае использования автомобильных синхронизированных КП, выключают MC, включают нужную передачу и плавно включают MC. При использовании автомобильных КП при переходе на следующие ступени необходимо дополнительно выключать электродвигатель.

Во время холодной обкатки рекомендуется промыть топливную систему дизеля путем прокачки топлива через трубки высокого давления, для чего ослабляют гайки крепления трубопроводов к форсункам и, нажатием на кнопку «Разгон» блока управления СУБО кратковременно включают подачу топлива. По окончании холодной обкатки рекомендуется проверить и отрегулировать тепловые зазоры в ГРМ, после чего приступают к горячей обкатке на холостом ходу. Для этого устанавливают рычаг РЧВ в положение минимальной УСКВ, на КП включают передачу, обеспечивающую прокрутку дизеля с пусковой УСКВ, выключают МС, включают электродвигатель, плавно включают МС и запускают дизель. Сразу после пуска выключают электродвигатель приводной станции. После этого плавно или ступенчато, в соответствии с рекомендуемыми режимами, увеличивают УСКВ в течение заданного времени. Контроль УСКВ ведут по показаниям ИМД-ЦМ, включенного в режим измерения частоты вращения, датчик которого связан с вторичным валом КП. В процессе обкатки целесообразно оценить равномерность работы цилиндров дизеля как простейшими способами, так и с использованием способов и средств, основанных на анализе внутрицикловой неравномерности УСКВ. Кроме этого определяют и при необходимости корректируют минимальную и максимальную УСКВ холостого хода.

По окончании обкатки на холостом ходу и устранения замеченных недостатков приступают к горячей обкатке с динамическим нарушением.

Для этого задают необходимый для данного дизеля ход троса ИМ (угол поворота рычага РЧВ) с помощью регулятора ИМ и включают автоматический режим работы СУБО. Начнется циклическое перемещение рычага РЧВ в заданных пределах, определяющих нижний и

верхний предел УСКВ цикла динамического нагружения. С помощью ручек «Нагрузка» задают требуемое для первой степени обкатки угловое ускорение разгона для данного дизеля, определенное согласно разработанной ранее методике, контролируя его по показаниям прибора ИМД-Ц, включенного в режим измерения углового ускорения разгона. После установки ускорения разгона переключают ИМД-Ц в режим измерения ускорения выбега и регулировкой хода якоря второго ИМ задают необходимую степень дросселирования газов на выпуске, ориентируясь по показаниям прибора ИМД-Ц. При необходимости корректируют время такта стабилизации нижнего предела УСКВ регулятором «Пауза» и время дросселирования на выпуске регулятором «Время дросселирования».

При переходе на следующую ступень рукоятками «Нагрузка» увеличивают угловое ускорение разгона до необходимого значения, а регулятором хода якоря ИМ2 увеличивают ускорение выбега.

По окончании последней ступени обкатки проводят испытание дизеля с помощью СУБО. Для этого регуляторами «Нагрузка» задают максимальную скорость перемещения рычага РЧВ и определяют угловое ускорение разгона при номинальной УСКВ, а затем по номограммам – эффективную мощность. При заниженных результатах измерения мощности, вследствие недостаточной скорости перемещения рычага РЧВ СУБО, повторяют замер при ручном управлении рычагом РЧВ, согласно инструкции к прибору ИМД-Ц, или при управлении задатчиком скоростных режимов КИ-13984.

После этого на этом же режиме определяют расход топлива с помощью расходомеров типа КИ-13967М или с помощью весового (объемного) расходомера, который с определенным коэффициентом пропорциональности для данного дизеля, варианта, числа и параметров ЦДН отражает расход топлива на аналогичном установившемся нагрузочно-скоростном режиме. Далее при отключенном ИМ2 измеряют угловое ускорение свободного выбега, определяющее мощность механических потерь и степень приработки дизеля.

Затем, увеличив ход троса ИМ1 и перестроив ИМД-Ц, определяют угловое ускорение в зоне максимального крутящего момента, отражающее корректорный запас крутящего момента. После этого контролируют величину максимальной и минимальной УСКВ по холостому ходу и давление в системе смазки.

При соответствии основных показателей нормативным значениям обкатку и испытания заканчивают.

В составе данного модуля вместо рассмотренной СУБО могут использоваться системы с воздействием на рейку ТНВД. В этом случае в

состав комплекта вводятся технологические крышки регуляторов частоты вращения и ТНВД дизелей с отводками, а блоки управления реализуют способ управления ЦДН с контролем УСКВ. Управление скоростным режимом дизеля при холодной обкатке и испытаниях в этом случае обеспечивается с помощью специальных рукояток с фиксацией и др. приспособлений. Для управления ЦДН могут быть использованы СУБО с электронным секундомером.

Обкаточный модуль №3 предназначен для проведения технологической обкатки новых и капитально отремонтированных дизелей с ТНВД одной марки в условиях моторных заводов и специализированных РТП, при больших объемах производства и автоматизации процесса.

Модуль включает технологии, специализированную СУБО с электромагнитными ИМ, воздействующим на рейку ТНВД и дроссельную заслонку на выпуске, и другие средства, входящие в состав модуля №2.

Основное отличие модуля №3 от модуля № 2 заключается в узкой специализации используемого оборудования, позволяющей упростить конструкцию и снизить трудоемкость вспомогательных операций в условиях массового производства. При проведении горячей обкатки с ДН в модуле №3 используется управление топливоподачей с воздействием на рейку ТНВД, обеспечивающее более точное поддержание нагрузочных режимов, при этом высокая стабильность НДМ и интервала изменения УСКВ позволяет использовать для контроля НДМ электронные секундомеры. При обкатке дизелей с наддувом используются специальные обкаточные выпускные коллекторы с дроссельными заслонками до турбокомпрессора. Для улучшения воздухоснабжения дизелей с наддувом на режимах разгона может использоваться дополнительная подача воздуха во впускной тракт под давлением из централизованной пневмосистемы или от автономных компрессоров с электроприводом. Для холодной обкатки и обкатки на холостом ходу могут использоваться автоматизированные стационарные или размещаемые на конвейере стенды или приводные станции.

Испытания дизелей после обкатки проводят аналогично испытаниям по п.6 в модуле №1 при управлении процессом СУБО с максимальной подачей топлива (без ограничения хода рейки ТНВД), при этом целесообразно использование средств автоматизации процесса испытаний и регистрации его результатов в техническом паспорте дизеля.

Обкаточный модуль №4 предназначен для бестормозной дообкатки новых и отремонтированных дизелей, установленных на машинах, прошедших полную или частичную технологическую обкатку или не прошедших ее вообще, с целью частичного или полного выполнения программы эксплуатационной обкатки и устранения недостатков технологической. Модуль включает технологии обкатки с ДН, альтернативные типовым технологиям эксплуатационной и технологической обкатки, и средства, в качестве которых могут быть использованы устройства, входящие в модули № 1, 2, 3 (в зависимости от вида выполняемой обкатки). Использование данного модуля позволяет реализовать раздельную обкатку дизелей.

Данный комплект позволяет проводить в автоматическом режиме холодную обкатку и обкатку на холостом ходу при использовании как серийных автоматизированных стендов, так и перспективных стендов с тиристорным и транзисторным электроприводом. Предусмотрено проведение холодной обкатки с дросселированием газов на выпуске, позволяющее улучшить ее качество и сократить время обкатки под нагрузкой, а также реализовать технологию раздельной обкатки.

Специализированный комплект для обкатки с ДН позволяет в автоматическом режиме проводить обкатку с ДН и испытание дизелей.

Наличие стендов-спутников позволяет снизить трудоемкость монтажно-демонтажных работ по установке двигателя на стенд и сократить время обкатки.

В связи с необходимостью обкатки на открытых площадках предусмотрено питание СУБО от бортовой сети мобильной машины, а вместо приборов ИМД-Ц используется электронный тахометр и цифровой электронный секундомер, имеющие меньшую стоимость и повышенную точность и стабильность в условиях колебаний температур и влажности окружающей среды по сравнению с аналоговыми каналами измерения углового ускорения приборов ИМД-Ц.

Технология раздельной обкатки состоит в следующем.

В процессе изготовления и сборки дизеля производят тщательный контроль используемых деталей и узлов, используют специальные приработочные покрытия деталей подвижных сопряжений, строго соблюдают правила сборки и затяжки резьбовых соединений. В процессе сборки проводят контрольную прокрутку механизмов двигателя с замером значений моментов. При соответствии результатов данных замеров техническим условиям дизель подвергается холодной обкатке на стационарных стендах (или на конвейере), оборудованных системами питания, охлаждения и отвода отработавших газов. При обкатке на конвейере системы питания и охлаждения выполняются автономными, а отвод отработавших газов, в данном случае воздуха, осуществляется вытяжной вентиляцией, расположенной над конвейером. Для очистки воздуха от паров масла на выходе глушителей шума выпуска необходимо устанавливать маслоулавливающие фильтры. С целью повышения степени приработки, максимального выявления дефектов и объективной оценки технического состояния в процессе холодной обкатки используют дросселирование газов на выпуске и повышенные, близкие к номинальной, угловые скорости прокрутки, в результате чего на детали ЦПГ действуют газовые и инерционные нагрузки, соответствующие действующим на рабочих режимах.

Автономная система питания представляет собой топливный бак небольшой емкости, соединяемый с системой топливоподачи дизеля по схеме подключения штатного топливного бака трактора. Она предназначена для заполнения системы питания дизеля на период холодной обкатки с целью смазки деталей ТНВД и ее промывки путем прокачки топлива через топливопроводы высокого давления.

Для оценки работоспособности системы питания дизеля и ГРМ по окончании холодной обкатки целесообразно кратковременное испытание дизеля на холостом ходу. Во время этого испытания определяют минимальную и максимальную УСКВ на холостом ходу, равномерность работы цилиндров, проверяют установочный угол опережения впрыска топлива и действие центробежных регуляторов опережения угла впрыска с помощью безразборных методов и средств.

После этого дизель демонтируется со стенда или конвейера и устанавливается на автомобиль или трактор, который после схода с конвейера буксируется или перемещается своим ходом на площадку для обкатки трансмиссии и ходовой части или на площадки для хранения и предпродажной подготовки техники.

Обкатку двигателя с динамической нагрузкой проводят перед обкаткой ходовой части и трансмиссии или их совмещают. Для обкатки двигателя на него устанавливают исполнительные механизмы СУБО, а также датчик частоты вращения коленчатого вала. Блок управления СУБО и исполнительные механизмы целесообразно размещать в кабине трактора и с помощью кабелей и тросов с оплетками соединять их с механизмами управления топливоподачей, дросселированием газов на выпуске, датчиком УСКВ и бортовой сетью. Контроль за работой двигателя при обкатке с ДН осуществляется по штатным приборам трактора. Обкатка проводится на расчетных режимах и с необходимой продолжительностью. По окончании обкатки проводится испытание дизеля динамическим методом. При недостаточной приработке сопряжений (при повышенном угловом ускорении выбега) обкатка может быть продолжена.

Последующая обкатка ходовой части и трансмиссии может осуществляться как традиционным, так и рассматриваемым методом с ДН. При нахождении площадок обкатки и хранения техники в городской черте и в производственной зоне необходим сбор и отвод отработавших газов в верхние слои атмосферы с помощью дымовых труб; целесообразно также использование нейтрализаторов отработавших газов и использование антидымных присадок в топливо.

При необходимости улучшенной или полной приработки проводят дообкатку двигателей с использованием того же оборудования. Режимы и продолжительность обкатки определяют, исходя из рекомендованных режимов эксплуатационной обкатки для данного трактора с учетом коэффициента ускорения, определяемого экспериментально для данной марки трактора. Коэффициент ускорения определяется путем сравнения времени дообкатки дизеля, при достижении степени приработки идентичной приработке, при эталонной обкатке, со временем эксплуатационной обкатки, рекомендованной НТД.

В целом разработанный комплект приборов и технология обкатки модуля №1 являются достаточно универсальными и могут быть использованы при проведении текущего ремонта автотракторных дизелей в условиях ремонтных мастерских.

Проверка технологии и средств обкаточного модуля № 2 проводилась в условиях ремонтно-технического предприятия ПО «Строймаш» г. Пензы, специализирующегося на капитальном ремонте дизелей Д-160, ЯМЗ-238, ЯМЗ-240НБ. Имеющиеся на предприятии обкаточно-тормозные стенды типа КИ-5541 и КИ-5543 не обеспечивают возможность полноценной обкатки и испытаний указанных дизелей, в связи с чем была проведена производственная проверка технологии и средств модуля №2 применительно к дизелю Д-160.

Холодная и горячая обкатка дизелей Д-160 на холостом ходу проводилась с помощью обкаточного стенда на типовых режимах, а обкатка под нагрузкой и испытания проводились с ДН при управлении СУБО с воздействием на рейку ТНВД. При этом для улучшения воздухоснабжения дизеля ротор стенда КИ-5541 был соединен с коленчатым валом дизеля.

Технология обкатки с ДН и средства, образующие обкаточный модуль №3, проверялись в условиях АО «Уралтрак» при проведении экспериментальных обкаток после капитального ремонта дизелей типа Д-160. Проверка проводилась в составе стенда DS-1146 К/V. При проведении горячей обкатки с ДН использовалась специализированная СУБО с непосредственным воздействием на рейку ТНВД.

6. ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

6.1. Программа экспериментальных исследований

Программа экспериментальных исследований включала:

✓ лабораторные исследования АСУ-ДН, с целью определения тягово-скоростных параметров управляющих воздействий, эффективности динамического торможения кулачка исполнительного механизма, а также зависимостей потребляемого тока и напряжения питания мотор-редуктора от времени цикла ДН;

✓ *моторные исследования* с целью определения фактических параметров средств и реализуемых ими нагрузочно-скоростных режимов (на примере дизеля Д-144-32);

✓ *моторные сравнительные исследования* по определению показателей качества приработки ДВС полученных при обкатке по базовой и предлагаемой технологиям.

Задачей экспериментальных исследований являлась проверка верности рабочих гипотез по реализации обкатки дизелей с ДН, определение качества приработки сопряжений и эффективности разработанных технологий и средств.

6.2. Методика лабораторных исследований автоматизированной системы управления обкаткой с динамическим нагружением

Задачей лабораторных исследований являлось определение тяговоскоростных параметров управляющих воздействий, эффективности динамического торможения кулачка исполнительного механизма, а также зависимостей потребляемого тока и напряжения питания моторредуктора от времени цикла ДН [40].

В качестве основных анализируемых параметров были приняты ход каретки исполнительного механизма (угол поворота рычага РЧВ), напряжение питания и ток, потребляемые ИМ и временные интервалы ЦДН, а также нагрузка создаваемая ИМ.

Исследовался способ с управлением динамической нагрузкой путем поворота рычага РЧВ на такте разгона по линейному закону.

Для проведения экспериментальных исследований, согласно разработанных методик и программы, были созданы специализированные экспериментальные установки, дополненные как серийным, так и разработанным оборудованием и приборами. Для проведения лабораторных исследований была сформирована экспериментальная установка (рис. 6.1), содержащая блок управления ACУ-ДH 1, пружинный динамометр 2, электронно-лучевой C1-68 и цифровой USB осциллографы 3, персональный компьютер 4, а также датчики хода каретки ИМ 5, тока и напряжения питания мотор – редуктора. Исполнительный механизм ACУ-ДH 7 и кронштейн динамометра 8 были размещены на общем основании 9, при этом тросик исполнительного механизма соединялся с крюком динамометра [59, 61].

Ход крюка динамометра линейно зависит от прикладываемого усилия и при усилии 100 Н составляет 17 мм. Датчик хода каретки реостатного типа с линейной зависимостью сопротивления от перемещения ползунка установлен на плите ИМ, а движок ползунка шарнирно соединен с кареткой. Питание датчика осуществлялось от стабилизированного источника напряжения 10. Датчик тока, потребляемого мотор-редуктором – шунт с сопротивлением 0,1 Ом включался в разрыв провода питания. Датчик напряжения (делитель с коэффициентом деления 100) подключался параллельно клеммам электродвигателя мотор-редуктора. Сигнал датчика хода каретки постоянно подавался на вход «А» двух-канального цифрового USB осциллографа, а сигналы с датчиков тока и напряжения поочередно, с помощью коммутатора, подавались на вход «В».



Рис. 6.1. Оборудование и приборы для лабораторных исследований АСУ-ДН 1 – Блок управления АСУ-ДН; 2 – пружинный динамометр; 3 – цифровой USB осциллограф; 4 – персональный компьютер; 5 – датчик хода каретки ИМ; 6 – датчики угла поворота; 7 – исполнительный механизм АСУ-ДН; 8 – кронштейн; 9 – основание; 10 – стабилизированный источник напряжения Исследования заключались в записи осциллограмм сигналов датчиков соответствующих различным положениям органов управления динамической нагрузкой и временем паузы. Нагрузка на ИМ имитирующая усилие рычага РЧВ задавалась пружиной динамометра, а также набором грузов, которые присоединялись к тросу ИМ, устанавливаемого в этом случае вертикально.

6.3. Методика моторных исследований автоматизированной системы управления обкаткой с динамическим нагружением

Целью экспериментальных исследований способов управления динамической нагрузкой являлась проверка фактических закономерностей изменения управляющих воздействий, а также оценка работоспособности разработанных средств для управления процессом обкатки.

В качестве основных анализируемых параметров были приняты ход каретки исполнительного механизма (угол поворота рычага РЧВ), величина угловой скорости и углового ускорения разгона и выбега (динамического нагрузочного и крутящего момента), а также напряжение, ток потребляемые ИМ и временные интервалы ЦДН.

При анализе осциллограмм циклов динамического нагружения оценивались величина и стабильность углового ускорения на линейном участке разгона и характер начальных и конечных участков при требуемых значениях ускорения разгона.

Кривая изменения угловой скорости использовалась для определения фактических значений нижнего (ω₁) и верхнего (ω₂) пределов угловой скорости в зависимости от управляющих воздействий.

Исследовался способ с управлением динамической нагрузкой путем перемещения рычага РЧВ на такте разгона по линейному закону.

Для проведения экспериментальных исследований разработан макетный образец автоматизированной системы управления динамическим нагружением (рис. 6.2), включающий блок управления АСУ-ДН, содержащий измеритель параметров ДВС типа ИМД-ЦМ или МИПД-1, электронно-лучевой осциллограф С1-68, аналого-цифровой преобразователь LA 2-USB, исполнительный механизм, блок измерения угловой скорости и ускорения, персональный компьютер, индуктивный датчик частоты вращения КИ-13941устанавливался на ВОМ трактора.



Рис. 6.2. Макетный образец автоматизированной системы управления

 1 – блок управления АСУ-ДН; 2 – электронно-лучевой осциллограф С1-68;
 3 – аналого-цифровой преобразователь LA 2-USB, 4 – исполнительный механизм, 5 – блок измерения угловой скорости и ускорения, 6 – персональный компьютер

На ТНВД двигателя Д-144-32 в составе трактора Т-40М (или установленного на раме обкаточно-тормозного стенда) устанавливается кронштейн для крепления тороса исполнительного механизма (рис. 6.3). На рычаг регулятора частоты вращения крепится шкивсектор, соединенный с тросом ИМ.



Рис. 6.3. Подключение троса ИМ к рычагу РЧВ дизеля Д-144-32: 1 – дизель Д-144-32, 2 – кронштейн, 3 – шкив-сектор, 4 – трос в оплетке При проведении моторных исследований АСУ-ДН и реализуемых режимов ДН использовалась как штатная измерительная аппаратура трактора T-40M, так и ряд дополнительных приборов и датчиков.

Визуальный контроль за наличием и параметрами сигналов исследуемых процессов, проводился с помощью электронно-лучевого осциллографа С1-68 и коммутатора. Синхронная запись сигналов всех регистрируемых параметров и отметок времени осуществлялась на персональный компьютер с помощью аналого-цифрового преобразователя LA 2-USB.

6.4. Методика экспериментальных исследований холодной обкатки дизеля Д-144-32 с использованием автономного устройства

Задачей экспериментальных исследований холодной обкатки дизеля Д-144-32(4Ч 10,5/12) после текущего с использованием автономного устройства, выполненного на базе штатного электростартера дизеля Д-144-32 (СТ-212Б) с системой принудительного охлаждения и сетевого источника питания, являлось установление практической возможности реализации обкатки на пусковых частотах вращения без компрессии и с компрессией.

В качестве основных анализируемых параметров были приняты ток и напряжение стартера, температура корпуса и щеточного узла.

При анализе осциллограмм оценивались скоростные и токовременные характеристики устройства для холодной обкатки, а также зависимость температуры корпуса стартера и щеточного узла от времени холодной обкатки.

Холодная обкатка дизеля Д-144-32 после текущего ремонта проводилась на экспериментальной установке (рис. 6.4), состоящей из 1 – дизеля Д-144-32, 2 – электростартера СТ-212Б, 3 – сетевого источника питания, 4 – блока питания усилителя сигнала тока, 5 – измерителя тока и напряжения стартера КИ-1093, 6 – вентилятора принудительного охлаждения стартера, 7 – измерителя температуры корпуса стартера, 8 – измерителя температуры щеток щеточного узла.

Для питания электростартера использовался сетевой источник питания, представляющий собой мощный выпрямитель с жесткой вольт-амперной характеристикой.

Визуальный контроль за наличием и параметрами сигналов исследуемых процессов, проводился с помощью измерителя тока и напряжения стартера КИ-1093 ГОСНИТИ, измерителя температуры корпуса стартера и измерителя температуры щеток щеточного узла. Синхронная запись сигналов всех регистрируемых параметров и отметок времени осуществлялась на персональный компьютер с помощью аналого-цифрового преобразователя LA 2-USB.



Рис. 6.4. Экспериментальная установка для проведения холодной обкатки дизеля Д-144-32 после текущего ремонта с помощью автономного устройства (см. позиции в тексте)

6.5. Методика сравнительных моторных исследований обкатки дизеля Д-144-32 после текущего ремонта

Задачей сравнительных исследований обкатки с ДН дизеля Д-144-32 (4Ч 10,5/12) после текущего ремонта являлась оценка степени приработки поверхностей поршневых колец, шатунных вкладышей, закономерностей изменения момента прокрутки, при экспериментальных обкатках.

Все механизмы и системы дизеля были проверены и отрегулированы в соответствии с инструкцией по эксплуатации [59].

Обкатка испытуемого дизеля проводилась на экспериментальной установке (рис. 6.5) [89].

В процессе сравнительных исследований для создания динамических нагрузок на этапе горячей обкатки дизеля использовалась разработанная автоматизированная система управления с воздействием на рычаг РЧВ.

Индуктивный датчик ИМД-ЦМ устанавливался напротив зубьев маховика (рис. 6.6).



Рис. 6.5. Общий вид экспериментальной установки для обкатки дизелей с динамическим нагружением: 1 – дизель Д-144-32; 2 – персональный компьютер; 3 – цифровой USB осциллограф; 4 – блок управления; 5 – аналого-цифровой преобразователь LA 2-USB; 6 – электронно-лучевой осциллограф С1-68; 7 – исполнительный механизм; 8 – блок измерения угловой скорости и ускорения



Рис. 6.6. Установка индуктивного датчика на дизель Д-144-32

Для получения отметки ВМТ использовался второй индуктивный датчик ИМД-ЦМ, установленный напротив спецдиска с меткой момента ВМТ на цилиндрической поверхности (рис. 6.7).



Рис. 6.7. Индуктивный датчик верхней мертвой точки: 1 – индуктивный датчик; 2 – кронштейн; 3 – диск маховика; 4 – проточка – метка на диске маховика

Температура головки четвертого цилиндра и моторного масла в картере дизеля определялась с помощью электронного многоточечного измерителя температуры, имеющего малую тепловую инерционность.

Параметры и показатели, определяемые в процессе испытаний, погрешность параметров и средств измерений приведены в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Параметры и показатели, определяемые при моторных и сравнительных моторных исследованиях

			Наименование	
№ п/п	Наименование контролируемого параметра или показателя	Обозн ачение	средства измерения (стенд, прибор, устройство, аппаратура)	Погрешность (абсолютная или относи- тельная) измерений
1	2	3	4	5
1	Частота вращения: - цифровой канал, мин ⁻¹ - аналоговый канал, мин ⁻¹	n	ИМД-ЦМ	$ \pm 24 \pm 12$
2	Угловое ускорение: - цифровой канал, с ⁻² - аналоговый канал, с ⁻²	3	ИМД-ЦМ	$ frac{\pm}{\pm} frac{4}{2}$
3	Угол поворота рычага ТН, град	α	Угломер	$\pm 0,5$
4	Ток электростартера, А	Ι	КИ-1093	± 2
5	Напряжение питания электростартера, В	U	КИ-1093	± 2
6	Давление в смазочной системе двигателя, МПа	$P_{ m c}$	Манометр	±0,1
7	Температура головки цилиндра и моторного масла, °С	Т	Многоточеч- ный электрон- ный термометр	± 1
8	Время, с	t	Секундомер	±0,01
10	Мощность по номограм- ме к прибору, кВт	$N_{_{ m eH}}$	ИМД-ЦМ	$\pm 0,45$
11	Момент прокрутки, Н м	$M_{\Pi P}$	Динамометри ческий ключ	±3
6.6. Методика оценки показателей качества приработки при экспериментальных обкатках

Оценка показателей качества приработки сопряжений дизеля после текущего ремонта с применением динамического нагружения производилась путем их сравнения с показателями, полученными в результате обкатки с использованием базового и усовершенствованного ЦДН.

С целью обеспечения идентичности исходного состояния сопряжений и условий их работы исследования проводились на одном и том же дизеле Д-144-32 с неизменными регулировками основных систем.

При проведении экспериментальных исследований использовалось масло М-10 Г₂(к) по ГОСТ 8585-78, рекомендованное для дизеля Д-144-32 [20] и взятое из одной партии. Замена масла в картере двигателя производилась перед каждой экспериментальной обкаткой.

В процессе текущего ремонта осуществляли замену поршневых колец и шатунных вкладышей, взятых из одной партии, при этом строго выдерживалась рекомендуемая технология сборки [20] и моменты затяжки резьбовых соединений.

После сборки ДВС производилась приработка сопряжений путем обкатки в стендовых условиях с использованием базового и усовершенствованного ЦДН

В качестве параметров, контролирующих процесс приработки, были приняты: ускорение разгона и выбега на ступенях обкатки, температура моторного масла и головки одного из цилиндров (четвертого).

Оценочными показателями качества приработки были приняты момент прокрутки коленчатого вала, общая площадь приработанных поверхностей поршневых колец и шатунных вкладышей, а также характер ее распределения по поверхности сопряжений; масса поршневых колец и длина просветов в калибре до и после приработки; масса шатунных вкладышей до и после приработки. Кроме этого осуществлялся визуальный контроль поверхностей поршневых колец и шатунных вкладышей и производилось фотографирование поверхностей деталей с помощью стереоскопического микроскопа МБС–9 и цифрового фотоаппарата Nikon Coolpix L10.

Определение величины массового износа деталей ДВС при проведении сравнительных исследований по базовой и усовершенствованной технологиям обкатки осуществлялось путем взвешивания наиболее изнашиваемых деталей ДВС – поршневых колец и шатунных вкладышей.

Взвешивание деталей осуществлялось до и после экспериментальных обкаток ДВС электронными лабораторными весами GR-200. Перед взвешиванием проводилось обезжиривание поверхностей исследуемых деталей.

Качество сборки дизеля и приработки сопряжений при проведении экспериментальных обкаток оценивалось по начальному и конечному значениям момента прокрутки коленчатого вала двигателя динамометрическим ключом. Момент прокрутки, получаемый данным методом, в основном отражает суммарные силы трения в ДВС, так как вспомогательные механизмы (масляный и топливный насосы, вентилятор, генератор) на сверхнизких частотах прокрутки коленчатого вала мощности и момента на осуществление рабочего процесса практически не потребляют. Поворот динамометрического ключа каждый раз осуществлялся на 45°, т.е. в пределах одного оборота коленчатого вала получали 8 значений момента прокрутки, по которым находили его среднее значение.

Общая площадь приработанных поверхностей поршневых колец и шатунных вкладышей после проведения сравнительных обкаток определялась с помощью прозрачной сетки с ячейками размером 1×5 мм (рис. 6.8). Данное определение основано на суммировании числа ячеек сетки, находящихся на приработанной площади поверхностей деталей.



Рис. 6.8. Определение общей площади приработанных поверхностей: а – поршневых колец; б – вкладышей коленчатого вала

Длину просветов между поршневыми кольцами и калибром до и после экспериментальных обкаток оценивали в соответствии с ГОСТ 7295-81.

7. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ АНАЛИЗ

7.1. Результаты исследований раздельной обкатки изеля Д-240 после капитального ремонта

Целью данного этапа исследований являлась проверка разработанных технологий, методик и средств для реализации раздельной обкатки, получение количественных характеристик показателей приработки основных сопряжений дизелей, а также уточнение продолжительности ступеней. В основу методики был положен метод сравнения основных показателей приработки дизелей, полученных в условиях типовых и исследуемых обкаточных режимов.

При исследовании процесса обкатки дизеля Д-240 после капитального ремонта, заключающегося в смене коленчатого вала, гильз цилиндров, поршней, поршневых пальцев, поршневых колец и коренных и шатунных вкладышей, согласно разработанной программе и методике были проведены:

1. Тормозная обкатка (ТО) на режимах, приведенных в руководстве по капитальному ремонту тракторных и комбайновых дизелей [21].

2. Две раздельных обкатки (PO), включающих холодную обкатку по ТУ ГОСНИТИ, холодную обкатку с повышенным давлением впуска, горячую обкатку на холостом ходу по ТУ ГОСНИТИ и горячую обкатку под нагрузкой, которая проводилась бестормозным способом с ДН с сокращенным количеством ступеней.

Режимы перечисленных экспериментальных обкаток приведены в табл. 7.1, а результаты испытаний дизеля после их проведения – в табл. 7.2.

Анализ динамики температуры масла ($T_{\rm M}$) и охлаждающей жидкости ($T_{\rm B}$) в процессе экспериментальных обкаток показывает несколько меньшие их значения (до 10–15 °C) на этапе горячей обкатки под нагрузкой при РО по сравнению с ТО (рис. 5.1). Однако полученные значения $T_{\rm M}$ и $T_{\rm B}$ (60–75 °C) находятся в пределах, рекомендуемых для обкатки ДВС.

Момент прокрутки M_{Π} дизеля при ТО и РО1 в начале этапа холодной обкатки, проводимой на стенде КИ-5543, составлял 85 Нм и за время этапа снижался до 71 Нм при 1000 мин⁻¹. В процессе горячей обкатки момент прокрутки снижался до 56 Нм при 1000 мин⁻¹, т.е. значения, имеющего место для полностью приработанного дизеля [49].

Динамика изменения углового ускорения выбега $\varepsilon_{\rm B}$ (момента механических потерь) дизеля на этапе горячей обкатки с нагрузкой при РО показывает его некоторое снижение по мере протекания этапа, что может быть объяснено ростом температуры $T_{\rm M}$ и $T_{\rm B}$, и снижением момента механических потерь вследствие приработки сопряжений (в основном кольцо-гильза), хотя оно оказывает меньшее влияние на величину углового ускорения выбега из-за малых газовых нагрузок на кольца при свободном выбеге.

Таблица 7.1

	Вид обкатки							
Ступень	Т	0	PO1			PO2		
	n,	4	n,	$P_{\rm p}$,	t,	n,	$P_{\rm p}$,	t,
	$MИH^{-1}$	ι, мин	$MИH^{-1}$	ΜП́а	МИН	$MИH^{-1}$	MΠa	МИН
		Х	Солодна	<u>я обка</u>	гка	•		-
1	600	10	600	0	10	600	0	10
2	750	10	750	0	10	750	0	10
3	900	10	900	0	10	900	0	10
4	-	-	900	0,115	27	900	0,115	27
5	-	-	1150	0,131	18	1150	0,131	18
6	-	-	1350	0,142	21	1350	0,142	21
Итого	-	30	-	-	96	-	-	96
Горячая обкатка на холостом ходу								
	n, мин ⁻¹	<i>t</i> , мин	<i>п</i> , ми	IH^{-1}	<i>t</i> , мин	<i>п</i> , ми	$1 \mathrm{H}^{-1}$	<i>t</i> , мин
1	1000	5	100	00	5	100	00	5
2	Плавно 1400–1800) 10	Пла 1400–	зно 1800	10	Пла 1400-	вно 1800	10
3	2380	5	238	30	5	238	30	5
Итого	-	20	-		20	-		20
		Горячая	обкатк	а под н	нагрузко	й		_
	DE	<i>t</i>	ε _p ,	ε _в ,	t,	ε _p ,	ε _в ,	t,
	Ι, ΚΙ	ι, мин	c^{-2}	c^{-2}	МИН	c^{-2}	c^{-2}	МИН
1	5,5	10	-	-	-	-	-	-
2	8,5	10	-	-	-	-	-	-
3	14	15	-	-	-	-	-	-
4	24	20	66	75	20	66	75	20
5	28	20	80	75	18	80	75	18
6	31	5	88	75	4	88	75	4
Итого	-	80	_	_	42	-	_	42
Всего	-	130	-	-	158	-	-	158

Режимы экспериментальных обкаток дизеля Д-240

Динамика изменения углового ускорения выбега $\varepsilon_{\rm B}$ (момента механических потерь) дизеля на этапе горячей обкатки с нагрузкой при РО показывает его некоторое снижение по мере протекания этапа, что может быть объяснено ростом температуры $T_{\rm M}$ и $T_{\rm B}$, и снижением момента механических потерь вследствие приработки сопряжений (в основном кольцо-гильза), хотя оно оказывает меньшее влияние на величину углового ускорения выбега из-за малых газовых нагрузок на кольца при свободном выбеге.

Таблица 7.2

после экспериментальных обкаток							
Парамотр	Вид обкатки						
Параметр	ТО	PO1	PO2				
$N_{ m e}^{ m t}$, к $ m B$ т	53,80	54,12	54,28				
$N_{ m e}^{\scriptscriptstyle { m A}}$, к $ m B$ т	_	54,30	54,50				
$M_{_{\rm H}}$, Н·м (при $n = 1000$ мин ⁻¹)	58,67	56,16	56,16				
$\epsilon_{\rm B}, c^{-2}$	—	31,7	35,5				
$Q_{ ext{k.r}},$ л/мин	32,0	32,0	31,0				
<i>g</i> _e , г/кВт-ч	251,58	247,30	247,49				

Результаты испытаний дизеля Д-240	
после экспериментальных обкаток	



Рис. 7.1. Динамика температуры масла (*T*_м), охлаждающей жидкости (*T*_в), момента механических потерь (*M*_п) и ускорения выбега (ε) в процессе экспериментальной тормозной и бестормозной обкатки

По окончании всех РО величина $\varepsilon_{\rm B}$ находилась в пределах, характерных для данной марки дизеля, т.к. согласно инструкции по диагностированию прибором ИМД-Ц для дизеля Д-240 в штатной комплектации $\varepsilon_{\rm B} = 75 \pm 19 \, {\rm c}^{-2}$, а при установке на стенде КИ-5543 $\varepsilon_{\rm B} = 42 \pm 11 \, {\rm c}^{-2}$.

Эффективная эксплуатационная мощность, измеренная тормозом $(N_{\rm e}^{\rm T})$ и прибором ИМД-Ц $(N_{\rm e}^{\rm A})$, часовой $G_{\rm T}$ и удельный $g_{\rm e}$ расход топлива после ТО и РО находились в допустимых пределах, причем при РО2 получены несколько лучшие результаты. Завышенные значения мощности, измеренные бестормозным способом, объясняются в основном неполным соответствием комплектации дизеля, установленного на экспериментальной установке, требуемой инструкцией по диагностированию прибором ИМД-Ц, что может быть устранено введением поправки.

Наименьший расход картерных газов $Q_{\kappa,r}$ получен в результате PO1 и PO2, что свидетельствует о хорошей приработке поршневых компрессионных колец.

С целью определения потребления топлива при рассматриваемых вариантах обкаток производились замеры часового расхода топлива на тормозных G_{TT} и динамических режимах G_{TT} (рис. 7.2).



Рис. 7.2. Зависимости часового расхода топлива от эффективной мощности на тормозных (-+-) и динамических режимах (-х-)

В результате статистической обработки экспериментальных данных получены аппроксимируемые зависимости часового расхода топлива от эффективной мощности:

$$G_{\rm TT} = 0,223333N_{\rm e} + 3,229212; \tag{7.1}$$

$$G_{\rm TH} = 0,087925N_{\rm e} + 2,450189. \tag{7.2}$$

Из анализа рис. 7.2 видно, что при обкатке с динамическим нагружением двигателя расход топлива значительно меньше, чем при тормозном, что объясняется потреблением топлива только на тактах разгона и меньшим значением средней УСКВ за ЦДН. Так, для ступеней обкатки отношение $G_{\rm ra}/G_{\rm rr}$, выраженное в процентах, составляет 61, 58, 54, 48 и 47 %. Суммарный расход топлива с учетом продолжительности ступеней составляет: $\Sigma G_{\rm rr} = 13,5$ кг, $\Sigma G_{\rm rr} = 5,1$ кг, т.е. при раздельной обкатке достигается уменьшение суммарного расхода топлива на 61 % (в 2,6 раза).

Анализ результатов исследований состояния поверхностей поршневых колец показал, что первые компрессионные хромированные кольца после всех обкаток имели равномерный по периметру цилиндрической поверхности двойной приработочный поясок, причем после PO2 его ширина была наибольшей (0,7–1,2 мм). Вторые и третьи компрессионные конические кольца также имели приработочный поясок, но при значительных колебаниях его ширины (от 0,1 до 0,7 мм). После холодной обкатки с повышенным давлением сжатия ширина приработочного пояска несколько больше по сравнению с шириной пояска при типовой холодной обкатке.

Общая площадь приработанных цилиндрических поверхностей первых компрессионных колец после обкатки достигала при TO – 31–38 %, PO1 – 35–50 %, PO2 – 38–44 %, а вторых и третьих при TO – 12–20 %, PO1 – 15–27 %, PO2 – 15–29 % от всей поверхности.

Шатунные вкладыши во всех рассматриваемых случаях обкатки работали в условиях устойчивого жидкостного трения. На нижних вкладышах следы контактирования практически отсутствуют, а на верхних вкладышах имеются линейные следы контакта на дуге 90–120 ° симметрично вертикальной оси, равномерно расположенные по ширине вкладышей. Наличия задиров и следов перегрева вкладышей не обнаружено. У отдельных вкладышей наблюдаются пятна полной приработки с хорошим качеством приработанной поверхности в зоне плоскости разъема.

Анализ шероховатости приработанных поверхностей показал, что значение среднего арифметического отклонения профиля (R_a) шатунных вкладышей после холодной и горячей обкаток имело несколько

лучшие результаты при раздельной обкатке (0,36–0,38 и 0,26–0,28 мкм) по сравнению с значениями при тормозной (0,40–0,43 и 0,30–0,39 мкм).

Микрометрирование шатунных шеек коленчатого вала дизеля, шатунных вкладышей и деталей ЦПГ до и после экспериментальных обкаток показало отсутствие заметных величин износов деталей и нахождение величин зазоров в допустимых пределах при капитальном ремонте.

Таким образом, сравнительные исследования ТО и РО показали примерно одинаковые результаты, как по показателям качества приработки, так и по выходным показателям дизеля. Установлено, что при раздельной обкатке такие показатели, как общая площадь приработанных цилиндрических поверхностей первых компрессионных колец, расход картерных газов существенно превышают значения, полученные при тормозной обкатке, при близких значениях шероховатости шатунных и коренных вкладышей, поршневых колец, шеек коленчатого вала и гильз цилиндров.

Полученные результаты экспериментальных обкаток подтверждают верность методик назначения нагрузочно-скоростных режимов и продолжительности ступеней, а также примерной технологии раздельной обкатки [49, 96].

7.2. Результаты лабораторных исследований автоматизированной системы управления статикодинамическим нагружением сопряжений двигателя

В процессе лабораторных исследований автоматизированной системы управления СДН установлено, что она обеспечивает управление первым и вторым электроклапанами гидрораспределителя в импульсном режиме с возможностью независимой регулировки длительности импульса и паузы в диапазоне от 30 до 250 мс. При использовании стандартной схемы питания электроклапанов и диодной схемы гашения ЭДС обмотки процесс включения и выключения электроклапана занимает 80...90 мс, что с учетом времени, необходимого для подачи масла в цилиндр и его слива (0...110 мс), не позволяет получить частоту циклов СДН более 2...2,5 Гц. Низкая частота следования импульсов СДН снижает эффективность процесса приработки и увеличивает его время. В связи с этим была применена схема источника питания с выходным напряжением в режиме холостого хода 30 В, на выходе которого в цепь электроклапанов последовательно включены нелинейные резисторы в виде ламп накаливания, соответствующей мощности и напряжения (100 Вт, 24 В). В начальный момент включения сопротивление холодной нити лампы мало и через электронный ключ на обмотку электроклапана поступает повышенное напряжение, обеспечивающее форсирование тока и скорости его включения.

В дальнейшем нить разогревается и на ней падает значительная часть (до 6 В) действующего значения выходного напряжения источника питания (30 В), т.е. на обмотке электроклапана будет действовать номинальное напряжение – 24 В.

При использовании данного источника питания и отказе от схемы гашения ЭДС самоиндукции (см. рисунок 5.3) время срабатывания составило 30 мс, а время выключения 40 мс. Таким образом, при использовании данной схемы питания электроклапана суммарная длительность процессов включения и выключения электроклапанов составляет 0,07 с, а максимальная частота циклов СДН может достигать 10 Гц (с учетом времени нарастания сброса давления).



Рис. 7.3. Осциллограмма изменения тока (*I*) и напряжения (*U*) в зависимости от времени цикла

Для получения более высоких частот циклов СДН и, соответственно, большей скорости приработочных процессов необходимы быстродействующие электрогидравлические исполнительные механизмы, например, на базе электромагнитных форсунок подачи топлива мощных дизелей с соответствующими схемами источников питания и выходных ключей.

7.3. Результаты моторных исследований процесса статикодинамического нагружения дизеля Д-144

В результате обработки экспериментальных моторных исследований процесса СДН дизеля Д-144 на ЭВМ с помощью прикладной программы EXCEL получены графические и аналитические зависимости показателей нагрузочно-скоростных режимов холодной обкатки с СДН от углового положения коленчатого вала и длительности управляющего импульсов (см. рис. 7.4...7.8).

Анализ зависимостей максимального давления масла цикла СДН от длительности управляющего импульса при различных угловых положениях коленчатого вала показывает (см. рис. 7.4), что увеличение длительности управляющих импульсов в диапазоне от 30 до 140 мс приводит к увеличению максимального давления цикла и, соответственно, нагрузок на сопряжения ДВС при всех анализируемых угловых положениях коленчатого вала. Характер зависимости и величина давления масла существенно зависят от углового положения коленчатого вала, что объясняется изменением объема рабочего тела в цилиндре и его сжимаемостью вследствие наличия нерастворенного в масле воздуха.

Анализ зависимости средней скорости нарастания давления в цилиндре (по времени) в зависимости от углового положения коленчатого вала и различной длительности управляющего импульса (см. рис. 7.5) показывает, что она изменяется по колебательному закону, в зоне ВМТ достигает 100 МПа/с, а в зоне НМТ имеет минимальные значения – 20 МПа/с.

Анализ зависимостей максимального давления масла циклов СДН от углового положения коленчатого вала показывает (см. рис. 7.6) его снижение по мере движения поршня к НМТ до четырех раз.



Рис. 7.4. Зависимость максимального давления цикла (P_z) статикодинамического нагружения от длительности управляющего импульса (t_u) при различных угловых положениях коленчатого вала: a – BMT (0°); б – 36°; в – 72°; г – 108°; д – 144°; е – HMT (180°); ё – 216°; ж – 252°; з – 288°; и – 324°



Рис. 7.5. Зависимость средней скорости нарастания давления (*dP/dt*) от углового положения коленчатого вала (φ) дизеля при различной длительности импульса (*t*_u) управления электроклапаном подачи масла (90, 120, 140 мс)



Рис. 7.6. Зависимость максимального давления (*P_z*) циклов статикодинамического нагружения от углового положения коленчатого вала (φ) дизеля при различной длительности импульса (*t_u*) управления электроклапаном подачи масла (90, 120, 140 мс)



Рис. 7.5. Зависимость угла закрутки торсиона (ϕ_3) от длительности управляющего импульса (t_u) при различных угловых положениях коленчатого вала: а – 36°; б – 72°; в – 108°; г – 144°;д – 216°; е – 288°; ё – 324°



Рис. 7.6. Зависимость максимального угла закрутки торсиона (ϕ_3) от углового положения коленчатого вала (ϕ) дизеля при различной длительности импульса (t_u) управления электроклапаном подачи масла

Анализ зависимости угла закрутки торсиона от длительности управляющего импульса и различного углового положения коленчатого вала показывает (см. рис. 7.7) пропорциональное его увеличение, и, соответственно, нагрузочного тормозного момента от длительности управляющего импульса в диапазоне от 80 до 140 мс. Максимальная величина угла закрутки в процессе исследований достигала 30...37° и была ограничена характеристикой используемого торсиона.

Анализ зависимости угла закрутки торсиона от углового положения коленчатого вала показывает (см. рисунок 7.8), что при постоянной длительности управляющего импульса угол закрутки торсиона изменяется по закону, близкому к синусоидальному. Например, при длительности управляющего импульса уравнение регрессии имеет вид:

 $\phi_{_3} = 2 \cdot 10^{-13} \cdot \phi^6 - 2 \cdot 10^{-11} \cdot \phi^5 - 1 \cdot 10^{-7} \cdot \phi^4 + 7 \cdot 10^{-5} \cdot \phi^3 - 0,017 \cdot \phi^2 + 1,399 \cdot \phi.$

Сравнение зависимостей угла закрутки торсиона от времени участка закрутки торсиона (см. рис. 5.9), полученных расчетным (см. табл. 2.5) и экспериментальным путем, показало, что отличие их значений не превышает 3,6%.

Результаты проведенных моторных исследований показывают возможность плавной регулировки величины максимального давления в цилиндре путем регулировки длительности управляющего импульса, формируемого блоком управления системы. Установлена зависимость давления масла и угла закрутки торсиона от углового положения коленчатого вала.



Рис. 7.7. Изменение угла закрутки торсиона (ϕ_3) от времени участка закрутки торсиона ($t_{пов}$): а – теоретического; б – расчетного

Полученные осциллограммы зависимости давления в цилиндре и угла закрутки торсиона от времени позволили расчетным путем определить значения углового ускорения и угловой скорости коленчатого вала и, соответственно, гидравлические и инерционные нагрузки, моменты, действующие на сопряжения и их скоростной режим, в зависимости от углового положения и длительности управляющих импульсов.

Полученные зависимости нагрузочно-скоростных режимов от длительности управляющих импульсов, углового положения коленчатого вала, параметров приводной станции и системы подачи масла высокого давления необходимы для создания программы работы микроконтрольного вычислителя автоматизированной системы управления холодной обкаткой с СДН для данного типа дизеля.

Проведенные моторные исследования процесса СДН дизеля Д-144 также подтвердили работоспособность разработанной автоматизированной системы управления СДН и возможность создания требуемых нагрузочно-скоростных режимов холодной обкатки.

7.4. Результаты сравнительных моторных исследований холодной обкатки дизеля Д-144

При сравнительных исследованиях показателей качества холодной обкатки дизеля Д-144 после капитального ремонта, заключающегося в смене коленчатого вала, гильз цилиндров, поршней, поршневых пальцев, поршневых колец, коренных и шатунных вкладышей согласно разработанной программы и методики были проведены: холодная обкатка на режимах, приведенных в руководстве по капитальному ремонту тракторных и комбайновых дизелей [21], и холодная обкатка со статико-динамическим нагружением.

Нагрузочно-скоростные режимы, параметры управляющих импульсов и продолжительность этапов экспериментальных обкаток приведены в табл. 7.3, из которой видно, что продолжительность холодной обкатки с СДН, по сравнению с типовой, увеличивается с 35 до 40 минут (на 14%).

Результаты сравнительных исследований показывают, что в процессе экспериментальных обкаток момент механических потерь (момент прокрутки) снижается и в конце обкаток стабилизируется (см. рис. 7.10 и 7.11).

Таблица 7.3

	Вид холодной обкатки			
Нагрузочно-скоростные	типовая	холодная обкатка со		
режимы	холодная	статико-динамическим		
	обкатка	нагружением		
Частота вращения				
коленчатого вала, мин ⁻¹ :				
1 ступень	850	0,5		
2 ступень	1000	_		
Давление масла в ци-				
линдре, МПа	-	3,5		
Длительность управля-				
ющего импульса, мс	-	100		
Длительность паузы, мс	-	150		
Время обкатки, мин:				
1 ступень	15	-		
2 ступень	20	-		
одного цилиндра	-	10		
Продолжительность	25	40		
этапа, мин	55	40		

Режимы экспериментальных холодных обкаток дизеля Д-144

В связи с различными исходными значениями начальных моментов прокрутки и времени обкаток была построена зависимость относительных значений моментов прокрутки $M_0 = M_{\kappa}/M_{\mu}$ от относительного времени обкатки $t_0 = t/t_{ob}$ (см. рис. 7.8 и 7.9), где t – текущее время обкатки, с; t_{ob} – полное время обкатки, с.

Анализ зависимостей относительных моментов прокрутки от относительного времени экспериментальных обкаток показывает (см. рис. 7.8), что при типовой холодной обкатке стабилизация момента механических потерь на уровне $0,75M_{\rm MII hav}$ происходит уже в первой четверти времени обкатки и в дальнейшем снижается незначительно. При обкатке с СДН процесс приработки происходит менее интенсивно, а стабилизация происходит в конце этапа, но при значительно меньших значениях момента механических потерь ($M_{\rm MII hav} = 0,35M_{\rm MII hav}$).



Рис. 7.10. Зависимость относительных моментов прокрутки экспериментальных обкаток от относительного времени обкатки

Анализ зависимости относительных моментов прокрутки от углового положения коленчатого вала после экспериментальных обкаток показывает (см. рис. 7.11) существенно меньшие его изменения в пределах полного оборота коленчатого вала при обкатке с СДН по сравнению с типовой, что может быть объяснено большей степенью равномерности приработки сопряжений. Например, на сопряжения «верхнее компрессионное поршневое кольцо – гильза цилиндра» на протяжении всего хода поршня действует повышенная гидравлическая нагрузка, обеспечивающая приработку сопряжений по всей траектории движения кольца, тогда как при типовой обкатке величина газовой нагрузки в зонах, близких к ВМТ, значительно меньше (исходя из закона чистого сжатия воздуха).



Рис. 7.11. Зависимость относительных моментов прокрутки экспериментальных обкаток от углового положения коленчатого вала

Протяженность просветов между поршневыми кольцами и калибром после холодной обкатки двигателя на режимах, рекомендованных ГОСНИТИ, и режимах с СДН уменьшилась на 17,6% и 33,3% соответственно.

Результаты сравнительной оценки износа поршневых колец весовым способом до и после проведения экспериментальных холодных обкаток, представленные в табл. 7.4, показали, что после типовой холодной обкатки вес первого компрессионного хромированного кольца снижается на 0,198%, второго – 0,149%, третьего – 0,095% по отношению к начальному, а после холодной обкатки с СДН снижение веса первых компрессионных колец соответственно составляет 0,021%, 0,018% и 0,003%, что говорит о значительно меньшей величине износа компрессионных поршневых колец при холодной обкатке с СДН по отношению к типовой холодной обкатке.

Анализ результатов сравнительной оценки износа вкладышей коленчатого вала двигателя весовым способом до и после проведения

экспериментальных холодных обкаток, представленных в таблице 5.5, показал, что снижение веса верхних (В) и нижних (Н) вкладышей коленчатого вала двигателя после холодной обкатки с СДН значительно меньше по сравнению с типовой холодной обкаткой, и составило после типовой холодной обкатки для верхних коренных вкладышей 209·10⁻⁵% и 506·10⁻⁵%, нижних 195·10⁻⁵% и 4221·10⁻⁵%, верхнего шатунного – 655.10-5%, нижнего – 324.10-5% по отношению к начальному. После холодной обкатки с СДН это снижение веса составило соответственно для верхних коренных вкладышей – 71.10⁻⁵% и 81.10⁻⁵%, нижних – 159.10-5% и 480.10-5%, верхнего шатунного 441.10-5%, а для нижнего – $537 \cdot 10^{-5}$ %.

Таблица 7.4

гезультаты взвешивания поршневых колец								
Маркировка кольца			Вес кольца, гр	Среднее арифмети-	Сниже- ние веса,			
№ комп-	Nº	взвешивание	взвешивание	взвешивание	ческое	%		
лекта	кольца	Nº1	<u>№</u> 2	<u>№</u> 3	значение, гр.			
1	2	3	4	5	6	7		
		До про	ведения холод	ной обкатки				
1	1	28,3587	28,3578	28,3581	28,3582	-		
1	2	29,2433	29,2434	29,2434	29,2434	-		
1	3	29,2293	29,2294	29,2295	29,2294	-		
1	4	50,8522	50,8517	50,8514	50,8518	-		
2	1	28,9695	28,9695	28,9691	28,9594	-		
2	2	29,2439	29,2440	29,2438	29,2439	-		
2	3	29,2350	29,2348	29,2348	29,2349	-		
2	4	50,9966	50,9964	50,9965	50,9965	-		
	После проведения холодной обкатки							
		ТИП	ювая холодная	і обкатка				
1	1	28,3038	28,3034	28,3033	28,3035	0,198		
1	2	29,1996	29,1996	29,1995	29,1996	0,149		
1	3	29,2013	29,2014	29,2013	29,2013	0,095		
1	4	50,7950	50,7950	50,7950	50,7950	0,111		
холодная обкатка со статико-динамическим нагружением								
2	1	28,9520	28,9538	28,9540	28,9532	0,021		
2	2	29,2381	29,2385	29,2391	29,2385	0,018		
2	3	29,2340	29,2336	29,2348	29,2341	0,003		
2	4	50,9713	50,9713	50,9713	50,9713	0,042		

Снижение веса коренных вкладышей коленчатого вала, устанавливаемых на второй коренной шейке, имеет большие значения по сравнению со снижением веса вкладышей, устанавливаемых на первой коренной шейке, во всех случаях сравнительных холодных обкаток, при этом у верхних коренных вкладышей снижение имеет меньшие значения по отношению к нижним, у верхних шатунных вкладышей после типовой холодной обкатки снижение веса имеет большее значение по сравнению с нижними, а после холодной обкатки с СДН имеет место обратная зависимость.

Общая площадь приработанных цилиндрических поверхностей первых компрессионных колец (см. табл. 7.4) после экспериментальных обкаток составляла 100% от всей поверхности, вторых и третьих 40, 65 и 40, 40 соответственно для типовой холодной обкатки и обкатки с СДН.

Величина износа компрессионных поршневых колец на 1 м² приработанных поверхностей после холодной обкатки с СДН имела меньшие значения по отношению к данному показателю после типовой холодной обкатки и составляла соответственно для экспериментальных обкаток $8,8\cdot10^{-3}$ кг/м² и $81,6\cdot10^{-3}$ кг/м², вторых и третьих соответственно $2,3\cdot10^{-3}$ кг/м², $16\cdot10^{-3}$ кг/м² и $80\cdot10^{-3}$ кг/м², $82,6\cdot10^{-3}$ кг/м².

Общая площадь приработанных поверхностей составляла от площади всей поверхности верхних шатунных вкладышей после холодной обкатки дизеля на типовых режимах и с СДН 8,8% и 16,6%, нижних шатунных вкладышей – 1,3% и 2,4%, верхних коренных вкладышей – 3,4% и 18,6%, нижних коренных вкладышей – 3,5% и 18,4% соответственно.

Величина износа вкладышей коленчатого вала на 1 м² приработанной поверхности, после типовой холодной обкатки и обкатки с СДН составляла для верхних вкладышей первой и второй коренных шеек коленчатого вала $23,5\cdot10^{-3}$ кг/м², $64\cdot10^{-3}$ кг/м² и $1,7\cdot10^{-3}$ кг/м², $4\cdot10^{-3}$ кг/м², нижних – $38,8\cdot10^{-3}$ кг/м², $393\cdot10^{-3}$ кг/м² и $20\cdot10^{-3}$ кг/м², $6,8\cdot10^{-3}$ кг/м², верхних шатунных – $20\cdot10^{-3}$ кг/м² и $6,8\cdot10^{-3}$ кг/м², нижних – $55\cdot10^{-3}$ кг/м² и $30\cdot10^{-3}$ кг/м² соответственно.

Таблица 7.5

	1 03	ультаты і	ззвешивания вкладышей коленча				
Маркировка вкладыша			Вес вкладыша, гр			Среднее	
No		положе-				арифме-	Сниже-
комп-	N⁰	ние вкла-	взвешива-	взвешива-	взвешива-	тическое	ние веса,
лекта	шейки	лыша	ние №1	ние №2	ние №3	значение,	%
JICKIU		дыша				гр.	
1	2	3	4	5	6	7	8
До проведения холодной обкатки							
	I		вкладыш	іи коренных і	шеек	ſ	
1	1	В	95,8834	95,8833	95,8834	95,8834	-
1	1	Н	107,9595	107,9596	107,9595	107,5595	-
1	2	В	94,9434	94,9435	94,9434	94,9434	-
1	2	Н	107,5692	107,5694	107,5693	107,5693	-
			вкладыш	и шатунных і	шеек		
1	1	В	64,1629	64,1628	64,1629	64,1629	-
1	1	Н	67,9204	67,9205	67,9205	67,9205	-
			вкладыц	іи коренных і	пеек		
2	1	В	99,6472	99,6473	99,6473	99,6473	-
2	1	Н	113,3851	113,3850	113,3851	113,3851	-
2	2	В	99,8396	99,8396	99,8396	99,8396	-
2	2	Н	113,9125	113,9126	113,9126	113,9126	-
			вкладыш	и шатунных і	шеек		
2	1	В	68,0561	68,0560	68,0560	68,0560	-
2	1	Н	76,3894	76,3894	76,3894	76,3894	-
После проведения типовой холодной обкатки							
Вкладыши коренных шеек							
1	1	В	95,8814	95,8815	95,8814	95,8814	209.10-5
1	1	Н	107,9576	107,9572	107,9574	107,9574	195·10 ⁻⁵
1	2	В	94,9387	94,9385	94,9386	94,9386	506·10 ⁻⁵
1	2	Н	107,5240	107,5239	107,5240	107,5240	4221.10-5
		L	вкладыш	и шатунных 1	шеек	,	
1	1	В	64,1587	64,1588	64,1587	64,1587	$655 \cdot 10^{-5}$
1	1	Н	67,9185	67,9181	67,9182	67,9183	$324 \cdot 10^{-5}$
1	2	3	4	5	6	7	8
По	сле проі	ведения хо	лодной обкат	тки со статико	-динамичес	ким нагруж	ением
вклалыши коренных шеек							
2	1	В	99,6466	99,6467	99,6466	99,6466	71·10 ⁻⁵
2	1	Н	113,3839	113,3848	113,3842	113,3843	159.10-5
2	2	В	99,8387	99,8389	99,8387	99,8388	81·10 ⁻⁵
2	2	Н	113,9076	113,9075	113,9075	113,9075	480.10^{-5}
		1	вкладыш	и шатунных 1	шеек		<u>'</u>
2	1	R	68 0530	68 0530	68 0530	68 0530	//1.10 ⁻⁵
2	1	Н	76 387/	76 3873	76 3873	76,3873	537.10^{-5}
<u> </u>	1	11	10,0014	10,0070	10,0010	10,0010	557.10

Результаты взвешивания вклальшей коленцатого вала

На рис. 7.12–7.19 показаны поверхности гильз цилиндров, поршневых колец, шатунных и коренных вкладышей коленчатого вала двигателя, до и после проведения типовой холодной обкатки и обкатки с СДН.

На прирабатываемых поверхностях гильз цилиндров после проведения сравнительных холодных обкаток (см. рис. 7.12) отсутствуют следы задиров и продольные риски. В зоне трения поршневых колец – едва заметные следы хонингования. В верхней и нижней частях стенок гильз, за пределами хода поршневых колец следы хонингования сохранились почти без изменения. После холодной обкатки с СДН поверхность зеркала гильз цилиндров оказалась более чистой, чем после типовой холодной обкатки, при которой поперечные риски имеют более выраженный характер.

Таблица 7.6

Общая площадь приработанн	ных пове	ерхностей поршневых колец				
и вкладышей коленчатого вала						

	После ти	После типовой холодной обкатки			После обкатки с СДН			
№ детали	M^2	% от всей площади	величина износа на 1 м ² , кг/м ²	M^2	% от всей площади	величина износа на 1 м ² , кг/м ²		
1	2	3	4	5	6	7		
	Площа	дь прирабо	танных поверхн	остей порш	невых колец			
1	$670 \cdot 10^{-6}$	100,0	81,6·10 ⁻³	$670 \cdot 10^{-6}$	100,0	8,8·10 ⁻³		
2	$547 \cdot 10^{-6}$	65,0	$80,0.10^{-3}$	$335 \cdot 10^{-6}$	40,0	16,0·10 ⁻³		
3	340.10^{-6}	40,6	82,6·10 ⁻³	$335 \cdot 10^{-6}$	40,0	$2,3.10^{-3}$		
4	$275 \cdot 10^{-6}$	163,5	206,5·10 ⁻³	260·10 ⁻⁶	154,6	96,9·10 ⁻³		
	Площадь пр	оиработанн	ых поверхностей	вкладышей	коленчатого	вала		
	вкладыши шатунных шеек							
1B	210.10^{-6}	8,8	20.10^{-3}	$435 \cdot 10^{-6}$	18,3	$6,8.10^{-3}$		
1H	$40 \cdot 10^{-6}$	1,3	$55 \cdot 10^{-3}$	70.10^{-6}	2,3	30,0·10 ⁻³		
	вкладыши коренных шеек							
1B	$85 \cdot 10^{-6}$	3,9	$23,5 \cdot 10^{-3}$	$395 \cdot 10^{-6}$	18,4	$1,7.10^{-3}$		
1H	$54 \cdot 10^{-6}$	1,7	$38,8.10^{-3}$	40.10^{-6}	1,2	$20,0.10^{-3}$		
2B	$75 \cdot 10^{-6}$	2,9	$64,0.10^{-3}$	200.10^{-6}	7,7	$4,0.10^{-3}$		
2H	$115 \cdot 10^{-6}$	3,5	393·10 ⁻³	$750 \cdot 10^{-6}$	23,0	6,8·10 ⁻³		



Рис. 7.12. Поверхности гильз цилиндра дизеля Д-144: а – до проведения обкатки; б – после типовой холодной обкатки; в – после холодной обкатки со статико-динамическим нагружением (увеличение в 3 раза)

Анализ результатов исследований состояния цилиндрических поверхностей поршневых колец (см. рис. 7.13–7.17) показал, что первые компрессионные хромированные кольца после холодной обкатки с СДН имели равномерный по периметру цилиндрической поверхности приработочный поясок, вторые и третьи компрессионные кольца также имели равномерный приработочный поясок одинаковой ширины по всему периметру.



Рис. 7.13 Развертка компрессионных поршневых колец дизеля Д-144 после холодной обкатки со статико-динамическим нагружением (увеличение в 4 раза)



Рис. 7.14. Развертка компрессионных поршневых колец дизеля Д-144 после типовой холодной обкатки (увеличение в 4 раза)



Рис. 7.15. Поверхности компрессионных колец дизеля Д-144: а – до проведения обкатки; б – после холодной обкатки со статикодинамическим нагружением; в – после типовой холодной обкатки (увеличение в 6 раз)



Рис. 7.16. Поверхность первого компрессионного кольца дизеля Д-144: а – до проведения обкатки; б – после холодной обкатки со статикодинамическим нагружением; в – после типовой холодной обкатки (увеличение в 50 раз)



Π



Рис. 7.17. Поверхности второго (I) и третьего (II) компрессионных колец дизеля Д-144: а – до проведения обкатки; б – после холодной обкатки со статикодинамическим нагружением; в – после типовой холодной обкатки (увеличение в 20 раз)

После обкатки на типовых режимах у первых компрессионных хромированных колец наблюдается равномерный по периметру цилиндрической поверхности приработочный поясок, но при этом хромированное покрытие в значительной степени стертое, а на некоторых участках по всему периметру кольца наблюдается его отсутствие. На поверхностях вторых и третьих компрессионных колец, после типовой холодной обкатки, наблюдается неравномерность пояска по всему периметру цилиндрической поверхности при различных колебаниях его ширины (0,1 до 1,2 мм).

Анализ результатов исследований поверхностей верхних и нижних коренных вкладышей (см. рис. 7.18) показал, что после холодной обкатки с СДН на поверхностях верхних коренных вкладышей имеются пятна приработки с хорошим качеством приработанной поверхности, после холодной обкатки на типовых режимах на прирабатываемых поверхностях наблюдаются следы вкраплений и риски в плоскости вращения коленчатого вала двигателя. На прирабатываемых поверхностях нижних коренных вкладышей, после типовой холодной обкатки, наблюдаются явно выраженные риски в направлении вращения коленчатого вала, а после холодной обкатки с СДН риски практически отсутствуют, а пятна приработки характеризуются хорошим качеством приработанной поверхности.

На ненагруженных нижних шатунных вкладышах следы контактирования практически отсутствуют, а на верхних имеются линейные следы контакта. Наличия задиров и следов перегрева вкладышей не обнаружено. После холодной обкатки с СДН на поверхностях верхних шатунных вкладышей имеются пятна полной приработки (в зоне перпендикулярной плоскости разъема) с качеством приработанной поверхности, значительно лучшим, чем после типовой холодной обкатки (см. рис. 7.19).



Рис. 7.18. Поверхности верхнего коренного (I) и нижнего коренного (II) вкладышей дизеля Д-144: а – до проведения обкатки; б – после типовой холодной обкатки; в – после холодной обкатки со статико-динамическим нагружением (увеличение в 50 раз)



Рис. 7.19. Поверхности верхнего шатунного вкладыша дизеля Д-144: а – до проведения обкатки; б – после типовой холодной обкатки; в – после холодной обкатки со статико-динамическим нагружением (увеличение в 50 раз)

Мощность, потребляемая стендом из сети, при типовой холодной обкатке на первой и второй скоростных ступенях составила 18,5 и 16,2 кВт, соответственно, а суммарное энергопотребление 9,97 кВт·ч. При холодной обкатке с СДН суммарная мощность стенда составила 3,2 кВт, а энергопотребление за весь период обкатки 2,1 кВт·ч.

Таким образом, сравнительные исследования холодных обкаток показали, что при холодной обкатке с СДН получены значительно лучшие результаты по показателям приработки, чем при типовой холодной обкатке. Установлено, что при проведении холодной обкатки с СДН общая площадь приработанных поверхностей коренных и шатунных вкладышей, при значительно меньшем снижении веса, существенно превышает значения полученные при типовой холодной обкатке, при этом величина износа на 1 м² приработанной поверхности имеет меньшие значения; значения общей площади приработанных цилиндрических поверхностей компрессионных колец значительно меньше, чем при типовой холодной обкатке, но при меньших значениях снижения веса и величины износа на 1 м² приработанной поверхности; момент прокрутки и суммарная протяженность просветов между поршневыми кольцами и калибром имеют меньшие значения, а суммарная мощность стенда и энергопотребление за весь период холодной обкатки значительно снижаются [46, 89, 107, 108, 109, 110].

7.5. Результаты лабораторных исследований автоматизированной системы управления обкаткой ДВС

Анализ осциллограммы перемещения каретки ИМ (рис. 7.20) при линейном изменении нагрузки от 15 до 85 Н, напряжении питания мотор-редуктора U=17 В и ходе каретки $h_{\kappa} = 17$ мм, показывает, что она содержит участок начала движения каретки t_н (кривая 1), который характеризуется значительными пусковыми токами (до 8 А) (кривая 2) и просадкой до 12 В напряжения питания на мотор-редукторе (кривая 3), вследствие ограниченной используемого мощности источника питания. Это несколько снижает скорость каретки на начальном участке, однако ее увеличение, например повышением мощности источника питания мотор-редуктора приведет к значительному росту потребляемого ИМ тока и как следствие к электрическим И механическим перегрузкам. На основном участке напряжение питания стабилизируется на уровне 17В [42, 90].



Рис. 7.20. Осциллограмма перемещения каретки, напряжения питания и тока потребляемого мотор-редуктором АСУ-ДН

После завершения начального участка и увеличения частоты вращения мотор-редуктора потребляемый ток экспоненциально снижается, а затем по мере роста нагрузки и хода каретки незначительно возрастает до момента остановки каретки в зоне максимального радиуса кулачка.

При работе ACУ-ДH в режиме «Испытания» после выхода кулачка ИМ на максимальный радиус по сигналу датчика угла поворота (датчика Холла) происходит его электродинамическое торможение в зоне $t_{\rm T}$. Торможение осуществляется за счет электромагнитного тормозного момента, возникающего вследствие перемыкания тормозным транзистором выводов электродвигателя мотор-редуктора, который после срабатывания датчика и отключения питания работает в режиме генератора постоянного тока. Величина тока торможения определяется сопротивлением коллектор-эмитерного перехода тормозного транзистора и величиной напряжения развиваемого электродвигателем моторредуктора. На осциллограмме напряжения в этот период отражается напряжение соответствующее напряжению насыщения коллекторэмитерного перехода тормозного транзистор-

Далее происходит фиксация кулачка и каретки на время паузы t_n , на протяжении которой ток и напряжение на мотор-редукторе равны нулю. Максимальная длительность паузы в этом положении определяется настройкой таймера блока управления. По ее истечении на мотор-редуктор поступает полное напряжение питания и происходит быстрый поворот кулачка и перемещение каретки в исходное положение (участок t_{y_M}). Во время поворота срабатывает второй датчик угла поворота, сигнал которого снова запускает таймер, который отключает питание мотор-редуктора и подает сигнал на систему торможения. Происходит остановка кулачка и каретки на участке t_{τ} на время паузы $t_{\Pi 2}$. Пауза в этот период необходима для осуществления выбега угловой скорости коленчатого вала до исходного значения и ее стабилизации. Далее циклы продолжаются аналогично.

На рис. 7.21 представлена осциллограмма последовательных циклов перемещения каретки ИМ при напряжении питания 17В и переменной нагрузке от 15Н до 85Н. Ее анализ показывает высокую стабильность амплитудно-временных параметров перемещения каретки в последовательных циклах, что предопределяет и высокую стабильность реализуемых данной АСУ-ДН нагрузочно-скоростных режимов обкатки с динамическим нагружением.



Рис. 7.21. Осциллограмма перемещения каретки ИМ АСУ-ДН (1), напряжения питания (2) и тока (3), потребляемого мотор-редуктором 161.3730

По полученным данным были построены зависимости средней скорости перемещения каретки на участке увеличения радиуса кулачка от напряжения питания (рис. 7.22) при переменной возрастающей от 15H до 85Н нагрузке. Ее анализ показывает, что по мере роста напряжения питания мотор-редуктора средняя скорость перемещения каретки увеличивается [41, 88].



Рис. 7.22. Зависимость средней скорости перемещения каретки от напряжения питания мотор-редуктора при переменной от 15 до 85Н нагрузке

Время торможения каретки (и кулачка) (рис. 7.23) линейно возрастает по мере увеличения ее скорости и не превышает 0,35 с, а максимальный угол поворота (доворота) кулачка в зоне постоянного радиуса – 30°. Величина нагрузки на время торможения и угол доворота кулачка влияет незначительно, так как на участках постоянного радиуса полностью компенсируется реакцией шарикоподшипника.



Рис. 7.23. Зависимость времени торможения от скорости перемещения каретки при переменной от 15 до 85Н нагрузке

Средняя скорость перемещения каретки при постоянных весовых нагрузках 50, 100, 150 и 200 Н и увеличения напряжения питания ИМ (рис. 7.24) линейно возрастает и слабо зависит от нагрузки в исследуемом диапазоне ее изменения. Максимальное значение скорости при напряжении питания 16–17 В составляет 0,025 м/с, минимальное при 4 В – 0,004 м/с.



Рис. 7.24. Зависимость средней скорости перемещения каретки от напряжения питания и нагрузки (50, 100, 150, 200Н)

Средняя скорость перемещения каретки при постоянном напряжении питания и изменении нагрузки остается неизменной (рис. 5.25), что свидетельствует о жесткости механической характеристики используемого мотор-редуктора типа 161.3730 с возбуждением от постоянных магнитов. Это обеспечивает большой диапазон регулирования скорости перемещения каретки и соответственно динамической нагрузки обкатываемого ДВС.



Рис. 7.25. Зависимость средней скорости перемещения каретки от нагрузки при различном напряжении питания ИМ

Полученные результаты лабораторных исследований позволили перейти к моторным и стендовым исследованиям системы управления обкаткой дизелей с динамическим нагружением.
7.6. Результаты моторных исследований автоматизированной системы управления обкаткой ДВС

В процессе проведенных моторных исследований АСУ-ДН на тракторе T-40M с дизелем Д-144-32 установлена возможность реализации ЦДН без такта стабилизации на последних ступенях обкатки с ДН и существенного повышения нижнего предела и среднего значения УСКВ цикла путем управления кулачковым исполнительным механизмом по времени пауза (выбега).

В результате экспериментальных исследований АСУ-ДН установлено, что исключение такта стабилизации при нагрузках более 70% от номинального значения не влияет на характер изменения НДМ и при одинаковых значениях времени тактов разгона и выбега, снижает время ЦДН на 0,9 с (до 30%). При этом максимальная частота следования ЦДН возрастает с 0,36 до 0,5 Гц (рис.7.26).





α – с тактом стабилизации УСКВ; б – без такта стабилизации УСКВ
 ω – угловая скорость коленчатого вала, с⁻¹; ε – угловое ускорение коленчатого вала, с⁻²; α – угол поворота рычага РЧВ, град.

В процессе исследований также установлена возможность существенного повышения нижнего предела и среднего значения УСКВ цикла сокращением времени паузы при неизменном значении НДМ (углового ускорения разгона) ступени (рис. 7.27). Анализ осциллограммы показывает, что при уменьшении времени паузы (выбега) с 1,1 до 0,35 с нижний предел частоты вращения (УСКВ) повысился с 136 с⁻¹ до 168 с⁻¹, средняя УСКВ цикла с 171 с⁻¹до 188 с⁻¹ (на 10%), частота циклов увеличилась с 0,5 до 1 Гц (в 2 раза) [40].



Рис. 7.27. Осциллограмма изменения параметров циклов динамического нагружения дизеля Д-144-32 в зависимости от времени паузы t_{Π} (выбега)

Это позволяет значительно сократить продолжительность ступеней за счет повышения скоростного и нагрузочного режимов приработки сопряжений ДВС и приблизить время горячей обкатки с ДН к времени тормозной обкатки по типовым технологиям. Повышение средней УСКВ ЦДН особенно актуально при обкатке дизелей с турбонадувом, так как обеспечиваются лучшие условия работы турбокомпрессора и соответственно большие значения НДМ.

7.7. Результаты сравнительных моторных исследований показателей качества приработки дизеля Д-144-32, полученных при экспериментальных обкатках

В результате холодной обкатки, которая проводилась путем прокрутки коленчатого с помощью автономного устройства на базе штатного электростартера дизеля с питанием от специального сетевого источника питания, установлена возможность проведения такой обкатки.

В процессе обкатки без компрессии частота вращения коленчатого вала повысилась с 220 до 270 мин⁻¹, при давлении в смазочной системе – 0,35 МПа. Потребляемый электростартером ток за время этой ступени

снизился с 240 A до 220 A, при напряжении питания около 12 В. При обкатке с компрессией средняя частота вращения составила 215 мин⁻¹, а давление в смазочной системе – 0,23 МПа (рис. 7.28). Средний потребляемый электростартером ток составил 300 A при напряжении питания 11 В. Потребляемый электростартером ток при обкатке с компрессией существенно изменяется в пределах кинематического и рабочего циклов ДВС относительно среднего значения (300 A) в соответствии с изменением давления в цилиндрах, достигая максимума в зонах ВМТ цилиндров – 600 A. В зонах между ВМТ ток снижается до 220 A. Потребляемая электростартером мощность составила при обкатке без компрессии 2,6–2,9 кВт; с компрессией – 3,3 кВт.



Рис. 7.28. Осциллограмма тока электростартера, частоты вращения коленчатого вала и отметок ВМТ в процессе холодной обкатки дизеля Д-144-32: 1 – ток электростартера; 2 – отметки ВМТ первого цилиндра; 3 – частота вращения коленчатого вала; I – начальный участок обкатки без компрессии; II – конечный участок обкатки с компрессией

В процессе обкатки без компрессии частота вращения коленчатого вала повысилась с 220 до 270 мин⁻¹, при давлении в смазочной системе – 0,35 МПа. Потребляемый электростартером ток за время этой ступени снизился с 240 A до 220 A, при напряжении питания около 12 B. При обкатке с компрессией средняя частота вращения составила 215 мин⁻¹, а давление в смазочной системе – 0,23 МПа (рис. 7.28). Средний потребляемый электростартером ток составил 300 A при напряжении питания 11 B [64]. Потребляемый электростартером ток при обкатке с компрессией существенно изменяется в пределах кинематического и рабочего циклов ДВС относительно среднего значения (300 A) в соответствии с изменением давления в цилиндрах, достигая максимума в зонах ВМТ цилиндров – 600 A. В зонах между ВМТ ток снижается до 220 A. Потребляемая электростартером мощность составила при обкатке без компрессии 2,6–2,9 кВт; с компрессией – 3,3 кВт. Температура корпуса стартера (рис. 7.29) за время обкатки повысилась с 20 до 40 °C, а щеточного узла с 25 до 149 °C, что не превышает допустимых значений.



Рис. 7.29. Зависимость температуры корпуса стартера и щеточного узла от времени холодной обкатки

Момент прокрутки в процессе ХО снижался до 8% (рис. 7.30, 7.31), а в процессе обкаток с ДН до 19,3% (при обкатке по базовой технологии) и до – 24,7% (по предлагаемой технологии).



Рис. 7.30. Зависимость момента прокрутки от углового положения коленчатого вала в процессе обкатки дизеля Д-144-32 по базовой технологии



Рис. 7.31. Зависимость момента прокрутки от углового положения коленчатого вала в процессе обкатки дизеля Д-144-32 по предлагаемой технологии

Цилиндрические поверхности первых компрессионных колец после экспериментальных обкаток имели равномерный по периметру приработочный поясок со следами приработки по всей поверхности. Вторые и третьи компрессионные кольца при обкатках с тактом стабилизации и без него имели односторонний приработочный поясок шириной 0,6 – 0,9 мм, при этом площадь приработанных поверхностей составила 26-40% и 28-40% соответственно. Длина просветов между поршневыми кольцами и калибром после экспериментальных обкаток дизеля уменьшилась на 57% и 65,6% соответственно [90].

Результаты сравнительной оценки износа поршневых колец весовым способом до и после проведения экспериментальных обкаток (рис. 7.32) показали, что после обкатки с ДН по базовой технологии среднее снижение веса всех колец по цилиндрам составило 0,2; 0,17; 0,16 и 0,17 г по отношению к начальному, а после обкатки с ДН по предлагаемой технологии – 0,16; 0,15; 0,13; и 0,16 г соответственно.

Также установлено, что средний вес после обкатки с ДН по базовой технологии первого компрессионного хромированного кольца снижается на 0,175%, второго – 0,166%, третьего – 0,152% по отношению к начальному, а после обкатки с ДН по предлагаемой технологии снижение веса первых компрессионных колец соответственно составляет 0,147%, 0,144% и 0,134%, что говорит о незначительно меньшей величине износа компрессионных поршневых колец при обкатке без такта стабилизации УСКВ.



Рис. 7.32. Гистограмма результатов взвешивания поршневых колец: а – по базовой технологии; б – по предлагаемой технологии

Анализ результатов сравнительной оценки износа шатунных вкладышей двигателя весовым способом до и после проведения экспериментальных обкаток, представленных в табл. 7.3, показал, что среднее снижение веса по всем цилиндрам верхних (В) (рис. 7.33, 7.34) и нижних (Н) (рис. 7.35) шатунных вкладышей после обкатки с ДН по базовой технологии составило 235·10⁻⁵% и 288·10⁻⁵%, а при обкатке с ДН по предлагаемой технологии – 295·10⁻⁵% и 344·10⁻⁵% соответственно.



Рис. 7.33. Гистограмма результатов взвешивания верхних шатунных вкладышей дизеля Д-144-32 по базовой технологии



Рис. 7.34. Гистограмма результатов взвешивания верхних шатунных вкладышей дизеля Д-144-32 по предлагаемой технологии



Рис. 7.35. Гистограмма результатов взвешивания нижних шатунных вкладышей: а – по базовой технологии; б – по предлагаемой технологии

Среднее значение общей площади приработанных поверхностей верхних шатунных вкладышей после обкатки по базовой и предлагаемой технологиям составило12,4% и 12,9%, а нижних– 1,3% и 2,4% от площади всей поверхности соответственно.

Анализ результатов исследований состояния цилиндрических поверхностей поршневых колец (рис. 7.36) показал, что первые компрессионные хромированные кольца после экспериментальных обкаток с ДН имели равномерный по периметру цилиндрической поверхности приработочный поясок, на поверхностях вторых и третьих компрессионных колец наблюдается неравномерность пояска по всему периметру цилиндрической поверхности при различных колебаниях его ширины (от 0,6 до 0,9 мм).



Рис. 7.36. Поверхности компрессионных колец дизеля Д-144-32: а – до проведения обкатки; б – после обкатки с ДН по базовой технологии; в – после обкатки с ДН по предлагаемой технологии (увеличение в 6 раз)

На ненагруженных нижних шатунных вкладышах следы контактирования практически отсутствуют, а на верхних имеются линейные следы контакта. Наличия задиров и следов перегрева вкладышей не обнаружено. После обкатки с ДН по предлагаемой технологии на поверхностях верхних шатунных вкладышей имеются пятна полной приработки (в зоне перпендикулярной плоскости разъема) с качеством приработанной поверхности, значительно лучшим, чем после обкатки с ДН по базовой технологии (рис. 7.37, 7.38).



Рис. 7.37. Общий вид шатунных вкладышей дизеля Д-144-32 после обкатки с динамическим нагружением: а) по базовой технологии; б) по предлагаемой технологии



Рис. 7.38. Поверхности верхнего шатунного вкладыша дизеля Д-144-32: а – до проведения обкатки; б – после обкатки с ДН по базовой технологии; в – после обкатки с ДН по предлагаемой технологии (увеличение в 8 раз) Таким образом, сравнительные исследования экспериментальных обкаток показали, что при обкатке с ДН без такта стабилизации УСКВ получены лучшие результаты по показателям приработки, чем при обкатке с ДН с тактом стабилизации. Установлено, что при проведении обкатки с ДН без такта стабилизации УСКВ общая площадь приработанных поверхностей шатунных вкладышей, при не значительно большем снижении веса, превышает значения полученные при обкатке с ДН с тактом стабилизации УСКВ, при этом величина износа на 1 м² приработанных колец не значительно больше, чем при обкатке с ДН с тактом стабилизации УСКВ, по верхностей компрессионных колец не значительно больше, чем при обкатке с ДН с тактом стабилизации УСКВ, но при меньших значениях снижения веса и величины износа на 1 м² приработанной поверхности; момент прокрутки и суммарная протяженность просветов между поршневыми кольцами и калибром имеют меньшие значения [40].

8. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРЕДЛАГАЕМОЙ ТЕХНОЛОГИИ ОБКАТКИ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ С ДИНАМИЧЕСКИМ НАГРУЖЕНИЕМ ПОСЛЕ ТЕКУЩЕГО РЕМОНТА (НА ПРИМЕРЕ ДИЗЕЛЯ Д-144-32)

Обкатку тракторного дизеля после текущего ремонта рассмотрим для случая ее выполнения на тракторе, так как замена поршневых колец, шатунных вкладышей и других не базовых деталей ЦПГ и КШМ может выполняться без снятия дизеля с трактора и соответственно с минимальной трудоемкостью.

Экономическую эффективность внедрения предлагаемой технологии обкатки с ДН определим путем сравнения приведенных затрат на ее реализацию с затратами по базовой технологии [9, 39].

Обкатка дизеля Д-144-32 (4Ч 10,5/12) по базовой технологии [20] может проводиться без снятия дизеля с трактора с использованием обкаточного стенда КИ-28263 ГОСНИТИ, в состав которого для выполнения холодной обкатки входит приводная станция. В этом случае приводная станция карданным валом соединяется с ВОМ трактора, который размещается рядом со стендом. В предлагаемой технологии холодная обкатка дизеля проводится разработанным автономным устройством также без снятия его с трактора, при этом трактор может размещаться в любом удобном месте, оборудованном системой отвода отработавших газов или на открытой площадке. В процессе обкатки участвуют слесарь-обкатчик и тракторист 4 разряда. Трудоемкость обкатки складывается из продолжительности самого процесса обкатки и времени подготовительно-заключительных операций. Продолжительность подготовительно-заключительных операций составляет 140 и 145 минут, а процесса обкатки 40 и 35 минут соответственно по базовой и предлагаемой технологиям.

В качестве исходных данных для расчета (табл. 8.1) приняты действующие в настоящее время значения коэффициентов, тарифных ставок, стоимости оборудования и приборов, производственных площадей, электроэнергии, а также паспортные данные оборудования и фактические значения параметров разработанных средств для обкатки дизеля с ДН.

Расход электроэнергии определялся исходя из мощности и времени работы базового и внедряемого устройства на этапах обкатки. Ввиду незначительных различий в расходе топлива при проведении экспериментальных обкаток по базовой и предлагаемой технологиям он в расчетах не учитывался. Годовой (расчетный) экономический эффект от внедрения АСУ-ДН определяется по формуле [9, 39]:

$$\Im = \left[\left(\mathbf{C}_1 + E_{\mathrm{H}} \cdot \mathbf{K}_1 \right) - \left(\mathbf{C}_2 + E_{\mathrm{H}} \cdot \mathbf{K}_2 \right) \right] \cdot A_{\mathrm{H}}, \tag{8.1}$$

где С₁, С₂ – себестоимость (удельные эксплуатационные затраты) ремонта дизелей по базовому и внедряемому вариантам обкатки, руб.; К₁, К₂ – удельные капитальные затраты, приходящиеся на обкатку одного дизеля по базовому и внедряемому вариантам, руб.; $E_{\rm H}$ – нормативный коэффициент сравнительной эффективности капитальных затрат ($E_{\rm H} = 0,15$); $A_{\rm H}$ – годовая программа ремонта дизелей, шт.

Таблица 8.1

Наименование	Ofermania	Единица	пница Вариант	
показателей	Ооозначение	измерения	базовый	внедряемый
1	2	3	4	5
Годовая программа ремонта дизелей	Ан	ШТ.	100	100
Стоимость обка- точного стенда	Цо	тыс. руб.	1500	300
Трудоемкость обкатки	В	челч.	3	3
Количество обслу- живающего персонала	3	чел.	2	2
Разряд работы		-	4	4
Амортизационные				
отчисления:				
- на оборудование	Ao	%	12,5	12,5
- на производствен- ное помещение	Ап	°⁄0	2,5	2,5
Нормы годовых от- числений на содер- жание и текуший				
ремонт:	Но	%	6	6
- оборудования				
- производственных помещений	Нп	%	3	3
Часовая тарифная				
ставка слесаря 4-го разряда	Ч	руб.	85,7	85,7

Исхолные ланные лля	расчета экономическойэффективности	Ŧ
пенедные данные для		-

Окончание табл. 8.1

1	2	3	4	5
Коэффициент, учи- тывающий допол- нительную заработ- ную плату	Ко	-	1,13	1,13
Коэффициент, учи- тывающий начис- ления на соц. нужды	Кн	-	1,278	1,278
Коэффициент, учи- тывающий наклад- ные расходы	Кт	-	1,1	1,1
Стоимость 1 кВт·ч электроэнергии	Цэ	руб.	3,63	3,63
Стоимость 1 м ² про- изводственных по- мещений	Цп	руб.	5000	5000
Занимаемая произ- водственная площадь	П	M ²	16	2
Расход электро- энергии при обкатке	Рэ	кВт∙ч	0,26	0,2

Расчет удельных капитальных и эксплуатационных затрат по различающимся показателям экономической эффективности приведены в табл. 8.2.

Таблица 8.2

Расчет удельных капитальных и эксплуатационных затрат

Цаниконоронию	Doguoruog	Затраты		
Паименование	формила	базовый	внедряемый	
показателей	формула	вариант	вариант	
1	2	3	4	
Удел	ьные капитальные з	затраты		
Балансовая стоимость оборудования, тыс. руб.	$\mathbf{P}^{0} = \mathbf{\Pi}^{0} \cdot \mathbf{K}^{\mathrm{T}}$	1650,0	330	
Балансовая стоимость производственного помещения, тыс. руб.	$\mathbf{E}_{\mathbf{n}} = \mathbf{\Pi} \cdot \mathbf{\Pi}_{\mathbf{n}}$	80,0	10	
Итого, тыс. руб.	$\mathbf{E} = \mathbf{E}_0 + \mathbf{E}_{\mathrm{II}}$	1730	340	
Удельные капитальные затраты, тыс. руб.	$K = E / A_{H}$	17,30	3,4	

Окончание табл. 8.2

1	2	3	4
Удельные эксплуатационные затраты			
Заработная плата			
с начислениями:			
- слесаря 4-го разряда,	$\mathbf{C}_{3} = \mathbf{H} \cdot \mathbf{B} \cdot \mathbf{K}_{0} \cdot \mathbf{K}_{\mathrm{H}}$	742,5	742,5
руб.			
Амортизационные			
отчисления, руб.:			
- на оборудование	$C_o = F_o \cdot A_o / A_H \cdot 100$	2062,5	412,5
- на производственное			- -
помещение	$C_{on} = B_{n} \cdot A_{n} / A_{H} \cdot 100$	20,0	2,5
Отчисления на содержа-			
ние и текущий ремонт,			
руб.:	$C_{T} = E_{o} \cdot H_{o} / A_{H} \cdot 100$	990,0	198
- оборудования			
- производственных	$C_{TTI} = B_{TI} \cdot H_{TI} / A_{H} \cdot 100$	24,0	3
помещений			
Затраты на электро-	$C = II \cdot P$	0.9/	0.7
энергию, руб.	$\sim_{\mathfrak{P}}$ $\mathbf{H}_{\mathfrak{P}}$ $\mathbf{F}_{\mathfrak{P}}$	0,04	0,1
Итого по эксплуа-		2220.0	1250.0
тационным затратам		3839,9	1339,2

Годовой экономический эффект от использования предлагаемой технологии обкатки с ДН сложится за счет уменьшения удельных капитальных и эксплуатационных затрат и составит:

 $\Im = [(3839,9+0,15\cdot17,3) - (1359,2+0,15\cdot3,4)] \cdot 100 = 248280$ py6.

В пересчете на обкатку одного дизеля Д-144-32 расчетный годовой экономический эффект составит 2483 руб.

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 раздельной обкатка позволяет проводит 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 технического обслуживания комплекса, И станций 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.

Для реализации холодной обкатки со статико-динамическим нагружением предложена нагрузочно-скоростная математическая модель процесса статико-динамического нагружения, учитывающая конструктивно-кинематические параметры ДВС, параметры систем подачи масла и управления, торсиона и приводной станции, а разработаны также функциональные, гидравлические, кинематические и электрические схемы средств для проведения холодной обкатки с СДН и изготовлен макетный образец стенда для холодной обкатки с СДН.

В результате применения обкатки со статико-динамическим нагружениемпоказатели приработки сопряжений улучшаются, в частности площадь приработанных поверхностей верхних шатунных вкладышей составила после типовой холодной обкатки 8,8% от общей площади прирабатываемых поверхностей, после обкатки с СДН – 16,6%, нижних шатунных – 1,3% и 2,4%, верхних коренных – 3,4% и 18,6%, нижних коренных – 3,5% и 18,4% соответственно. Суммарная протяженность просветов поршневых колец в калибре уменьшается для исследуемых режимов на 17,6% и 33,3% соответственно. Мощность, потребляемая стендом из сети, при типовой обкатке составила 18,5 и 16,2 кВт на первой и второй скоростных ступенях, а суммарное энергопотребление 9,97 кВт·ч. При обкатке с СДН мощность стенда составила 3,2 кВт, а энергопотребление 2,1 кВт·ч.

В процессе сравнительных моторных исследований обкатки дизеля Д-144-32 с использованием усовершенствованного нагрузочного динамического цикла установлено, что при холодных обкатках момент механических потерь снизился на 8%, а за все время обкаток по базовой и предлагаемой технологиям он снизился на 19,3 и 24,7% соответственно. Общая площадь приработанных поверхностей верхних шатунных вкладышей составила 12,4% и 12,9%, а нижних – 1,3% и 2,4% от площади всей поверхности, соответственно. Цилиндрические поверхности первых компрессионных колец после экспериментальных обкаток имели равномерный по периметру приработочный поясок со следами приработки по всей поверхности. Вторые И третьи компрессионные кольца имели односторонний приработочный поясок шириной 0,6-0,9 мм, с площадью приработанных поверхностей 26-40% и 28-40% соответственно. Протяженность просветов между поршневыми кольцами и калибром после экспериментальных обкаток дизеля уменьшилась в среднем на 57% и 65,6% соответственно. Таким образом, при обкатке по предлагаемой технологии получены лучшие показатели приработки сопряжений дизеля.

Экспериментальные образцы стендов для холодной и бестормозной горячей обкатки дизелей, а также основные результаты исследований приняты к внедрению ОАО «Завод коммунальной энергетики» г. Пензы и ГНУ ГОСНИТИ г. Москва. Расчетный экономический эффект от внедрения стенда с СДН составляет 5019 рублей на одну холодную обкатку дизеля Д-144, а в целом расчетный годовой экономический эффект от внедрения обкатки с использованием усовершенствованного динамического цикла составит 2483 руб.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1.А.с. №1574871 (СССР). Способ приработки двигателя внутреннего сгорания [Текст] / А.В. Линник, А.Е. Горель, Ю.А. Диденко. – Опубл. 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. – Опубл. в БИ №27. – 1991.

3. А.с. №1326938 (СССР). Стенд для обкатки двигателя внутреннего сгорания [Текст] / А.В. Николаенко, С.В. Тимохин и др. – Опубл. 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. – Опубл. в БИ № 2. – 1989.

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

6. А.с. № 1343271. СССР МКИ⁴ G 01 М 15/00 Устройство для холодной обкатки цилиндро-поршневой группы двигателя внутреннего сгорания [Текст] / А.В. Николаенко, С.В. Тимохин и др. – Опубл. 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; Опубл. 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; Опубл. 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; Опубл. 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; Опубл. 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; Опубл. 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.: ВИНИТИ, 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 поверхостно-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 противодавления 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 статикодинамического 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.: ВИНИТИ, 1992. – №12. – С. 47–51.

53. Нечаев, Л.В. Влияние противодавления на выпуске за турбонагнетателем 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 Mersedes benz [Текст] // Экспресс-информация. Поршневые и газотурбинные двигатели. – М.: ВИНИТИ, 1991.

57. О влиянии разрежения на впуске и противодавления 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 Нико-

лаенко, 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 /C.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 двигателей [Текст] / А.В. Николаенко // Науч. отчет ЛСХИ. №гр81030242; 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 раздельной обкатки двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Ю.В. Родионов // Строительные и дорожные машины. – 2004 – № 8. – С. 23–25.

74. Родионов, Ю.В. Технология раздельной 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 раздельной 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.: ВИНИТИ, 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 ВМW с выключаемой группой цилиндров [Текст] // Экспресс-информация. Поршневые и газотурбинные двигатели. – М.: ВИНИТИ, 1982. – №4. – С. 8–10.

107. Царев, О.А. Результаты исследований процесса статикодинамического 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.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	3
ВВЕДЕНИЕ	4
1. РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ОБКАТКИ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ С ДИНАМИЧЕСКИМ	0
НАГРУЖЕНИЕМ	9
1.1. Альтернативная технология обкатки автотракторных	0
двигателеи	9
 1.2. Анализ сил и моментов, деиствующих при оокатке 1.3. Особенности рабочего процесса дизелей в условиях 	13
неустановившихся режимов2	22
1.4. Варианты циклов динамического нагружения З	32
1.4.1. Цикл динамического нагружения с максимальной подачей топливаЗ	33
1.4.2. Цикл динамического нагружения с постоянной	
мощностью при разгонеЗ	34
1.4.3. Цикл динамического нагружения с постоянным	
крутящим моментомЗ	37
1.4.4. Цикл динамического нагружения с дополнительными	
инерционными массамиЗ	39
1.4.5.Цикл динамического нагружения с дросселированием	
газов на выпуске4	í 1
1.5. Модели циклов динамического нагружения 4	i 4
1.5.1. Нагрузочные модели циклов динамического нагружения 4	i 4
1.5.2. Скоростные модели циклов динамического нагружения 4	46
1.5.3. Энергетическая модель цикла динамического нагружения 4	18 10
1.5.4. Экономическая модель цикла динамического нагружения 5 2 МЕТОЛИКИ ОПРЕЛЕЛЕНИЯ НАГРУЗОЧНО-СКОРОСТНЫХ)0
РЕЖИМОВ И РЕГЛАМЕНТОВ ОБКАТКИ ЛИЗЕЛЕЙ	
С ДИНАМИЧЕСКИМ НАГРУЖЕНИЕМ	53
2.1. Методика обоснования нагрузочных режимов обкатки	
с динамическим нагружением5	53
2.2. Методика обоснования скоростного режима при обкатке	
дизелей с динамическим нагружением5	56
2.3. Методика определения продолжительности ступеней	
обкатки с динамическим нагружением5	59
2.4. Методика расчета потребления электроэнергии	
при обкатке дизелей	52
2.5. Методика расчета управляющих воздействий на рейку	. .
I НВД при обкатке дизелей с динамическим нагружением б)4

 2.6. Методика расчета управляющих воздействий на рычаг РЧВ ТНВД при обкатке дизелей с динамическим нагружением 3. РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДОВ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОБКАТКИ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ 	. 72 3 . 76
3.1. Применение дросселирования и рециркуляции газов и воздуха в двигателях внутреннего сгорания	. 76
3.2. Обоснование способа холодной обкатки с повышенными	
нагрузочно-скоростными режимами	. 80
3.3. Нагрузочно-скоростной режим на дополнительных	
ступенях холодной обкатки	. 85
3.4. Продолжительность дополнительных ступеней	~ -
холодной обкатки	. 87
3.5. Повышение эффективности обкатки с динамическим	
нагружением и дросселированием газов на выпуске	. 90
3.5.1. Рабочий цикл дизеля при динамическом нагружении	00
с дросселированием газов на выпуске	. 90
3.5.2. Нагрузочные режимы обкатки с динамическим	00
нагружением	. 93
3.6. Продолжительность ступеней оокатки с динамическим	00
нагружением и дросселированием газов на выпуске	. 96
3.7. Расчетно-теоретическое ососнование процесса	00
статико-динамического нагружения сопряжении дизеля	. 99
5.5. Расчетно-теоретическое ососнование режимов и средств	
холодной обкатки двс после текущего ремонта	115
С использованием электростартера	115
5.5. Теоретическое обоснование режимов, управляющих воздойстрий и нарамотров систом и управляющия	
возденствии и параметров системы управления,	
линэмицеского нэгружения	120
<i>и</i> варианты кингматических схем	120
ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ	
ЛЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ЛИНАМИЧЕСКОЙ	
И ИНЛИКАТОРНОЙ НАГРУЗКАМИ	129
	120
4.1. Электромагнитный исполнительный механизм с	
непосредственным воздеиствием на реику топливного	100
насоса высокого давления	129
4.2. Электромагнитный исполнительный механизм с тросовой	
передачен возденствия на реику топливного насоса	120
высокого дабления	100

4.3. Электромашинный исполнительный механизм	
кулачкового типа	131
4.4. Электромашинный исполнительный механизм	
шкивного типа	136
4.5. Электромашинные исполнительные механизмы	
рычажного типа для испытаний дизелей	140
4.6. Электромагнитный исполнительный механизм	
для дросселирования газов на выпуске	142
4.7. Усовершенствованные средства для обкатки дизелей	
с динамическим нагружением	146
4.8. Датчик контроля положения органа управления	
топливоподачей	152
5. ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ДЛЯ БЕСТОРМОЗНОЙ	
ОБКАТКИ ДИЗЕЛЕЙ	158
5.1. Конструкция стенда для оокатки дизеля д-100 в босторморных нометоноривникая рожником	
в оестормозных неустановившихся режимах	150
после капитального ремонта	130
5.2. Конструкция стенда для реализации раздельной оокатки	169
двигателя внутреннего сгорания	102
5.5. Конструкция и принцип работы стендов	
для холодной оокатки дизелей со статико-динамическим	171
нагружением	1/1
5.4. Автоматизированная система управления оокаткой ДВС	100
с динамическим нагружением	186
э.э. Микропроцессорная система управления оокаткой ДВС	400
с динамическим нагружением	193
5.5. Барианты оокаточных модулей	198
6. ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОРАНИЙ	000
ИССЛЕДОВАНИИ	208
6.1. Программа экспериментальных исследований	208
6.2. Методика лабораторных исследований автоматизированной	Å
системы управления обкаткой с динамическим	
нагружением	208
6.3. Методика моторных исследований автоматизированной	
системы управления обкаткой с динамическим	
нагружением	210
6.4. Методика экспериментальных исследований	
холодной обкатки дизеля Д-144-32 с использованием	
автономного устройства	212

6.5. Методика сравнительных моторных исследований	0.4.0
обкатки дизеля Д-144-32 после текущего ремонта	213
6.6. Методика оценки показателей качества приработки	
при экспериментальных обкатках	217
7. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ	
ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ АНАЛИЗ	219
7.1. Результаты исследований раздельной обкатки изеля Д-240	
после капитального ремонта	219
7.2. Результаты лабораторных исследований автоматизировани	ЮЙ
системы управления статико-динамическим нагружением	
сопряжений двигателя	224
7.3. Результаты моторных исследований процесса статико-	
динамического нагружения дизеля Д-144	226
7.4. Результаты сравнительных моторных исследований	
холодной обкатки дизеля Д-144	232
7.5. Результаты лабораторных исследований автоматизированн	ЮЙ
системы управления обкаткой ДВС	248
7.6. Результаты моторных исследований автоматизированной	
системы управления обкаткой ДВС	253
7.7. Результаты сравнительных моторных исследований	
показателей качества приработки дизеля Д-144-32,	
полученных при экспериментальных обкатках	254
8. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ	
ПРЕДЛАГАЕМОЙ ТЕХНОЛОГИИ ОБКАТКИ ТРАКТОРН	ЫХ
ДИЗЕЛЕЙ С ДИНАМИЧЕСКИМ НАГРУЖЕНИЕМ	
ПОСЛЕ ТЕКУЩЕГО РЕМОНТА	
(НА ПРИМЕРЕ ДИЗЕЛЯ Д-144-32)	264
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	268
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	270

Научное издание

Тимохин Сергей Викторович Родионов Юрий Владимирович

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ОБКАТКИ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ Монография

В авторской редакции Верстка Н.В. Кучина

Подписано в печать 08.11.13. Формат 60×84/16. Бумага офисная «Снегурочка». Печать на ризографе. Усл. печ. л. 16,5. Уч.-изд.л. 17,75. Тираж 500 экз. 1-й завод 100 экз. Заказ № 208.

> Издательство ПГУАС. 440028, г.Пенза, ул. Германа Титова, 28.