

**ХАРЬКОВСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА**

На правах рукописи

Врублевский Александр Николаевич

**ПОВЫШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ДИЗЕЛЕЙ
ТЕПЛОВОЗОВ НА РЕЖИМАХ ХОЛОСТОГО ХОДА ПУТЕМ
ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССА ВПРЫСКИВАНИЯ ТОШ**

05.04.02 - тепловые двигатели

**Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

**Научный руководитель
проф., д-р техн. наук Г.Б.Розенблит**

Харьков - 1999

СОДЕРЖАНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	5
ВВЕДЕНИЕ	8
1. ОБЗОР И АНАЛИЗ РАБОТ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ НА РЕЖИМАХ ХОЛОСТОГО ХОДА И МАЛЫХ НАГРУЗОК. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ	13
1.1 ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ НА РЕЖИМАХ ХОЛОСТОГО	ХОДА
И МАЛЫХ НАГРУЗКАХ	13
1.2 ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ПУТЕМ	
ОТКЛЮЧЕНИЯ ЧАСТИ ТНВ Д ИЛИ ЧАСТИ ЦИЛИНДРОВ И СНИЖЕНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ НА РЕЖИМЕ ХОЛОСТОГО ХОДА.....	15
1.3 ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ПУТЕМ	
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ ТА.....	24
1.4 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ.....	38
2. РАЗРАБОТКА НОВОГО МЕТОДА ИНТЕНСИФИКАЦИИ ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА НА РЕЖИМАХ ХОЛОСТОГО ХОДА ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ	42
2.1 РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВПРЫСКИВАНИЯ МАЛЫХ ТОПЛИВА.....	ПОРЦИЙ 42
2.1.1 ПРОЦЕСС	ФОРМИРОВАНИЯ
ТОПЛИВА	ИМПУЛЬСА
	ДАВЛЕНИЯ

2.3.1	ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ МЕТОДИКИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МИД.....	66
2.3.2	МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТС С МИД	72
2.3.3	РАСЧЕТ УТЕЧЕК ТОПЛИВА ЧЕРЕЗ МОДУЛЯТОР.....	75
2.4	ВЫВОДЫ	77
3.	ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТС С МИД	80
3.1	МЕТОДИКА, АППАРАТУРА И СТЕНДЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.	80
3.2	ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗМЕРЕНИЙ.....	86
3.3	КОНСТРУКЦИЯ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА МИД.....	89
3.4	ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА НА РЕЖИМАХ ХОЛОСТОГО ХОДА И МАЛЫХ НАГРУЗОК ЁС ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ	92
3.4.1	РЕЗУЛЬТАТЫ СРАВНИТЕЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ НА БЕЗМОТОРНОМ СТЕНДЕ ШТАТНОЙ И МОДЕРНИЗИРОВАННОЙ ТА ДИЗЕЛЯ 6ЧН31/36 ТЕПЛОВОЗА ЧМЭ-3...	93
3.4.2	РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ТС ДИЗЕЛЯ 6ЧН21/21	100
3.4.3	ТА С МИД ЛЛЯ ДИЗЕЛЯ 12ЧН26/27 И ЁЁ ИССЛЕДОВАНИЕ НА БЕЗМОТОРНОМ СТЕНДЕ	105
3.5	РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ТС С МИД НА МОТОРНОМ СТЕНДЕ ОД80	111
3.6	ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТА С МИД, УСТАНОВЛЕННОЙ НА ДИЗЕЛЕ 6ЧН 31/36 МАНЕВРОВОГО ТЕПЛОВОЗА ЧМЭ-3.....	120
3.7	ВЫВОДЫ.....	122
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	124
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	126
	ПРИЛОЖЕНИЕ А. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ И РЕГУЛИРОВОЧНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ИССЛЕДУЕМЫХ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ.....	132
	ПРИЛОЖЕНИЕ Б. УСТАНОВКА МИД В ТОПЛИВНЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ РАЗЛИЧНОГО ТИПА	133
	ПРИЛОЖЕНИЕ В. РАСЧЕТНАЯ МЕТОДИКА ВЫБОРА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МИД	136

ПРИЛОЖЕНИЕ Д. ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАКЛЮЧЕНИЕ И СПРАВКА О ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ МИД.....	140
---	------------

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

ГНП-	геометрическое начало подачи топлива
ГКП -	геометрический конец подачи топлива
МИД-	модулятор импульсов давления
ПКМ-	позиция контроллера машиниста
ТА-	топливная аппаратура
ТНВД-	топливный насос высокого давления
ТС-	топливная система, линия высокого давления ТА
a -	скорость распространения волн давления по топливопроводу
$V_{\text{ч}}$ -	часовой расход топлива
$S_{\text{и}}, S_{\text{п}}, S_{\text{пор}}$ -	средние скорости перемещения иглы, плунжера ТНВД и поршня МИД
$d_{\text{п}}, d_{\text{т}}, d_{\text{н}}, d_{\text{м}}$ -	диаметры плунжера ТНВД, внутренний топливопровода, иглы и поршня МИД
$f_{\text{т}} > f_{\text{ин}}, f_{\text{пор}}, f_{\text{а}}, f_{\text{и}}$ -	площади: внутреннего сечения топливопровода, плунжера ТНВД, поршня МИД, дифференциальной площадки и поперечного сечения иглы
$F_{\text{н}}, F_{\text{м}}$ -	давления в прямых волнах, распространяющихся от ТНВД и МИД в сторону форсунки
$F_{\text{пр}}$ -	сила пружины форсунки
$g_{\text{е}}$ -	удельный эффективный расход топлива
$G_{\text{с}}$ -	часовой расход воздуха дизеля
$h_{\text{м}}, h_{\text{и}}^{\text{max}}$ -	максимальный ход поршня МИД и иглы форсунки
$h_{\text{н}}$ -	активный ход плунжера ТНВД
$L_{\text{тр}}, L$	длина столба топлива между ТНВД и форсункой и между ТНВД и МИД
$m_{\text{и}}, m_{\text{м}}$ -	масса пружины форсунки и модулятора

П _{ку} Л 5 ЦДВ “	чистота вращения кулачкового и коленчатого валов дизеля
П _{хх} -	частота вращения коленчатого вала дизеля на режиме холостого хода
Н, N _e -	индикаторная и эффективная мощности дизеля
P _ф , P _н , P _м , P _а -	давления топлива: у форсунки, у ТНВД, у МИД, в колодце распылителя.
P _{м ос} P _{ф о} -	давление начала перемещения поршня МИД и иглы форсунки
P _ц , P _г -	давление газа в цилиндре дизеля: текущее и максимальное
P _S , P _T -	давление наддувочного воздуха и отходящих газов дизеля
P _{ост}	остаточное давление топлива в топливопроводе
Ч _ц -	цикловая подача топлива
ЧФ ■	мгновенный объемный расход топлива через распылитель
Q _М -	объем топлива, отводимый под поршень МИД при его перемещении
T, T _м ~	длительность распространения звуковой волны по столбу топлива длиной L _{тр} и L
t-	текущее значение времени
^ _{вп}	продолжительность впрыскивания топлива
t _г , t _с » ^ _{вод} -, U	температуры: выпускных газов, наддувочного воздуха, воды и масла в системах охлаждения и смазки дизеля
Щ ■	температура газа в цилиндре дизеля
U _н , и _ф -	усредненная по сечению скорость течения топлива в трубопроводе у ТНВД и у форсунки
V _н -	средний объем полости высокого давления ТНВД
W _м , W _о -	давление в отраженных волнах, распространяющихся в сторону ТНВД от МИД и от распылителя
X _j -	индикаторный коэффициент выделения теплоты в цилиндре дизеля
Z·Z ^λ _{пор}	жесткость пружины форсунки и модулятора

- а - коэффициент сжимаемости топлива
- р- коэффициенты отношения объемов топлива в отрезках трубопровода, длиной L для ТС с МИД или $B_{тр}$ для штатной ТС, к объему топлива в полости высокого давления в ТНВД
- Цр, $\rho f \phi^{тах}$ - эффективное проходное сечение по конусу иглы, распиливающих отверстий и форсунки при игле на верхнем упоре
- Нfc, эффективное проходное сечение всасывающих и отсечных отверстий втулки плунжера ТНВД
- ц/в, М- плотность топлива
- относительное (безразмерное) время, $\tau = t/(2T_M)$ для ТС с МИД
- f < и $\tau = t/(2T)$ для серийной ТС
- относительное время отвода топлива под поршень МИД
- р- угол поворота коленчатого вала дизеля и соответствующая ему продолжительность впрыскивания топлива
- т -

ВВЕДЕНИЕ

Анализ работы тепловозных дизелей показывает, что снижение средне-эксплуатационного расхода топлива тепловозами всех типов во многом будет зависеть от эффективной работы дизеля на режиме холостого хода. Именно этот режим составляет до 50 % времени работы для магистральных тепловозов и до 65 % времени для маневровых. По литературным данным расход топлива маневровыми тепловозами на указанном режиме составляет от 30 до 45 % от общего эксплуатационного расхода. Для современных магистральных тепловозов эта часть в общем расходе топлива на поездку доходит до 10 %. Поэтому поиск решения, которое позволит понизить расход топлива на холостом ходу тепловозного дизеля имеет большое практическое значение, что и обуславливает необходимость проведения такого исследования.

Несомненно, что снижение расхода топлива и продолжительности использования дизеля тепловоза на холостом ходу может быть достигнуто за счет совершенствования организации движения поездов, сокращения количества и продолжительности стоянок поездов в пути следования и других мер, не зависящих от конструкции тепловоза. Однако наиболее эффективными являются пути решения технических задач по усовершенствованию дизеля, направленные на приспособление его к более экономичному расходу топлива в условиях реальной эксплуатации, где необходим режим холостого хода.

Известно, что на режимах холостого хода и малых нагрузок наблюдается снижение топливной экономичности дизеля. Это объясняется тем, что по мере снижения частоты вращения коленчатого вала ухудшается качество впрыскивания топлива в цилиндр двигателя, что, в совокупности с ухудшением процессов наполнения, продувки и выпуска, приводит к некачественному смесеобразованию. По этим причинам ухудшается процесс сгорания. В первую очередь понижа-

ется индикаторный $\kappa_{ИД}$: с 45-47 % на режиме номинальной мощности до 25-27 % на режиме холостого хода.

Наиболее известными способами, которые позволяют сберечь топливо на исследуемых режимах, являются: отключение подачи топлива в часть цилиндров, отключение части цилиндров путем прекращения в них подачи воздуха и топлива, снижение уровня минимальной частоты вращения коленчатого вала $n_{хх}$. Так, например, для маневровых тепловозов снижение $n_{хх}$ на 10-15 % приводит к уменьшению общего эксплуатационного расхода топлива на 6-9 %. Однако, ряд особенностей сдерживает реализацию этих способов в серийном производстве. Одной из главных причин являются неудовлетворительная работа топливной аппаратуры (ТА) при впрыскивании малых (8-13 % от номинальной) порций топлива. Это приводит к низкому давлению и скорости впрыскивания топлива и, как следствие, пропускам впрыскивания, нестабильности цикловых подач по циклам и цилиндрам.

Таким образом, наиболее общим и эффективным решением по снижению расхода топлива на режиме холостого' хода является усовершенствование процесса топливоподачи, которое обеспечит повышение давления впрыскивания и сокращение продолжительности подачи. Сделать это целесообразно при помощи использования модуляторов импульсов давления (МИД), которые раньше предполагалось использовать на двигателях автотракторного типа для повышения интенсивности впрыскивания на режиме номинальной мощности. С учетом этого, в настоящей диссертации приведены результаты экспериментальных и расчетных исследований по вскрытию причин неудовлетворительной работы ТА и разработке конструктивного решения, нацеленного на улучшение работы ТА на режиме холостого хода. Все это позволяет характеризовать диссертационную работу как актуальную, направленную на решение важной научно-технической проблемы. Актуальность работы обусловлена еще и тем, что объектами исследований являются ТА дизелей современных маневровых тепловозов ЧМЭ-3, ТГМ-4, а также перспективных отечественных тепловозных дизелей типа Д80 (ЧН26/27), которые предназначаются для замены дизелей, отработавших свой ресурс.

Диссертационная работа выполнена в соответствии с Государственной программой развития двигателестроения в Украине на 1996-2000 г.г и мероприятий по экономии топлива на железнодорожном транспорте.

Целью диссертационной работы является интенсификация процесса впрыскивания малых порций топлива и, как следствие, повышение топливной экономичности дизеля на режимах холостого хода.

Для достижения этой цели необходимо было решить такие основные задачи:

1. Провести расчетно-экспериментальное исследование работы топливной системы тепловозных дизелей разных типов на режимах, которые требуют малых подач топлива.
2. Разработать принципиальные схемы и конструкции новой ТС с МИД.
3. Модернизировать методику гидродинамического расчета ТС для учета особенностей работы новой топливной системы.
4. Разработать методику определения рациональных конструктивных и регулировочных параметров МИД для разных типов тепловозных дизелей.
5. Обосновать выбор конструктивных и регулировочных параметров МИД.
6. Провести стендовые и эксплуатационные испытания ТА с МИД и снижения минимально устойчивой частоты вращения коленчатого вала дизеля.

Научную новизну диссертации составляют:

1. Впервые предложено использовать для интенсификации топливоподачи на режиме холостого хода тепловозных дизелей МИД.
2. Методика расчетно-экспериментального определения рациональных значений основных конструктивных и регулировочных параметров МИД и элементов ТС, которая оборудована модуляторами.

3. Модернизированная методика гидродинамического расчета ТС, которая позволяет учитывать влияние на процесс топливоподачи работы МИД.
4. Результаты экспериментальных исследований на безмоторных стендах процессов топливоподачи ТА с МИД на режимах холостого хода и малых нагрузок.
5. Результаты экспериментальных исследований характеристик одноцилиндрового дизеля ОД80 с ТА, которые имеет МИД.

Практическое значение полученных результатов.

В депо Харьков - Сортировочный Южной железной дороги на трех дизелях 6ЧН31/36 маневровых тепловозов ЧМЭ 3 были внедрены МИД. Результаты научного исследования приняты для внедрения КБ по дизелестроению ГП "Завод имени Малышева" в опытно-промышленной партии дизелей 4Д80Б и 1Д80Б, а также используются в учебном процессе для студентов специальности 7.090510.

Практическую ценность работы составляют:

- методика расчетно-экспериментального исследования процесса топливоподачи на режиме холостого хода;
- программы и алгоритмы для расчета процесса впрыскивания топлива модернизированной ТС и выбора рациональных параметров МИД;
- рекомендации по выбору конструктивных и регулировочных параметров МИД дизелей 1Д80Б, 4Д80Б, 211Д, К6S310DR;
- рекомендации по проведению комплекса мероприятий по снижению среднеэксплуатационного расхода топлива маневровыми и магистральными тепловозами, который включает в себя: модернизацию ТА дизеля включением дополнительного узла - МИД; изменению конструктивных и (или) регулировочных параметров серийной ТА, которая оснащена МИД, снижение минимальной частоты вращения коленчатого вала дизеля.

Личный вклад соискателя. При выполнении диссертационного исследования соискатель принял участие:

в разработке математической модели расчета процесса топливоподачи на режиме холостого хода;

в проведении экспериментальных исследований дизеля типа Д80 с опытной ТА:

в проведении эксплуатационных испытаний группы тепловозов ЧМЭ-3 с дизелями, топливная система которых оборудована МИД.

Лично соискателем выполнено:

модернизация известной методики гидродинамического расчета работы ТС с целью включения в ее расчетную схему объема полости высокого давления под поршнем модулятора;

разработка рекомендаций по выбору рациональных параметров МИД и элементов ТА, которая оснащена МИД;

разработка конструкции модулятора;

проведение и обработка экспериментальных исследований на безмоторном стенде ТА дизелей типа Д80, К6S310DR, 211Д, оборудованных МИД и обработка результатов испытаний;

обработка результатов стендовых испытаний дизеля ОД80 с ТА, оснащенной МИД.

Основные положения и результаты исследований докладывались на научно-технических конференциях: "Улучшение эксплуатационных показателей двигателей, тракторов и автомобилей" семинар стран СНГ (г. Санкт-Петербург, 1996 г.), "Республиканский семинар по улучшению показателей тепловых двигателей и ресурсосбережению" (г. Мелитополь, 1996г.), а также научно-технических конференциях ХарГАЗТ 1995-1997 гг, и международных научно-технических конференциях "Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье" (Харьков-Мишкольц-Магдебург) в 1996-1998гг.

Результаты диссертации опубликованы в двух статьях в журнале "Железнодорожный транспорт Украины", в двух статьях в научных сборниках, в одной статье в сборнике научных трудов ХГПУ, в трех тезисах семинаров и научно-технических конференций (в том числе международных).

ГЛАВА 1

ОБЗОР И АНАЛИЗ РАБОТ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ НА РЕЖИМАХ ХОЛОСТОГО ХОДА И МАЛЫХ НАГРУЗОК. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

1.1 Особенности работы тепловозных дизелей на режимах холостого хода и малых нагрузках

При конструировании двигателей внутреннего сгорания, независимо от их назначения, определяющим фактором, как правило, является обеспечение надежной и экономичной работы на номинальном режиме. Однако эксплуатация тепловозных дизелей на железнодорожном транспорте имеет свою специфику и значительно отличается от условий работы дизелей в других отраслях. Специальные исследования /1 - 4/ режимов эксплуатации маневровых тепловозов типа ТЭМ 2, ЧМЭ 3 и др. на крупных сортировочных станциях при выполнении вывозной и горочной работы и тепловозов ТГМ 3, ТГМ 4, ТГМ 6 на предприятиях промышленного железнодорожного транспорта (1111ЖТ) показали, что от 50 до 65 % времени эти тепловозы работают в режиме холостого хода дизеля. Остальное время эти тепловозы работают под нагрузкой, и чаще на 1-4-й ПКМ. На технологические простои и, режимы выбега и торможения, а также

на горячий простой маневровые тепловозы расходуют почти половину (до 45 %) /1/ отпущенного им топлива. Для тепловозов 1111ЖТ доля расходуемого топлива на холостом ходу - 46 - 69 % /2/. Всего же на маневровую службу в тепловозном хозяйстве приходится до 30 % топливных ресурсов.

Для дизелей грузовых магистральных тепловозов, как показывает анализ эксплуатации, приведенный в /4-8/, режим холостого хода составляет до 50 % от общего времени работы тепловоза. На пассажирских тепловозах номинальная мощность реализуется примерно по времени 2-5 %, а время работы на холостом ходу достигает 50-60 %.

Таким образом, проблема повышения топливной экономичности дизелей тепловозов всех назначений на режимах холостого хода и малых нагрузок имеет важное значение.

При простоях тепловозов в горячем резерве, когда реализуется режим холостого хода, самым эффективным, на первый взгляд, способом экономии топлива является отключение их силовой установки (дизеля). Однако частые и длительные отключения дизелей затрудняют эксплуатацию. Это происходит по следующим причинам:

- в зимних условиях эксплуатации в неработающем дизеле возможно замерзание радиаторных секций, а также теплообменников воды и масла;
- разрядка и повышенный износ аккумуляторных батарей;
- повышенный износ цилиндро - поршневой группы и подшипников дизеля при пусках. Причиной этого является отсутствие масляной пленки на поверхностях трения;
- повышенное загрязнение окружающей среды при запуске вследствие неполного сгорания топлива;
- могут возникать задержки в выполнении команд при маневровой работе тепловоза.

Применение специальных устройств, например, описанных в /9/ котлов для поддержания температурного режима дизелей, является технически слож-

ным решением. Такие решения не удовлетворяют требованиям эксплуатации маневровых тепловозов.

Наиболее известными методами, позволяющими сберечь топливо тепловозами, являются.

отключение подачи топлива в часть цилиндров;

отключение части цилиндров путем одновременного отключения подачи топлива и привода клапанного механизма;

применение специальных приспособлений, изменяющих давление впрыскивания, специальных топливных насосов, форсунок, корректоров подачи, автоматических устройств изменения угла опережения подачи;

снижение границы минимальной частоты вращения коленчатого вала на холостом режиме работы дизеля.

1.2 Повышение эксплуатационной топливной экономичности путем отключения части ТНВД или части цилиндров и снижения частоты вращения на режиме холостого хода

Проанализируем некоторые результаты применения данных методов, описанных в литературе.

Многие ведущие институты Украины и стран СНГ (ВНИИЖТ МПС, ХарГАЖТ, ХГПУ, и др.), а также зарубежные фирмы (Ford, MTU, BMW, GMC) проводят исследования в области отключения цилиндров дизелей различного назначения.

По данным фирмы MTU /10/, внедрение системы с принудительной установкой на части цилиндров рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД) в положение нулевой подачи топлива на V-образных дизелях 12V396

и 12V1163 позволило уменьшить расход топлива на холостом ходу на 18 %, загрязнение масла в картере на 81 % и токсичность отработавших газов на 72 %.

Еще в 50-х годах на тепловозных дизелях типа 2Д100 была применена схема управления, при которой для работы на холостом ходу выключались все десять ТНВД левого ряда, а на дизелях 1 ОД 100 в 60-х годах при работе на холостом ходу при частоте вращения вала 400 1/мин еще дополнительно пяти насосов правого ряда. Кроме того, следует указать, что на тепловозах ТЭЗ с дизелем 2Д100, оснащенным приводным нагнетателем типа РУТ было внедрено понижение расхода наддувочного воздуха на режиме холостого хода за счет перепуска части воздуха с нагнетания на всасывание /3/. Это, во-первых, снизило чрезмерно высокий коэффициент избытка воздуха и улучшило рабочий процесс; во-вторых, - уменьшило затраты мощности на привод нагнетателя РУТ. Расход топлива снизился, разжижение масла прекратилось. При работе на холостом ходу дизеля 2Д100 с различным количеством включенных топливных насосов (рис. 1.1) /11/ изменяется часовой расход топлива $V_{\text{ч}}$. По сравнению с работой дизеля на двадцати ТНВД, при отключении десяти насосов расход топлива снижается на 5-9 кг/ч, а пятнадцати - еще на 3-2 кг/ч /12/. Расход топлива дизелем уменьшается в связи с улучшением качества распыливания и смесеобразования, так как повышается давление впрыскивания и стабилизируется процесс подачи топлива. Кроме того, с увеличением цилиндровой мощности и уменьшением коэффициента избытка воздуха (в пределах до оптимальных значений) повышается индикаторный КПД рабочего процесса в цилиндре.

Однако, в дизелях 1 ОД 100, находящихся в эксплуатации в настоящее время, конструктивные решения, аналогичные примененным в дизелях 2Д100, оказываются менее эффективными. В первую очередь это связано с тем, что на дизелях 1 ОД 100 в качестве первой ступени наддува применены турбокомпрессоры, что предопределяет недостаточную подачу воздуха в цилиндры на режимах малых частот вращения и нагрузок. Поэтому, при работе на пяти включен

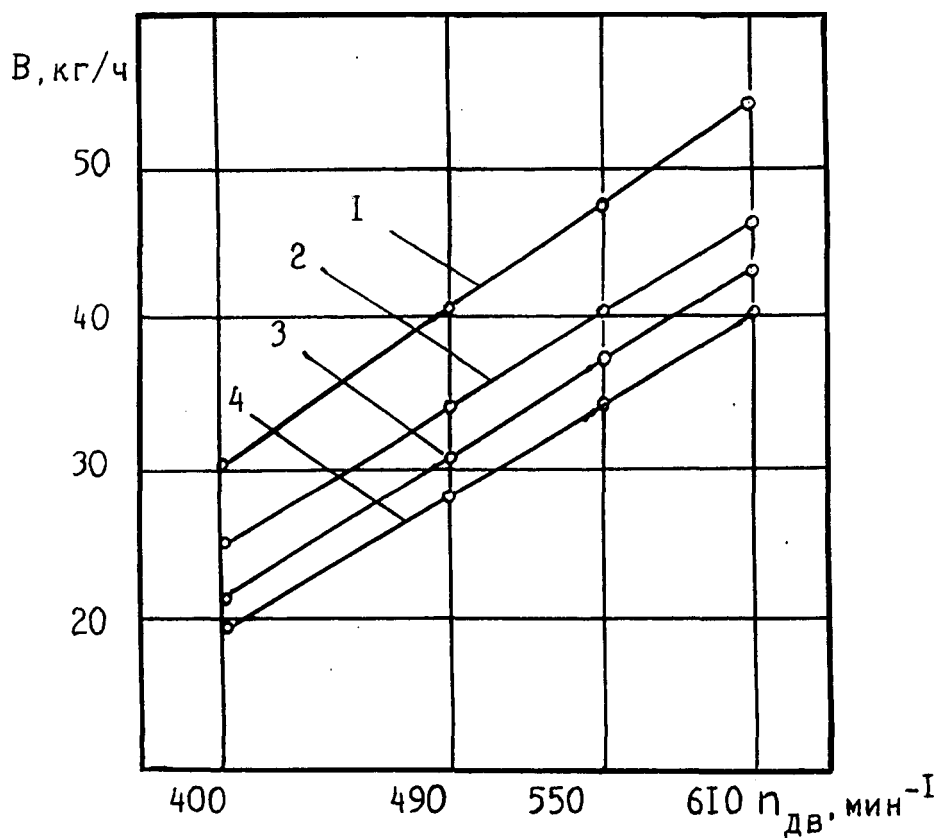


Рис. 1.1 Изменение параметров работы дизеля типа Д100 на холостом ходу в зависимости от частоты вращения «да коленчатого вала и количества включенных ТНВД: 1 - включены ТНВД двух рядов; 2 - одного ряда; 3,4- включены пять ТНВД одного ряда без перепуска и при перепуске воздуха.

ных ТНВД с увеличенной до 0,2-0,3 г цикловой подачей рабочий процесс протекает при недостаточном количестве воздуха, а следовательно, некачественном и неполном сгорании топлива. При работе на десяти ТНВД средние цикловые подачи холостого хода составляют 0,10-0,12г и протекают при относительно низких давлениях впрыскивания (12-15,7 МПа). Кроме того, по значению такие цикловые подачи оказываются близкими к границе цикловой нестабильности (0,07-0,09 г/цикл /12/) процессов впрыскивания. Поэтому для дизелей 1 ОД 100 остается актуальной задача совершенствования систем топливоподачи и воздухообеспечения (имеет место дымность отработавших газов, что недопустимо). В инструкции по эксплуатации тепловоза 2ТЭ10, оснащенного дизелем 1 ОД 100, записано: при появлении повышенного дымления включать 5 цилиндров, оставляя выключенным один ряд насосов левого ряда. Следует также отметить, что при реализации данного мероприятия наблюдается закоксовывание отверстий распылителя и зависание иглы вследствие перегрева отключенных форсунок. Это приводит к потере их работоспособности, разжижению дизельного масла топливом и другим отрицательным последствиям. В четырехтактных дизелях значительное влияние на снижение эффективного КПД в области холостого хода и малых нагрузок оказывает падение механического КПД из-за увеличения затрат работы дизеля на выталкивание газов («насосные» потери). Поэтому для четырехтактных дизелей отключение подачи топлива в часть цилиндров осложняется отмеченным увеличением механических потерь, а также ухудшением индикаторного КПД за счет попадания капель топлива на стенки камеры сгорания при увеличенной подаче топлива и значительно менее эффективным вихревым потоком воздуха по сравнению с двухтактными дизелями.

Результаты сравнительных испытаний дизеля типа Д50 /13/ на режиме холостого хода при 300 мин⁻¹ с шестью и тремя работающими цилиндрами показывают, что при работе дизеля на трех цилиндрах часовой расход топлива V_{ch}

уменьшается всего на 13 %, в то время как у дизеля 2Д100 уменьшение расхода топлива за счет отключения подачи в половину цилиндров обеспечивало снижение расхода топлива на 30 %. Наиболее перспективным способом отключения цилиндров считается одновременное прекращение подачи топлива в отключаемые цилиндры и газообмена в них путем остановки клапанов газораспределения в закрытом состоянии.

Если системы отключения подачи топлива в часть цилиндров применяются в серийных моделях транспортных дизелей, то устройства, отключающие газоснабжение, находятся в стадии разработки и опытной эксплуатации. Надо отметить, что именно совместное отключение топливоподачи и газоснабжения приносит ощутимую экономию топлива. Так, на дизелях 6ЧН21/21 отключение топливоподачи в половине цилиндров снижает часовой расход топлива на режиме холостого хода на 3-5 %, тогда как одновременное отключение топливоподачи и газоснабжения повышает экономичность этих режимов на 20-22 %.

На двигателях компании «Ford Motors» (США) применяется выключение клапанов газораспределения путем перемещения оси коромысла, в результате чего прекращается их качание и клапаны не открываются. На отечественных четырехтактных дизелях типа ЧНЗ/11,5, ЧН14/14, ЧН21/21, ЧН26/26, ЧНЗ 1,8/33 и др. получено снижение часового расхода топлива при отключении половины цилиндров на холостом ходу на 20-30 % и на 10-15 % на режимах малых нагрузок /11, 14,15,16/. Улучшение среднеэксплуатационной экономичности дизелей с отключаемыми цилиндрами составляет 4-7 %.

Так, при работе 16-цилиндрового дизеля 1-5Д49 на холостом ходу на восьми цилиндрах обеспечивается переход работы ТА из зоны неустойчивых цикловых подач в режим регулярных впрыскиваний ($q_u > 0,1$ г на цикл)/14/.

В последнее время появились сведения об использовании этого конструктивного решения на вывозных и маневровых тепловозах железных дорог ФРГ /10/. При этом приводятся сравнительные экспериментальные данные, указывающие на значительное (в 3-5 раз) снижение токсичности выбросов вы-

пускных газов при работе на холостом ходу только части цилиндров тепловозного дизеля.

Однако, при ощутимых преимуществах силовых установок, оборудованных системами отключения цилиндров, и, прежде всего, по снижению эксплуатационного расхода топлива, ряд особенностей этих систем сдерживает внедрение их в серийном производстве дизелей и, в частности, на тепловозах. Основным сдерживающим фактором является механизм отключения клапанов газораспределения. Большинство воплощенных конструктивных решений отключения /14/, связано с применением дополнительной гидросистемы, основная часть которой - гидроштанга - является промежуточным звеном привода газораспределительных клапанов. Вследствие известных свойств рабочей жидкости (сжимаемость, запаздывание в распространении волн давления и др.) такая система оказывается инерционной и не может обеспечить требуемого быстродействия, а наблюдаемый во время выключения клапанов разрыв кинематической цепи (кулачек распределительного вала - штанга - клапан) приводит к потере надежности конструкции. К недостаткам следует отнести усложнение конструкции, некоторый рост амплитуды крутильных колебаний коленчатого вала, рост максимальных удельных давлений на подшипники. При включении в работу отключаемых цилиндров, детали ЦПГ которых имеют температуру примерно на 100° ниже, чем у непрерывно работающих, имеет место рост градиентов температур. Это приводит к росту теплонапряженности. Например, у дизелей типа 1 ОД 100 выход из строя выпускных поршней по причине перегрева (термические трещины) примерно 70 % приходится на отключаемые цилиндры.

Недостатком системы топливоподачи с отключением цилиндров является то, что улучшение качества впрыскивания достигается здесь только за счет повышения цикловой подачи, при которой имеет место относительно небольшое увеличение среднего давления впрыскивания, так как остается неизменный

скоростной режим работы топливной аппаратуры. Поэтому остается актуальной проблема обеспечения топливной аппаратурой необходимых давлений впрыскивания и качества распыливания в широких пределах цикловых подач и частот вращения.

Понижение минимальной частоты вращения коленчатого вала теплового дизеля при его работе на холостом ходу снижает мощность механических сопротивлений, т.е. рационально с точки зрения уменьшения расхода топлива. Так, в частности, испытания проведенные на дизеле 12Д70 /17/ подтверждают возможность улучшения экономичности дизеля на режимах холостого хода и малых нагрузок (рис. 1.2).

Рассмотрим основные факторы, ограничивающие минимальную частоту вращения коленчатого вала.

А. Ухудшение рабочего процесса сгорания и продувки. Прежде всего снижается индикаторный КПД из-за ухудшения качества смесеобразования. Ухудшение процесса сгорания также связано с увеличением периода задержки воспламенения в условиях все понижающихся (по мере уменьшения частоты вращения) температур воздуха конца сжатия как за счет снижения давлений, так и за счет увеличения относительных потерь на участке горения-расширения.

Б. Ухудшение динамических качеств дизеля. Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала по мере снижения частоты вращения увеличивается, что ведет к неравномерному распределению максимальных давлений по цилиндрам и ухудшению динамических качеств дизеля. Попадание в зону опасных резонансных крутильных колебаний.

В. Уменьшение минимальной толщины масляной пленки в подшипниках, связанные со снижением давления подачи масла, а также с понижением самой скорости вращения коленчатого вала.

Однако, главным ограничением при выборе минимальной частоты вращения коленчатого вала является трудность сохранения устойчивой работы ТА. Так,

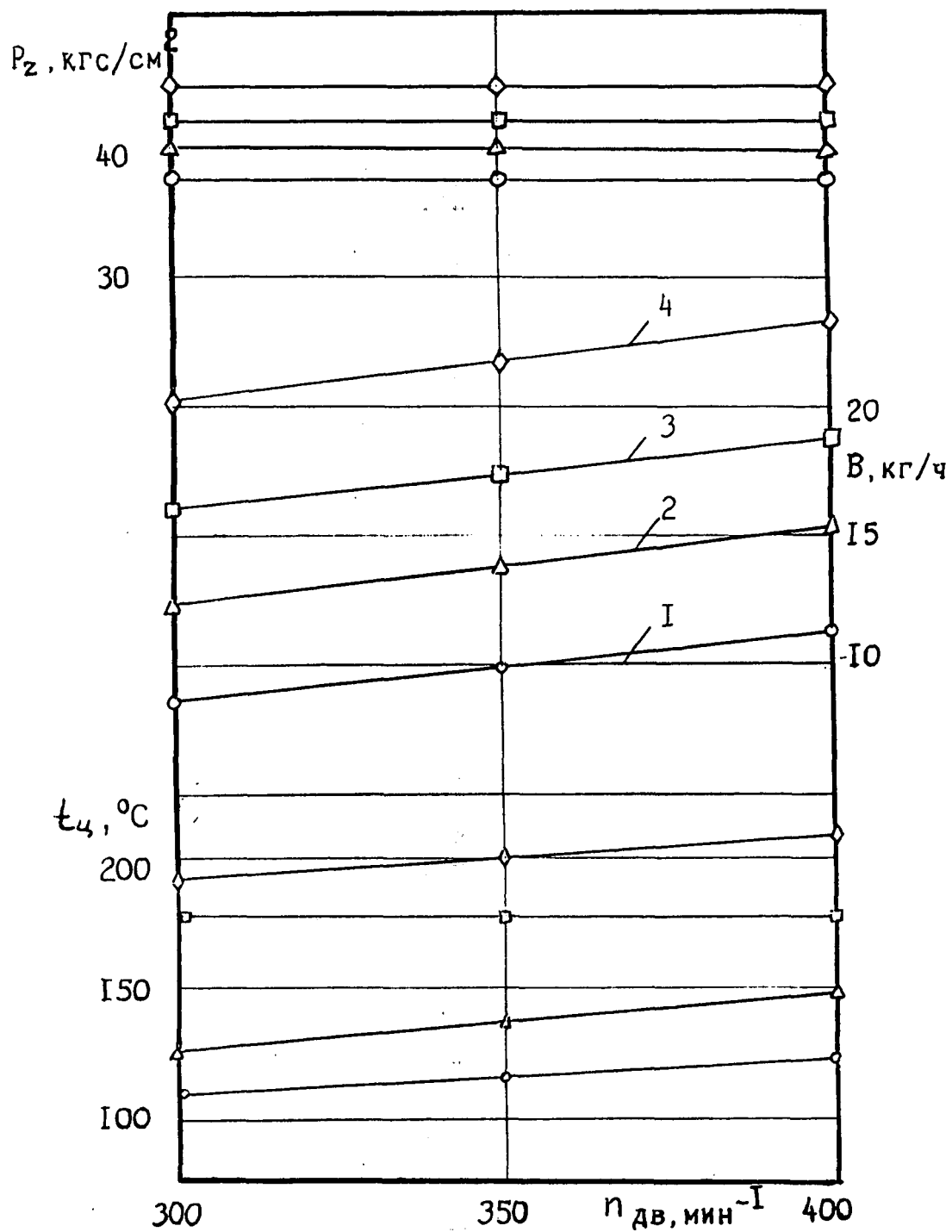


Рис. 1.2 Изменение основных параметров дизеля 12Д70 (12ЧН25/27) от частоты вращения холостого хода: 1 - Ne = 0 кВт; 2 - Ne = 20 кВт; 3 - Ne = 40кВт; 4 - Ne = 60кВт.

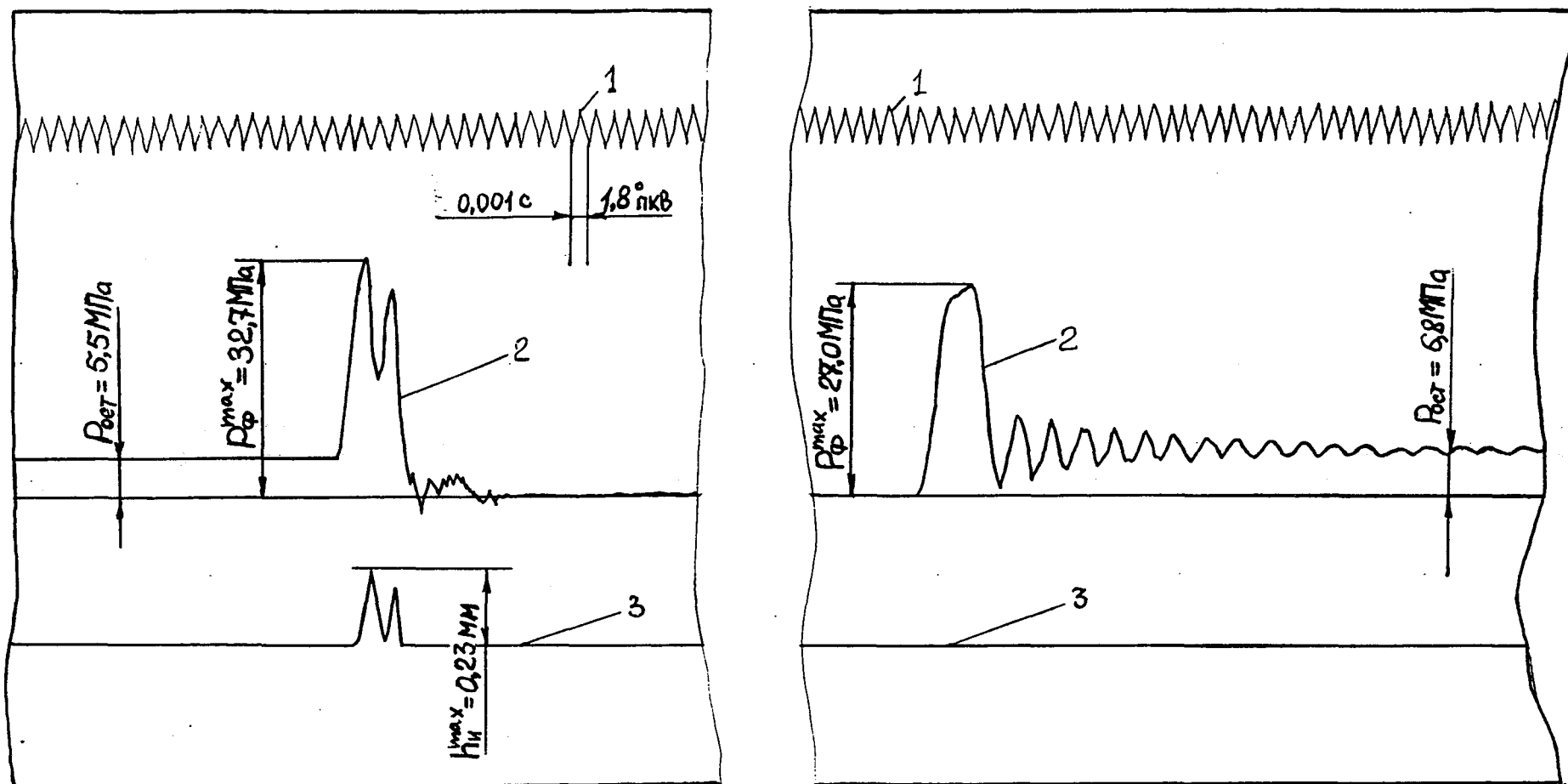


Рис. 1.3 Осциллограмма процесса топливоподачи ТА дизеля 1Д80Б на режиме $q_{ц} = 110 \text{ мм}^3$, $n_{\text{да}} = 300 \text{ мин}^{-1}$:
 1- отметка времени; 2- давление топлива у форсунки; 3- подъем иглы форсунки.

для примера, на рис. 1.3 приведены результаты осциллографирования работы ТА дизеля 1Д80Б, полученные нами на штатной ТА при экспериментальных исследованиях на безмоторном стенде на режиме холостого хода с пониженной от 350 до 300 мин⁻¹ частотой вращения коленчатого вала. Как видно из осциллограммы, на данном режиме ТА работает с пропусками циклов впрыскивания топлива. Это происходит из-за нестабильного уровня остаточного давления в топливопроводе $P_{ост}$. После впрыскивания топлива (наблюдается подъем иглы форсунки) остаточное давление резко падает. Вследствие падения остаточного давления подача топлива ТНВД при следующем активном ходе плунжера используется только на повышение давления в нагнетательном топливопроводе и впрыскивание топлива не происходит так как максимальное давление у форсунки не превышает давления $P_{фo}$. Таким образом, из-за конструктивных особенностей ТА тепловозных дизелей, топливо, поданное плунжером за один активный ход, не может пополнить израсходованного топлива в трубопроводе и обеспечить очередное впрыскивание. То же самое происходит при неравномерных впрыскиваниях, только разница для максимальных и минимальных величин остаточного давления у смежных циклов меньше. Аналогичные явления имеют место для ТА тепловозных дизелей всех типов /11,12,18/.

1.3 Повышение эксплуатационной топливной экономичности путем совершенствования конструкции ТА

Одной из причин невысокой топливной экономичности дизелей, как уже отмечалось, является неудовлетворительная работа ТС. Причины такой работы будут подробно описаны ниже. Однако, уже сейчас следует отметить, что в большинстве опубликованных работ рекомендуемые мероприятия в основ-

ном сводятся к устранению нестабильности цикловых подач топлива на ненормальных режимах как фактору отрицательно влияющему на протекание

процесса сгорания в целом. Отмечается, что следствием нестабильных подач является разжижение масла топливом.

Вопросы повышения давления впрыскивания топлива на ненормальных режимах работы дизелей рассмотрены в работах /11, 12, 19, 20, 21, 22, 23 и т.д./. В опубликованных работах предлагается путем совершенствования отдельных элементов ТС (ТНВД, форсунки) или перехода на другой участок профиля кулачка распределительного вала ТНВД, получить оптимальную характеристику топливоподачи, обеспечивающую увеличение давления впрыскивания топлива.

Для того, чтобы найти средства существенного повышения эффективности работы ТА тепловозных дизелей на режимах, требующих малых подач топлива (холостой ход, малые нагрузки, а также газодизельный процесс) необходимо выделить основные недостатки, имеющие место при ее работе, вскрыть причины этих недостатков и только после этого предлагать новые технические решения, свободные от данных недостатков. Основные недостатки ТА тепловозных дизелей хорошо известны /12, 22, 24, 25, 26/. Это:

- малый активный ход плунжера ТНВД на режиме холостого хода;
- низкое давление P_a^{\max} впрыскивания топлива (см. табл. 1.1) в цилиндры дизелей вследствие неполного подъема иглы форсунки и ранней отсечки подачи топлива;
- большие различия в величинах минимальных цикловых подач от цикла к циклу и по отдельным секциям ТНВД;
- величина цикловой подачи 15 % и менее от номинальной составляет около 1 % от суммарного объема топлива в линии высокого давления и оказывается в 2...3 раза меньше того объема топлива, который аккумулируется в полостях ТС в процессе сжатия.

На рис. 1.4 приведены зависимости параметров процесса впрыскивания в дизеле типа Д50 от частоты вращения кулачкового вала ТНВД для подачи $q_u=0,101$ г/цикл (8 % от номинальной), установленной при $n_{кул}=375$ мин⁻¹ и 135 мин⁻¹ /22/. При максимальной частоте вращения вала ТНВД ($n_{кул}=375$ мин⁻¹) давление $P_{вп}$ в колодце распылителя примерно в 2 раза меньше, чем в трубопроводе $P_{ф}$, и практически снижается до нуля при минимальной частоте вращения (кривые 1). Резкое падение давления впрыскивания в /22/ объясняется дросселированием топлива под конусом иглы форсунки вследствие малого ее подъема h_n (см. рис. 1.4).

Таблица 1.1 - Режимные параметры ТА тепловозных дизелей.

Тип дизеля	$n_{кул}$, мин ⁻¹ *		q_u , г/цикл		P_a^{max} , МПа	
	номинал	х.х	номинал	х.х	номинал.	х.х
ЧН21/21	700	300	0,5	0,06	75,5	18,0
ЧН26/26	500	175	1,43	0,09	69,0	18,6
ЧН31/36	375	175	1,72	0,22	65,0	17,0
ЧНЗ 1,8/33	375	150	1,46	0,18	58,9	18,0
ЧН26/27	500	175	1,04	0,12	57,0	20,8
ДН20,7/2x25,4	850	400	0,52x2	0,11	56,9	12,7

Несколько иначе протекает процесс впрыскивания при подаче топлива 0,101 г за цикл, но установленной при $n_{кул}=135$ мин⁻¹ (кривые 2), т.е. когда впрыскивание гарантировано на всех скоростных режимах. В этом случае давление $P_{ф}$ с изменением частоты вращения изменяется мало, перепад давления $P_{ф}-P_a$ уменьшается. Высота подъема иглы h_n при указанных выше условиях резко увеличивается, игла достигает упора уже при $n_{кул}=275$ мин⁻¹. С ростом частоты вращения вала величина подачи топлива также увеличивается, достигая 0,26 г за цикл при $n_{кул}=375$ мин⁻¹.

Исследования, проведенные в ЦНИДИ /27/ показывают, что наклоном скоростной характеристики ТА ($q_u=f(n_{кул})$ при $h_p=const$) можно существенно изменять минимальную границу частоты вращения. В топливных насосах зо-

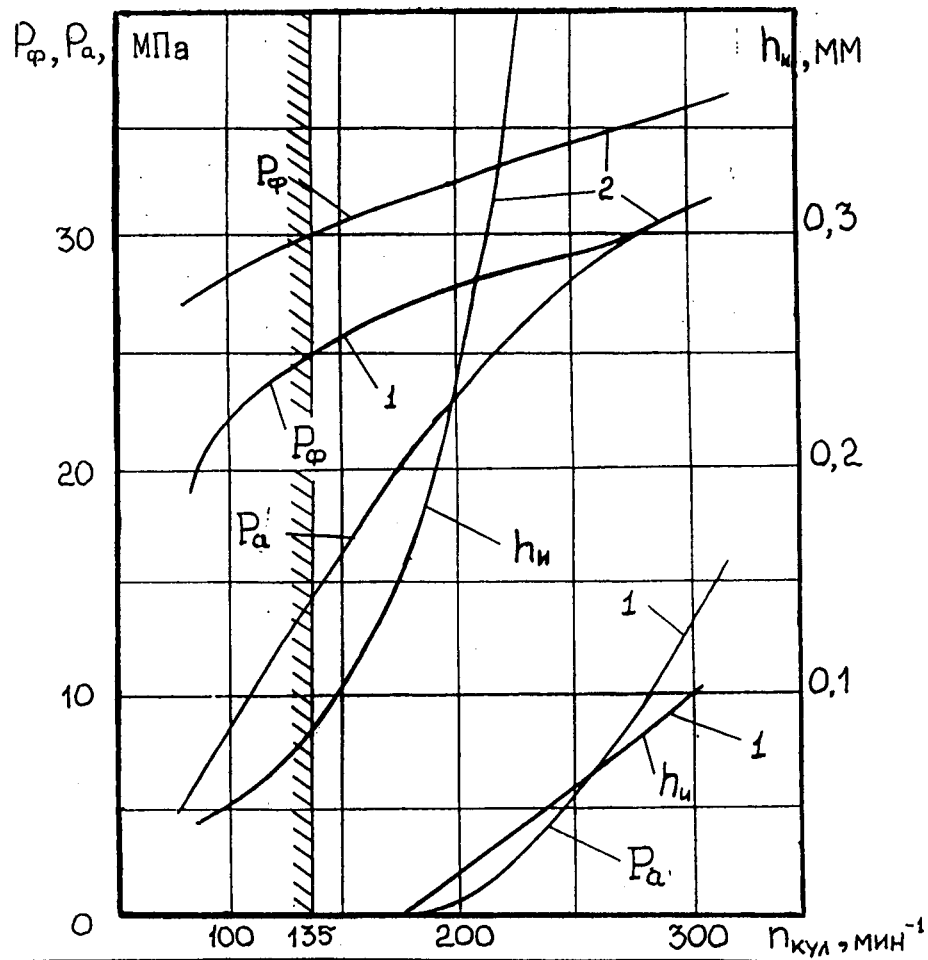


Рис. 1.4 Зависимость давления P_f топлива у форсунки дизеля типа Д50, давления P_a в колодце распылителя и подъёма h_n иглы от частоты вращения «кул при $q_{ц} = 120 \text{ мм}^3$: 1 - $n^{\wedge} = 375 \text{ мин}^{-1}$; 2 - $n^{\wedge} = 135 \text{ мин}^{-1}$.

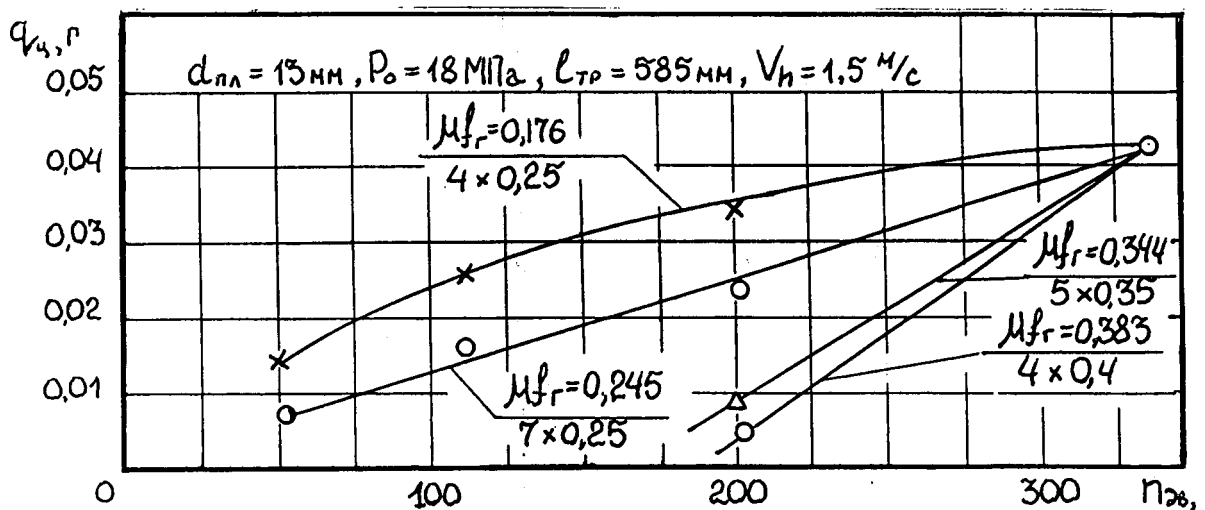


Рис. 1.5 Скоростные характеристики ГА дизеля 1 ОД 100 при различном эффективном проходном сечении r_{f_r} распылителя.

лотникового типа с уменьшением частоты вращения кулачкового вала (при $h_p = \text{const}$) величина цикловой подачи уменьшается довольно резко в зоне малых подач. Существенную роль на протекание скоростной характеристики оказывает величина полезного хода плунжера при данном положении рейки. Если изменение конструктивного параметра для получения заданной величины цикловой подачи приводит к увеличению полезного хода плунжера, то, как правило, скоростная характеристика ТА с указанным элементом будет более полой. Так, например, скоростная характеристика ТА будет выпрямляться с уменьшением эффективного сечения распылителя (рис. 1.5). Однако, при уменьшении эффективного проходного сечения распылителя возрастают максимальное давление и продолжительность впрыскивания на номинальном и близких к нему режимах.

На рабочий процесс дизеля оказывает влияние продолжительность впрыскивания $\phi_{\text{впр}}$. Чтобы повысить экономичность дизеля и снизить температуру выпускных газов необходимо понижать значение угла $\phi_{\text{впр}}$ на номинальном режиме /28, 29/. Этот угол можно уменьшить увеличением максимального давления впрыскивания /30, 31/ или эффективного проходного сечения распылителя /32/. Однако, следует учитывать, что в первом случае возрастут механические нагрузки на привод ТНВД, а во втором случае на режимах малых нагрузок и холостого хода будет низкое давление впрыскивания и, как следствие, плохое распыливание топлива.

Важнейшим требованием к топливной аппаратуре также является обеспечение необходимого закона подачи топлива. При исследовании «классической» топливной системы (насос высокого давления и форсунка, соединенные между собой нагнетательным трубопроводом) указанную задачу решать все труднее, и нередко принятое конструктивное исполнение далеко от оптимального. В качестве примера можно сослаться на значения максимального давления топлива при впрыскивании на номинальном режиме, полученные в большинстве среднеоборотных дизелей /28, 29, 33/ ($P_a = 80-95$ МПа), а фирмой

СЕМТ-«Пильстик» для дизеля РСЗО при $P_e=2,3$ МПа указывается максимальное давление впрыскивания 180 МПа /29/. Хотя для качественного распыливания топлива, как отмечается в /34 -36/, достаточно $P_a=50$ МПа. Экспериментальными данными /29/, в том числе данными фирмы СЕМТ -«Пильстик», для форсированных дизелей также подтверждается оптимальный уровень верхней границы мелкости распыливания с диаметром капли порядка 20 мкм (для дизельного топлива при давлении P_a впрыскивания около 60 МПа, для тяжелого топлива - 80 МПа), при котором обеспечивается минимальная задержка воспламенения и достаточно эффективное сгорание в цилиндре дизеля.

Наблюдаемая тенденция роста максимального давления P_a шах впрыскивания на номинальном режиме более 130-150 МПа очевидно обосновывается обеспечением требуемой продолжительности впрыскивания и стремлением расширить диапазон рабочих режимов с давлением P_a шах не ниже оптимальной величины (с учетом компенсации падения P_a на частичных режимах и режимах холостого хода).

Проведенный разными авторами /28, 29, 37, 38 и др./ анализ развития дизельной топливной аппаратуры показывает перспективность использования ступенчатой подачи топлива, организуемой форсунками специальной конструкции. Наблюдается значительный рост числа авторских свидетельств на технические решения специальных конструкций форсунок. При этом заложенные технические решения позволяют производить разделение цикловой подачи топлива на предварительную и основную порции с высокими качественными показателями давления и скорости впрыскивания топлива, качественного распыливания обеих порций топлива.

Учитывая многообразие технических решений конструкции форсунки, выделим лишь те, которые бы удовлетворяли требованиям улучшения топливной экономичности тепловозных дизелей на режимах холостого хода и малых нагрузок, а также возможности перевода их на работу по газодизельному циклу. Рассмотрим конструкцию и работу двухрежимной форсунки для дизеля ти-

па Д100 системы А. И. Голубева /39/ представленную на рис. 1.6. Все элементы форсунки собраны в ее корпусе. Топливо в форсунку подается через топливоподводящий штуцер к щелевому фильтру. Далее по зазору между корпусом распылителя и корпусом форсунки проходит в полость под дифференциальную площадку иглы. Топливо к сопловому наконечнику поступает по двум разделенным каналам. Далее канал сообщается с отверстием А диаметром 0,45 мм, второй - с двумя отверстиями Б диаметром 0,65 мм. Между иглой и распыливающими отверстиями Б установлен разделительный клапан 1, поджатый пружиной 2, и давлением газов со стороны цилиндра во время работы. На холостом ходу и малых нагрузках, когда давление топлива недостаточно для открытия клапана, впрыскивание топлива в цилиндр производится через одно отверстие А. С переходом на большие цикловые подачи растет давление топлива, клапан открывается и подача топлива происходит через три распыливающие отверстия.

Многочисленные экспериментальные и эксплуатационные исследования форсунок с двухрежимным впрыскиванием топлива выявили, наряду с бесспорными достоинствами, и негативные явления. Так, с увеличением времени эксплуатации теряется жесткость пружины клапана; при малой цикловой подаче, когда через форсунку проходит малое количество топлива, происходит закоксовывание распыливающих отверстий Б, образуется нагар и на запорной поверхности клапана, в результате чего последний от перегрева заклинивает (выход форсунки из строя). Дальнейшее развитие форсунка такой системы нашла в работе ХарГАЖТ. Предложенные /40/ конструктивные изменения позволили исключить некоторые недостатки форсунки, представленной на рис. 1,6. Однако, главный недостаток форсунок такой системы - локальное их применение, ограничивающееся дизелем типа Д100.

В /18/ описывается топливная система, предназначенная для работы на альтернативных топливах и использующая устройство попеременного впрыскивания дизельного топлива и топлива зажигания в камеру сгорания поршне-

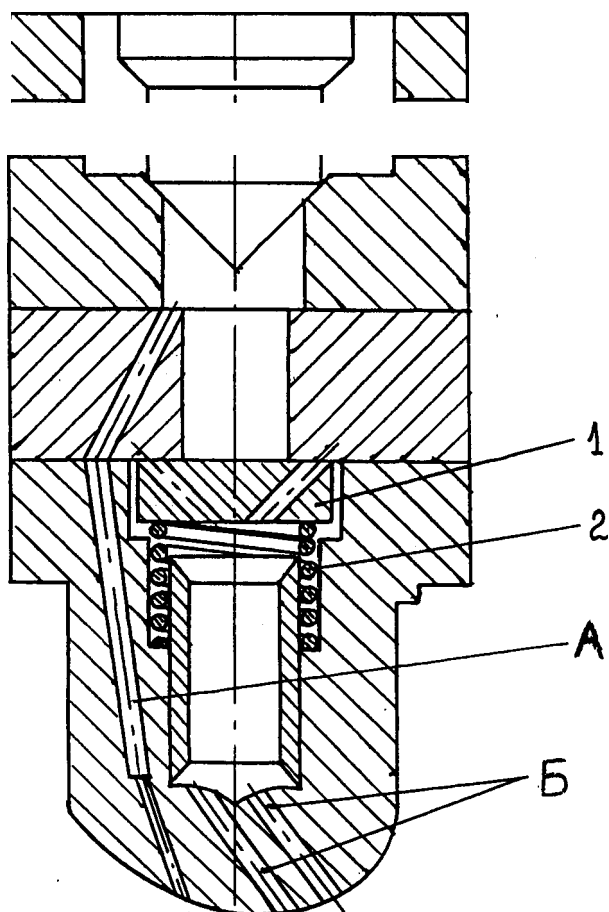


Рис. 1.6 Распылитель форсунки дизеля типа Д100 для ступенчатого впрыскивания топлива /39Г. 1 - разделительный клапан; 2 - пружина.

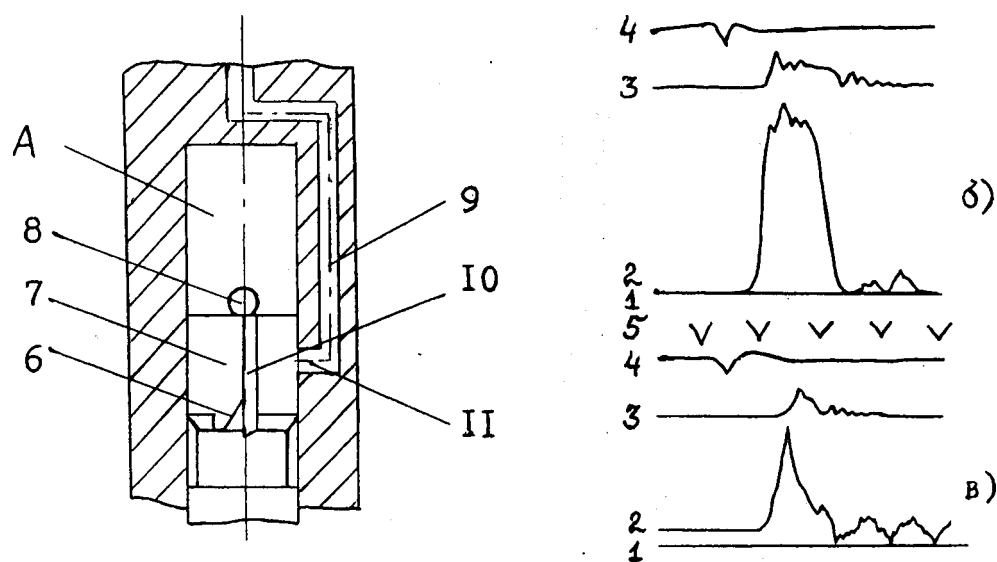


Рис. 1.7 Аккумулятор давления для дизеля типа Д100: а - конструкция плунжерной пары; б, в - осциллограммы процесса впрыскивания топлива (1- нулевая линия давления; 2- давление у форсунки; 3- подъём иглы; 4 - г.н.п.; 5-отметчик времени) при $q_{ц}=0,35$ г, $L_{дв}=850$ мин⁻¹; $q_{ц}=0,11$ г, $L_{да}=400$ мин⁻¹.

вого двигателя внутреннего сгорания, работающего на дизельном топливе или газе в качестве основного топлива. Запатентованная система позволяет производить подачу запальной порции дизельного топлива в количестве 1 % от номинальной цикловой подачи. Описанная в /40/ система обеспечивает при работе дизеля на газе, как на главном топливе, подачу запальной порции дизельного топлива через один сопловой канал распылителя аккумуляторной форсунки. Остальные сопловые каналы при этом закрыты. При работе по дизельному циклу, объем цикловой порции впрыскивается в камеру сгорания как через сопловой канал для запального топлива, так и через каналы, расположенные по окружности носика распылителя. Сложность изготовления данной конструкции и дальнейшее ее техническое обслуживание составляют, на наш взгляд, основные препятствия для внедрения описанной конструкции в тепловозных дизелях.

К сожалению, при очевидных преимуществах, данные способы интенсификации впрыскивания обладают и рядом недостатков, а именно. Усложнение конструкции распылителя из-за введения дополнительных прецизионных цилиндрических поверхностей или уплотнительных конусов. Расширение допуска на зазор по цилиндрической части регулирующего штифта или на геометрию дополнительных конусов неизбежно повлечет за собой ухудшение стабильности гидравлических характеристик отдельных экземпляров распылителей и разрегулировку топливо-впрыскивающей аппаратуры. Полностью исключена возможность унификации модернизируемого узла (для каждого типа дизеля необходимо индивидуальное исполнение). Все эти факторы приводят к очевидным ограничениям в применении данного способа повышения эксплуатационной топливной экономичности тепловозных дизелей.

Как уже отмечалось выше, стабилизация остаточного давления является необходимым условием стабильности цикловой подачи. Поэтому, особый интерес представляют топливные системы высокого давления, в которых это давление остается постоянным или изменяется по определенному закону.

Например, для конструкции плунжерной пары ТНВД /24/ данную задачу решают применением подпитки линии высокого давления топлива. На плунжере выполняют дополнительную перемычку с криволинейной кромкой, расположенной ниже отсечной кромки. В конце хода плунжера на режимах малых подач перемычка перекрывает отверстие во втулке и образующаяся волна подачи открывает нагнетательный клапан и подпитывает линию высокого давления топливом. Как отмечается в /24/, системы с такими ТНВД позволяют обеспечивать отношение цикловой подачи на холостом ходу к цикловой подачи на номинальном режиме, равное $1/30-1/40$.

Для снижения минимально устойчивых цикловых подач и повышения качества распыливания топлива применяют ТНВД с корректирующим нагнетательным клапаном. Так, например, клапан, описанный в /41/, имеет два отсасывающих пояска. Основной поясок входит во втулку с малым зазором, а дополнительный поясок, расположенный под основным и отделенный от него канавкой, - с большим зазором. При малых подачах дополнительный поясок не выходит из направляющей втулки и обеспечивает пропуск достаточного количества топлива к форсунке. По мере увеличения нагрузки величина подъема клапана становится большей. Опускаясь с большей высоты, клапан освобождает значительный объем в штуцере, усиливая разгрузку линии высокого давления. Таким образом, изменение эффекта отсасывающего действия клапана достигается дросселированием топлива в выходном сечении. Главным недостатком этого конструктивного решения является требования по изготовлению такого типа нагнетательных клапанов. При малой высоте отсасывающих поясков уменьшается допуск на их величину, т.к. все секции ТНВД на дизеле должны действовать одинаково.

Постоянное давление открытия иглы на всех режимах является существенным недостатком регулирования форсунок и ограничивает средства оптимизации процесса топливоподачи во всем рабочем диапазоне режимов дизеля. В связи с этим в дизелестроении постоянно ведутся поиски способов автомата-

ческого изменения давления $P_{ф0}$. Многочисленные предложения в патентной и другой технической литературе /И, 34, 42, 43, 44 и др./ основаны на использовании гидравлических, пневматических, электронных и электромагнитных устройств для регулирования работы форсунки.

В работе /11/ предлагается путем использования форсунок с догрузателем мембранного типа, а также форсунок с автоматическим режимом изменения давления гидрозапирающей жидкости и гидравлическим запирателем иглы увеличить давление и скорость впрыскивания топлива. По мнению авторов, предложенный способ позволяет значительно улучшить работу ТА на режимах холостого хода. Однако, из-за значительного усложнения конструкции способ не нашел практического применения.

В работе /34/ приводятся результаты испытаний гидравлически запираемой форсунки, особенностью которой является отсутствия у нее пружины и толкателя и осуществление запорных функций распылителя посредством дизельного топлива, масла или их смеси, действующих под определенным давлением на верхний торец иглы. В результате этого, форсунка с гидравлическим запирателем иглы обладает рядом преимуществ. Так, существенное уменьшение инерционной массы подвижных частей форсунок создает условия для сокращения периода некачественного распыливания топлива в концевой фазе впрыскивания, исключение механической запорной системы устраняет нежелательные радиальные нагрузки на иглу, улучшается смазка трущихся поверхностей.

Исследование судового дизеля типа ЗД12 мощностью 300 л.с., оборудованного гидравлически запираемыми форсунками показало, что удельный расход топлива на частичных нагрузках и режиме холостого хода можно снизить до 5-6 % при относительном увеличении максимального давления сгорания на 0,2-0,3 МПа. Обобщение опыта эксплуатации гидрозапорных форсунок /42/ позволило выявить их основные недостатки по сравнению с механическими форсунками.

В случае разгерметизации системы гидрозапора создается аварийная ситуация, приводящая к вынужденной остановке дизеля, т.к. начинается интенсивное дымление, повышение температуры выпускных газов и деталей ЦПГ. Значительно ухудшаются пусковые качества дизеля, т.к. в эксплуатации перед пуском дизеля не удастся обеспечить повышенное давление гидрозапорной жидкости. Усложняется обслуживание дизеля в связи с тем, что система гидрозапора требует непрерывного наблюдения и систематической профилактики. Существенно повышается стоимость дизеля из-за установки гидрозапора (на некоторых дизелях на 10-15 % от первоначальной стоимости). Однако, на основе перечисленных недостатков нельзя сделать вывод, что гидравлическое запираание иглы во всех случаях хуже механического. Гидравлическое запираание иглы перспективно в форсунках с электронным управлением /43, 44/, при котором упрощается конструкция форсунки по сравнению с пружинным запираанием.

В работе /12/ описан метод интенсификации впрыскивания топлива на режиме холостого хода за счет включения в надплунжерную полость ТНВД дополнительного аккумулирующего объема. Схема ТС показана на рис. 1.7 а. На ней обозначены: 6- отсечная кромка плунжера; 7- плунжер; 8- всасывающее отверстие; 9,10,11 - отверстие, паз и канал, организующие отвод топлива из аккумулятора в штуцерную полость ТНВД, А- дополнительный объем.

Такой насос работает следующим образом. В начальный момент времени, когда открывается отверстие 11, количество топлива, поступающего через это отверстие, будет складываться из объема, описываемого плунжером 7 в единицу времени и объема топлива, которое будет поступать из объема А. В дальнейшем, когда запас энергии предварительно сжатого топлива в камере А израсходуется, поступление топлива из камеры насоса в трубопровод высокого давления к форсунке ничем не будет отличаться от его подачи насосом золотникового типа. На рисунке 1.7 в,б приведены осциллограммы процесса впрыскивания для насоса с аккумулятором давления. Предварительное сжатие

топлива в замкнутом объеме способствует повышению давления топлива в системе (а следовательно и повышению давления впрыскивания) в начальный момент его нагнетания в трубопровод, когда плунжер перемещается с малой скоростью, что имеет важное значение при малых подачах и минимальной скорости вращения вала двигателя. Главным недостатком описанной ТС является резкое перераспределение топлива по фазам впрыскивания в сравнении с серийной системой. При этом характеристика подачи на номинальном режиме оказалась неблагоприятной для рабочего процесса двигателя (значительно большая доля топлива, чем в серийной системе, поступает в цилиндр за период индукции). Работа дизеля на номинальном режиме ухудшается.

Для малых подач может быть применен отдельный топливный насос высокого давления [22, 44, 45]. На рис. 1.8 а,б представлены схемы топливных систем с двумя насосами. Насос 1 (рис. 1.8 а) предназначен для работы двигателя на средних и номинальных нагрузках. Насос 2 - для подач холостого хода и малых нагрузок. В варианте рис. 1.8 а трубопроводы от обоих насосов подключаются к тройнику 3, а тройник - к форсунке 4. Чтобы устранить неравномерность подачи по цилиндрам, у насоса 2 выбирается малый размер плунжера и большой активный ход. Путем подбора профиля кулачка насоса 2 объемную скорость подачи малых порций топлива можно довести до величины, превышающей необходимое давление впрыскивания топлива при работе на одну форсунку с таким же проходным сечением распылителя.

Проще получить необходимое давление впрыскивания при работе насосов 1 и 2 на отдельные форсунки (рис. 1.8б). В этом случае насос 2 работает на форсунку 4 с меньшим проходным сечением сопел. Насос 2 при этом отрегулирован на подачу холостого хода.

На рис.1.8в показана схема ТС с одним насосом и двумя форсунками. Насос работает на две форсунки. Форсунка 5 имеет проходное сечение сопел значительно меньше, чем в форсунке 4. В этом случае проще повысить давление впрыскивания, т.к. топливо подается с большей объемной скоростью. Но

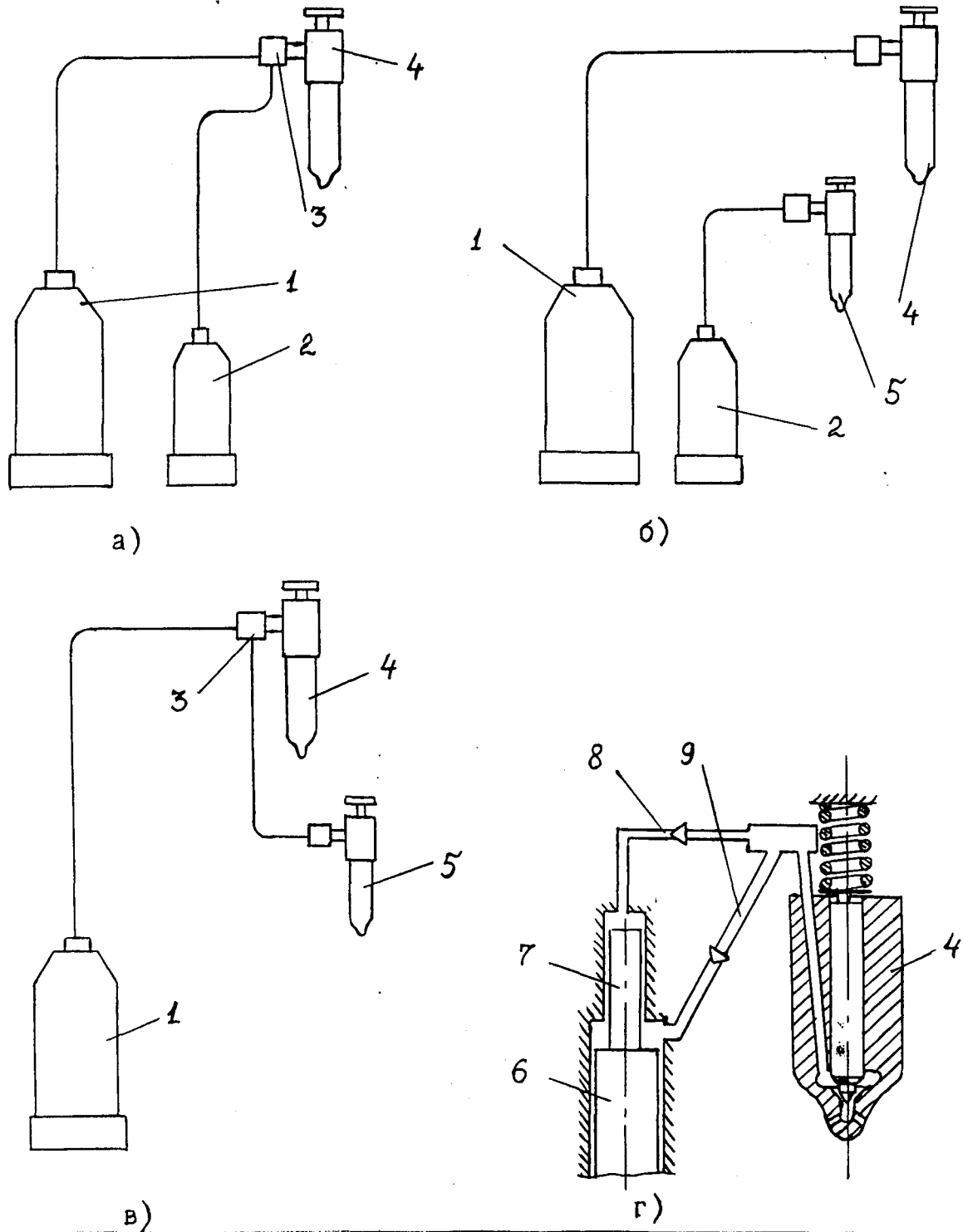


Рис. 1.8 Возможные конструктивные решения интенсификации впрыскивания топлива на режимах малых подач: 1- штатный ТНВД; 2- дополнительный ТНВД; 3- тройник; 4- штатная форсунка; 5- дополнительная форсунка; 6, 7- плунжеры ТНВД основной и малой подачи; 8, 9- топливопроводы.

пропуски при малых подачах, как показали опыты /22/, не устраняются, т.к. плунжер большого размера имеет малый активный ход, а объем, описываемый плунжером в течение активного хода, меньше объема, описываемого нагнетательным клапаном.

На рис. 1.8г показана схема двухплунжерных насосов /35, 46, 47, 48, 49/. Так, например, топливный насос двигателя VV 40/54 /35, 46/ имеет два соосно расположенных и жестко соединенных между собой плунжерных элемента разного диаметра. Насос регулируют по концу подачи, причем плунжеры могут быть выполнены с различным углом наклона отсечных кромок, благодаря чему обеспечивается требуемое в зависимости от режимов работы дизеля количественное регулирование подачи топлива каждым плунжером. От каждой секции ТНВД идут самостоятельные трубопроводы 8 и 9, которые входят в общую полость и разделяются в ней обратными клапанами. Топливопровод 8 от плунжера 7 малого диаметра выполняют с меньшим проходным сечением. На небольших нагрузках в таких топливных системах работает только плунжер 7. При увеличении нагрузки свыше 30% топливо подается обоими плунжерами. Недостатком такой схемы является нетехнологичность плунжерных пар и увеличенная длина насоса, которая не может быть приемлема в тепловозном дизеле.

1.4 Постановка задачи.

На основании обзора и анализа выполненных работ по повышению эксплуатационной топливной экономичности за счет снижения расхода топлива тепловозными дизелями на режимах холостого хода и малых нагрузок, конструкторских и схемотехнических решений, направленных на модернизацию серийной топливной аппаратуры и создание новых элементов топливной аппаратуры и, учитывая требования скорейшего внедрения в практику меро-

приятый по экономии дизельного топлива, можно сделать следующее заключение.

Наиболее известными методами, позволяющими сберечь топливо тепловозами, являются:

- отключение подачи топлива в часть цилиндров. Как отмечается в приведенных выше работах, данное мероприятие позволяет уменьшить расход топлива на холостом ходу, загрязнение масла в картере и токсичность отработавших газов;

- более перспективным способом отключения цилиндров считается одновременное прекращение подачи топлива в отключаемые цилиндры и газообмена в них путем остановки клапанов газораспределения. Так, например, на дизелях 6ЧН21/21 отключение только топливоподачи в половине цилиндров снижает часовой расход топлива на режиме холостого хода на 3-5 %, тогда как одновременное отключение топливоподачи и газоснабжения повышает экономичность этих режимов на 20-22 %. Однако, при ощутимых преимуществах этих методов, и, прежде всего, по снижению эксплуатационного расхода топлива, ряд особенностей сдерживает их реализацию в серийном производстве: усложнение конструкции привода всасывающих и выпускных клапанов, трудность обеспечения быстрого действия процесса включения. Одним из главных недостатков системы топливоподачи с отключением части насосов, является то, что улучшение качества впрыскивания достигается только за счет повышения цикловой подачи. При этом воздействие на параметры процесса топливоподачи, например, увеличение максимального давления впрыскивания, ограничено как возможным числом отключения цилиндров, так и неизменным скоростным режимом работы топливной аппаратуры;

- понижение минимальной частоты вращения коленчатого вала тепловозного дизеля при его работе на холостом ходу рационально с точки зрения экономии топлива. Как отмечается в рассмотренных работах, глав-

ным ограничением при выборе минимальной частоты вращения коленчатого вала является трудность сохранения устойчивой работы топливной аппаратуры.

Таким образом, можно считать, что наиболее общим и эффективным решением по снижению расхода топлива на режимах холостого хода и малых нагрузок является совершенствование систем топливоподачи, обеспечивающее повышение давления впрыскивания и сокращение продолжительности топливоподачи, что позволяет понижать частоту вращения на этих режимах. Кроме того, такой подход позволяет обеспечить качественную подачу минимальной запальной порции дизельного топлива при газодизельном процессе.

В литературе, что отмечалось в предыдущих разделах, описано множество способов улучшения качества топливоподачи на неноминальных режимах. В опубликованных работах предлагается путем совершенствования отдельных элементов ТС (ТНВД, форсунка), перехода на другой участок профиля кулачка распределительного вала ТНВД, подключения дополнительных форсунок или насосов, и т.д. получить оптимальную характеристику топливоподачи. Приводятся результаты работ по применению систем с электромагнитным управлением. Большинство описанных мероприятий по модернизации ТС требуют больших капиталовложений и сложны в техническом исполнении. Поэтому наиболее разумным представляется введение нового элемента, не нарушающего нормальную работу ТА, а лишь обеспечивающего повышение давления впрыскивания и сокращение периода подачи топлива на режимах холостого хода и малых нагрузок. Именно это является целью настоящей диссертационной работы.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать методику и провести расчетно-экспериментальные исследование работы топливной системы тепловозных дизелей различных типов на режимах, требующих малых подач топлива;

предложить новое техническое решение интенсификации процесса топливоподачи на режимах холостого хода и малых нагрузок, а также впрыскивания запальной порции дизельного топлива при работе тепловозного дизеля по газодизельному процессу;

разработать принципиальную схему и конструкцию новой топливной системы;

разработать методику расчета модернизированной ТС;

провести экспериментальные исследования на безмоторном стенде и на опытном тепловозном дизеле новой топливной системы;

провести эксплуатационные испытания дизеля маневрового тепловоза, топливная система которого включает в себя новые конструктивные элементы;

отработать инженерный метод расчета основных конструктивных и регулировочных параметров нового элемента топливной аппаратуры для различных типов тепловозных дизелей.

ГЛАВА 2

РАЗРАБОТКА МЕТОДА ИНТЕНСИФИКАЦИИ ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА НА РЕЖИМЕ ХО- ЛОСТОГО ХОДА ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ

2.1. Расчетное исследование процесса впрыскивания малых порций топлива.

С целью определения действительных причин неудовлетворительной работы топливной аппаратуры на режиме холостого хода были проведены численно-аналитические и экспериментальные исследования процесса топливоподачи. Созданный расчетно-экспериментальный метод исследования позволяет оценить влияние основных параметров топливной системы на показатели впрыскивания топлива в цилиндры тепловозных дизелей. За основу была взята топливная система разделенного типа. Системами такого типа оснащены тепловозные дизели 6ЧН31/36, 6ЧН21/21, 12ЧН26/27, 16ЧН26/27 и др. Расчетная гидравлическая схема и основные параметры такой системы приведены на рис.2.1.

Выполнение расчетной части исследования потребовало разработки численно-аналитического упрощенного метода гидродинамического расчета процесса топливоподачи на режиме холостого хода, в основу которого положены известные методы Астахова И. В. и Фомина Ю. Я. /32, 50, 51/.

Выбор динамической модели расчета обусловлен тем фактом, что на режиме холостого хода работа носит ярко выраженный импульсный характер и применять статические методы расчета, которые иногда используются для номинального режима, недопустимо.

Условия работы топливных систем разделенного типа на режимах, требующих малых подач топлива, а именно:

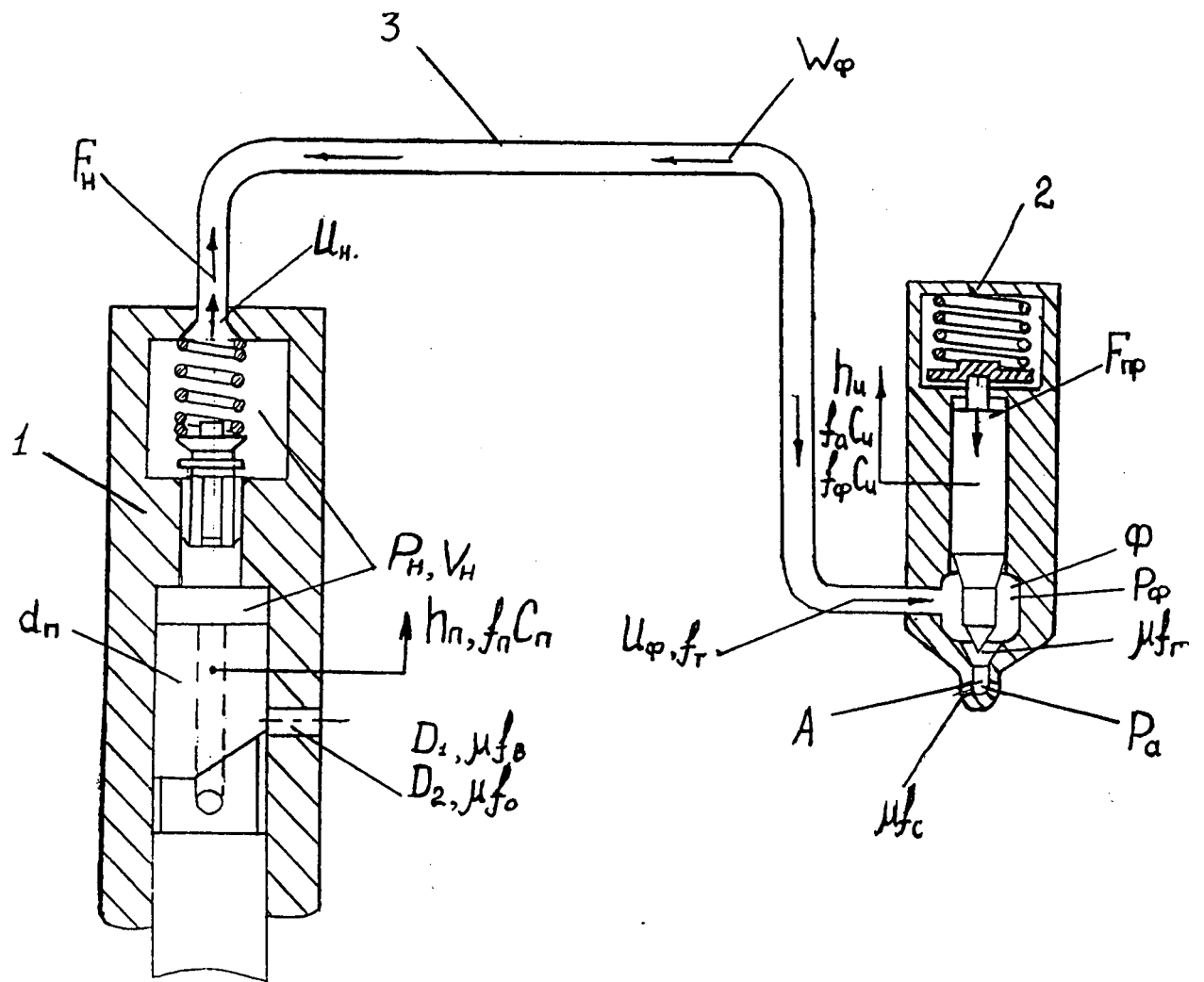


Рис. 2.1 Принципиальная схема топливной системы тепловозных дизелей:
 1 - топливный насос высокого давления (ТНВД); 2 - форсунка;
 3 - топливопровод.

- относительно малые величины давления и скорость течения топлива в период впрыскивания;

малый активный ход плунжера;

- соизмеримость продолжительности впрыскивания с продолжительностью распространения звуковых волн по нагнетательному трубопроводу;

позволяют принять ряд допущений:

- пренебречь влиянием гидравлического сопротивления трубопровода, а физические параметры топлива (коэффициент сжимаемости (α) скорость распространения звуковой волны в топливе (a) и плотность топлива (ρ)) принять постоянными;

- принять скорость плунжера C , на участке активного хода постоянной;

- не учитывать перепад давлений в надплунжерной и штуцерной полостях, а также влияние нагнетательного клапана на этот перепад;

- не учитывать сжимаемость топлива в полости форсунки;

- два процесса - процесс формирования импульса давления топлива, распространяющегося по топливопроводу от ТНВД к форсунке и процесс трансформации этого импульса в давление впрыскивания топлива с начала подъема иглы форсунки разделить во времени и рассматривать отдельно.

Рассмотрим эти разделенные во времени процессы подробно.

2.1.1. Процесс формирования импульса давления топлива

Процесс формирования импульса F_H давления топлива описывается следующей системой уравнений:

$$(2.1.1)$$

$$(2.1.2)$$

$$P^{\wedge}-Poan \quad (2-1.3)$$

$$(2.1.4)$$

где $q_H = f_n C_{p,oe} V(2/p) P_u$ - объемная скорость топлива, вытекающего из штуцера ГНВД в топливопровод.

Уравнение (2.1.1) описывает процесс сжатия топлива в полости насоса, уравнения (2.1.2) и (2.1.3) описывают процесс формирования прямых F_u и отраженных Иф волн давления в концевых сечениях топливопровода, а уравнение (2.1.4) определяет условие отражения этих волн в объеме форсунки до начала подъема иглы.

После линеаризации этой модели и перехода к безразмерным переменным и

$$\dot{P}_{ост} - 2F_{u,(r-1)} = \beta M > M \quad (2.2)$$

где

$$\tau = \frac{t}{2T}; \beta = \frac{2 f_{\pi} L_{TP}}{V_n}$$

Функция $P_n(m)$ имеет размерность давления и определяется по следующему кусочно-линейному закону:

$$P_o \frac{\tau}{\tau_1}; \tau \leq \tau_1$$

$$P_o \wedge m < m_x + m_2 \quad (23)$$

$$P_o \left(1 \right)$$

Графическая интерпретация этого закона представлена на рис. 2.2. Величина P_o удовлетворяет соотношению:

$$o \frac{1}{a p} \quad (2.4)$$

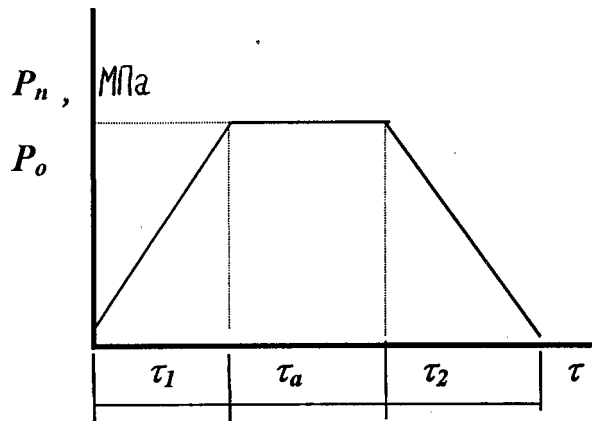


Рис. 2.2.

и представляет собой так называемое "равновесное" значение давления для полости насоса, при котором объемная скорость ухода топлива в полубесконечный трубопровод совпадает с объемной скоростью подачи топлива плунжером насоса $f_u C_n$. Вторая строка формулы (2.3) соответствует участку активного хода плунжера (см. рис. 2.2) (τ_a - относительная продолжительность этого участка); первая и третья строки формулы (2.3) соответствуют участкам дросселирования топлива через не полностью перекрытые всасывающие и отсечные отверстия. Безразмерные величины Tl и m_2 - относительные величины участков дросселирования - определяются по формуле:

$$\Gamma_k = \frac{2T \cos \gamma - P_{ki} D_{kC}}{V p} \quad (2.5)$$

где P_k - среднее давление в полости насоса при перекрытии всасывающих отверстий ($k=1$) и открытии отсечных отверстий ($k=2$);

D, i - диаметр и число дозирующих отверстий;

γ - угол наклона отсечной кромки плунжера.

Алгоритм решения полученной системы уравнений (2.2) включает два этапа. На первом этапе принимается, что Tl и m_2 равны 0, т.е. не учитывается влияние дозирующих органов, и система (2.2) решается аналитически для характерного значения параметра β . На втором этапе учет влияния дозирующих отверстий сводится к

линейному преобразованию полученных на первом этапе зависимостей по формулам:

$$P_H(t) = \int_0^t P_H'(t - \tau) \cdot \left(P_n \frac{\tau}{P_0} \right) dt ,$$

$$F_H(t) = \int_0^t F_H'(t - \tau) \cdot \left(P_n \frac{\tau}{P_0} \right) dt .$$

Так, для характерных значений $mi = 1$, $\tau_2 = 0,5$ и $ft = 1$ решение системы (2.1) на рисунке 2.3 показано сплошной линией. Налицо крайне неравномерный ступенчатый характер изменения давления F при работе ТА на режиме холостого хода.

Аналогичный характер носят зависимости $F_H(t)$, полученные в результате обработки экспериментальных кривых изменения давления $P_H(t)$ топлива у штуцера ТНВД и форсунки $P\phi(1)$ на режимах холостого хода дизелей 6ЧН31/36, 6ЧН21/21, 12ЧН26/27 (рис. 2.3 - 2.5). Если пренебречь дросселированием топлива, то уравнения этой системы будут зависеть от коэффициента β , который пропорциональный отношению масс движущегося и неподвижного топлива в линии высокого давления ТС. Причиной такого характера изменения давления $F_H(t)$ является инерционность столба топлива в топливопроводе. Дросселирование топлива при неполном открытии дозирующих отверстий, определяемое в нашей модели параметрами γ_1 и γ_2 , несколько "выглаживает" эту зависимость (рис. 2.3), но ее колебательный характер сохраняется. Становится очевидным, что оценка характера изменения $F_H(t)$, каким-либо аналитическим образом вызовет большие трудности, поэтому графики $F_H(t)$, пример которых для ТА дизеля 6ЧН31/36 приведен на рис. 2.3, являются наиболее приемлемыми критериями для качественной оценки изменения давления $F_H(t)$ в импульсе подачи. Как будет видно из дальнейшего, такой характер изменения давления $F_H(t)$ является главной причиной неоднозначного влияния параметров топливной аппаратуры (d^{\wedge} , d_n , $P\phi.o.$, $C_{..}$) на интенсивность впрыскивания топлива на х.х. При этом средняя высота ступенек определяется ве-

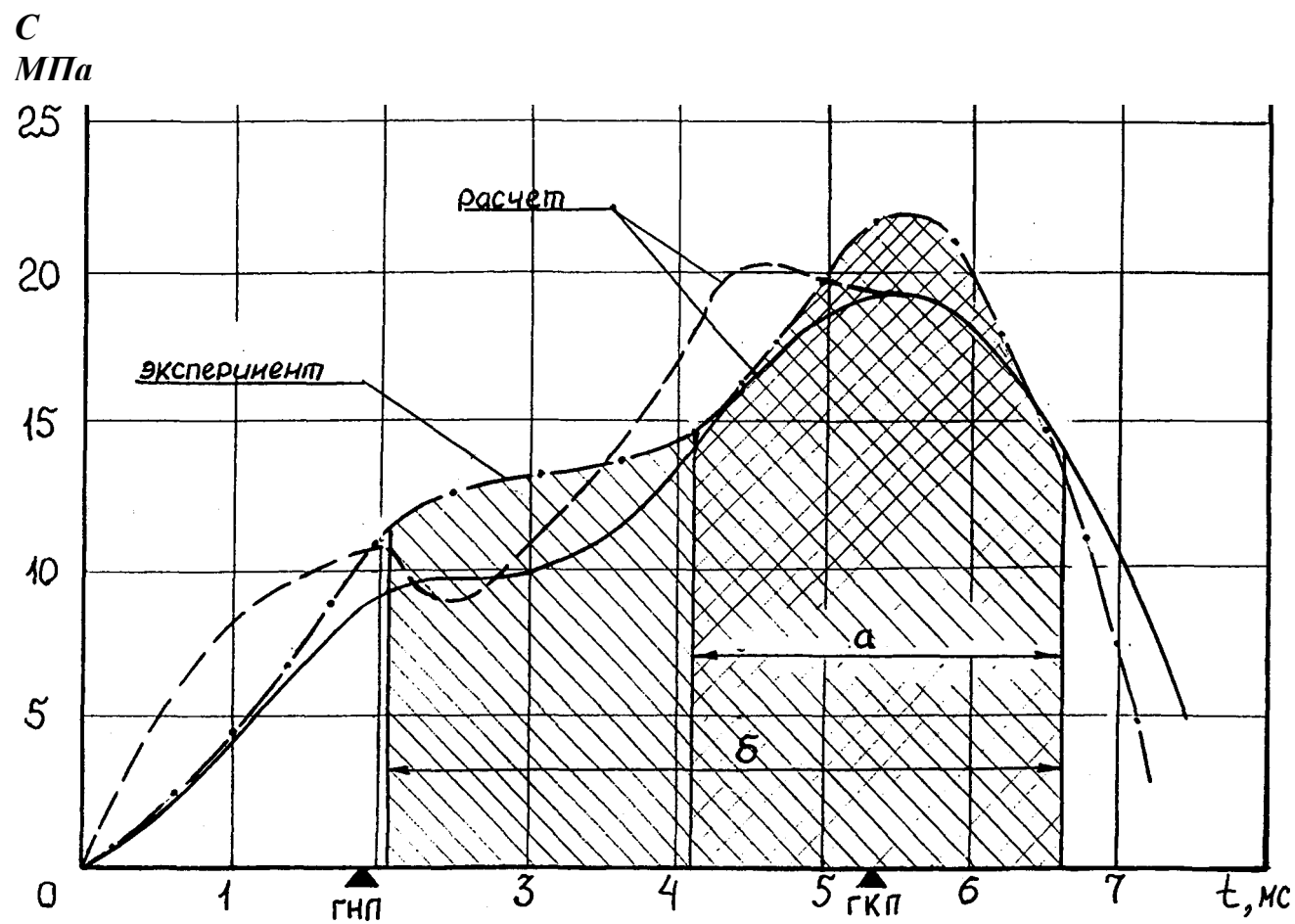


Рис. 2.3 Кривые изменения давления топлива F_H в волне подачи при работе ТС дизеля 6ЧН31/36 на режиме холостого хода: с учетом (—) и без учета (-----) дросселирования топлива в отсечных отверстиях втулки плунжера ТНВД. Участок впрыскивания: *a* - при $P_{ф0}=28$ МПа; *б*- при $P_{ф0}=22$ МПа.

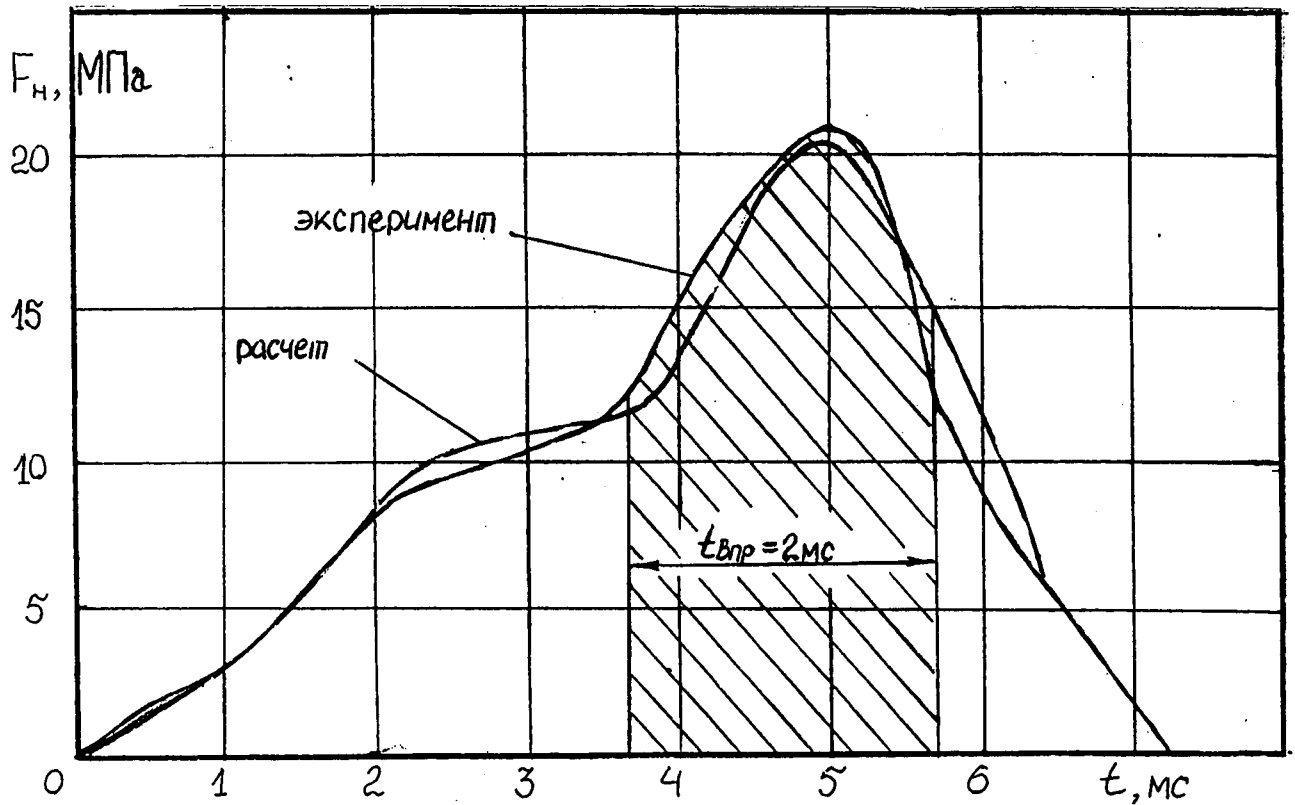


Рис. 2.4 Изменение давления F_H в ТС дизеля 6ЧН21/21 на режиме холостого хода ($n_{дв}=470 \text{ мин}^{-1}$; $q_u=68 \text{ мм}^3$).

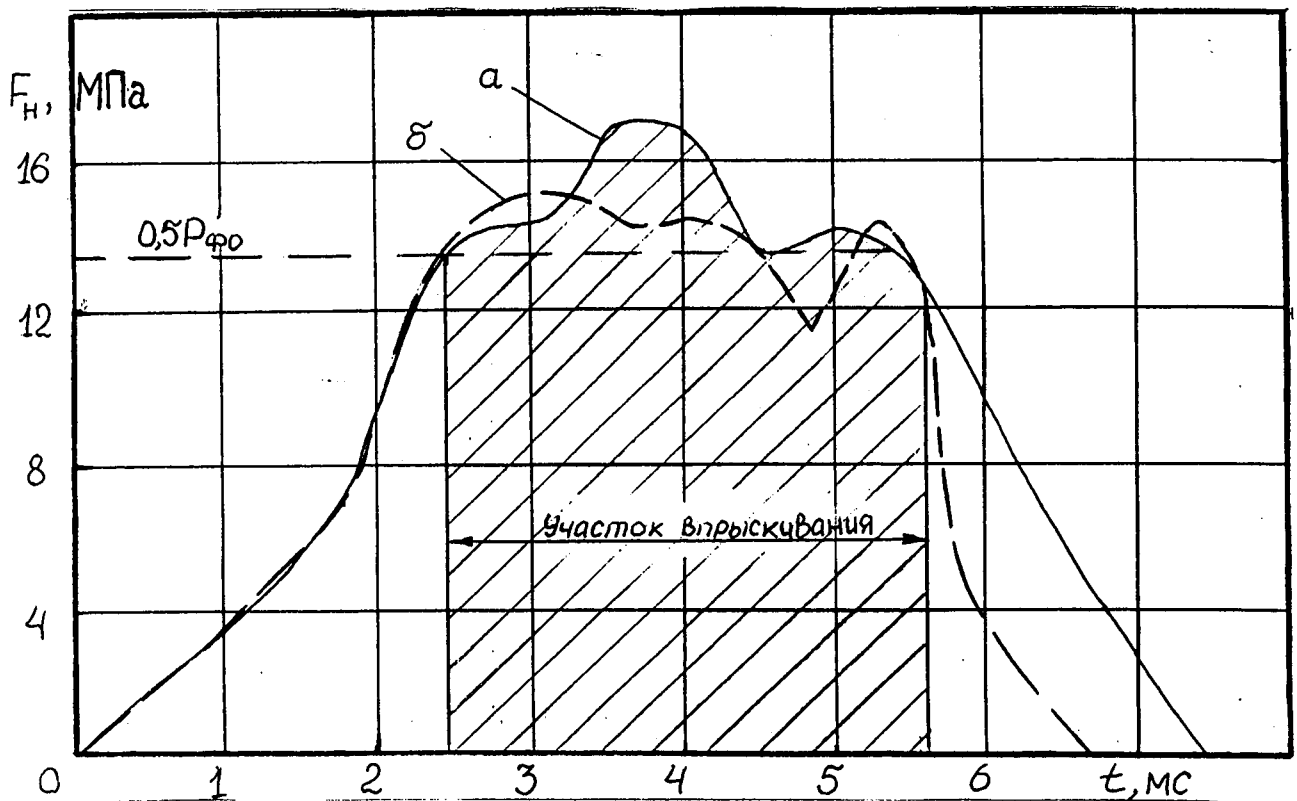


Рис. 2.5 Изменение давления F_H в ТС дизеля 12ЧН26/27 на режимах холостого хода: **а** - $n_{дв}=350 \text{ мин}^{-1}$; $q_u=110 \text{ мм}^3$; **б** - $n_{дв}=300 \text{ мин}^{-1}$; $q_u=110 \text{ мм}^3$.

личиной "равновесного" давления P_0 , а периодичность ступенек- величиной $2T$, равной времени распространения звуковой волны от ТНВД к форсунке и обратно.

2.1.2 Процесс трансформации импульса давления в давлении впрыскивания топлива.

Второй процесс можно описать следующими системами уравнений:

- при движущейся игле ($0 < h_u < h_{u \max}$)

$$f_{,4} = \dot{\phi} C_{, + M/r} (\phi, \dot{\phi} (P_{\phi} - P_a),$$

$$\text{нЖ }) / L (P_{\phi} - P_a) = X_{\text{и+м/е}} \quad (P_a - P_{\text{и}})$$

$$i_{\phi} = T_2 p_{\phi} - P_{\phi} + P_0, \quad (2.6)$$

$$\frac{\dot{\phi} P_{\phi} + f_a P_a = F_{\text{нр}} = D P_{\phi 0} +$$

- При неподвижной игле ($h_u = h_{u \max}$)

$$f_{, \text{ар}} (2P_{\phi} - P_{\phi} + P_{, , , ,}) = \dot{\phi} / \phi^{\text{га}}, | Y^r \phi - r^r D$$

$$(M f J^2 (P_a - P_u) = (p f^{*})^2 (P^* - P_u) \quad (2.7)$$

где $\dot{\phi}$ - площадь дифференциальной площадки иглы форсунки со стороны кармана распылителя;

$T_u = 2 \cdot m \phi / Z_u$ - период свободных колебаний витков пружины форсунки.

Последнее уравнение в системе (2.6) использует полученную в /58/ формулу для определения силы пружины с учетом колебания ее витков.

Решая эти уравнения, находим зависимость давления P_{ϕ} в волне подачи топлива у форсунки от скорости C_u перемещения иглы и давления топлива $P_{\text{вн}} = P_a - P_{\text{и}}$:

$$F_{\phi} = 0,5 \left(P_{\phi 0} - P_{\text{ост}} - P_{\text{и}} \frac{f_a}{f_{\phi}} + \left(\frac{Z_{\text{и}} T_{\text{и}}}{2 \cdot f_{\phi}} + \frac{f_a + f_{\phi}}{f_r} \text{ар} \right) C_{\text{и}} + \frac{\mu f_c}{f_r} \text{ар} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{\text{вн}} - P_{\text{вн}} \frac{f_a}{f_{\phi}}} \right). \quad (2.8)$$

Графики, соответствующие этой зависимости, приведены на рис. 2.6.

Эти зависимости вместе с формулами для объемной скорости впрыскивания топлива через распиливающие отверстия

$$C_{\phi} = V L \quad (2.9)$$

и эффективного проходного сечения по конусу иглы

$$A f. (h_u) = \frac{\dots}{\dots} \quad (2.10)$$

определяют так называемые динамические гидравлические характеристики форсунки. В этих характеристиках, в отличие от их статического аналога (см. рис. 2.7), кроме подъема иглы h_u форсунки, учтена ее скорость C_u перемещения между упорами, а вместо давления $P\phi$ в полости форсунки рассматривается давление $\Gamma\phi$ в прямой волне, приходящей к этой полости по нагнетательному топливопроводу, также предлагаемая модель позволяет учитывать колебание витков пружины форсунки.

Для сравнения напомним методику и результаты построения статической характеристики форсунки. С помощью известных формул [51], в зависимости от подъема иглы h_u определяется среднее эффективное проходное сечение под конусом иглы. По формуле

$$\delta = \frac{\dots}{\dots} = \dots$$

находим коэффициент понижения давления δ и строим статическую характеристику форсунки $\delta=f(h_u)$ (рис. 2.7).

Для получения закона впрыскивания топлива на режиме холостого хода тепловозного дизеля, близкого к оптимальному, необходимо, чтобы продолжительность впрыскивания составляла 1,5-2 мс. При этом более 50 % цикловой подачи за 0,5 мс

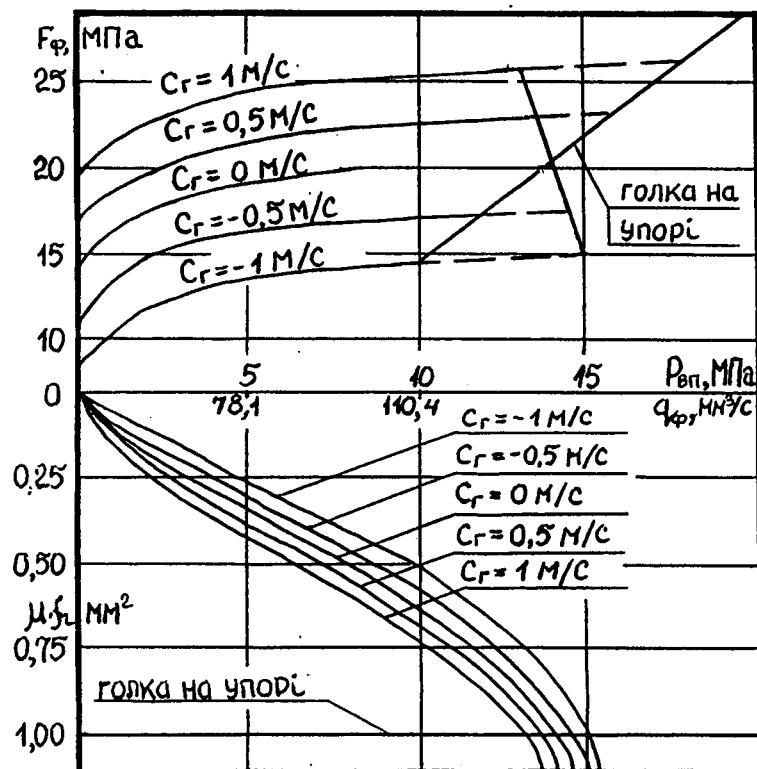


Рис. 2.6 Динамическая гидравлическая характеристика форсунки дизеля 12ЧН26/27 (C_{r-} со знаком «-» - скорость посадки иглы; C_{r+} со знаком «+» - скорость подъема иглы).

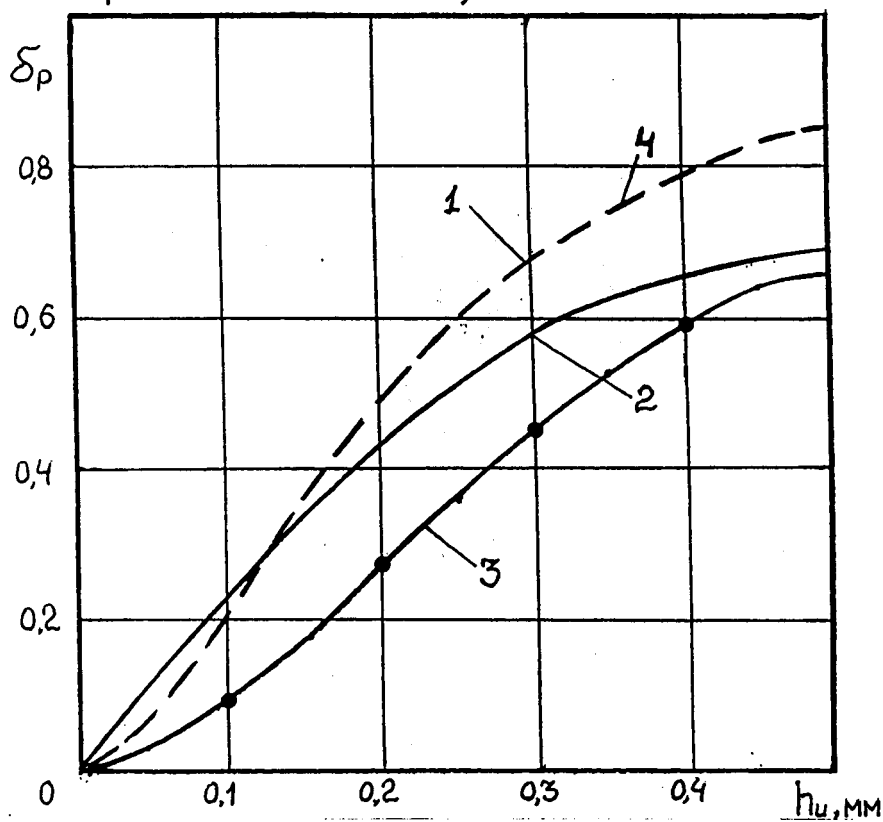


Рис. 2.7 Статические характеристики форсунок тепловозных дизелей: 1 - 6ЧН31/36; 2 - 6ЧН21/21; 3 - 16ЧН26/27; 4 - 12ЧН26/27.

должно подаваться в цилиндр дизеля при максимальном проходном сечении p/Γ по конусу иглы распылителя. Остальное топливо впрыскивается за 1 - 1,5 мс во время перемещения иглы, скорость $C_{и}$, которой должна при этом составить 0,7-1 м/с. Анализ динамических гидравлических характеристик форсунки, определенных для тепловозных дизелей различных типов, показывает, что обеспечить требуемый оптимальный закон впрыскивания возможно, если на переднем и заднем фронтах импульсов F_H давлений за промежутки времени 0,5 - 0,7 мс изменение F_H состави 6-7 МПа и более. Т.е крутизна этих фронтов dF/dt должна быть увеличена по сравнению с имеющейся более чем в два раза. Под "имеющейся" подразумеваются участки крутого возрастания давления F_H (см. рис. 2.3), повторяющиеся с периодичностью $2T$.

Однако, при изменении параметров ТА, например, давления $P_{ф0}$ начала перемещения иглы (в большую или меньшую сторону), условие попадания начала подъема иглы на участок крутого изменения давления F_H может нарушиться (см. рис. 2.3). В этом случае скорость нарастания давления в прямой волне подачи топлива может составить всего 1-1,5 МПа / мс. При этом наблюдается медленный ($0 < C_{и} < 0,2$ м/с) и неполный подъем иглы, что приводит к сильному дросселированию топлива по её запорному конусу и значительному (1,5 - 2 раза) увеличению продолжительности впрыскивания.

В ходе исследования установлено, что добиться требуемой скорости нарастания давления топлива в прямой волне при существующих ограничениях на номинальном режиме и без внесения принципиальных изменений в схему ТС невозможно.

2.2 Интенсификация процесса топливоподачи на режимах холостого хода и малых нагрузок.

МИД - новый элемент топливной системы

Для того чтобы добиться требуемой скорости изменения давления на переднем и заднем фронтах импульса давления подачи топлива $F_H(t)$ в линию высокого

давления устанавливается дополнительный узел /54/, именуемый модулятором импульсов давления (сокращенно - МИД). Гидравлическая схема топливной системы с МИД приведена на рис. 2.8. Основным элементом нового узла является подпружиненный поршень 17, ограничивающий заполненную топливом полость В. Конструктивно этот элемент напоминает гидроаккумулятор, но функциональное назначение его иное. По своей технической сущности его ближайшим аналогом является так называемый "компенсатор гидравлического удара" /55/, а также устройства, описанные в /53,56,57,67,68/, а непосредственным предшественником и устройством-прототипом- так называемый "резонансный элемент - демпфер" (сокращенно - РЭД), описанный в /52, 65/.

Установка РЭД в топливную систему высокооборотного автомобильного дизеля привела к появлению новой фазы в процессе топливоподачи, при которой происходит одновременно нагнетание топлива плунжером ТНВД и отвод топлива из трубопровода в полость под поршнем РЭД. За счет этого столб топлива между насосом и РЭД получает предварительный разгон, что интенсифицирует основную фазу топливоподачи. При этом импульс давления подачи топлива на расчетном режиме, для которого настраивались параметры РЭД, приобретал прямоугольную форму с практически вертикальными фронтами рис. 2.9. Эта же предварительная фаза топливоподачи наблюдается и при работе ТС с МИД, что приводит к сходству некоторых моментов их математических моделей и методов проектирования и расчетов. Однако между этими двумя техническими решениями существует целый ряд существенных отличий.

Во-первых, на расчетном режиме работы ТС с РЭД, близком к номинальному, давления P_0 в импульсе давления превышали давления $P_{\text{фо}}$ начала открытия иглы форсунки в два раза и более. При такой высокой интенсивности импульса можно было не заботиться о наличии остаточного давления, о потерях в каналах форсунки, о насосном эффекте движущейся иглы и некоторых других факторах. Для ТС с МИД основным расчетным режимом является режим холостого хода тепловозного дизеля, на котором давление P_0 оказывается меньшим $P_{\text{фо}}$, а значит все упомянутые выше

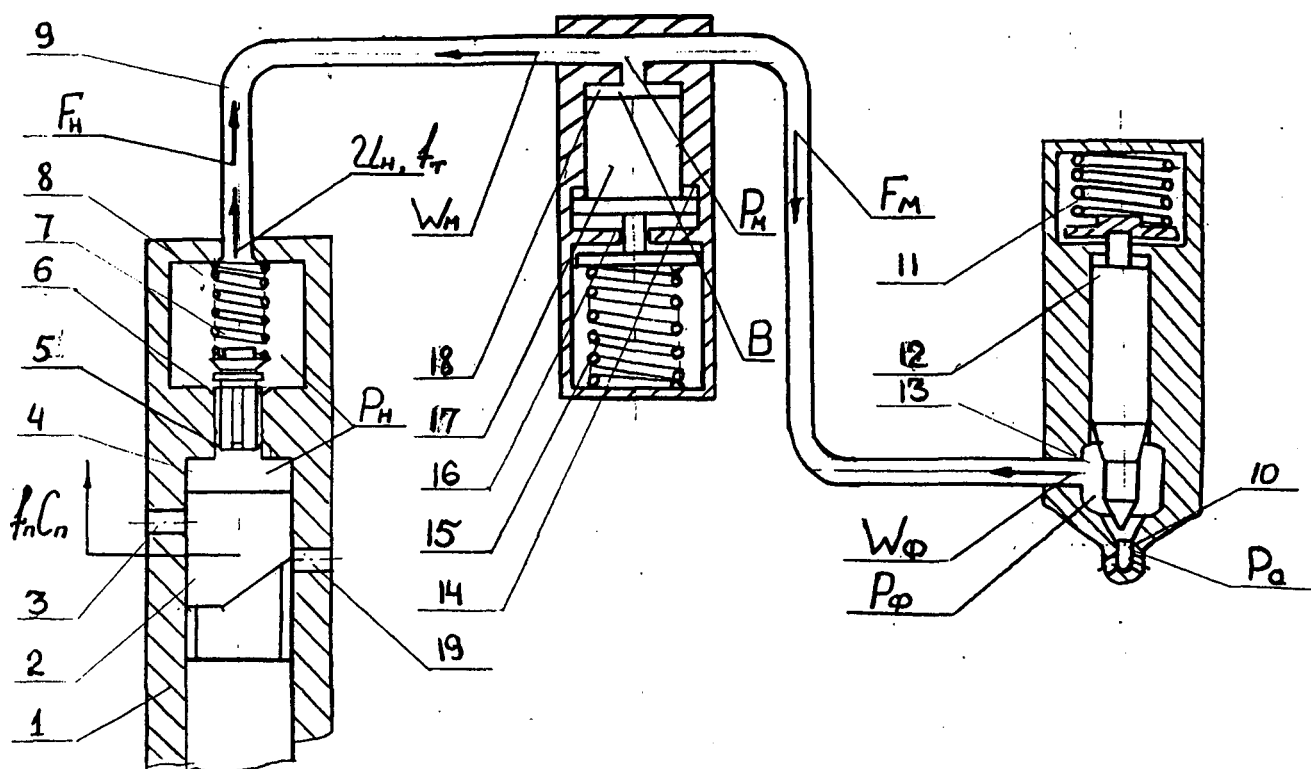


Рис. 2.8 Принципиальная схема ТС с МИД: 1 - ТНВД; 2 - плунжер ТНВД; 3,19 - всасывающее и отсечное отверстия; 4 - надплунжерный объем; 5 - нагнетательный клапан; 6 - седло клапана; 7 - пружина клапана; 8 - штуцерный объем ТНВД; 9 - топливопровод; 10 - колодец распылителя форсунки; 11 - пружина форсунки; 12 - игла; 13 - карман распылителя; 14, 16 - упоры-ограничители хода поршня МИД; 15 - пружина модулятора; 17 - поршень МИД; 18 - надпоршневой объем МИД.

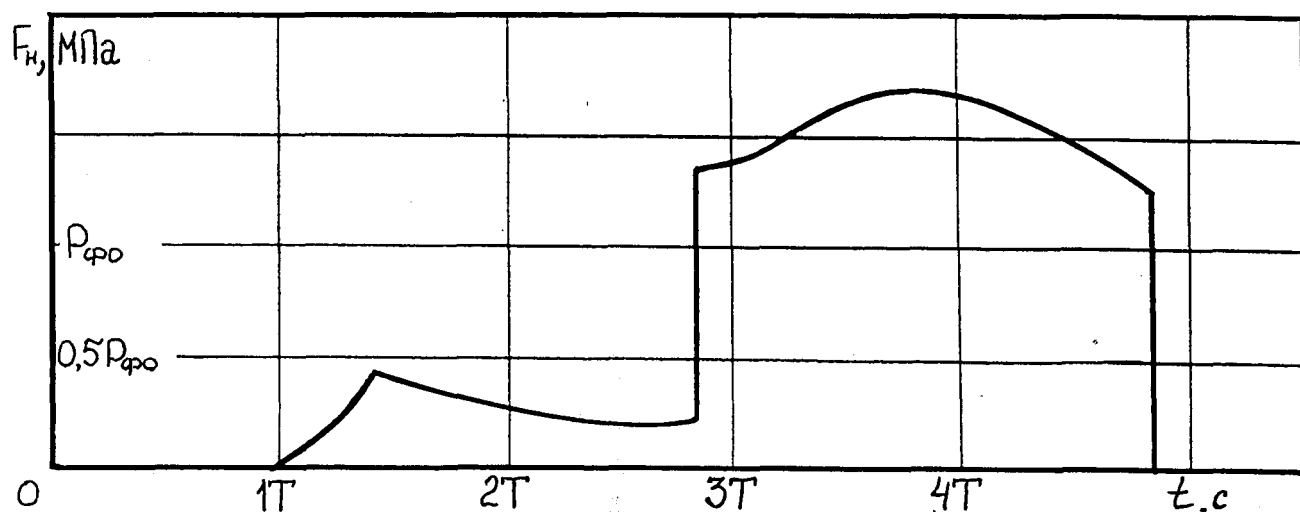


Рис. 2.9 Характер изменения давления F_n в ТС с РЭД /52, 65/ на номинальном режиме автомобильного дизеля.

факторы начинают оказывать существенное влияние на характеристики впрыскивания. Изменение расчетного режима привело к изменению рекомендаций по выбору параметров нового узла и некоторых элементов топливной системы, причем не только в количественном отношении, но и в качественном.

Во-вторых, при разработке ТС с РЭД в конструкции нового узла была использована достаточно слабая пружина, при которой перемещение поршня между упорами осуществлялась при изменении давления топлива в диапазоне 1...2 МПа. Это позволило уменьшить габаритные размеры РЭД, но, одновременно, ограничило уровень остаточного давления в ТС. Использование такого решения для режима холостого хода тепловозного дизеля оказалось не эффективным, поскольку формируемый здесь относительно слабый импульс подачи в значительной степени растрачивается на увеличение давления в полостях форсунки до необходимого для начала впрыскивания уровня $P_{ф0}$. Поэтому в конструкциях МИД используется более сильная пружина, при которой перемещение поршня совершается при уровне давления топлива порядка 10 МПа.

В-третьих, для обеспечения возвратного движения поршня в ТС с РЭД проводилось изменение в конструкции нагнетательного клапана. При этом, поскольку объём топлива, вытесняемого поршнем РЭД в ходе этого движения, соизмерим с номинальной цикловой подачей, это изменение не удавалось свести к простому увеличению разгружающего хода клапана. В нагнетательном клапане применялись специальные дроссели, установленные в дополнительном канале, связывающем надплунжерную и штуцерную полости, что не гарантировало эффективный, запуск дизеля после длительной остановки (планировалось использование обратных клапанов). В ТС с МИД объём топлива, отводимый под поршень модулятора, составляет менее 10% от максимальной цикловой подачи и менее 25% от объёма, разгружаемого при посадке нагнетательного клапана. Поэтому установка модулятора не требовала никаких изменений в конструкции нагнетательного клапана, а привела лишь к увеличению уровня остаточного давления топлива.

Завершая сопоставление технических решений, заметим, что конструктивная схема, приведенная на рис. 2.8, становится гидроаккумулятором, либо компенсатором гидравлического удара, либо резонансным элементом - демпфером, либо модулятором импульсов давления только после того, как будут указаны значения её основных параметров и параметров ТС в целом. Каждое из указанных решений, в том числе РЭД и МИД, имеет свою область применимости. Так, попытка использовать РЭД для интенсификации впрыскивания топлива на номинальном или близком к нему режиме тепловозного дизеля приведет к необходимости увеличения длины нагнетательных трубопроводов до 3...4 метров, что нереально. Столь же проблематичным представляется использование МИД для интенсификации впрыскивания топлива на режиме холостого хода высокооборотного автомобильного дизеля.

На основании проведенных экспериментальных исследований можно составить достоверную картину работы ТС с МИД как на режиме холостого хода, так и на номинальном режиме.

Топливная система с модулятором импульсов давления работает следующим образом.

Работа ТС с МИД на режиме холостого хода тепловозного дизеля.

К началу топливоподачи всасывающее отверстие 3 (см. рис. 2.8) во втулке плунжера открыто. Нагнетательный клапан 5 прижат пружиной 7 к седлу 6, а поршень 17 модулятора прижат пружиной 15 к упору 14. Плунжер ТНВД движется по направлению стрелки и выталкивает топливо из надплунжерной полости 4 в топливопровод 9. Штуцерная полость 8 и полость 13 распылителя форсунки заполнены покоящимся топливом при незначительной величине остаточного давления $P_{ост}$. После частичного, а затем полного перекрытия плунжером 2 всасывающего отверстия 3 повышение давления в надплунжерной полости 4 приводит к отходу клапана 5 от седла 6 и сжатие топлива в штуцерной полости 8, что, в свою очередь, вызывает распространение по топливопроводу 9 с топливом волн сжатия F_H . Эти волны распространяются по топливопроводу 9 со скоростью a звука в топливе и за время

T_m доходят до модулятора. А в момент времени $T_b + LT = T$ до форсунки и отражаются от ее объема в виде волн сжатия И# той же амплитуды. До прихода к ТНВД отраженных волн $\mathcal{N}\phi$, давление в полости насоса P_n и в прямой волне F_H связаны известным соотношением:

$$F_H = P_H - P_{ост}. \quad (2.11)$$

При этом давление F_H возрастает, экспоненциально приближаясь к равновесному значению давления P_o , определяемого формулой (2.4).

При равенстве давлений $F_H = P_o$ объемная скорость подачи топлива плунжером совпадает с объемной скоростью вытекания топлива из полости насоса в топливопровод :

$$f_n C_{н} = f_m U_m, \quad (2.12)$$

где $U_m = F_H / (ap)$ - линейная скорость вытекания топлива из полости 8 в топливопровод .

Характер изменения давлений топлива P , а также прямой F и отраженной W волн давления в различных сечениях топливопровода показан на рис. 2.10. После прихода к ТНВД отраженной волны W_M , являющейся на данном промежутке времени А]А₂ ВОЛНОЙ сжатия, скорость U_m понижается, рост давления F_H в прямой волне замедляется, а давление P_n увеличивается.

В сечении у модулятора давление топлива P_m определяется следующей формулой:

$$P_M(t) = F_{ii}(t-T^{\wedge} + W^{\wedge}(T-2AT). \quad (2.13)$$

При условии

$$P_M(t) < P_{M.o}. \quad (2.14)$$

поршень модулятора остается неподвижным и не оказывает влияния на распространение волн давления F_H и Иф по топливопроводу. С течением времени давление $P_m(t)$ возрастает (рис. 2.10 (б)) и условие (2.14) нарушается. При этом давление топлива на поршень модулятора превышает силу пружины 21, и этот поршень начинает

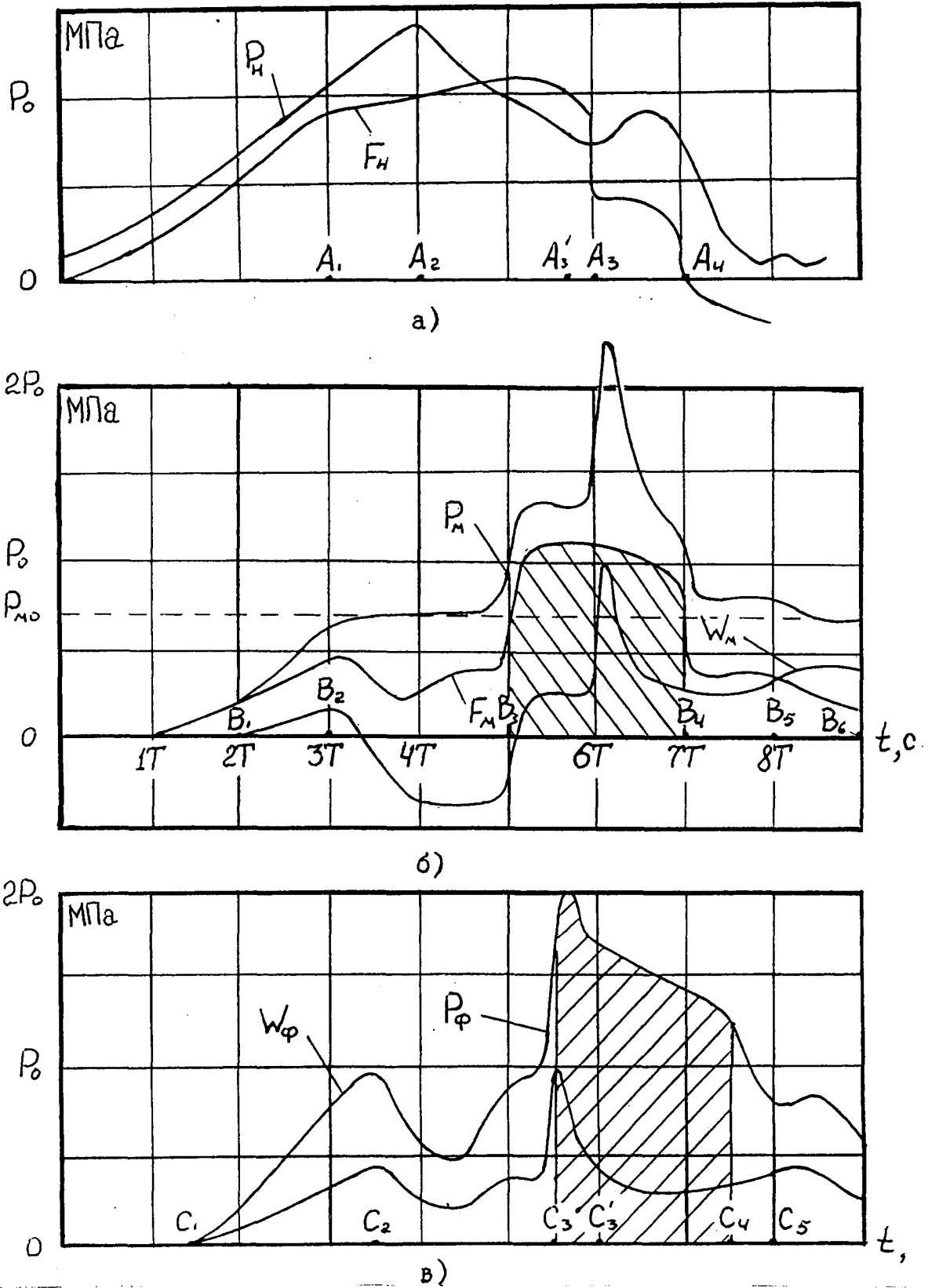


Рис. 2.10 Кривые изменения давления топлива в сечениях топливопровода: *а* - у штуцера ТНВД; *б* - в сечении у МИД; *в* - у кармана распылителя форсунки.

перемещаться, увеличивая объем цилиндрической полости 18. Давление P_m при этом меняется незначительно. Его увеличение вызвано увеличением силы пружины 15 по мере ее сжатия (участок В₂ В₃). Ограничение давления в районе модулятора приводит к прекращению роста давления в прямой волне F_M , распространяющейся от модулятора к форсунке, и давления P_f топлива в объеме форсунки на данном участке С₂ С₃.

Давление $P_{m.0}$ выбирается равным $0,3...0,75P_{ф,0}$; для этого величина предварительной деформации пружины поршня модулятора устанавливается равной

$$(2.15)$$

где $f_{u.d}$ - площадь дифференциальной площадки иглы;

$h_{u.o}$ - величина предварительной деформации пружины иглы.

Такой выбор давления $P_{m.0}$ гарантирует отсутствие подъема иглы форсунки на участке С₂С₃ и в то же время обеспечивает достаточно высокий уровень предварительного повышения давления в объеме форсунки, необходимый для обеспечения интенсивного впрыскивания топлива на следующей фазе процесса топливоподачи.

Ограничение давления P_m на участке В₂В₃ приводит также к значительному изменению протекания процессов у насоса. Давление в отраженной волне W_M , приходящей к насосу на участке А₂А₃, понижается, и эта волна из волны сжатия переходит в волну расширения. При этом скорость вытекания топлива из полости насоса 10 в топливопровод значительно увеличивается, давление P_n в насосе понижается, а в прямой волне F_H увеличивается. На данном промежутке времени эти величины связаны следующими известными соотношениями:

$$u = \frac{F - W}{m \cdot a \cdot p} \quad (2.16)$$

$$F_{н.ср} = P_n - W_{н.ср} - P_{ср} \cdot \quad (2.17)$$

При этом среднее значение давления $F_{н.ср}$ на промежутке А₂А₃ практически совпадает с давлением P_0 (рис. 2.10(а)). Это достигается за счет выбора оптимальной продолжительности отвода топлива под поршень модулятора, т.е. за счет выбора мак-

симального хода поршня h_M между упорами. Расчетно-экспериментальные данные показывают - при указанном оптимальном выборе эта величина должна лежать в диапазоне

$$0,5...1,5 q^{\wedge}/f_{нор}, \quad (2.18)$$

где $d_{цх}$ - объемная цикловая подача топлива на режиме холостого хода дизеля.

При этом объем топлива Q_M , отводимый в цилиндрическую полость 18 за время перемещения поршня модулятора составляет 50... 150 % от величины q^{\wedge} на режиме холостого хода.

В момент времени V_3 поршень модулятора ударяется об упор 16 и останавливается; увеличение объема цилиндрической полости прекращается; модулятор прекращает оказывать влияние на распространение прямых и отраженных волн по топливопроводу. Поэтому происходит резкое, практически скачкообразное увеличение давления F_M в прямой волне, распространяющееся от модулятора к форсунке. На промежутке $V_3 V_4$ имеет место равенство:

$$F_M(t) = F_H(t-T) \quad (2.19)$$

Следовательно, среднее значение F_H в импульсе давления также равняется P_o .

Для того, чтобы этот импульс давления приводил к подъему иглы и впрыскиванию топлива в цилиндр, должно выполняться условие:

$$P_o > 0,5 P_{фо}. \quad (2.20)$$

С учетом уравнения (2.11) и необходимого 20 %-го запаса при выполнении условия (2.20), это условие можно записать в виде такого неравенства:

$$f_r < 1,6 \alpha p f_n (f_{ud}/F_{uo}) C_n, \quad (2.21)$$

где F_{uo} - усилие предварительной затяжки пружины форсунки.

При этом, чем меньше выбирается диаметр нагнетательного топливопровода, тем интенсивней будет впрыскивание топлива на холостом ходу работы дизеля. Од-

нако, при уменьшении диаметра топливопровода, возрастает давление топлива не только на холостом ходу, но и на режиме номинальной мощности. Так, при уменьшении f_m до уровня

$$A = 0,8 \text{ a } p f_n (f_u / F_{u0}) C_n ,$$

давление в импульсе впрыскивания на холостом ходу составит 30...35 МПа, а на номинальном режиме максимальное давление топлива в насосе достигнет 90... 100 МПа, что является предельно допустимой величиной для конструкции плунжерных топливных насосов. Поэтому площадь проходного сечения нагнетательного топливопровода должна принимать значение в диапазоне:

$$0,8...1,6 \text{ a } p f_n (f_u / F_{u0}) C_n . \quad (2.22)$$

При соблюдении данного условия волна подачи F_M , распространяющаяся от модулятора на участке $B_3 B_4$, через промежуток времени DT приходит к форсунке и, преодолевая усилие F_{u0} , поднимает запорную иглу и производит впрыскивание топлива через сопловые отверстия распылителя (участок времени $C_3 C_4$). При этом импульс давления F_M имеет на данном участке времени $B_3 B_4$ не только практически вертикальный передний фронт, но и столь же крутой задний фронт. Для объяснения этой особенности укажем, что в момент времени B_3 , когда прекращается отвод топлива из нагнетательного топливопровода в полость под поршнем модулятора, происходит скачкообразное изменение не только прямой волны F_M , но и отраженной волны W_M , распространяющейся от модулятора в сторону насоса. Действительно, на участке $B_2 B_3$ эта волна, как указывалось выше, являлась волной расширения; в то же время волна N_{ϕ} , приходящая к модулятору со стороны форсунки, является волной сжатия. После момента времени B_3 модулятор прекращает оказывать воздействие на распространение волн давления по топливопроводу и начинается выполнение соотношения

$$N_{\phi_m}(i) = N_{\phi}(i-DT). \quad (2.23)$$

К моменту, когда волна сжатия W_M приходит к топливному насосу, в нем на холостом ходу работы дизеля активный ход плунжера уже завершён с момента времени A_3 открываются отсечные отверстия и происходит плавное понижение давления топлива P_n в полости насоса и в прямой волне сжатия F_H . Интенсивная волна сжатия W_M приводит к уменьшению скорости U_m вытекания топлива в топливопровод и (см. зависимости 2.16, 2.17) вызывает скачкообразное снижение давления в прямой волне F_H и повышение (несмотря на приоткрытые отсечные отверстия) давления топлива P_n ■

Через промежуток времени T_m скачкообразное снижение давления F_M наблюдается в сечении топливопровода у модулятора, а еще через промежуток времени DT снижается давление топлива в объеме форсунки и запорная игла начинает опускаться (промежуток времени $C_4 C_5$).

Как это следует из графиков (рис. 2,10(б)), продолжительность прямоугольного импульса волны подачи F_M равняется $2T_m$

За промежуток времени $2T_m$ через распыливающие отверстия впрыскивается 80...90 % цикловой подачи холостого хода (игла находится на упоре или ее подъём достаточно велик), остальное топливо впрыскивается за время опускания иглы. При этом давление $P\phi$ и объемная скорость подачи топлива $\delta\phi$ на промежутке времени C_3C_4 (при полностью открытой неподвижной игле) удовлетворяет следующим известным соотношениям:

$$f_T \cdot (2 F_{,,} - P\phi) / (a p) = p \dot{\phi} - A/pP\phi = \eta_{\phi}, \quad (2.24)$$

$$P\phi = 0,8 \cdot -1,2 F_{,,} . \quad (2.25)$$

Откуда, с учетом приближенного равенства $F_M = P_o$ и формул (2.11) и (2.24), получаем зависимость величины L от величины подачи топлива q_4 на холостом ходу, площади плунжера f_n и его средней скорости C_n на участке активного хода на этом режиме, а также a .

$$L = 0,5 \dots 0,75 (p a/q/F_M) . \quad (2.26)$$

Скачкообразное снижение давления F_M в момент времени B_4 приводит не только к началу закрытия иглы форсунки, но и к снижению давления P_m в полости модулятора. Давление P_m определяется, как ранее, зависимостью (2.13). На участке B_4B_5 сумма прямой и отраженной волн оказывается достаточной для того, чтобы сила давления топлива на поршень модулятора превосходила силу пружины модулятора; поэтому поршень модулятора остается неподвижным и крутой фронт снижения давления в волне подачи F_M без искажений распространяется к форсунке и приводит к резкому запираению иглы. В дальнейшем, после дополнительного снижения давления в волне подачи, вызванным влиянием отраженной волны $\mathcal{N}\phi$ и существенным открытием отсечных отверстий в насосе, давление P_m в сечении топливопровода у модулятора понижается, и поршень модулятора под действием его пружины перемещается от упора 16 к упору 14. За счет возвратного хода этого поршня давление P_m стабилизируется на уровне, близком к $P_{ост}$, а волна F_M остается волной сжатия, что предохраняет от "опрокидывания" течения через распыливающие отверстия и прорыва газов из цилиндра дизеля под конус запорной иглы.

Объем топлива Q_M , выталкиваемый поршнем модулятора из цилиндрической полости за промежуток времени B_5B_6 , уходит по топливопроводу в сторону насоса и заполняет объем в штуцерной полости насоса, освобождаемый нагнетательным клапаном при его посадке на седло. При этом для гарантированной разгрузки топливной системы от объема Q_M , разгружающий объем нагнетательного клапана $q_{раз}$ должен превышать величину Q_M в два раза. Отсюда, с учетом равенства $Q_M = 0,5... 1,5 q^{\wedge}$ (см. формулу 2.18), высота разгружающего пояса нагнетательного клапана выполняется равной

$$1...3 q^{\wedge}/\kappa d, \quad (2.27)$$

где f_{ui} - площадь поперечного сечения нагнетательного клапана по разгружающему пояску.

При указанном выборе параметров нагнетательного клапана поршень модулятора возвращается к упору и к началу следующего цикла работы топливной сис-

темы колебания давления в ее полостях затухают и величины этих давлений устанавливаются на уровне $P_{ост} < P_{мо}$ начала перемещения поршня модулятора.

На режимах полных и средних подач топлива начальная фаза процесса топливоподачи, за время которой впрыскивается 10...20 % топлива, идентична описанной выше. Однако здесь, вслед за прямоугольным импульсом давления впрыскивания при положении поршня модулятора на упоре и открытой неподвижной запорной игле развивается основной импульс давления (см. рис. 2.11), имеющий треугольную или трапециевидную форму, характерную для работы штатной топливной системы.

М МПа.

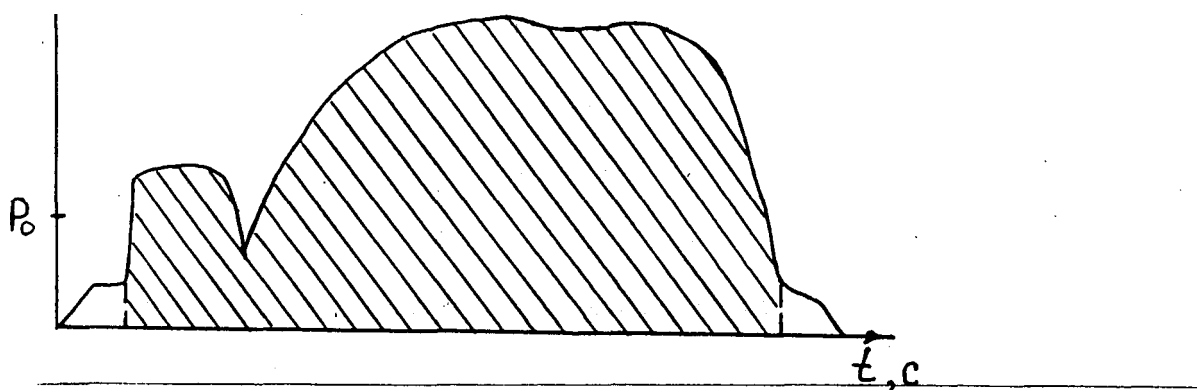


Рис. 2.11 Форма импульса давления P_f для ТС с МИД дизеля 6ЧН31/36 на номинальном режиме.

2.3 Методика определения параметров модулятора.

Выбор рациональных (оптимальных) параметров модулятора проводится с целью предельно возможной интенсификации впрыскивания топлива на режиме холостого хода тепловозного дизеля. В качестве критериев интенсификации принима-

лись: продолжительность $\phi_{вп}$ впрыскивания топлива, среднее P_a^{cp} и максимальное P_a $P_{a\max}$ давления впрыскивания, а так же максимальный $B_{и\max}$ подъем иглы форсунки. В качестве ограничений при проектировании учитывались характеристики (P_a^{cp} P_a $P_{a\max}$, $11_{и\max}$, $\phi_{вп}$) номинального и других рабочих режимов, которые не должны ухудшаться. Решение задачи выбора включает:

- этап выбора рациональных параметров МИД на основе использования разработанной методики. На основании полученного решения делается вывод о целесообразности использования МИД для данного типа дизеля;
- этап уточнения выбранных параметров МИД с помощью модернизированного метода гидродинамического расчета, который, в отличие от известной методики включает в себя дополнительный элемент ТС, как-ким является МИД;
- этап проектирования и изготовления опытного образца МИД;
- этап проведения экспериментального исследования с целью уточнения рациональных параметров модулятора.

2.3.1 Теоретические основы методики проектирования МИД

Одним из главных условий качественного распыливания топлива является полный подъем иглы форсунки при впрыскивании. Выходу иглы на верхний упор удовлетворяет выполнение неравенства:

$$P_o > F_m, \quad (2.28)$$

где P_o - давление в импульсе подачи (см. формулу 2.3);

F_m - минимально допустимое давление в прямой волне в момент выхода иглы на упор.

Для определения давления F_m можно воспользоваться зависимостью (2.8), преобразовав ее к виду:

$$F_{m,} = 0,5 [P_{\phi} + a p (p f o //, ' f l / p (P_{\phi} - P J + C, , Л / Л) Л] \quad (2.29)$$

$$P_{\phi} = P_{\phi,} (f_i / f_j + 0,5 (Z. T, ,$$

Если условие (2.28) не выполняется, то интенсивность импульса недостаточна для выхода иглы на упор. В этом случае необходимо изменять исходные данные, т. е. конструктивные или регулировочные параметры ТС. Например, уменьшить внутренний диаметр топливопровода d_m , или давление $P_{\phi 0}$, или увеличить на холостом ходу дизеля среднюю скорость C_n плунжера насоса на участке его активного хода. При этом следует учитывать влияние вносимых изменений на работу ТС при других режимах работы дизеля, в первую очередь на режиме номинальной мощности.

Выполнение условия (2.28) открывает возможность для проведения расчета параметров МИД.

Как отмечено в пункте 2.2, интенсивность впрыскивания топлива на режиме холостого хода определяющим образом будет зависеть от места установки МИД, т. е. от расстояния L от штуцера ТНВД до модулятора. Для определения L находим среднюю объемную скорость подачи топлива за время импульса $\#^{cp}\phi$. Ее можно определить, воспользовавшись формулой (2.9):

$$\langle \phi = p f, \sqrt{2/p(P'_{\phi} - P_u)}, \quad (2.30)$$

где $P^{cp}\phi$ - среднее давление топлива в форсунке в период T_m ;

$$P^{cp}\phi = (V_0, 25P_e + 2 F_{mcp} - P_4 - 0,5V\& + P_u, \quad (2.31)$$

$P_Q = 2 a^2 p (p / \phi_m / f n)^2$ - "давление равновесия" для форсунки (давление P_e является "равновесным" для полости форсунки в следующем смысле: если прямая волна F_n , приходящая к форсунке, имеет значение P_e , то она полностью поглощается через форсунку и не приводит к появлению отраженных волн).

$F_{mcp} = 0,9 P_0$ - среднее давление в период T_m ;

$$T_m = \Pi_u / u_{\phi}^{cp}. \quad (2.32)$$

Как указано в п. 2.2, для эффективной работы модулятора необходимо, чтобы время распространения звуковой волны от штуцера ТНВД до МИД соответствовало

$0,5T_{\text{в}}$. Из этого следует, что расстояние L должно быть равно:

$$L = 0,5 a T_m . \quad (2.33)$$

Следующим важным условием работы ТС с МИД является момент начала перемещения поршня МИД, определяемого давлением $P_{\text{мо}}$ предварительной затяжки пружины модулятора.

Для обеспечения гарантии подачи топлива без подвпрыскиваний необходимо, чтобы максимально допустимое давление в прямой волне после окончания импульса составляло:

$$-4 \ll P_{\text{С}} \ll \blacksquare \quad (2-34)$$

$$\backslash \quad 1\phi \quad J^m ;$$

По формуле

$$T\phi = ((\mathcal{B}^*_p + \mathcal{B}\phi) / \mathcal{B}) - 1, \quad (2.35)$$

где $\mathcal{B}\phi$ - длина топливоподводящего канала в форсунке от ее штуцера до кармана распылителя,

находим относительное $T\phi$ время распространения звуковой волны от ТНВД до МИД. Определяем величину давления $P_{\text{м}}^{\phi}$ через время $T\phi$ после начала активного хода плунжера ТНВД. Для этого, воспользуемся уравнением (2.1.1.), которое описывает процесс сжатия топлива в полости насоса. После преобразований, при $T\phi < 1$ и $C_n = \text{const}$ на участке активного хода плунжера ТНВД, получим формулу:

$$P_{\text{м}}^{\phi} = P_{\text{н}} (1 - e^{-\beta}) \quad (2.36)$$

где β - коэффициент, определяющий интенсивность нарастания давлений $P_{\text{н}}$ и $F_{\text{М}}$ в масштабе безразмерного времени m (см. формулу 2.2).

Выполняя условие эффективной работы новой ТС, давление $P_{\text{мо}}$ должно быть равно меньшему из двух найденных величин давлений $F_{\text{М}}$ или $P_{\text{м}}^{\phi}$. Таким образом $P_{\text{мо}} = \min \{ P_{\text{М}}; P_{\text{М}}^{\phi} \}$.

Наиболее существенное влияние на протекание активной фазы впрыскивания оказывает величина объема Q_M топлива, отводимого под поршень МИД. При этом первичным является не сама величина Q_M , а продолжительность m_{om} отвода топлива, которая определяется величиной этого объема и частотой вращения вала насоса. Для обеспечения эффективной работы ТС с МИД, величина m_{om} на расчетном режиме выбирается такой, чтобы на этом режиме выполнялось условие

$$\gamma^{(0)}_{P,..} \quad (2.37)$$

от

Значение функции $F_H(T)$ МОЖНО найти численно проинтегрировав систему уравнений (2.2) при $P_n(m)=1$. Значения $m_{om}(P)$, определенные в работе /65/ для характерных значений p из диапазона 0,25...3, показаны на рисунке 2.12.

Зная величину m_{om} , несложно найти объем Q_M . ДЛЯ ЭТОГО определим изменение скорости U_M течения топлива в сечении топливопровода у МИД :

$$U_M = 0,5(ap) - (F_{H(T)} P_n - P_m). \quad (2.38)$$

Из равенства (2.38) можно получить:

$$Om_{\text{И}} = \int_{0}^{a} 2T F_H(r) dr. \quad (2.39)$$

В интеграл (2.39) могут быть подставлены результаты численного интегрирования системы (2.2) при $P_n(m)=1$. При этом равенство (2.39) удобно преобразовать к следующему виду:

$$Om^{(ou)} \sim \int f_n C_n T \quad (2.40)$$

v -

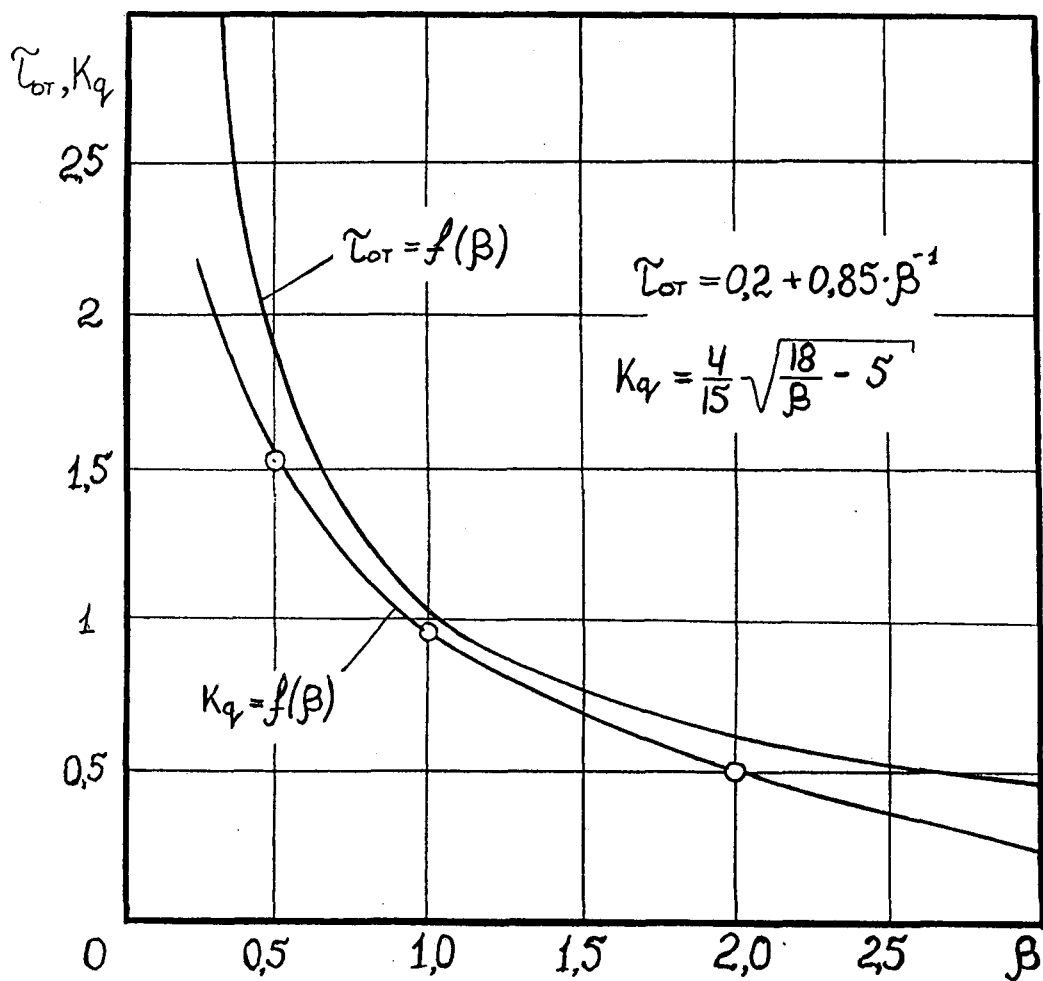


Рис. 2.12 Зависимости продолжительности отвода топлива $T_{от}$ и коэффициента K_q от величины коэффициента ρ .

где $K_q = 2 \int_0^m F(m) dr$ - коэффициент пропорциональности,

Зависимости $K_q(m_{огн})$, построенные при трех характерных значениях коэффициента Д показаны на рисунке 2.12. Данные, полученные таким путем, были аппроксимированы зависимостью следующего простого вида:

$$K_q(m_{огн}) = (4/15) V(18/3) - 5. \quad (2.41)$$

Эта зависимость, а также расчетные точки, которые она аппроксимирует, приведены на рис.2.12.

Следует отметить, что уравнение (2.38) получено при условии, что в период $T_{от}$ перемещения поршня МИД отсутствует влияние отраженных ОТ ПОЛОСТИ форсунки ВОЛНЫ давления, т.е. $T_{ф} - T_m > t_{от}$. Для случая, когда на перемещение поршня МИД оказывают влияние отраженные от полости форсунки волны давления, в уравнение (2.41) следует ввести коэффициент

$$K_q(m_{огн}) \sim f_n C_n CT K_q, \quad (2.42)$$

где $n = 7 + 4$ - $(P_{мо}/P_n)$;

$K_q = <$; при $t_{ф} = t_m$

- $(T_{ф} - T_m)/T_{от} >$ При $0 < T_m - T_{ф} < T_{от}$

t_m - относительное время, в течении которого давление в импульсе подачи повысится до значения P_m . Если $P_{мо} \sim P_{мф} >$ то очевидно, что $t_m = T_{ф}$. Иначе:

$$t_m = -F' \ln f - (P_{,} / p_n) -$$

А K_q - поправочный коэффициент, учитывающий влияние отраженных волн.

Во всех выше приведенных формулах для определения Q_M не учитывается изменение усилия пружины поршня МИД при его перемещении между упорами. Поэтому эти формулы дают завышенное значение для

величины Q_M . Однако, допустимое при этом завышение, как показывает эксперимент, невелико.

Полученные в 2.3.1 зависимости позволяют составить инженерную методику выбора рациональных параметров МИД для ТС конкретного типа тепловозного дизеля (см. приложение В).

2.3.2. Математическая модель для гидродинамического расчета ТС с МИД.

Для исследования ТС с МИД не могут использоваться известные методики гидродинамического расчета процесса топливоподачи, описанные в работах [32, 50, 59], т. к. в них не рассматривается такая конструктивная схема ТС, при которой в нагнетательном тракте, соединяющем топливный насос с распылителем форсунки, имеется дополнительная полость высокого давления, ограниченная движущимся подпружиненным поршнем.

При подготовке к проведению расчетного исследования ТС с МИД можно ограничиться модернизацией известного метода гидродинамического расчета. В качестве базового метода для такой модернизации была использована методика Ю.Я.Фомина, описанная в работе [50]. Главной отличительной особенностью новой методики является наличие в ее расчетной схеме пятого объема - полости высокого давления под поршнем МИД. Покажем, каким образом этот новый объем может быть введен в алгоритм расчета по базовой методике.

На рисунке 2.13 показаны три характеристики, которые используются в базовой методике для последовательного расчета скоростей течения топлива в промежуточных сечениях нагнетательного тракта, равноотстоящих по его длине. Точками на характеристиках отмечены положения этих сечений, стрелками - направление расчета. Сечению у полости МИД соответствует двойная точка со значениями индексов $i=i_0$ и $i=i_0+1$, т.к. скорости топлива до и после этого сечения различны (но давления совпадают). Пусть величина $U_T(i,j)$ обозначает значение скорости U_T в j -том сечении трубопровода в момент прохождения через это сечение i -той характеристики. Тогда расчет скоростей топлива $U_T(i,3)$ при $i < i_0$ и $i > i_0+1$ ничем не отличается от

такого расчета в базовой методике. В частности, на этих отрезках тракта по формулам установившегося турбулентного или ламинарного течения будет учтено влияние гидравлического сопротивления.

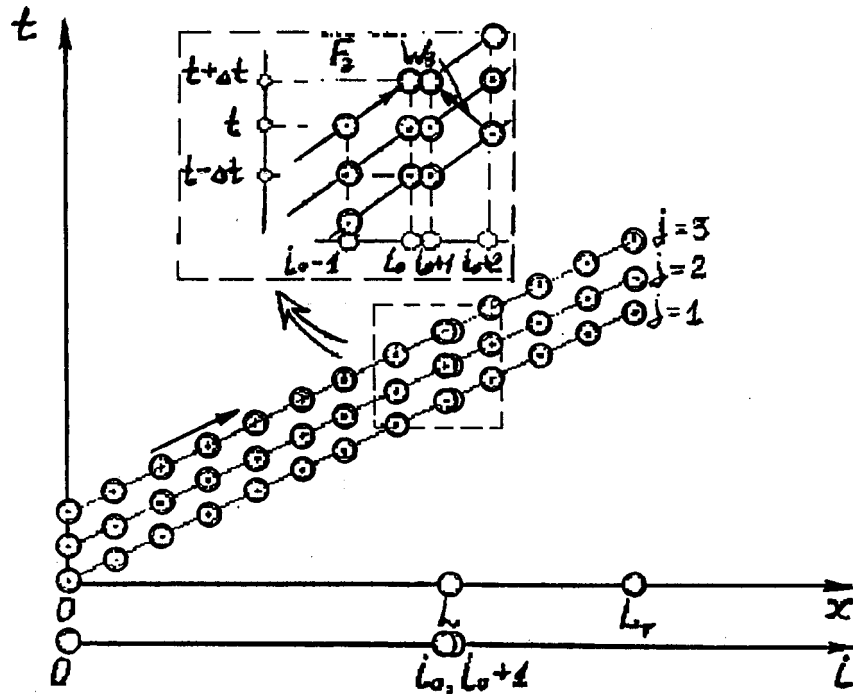


Рис. 2.13 Порядок расчета скоростей течения топлива во внутренних сечениях нагнетательного трубопровода и у поршня МИД.

В отрезках тракта, расположенных между сечениями i_0-i и i_0 , i_0+1 и i_0+2 , в силу малости длин этих отрезков влиянием гидравлического сопротивления будем пренебрегать. Тогда для данных отрезков будут справедливы соотношения одномерного волнового процесса колебаний, основанные на представлении полей скоростей и давлений топлива в виде суперпозиций прямых и отраженных волн. Используя эти соотношения, несложно получить следующие формулы для определения прямой V_3 и отраженной W_3 волн скорости, показанных на рисунке:

$$V_3 = 0,5 \frac{P_i - P_{ocr}}{P_i + P_{ocr}} + 0,5 U_T(i_0+1, l) - U_T(i_0+2, l);$$

$$W_3 = 0,5(a-p) \cdot (P_i - P_{ocr}) + 0,5 U_T(i_0+1, l) - U_T(i_0+2, l),$$

где P_i - давление топлива в сечении i_0 в момент прохождения через это сечение u -той характеристики.

Зная величины волн, можно определить скорости $U_T(i_0, 3)$ и $U_T(i_0+1, 3)$:

$$u_m(i_0, 3) = 2Y_3 - (a-p)^{-1}(P_3 - P_{\text{осм}}), \quad (2.43)$$

$$U_T(i_0+1, 3) = (a-p)^{-1} P_{\text{осм}}. \quad (2.44)$$

Однако величина давления P_3 , используемая в формулах (2.43), (2.44), пока неизвестна. Для ее определения запишем дифференциальные уравнения движения поршня МИД:

$$m_{np} \frac{dC_{nop}}{dt} + m_{np}(P_M(i) - P_{Mo}) - K_{np}(C_{nop}(i) + X_{nop}(t)) = F_{nop}(t) \quad (2.45)$$

$$\frac{dh_{nop}}{dt} = C_{nop}(t)$$

и уравнение объемного баланса топлива в полости под поршнем МИД:

$$\frac{dV_{Mo}}{dt} + V_{Mo} \frac{dP}{dt} = f_T(U_M - U_M') - f_{nop} C_{nop},$$

где $K_{np} = 0,5 Z_{nop} T_{np}$; T_{np} - период основной формы колебаний пружины поршня при закрепленных концах, $T_{np} = 2(m_{np}/Z_{nop})^{0,5}$; V_{Mo} - начальное значение объёма полости под поршнем; U_M, U_M' - скорости топлива в сечениях i_0, i_0+1 . При составлении уравнения (2.45) применена методика учета колебания свободных витков пружины, описанная в [58]. Функция $E_{nop}(t)$ в формуле (2.45) обозначает следующую сумму

$$E_{nop}(t) = \sum_{k=0}^{\infty} C_{nop}(t + kT_{np});$$

значения которой можно определить по рекуррентной формуле

$$C_{nop}(t + T_{np}) = C_{nop}(t) + E_{nop}(t). \quad (2.46)$$

Для расчетных моментов времени t и $t + At$ величины этой суммы известны.

После перехода в дифференциальных уравнениях от производных к конечным разностям и замены всех функций в правых частях полусуммой их значений в моменты времени t и $t + At$ приходим к такой системе алгебраических уравнений:

$$\begin{aligned} & (m_{np}/At)[C_{nop}(t+At) - C_{nop}(t)] = \\ & = f_{nop}[0,5(P_2 + P_3) - P_{Mo}] - K_{np}\{0,5[C_{nop}(t) + C_{nop}(t+At)] + Z_{nop}(t) + \\ & E_{nop}(t+At)\}, \\ & [h_{nop}(t+At) - h_{nop}(t)]/At = 0,5(C_{nop}(t) + C_{nop}(t+At)); \\ & \{cc[Q_{Mo} + f_{nop}[h_{nop}(t) + h_{nop}(t+At)]/2]/At\}(P_3 - P_2) = \end{aligned} \quad (2.47)$$

Решая эту систему трех линейных уравнений относительно неизвестных $h_{nop}(t+At)$, $C_{nop}(t+At)$, P_{31} , а затем подставляя полученные результаты в равенства (2.43) и (2.44), находим значения всех искомых величин, попадающих в момент времени $t+At$ на третью характеристику.

Еще более просто определяются эти величины, если поршень МИД прижат к одному из своих упоров. Тогда следует рассматривать только одно уравнение (2.47), которое с учетом всех подстановок примет следующий вид:

$$(aQ^{fT} < ap) \cdot P_1 = (aQ^{At}) P_2 + f_T(a-p) \cdot P_1 + f_T(U_7(i_r 13) - U^{i_0+2, l}) + \\ + 0,5(u_1(i_0, 2) - u_m(i_{<} + 1, 2) - u_m(i_0, 1) + u_m(i_0 + 1, 1)),$$

где Q_p - постоянное значение объема полости МИД, равное Q_{MO} или Q_{MMax} .

Этим рекуррентным соотношением можно пользоваться также при расчете обычных ТС, полагая величину Q_p равной величине объема фильтра форсунки. Тем самым при моделировании работы ТС будет учтен колебательный процесс, происходящий в объемах фильтра, кармана распылителя и связывающего их канала, что повышает качество этого моделирования. Для получения достаточной точности в описании этого процесса необходимо, чтобы между карманом распылителя и полостью под поршнем МИД размещалось не менее 4-5 расчетных точек. При этом общее число рассматриваемых сечений нагнетательного тракта составит 40-60 и более, т.е. будет соответствовать его значениям, рекомендуемым для обеспечения требуемой точности расчета процесса топливоподачи в целом.

2.3.3 Расчет утечек топлива через модулятор

Законы перемещения топлива в зазоре между поверхностями плунжерной пары модулятора аналогичны описанным в литературе [11, 31, 58] закономерностям для распылителя форсунки и плунжерной пары ТНВД. Однако некоторые конструктивные отличия вносят изменения в проявление этих закономерностей. Так, плунжерная пара модулятора имеет небольшую длину направляющей $l = 18$ мм, по которой проходят линии перетекания утечек. Если, например, отношение указанной длины к диаметру иглы распылителей форсунок тепловозных дизелей $l/d = 3$ [Дг5, 5,

то для модулятора это соотношение = 1,8. При положении поршня МИД на одном из упоров прохождение топлива в полости с более низким давлением затруднено и наиболее благоприятный момент для утечек возникает во время перемещения поршня. Следует отметить, что ход поршня модулятора в 2-7-5 раза больше максимального хода иглы.

Несмотря на указанные отличия, мы пришли к выводу, что для определения утечек топлива через модулятор в расчетной части исследования ТС с МИД и их учета при проведении испытаний, можно воспользоваться известными соотношениями. В гидравлический расчет топливной системы была включена формула для определения секундных утечек топлива /31/:

$$Q_{ут} = \frac{l + 2B \rho l^3 / 3z P_m}{96 I \mu_{м \rightarrow * t}}$$

где d_M , Z_M - диаметр и длина уплотняющей части поршня (м);

S_M - диаметральный зазор в плунжерной паре (м);

$$B = \frac{r}{E} \left(\frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} + \nu \right) - \text{коэффициент, характеризующий конструкцию}$$

и материал плунжерной пары (МПа⁻¹);

R , r - наружный и внутренний радиусы втулки (м);

E , ν - модуль упругости (МПа) и коэффициент Пуассона материала;

ρ_3 - коэффициент, описывающий изменение формы уплотняющего зазора в результате эксцентриситета плунжера (принято $\rho_3 = 1,1/58$);

ζ_g - коэффициент динамической вязкости топлива (МПа с);

P_m - давление в надпоршневом объеме (МПа).

Для проверки справедливости выбора методики расчета утечек топлива в модуляторе было проведено экспериментальное исследование. Объектом исследования являлся модулятор, предназначенный для установки в ТС дизеля 16ЧН26/27 (1Д80Б) с ходом поршня $h_M = 0,9$ мм, диаметром $s_M^* = 10$ мм и $l^* = 18$ мм.

Диаметральный δ_M зазор в паре модулятора по результатам обмеров составляет 5мкм. Замеры утечек производились при испытании ТС с МИД на безмоторном стенде на режимах холостого хода и средних нагрузок опытного дизеля. Результаты, приведенные в таблице 2.1 показывают, что утечки в рассматриваемом диапазоне изменения частоты вращения $n_{\text{н}}$ и цикловой подачи $\rho_{\text{ц}}$ составляют 3,8ч-5,1 мм³ за цикл, а расхождение расчетных и опытных значений утечек составляет в среднем 8,6 %.

Таблица 2.1 - Результаты определения утечек топлива через прецизионную пару МИД для дизеля типа Д80.

$\omega_{\text{ДВ}}$, мин ⁻¹	мм ³	эксперимент		расчет	
		Яут мм ³ /цикл	$\rho_{\text{ОСТ}}$ МПа	Яут мм ³ /цикл	Рост, МПа
300	115	4,0	3,0	3,35	2,28
300	135	4,7	3,1	4,5	3,72
350	186	4,28	3,2	3,86	3,65
630	837	5,1	4,1	4,95	4,59

Полученные в ходе эксперимента значения утечек топлива для модулятора использовались при определении действительного расхода топлива в ходе моторных и безмоторных испытаний МИД в комплекте с ТА дизелей 16ЧН26/27(1 Д80Б) и 12ЧН26/27(4Д80Б).

2.4 Выводы

1. В результате расчетно-экспериментального исследования работы серийной ТА тепловозных дизелей на режиме холостого хода получены зависимости, показывающие неравномерный ступенчато-колебательный характер изменения

давления топлива в волне подачи, распространяющейся от ТНВД к форсунке по топливопроводу. Зная форму кривых и уравнения, описывающие эти зависимости, представляется возможным, за счет соответствующего выбора параметров ТА, решить одну из двух актуальных задач: либо при неизменной частоте вращения коленчатого вала $n_{\text{хх}}$ на режиме холостого хода добиваться максимальной интенсивности впрыскивания топлива и при этом не ухудшить характеристики впрыскивания на режимах средних и полных нагрузок, либо добиваться максимально возможного снижения $n_{\text{хх}}$, сохраняя имеющуюся интенсивность впрыскивания топлива.

Однако, проведенный на данной стадии исследования, анализ влияния основных параметров ТА на процесс впрыскивания малых порций топлива показал невозможность добиться требуемых характеристик впрыскивания на исследуемом режиме без внесения принципиальных конструктивных изменений в ТС.

2. Предложен и исследован новый метод интенсификации процесса топливоподачи на режиме холостого хода тепловозного дизеля, основанный на использовании в схеме серийной ТА дополнительных элементов простейшей конструкции и минимальной стоимости - МИД, которые позволяют так рационально перестроить этот процесс, что среднее давление впрыскивания топлива на указанном режиме значительно возрастает, а продолжительность впрыскивания сокращается.

3. ТС с МИД представляет собой тип аккумуляторной системы, занимающей промежуточное положение между ТС со статическими аккумуляторами энергии, снабженными пружинами или газовыми поршнями, и ТС с динамическими аккумуляторами, используемыми при т. н. "безнасосном впрыскивании топлива", который производится за счет гидродинамического удара столба топлива, разгоняемого в замкнутом трубопроводе насосом низкого давления. В данной системе, в отличие от указанных выше, энергия, полученная топливом от плунжера, запасается в по-

лости высокого давления насоса, и в движущемся столбе топлива между насосом и МИД, прием на начальной фазе процесса —преимущественно в полости, а на конечной фазе - преимущественно в столбе.

4. Разработана теория ТС с МИД, позволяющая аналитически или расчетным путем оценить влияние конструктивных параметров на характеристики впрыскивания данной ТС, и на этой основе сформулированы рекомендации по согласованному выбору этих параметров, обеспечивающих эффективную работу ТА на режимах холостого хода и малых нагрузок.

5. Разработана методика выбора рациональных параметров ТС с МИД, в рамках которой могут быть определены значения основных конструктивных и регулировочных параметров МИД и отдельных элементов серийной ТА, обеспечивающие требуемый уровень средних давлений и продолжительности впрыскивания на режиме холостого хода при соблюдении известных прочностных, функциональных и конструктивных ограничений на номинальном режиме тепловозного дизеля.

6. Выполнено усовершенствование известного метода гидродинамического расчета процесса топливоподачи, которое позволяет учесть особенности конструктивной и расчетной схемы предлагаемой ТС с МИД.

ГЛАВА 3

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТС С МИД

3.1 Методика, аппаратура и стенды экспериментальных исследований.

Принципиальная схема экспериментальной установки для исследования ТА дизелей показана на рис. 3.1. Все используемые установки состоят из механической части и электрической измерительной аппаратуры. Механическая часть 12 (рис. 3.1) представляет собой точную копию привода исследуемой топливной аппаратуры. Для дизелей типа К6S310DR и Д80 это серийный кулачек, толкатель и топливный насос с форсункой, соединенные топливопроводом высокого давления. Для дизеля 211Д это, выделенная из блочного ТНВД, одна секция, соединенная топливопроводом с форсункой.

В качестве электрического привода в установках используется двигатель 13 постоянного (Д80) или переменного (211Д) тока, частоты вращения которого регулируются реостатами в диапазоне режимов реального дизеля и контролируются по тахометру. При исследовании ТА дизеля К6S310DR использовался обкаточный стенд А217.02 депо «Харьков-Сортировочный». Данный стенд позволял устанавливать два режима. Установка режимов осуществлялась механически посредством редуктора.

К насосу 9 топливо подводится следующим путем. Электродвигатель 17 приводит во вращение вспомогательный топливный насос 16, который подает топливо из бака 18 через фильтр 15 к коллектору 11 насоса, где давление регулируется редукторным клапаном и контролируется манометром 10. Избыточное топливо от коллектора насоса отводится в бак. Насос 9 высокого давления подает топливо по трубопроводу к форсунке 5. Впрыскиваемое через форсунку топливо отводится к мер-

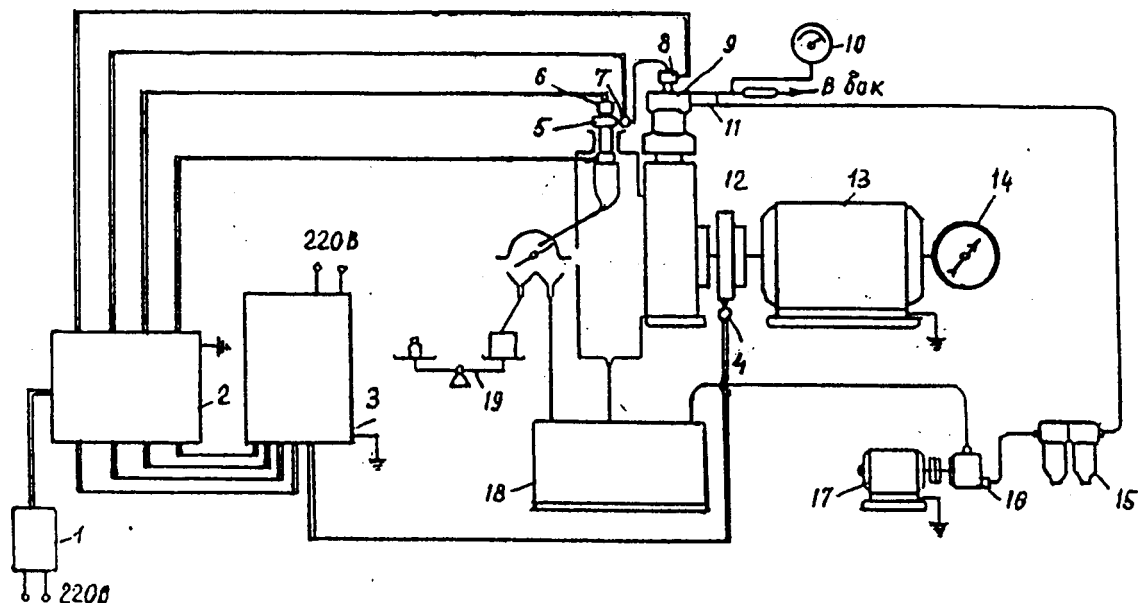


Рис. 3.1 Схема экспериментальной установки для исследования ТА:
 1- стабилизатор; 2- усилитель; 3- осциллограф; 4- отметчик гнп; 5- форсунка; 6- датчик перемещения иглы; 7,8- датчик давления; 9- ТНВД; 10- манометр; 11- коллектор; 12- механическая часть станда; 13, 17- электродвигатели; 14- счетчик циклов; 15- фильтр; 16- топливоподкачивающий насос; 18- бак; 19- весы.

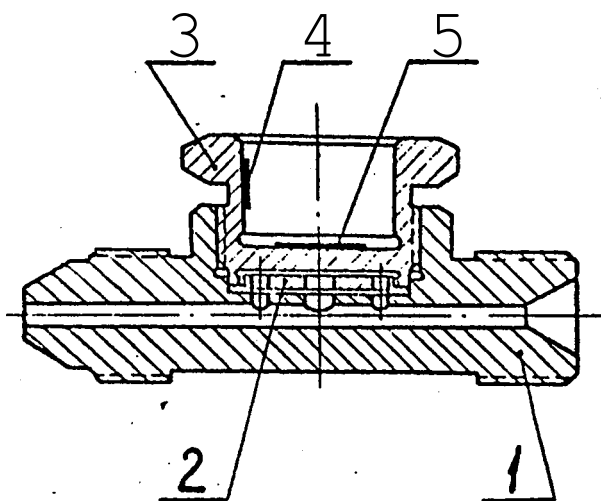


Рис. 3.2 Датчик для измерения давления топлива в трубопроводе:
 1- корпус; 2- вытеснитель; 3- стакан; 4, 5- компенсационный и рабочий датчики.

ному стакану или в бак 18. Количество топлива в мерном стакане определялось либо объемным либо весовым способом. Отсчет числа циклов во время замера количества топлива производится счетчиком 14.

Электрическая измерительная схема состоит из датчиков 4, 6, 7, 8, соединенных при помощи кабелей с усилителем 2 и осциллографом 3. Питание к усилителю от сети подводится через стабилизатор 1. Датчиками 8 и 7 соответственно измеряется давление топлива у ТНВД и у форсунки. Датчик 6 предназначен для измерения перемещения иглы форсунки, а датчик 4 для отметки геометрического начала подачи топлива топливным насосом высокого давления.

Как известно, в практике исследования процесса топливоподачи используются различные методы измерения давления и хода иглы форсунки. Для измерения давления топлива в элементах ТС наиболее часто применяются пьезокварцевые датчики и датчики с проволочными (тензометрическими) преобразователями. Для измерения небольших перемещений применяются как емкостные датчики, так и датчики с проволочными преобразователями. При этом от правильности выбора того или иного датчика в значительной степени зависит достоверность измеряемого параметра и погрешность измерения.

Наиболее приемлемым при регистрации давлений топлива в диапазоне 0... 15,0 МПа считается использование тензодатчиков с проволочными преобразователями /60/, которые с высокой степенью точности обеспечивают регистрацию основных параметров топливоподачи. В том числе статических и динамических параметров, составляющих этот процесс. Дополнительной особенностью использования датчиков с проволочными преобразователями следует считать возможность их совместной работы с электронной аппаратурой без динамической тарировки всей измерительной системы.

Учитывая все вышесказанное, при исследовании ТА дизелей К6S310DR, Д80, и 211Д применялись датчики с проволочными преобразователями, которые при небольших размерах практически безинерционны. Пределы измерения проволочных

датчиков при этом определялись параметрами вторичных приборов (тензостанции и шлейфного осциллографа).

Для регистрации перемещения иглы форсунки использовался индуктивный датчик имеющий две рабочие катушки с равным количеством витков. Равновесие мостовой схемы индуктивного датчика осуществлялось выбором количества витков катушек и установкой конца сердечника в средней части между катушками.

В результате проведенных исследований по выбору характеристик проволочных тензодатчиков и упругих элементов были разработаны и изготовлены специальные датчики, с помощью которых регистрировалось давление топлива в различных сечениях ТС. На рис. 3.2 представлена конструкция датчика высокого давления. Датчик состоит из корпуса 1, имеющего сквозной канал диаметром 3 мм для прохода топлива. Топливо через отверстия поступает из сквозного канала в подмембранную полость. Мембрана является дном стакана 3, который вворачивается в корпус 1. Для уменьшения объема подмембранной полости, в гнездо корпуса 1 под упругим элементом устанавливается вытеснитель 2, изготовленный из меди. Зазор между торцом вытеснителя и дном стакана составляет « 0,2 мм. Проволочные преобразователи 4 и 5 в стакане 3 устанавливаются следующим образом. Рабочий датчик 5 наклеивается на дно упругого элемента, которое, воспринимая давление топлива, деформируется и растягивает проволочный преобразователь. В результате чего последний изменяет свое сопротивление. Компенсационный датчик 4 расположен на стенке стакана таким образом, чтобы он не подвергался упругим деформациям. Стакан 3 и корпус 1 представляют собой жесткую систему и находятся в одинаковых температурных условиях.

Измерение перемещения иглы форсунки производилось с помощью датчика, конструкция которого проведена на рис 3.3.

Все датчики измерения давления топлива в совокупности с регистрирующей аппаратурой составляют единую измерительную систему. Как известно, всякая электрическая схема, с учетом специфических свойств потребителя питается переменным или постоянным током. В нашем случае, учитывая то, что проволочные преоб-

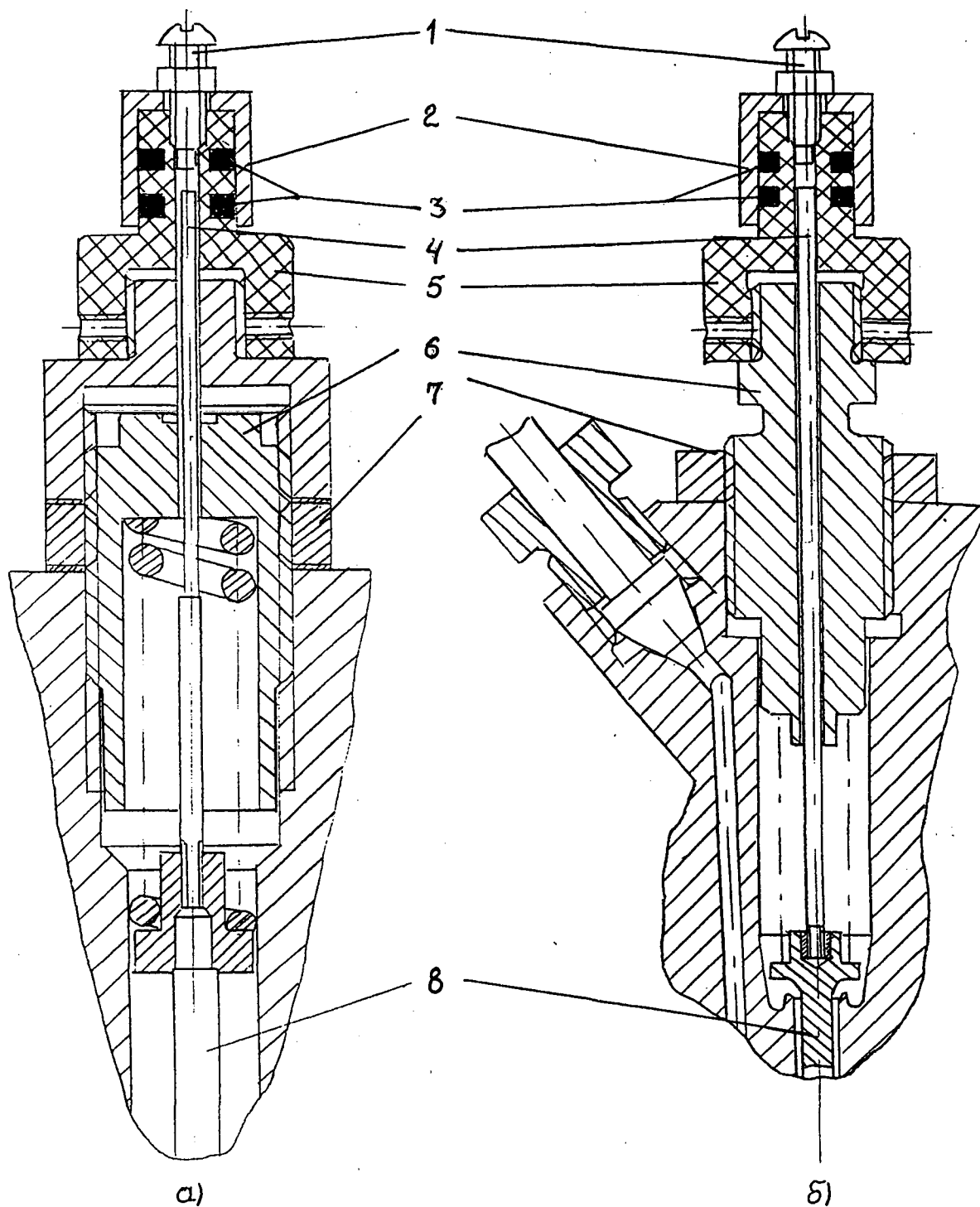


Рис. 3.3 Конструкция и способы установки индуктивного датчика для измерения перемещения иглы форсунки дизеля: *а*- 6ЧН31/36; *б*- 6ЧН21/21: 1- регулировочный винт; 2- защитный кожух; 3- катушки; 4- стержень; 5- корпус датчика; 6- регулировочный винт пружины форсунки; 7- контргайка; 8- штанга.

разователи регистрируют процесс, содержащий переменную и постоянную составляющие частотного спектра, был выбран переменный источник питания. При этом, регистрируя динамические параметры топлива в различных элементах ТС, проводочные тензорезисторы работают по принципу амплитудной модуляции несущей частоты. В измерительной цепи тензорезисторы соединяются с усилителем по мостовой схеме. Амплитуда напряжения на измерительной диагонали моста пропорциональна изменению сопротивления датчика и адекватна деформации упругого элемента на который наклеен тензодатчик. Измерение давления топлива с помощью тензорезистора перемещение иглы распылителя с помощью индуктивного датчика производилось многоканальным усилителем УТС1- ВТ-12 с несущей частотой 35 КГц. Особенностью усилителя является то, что для устранения взаимного влияния между генератором и измерительным каналом через источник питания, в цепи анодного питания лампы генератора включены полосовые заграждающие фильтры, настроенные на генерирующую частоту.

В качестве регистрирующего устройства основных параметров топливоподачи использовался двенадцатиканальный шлейфный осциллограф Н115. Значительное внимание при проведении исследований уделялось выбору шлейфов. Их частотная характеристика определялась на звуковом генераторе. Положительным качеством, создающим удобства в работе с осциллографом Н115, является регистрация параметров топливоподачи на ультрафиолетовой бумаге УФ1. Записанные на эту бумагу параметры топливоподачи проявляются через 1-2 минуты, что позволяет оперативно оценивать качество впрыскивания топлива в короткий промежуток времени.

При подготовке измерительной аппаратуры и датчиков к экспериментальным исследованиям проводилось их тарирование на специальных стендах. По окончании эксперимента проводилось их повторное тарирование.

При обработке осциллограмм в связи с тем, что датчик регистрирующий давление P_f у форсунки был установлен у щелевого фильтра на расстоянии $/\phi = 180 \dots 400$ мм от кармана распылителя, возникает необходимость произвести

корректировку кривой $P_{\phi}(t)$. Для этого каждая точка на кривой $P_{\phi}(t)$ была смещена на $\Delta p = 2 / \phi / a$, мм вправо.

Так как форсунки испытуемых ТС не были оборудованы датчиками, регистрирующими давление P_a , то кривые $P_a(t)$ были получены простым пересчетом. Зная давление $P_{\phi}(t)$ и перемещение иглы $Y_{и}(t)$, по формуле (2.10) гидравлической динамической характеристики форсунки можно легко получить искомые кривые $P_a(t)$. Скорость $C_{и}$, входящая в уравнение (2.10) определяется по кривой $Y_{и}(t)$ подъема иглы форсунки.

3.2 Оценка погрешностей измерений

К системам, предназначенным для измерения нестационарных величин, предъявляется основное требование - неискаженное воспроизведение всех изменений измеряемой величины во времени.

Погрешности измерительных схем с проволочными преобразователями (именно такие датчики использовались для регистрации давления) определяются техническими условиями работы, качеством отдельных элементов схем, включая преобразователь, измерительную цепь (электронно-усилительную аппаратуру), измеритель (осциллограф). А также влияние таких внешних факторов, как, например, изменение температуры, напряжения, частоты тока источника питания.

Обычно погрешности при измерении нестационарных величин разделяют в зависимости от их изменения во времени на статические и динамические [61,66]. При измерении быстропеременных процессов в ТА наиболее важной задачей является уменьшение динамической погрешности. Следует отметить, что динамическая точность в основном определяется динамическими качествами измерительного устройства (датчик, измерительная цепь, измеритель).

Суммарная относительная погрешность измерения может быть выражена следующим образом:

$$\Delta^{\wedge} = \pm(2\Delta_{Г} + (\Delta_0 + \Delta_0') + \Delta_{Л} + \Delta_{Л}'),$$

где $\Delta_{Г}$ - погрешность гальванометра осциллографа;

Δ_0, Δ_0' - погрешности при обработке осциллограмм тарировки и исследуемого процесса, соответственно;

$\Delta_{А}$ - погрешность, обусловленная нелинейностью амплитудной характеристики измерительной цепи;

$\Delta_{А}$, - погрешность, обусловленная нелинейностью амплитудно-частотной характеристики измерительной цепи.

Погрешность $\Delta_{Г}$ гальванометра осциллографа при работе в пределах рабочей полосы частот гальванометра составляет $\pm 0,5\%$. Погрешность при обработке осциллограмм тарировки или исследуемого процесса определяется точностью определения середины линии, описываемой лучом осциллографа, которую можно оценить $\pm 0,05$ мм. А также точностью линейки (обычно ± 1 мм), используемой при обработке осциллограмм. Тогда, если принять амплитуду сигнала 120 мм, то погрешность обработки осциллограммы составит:

$$\Delta_0 + \Delta_0' = \pm \frac{2}{120} \cdot 100\%$$

$$\Delta_0 + \Delta_0' = \pm 1,75\%$$

Погрешность, обусловленная нелинейностью амплитудной и амплитудно-частотной характеристик измерительной цепи, включая датчик, соответственно составляет $\pm 1,5\%$ и $\pm 2\%$.

$$\Delta_{А} = 1,5\% \text{ и } \Delta_{А} = 2\%$$

Таким образом

$$\Delta y = \pm (2 \cdot 0,5 + 1,75 + 1,5 + 2) = \pm 6,25\%.$$

Практически же общая погрешность при измерении нестационарных давлений в цилиндре дизеля и в топливопроводе высокого давления не превышает $\pm 3\%$.

В работе /62/ указывается, что при использовании мер по контролю нуля моста и поверке чувствительности прибора перед измерением, можно добиться снижения основной погрешности при динамических измерениях $5_0 \pm (1-1,5) \%.$

Дополнительные погрешности имеют большое значение, т.к. чувствительность проволочных преобразователей к внешним факторам велика.

Используемые в настоящей работе конструкции датчиков выполнены с учетом требований /60,62/, которые позволяют получить наименьшую погрешность. Однако следует оценить возможную погрешность при некоторой разности температур преобразователей.

Если рабочий и компенсационный (см. раздел 3.1) преобразователи имеют одинаковое начальное сопротивление, а изменение их температуры составляет Δt_i и Δt_2 , то изменение их сопротивления равноценно изменению сопротивления рабочего преобразователя на ΔR_t :

$$\Delta R_t = R_{oc_n} \Delta t_i - R_{oc_n} \Delta t_2,$$

где oc_n - температурный коэффициент преобразователя.

Если абсолютную погрешность измерения, вызванную разностью температур рабочего и компенсационного преобразователей, выразить в $n/m^{\circ K}^{-1}$, то ее можно представить в виде следующего уравнения:

где K - коэффициент чувствительности преобразователя.

$$\frac{\Delta R_{a_{i,j}}}{R_{a_{i,j}}} = \frac{(\Delta Z_i - \Delta \Gamma_2) \#}{(Z_j - \Gamma_2) K} = a_n \frac{E \Gamma}{HIM^2} K J'$$

Относительная погрешность измерения будет тем меньше, чем больше деформация, измеряемая преобразователем. Однако следует учесть, что при измерении нестационарных давлений в различных системах дизеля, например в рабочем цилиндре, давление меняется в широких пределах, следовательно, по ходу процесса относительная ошибка будет также меняться. Поэтому при конструировании датчика следует обеспечить равенство температур рабочего и компенсационного преобразователя.

Если предположить, что $\alpha_{\text{ст}} = 12 \cdot 10^{-6} [^{\circ}\text{C}^{-1}]$, $E = 196,1 \cdot 10^9 \text{ н/м}^2$, $K = 2$ (для решетки из проволоки, наклеенной на стальной упругий элемент), то разность температуры рабочего и компенсационного преобразователей в 1°C вызывает напряжение $11,75 \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$.

Конструкция датчиков, применяемых для осциллографирования рабочего процесса в цилиндре дизеля, позволяет получить равенство температур обоих преобразователей.

3.3 Конструкция опытного образца МИД.

Для проведения экспериментальных исследований и доводочных испытаний новой ТА на безмоторном стенде был спроектирован и изготовлен опытный образец модулятора (рис. 3.4).

Втулка 3 плунжерной пары модулятора прижата к корпусу 1 нажимным штуцером 2 через уплотнительное кольцо 13. Так как модулятор устанавливается в трубопроводе высокого давления между ТНВД и форсункой, то его корпус имеет два штуцера, на одном из которых находится стяжная муфта 14. К нажимному штуцеру 2 крепится стакан 5, который фиксируется в определенном положении контргайкой 4. В стакане на тарелках 7 и 9 установлена пружина 8 регулируемой жесткости. Перемещение поршня 6 ограничено упором стакана 5. Внутренняя полость последнего закрыта крышкой 12, в которую ввернут регулировочный винт 10, фиксируемый в определенном положении контргайкой 11. Полость плунжерной пары сообщается с трубопроводом высокого давления с помощью отверстия $d = 3 \text{ мм}$ в корпусе модулятора 1. Топливо, просочившееся из полости высокого давления в полость стакана 5 отводится по сверлению в регулировочном винте 10, которое заканчивается резьбой $M 8 \times 1,0$. Таким образом, конструкция опытно-экспериментального образца модулятора позволяет при проведении стендовых испытаний регулировать:

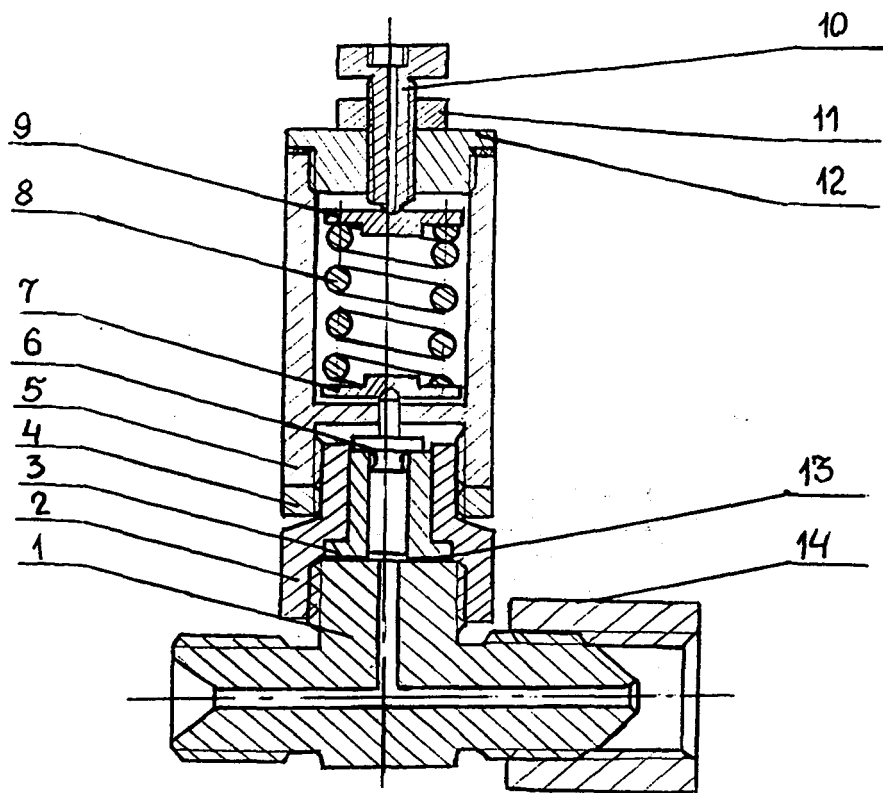


Рис. 3.4 Конструкция опытного образца МВД:
 1- корпус; 2- нажимной штуцер; 3- втулка;
 4, И- контргайка; 5- стакан; 6- поршень;
 7, 9- тарелка пружины; 8- пружина;
 10- регулировочный винт; 12- крышка;
 13- уплотнительное кольцо; 14- стяжная муфта.

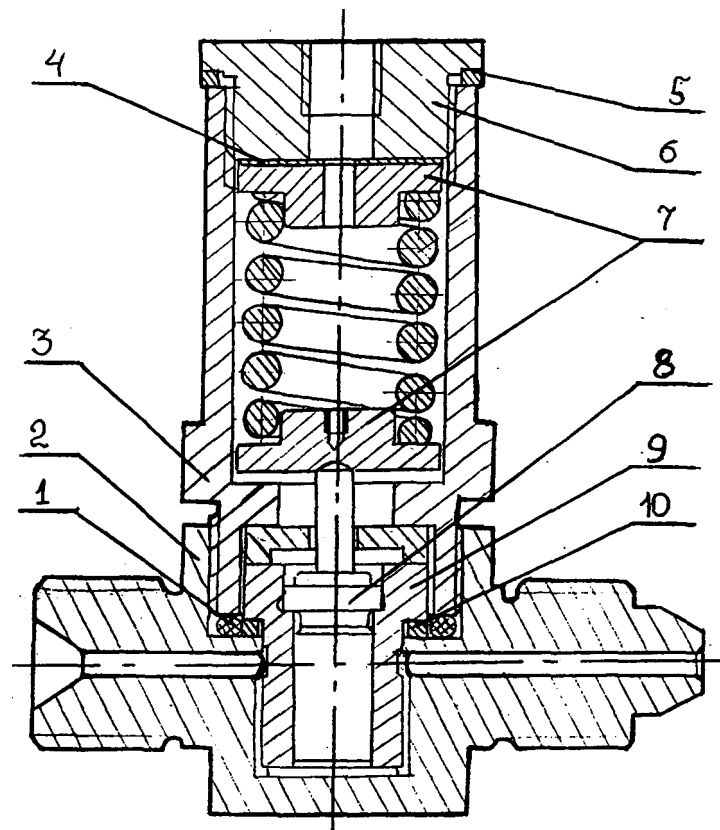


Рис. 3.5 Конструкция унифицированного опытно-промышленного образца МИД для ТА тепловозных дизелей различного типа: 1, 5, 10- уплотнительные кольца; 2- корпус; 3- стакан; 4- регулировочная прокладка; 6- нажимной штуцер; 7- тарелка пружины; 8- поршень; 9- втулка.

- ход поршня 6 - путем изменения положения упора относительно поршня за счет перемещения стакана 5 по резьбе нажимного штуцера 2 с последующей фиксацией положения контргайкой 4;
- усилие затяжки пружины 8-е помощью регулировочного винта 10.

Перед началом экспериментов на корпус модулятора наносились шкалы изменения величин его регулируемых параметров (h_M и P_{Mo}). Определение шкал производилось в следующей последовательности:

1. Собранный модулятор устанавливался на опрессовочный стенд и проверялась его герметичность при различных величинах зазора между стаканом 5, корпусом 1 и нажимным штуцером 2.

2. Стакан 5 закручивался до упора (до достижения минимального зазора между стаканом 5 и штуцером 2). На боковых поверхностях стакана и штуцера наносились риски, соответствующие величине $h_M = 0$. Через 0,5 оборота на штуцере наносится вторая риска, соответствующая 0,5 шага резьбы (0,75 мм).

3. Стакан выкручивался на два оборота. На прессе устанавливалось давление 10 МПа. В отверстие в регулировочном болте 10 вставляется проволочный щуп. Вращая регулировочный болт 10, определяем его положение, соответствующее началу перемещения поршня 6. На головке болта 10 и боковой поверхности стакана 5 наносились риски, соответствующие $P_{Mo} = 10$ МПа. Аналогично делались отметки для $P_{Mo} = 15$ МПа и 5 МПа.

Основные параметры экспериментального образца МИД приведены в таблице 3.1.

Описанный опытный образец модулятора импульсов давления впрыскивания топлива с возможностями указанных выше регулировок необходим только для проведения доводочных испытаний. Для установки на тепловоз и проведения эксплуатационных испытаний конструкция опытного образца требует доработки в направлении ее упрощения, уменьшения габаритов, унификации и повышения надежности. Так, для минимизации габаритных размеров модулятора необходимо стремиться к уменьшению объема Q_M , что позволит снизить размеры поршня модулятора и его пружины. Однако, как показывает расчет, это ведет к увеличению давления

P_{MO} , а значит, повышению рабочих напряжений в этой пружине и, как следствие, увеличение ее размеров. Компромисс между указанными факторами может быть достигнут только на стадии конструирования опытно-промышленного образца МИД, когда будет окончательно определено место его установки в топливной системе.

Указанным выше требованиям удовлетворяет разработанная нами унифицированная конструкция МИД. На рис 3.5 представлен общий вид модулятора импульсов давления.

Таблица 3.1 - Параметры опытного МИД

Наименование	обозначение	размерность	величина
Диаметр поршня	L_m	мм	10
Масса поршня и движущихся с ним частей	m_m	г	35
Жесткость пружины	z_m	Н/мм	220
Ход поршня (диапазон регулирования)	h_m	мм	■ 0...3,0
Длина топливоподводящего канала и его диаметр	$d_{mp}/l, ч$	мм	3/100
Масса пружины	m_{np}	г	50
Давление начала перемещения поршня (диапазон регулирования)	P_{rMO}	МПа	0...15

4. 4 Физическое моделирование впрыскивания топлива на ре- жимах холостого хода и малых нагрузок ТС тепловозных дизелей.

**Порядок проведения исследования опытной ТС с МИД на без-
моторном стенде.**

нагрузок) и холостого хода. При условии $h_M = 0$ мм поршень МИД останется неподвижным и не оказывает какого-либо воздействия на процесс топливоподачи. Поэтому полученные осциллограммы соответствуют базовому образцу ТА и служат основой для сравнения.

2. Устанавливается величина P_{mo} , определенная расчетным путем, а ход поршня МИД h_M изменяется от 0 мм до 3 мм с шагом 0,5 мм. Указанный этап исследования проводится на режиме холостого хода при рекомендуемом снижении для конкретного дизеля. Изменение характеристик впрыскивания наблюдается на экране осциллографа.

3. Эксперименты предыдущего пункта повторяются для значений P_{mo} , отличающихся от расчетного на ± 5 МПа.

4. Определяются приближенные значения рациональных величин h_M и P_{mo} .

5. Проводится серия экспериментов с более мелким шагом изменения величин h_M и P_{mo} вблизи их рациональных значений с целью их уточнения.

6. После окончательного выбора параметров при этих регулировках МИД снимаются осциллограммы номинального режима, режимов средних нагрузок выборочно и холостого хода при штатной и сниженной n^{\wedge} .

3.4.1 Результаты сравнительных исследований на безмоторном стенде штатной и модернизированной ТА дизеля 6ЧН 31/36 тепловоза ЧМЭЗ.

Экспериментальные исследования топливной аппаратуры дизеля 6ЧН31/36 тепловоза ЧМЭЗ проводилось для сравнения основных характеристик закона подачи топлива (изменение давления топлива у штуцеров насоса P_n и у форсунки P_f и подъема иглы $l_{1и}$) при трех вариантах комплектровки ТА:

2. опытная ТА с топливопроводом $d_r=3,0$ мм (без МИД);
3. опытная ТА с топливопроводом $d_r=3,0$ мм и МИД, установленным у фильтра форсунки (см. рис. Б1) на расстоянии $L=925$ мм от штуцера насоса.

По условиям эксперимента впрыскивание топлива производилось в воздушную среду без противодействия. Штатный ТНВД устанавливался на обкаточном стенде цеха топливной аппаратуры депо Харьков-Сортировочный, имеющем две фиксированные частоты вращения -375 мин^{-1} , что соответствует номинальной частоте вращения коленчатого вала дизеля $n_{\text{да}} 750 \text{ мин}^{-1}$ и 150 мин^{-1} , что соответствует частоте вращения $n_{\text{да}} = 300 \text{ мин}^{-1}$. Для приближения условий эксперимента к тем условиям, в которых будет работать ТА на дизеле при его холостом ходе ($n_{\text{кул.}} = 150 \text{ мин}^{-1}$, среднее давление $P_{\text{цср}}$ в цилиндре 44-5 МПа), проводилось адекватное снижение давления начала подъема иглы форсунки с 28 МПа до 22 МПа.

Результаты расшифровки осциллограмм приведены на рис. 3.6, 3.7 и в табл. 3.2 (прочерками в табл. 3.2 отмечены режимы работы штатной ТА). Полученные в результате обработки осциллограмм и использования методов математического моделирования графики изменения давления в волне подачи представлены в главе 2 (рис. 2.3). На рис. 3.8 приведены данные для сопоставления результатов осциллографирования двух вариантов ТА (с МИД и без МИД) в идентичных условиях.

Таблица 3.2 - Результаты сравнительного исследования на безмоторном стенде работы штатной ТС и опытной ТС с МИД для дизеляб ЧН31/36 (К6S310DR) $L = 925$ мм

Лдв, мин ⁻¹	мм ³ / цикл	Бм, мм	Рмо, Мпа	Рф о, МПа	d _{тп} , мм	$P_{\text{н}}^{\text{max}}$ МПа	$n_{\text{Гф}}^{\text{max}}$ » МПа	фвп, ° пкв	Би, мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
750	1000	-	-	28,8	4,0	57,4	61,0	31,5	0,45
		-	-	28,0	3,0	56,0	65,0	33,8	0,45
		2,25	10,0	28,0	3,0	53,0	64,5	29,25	0,45

Продолжение таблицы 3.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
300	170	-	-	28,0	4,0	34,4	30,5	4,05	0,28
	170	2,25	10,0	28,0	4,0	24,4	30,0	4,05	0,45
	170	3,75	13,0	28,0	3,0	18,6	30,0	3,24	0,31
	180	3,75	13,0	22,0	3,0	18,0	23,4	4,86	0,45
	180	2,25	6,0	22,0	3,0	18,0	24,0	4,86	0,41
	170	2,25	10,0	22,0	3,0	18,0	25,6	3,24	0,45
	205	2,25	10,0	22,0	3,0	24,4	26,0	3,24	0,45
	205	-	-	22,0	3,0	36,0	26,6	7,45	0,32
	170	-	-	22,0	3,0	35,4	25,0	7,45	0,30

Анализ представленных результатов позволяет сформулировать следующие

выводы:

1. Осциллографирование процесса топливоподачи экспериментальной ТС с МИД при различных значениях его регулируемых параметров h_M , P_{mo} позволило выбрать оптимальное значение этих параметров. Эти значения $h_M = 2,25$ мм, $P_{mo} = 10$ МПа практически совпали с расчетными, определенными по предлагаемой инженерной методике.
2. Штатная ТА с $d_T = 4,0$ мм не обеспечивает на холостом ходу необходимую интенсивность впрыскивания топлива. Игла форсунки не поднимается до упора, что приводит к значительному дросселированию топлива по ее запорному конусу и снижению максимальных $P_{a\ max}$ и особенно средних $P_{a\ ср}$ давлений впрыскивания. Максимальное давление впрыскивания не превышает при этом 10 МПа, а среднее составляет всего 6,5 МПа. Причины такой работы ТА подробно разобраны в главе 2.
3. Использование в штатной ТА нагнетательного топливопровода с меньшим диаметром ($d_T = 3$ мм, вариант 2) приводит к существенному увеличению средней скорости — нарастания давления (на 30 %) и незначительному увеличению ско-

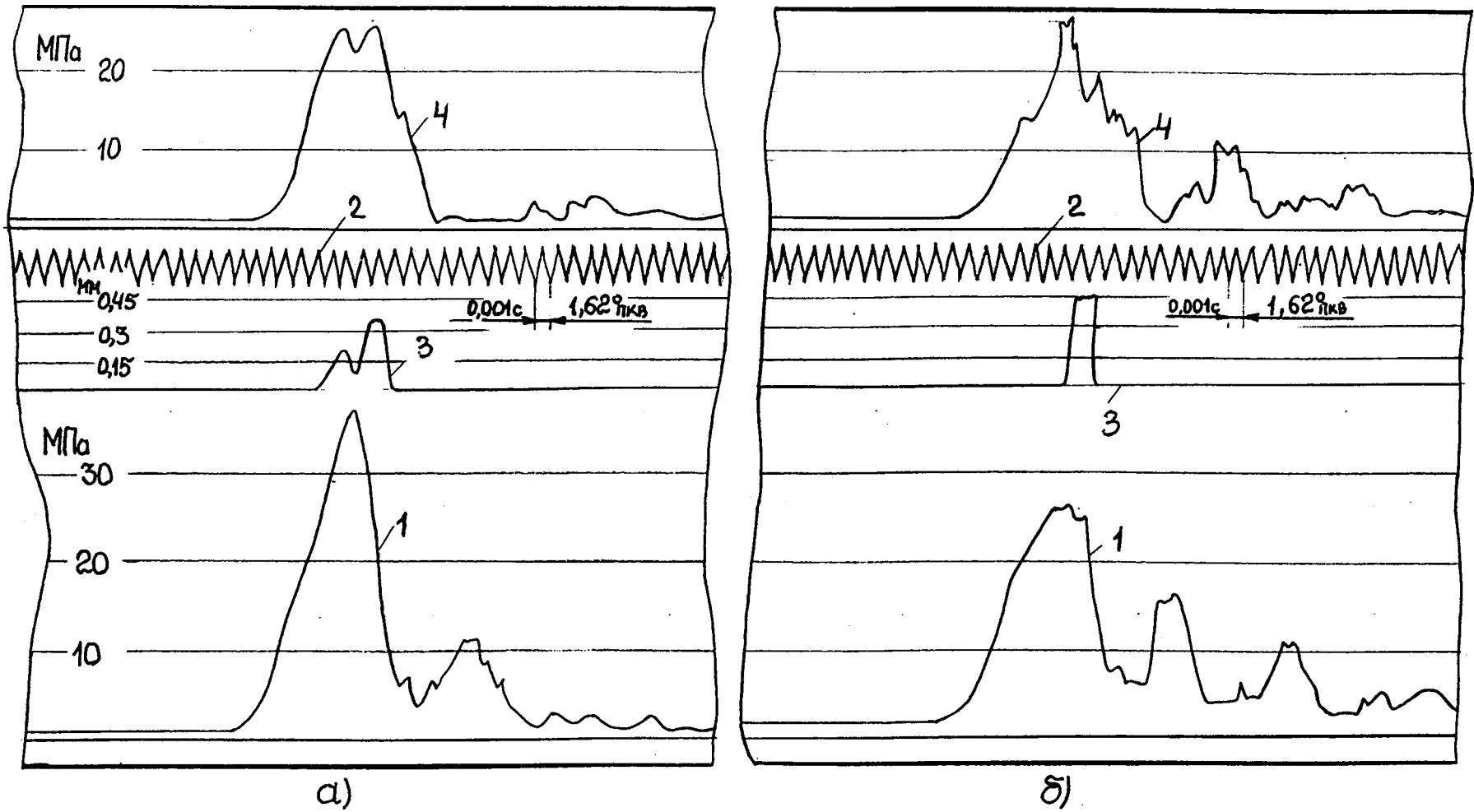
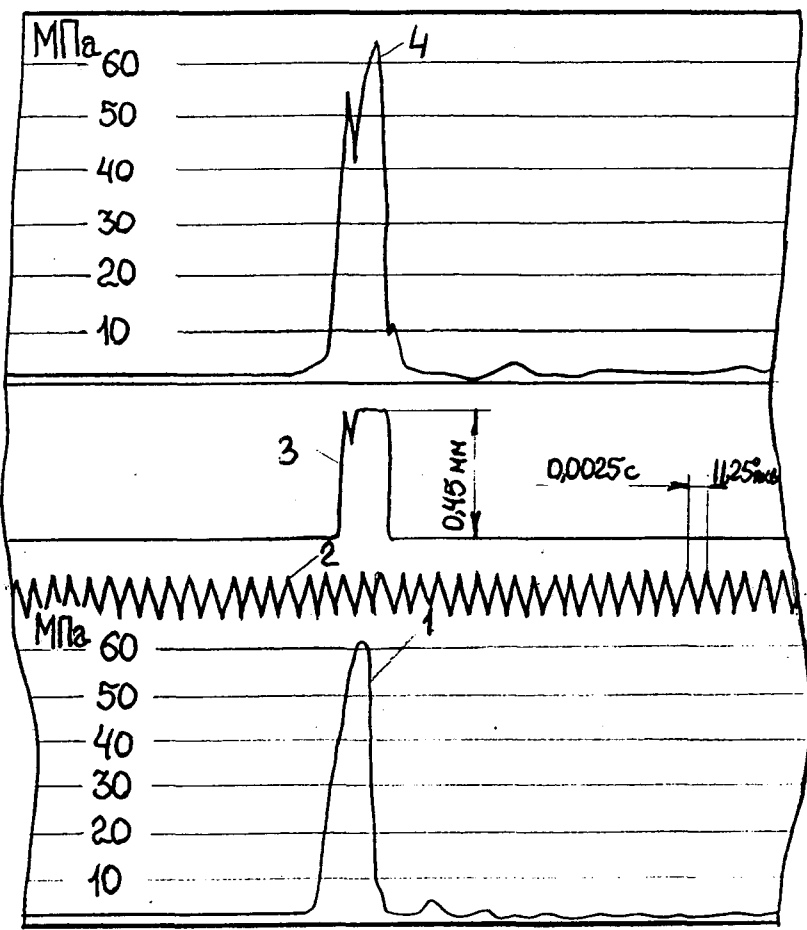
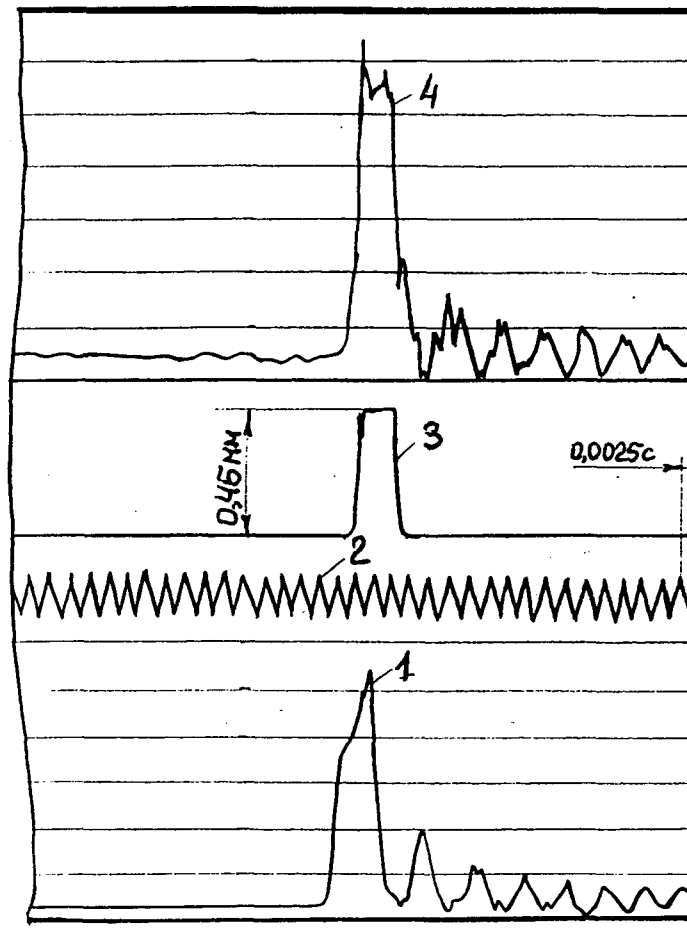


Рис. 3.6 Осциллограммы процесса топливоподачи ТА дизеля 6ЧН31/36: а-штатной ТА; б-ТА с МИД на режиме $q_{ц}=170 \text{ мм}^3$, $L_{да}=300 \text{ мин}^{-1}$: 1 - давление топлива у ТНВД; 2 - отметчик времени; 3- перемещение иглы; 4- давление топлива у форсунки.



а)



б)

Рис. 3.7 То же на номинальном режиме. ($\dot{q}_{3,} = 1000 \text{ мм}^3/\text{мин}$, $L_{\text{да}} = 750 \text{ мин}$).

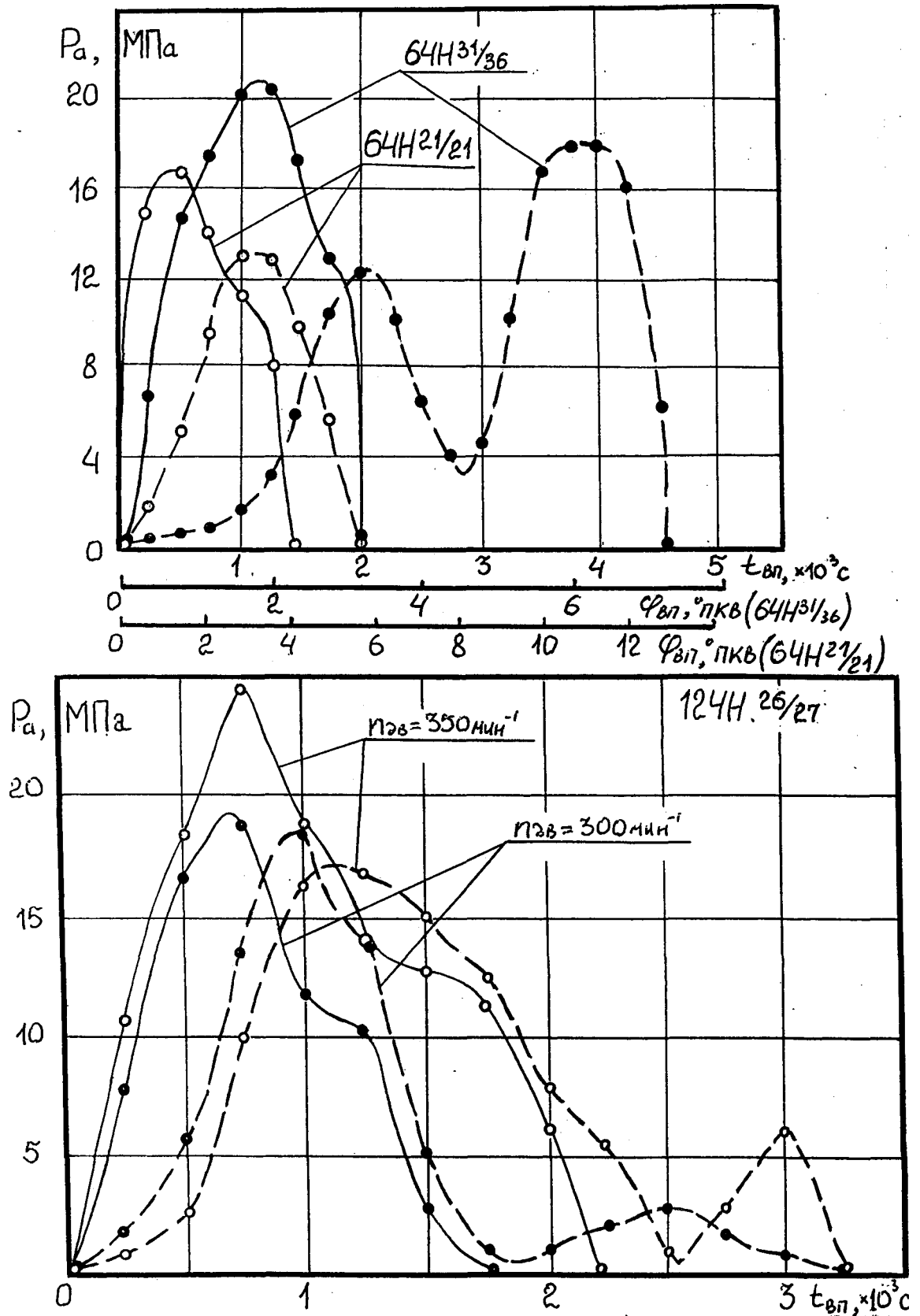


Рис. 3.8 Изменение давления P_a топлива в колодце распылителя в период впрыскивания на холостом ходу тепловозного дизеля (обработка осциллограмм). ----- штатная ТА, — ТА с МИД.

рости снижения давления F после отсечки (примерно на 15 %). Однако неравномерный ступенчато-колебательный характер изменения давления в волне подачи F_H (рис. 2.3) приводит к тому, что на режиме холостого хода участок впрыскивания (между 2 и 4 мс) имеет пологий характер. Максимальный подъем иглы на этом уча-

а среднее давление впрыскивания составляет 8,3 МПа, что недостаточно для качественного распыливания топлива. Указанный недостаток работы ТС может быть устранен за счет увеличения давления $P_{ф0}$ начала подъема иглы форсунки до 32 ... 35 МПа, однако это может привести к недопустимому снижению ресурса пружины и запорного конуса иглы распылителя форсунки. Поэтому переход от штатной ТА к ТА по варианту 2 нецелесообразен.

4. Опытный образец ТА с $d_r = 3$ мм и МИД, расположенным у штуцера форсунки (вариант 3), обеспечивает существенную интенсификацию впрыскивания топлива на холостом ходу работы дизеля. Чрезвычайно крутые передние и задние фронты импульса подачи с амплитудами 8... 12 МПа/мс обеспечивают высокую скорость $C_{и}$ перемещения иглы форсунки ($C_{и}=0,85$ м/с) с выходом ее на упор. По сравнению со штатной ТА, продолжительность впрыскивания сокращается на 50 %, среднее и максимальное давление впрыскивания возрастают в 1,5 ... 1,7 раза (см. рис 3.7). При примерно одинаковом уровне максимального $P_{ф}^{Max}$ давления у штуцера форсунки, максимальное $P_{м}^{max}$ у ТНВД снижается в 1,5 раза.

5. Среди дополнительных преимуществ, приобретаемых ТА после установки МИД, следует отметить рост остаточного $P_{ост}$ давления в 2 ... 3 раза, что приводит к дополнительному увеличению давления P_a впрыскивания при неизменной объемной скорости подачи топлива плунжером ТНВД, а также демпфирование МИД колебаний Рост У форсунки, что предохраняет ТС от дополнительного впрыскивания топлива на всех режимах работы. На рис. 3.6 представлена осциллограмма работы ТС с МИД при $P_{ф0} = 28,0$ МПа. Уровень остаточного давления составляет приблизительно 7,0 МПа, колебаний остаточного давления от цикла к циклу нет. Имеет место суще-

а среднее давление впрыскивания составляет 8,3 МПа, что недостаточно для качественного распыливания топлива. Указанный недостаток работы ТС может быть устранен за счет увеличения давления $P_{ф0}$ начала подъема иглы форсунки до 32 ... 35 МПа, однако это может привести к недопустимому снижению ресурса пружины и запорного конуса иглы распылителя форсунки. Поэтому переход от штатной ТА к ТА по варианту 2 нецелесообразен.

4. Опытный образец ТА с $d_r = 3$ мм и МИД, расположенным у штуцера форсунки (вариант 3), обеспечивает существенную интенсификацию впрыскивания топлива на холостом ходу работы дизеля. Чрезвычайно крутые передние и задние фронты импульса подачи с амплитудами 8... 12 МПа/мс обеспечивают высокую скорость $C_{и}$ перемещения иглы форсунки ($C_{и}=0,85$ м/с) с выходом ее на упор. По сравнению со штатной ТА, продолжительность впрыскивания сокращается на 50 %, среднее и максимальное давление впрыскивания возрастают в 1,5 ... 1,7 раза (см. рис 3.7). При примерно одинаковом уровне максимального $P_{ф}^{Max}$ давления у штуцера форсунки, максимальное $P_{м}^{max}$ у ТНВД снижается в 1,5 раза.

5. Среди дополнительных преимуществ, приобретаемых ТА после установки МИД, следует отметить рост остаточного $P_{ост}$ давления в 2 ... 3 раза, что приводит к дополнительному увеличению давления P_a впрыскивания при неизменной объемной скорости подачи топлива плунжером ТНВД, а также демпфирование МИД колебаний Рост У форсунки, что предохраняет ТС от дополнительного впрыскивания топлива на всех режимах работы. На рис. 3.6 представлена осциллограмма работы ТС с МИД при $P_{ф0} = 28,0$ МПа. Уровень остаточного давления составляет приблизительно 7,0 МПа, колебаний остаточного давления от цикла к циклу нет. Имеет место суще-

ственное различие между амплитудами колебаний давления у ТНВД и форсунки, что объясняется демпфирующим свойством МИД.

б. Сопоставление результатов работы штатной ТА и опытной ТА с МИД на режиме номинальных оборотов $n_{да}=750 \text{ мин}^{-1}$ и цикловой подачи $q_{ц} = 1000 \text{ мм}^3$ за цикл (рис. 3.7 *а,б*) показывает, что МИД с выбранными параметрами не оказывает существенное влияние на основные характеристики впрыскивания. Использование модулятора привело к снижению максимального $P_{н \text{ мах}}$ давления у ТНВД на 4,4 МПа, увеличению максимального $P_{ф \text{ мах}}$ давления у форсунки на 3,5 МПа и сокращению продолжительности ($\tau_{вп}$ впрыскивания на 2,25 °пкв.

3.4.2 Результаты исследования ТС дизеля 6ЧН 21/21(Д211)

В ходе исследования сравнивались результаты осциллографирования процесса топливоподачи в экспериментальном образце ТА с МИД и контрольном образце ТА без МИД при работе ТА на безмоторном стенде. Также, по описанной методике, в ходе исследования произведен выбор рациональных параметров МИД.

Экспериментальный образец ТА был создан на основе модернизации серийной ТА, параметры которой приведены в Приложении А и включает блочный ТНВД, нагнетательный топливопровод, в который, на основании расчета, на расстоянии $L = 580 \text{ мм}$ от штуцеры насоса установлен МИД и форсунку. Эксперименты проводились на обкаточном стенде при температуре топлива 28...30° С и впрыскивании в среду без противодействия. Во время экспериментов определялись следующие характеристики топливоподачи: изменение давления топлива $P_{ф}$ у форсунки и $P_{н}$ у насоса, а также подъем $h_{ц}$ иглы. Замер расхода топлива производился объемным способом. Запись осциллограмм выполнялась на фотобумаге посредством высокочастотных гальванометров с собственными частотами 2500 Гц для давлений и для подъема иглы. В ходе экспериментов осциллографирование опытного и контрольного образца ТС производилось

при частотах $n_{кул}$ вращения кулачкового вала ТНВД 450,300 и 235 мин⁻¹. Режим «кул=450 мин⁻¹ и $q_4=530\pm 20$ мм³ соответствует режиму средней нагрузки тепловозного дизеля; $n_{кул}=300$ мин⁻¹ и $q_4=82\pm 3$ мм³ соответствует штатному холостому ходу дизеля маневрового тепловоза ТГМ4; $n_{кул}=235$ мин⁻¹ и $q_4=68$ мм³ - предлагаемый режим работы ТА на холостом ходу. (Здесь следует отметить, что возможность стабильной работы систем тепловоза при предложенном уровне снижения $A_{7ХХ}$ была подтверждена в ходе испытаний тепловоза ТГМ4(№0829), проведенных 19.12.1994 года).

В связи с ограничениями, накладываемыми техническими характеристиками используемого в испытаниях обкаточного стенда, выход на номинальный режим ($n_{кул}=700$ мин⁻¹ и $q_4=590$ мм³) работы исследуемой ТА не производился.

Результаты обработки осциллограмм приведены в таблице 3.3 и на рис.3.9, 3.10.

Таблица 3.3 - Результаты сравнительного исследования на безмоторном стенде работы штатной ТС (в числителе) и опытной ТС с МИД (в знаменателе) для дизеля 21 ИД (6ЧН 21/21) $P_{мо} = 14,0$ МПа, $h_M = 1,75$ мм, $L = 580$ мм, $d_M = 8,0$ мм

Ядв мин ⁻¹	$\frac{3}{мм}$	$P_{н\ max}$, МПа	$P_{ф\ max}$? МПа	Би> мм	фвп, °ПКВ	$p_{г\ ост}$? МПа
900	<u>550</u>	<u>55,0</u>	<u>58,5</u>	<u>0,45</u>	<u>30,2</u>	<u>6,6</u>
	510	51,0	56,5	0,45	28,1	8,0
600	<u>85</u>	<u>27,5</u>	<u>31,5</u>	<u>0,425</u>	<u>6,48</u>	<u>1,8</u>
	80	27,0	32,5	0,45	5,04	3,2
470	<u>68</u>	<u>30,0</u>	<u>30,0</u>	<u>0,35</u>	<u>6,48</u>	<u>1,5</u>
	68	27,0	30,0	0,425	4,0	2,5

Анализ полученных результатов позволяет сформулировать следующие выводы.

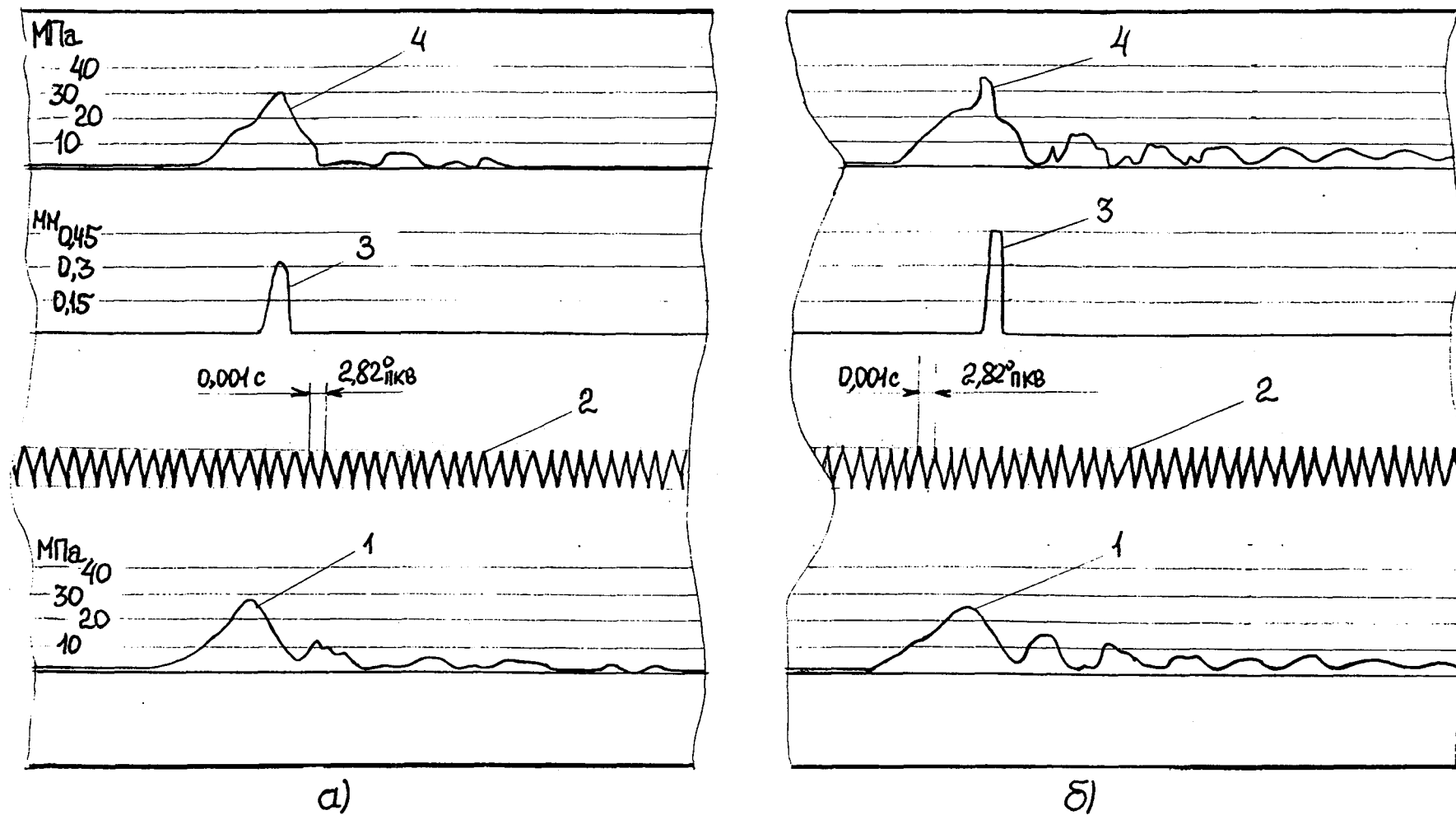
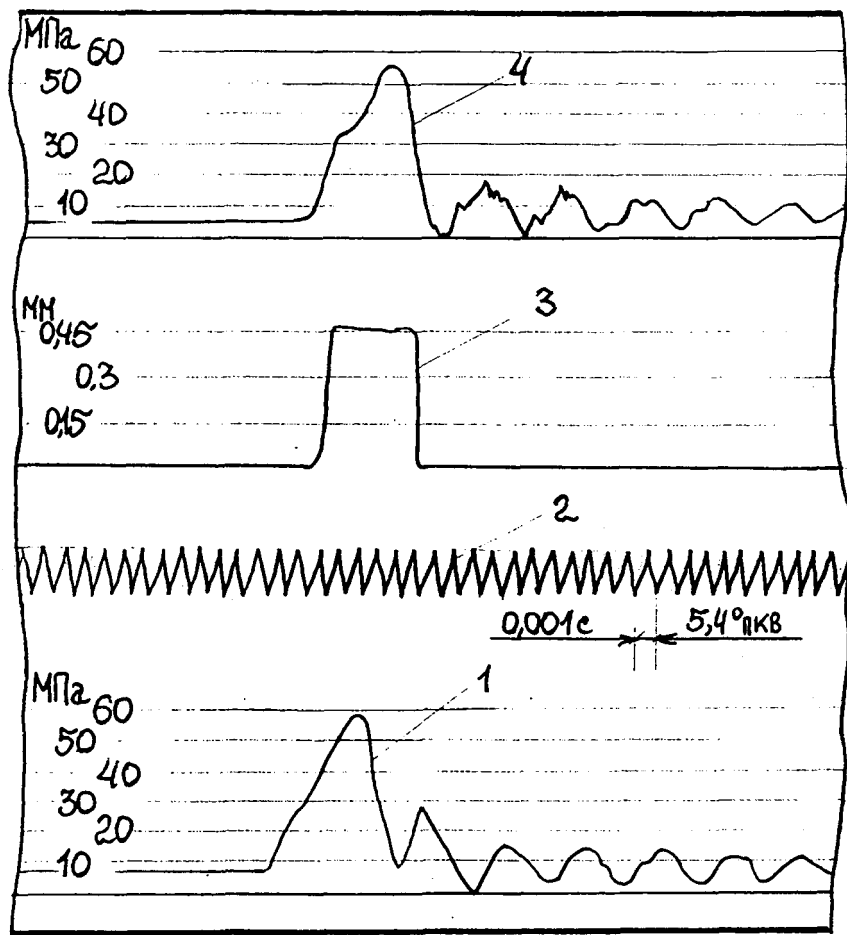
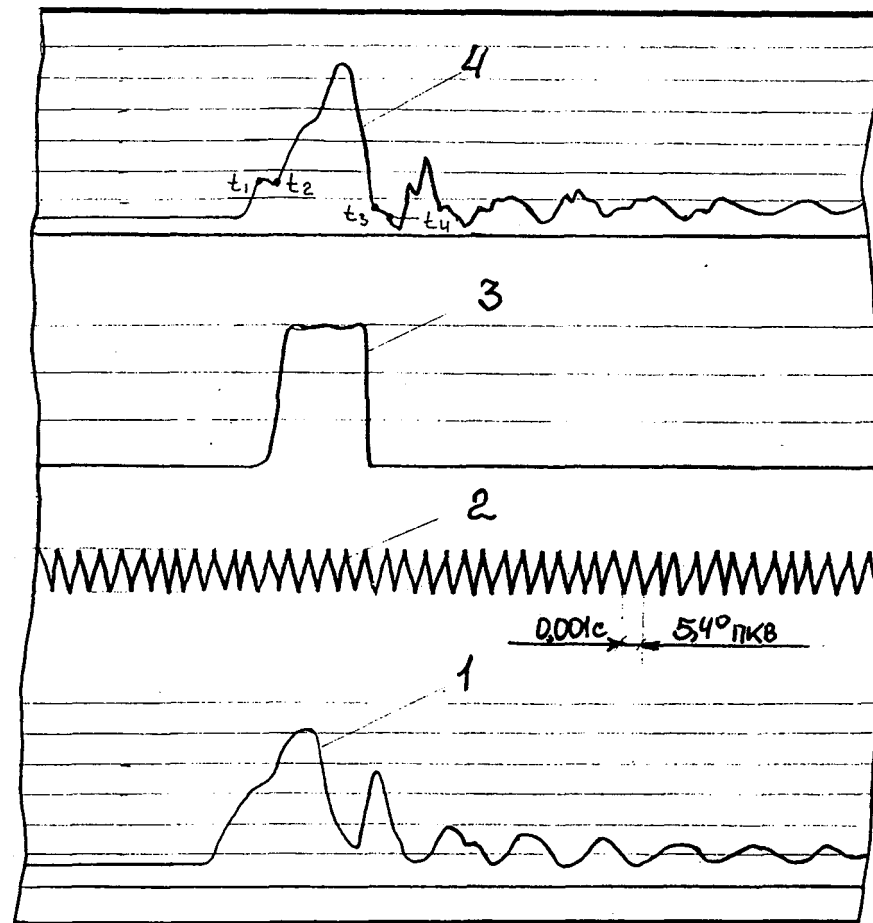


Рис. 3.9 Осциллограммы процесса топливоподачи ТА дизеля 6ЧН21/21 на режиме $q_{ц}=68 \text{ мм}^3$, $L_{да}=470 \text{ мин}^{-1}$:
 а- штатной ТА; б- ТА с МИД. Обозначения см. рис. 3.6.



а)



б)

Рис. 3.10 То же на режиме $q_{ц} = 530 \text{ мм}^3$, $L_{да} = 900 \text{ мин}^{-1}$.

1. Рациональные значения регулировочных параметров МИД в ходе эксперимента определены как: $h_M=1,75$ и $P_{MO}=14$ МПа. Эти значения практически совпали с расчетными.
2. Штатная (контрольная) ТА не обеспечивает на холостом ходу необходимую интенсивность впрыскивания топлива. Игла форсунки не выходит на упор. Максимальное давление $P_{a1}^{®*}$ впрыскивания не превышает при этом 10 МПа, а среднее составляет всего 3,5 МПа.
3. Опытный образец ТА с МИД обеспечивает существенную интенсификацию впрыскивания топлива на холостом ходу работы дизеля. Чрезвычайно крутые передние и задние фронты импульса подачи с амплитудами 8... 12 МПа обеспечивают высокую скорость перемещения иглы с выходом ее на упор. По сравнению с контрольной ТС, продолжительность $\phi_{вп}$ впрыскивания при идентичной частоте вращения $n_{кул}^{xx}$ (300 мин⁻¹ и 235 мин⁻¹) и цикловой подаче q_u (80 мм³ или 68 мм³) сокращается на 50...70 %, среднее P_a^{cp} и максимальное P_a^{max} давления впрыскивания возрастают в 2,5...3 раза. При $n_{кул}^{xx}=235$ мин⁻¹ ТА, снабженная модулятором, обеспечивает стабильную работу и более интенсивное впрыскивание топлива, чем штатная ТА на режиме $n_{кул}^{xx}=300$ мин⁻¹. При этом продолжительность впрыскивания сокращается в 1,3... 1,4 раза, а максимальные и средние давления впрыскивания увеличиваются в 1,7...2 раза (см. рис.3.8).
4. Сопоставление результатов работы контрольной ТА и опытной ТА с МИД на режиме $n_{кул}=450$ мин⁻¹, $q_u=530$ мм³ показывает, что работа МИД с рациональными параметрами для холостого хода приводит к снижению максимального P_H^{max} давления топлива у штуцера ТНВД с 58 до 50 МПа. При этом максимальное P_f^{max} давление топлива у форсунки увеличивается на 7,5 %, а продолжительность $\phi_{вп}$ впрыскивания сократилась на 7,4 %. Такая работа МИД способствует разгрузке привода ТНВД.
5. Анализ экспериментальных данных по влиянию хода h_M поршня опытного образца модулятора на основные характеристики впрыскивания показал, что изменение этого параметра на 0,2...0,3 мм приводит к заметному изменению этих характе-

ристик. Для исключения этих нежелательных изменений было рекомендовано уменьшить диаметр $d_{пор}$ поршня модулятора с 10 мм до 8 мм. Это позволяет существенно увеличить ход этого поршня (до 1,3 мм) и тем самым понизить чувствительность ТА с МИД к технологическим погрешностям допускаемым при изготовлении ее новых деталей.

3.4.3 ТА с МИД для дизеля 12ЧН26/27 и ее исследование на безмоторном стенде.

Исследование проводилось в апреле 1997 года в лаборатории топливной аппаратуры КБСД ГП "Завод им. Малышева". В ходе исследования произведен выбор рациональных параметров МИД, а также выполнено сравнение работы экспериментального и контрольного образцов ТА на режимах холостого хода, средних и номинальной нагрузок маневрового тепловоза. Объектом исследования являлась ТА перспективного отечественного дизеля 12ЧН26/27 (4Д80Б), предназначенного для установки на маневровый тепловоз ЧМЭЗ. Основные конструктивные параметры данной ТА приведены в Приложении А.

Эксперименты проводились с использованием опытного и опытно-промышленного образцов МИД на обкаточном стенде. Во время экспериментов регистрировались: давление топлива P_f у форсунки (за модулятором) и P_n у ТНВД, подъем B_n иглы форсунки и геометрическое начало подачи топлива. Замер расхода топлива производился весовым способом. При осциллографировании использовались тензостанция УТС-ВТ12 и осциллограф Н-115 с соответствующими высокочастотными гальванометрами.

На первом этапе, согласно описанной в п. 3.3 методике, выполнялся выбор рациональных параметров МИД и определялось место его установки в линию высокого давления. При этом целью выбора являлось обеспечение наилучших характеристик впрыскивания топлива на режиме холостого хода с пониженной до 300 мин⁻¹ частотой вращения коленчатого вала дизеля и цикловой подачей $d_{ц}=110$ мм³. Кон-

трольными на данном этапе являлись режимы, соответствующие штатному холостому ходу ($n_{да}=350 \text{ мин}^{-1}$ и $q_4=120 \text{ мм}^3$) и первой ПКМ ($n_{да}=350 \text{ мин}^{-1}$ и $q_4=250 \text{ мм}^3$).

Результаты первого этапа исследования представлены в табл.3.4.

Таблица 3.4-Результаты экспериментального определения рациональных параметров МИД для ТС дизеля 4Д80Б

Идв, мин ⁻¹	Чц, мм	hм, мм	Рм о, МПа	Рф, МПа	фвп, ° ПКВ	Бн> мм
350	250	-	-	33,0	7,4	0,45
		0,9	0,0	34,0	8,4	0,42
		0,9	4,0	35,0	6,3	0,43
		0,9	8,0	37,0	5,4	0,45
350	250	1,2	0,0	35,0	7,4	0,42
		1,2	4,0	35,0	6,3	0,45
		1,2	8,0	35,0	5,25	0,45
		1,2	10,0	36,0	5,2	0,45
350	120	-	-	30,0	6,3	0,4
		0,9	0,0	33,0	5,26	0,42
		0,9	4,0	32,0	4,7	0,425
		0,9	8,0	32,5	4,2	0,43
		0,9	10,0	33,0	4,2	0,43
350	118	1,2	0,0	33,0	6,3	0,4
		1,2	4,0	32,0	3,78	0,42
		1,2	8,0	33,0	3,45	0,43
		1,2	10,0	33,5	3,4	0,43
		1,2	15,3	30,0	3,26	0,307
300	110	-	-	30,0	5,4	0,34
		0,9	0,0	32,5	3,6	0,4
		0,9	4,0	32,0	3,6	0,43
		0,9	8,0	32,0	2,7	0,45
		0,9	12,0	29,0	2,7	0,42
300	110	1,2	0,0	29,0	3,6	0,4
		1,2	4,0	30,0	3,6	0,45
		1,2	8,0	30,0	2,7	0,45
		1,2	12,0	30,0	2,7	0,45

В табл. 3.4 показан не полный перебор вариантов регулировок МИД (h_m и P_{mo}), произведенный в ходе эксперимента, а лишь те варианты которые близки к оптимальным. Прочерки в таблице 3.4 обозначают, что зарегистрированные параметры P_f^{max} , $\Phi_{вп}$, B_n характеризуют работу штатной ТА без МИД.

В ходе эксперимента МИД устанавливался на удлинитель форсунки, а длина L топливопровода между МИД и штуцером ТНВД изменялась. В одном случае $L=470$ мм (штатный топливопровод), а в другом - $L=750$ мм. Из-за конструктивных ограничений, связанных с установкой МИД, эксперименты с $L<470$ мм не проводились. Из двух опробованных вариантов наиболее приемлемым оказался тот, при котором длина топливопровода между МИД и штуцером ТНВД составляет 470 мм.

Рациональными параметрами МИД для ТА дизеля 12ЧН26/27 определены $L=470$ мм, $P_{mo}=8,0$ МПа, $B_m=0,9$ мм при $b_m=10$ мм.

На рис.3.11, 3.12 и в табл. 3.5 приведены осциллограммы и результаты их обработки, полученные на втором (сравнительном) этапе экспериментального исследования.

Анализ представленных результатов позволяет сформулировать следующие выводы:

1. Установка МИД обеспечивает на режиме штатного холостого хода сокращение продолжительности ($\tau_{вп}$ впрыскивания в 1,5 раза, выход иглы на упор и рост среднего P_a^{cp} давления впрыскивания с 7,9 до 14,78 МПа.
2. Штатная ТА не обеспечивает при понижении $n_{да}$ до 300 мин⁻¹ необходимую стабильность и интенсивность впрыскивания топлива, P_a^{cp} не превышает 6 МПа, а максимальный подъем иглы составляет 0,24 мм. Работа МИД приводит к сокращению $\tau_{вп}$ в 2 раза, увеличению P_a^{cp} до 10,3 МПа и полному подъему иглы ($\Delta h=0,45$ мм).
3. Модулятор с выбранными параметрами не ухудшает характеристики впрыскивания при работе ТА на режимах средних и номинальной нагрузок дизеля.
4. На всех исследуемых режимах работы опытной ТА с МИД наблюдается снижение максимального P_n^{*134} давления у штуцера ТНВД. На режимах холостого хода P_n^{max} понижается на 17 %, а на номинальном режиме ($n_{дв}=750$ мин⁻¹) - на 11 %. В то

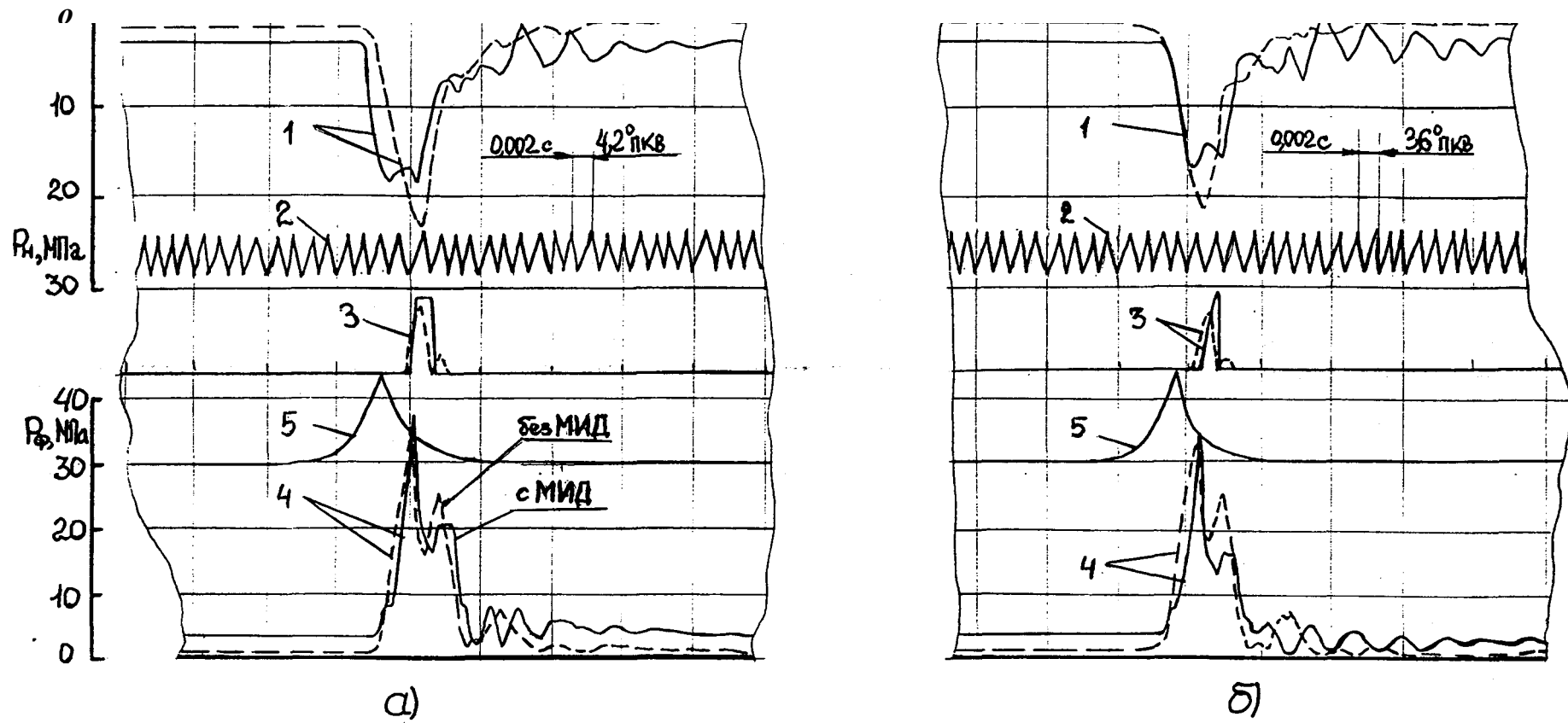
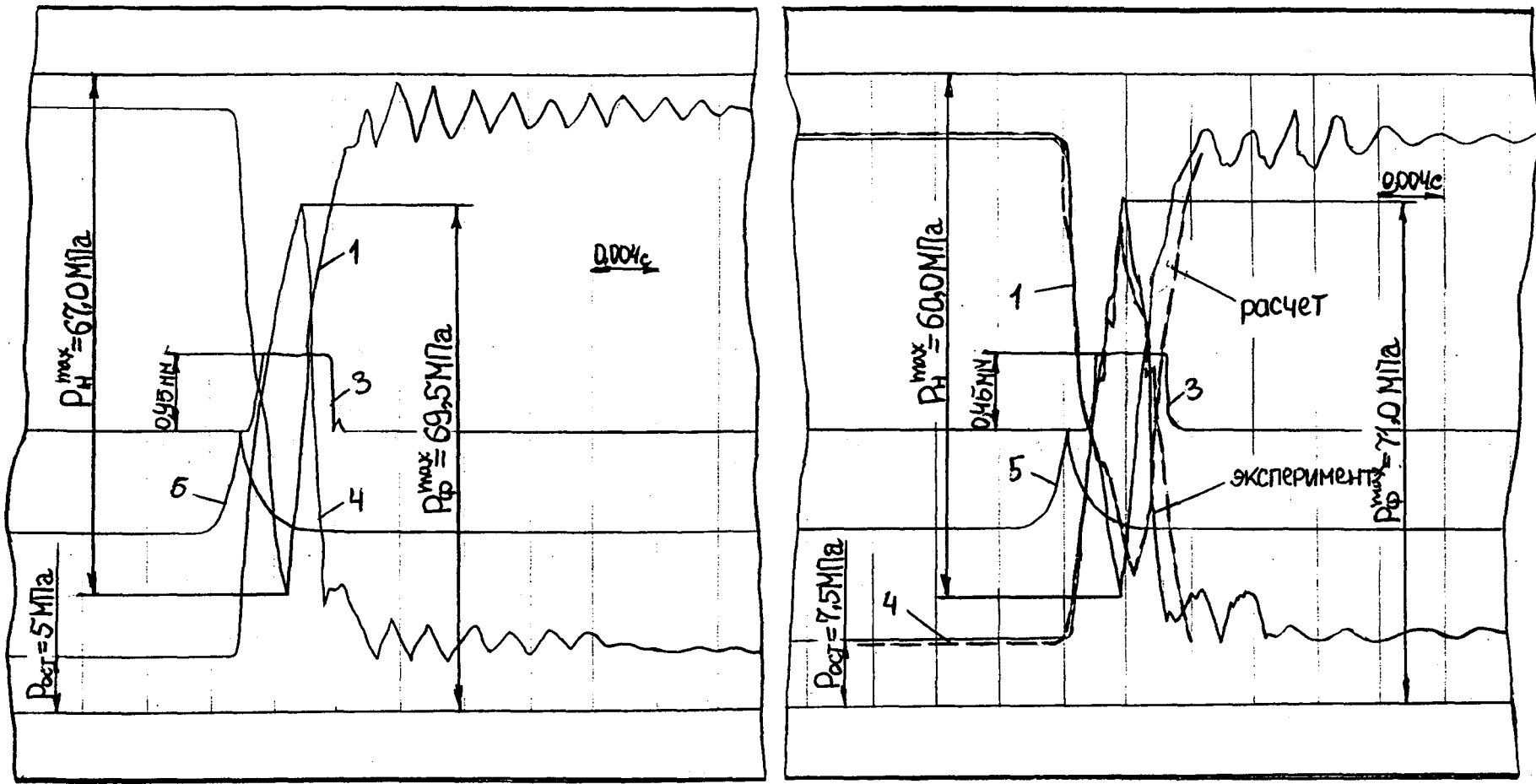


Рис. 3 I 1_ Осциллограммы процесса топливоподачи ТА дизеля 12ЧН26/27 на режимах: **a-** $q_{ц}=148 \text{ мм}^3$, $л_{да}=350 \text{ мин}$; **б-** $q_{ц}=120 \text{ мм}^3$, $л_{да}=300 \text{ мин}^{-1}$. 5- отметчик гнп; остальное см. рис. 3.6.



a)

Рис. 3.12 Осциллограммы процесса топливоподачи ТА дизеля 12ЧН26/27 на режиме $q_{ц} = 900 \text{ мм}^3$, $L_{да} = 750 \text{ мин}^{-1}$: а- штатной ТА; б- ТА с МИД. Обозначения см. рис. 3.11.

же время максимальное $P_{ф}^{max}$ давление топлива у форсунки возрастает в среднем на 3-4-4 %.

5. Специфика работы ТА с МИД приводит к увеличению на 1,0ч-1,5°ПКВ по сравнению с серийной ТА, задержки действительного начала подачи топлива. Этот фактор был учтен при проведении моторных испытаний опытной ТА с МИД на дизеле ОД80.

Та б лица 3.5-Результаты сравнительного исследования на безмоторном стенде работы штатной ТС (в числителе) и опытной ТС с МИД (в знаменателе) для дизеля 12ЧН26/27(4Д80Б) $P_{мо}=8,0$ МПа, $B_M=0,9$ мм, $L=470$ мм

Идв, мин ^{'1}	Цц? мм ³ /цикл	P * н мах, МПа	$P_{ф} \text{ мах,}$ МПа	Би? мм	фвП, ° ПКВ	P * ост5 МПа
750	900	<u>67,0</u>	<u>69,5</u>	<u>0,45</u>	<u>30,0</u>	<u>5,0</u>
		60,0	71,0	0,45	29,2	7,5
520	800	<u>44,5</u>	<u>52,0</u>	<u>0,45</u>	<u>18,9</u>	<u>3,0</u>
		40,0	58,0	0,45	18,44	4,5
410	370	<u>32,0</u>	<u>36,5</u>	<u>0,45</u>	<u>11,34</u>	<u>2,5</u>
		26,0	41,0	0,45	10,08	3,5
350	230	<u>28,0</u>	<u>33,0</u>	<u>0,45</u>	<u>6,8</u>	<u>1,5</u>
		26,0	38,0	0,45	5,25	3,0
350	148	<u>24,0</u>	<u>33,0</u>	<u>0,41</u>	<u>6,9</u>	<u>1,0</u>
		20,0	37,0	0,45	4,7	3,0
300	120	<u>23,0</u>	<u>32,0</u>	<u>0,24</u>	<u>5,4</u>	<u>1,0</u>
		19,0	34,0	0,45	3,2	3,0

Также в ходе экспериментального исследования были определены величины утечек топлива по зазору плунжерной пары модулятора на различных режимах работы ТА. Полученные результаты использовались при определении расхода топлива в ходе моторных испытаний ОД80. Результаты исследования представлены в п. 2.3.3. второй главы.

Согласно принятой методике выбора рациональных параметров МИД была проведена серия гидродинамических расчетов по моделированию работы ТС с МИД на режиме холостого хода дизеля 12ЧН26/27. Эти расчеты проводились при использовании усовершенствованной методики, описанной в п. 2.3.2. Выборочно, результаты расчетов, а так же сопоставление их с экспериментальными данными, приведены в табл. 3.6.

Таблица 3.6 - Результаты гидродинамических расчетов (р.) и экспериментальных (э.) исследований работы ТС с МИД дизеля 12ЧН26/27.

$n_{дв/Яц}$, мин ¹ /мм ³	h_M , мм	$P_{MO} >$ МПа	$P_{фм}$, МПа		$h_{и}$, мм		$\phi_{вп}$, °ПКВ	
			Р	э	Р	э	Р	э
300/110	0	0	штатная ТС работает нестабильно с пропусками циклов впрыскивания					
300/110	0,9	8,0	28,8	32,0	0,45	0,45	2,75	2,7
300/110	1,2	8,0	27,5	30,0	0,45	0,45	2,70	2,7
300/110	0,9	10,0	30,3	29,0	0,45	0,42	3,20	2,8
750/900	0,9	8,0	71,0	75,0	0,45	0,45	30,5	29,2

Указанные в табл. 3.6 значения h_M и P_{MO} соответствуют или близки к их рациональным значениям при настройке МИД на режиме холостого хода, а значение L принятой длине штатного топливопровода (470 мм). Примеры расчетных осциллограмм впрыскивания показаны на рис. 3.12 и 3.13.

Сопоставление результатов экспериментальных и расчетных исследований показывает, что усовершенствованная методика гидродинамического расчета позволяет достаточно точно, с погрешностью не превышающей 15 %, определить характеристики впрыскивания топлива при работе ТС с МИД как на расчетном для МИД режиме холостого хода, так и на номинальном режиме.

3.5 Результаты испытаний ТС с МИД на моторном стенде

Целью проведения моторных испытаний экспериментального образца ТС с МИД являлось определение эффективности предложенного способа интенсифика-

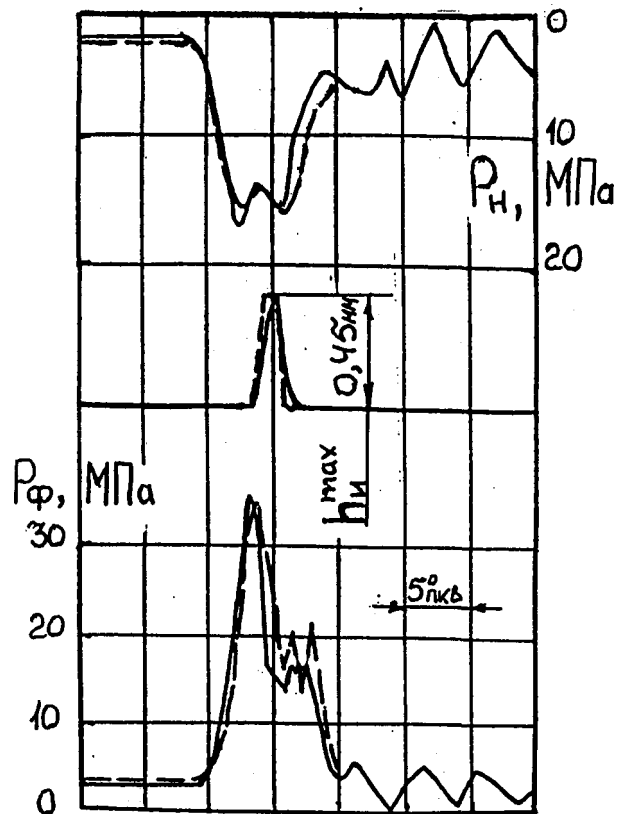


Рис. 3.13 Расчетная (—) и экспериментальная (---) осциллограммы впрыскивания топлива ТА с МИД дизеля 12ЧН26/27 на режиме холостого хода ($n_{\text{дв}}=300 \text{ мин}^{-1}$; $q_u=120 \text{ мм}^3$).

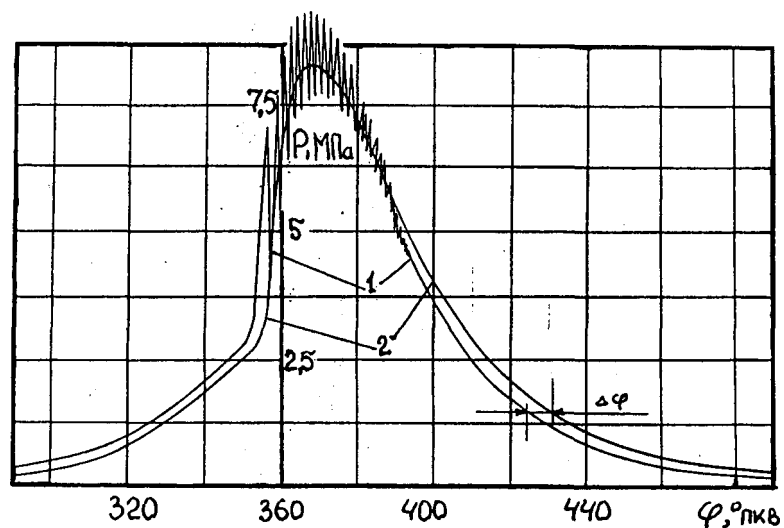


Рис.3.14 Осциллограмма изменений давления газа в цилиндре дизеля ОД70, зарегистрированных одновременно при установке датчиков в коротком индикаторном канале $l=45 \text{ мм}$ (1) и в канале $l=450 \text{ мм}$ (2) на режиме $n=630 \text{ мин}^{-1}$, $N_e=57 \text{ кВт} / 70\%$.

ции впрыскивания топлива с точки зрения улучшения экономических показателей дизелей и проверка работоспособности ТА, разработанной в соответствии с измененной схемой процесса топливоподачи. Установка МИД в ТС дизеля типа Д80 показана на рис. БЗ<7 приложения Б.

Моторные испытания ТС с МИД были проведены в апреле 1998 года на ГП "Завод им. Малышева" (г. Харьков). В ходе сравнительных испытаний, проведенных на одноцилиндровом дизеле ОД80 с размерностью '261'11 при использовании экспериментального образца ТС с МИД и контрольного образца ТС, были получены данные об изменении основных параметров рабочего процесса на номинальных режимах, режимах малых нагрузок и холостого хода, соответствующих работе дизелей 1Д80Б и 4Д80Б на определенных ПКМ магистрального и маневрового тепловозов.

Испытания проводились в два этапа. На первом этапе на отсеке ОД80 устанавливались режимы, соответствующие работе дизеля 4Д80Б. Для этого ТА дизеля ОД80 были оснащены форсункой с распылителем с числом и диаметром распыляющих отверстий 8 x 0,35 мм. На втором этапе устанавливались режимы холостого хода дизеля 1Д80Б, при этом форсунка была укомплектована распылителем 8x0,42 мм.

Стенд с опытным дизелем ОД80 оборудован специальными контрольно-измерительными приборами в соответствии с действующей документацией. Дополнительно, на время испытаний, на дизеле были установлены датчики подъема иглы форсунки, отметки ВМТ и давления в цилиндре с комплектом регистрирующей аппаратуры.

При проведении стендовых моторных испытаний дизеля ОД80 измерение давления газов в цилиндре производилось при помощи датчика с проволочными преобразователями. Конструкция такого датчика с водяным охлаждением подробно описана в работе /60/.

С целью повышения достоверности регистрируемых индикаторных диаграмм принимались меры по уменьшению влияния некоторых факторов, связанных с осциллографированием рабочего процесса. Так, например, непостоянство масштаба по времени, связанное с неравномерной скоростью протяжки регистрирующей

бумаги в осциллографе, ликвидировалось исключением из обработки крайних циклов на осциллограмме, т.к. наиболее сильно неравномерность проявляется в начале и в конце отснятого кадра. Получить многоцикловую индикаторную диаграмму при данном способе возможно, если на установленном режиме зарегистрировать на одном кадре 10-15 циклов, а затем произвести наложение кривых давлений этих циклов один на один и т.о. определить усредненную диаграмму. Для точной регистрации атмосферной линии в датчике предусмотрен кран, который служит для подключения полости мембраны датчика к измеряемому давлению и к атмосфере. В процессе обработки после усреднения диаграммы, используя данные замеров давления P_z вспышки максиметром, производилась проверка стабильности нулевого отсчета. По условиям установки, между пространством камеры сгорания дизеля, давление в которой регистрировалось, и датчиком находился соединительный канал, длина которого составила $l=0,45$ м. Так как давление в газовой среде распространяется со скоростью звука, то изменение его у мембраны датчика запаздывает по отношению к изменению в цилиндре дизеля (см. рис.3.14). Записанная индикаторная диаграмма оказывается сдвинутой по отношению к отметке мертвой точки кривошипного механизма.

Время (угол) запаздывания в отметке каждой точки индикаторной диаграммы будет/64/:

$$\Delta t = \frac{l}{c} \text{ или } \Delta \varphi = \frac{A \cdot n \cdot \Gamma_0}{\dots} [\text{цкв}],$$

где $c = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_j}$; - скорость звука в газовой среде, м/с;

T_j - температура газов, °К;

R -универсальная газовая постоянная, Дж/(кг°К);

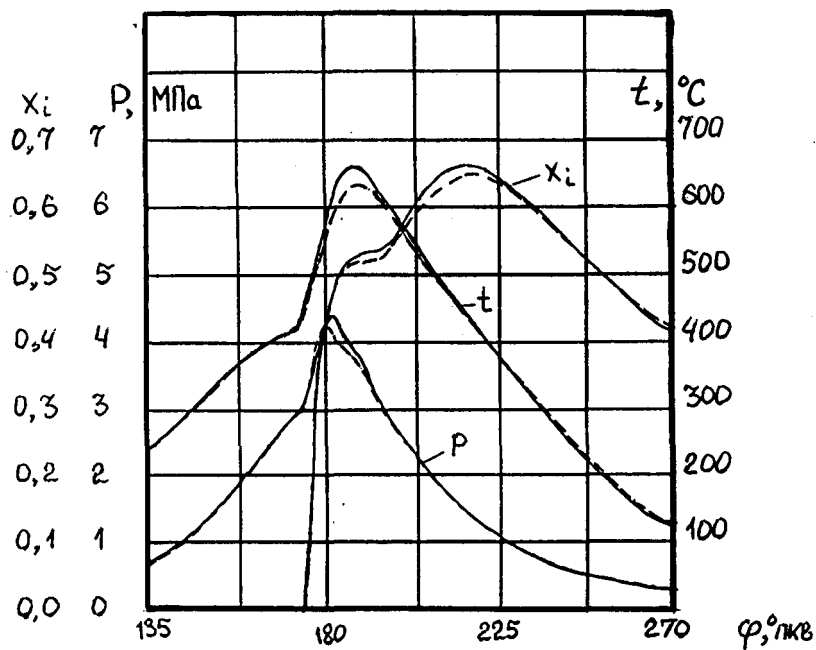
κ - показатель адиабаты процессов сжатия и расширения.

Вследствии того, что температура по всей линии сжатия - расширения переменная, то для каждой расчетной точки индикаторной диаграммы определялась индивидуальная поправка $\Delta \varphi$.

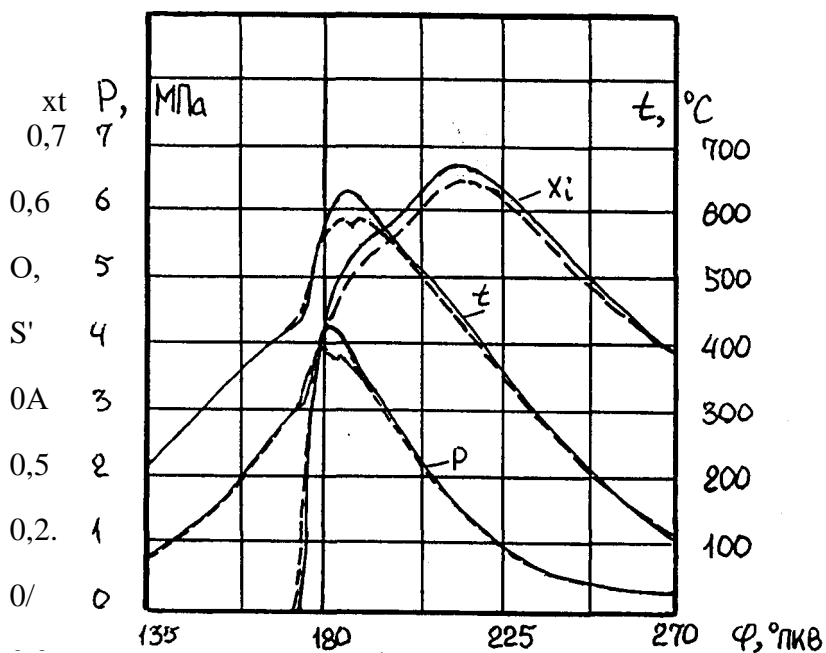
Обработка индикаторных диаграмм, полученных в ходе моторных испытаний дизеля ОД80, проводилась при помощи ЭВМ по общепринятой методике.

Результаты испытаний дизеля ОД80 приведены в табл.3.7, 3.8 и на рис. 3.15, 3.16. Как следует из этих данных, замена контрольного образца ТС экспериментальным приводит к следующим показателям:

1. Штатная ТА дизеля 4Д80Б не обеспечивает стабильную подачу топлива в цилиндр двигателя ОД80 при снижении до 300 мин^{-1} , что исключает возможность установить предлагаемый уровень частоты вращения холостого хода. Кроме того, обнаружено, что нестабильность топливоподачи имеет место и на режиме, соответствующем штатному холостому ходу ($n_{\text{хх}}=350 \text{ мин}^{-1}$, $N_{\text{е}}^{\text{шил}}=2 \text{ кВт}$). При этом колебания P_z от цикла к циклу составляет $\pm 0,5 \text{ МПа}$, а максимальный подъем иглы $B_{\text{и}}^{\text{max}} = 0,234-0,35 \text{ мм}$.
2. Установка в линию высокого давления на расстоянии $B=470 \text{ мм}$ от штуцера ТНВД модулятора позволила существенно улучшить характеристики впрыскивания и снизить частоту вращения $n_{\text{хх}}$ холостого хода с 350 до 300 мин^{-1} . При этом расход топлива понижается на 25,5 % при $N_{\text{е}}=0 \text{ кВт}$ и на 22 % при $N_{\text{е}}=2 \text{ кВт}$.
3. На режимах, соответствующих $n_{\text{хх}} = 350 \text{ мин}^{-1}$ при подключении МИД продолжительность впрыскивания сокращается в 1,3-1,4 раза, а игла при подъёме выходит на упор. Расход топлива при этом в зависимости от нагрузки снижается на 2-5,6 %, а индикаторный КПД на режиме $L2_{\text{хх}}=3 \text{ } 50 \text{ мин}^{-1}$, $N_{\text{е}}=2 \text{ кВт}$ после установки МИД повысился на 2 %.
4. На номинальном режиме ($n=750 \text{ мин}^{-1}$, $N_{\text{е}}=83 \text{ кВт}$) ТА с МИД обеспечивает топливоподачу, не ухудшающую, по сравнению с контрольной ТА, рабочий процесс дизеля.
5. Работа МИД делает ТС менее чувствительной к отклонениям, допускаемым при изготовлении и регулировке ТНВД.



a)



б)

Рис. 3.15 Изменение давления P , температуры t и индикаторного коэффициента x , выделения теплоты в цилиндре дизеля ОД80 по углу φ поворота коленчатого вала на режимах холостого хода дизеля 1Д80Б: $a-l=350 \text{ мин}^{-1}$, $Ne^u = 2 \text{ кВт}$; $\#-l=300 \text{ мин}^{-1}$, $Ne^u = 1,7 \text{ кВт}$. -----штатная ТА; — ТА с МИД.

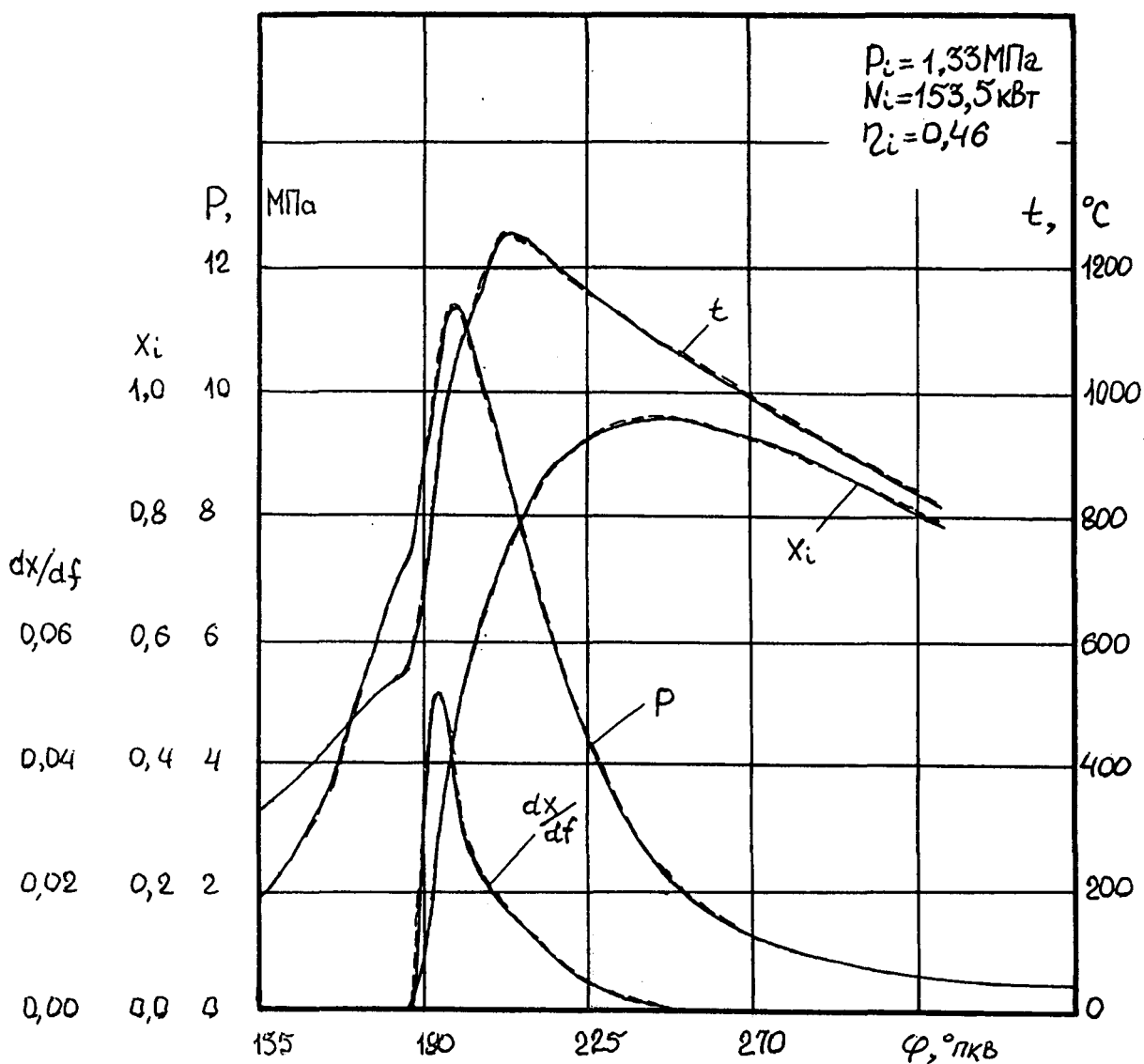


Рис. 3.16 Изменение давления P , температуры t и индикаторного коэффициента x_i выделения теплоты в цилиндре дизеля ОД80 по углу ср поворота коленчатого вала на номинальном режиме дизеля 1Д80Б: $\omega = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $N_e^u = 129 \text{ кВт}$. — штатная ТА; ---- ТА с МИД.

Таблица 3.7 - Основные параметры работы дизеля ОД80 на режимах дизеля 1Д80Б.

<i>Пдв> мйн</i>	Ne, кВт	Давление, МПа			Температура, °С				B _ч , кг/ч	G _с , кг/ч	φвп, °ПКВ	κ max мм
		P _s	P _z	P _T	t _T	t _s	ИВОД					
400	0	<u>0,107</u>	4,0	0,102	130	30/30	55/55	65/65	1,4	230	3,65	0,45
		0,107	4,0	0,102	125	30/30	58/53	62/63	1,36	230	3,0	0,45
350	10,0	<u>0,105</u>	5,2	0,101	215	30/30	65/67	60/60	3,13	225	8,4	0,45
		0,104	5,6	0,101	170	25/25	58/55	60/62	3,06	225	6,7	0,45
350	2,0	<u>0,103</u>	4,1	0,101	115	27/27	58/55	50/52	1,69	215	7,56	0,2
		0,102	4,3	0,101	115	27/27	57/54	55/54	1,64	215	3,4	0,37
350	0	<u>0,103</u>	3,7	0,101	110	28/28	63/65	60/59	1,27	220	3,4	0,235
		0,101	3,9	0,101	90	23/23	57/54	60/61	1,20	220	2,8	0,37
300	1,7	<u>0,100</u>	4,0	0,101	150	25/23	60/58	55/56	1,43	180	5,0	0,17
		0,101	4,0	0,101	125	23/23	55/52	57/58	1,34	180	4,0	0,3
300	0	<u>0,100</u>	3,5	0,101	115	30/30	59/57	49/49	1,013	180	5,0	0,166
		0,101	3,8	0,101	115	25/25	55/52	50/52	0,985	180	2,16	0,32

Таблица 3.8 - Основные параметры работы дизеля Д80 на режимах дизеля 4Д80Б.

В числителе - штатная ТС, в знаменателе - ТС с МИД.

мин ¹	Ne, кВт	Давление, МПа			Температура, °С				B _ч , кг/ч	G _s , кг/ч	ξe, г/кВтч	φвп, °ПКВ	ь max
		P _s	P _z	P _T	t _T	ts	ївод	їм					
750	83	0,176	9,1	0,168	520	50/62	65/68	65/67	20,25	490	223,5	34,2	0,45
			9,0	0,167	520	50/61	65/68	65/65	20,25	490	223,5	34,0	0,45
520	46	0,116	■ 7,4	0,114	500	42/45	65/68	65/66	12,08	250	240,5	20,0	0,45
			7,4	0,112	500	42/45	65/68	65/67	12,08	250	240,5	20,0	0,45
520	0	0,103	4,0	0,102	160	40/42	63/65	65/65	1,59	190	---	6,24	0,45
			4,0	0,102	160	38/40	59/59	62/60	1,53	190	---	5,8	0,45
410	12	0,107	5,7	0,102	200	28/30	55/57	62/60	3,90	200	297,7	10,84	0,45
			5,5	0,102	210	30/32	59/60	62/60	3,85	200	293,9	9,6	0,45 I
410	0	0,104	4,0	0,102	130	28/30	55/56	62/60	1,44	170	—	5,0	0,39
			4,0	0,102	130	28/30	59/60	62/59	1,38	170	---	4,0	0,45
350	4	0,101	4,6	0,101	145	30/37	53/55	57/52	2,06	170	471,7	5,88	0,41
			4,9	0,101	150	32/33	57/58	58/52	2,02	170	471,7	4,6	0,45
350	2	0,101	4,7-4,2	0,101	130	27/27	47/48	55/50	1,77-	160	810,6	5,88	0,45-0,23
			4,3	0,101	140	28/28	53/53	57/52	1,71	160	801,5	4,6	0,45
350	0	0,101	3,3	—	ПО	25/25	45/45	53/48	1,42	155	—	4,2	0,176
			4,0	—	115	25/26	45/45	55/50	1,34	155	---	3,7	0,45 i
300	2	0,099	—	—	*	—	—	—	—	—	—	—	—
			4,0	—	140	25/25	50/50	56/52	1,464	150	670,5	4,5	0,45
300	0	0,099	3,9	—	*	—	—	—	—	—	—	—	—
			—	—	120	25/25	50/50	56/52	1,124	150	---	2,76	0,45

* - режимы не устанавливаются

6. При работе отсека, укомплектованного ТА 1Д80Б, на режимах холостого хода дизеля 1Д80Б обнаружено, что ТНВД, отрегулированный на максимальной подаче не дает возможности установить на ОД80 $n_{да}$ ниже 350 мин⁻¹. ТНВД, отрегулированный на “нулевую” подачу, обеспечивает стабильное впрыскивание топлива в цилиндр двигателя ОД80 на режиме холостого хода при $n_{да} = 300$ мин⁻¹. Однако, такая регулировка недопустима при эксплуатации развернутого дизеля. Включение МИД позволяет на режимах холостого хода дизеля 1Д80Б понизить расход топлива на 2,2-6,0 %. Индикаторный КПД при этом увеличивается на 1,5-3 %.

7. Сопоставление результатов обработки осциллограмм контрольной и опытной ТС с МИД для дизеля 1Д80Б показывает, что на режимах холостого хода подключение МИД приводит к уменьшению продолжительности $с_{рвп}$ впрыскивания в 1,6-г2,0 раза, обеспечивает полный подъем иглы форсунки. Это свидетельствует о значительной интенсификации процесса топливоподачи. Так, проведенные в последствии исследования ТА на безмоторном стенде в идентичных условиях показали, что на указанных режимах после установки МИД среднее P_a^{cp} и максимальные P_a^{max} давления впрыскивания (в колодце распылителя) возрастают в 2,3 и 1,5 раза соответственно.

3.6 Эксплуатационные испытания ТА с МИД, установленной на дизеле 6ЧН31/36 маневрового тепловоза ЧМЭ 3.

Испытания проводились на протяжении 1995-97 г.г. в депо Харьков-Сортировочный на трех тепловозах ЧМЭ 3 №№ 2962, 2596 и 4259, эксплуатируемых на станции Харьков-Пассажирский ЮЖД на вывозной работе.

1. Тепловоз ЧМЭ 3 №2962, оборудованный МИД (схема установки МИД на дизеле тепловоза ЧМЭЗ показана на рис. Б1), эксплуатировался с февраля 1996 по февраль 1998 года. В течение двух лет комплект МИД на этом тепловозе проработал безот-

ламенту в связи с постановкой тепловоза на плановый ремонт ТРЗ. За время эксплуатации МИД на этом тепловозе зафиксирован один случай поломки медной дренажной трубки 3 (см. рис. Б1) топлива. Трубка была заменена стальной. Других отказов и замечаний по работе МИД на этом тепловозе не имелось.

2 .Тепловоз ЧМЭ 3 № 4259 был оборудован комплектом МИД в июне 1996 г. В процессе его эксплуатации в течении трех месяцев имели место две поломки медных дренажных трубок как у штуцера МИД, так и в месте сочленения с угольником у форсунки. Причиной поломок трубок было их некачественное изготовление. Однако было принято решение заменить дренажные медные трубки стальными. После устранения выявленных дефектов, тепловоз проработал до августа 1997 г. и был отставлен от эксплуатации вследствие попадания воды в топливо. По этой причине вся ТА, включая комплект МИД, была снята с эксплуатации.

Проверка показала, что прецизионные пары топливной аппаратуры и МИД были частично повреждены коррозией и для дальнейшей эксплуатации оказались непригодны.

Общая наработка комплекта МИД на этом тепловозе составила 8 месяцев.

3 .Тепловоз ЧМЭЗ № 2596, оборудованный комплектом МИД, эксплуатировался с сентября 1997 г. по февраль 1998 г. в течение 6 месяцев и был отставлен от эксплуатации по причине не связанной с работой МИД.

4 . Обкатка на безмоторном стенде и осмотр комплекта МИД, снятого с тепловоза ЧМЭЗ № 2962 на ТРЗ после двух лет непрерывной их эксплуатации, показала следующее: две штуки МИД работают удовлетворительно в соответствие с техническим условием и пригодны к дальнейшей эксплуатации; четыре штуки МИД при обкатке на стенде имеют несколько повышенный слив топлива, связанный с износом и, как следствие потерю плотности плунжерных пар. Разборка и осмотр МИД выявили коррозионный характер износа.

Результаты эксплуатационных испытаний тепловозов ЧМЭ 3 №№ 2962 и 4259, оборудованных МИД, показали повышение среднеэксплуатационной топлив-

ной экономичности этих тепловозов на 10 % в осенне-зимних условиях и на 7 % в весенне-летних.

Как показала двухлетняя эксплуатация МИД на тепловозах, они обладают достаточной работоспособностью в нормальных условиях работы, предусмотренных правилами эксплуатации тепловозов.

3.7 Выводы

1. По расчетным значениям основных конструктивных и регулировочных параметров модуляторов разработана конструкция опытного образца МИД. Проведена серия экспериментов, целью которых являлось уточнение рациональных параметров МИД, предназначенных для установки на дизелях различного типа. Выявлено, что расхождение в значениях параметров МИД, определенных с помощью инженерной методики и экспериментально не превышает 15 %.
2. По уточненным параметрам разработан опытно-промышленный образец МИД унифицированной конструкции, определены место и способы установки модулятора на тепловозных дизелях исследуемых типов.
3. Проведены экспериментальные исследования на безмоторных стендах ТА с МИД для различного типа дизелей. Обобщение результатов этих исследований показывают, что реализация предложенного способа интенсификации впрыскивания топлива обеспечивает по сравнению с серийной ТА на режимах холостого хода рост среднего давления впрыскивания в 1,8 - 2,6 раза, сокращение продолжительности впрыскивания в 1,4-2, 1 раза и полный подъем иглы форсунки (в серийной ТС ход иглы составляет всего 30 - 50 % от максимального). При этом на всех режимах, в том числе номинальном, наблюдается рост максимального давления топлива у форсунки и снижение максимального давления топлива у ТНВД. Выявлено, что при работе МИД характеристики впрыскивания на номинальном режиме и режимах средних нагрузок не изменяются.

4. Сопоставление результатов экспериментальных и расчетных исследований показывает, что усовершенствованная методика гидродинамического расчета позволяет достаточно точно определить действительные величины максимальных давлений топлива в различных сечениях топливопровода и продолжительность впрыскивания.
5. Исследование влияния предложенного способа интенсификации процесса впрыскивания на основные параметры рабочего процесса дизеля типа Д80 показало, что:
 - установка МИД в комплексе с понижением частоты вращения коленчатого вала дизеля на холостом ходу с 350 до 300 мин⁻¹, обеспечивает снижение расхода топлива на этом режиме на 23 - 25,5 %;
 - на режиме 300 мин⁻¹ расход топлива при установке МИД снижается в среднем на 4 %, а индикаторный КПД растет на 3 %;
 - на номинальном режиме и режимах средних нагрузок по тепловозной характеристике основные параметры рабочего процесса практически идентичны.
6. Проведенные эксплуатационные испытания трех маневровых тепловозов ЧМЭ-3 показали, что установка МИД и снижение частоты вращения холостого хода позволяет снизить расход топлива в среднем на 12 тонн в год на один тепловоз. При этом часовой расход топлива в зимний период эксплуатации снижается на 10 % , а в летний на 7 %. Проведенные исследования позволяют сделать заключение, что предложенная модернизация ТА, благодаря высокой степени унификации, может проводиться в условиях локомотивных депо. Срок окупаемости изготовления и установки МИД составляет примерно 3 месяца.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. На основании расчетно-экспериментального исследования работы серийной ТА тепловозных дизелей на режиме холостого хода было установлено, что для интенсификации впрыскивания малых цикловых порций топлива необходимо внесение в ТА принципиальных конструктивных изменений.

2. Предложен способ интенсификации процесса впрыскивания топлива на режиме холостого хода тепловозного дизеля путем введения в серийную ТА конструктивного элемента - модулятора импульсов давления впрыскивания топлива, что обеспечивает стабильную работу ТА и существенное снижение расхода топлива на режимах холостого хода тепловозного дизеля.

3. Разработано устройство МИД унифицированной конструкции для тепловозных дизелей разных типов (6ЧН31/36, 6ЧН21/21, 12ЧН26/27 и др.). На устройство получен патент № 22446 А.

4. Разработана комплексная методика выбора рациональных параметров МИД для тепловозных дизелей разного типа, которая включает:

модернизированный метод гидродинамического расчета ТС с МИД;

расчетно-экспериментальную методику выбора рациональных параметров МИД.

Результаты расчета адекватны эксперименту.

5. Проведенные экспериментальные исследования на безмоторных стендах ТС с МИД для различного типа дизелей (6ЧН31/36, 6ЧН21/21, 12ЧН26/27, 16ЧН26/27) маневровых - ЧМЭ-3, ТГМ-4 и магистрального -2ТЭ116 тепловозов показали, что реализация предложенного способа интенсификации впрыскивания топлива обеспечивает по сравнению с серийной ТА на режимах холостого хода рост среднего давления впрыскивания в 1,7 - 2,1 раза,

сокращение продолжительности впрыскивания в 1,4 - 2,1 раза и полный подъем иглы форсунки (в серийной ТС ход иглы составляет всего 25 - 45 % от максимального). При этом на всех режимах, в том числе номинальном, наблюдается рост максимального давления топлива у форсунки и снижение максимального давления топлива у ТНВД. Выявлено, что при работе МИД характеристики впрыскивания на номинальном режиме и режимах средних нагрузок не изменяются.

6. Исследование влияния предложенного способа интенсификации процесса впрыскивания на основные параметры рабочего процесса дизеля типа Д80 показало, что :

установка МИД позволяет снизить расход топлива на режиме холостого хода на 2,0 - 6,0 % ;

на номинальном режиме и режимах средних нагрузок по тепловозной характеристике дизель оснащенный МИД имеет основные параметры рабочего процесса практически идентичны дизелю без МИД.

7. Проведенные эксплуатационные испытания трех маневровых тепловозов ЧМЭ-3 показали, что установка МИД и снижение частоты вращения холостого хода позволяет снизить расход топлива в среднем на 12 тонн в год на один тепловоз. При этом часовой расход топлива в зимний период эксплуатации снижается на 10 % , а в летний на 7 %.

8. Экономический эффект от внедрения предложенного способа интенсификации процесса впрыскивания топлива составляет 6000 грн. на один тепловоз ЧМЭ-3.

9. Проведенные исследования позволяют сделать заключение, что предложенная модернизация ТА, благодаря высокой степени унификации, может проводиться в условиях локомотивных депо. Срок окупаемости изготовления и установки МИД составляет 3 месяца.

Список литературы.

1. Совков Ю.В., Ежевская Л.А. Реальный способ экономии топлива //Локомотив.-1992-№11-12-С.29.
2. Зюбанов В.З., Балабин В.Н. Силовая установка для маневровых тепловозов//Локомотив.-1992.-№11-12-С.27-28.
3. Хомич А.В.,Тупицын О.Н., Симсон А.Э. Экономия топлива и теплотехническая модернизация тепловозов.-М.: Транспорт, 1997.-264 с.
4. Косяк А.Ф., Бордуков В.В., Ким Ф.Г. Улучшение топливной экономичности тепловозного дизеля // Двигателестроение.-1988.-№3.-С.39-41.
5. Корнеев А.Н., Фуфрянский О.А. Топливная экономичность тепловоза в эксплуатации: Метод определения эксплуатационного кпд тепловоза.-М.: Транспорт, 1974.-96 с.
6. Эксплуатация тепловозов в различных климатических условиях /Беленький А.Д., Дмитриев Н.Н. и др.-М.Транспорт, 1971.-120 с.
7. Чиркин А.Н. и др. Работа тепловозных дизелей на малых нагрузках.- М. Транспорт, 1966.
8. Фофанов Г.А., Пахомов Э.А., Лосев А.А. Режимы работы тепловозов и пути повышения их топливной экономичности //Вестник ВНИИЖТ.-1983.-№5.- С.21-26.
9. Хомич А.З. Топливная эффективность и вспомогательные режимы тепловозных дизелей.-М.: Транспорт, 1987.-271 С.
10. Feulner A.Moglichkeiten vor Vorrigerung der Schadstellkonzentration in den Abgassen von Diselmotoren mit Direkt-Einspitzung bei MTV.-ETR(27),B-1978,S.353-356.
11. Федотов Г.Б., Левин Т.Н. Топливные системы тепловозных дизелей. Ремонт, испытания, совершенствование.-М.: Транспорт, 1983.-192 С.

12. Гуревич А. Н., Сурженко З. И., Клепач П. Т. Топливная аппаратура тепловозных и судовых двигателей типа Д 100 и Д50.-М.: Машиностроение, 1968.-248 с.
13. Дизели на судах с электродвижением /Куриц А. А., Водолажченко В.В., Гринсберг Ф.Г. и др.-Л.: Судпромгиз, 1963.-276 с.
- 1.1 Евстифеев Б. В., Соин Ю. В., Назаров И. В. Перспективы использования систем отключения части цилиндров *И Локомотив*.-1996.-№7.-с. 40-42.
15. Березовский В.В. О регулировании судовых дизелей отключением цилиндров // *Двигателестроение*.-1980.-№4.-с. 39-41.
16. Ваншейдт В.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания.-Л.: Машиностроение, 1977.-392с.
17. Исследование и доводка тепловозных дизелей /Синенко Н.П., Гринсберг Ф. Г., Половинкин И. Д. и др.-М.: Машиностроение, 1975.-184 с.
18. Лышевский А. С. Системы питания дизелей.-М.: Машиностроение, 1981.-216 с.
19. Жигалин О.Н. Совершенствование процессов топливоподачи в широком диапазоне режимов путем регулирования начального давления впрыскивания топлива // *Двигателестроение*,-1987.-№1.-с. 21-24.
20. Казачков Р.В., Серeda И. В., Васильченко И. Д. Исследование влияния интенсивности процесса впрыска топлива на показатели форсированного тепловозного дизеля. // *Двигатели внутреннего сгорания*.-Харьков.-1977.-Вып.26.-с.36-42.
21. Васильченко И.Д. Исследование влияния характеристик впрыска топлива на показатели рабочего процесса форсированного тепловозного дизеля // *Двигатели внутреннего сгорания*.-Харьков.-1977.-Вып.26.-с. 29-36.
22. Клепач П.Т. Впрыскивание запальной порции жидкого топлива в тепловозном двигателе, работающем на газожидкостном топливе // *Труды ХИИТа*.-Харьков.-1958.-Вып.31.
23. Гизатулин Р. К., Шевлягин В. П. Топливный насос с двойной независимой регулировкой // *Локомотив*.-1993.-№11.-с.27.-№12.-с.29.

- 24 .Фомин Ю. Я., Никонов Г. В., Ивановский В. Г. Топливная аппаратура дизелей.-М.: Машиностроение, 1982.-168с.
- 25 .Лышевский А. С. Распиливание топлива в судовых дизелях.-Л.: Судостроение, 1971.- с.
- 26 .Балакин В. И., Еремеев А. Ф., Семенов В. Н. Топливная аппаратура быстроходных дизелей.-Л.: Машиностроение, 1967.-
- 27 .Айба П. Х. Снижение минимально устойчивых чисел оборотов холостого хода двигателей //Двигатели внутреннего сгорания: НИИИНФОРМТЯЖМАШ.-1976.-№31.-53с.
- 28 .Агеев Б. С., Долинин В.Н., Петров П. П. Топливная аппаратура среднеоборотных дизелей //Двигатели внутреннего сгорания: НИИИНФОРМТЯЖМАШ,-1973.-№1.-68с.
- 29 .Агеев Б. С. Состояния и основные направления развития топливовпрыскивающей аппаратуры зарубежных среднеоборотных дизелей //Двигателестроение.-1987.-№5 .-с. 50-53.
- 30 .Файнлейб Б. Н. Оценки возможности дизельной топливной аппаратуры повышать давление впрыскивания топлива //Двигателестроение.-1989.-№6.
- 31 .Агеев Б. С., Приноров А. Е., Савенкова Г. И. Исследование способов форсирования впрыскивания топлива топливовпрыскивающей аппаратурой среднеоборотных дизелей //Двигателестроение.-1989.-№6.
- 32 .Топливные системы и экономичность дизелей /Астахов И. В., Голубков Л. Н., Трусов В. И. и др. -М.: Машиностроение, 1990.- с.
- 33 .Горбач Р. Н., Добринский Е. С. Особенности конструкции и производства топливной аппаратуры дизелей за рубежом //Двигатели внутреннего сгорания: НИИИНФОРМТЯЖМАШ.-1979.-№16.-59с.
- 34 .Кутовой В. А. Впрыск топлива в дизелях.-М.: Машиностроение, 1981.-119с.
- 35 .Фомин Ю. Я., Шелков С. М., Антропов Г. А. и др. Топливная аппаратура судовых дизелей большой мощности **И** Двигатели внутреннего сгорания: НИИИНФОРМТЯЖМАШ.-1975 .-№ 14.

- 36 .Каллин Л. Т. Морские двигатели будущего: тенденции, проблемы и возможности //Материалы СИМАК-79-Д7 15с., 1980г.
- 37 .Агеев Б. С., Чурсин В. В. Совершенствование конструкции распылителей форсунки дизелей *И* Двигатели внутреннего сгорания: НИИИНФОРМТЯЖ-МАШ.-1976.-№31.-53с.
- 38 .Лышевский А. С. Совершенствование рабочего процесса дизелей путем двойной и ступенчатой подачи топлива.-М. Машиностроение, 1972.
- 39 .А. с. 153968. Форсунка двухрежимного впрыска топлива /А. И. Голубов.- бс.ил.; Оpubл. 1991.
- 40 .Зонов В. Д. Разработка и исследование форсунки транспортного дизеля с двухступенчатой зависимостью проходного сечения сопловых отверстий от давления впрыска топлива: Автореферат дис. к-та техн. Наук. 1994г.
- 41 .Лышевский А. С., Сычев В. М. Клапаны топливных насосов высокого давления //Двигатели внутреннего сгорания.-1974.-№9.-48с.
- 42 .Русинов Р. В. Топливная аппаратура судовых дизелей.-Л. Судостроение, 1971.-224с.
- 43 .Никитин Е. А., Пинский Ф. И. Исследование дизель-генератора 8ЧН 26/26 с электрогидравлической системой подачи топлива и электронным управлением //Двигателестроение.-1979.-№ 10.-с. 18-20.
- 44 .Левин Г. Н. О необходимости электрического управления дизельными форсунками //Локомотив.-1991.-№1.-с. 36-37.
- 45 .Пат.1185857 ФРГ. Кл.46 с.,2,105 от 28.04.61г.
- 46 .Горбач Р. Н., Добринский Е. С. Аппаратура многотопливных дизелей //ДВС.- 1971.-№ 14.-е. 33-56.
- 47 .А.С. 1450756 СССР, МКИ⁴ F02 M59/100. Насосное устройство /Сейли Алик Гарри, Муррей Эндрю Эрик; Лукас Индастриз Паблик Лимитед.- №3726815/25-06; Заявл. 17.04.84; Оpubл. 07.01.89, Бюл. №1.
- 48 .Лышевский А. С., Ширет Л. Я. Топливоподающие насосы систем питания дизелей //ДВС: НИИИНФОРМТЯЖМАШ.-1974.-№9.-48с.

- 49 .Фомин Ю. Я. Топливная аппаратура судовых дизелей.-М.: Транспорт, 1966.-с.
- 50 .Фомин Ю. Я. Гидродинамический расчет топливных систем дизелей с использованием ЭЦВМ.-М.: Машиностроение, 1973.-144с.
- 51 .Подача и распыливание топлива в дизелях /И. В. Астахов, В. И. Трусков и др. - . Машиностроение, 1972.-359с.
- 52 .А. С. 1290801. СССР, МКИ³ F02 M63/06. Устройство для впрыскивания топлива в дизель /А. А. Грунауэр, Г. С. Корнилов, А. Л. Григорьев и др.-Зарегистр. в Государств. Реестре изобр. СССР 15.10.86г.(Без права опубл, в открытой печати).
- 53 .Трембовлер М. И. и др. Управление процессом впрыска топлива при применении аккумулирующих конечных объёмов //Труды ЦНИТА.-1970.-Вып.45.-с.38-43.
- 54 .Пат.22446А Україна, МКИ F02M63/06. Пристрій для упрскування палива в дизель і газодизель /Розенбліт Г.Б., Григор'єв О.Л., Куриц О.А., Врублевський О.М.; ХарДАЗТ-Заявл. 14.11.95; Опубл. 03.03.98. Бюл. №3.
- 55 .Коробельщиков Н. И., Калмик Б. Н. Влияние компенсатора гидравлического удара на процесс впрыска топлива в быстроходных дизелях. //Двигатели внутреннего сгорания.-Омск: СибАДИ, 1971.-Вып.2.-с.118-125.
- 56 .Трембовлер М. И. Исследование влияния конечного объема системы топливоподачи на процесс впрыска топлива //Труды ЦНИТА.-1966.-Вып.29.-с.21-30.
- 57 .Пат.757671. ФРГ, кл. ЧБС², 1949. Устройство для прерывистого впрыска топлива /А. Пишингер.
- 58 .Грунауэр А. А., Тартаковский И. И., Григорьев А. Л. О связи силы пружины с законом ее деформирования //Теория механизмов и машин.-Харьков: Вища школа, 1985.-Вып.39.-с.7-22.
- 59 .Фомин Ю. Я., Ивановский В. Г. Оценки утечек через плунжерную пару топливного насоса высокого давления дизеля //Двигателестроение.-1982.-№1.-с.17-19.

- 60 .Розенблит Г. Б., Виленский П. Н., Горелик Л. М. Датчики с проволочными преобразователями.-М.: Машиностроение, 1966.-135с.
- 61 .Преображенский В. П. Теплотехнические измерения и приборы.-М.: Энергия, 1978.-704С.
- 62 .Турчин А. М., Новицкий П. В. Проволочные преобразователи и их техническое применение.-М.: Госэнергоиздат,1957.
- 63 .Файнлейб Б. И и др. Методы испытаний и исследований топливной аппаратуры автотракторных дизелей.-М.-Л.: Машиностроение, 1965.
- 64 .Волощук А. Д., Ерощенко С. А. Бесканальный датчик для осциллографирования рабочего процесса дизелей типа Д100 //Совершенствование рабочих процессов транспортных энергетических установок: Труды ХИИТа.-М.: Транспорт, 1972.-Вып. 120.-с.28-31.
- 65 .Григорьев А. Л. Разработка методов интенсификации процесса топливоподачи в топливной аппаратуре высокооборотных дизелей: Дие. канд. тех. наук: 05.04.02.-тепловые двигатели. Х.,1988.-352с.
- 66 .Доминский Е. Ф. Обработка результатов измерений.-М.: Издательство стандартов, 1973.-192с.
- 67 .А.с.№669015 Швейцария. Устройство попеременного впрыскивания дизельного топлива и топлива зажигания в камеру сгорания, работающего на дизельном топливе или газе в качестве основного топлива.
- 68 .Заявка 63259156 Япония, МКИ⁴ F 02 M 47/00. Система подачи топлива /Кобаси Акио; Хино Дзидося Коге К.К.-№6292616; Заяв.15.04.87;Опубл.26.10.88 //Кокай таккё кохо. Сер.5(1), 1988.-76.-с.391-395.Яп.
- 69 .Испытания двигателей внутреннего сгорания. Стефановский Б.С., Доколин Ю.М., Сорокин В.П. и др. М., Машиностроение, 1972 .- 367 с.
- 70 .Розенблит Г. Б. Исследование теплопередачи в дизелях: Дис...докт. тех. наук: 05.04.02. - Харьков, 1977. - 473 с.

Приложение А

Основные конструктивные и регулировочные параметры исследуемых топливных систем.

Параметры ТНВД

	Величины			Размерность
	6ЧН21/21	6ЧН31/36	12ЧН26/27	
1. Диаметр плунжера	16	20	16	мм
2. Полный ход плунжера	12	20	22	мм
3. Число всасывающих отверстий во втулке плунжера и их диаметр	1 3	1 3,5	1 3,5	мм
4. Число отсечных отверстий во втулке плунжера и их диаметр	1 3	1 3,5	1 2	мм
5. Объём топлива в штуцере и надплунжерной полости ТНВД	7,145	13,0	7,6	см ³

Параметры нагнетательного трубопровода

6. Длина трубопровода	1240	925	600	мм
7. Внутренний диаметр трубопровода	3	4	3	мм

Параметры форсунки

8. Число распиливающих отверстий и их диаметр	8 0,4	8 0,42	8 0,35	мм
9. Диаметр иглы	6	8	8	мм
10. Диаметр цилиндрического наконечника иглы	4,8	3,2	4,8	мм
11. Угол конуса иглы	60	60	60	гр-
12. Максимальный подъём иглы	0,45	0,45	0,45	мм
13. Диаметр топливоподводящего канала в форсунке и его длина	3 140	3,5 235	3 240	мм мм
14. Давление начала подъёма иглы	25	27,5	28	МПа

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

**Установка МИД в топливные системы
тепловозных дизелей различного типа**

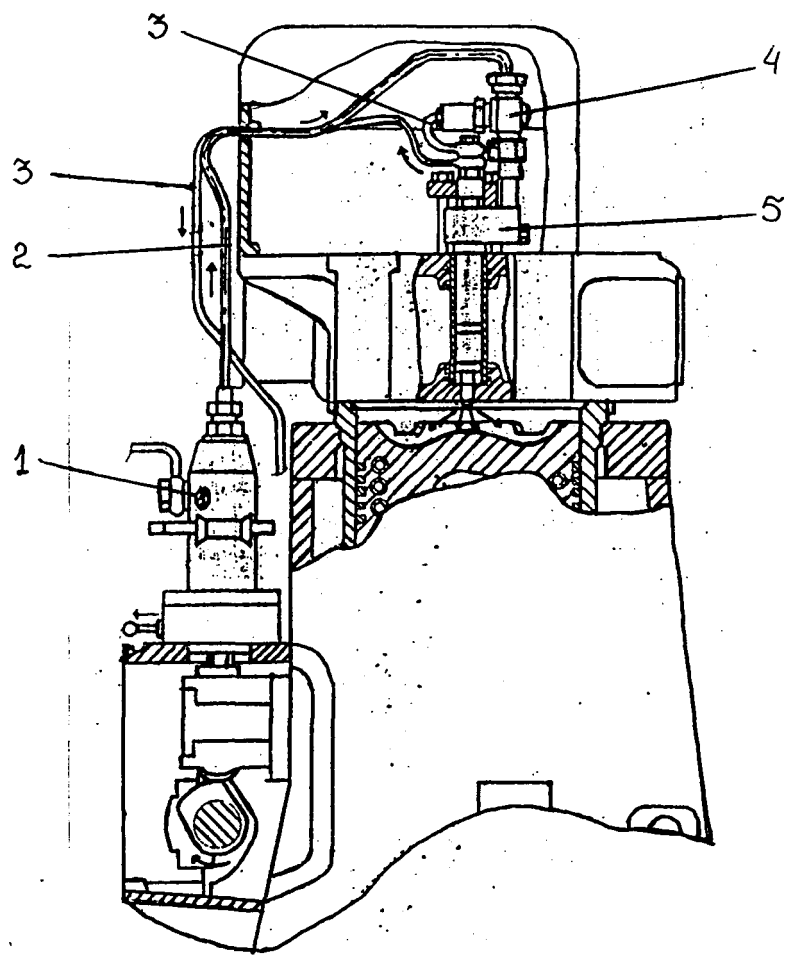


Рис. Б 1 Установка МИД в топливную систему
дизеля 6ЧН31/36: 1- ТНВД;
2- топливопровод высокого давления;
3- дренажные трубки; 4- МИД;
5- форсунка.

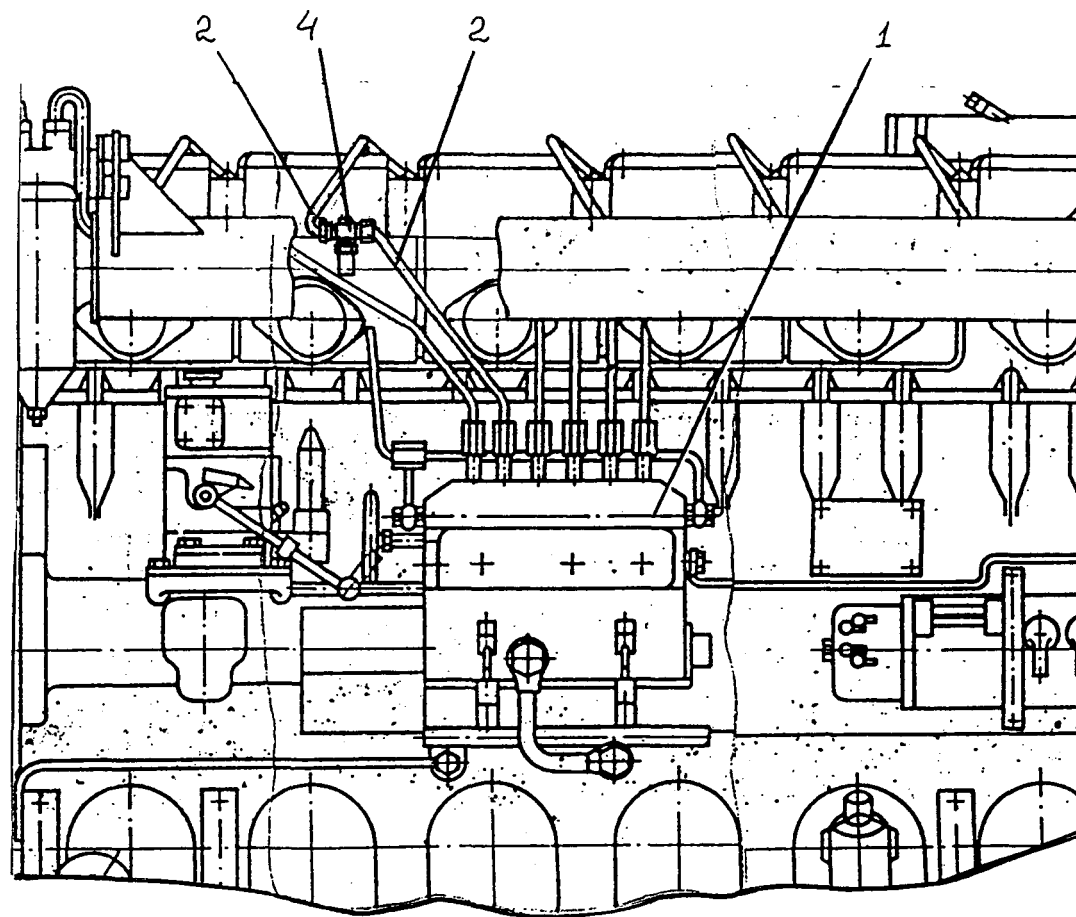
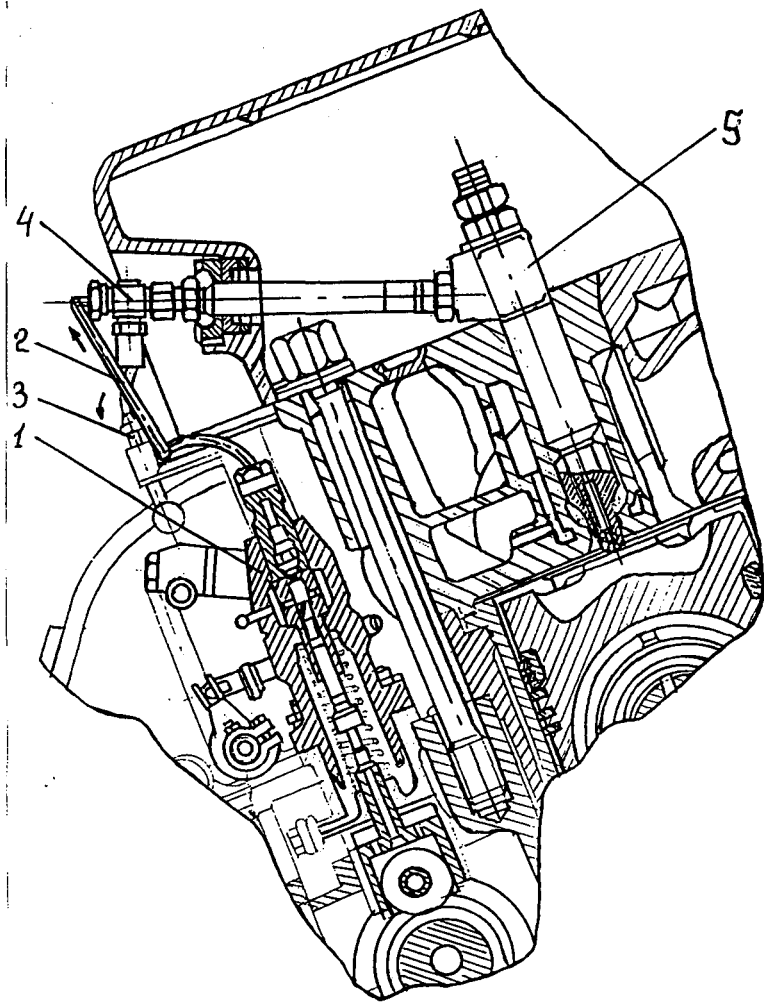
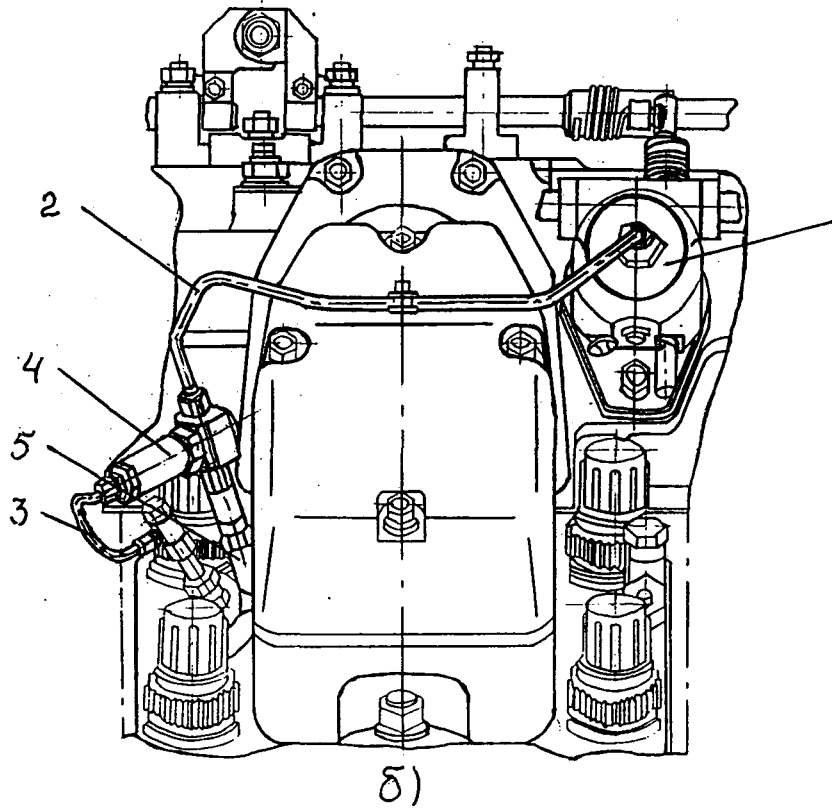


Рис. Б 2 Установка МИД в топливную систему
дизеля 6ЧН21/21. Обозначения см. рис. Б1.



а)



б)

Рис. Б 3 Установка МИД в ТС дизелей: *а*- 12ЧН26/27 и 16ЧН26/27; *б*- 8ЧН26/26. Обозначения см. рис Б 1.

Приложение В

Расчетная методика выбора основных параметров МИД.

Основные принципы работы ТС с МИД подробно изложены в п.

2.2. Главной особенностью таких систем является то, что на определенных режимах работы топливной аппаратуры, именуемых расчетными, импульс давления F , приходящий по трубопроводу к форсунке во время впрыскивания топлива, имеет прямоугольную форму, оптимальную для обеспечения предельной для данного режима интенсивности впрыскивания. В п.2.2 показано, что параметры расчетного режима (частота $n_{кул}$ вращения кулачкового вала и цикловая подача топлива $ц_{ц}$) зависят от трех параметров МИД - от места установки модулятора, характеризуемого длиной L столба топлива между штуцером ТНВД и МИД, а также от давления P_{Mo} начала перемещения поршня МИД и от объема топлива Q_M , отводимого под поршень МИД при его перемещении.

Для определения рациональных значений указанных выше основных параметров МИД была разработана инженерная методика. В основу этой методики положены проведенные расчетно-экспериментальные исследования работы ТС на режиме холостого хода, а также гидродинамические расчеты ТС с МИД, результаты которых были обобщены в форме упрощенных аналитических зависимостей.

Выбор рациональных параметров МИД в рамках разработанной методики сводится к последовательному учету основных ограничений, накладываемых на процесс топливоподачи. При расчете используются следующие исходные данные: диаметр и площадь поперечного сечения плунжера ТНВД (d_n , H_i); внутренний диаметр и площадь поперечного сечения топливопровода (d_y , f_y); средняя скорость плунжера ТНВД на участке активного хода при расчетном и номинальном режимах ($C_{ц}$, $C_{п}^H$); длина топливопровода между штуцерами ТНВД и форсунки ($L_{ур}$); длина топливоподводящего канала в форсунке от ее

штуцера до кармана распылителя (Γ_f); диаметр и площадь поперечного сечения иглы форсунки (d_H, f_H); диаметр запорного конуса иглы и площадь соответствующего ему сечения (d_a, f_a); давление предварительной затяжки пружины форсунки (P_{f0}); коэффициент жесткости пружины форсунки и масса ее движущихся витков (Z_H, π_H); суммарное эффективное сечение сопловых отверстий (ρf_c); эффективное проходное сечение форсунки при максимально поднятой игле (ρf_m); максимальный подъем иглы (h_H); суммарный объем надплунжерной и штуцерной полости ТНВД при положении плунжера в момент геометрического начала подачи (V_H); давление газов в цилиндре в момент впрыскивания топлива на расчетном режиме ($P_{ц}$).

Ниже приведен алгоритм расчет конструктивных и регулировочных параметров МИД.

1. Находим давление $P_0 = f_H \cdot \pi \cdot \rho \cdot C_H \cdot f_T^1$ и проверяем условие выхода иглы на верхний упор:

$$P_0 > F_T \quad (B1)$$

Для этого вычисляем площадь дифференциальной площадки иглы $f_{\phi} = \Gamma_H - f_a$ и период свободных колебаний витков пружины форсунки $T_H = 2(\pi_H / 7_H)^{0,5}$; после чего по формуле $P_{\phi} = \Gamma_{\phi} P_{f0} T_H + 0,5 Z_H T_H C_H f_H^1$ определяем давление топлива в форсунке в момент выхода иглы на упор, а по формуле

$$P_T = 0,5 [P_{\phi} + a - p - (\rho \Gamma_{\phi m} D_T \cdot (2/p \cdot (P_{\phi} - P_{ц}))^{0,5} + (f_H/f_T) \cdot C_H)]$$

находим минимально допустимое давление в прямой волне. Если неравенство (B1) выполняется, то игла выходит на верхний упор. В противном случае необходимо изменить исходные данные, например, уменьшить d_y , P_{f0} или увеличить C_H и повторить расчет.

2. Вычисляем максимальное $P_{\phi m}$ и среднее за время импульса $P_{\phi ср}$ давления топлива в форсунке:

$$P_{\phi m} = [(0.25 P_e + 2 P_0 - P_{ц})^{0.5} - p_0 0,5/2]^{2+P_{ц}}$$

$$P_{\phi ср} = [(0.25 P_B + 1.8 P_0 - P_{ц})^{0.5} - p_0 0,5/2]^{2+P_{ц}},$$

для чего предварительно определяем “давление равновесия” для форсунки $P_e = 2p - a^2(\rho \Gamma_{\text{фм}} / \Gamma_{\text{т}})^2$.

3. Определяем расстояние L , $L = 0,5aT$; для этого находим среднюю объемную скорость подачи топлива за время импульса

$$\dot{V}_{\text{ф}} = M_{\text{фм}}(2/p - (P_{\text{фср}} - P_{\text{ц}}))^{0,5}$$

и продолжительность импульса $T = \rho_{\text{ц}} / \dot{V}_{\text{ф}}$.

4. Находим давление $P_{\text{Мо}}$, для чего по формуле

$$P_{\text{М}} = 0,5(P_{\text{фо}} - (\Gamma a L \dot{V}_{\text{ф}}) - P_{\text{ц}} - (\Gamma_{\text{ф}} L_{\text{тн}} - p - C_{\text{и}}))$$

определяем максимально допустимое давление в прямой волне после окончания импульса, а по формуле $T_{\text{ф}} = (B_{\text{тр}} + B_{\text{ф}}) / B - 1$ - относительное время $T_{\text{ф}}$ распространения звуковой волны от штуцера ТНВД до МИД. После этого вычисляем коэффициент $p = 2\Gamma_{\text{ф}} B / U_{\text{н}}$ и определяем величину $P_{\text{Мф}}$ давления в импульсе через время $T_{\text{ф}}$ после начала активного хода плунжера ТНВД $P_{\text{Мф}} = P_0(1 - e^{-p T_{\text{ф}}})$. Сравнивая значения $F_{\text{М}}$ и $P_{\text{Мф}}$, определяем давление $P_{\text{Мо}}$ начала перемещения поршня МИД $P_{\text{М}} \leq P_{\text{Мф}}$.

5. Определяем объем $Q_{\text{М}}$ топлива, отводимого под поршень МИД. Для этого:

- вычисляем относительную продолжительность отвода топлива

$\text{tot} = 0,2 + 0,85 - P^1$ и коэффициент пропорциональности $\rho_{\text{ц}}$,

$$k_{\text{q}} = 4/15(18/p - 5)^{0,5};$$

- если имеет место равенство $P_{\text{Мо}} \leq P_{\text{Мф}}$, принимаем $t_{\text{М}} = T_{\text{ф}}$, иначе относительное время $t_{\text{М}}$, соответствующее давлению начала перемещения поршня МИД, вычисляем по формуле $t_{\text{М}} = -p^{-1} \ln(1 - P_{\text{Мо}}/P_0)$;

- определяем поправочный коэффициент $A_{\text{кq}}$, учитывающий влияние отраженных волн,

$$0; \quad \text{при } T_{\text{ф}} - t_{\text{М}} > T_{\text{от}}$$

$$A_{\text{кq}} < 1; \quad \text{и/или } T_{\text{ф}} = t_{\text{М}}$$

$$j 1 - (T_{\text{ф}} - t_{\text{М}}) / T_{\text{от}})^2; \quad \text{при } 0 < T_{\text{М}} - T_{\text{ф}} < T_{\text{от}}$$

И искомую величину $Q_{\text{М}} = f_{\text{н}} - C_{\text{н}} * T' k_{\text{q}} (1 + A_{\text{кq}})$.

6. Выбираем диаметр d_M поршня МИД исходя из условия, что его ход h_M при отводе объема Q_M не превышает величины 2,5 ... 3 мм.

7. При выборе параметров пружины МИД проверяем выполнение условия $P_{M\max} < 0.5(P_{\phi_0} - (4/G\phi)P_{\psi})$, где $P_{M\max}$ - максимальное давление при перемещении поршня МИД,

$$P_{M\max} = P_{\text{мо}} 0.5Z_M T_M C_M / f_M ;$$

Z_M - жесткость пружины, выбранной для МИД; T_M - период свободных колебаний ее витков; C_M - средняя скорость поршня МИД при его подъеме; f_M - площадь поршня МИД.

8. Определяем максимальное давление топлива в ТНВД

$$P_{H_M} = (2e^{-\alpha P} - 1)P_{\text{с}}, (C_{\text{пм}}/C_{\text{п}}) \cdot$$

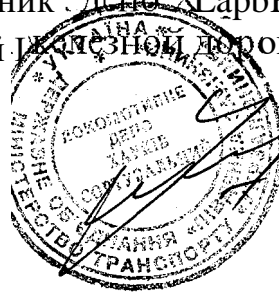
Параметры модуляторов импульсов давления, определенные по описанной методике, были заложены в конструкцию опытных образцов топливных систем, разрабатываемых для различных типов тепловозных дизелей. Проведенные на безмоторном стенде испытания этих образцов показали адекватность расчетных (р.) и уточненных в ходе эксперимента (э.) рациональных параметров МИД (см. табл. В1).

Таблица В1- Рациональные параметры МИД.

Тип дизеля	$P_{M\text{п}}, \text{МПа}$		$L, \text{мм}$		$h_M, \text{мм}$		$d_M, \text{мм}$	
	р-	э.	р-	э.	р-	э.	р-	э.
6ЧН31/36	8,5	10,0	910	925	2,1	2,25	10	10
6ЧН21/21	11,0	14,0	591	580	1,6	1,75	8	8
12ЧН26/27	8,5	8,0	556	470	0,86	0,9	10	10

ПРИЛОЖЕНИЕ Д
**Техническое заключение и справка о технико-
экономической эффективности применения МИД**

"Утверждаю"
Начальник депо Харьков-Сортировочный
Южной железной дороги



Маслин С. М.

Техническое заключение
о технико-экономической эффективности
применения на тепловозах ЧМЭЗ
модуляторов импульсов давления (МИД),
разработанных инженером Врублевским А. Н.
в диссертационной работе "Повышение
топливной экономичности дизелей
тепловозов на режимах холостого хода
путем интенсификации процесса
впрыскивания топлива"

1. На протяжении 1995-97 г.г. в депо Харьков-Сортировочный на трех тепловозах ЧМЭЗ №№ 2962, 2596 и 4259 проводились испытания модуляторов импульсов давления впрыскивания топлива, разработанных ХарГАЖТ для снижения расхода топлива тепловозами на режимах холостого хода.

1.1 Тепловоз ЧМЭЗ №2962, оборудованный МИД, эксплуатировался с февраля 1996 по февраль 1998 года. В течение двух лет комплект МИД на этом тепловозе проработал безотказно и был снят для ревизии вместе со всей топливной аппаратурой согласно регламента в связи с постановкой тепловоза на плановый ремонт ТРЗ.

1.2 Тепловоз ЧМЭЗ № 4259 был оборудован комплектом МИД в июне 1996 г. и проработал двумя этапами в общей сложности 8 месяцев. Тепловоз был отставлен от эксплуатации вследствие попадания воды в топливо. По этой причине вся топливная аппаратура;!, включая комплект МИД, была снята с эксплуатации ввиду обнаружившейся коррозии прецизионных пар.

1.3 Тепловоз ЧМЭЗ № 2596, оборудованный комплектом МИД, эксплуатировался с сентября 1997г. по февраль 1998г. в течение 6 месяцев и был отставлен от эксплуатации по причине не связанной с работой МИД.

По ходу испытаний были выявлены и устранены отдельные конструктивные и производственные дефекты МИД.

2. Как показали сравнительные исследования топливной аппаратуры штатной и дооборудованной МИД на безмоторном стенде депо, установка МИД обеспечивает на режимах холостого хода:

полный подъём иглы форсунки с посадкой её на упор, что устраняет дросселирование топлива при впрыскивании в цилиндр;

повышение давления и объёмной скорости впрыскивания топлива в цилиндр в 1,84-2,3 раза;

сокращение в 2 раза продолжительности впрыскивания топлива в цилиндр;

устойчивую работу всех секций ТНВД дизеля и равномерность цикловой подачи топлива по циклам и цилиндрам.

Выводы

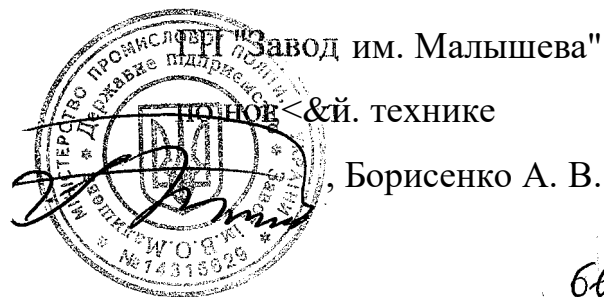
1. Результаты эксплуатационных испытаний тепловозов ЧМЭ 3 №№ 2962 и 4259, оборудованных МИД, показали повышение среднеэксплуатационной топливной экономичности этих тепловозов на 8%, в осенне-зимних условиях больше, в весенне-летних несколько меньше, что подтверждается протоколом совещания при Начальнике локомотивной службы ЮЖД от 19.08.96г.
2. Как показала двухлетняя эксплуатация МИД на тепловозах, они обладают достаточной работоспособностью в нормальных условиях работы, предусмотренных правилами эксплуатации тепловозов.

Зам. начальника депо
Харьков-Сортировочный
по ремонту

Уманец Н. Г.

Утверждаю

зам. гл. инж. гл. инженера



СПРАВКА

о технико-экономической эффективности применения на дизелях типа Д80 модуляторов импульсов давления (МИД), разработанных в диссертационной работе Врублевского Л. Н. "Повышение топливной экономичности дизелей тепловозов на режимах холостого хода путем интенсификации процесса впрыскивания топлива".

В 1997-98 гг. в лаборатории топливной аппаратуры и на испытательной станции КБСД ГП "Завод им. Малышева" проводились экспериментальные исследования, целью которых являлось определение эффективности применения МИД в перспективных отечественных тепловозных дизелях 1Д80Б и 4 Д80Б.

Как показали сравнительные исследования топливной аппаратуры, штатной и оборудованной МИД, на Безмоторном стенде, установка МИД обеспечивает на режимах холостого хода стабильную работу топливной аппаратуры вследствие улучшения, характеристик впрыскивания топлива:

- - ■ увеличение среднего давления впрыскивания топлива в 1,6-1,8 раза;
- сокращение продолжительности впрыскивания в 1,4-1,8 раза;
- полный подъем иглы форсунки.

Результаты моторных испытаний опытного двигателя ОД80 на режимах дизелей 1Д80Б и 4Д80Б показали, что предложенный метод интенсификации процесса топливоподачи, основанный на применении МИД, дает возможность снизить частоту вращения коленчатого вала на режиме холостого хода с 350 до 300 мин⁻¹

при обеспечении стабильной работы топливной аппаратуры. Улучшение качества процесса впрыскивания топлива приводит к снижению расхода топлива на режимах холостого хода на 2 - 6 %.

Для дизеля 4Д80.Б маневрового тепловоза снижение расхода топлива на режиме холостого хода в среднем на 4 % обеспечивает экономию топлива в размере около 2,4 т топлива или: .1 440 грн. на 1 тепловоз в год. При этом срок окупаемости установки МИД составляет не более .12 месяцев. Для дизеля 1Д80Б магистрального тепловоза экономия составит около 2 100 грн. в год на один тепловоз, а срок окупаемости установки МИД не превысит 12 месяцев. (Расчеты произведены исходя из стоимости дизельного топлива (600 грн. за 1 тонну) и изготовления МИД, действительных на 01.02.98г.)

На основании результатов экспериментальной проверки эффективности применения МИД, приёмочной комиссией Укрзализныци в целях совершенствования тепловозных дизелей 1. Д80Б и 4Д80Б рекомендовано внедрить МИД на. опытно-промышленной партии указаний дизелей.

■Зам. гл. конструктора

по дизелестроению,



Ересько В. П.