

fc У 5. аW

**ХАРЬКОВСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА**

На правах рукописи

ГОЛОВКО Владислав Федорович

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ДОПУСКОВ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК АВТОНОМНОГО
ТЯГОВОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА**

Специальность 05. 22. 07 - Подвижной состав железных дорог и тя-
га поездов

Диссертация
на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научный консультант -
доктор технических наук, профессор
Эдуард Давыдович Тартаковский

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....
1. Анализ влияния эксплуатационных факторов на показатели работы ЭУ
1.1 Влияние условий эксплуатации на показатели ЭУ
1.2 Влияние износа элементов топливной аппаратуры на ее выходные характеристики
1.3 Влияние износа цилиндропоршневой группы на параметры ЭУ
1.4 Оценка влияния эксплуатационных факторов на границы изменения параметров ЭУ
1.5 Выводы
2. <i>Теоретические</i> основы прогнозирования эксплуатационных допусков ЭУ
2.1 Классификация допусков на параметры ЭУ
2.2 Оценка существующих методов назначения полей допусков
2.3 Оценка влияния вероятностных характеристик распределения параметров в эксплуатации на величину полей допусков
2.4 Математическая модель для прогнозирования границ изменения энергетических параметров в процессе эксплуатации ЭУ
2.5 Математическая модель для прогнозирования границ изменения триботехнических характеристик в процессе эксплуатации ЭУ
2.6 Выводы.....

3.	Прогнозирование полей допусков основных параметров ЭУ
3.1	Прогнозирование полей допусков энергетических параметров ЭУ магистральных локомотивов
3.2	Прогнозирование полей допусков триботехнических показателей ЭУ магистральных локомотивов
3.3	Прогнозирование полей допусков показателей ЭУ дизель-поезда
3.4	Выводы.....
4.	Экспериментальное исследование по определению границ полей изменения основных параметров ЭУ в эксплуатации
4.1	Методика проведения экспериментальных исследований..
4.2	Анализ результатов исследований изменения основных параметров ЭУ в эксплуатации
4.3	Выводы.....
5.	Прогнозирование показателей надежности ЭУ в эксплуатации
5.1	Связь показателей надежности с одномерными характеристиками случайного процесса и полем допуска
5.2	Зависимость закона распределения времени до первого отказа от одномерных характеристик случайного процесса и допусков.....
5.3	Характеристики надежности элементов ЭУ
	Заключение
	Список использованных источников
	Приложение

ВВЕДЕНИЕ

Железнодорожная сеть Украины складывалась исторически с учетом удовлетворения связей между бывшими республиками СССР, СЭВ и обеспечения функционирования экономики бывшего СССР.

Образование единого европейского рынка, политическая и экономическая интеграция Восточной Европы создают предпосылки к резкому возрастанию объемов пассажирских и грузовых перевозок.

В этих условиях к транспорту предъявляются принципиально новые требования по совершенствованию железнодорожного сообщения. При этом железнодорожная сеть, по которой осуществляются международные перевозки, должна соответствовать стандартам (СИЖЛ и СЛКП), минимальная скорость 160 км/ч, пересечение на разных уровнях, требования к экологии и т.д. Анализ показывает, что в настоящее время ни одно из направлений сети железных дорог Украины не соответствует параметрам международных линий./ 1,2,3,4/

Движение на железных дорогах Украины обеспечивается двумя видами тяги - электровозной и тепловозной, эксплуатационная длина первой 8395 км, в том числе на переменном токе 3819 км. Среднесуточный пробег локомотивов в настоящее время приведен в таблице 1.1.

Общее состояние тягового подвижного состава в пассажирском движении приведено в таблице 1.2. Поданным прогноза к 2000 году необходимо иметь следующий тяговый подвижной состав в количественном и качественном соотношении, необходимым для

удовлетворения нужд населения в пассажирских перевозках по Украин-
раине.(см. таблицу 1.3)

Таблица 1.

Вид движения	Вид тяги	
	электрическая	тепловозная
Грузовое	427	338
Пассажирское	444	344
Пригородное	398	294

Таблица 1.2

Наименование тягового подвижного состава	Всего единиц	Характеристика износа	
		% износа в 1996г	Количество
М62,2М62,2М62У,2ТЭ10Л, ТЭП10Л,ТЭП60,2ТЭ П60, ТЭП70 . В том числе М62,2ТЭ10Л,ТЭ10Л ТЭП60 2ТЭП60	1160	45	527
Д1,ДР1П,ДР1А	273	42	115
ЧС2	232	81	
ЧС7,ЧС4,ЧС8	251	17	43
ВЛ60КП	41	100	41
Электропоезда (постоянного тока)	924	68	638
Электропоезда (переменного тока)	571	—	-
Итого	3442	44	1526

Примечание: в числителе имеющееся количество локомотивов на данный период с учетом выбывания устаревшего парка, в знаменателе потребность на тот же период. Н -ночные перевозки, Д -дневные перевозки.

Однако, следует заметить, что практически все имеющиеся тепловозы не отвечают потребности в скоростных и энергетических качествах для новых перспективных пассажирских составов.

Для пригородного сообщения необходимо иметь по прогнозам

Таблица 1.3.

Тип локомотива	Количество единиц							
	1993	1995	2000		2005		2010	
			Н	Д	Н	Д	Н	Д
Потребный парк всего								
ЛОКОМОТИВОВ	895	854	839	829	833	900	1094	1064
ТЕПЛОВОЗОВ		1144	953	953	681	681	304	304
		171	168	166	185	180	219	213
ЭЛЕКТРОВОЗОВ		524	533	533	117	117	103	103
		683	671	663	748	748	875	875

следующий парк дизель-поездов и электросекций.(см. таблицу 1.4)

Таблица 1.4.

Тип подвижного состава	Расчета		[Те годы	
	1994-1995	1996-2000	2001-2005	2006-2010
дизель-поезда	299	208	119	7
электросекции	1056	958	846	750
Потребность на расчетные пассажиропотоки				
дизель-поезда	676	679	746	781
электросекции	2260	2274	2499	2616

Как видно из таблицы 1.3 и 1.4 к 2010 году необходимо иметь 219 новых тепловозов и 781 дизель-поезд для обеспечения перевозок пассажиров в новых условиях эксплуатации.

В грузовом движении в соответствии с приведенным анализом по состоянию на 1996 год тяговый подвижной состав характеризуется следующими данными (см. таблицу 1.5).

Как видно из таблицы 1.5, магистральные и маневровые тепловозы будут эксплуатироваться в основной своей массе до 2010

года. Очевидно, в связи с этим ставится задача по поддержанию этого парка в работоспособном состоянии с учетом экономичности и надежности.

Таблица 1.5.

Тип локомотива	Фактический парк	Эксплуатационный парк	Потребный парк до 2010	Излишний парк
Магистральные тепловозы	2138	757	938	1200
Маневровые тепловозы	2097	1554	1706	301
Электровозы	1945	1394	1594	83

Государственной программой развития железнодорожного транспорта на Украине предусмотрено создание новых типов тепловозов, электровозов, дизель-поездов и электропоездов./ 2 /

Назначен срок испытания нового дизель-поезда с общей мощностью силовых установок 1200 кВт и конструкционной скоростью 130 км/ч. Разрабатываются проекты новых пассажирских и маневровых тепловозов мощностью соответственно 2650-3000 кВт и 1000-1600 кВт.

При разработке и утверждении программы испытаний определялись допуски на эксплуатационные параметры дизель-генераторной установки дизель-поезда./ 4 /

Однако, научно обоснованных методов прогнозирования и расчета эксплуатационных допусков основных параметров не имеется, они в основном регламентируются инструкциями завода-изготовителя и правилами деповского (заводского) ремонта. Кроме того, по отдельным вопросам издаются инструктивные указания заводов-изготовителей и технические указания Укрзалізниці.

В связи с изложенным, проблема, обусловленная эксплуатацией изношенного парка локомотивов и установки эксплуатационных допусков на параметры вновь проектируемого подвижного состава путем разработки научно обоснованных методик прогнозирования допусков на основные параметры, является актуальной.

Для достижения поставленной цели сформулированы следующие задачи:

- обоснование метода прогнозирования эксплуатационных допусков на основе преобразования случайных величин;

- разработка математической модели для прогнозирования границ изменения энергетических параметров в процессе эксплуатации энергетической установки;

- разработка математической модели для прогнозирования границ изменения триботехнических характеристик в процессе эксплуатации энергетической установки;

- разработка методики проведения эксплуатационных испытаний энергетической установки локомотива;

- проведение эксплуатационных испытаний;

- разработка методики стендовых испытаний дизель-генераторной установки дизель-поезда;

- проведение стендовых испытаний дизель-генераторной установки дизель-поезда.

Внимание, уделяемое допускам на различные параметры автономного локомотива и его основных агрегатов и узлов, не случайно, именно допуски на параметры в значительной мере определяют эксплуатационную надежность локомотивов, их экономические и экологические показатели, влияют на срок службы локомотивной энергетической установки (ЭУ).

Однако, глубоких и всесторонних теоретических работ, обосновывающих влияние допусков на эффективность работы локомотива, недостаточно.

Известно, что вопросы допусков наиболее полно разработаны в области машино- и приборостроения, где расчеты допусков стали неотъемлемой частью расчета механизмов, а проблема допусков вообще - предметом глубоких теоретических и экспериментальных исследований ученых и инженеров. В работе многие положения базируются на основе трудов ведущих ученых в области Машино- и приборостроения, но трактуются с учетом специфики параметров локомотивных энергетических установок автономного локомотива. При этом следует учесть, что на некоторые параметры ЭУ вообще не установлены допуски и не имеется методик для определения в процессе эксплуатации.

1. Анализ влияния эксплуатационных факторов на показатели работы энергетических установок

Основу тепловозного парка в настоящее время преимущественно составляют: среди магистральных тепловозов - серия 2ТЭ10Л,В,М и 2ТЭ116; среди магистральных пассажирских - ТЭП60,ТЭП70 и М62; среди маневровых и маневрово-вывозных - ТЭМ2, ЧМЭ2,ЧМЭ3,2М62.

Современные локомотивные энергетические установки включают в себя до 10^5 различного рода элементов, зачастую работающих в области высоких температур, давлений, скоростей, ускорений, механических и электрических напряжений. Отказы таких сложных систем неизбежно приводят к значительным экономическим и техническим потерям. Сводные данные по удельному числу отказов оборудования различных систем тепловозов 2ТЭ10Л приведены в таблице 1.6 / 5,6,7 /.

Опыт эксплуатации показывает, что неисправности, отказы ЭУ составляют до 40% всех случаев непланового ремонта и порч, наиболее часто встречающиеся в эксплуатации, являются: низкий уровень вырабатываемой мощности; повышенный расход топлива, отклонение мощностных показателей .

— локомотива в пу-

Г последования /8,9,10 /. Основными неисправностями/расходных характеристик работы отдельных цилиндров дизеля от установленных норм; выход из строя поршней, поршневых колец, клапанов, турбокомпрессоров, подшипников коленчатого вала, закоксовывание выпускных органов цилиндров, выпускного тракта и газовых полостей турбин; засорение воздушных фильтров, воздухоохладителей; перераспределение нагрузки по силовым цепям, низкое качество контрактов и другие / 11 12 13 /

ЛблЯПоЩсл. еШлПомЛил.

Удельное число отказов оборудования различных систем
тепловоза 2ТЭ ЮЛ

Таблица 1.6

Система тепловоза	удельное число отказов, 1/ 10\$км	
	на плановых ТО-3 и ТР-1	на неплановых ремонтах
Дизель	1.4-17.93	0.32-4.45
Вспомогательное оборудо- вание	0.3-11.8	0.13-4.17
Электрооборудование	0.23-67.25	0.16-14.03
Экипаж	0.37-18.04	0.09-3.67
Автоматика	0.45-11.47	0.02-0.79

1.1 Влияние условий эксплуатации на показатели энергетической установки

Свойства тепловоза проявляются в реальных условиях эксплуатации, технического обслуживания и ремонта. Под воздействием эксплуатационных факторов характеристики элементов изменяются, вызывая некоторое снижение показателей качества функционирования локомотива. Определенным образом сочетаясь друг с другом эти факторы способны существенно изменить надежность и экономичность локомотива, как правило, в худшую сторону. Многообразие и стохастический характер воздействия факторов приводит к тому, что локомотивы одной наработки, находящиеся в одинаковых условиях эксплуатации, имеют различные эксплуатационные показатели, одним из которых является удельный расход топ-

лива. Пределы изменения вероятностных эксплуатационных характеристик удельного расхода топлива локомотивов различных серий в течение года для одинаковых условий и режимов приведены в таблице 1.7 / 14,15,16,17.18 /.

Указанные границы изменения расхода топлива при прочих равных условиях можно объяснить различным техническим состоянием, связанным с наработкой тепловоза от постройки или предыдущего ремонта.

Таблица 1.7

Удельный эксплуатационный расход топлива
магистральных тепловозов

Тепловоз	Расход топлива, кг/10 ⁴ ткм брутто			
	диапазон наблюдаемых значений	среднее выборочное значение	среднее квадратичное отклонение	коэффициент вариации %
ТЭЗ	26.9-34.2	29.83	4.5	15.2
2ТЭ10Л	24.0-35.0	29.7	2.3	7.7
ТЭП10Л	28.0-35.0	33.0	1.72	5.21
ТЭП60	36.4-44.6	40.2	3.4	8.5

Известно, что расход топлива на измеритель работы зависит от массы поезда, типа вагонов, профиля пути, климатических условий, состояния локомотива, условий эксплуатации и других факторов / 19,20,21,22.23,24 /. Наряду с расходом топлива, затрачиваемого на полезную работу перемещения поезда, имеет место непроизводительный расход его при работе на холостом ходу на станциях и при движении без поезда по деповским и станционным путям.

Скорость движения оказывает наибольшее влияние на изменение удельного сопротивления поезда и тепловоза. От скорости зависит также и КПД тепловоза, но без большой погрешности, и для

простоты расчетов можно принять его постоянным для всех скоростей. На рис. 1.1 приведены кривые расхода топлива на измеритель при различных скоростях движения. Взяты два крайних случая: поезд состоит из груженых (кривая 1) и порожних (кривая 2) вагонов. Видно, что расход топлива на измеритель увеличивается при повышении скорости движения. Особенно резкое влияние скорости на расход топлива наблюдается в случае, когда поезд состоит из порожних вагонов, например, при скорости - 30 км/ч расход топлива - 28,5 кг/10⁴ ткм брутто, а при - 40 км/ч - 35 кг/10 ткм брутто. При прочих равных условиях увеличение скорости движения за пределы этой величины, которая предусмотрена расписанием движения поездов, влечет за собой увеличение расхода топлива. Полученный вывод справедлив только для равнинного профиля пути.

На расход топлива влияет также и масса поезда. На рис. 1.2 показано, как изменяется расход дизельного топлива на измеритель в зависимости от массы поезда, состоящего из четырехосных груженых (кривая 1) и порожних (кривая 2) вагонов, скорость поезда принята 50 км/ч; анализ кривых показывает, что увеличение массы поезда в два раза (например с 1500 т до 3000 т) уменьшает расход топлива на 1,5 кг/10⁴ ткм брутто. Необходимо заметить, что изменение массы поезда для каждого случая идет за счет количества осей при сохранении постоянной нагрузки на ось: груженные 20,5 и порожние 5,95 т /ось.

Гораздо более значительное влияние на расход топлива оказывает изменение массы поезда при изменении загрузки вагонов в случае постоянного количества осей. На рис. 1.3 точка "а" соответствует расходу топлива для порожних вагонов, точка "б" для груженых; остальные точки на этой кривой соответствуют промежу-

Влияние скорости движения на расход топлива
 $V, \text{кг}/10^4 \text{ткм.бр.}$

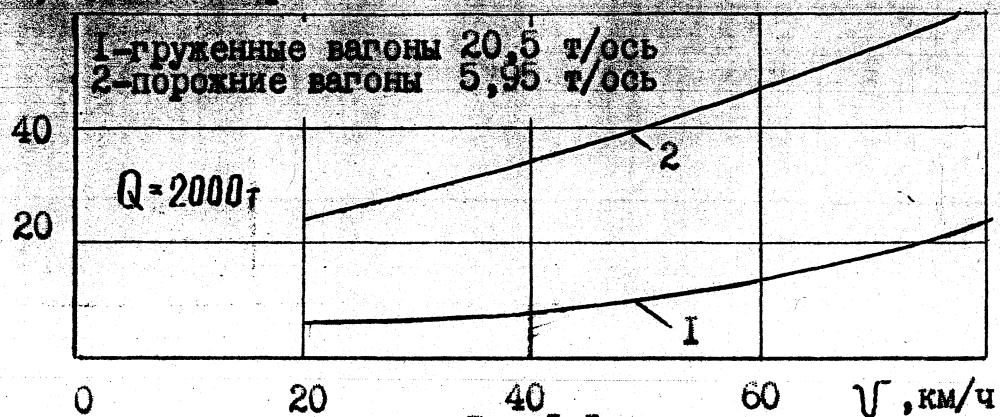


Рис. I. I

Влияние массы поезда на расход топлива при
 изменении числа осей

$V, \text{кг}/10^4 \text{ткм.бр.}$

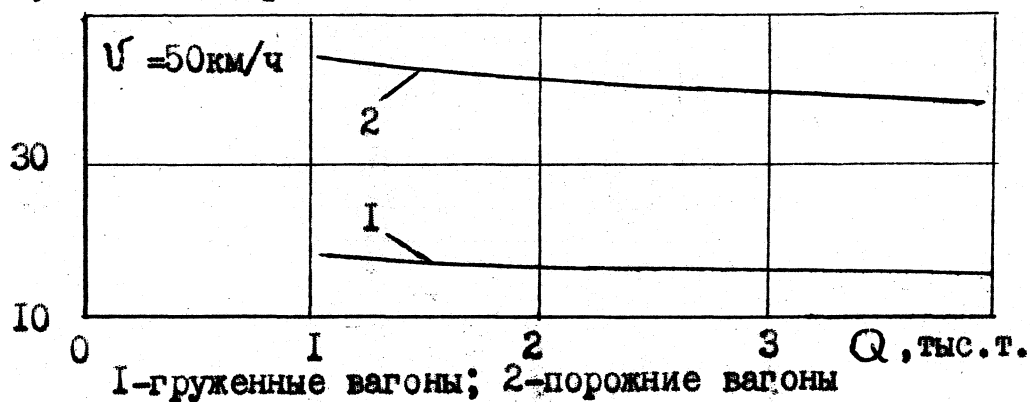


Рис. I. 2

Влияние массы поезда на расход топлива при
 изменении нагрузки на ось вагона

$V, \text{кг}/10^4 \text{ткм.бр.}$

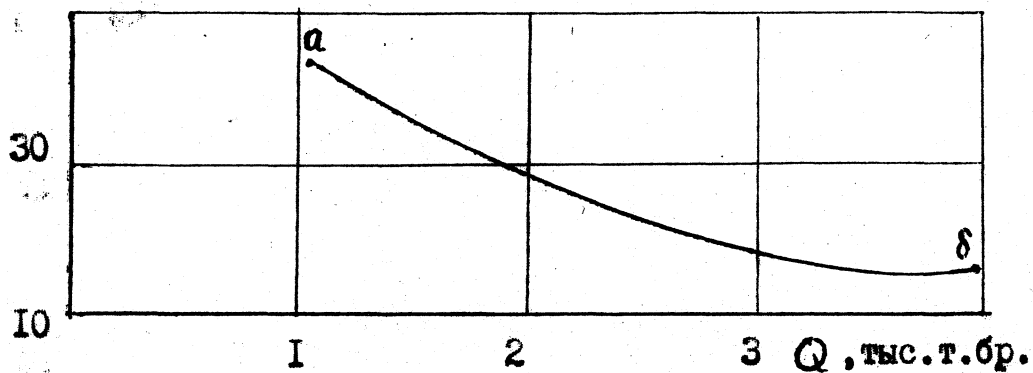


Рис. I. 3

точным нагрузкам между 5,95 и 20,5 т/ось, а количество осей при любой массе поезда остается постоянным, равным 200.

Таким образом, увеличение массы поезда во всех случаях приводит к уменьшению удельного расхода топлива, однако наибольшее влияние оказывает не изменение массы за счет количества осей при постоянной нагрузке на ось, а изменение массы за счет загрузки вагонов.

Наиболее отчетливо влияние загрузки вагонов, т.е. нагрузки на ось вагона, на расход топлива обнаруживается при постоянной массе поезда. Из рис. 1.4 видно, чем меньше загружен вагон, тем более значительно возрастает расход топлива.

Подъемы, уклоны и кривые изменяют полное удельное сопротивление вагонов и тепловоза. Поэтому расход топлива на измеритель существенно зависит от трудности пути в плане и профиле.

На рис. 1.5 показано, во сколько раз увеличится расход топлива, характеризуемый коэффициентом k_n (коэффициент, учитывающий трудности пути в плане и профиле), на различных подъемах I по сравнению с расходом топлива на площадке. Например, при подъеме 6% расход топлива локомотивом при груженом составе увеличивается в 5,3 раза, а при порожнем в 3 раза.

Во время движения поезда в кривых участках пути возникают силы трения реборд колес о рельсы и дополнительное трение в буксах. Поэтому увеличивается удельное сопротивление поезда: чем меньше радиус кривой, тем больше удельное сопротивление. На рис. 1.6 видно, во сколько раз увеличивается расход топлива локомотивом при прохождении кривых различного радиуса по сравнению с расходом на площадке; при весе поезда 2000 т и скорости - 50 км/ч при радиусе кривой 600 м расход топлива увели-

Влияние загрузки вагонов на расход топлива

$B, \text{кг}/10^4 \text{ткм.бр.}$

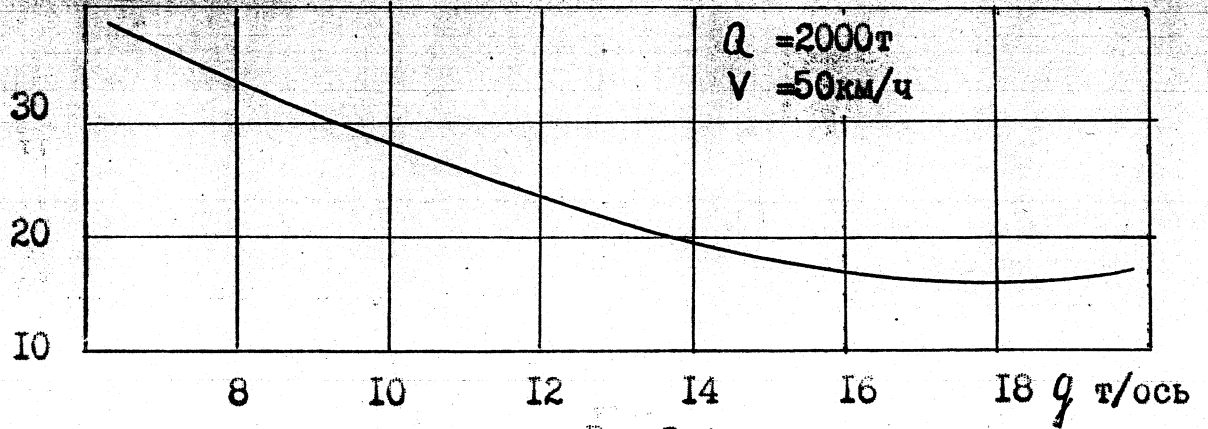


Рис. I.4

Зависимость коэффициента трудности пути от подъемов



Рис. I.5

Зависимость коэффициента трудности пути от радиуса кривых

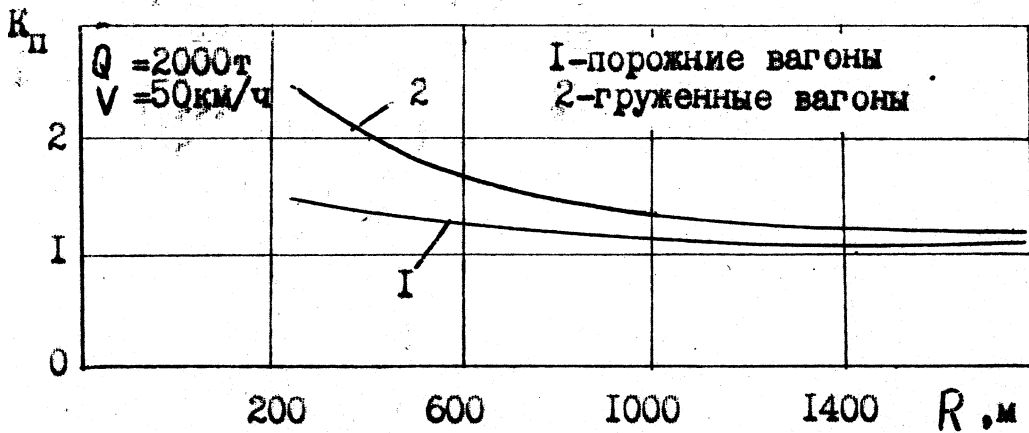


Рис. I.6

чивается в 1,7 раза для груженных и в 1,3 раза для порожних вагонов.

На эксплуатационные показатели локомотива в целом и ЭУ в частности влияют климатические условия при эксплуатации, время работы ЭУ на частичных режимах и холостом ходу. По данным исследования в различных депо Южной, Юго-Западной и Донецкой железных дорогах на холостом ходу ЭУ работает около 50% всего времени и лишь примерно 5% на номинальном режиме / 25,26 /.

Распределение времени работы по позициям контроллера машиниста и паспортные мощностные и экономические характеристики ЭУ тепловозов приведены на рис. 1.7. Сплошными линиями показано среднестатистическое распределение времени работы тепловоза 2ТЭ10Л, полученное в результате наблюдения на Северной железной дороге, пунктирными 2ТЭ116 на Среднеазиатской дороге. Однако, как показали исследования режимов работы тепловозов» выполненные рядом организаций в последние годы / 27,28,29,30,31,32 %, обобщение которых приведено на рис. 1.8. / 25 / прослеживается явная тенденция к смещению зоны основных режимов в сторону более низких позиций контроллера машиниста / 33,34,35,36,37,38 /.

Одной из особенностей эксплуатации локомотивных энергетических установок является работа при различных атмосферных условиях, изменение которых оказывает значительное влияние на основные показатели работы ЭУ.

Известно, что при эксплуатации ЭУ в условиях низких температур окружающей среды наблюдается возрастание мощности из-за повышения давления наддува и снижения температуры надду-

Характеристики двигателей ЮД100 и Д49
и распределение времени работы по по-
зициям контроллера машиниста

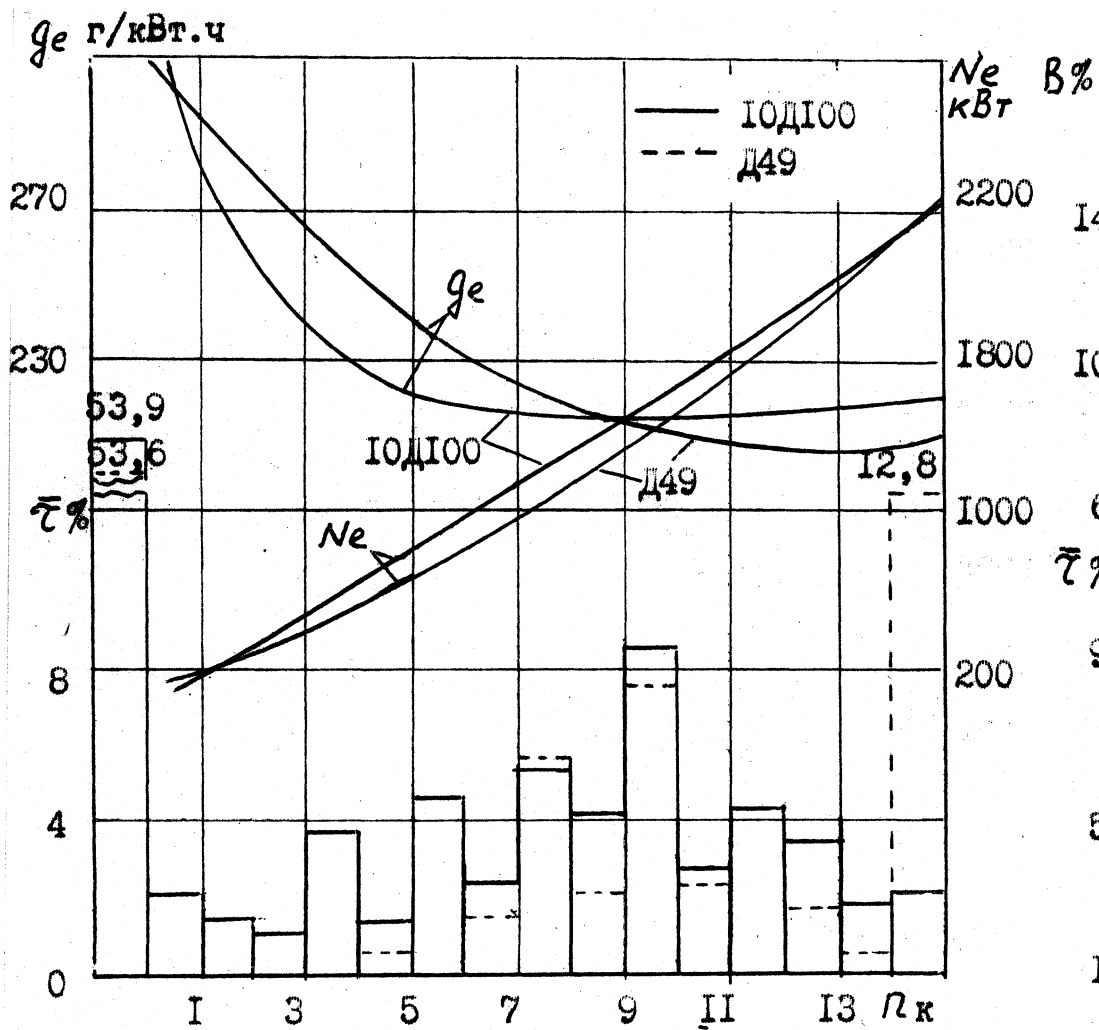


Рис.1.7

Распределение времени работы и расходов
топлива по позициям кониОлооши-¹
ниста тепловозов типа ЖхотСВл Г

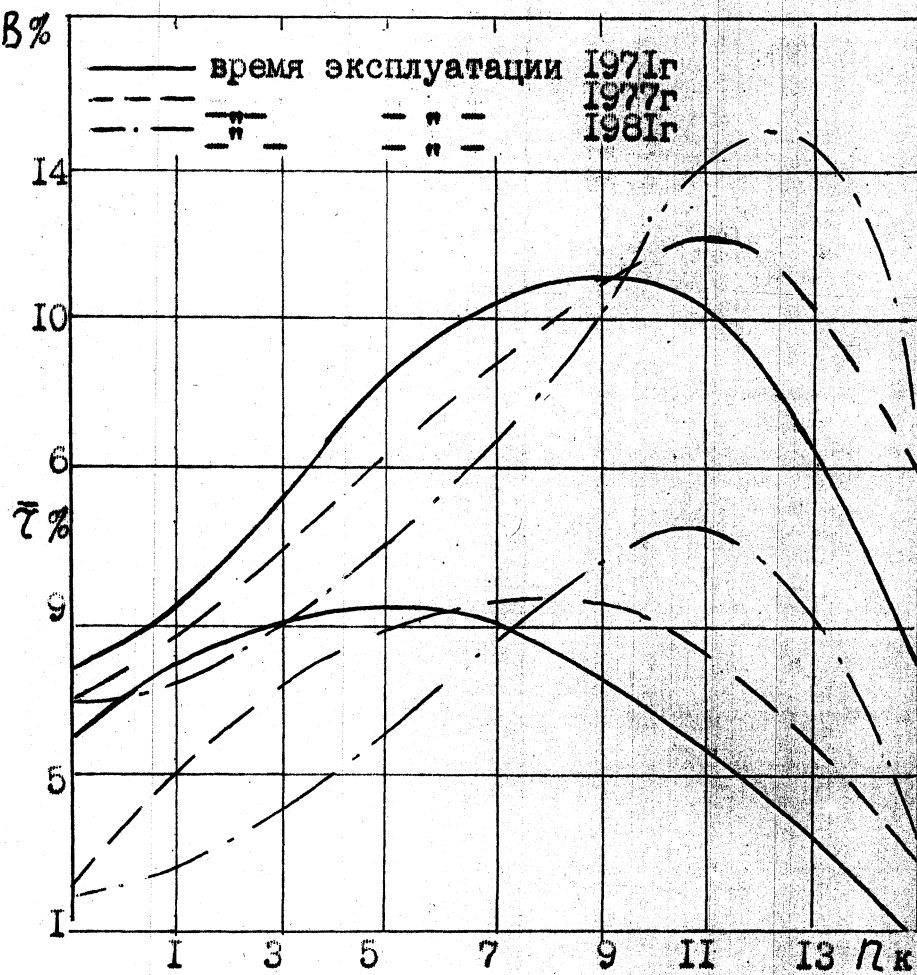


Рис.1.8

вочного воздуха, увеличивающих коэффициент избытка воздуха a при сгорании / 39,40,41,42,41/.

В двигателях с газотурбинным наддувом при изменении внешней температуры при постоянном внешнем давлении изменяется прежде всего удельный вес воздуха. Это оказывает влияние на величину коэффициента наполнения ζ . Соответственно будет изменяться и коэффициент избытка воздуха CS , величина которого влияет на индикаторный КПД (рис. 1.9) / 28 /.

Изменение барометрического давления также непосредственно влияет на показатели ЭУ. Опыты показали / 44,45,46 /, что при изменении наружного давления на 10 мм рт. ст. частота вращения ротора турбокомпрессора возрастает на 5 -10%, что влечет за собой увеличение степени повышения давления в компрессоре. Одновременно с изменением внешнего давления изменяется и давление газов перед турбиной. Расчеты показывают / 47,48 /, что величина давления P_m изменяется, примерно на 1% на каждые 10 мм рт. ст. от изменения внешнего давления. Тогда изменение индикаторной мощности четырехтактного двигателя с газотурбинным наддувом составит, примерно около 1% на 10 мм рт. ст. изменения барометрического давления при постоянном коэффициенте избытка воздуха и около 0,7% при постоянной подаче топлива.

. Для регулирования дизеля при атмосферных условиях отличных от нормальных ($t_0=20^\circ\text{C}$; $P_0 = 760\text{мм.рт.ст.}$), выбираются параметры, ограничивающие мощность при данных значениях P_0 и t_0 . В качестве таких параметров, сохраняющих свое постоянное значение при изменении ζ , обычно выбираются цикловая подача

топлива O_c и коэффициент избытка воздуха a или температура выпускных газов перед турбиной t_T .

При регулировании дизеля по первому способу с увеличением t_o происходит значительное снижение коэффициента избытка воздуха в цилиндре, ухудшающее индикаторный процесс и вызывающее в основном, снижение мощности двигателя и рост температуры выпускных газов перед турбиной. Этот способ регулирования дизеля простой и может быть применен при небольших отклонениях t_o и P_o от нормальных условий.

При регулировании дизеля по второму способу с увеличением t_o существенно снижается эффективная мощность в связи с уменьшением подачи топлива для поддержания $a = const$ или $t_T = const$ и сохраняется неизменная температура поршня и выпускных газов. Этот способ сложный, т.к. требует специальной сложной аппаратуры для поддержания нужного закона изменения расхода топлива в зависимости от атмосферных условий.

В эксплуатируемых в настоящее время двигателях типа Д100, Д50, Д80, Д49 принято регулирование при постоянной цикловой подаче топлива. Зависимости основных параметров работы дизеля типа Д80 от атмосферных условий приведены на рис. 1.9.

Температурный режим охлаждения является внешним фактором, влияющим как на параметры рабочего процесса, мощность и экономичность двигателя, так и на износ его деталей. Так как использование этого фактора находится целиком в руках эксплуатационников, то, выбирая оптимальный режим охлаждения, можно добиться повышения эффективной мощности, улучшения экономичности двигателя и снижения износа его деталей.

Зависимость основных параметров работы двигателя Д80 от изменения температуры окружающей среды и барометрического давления

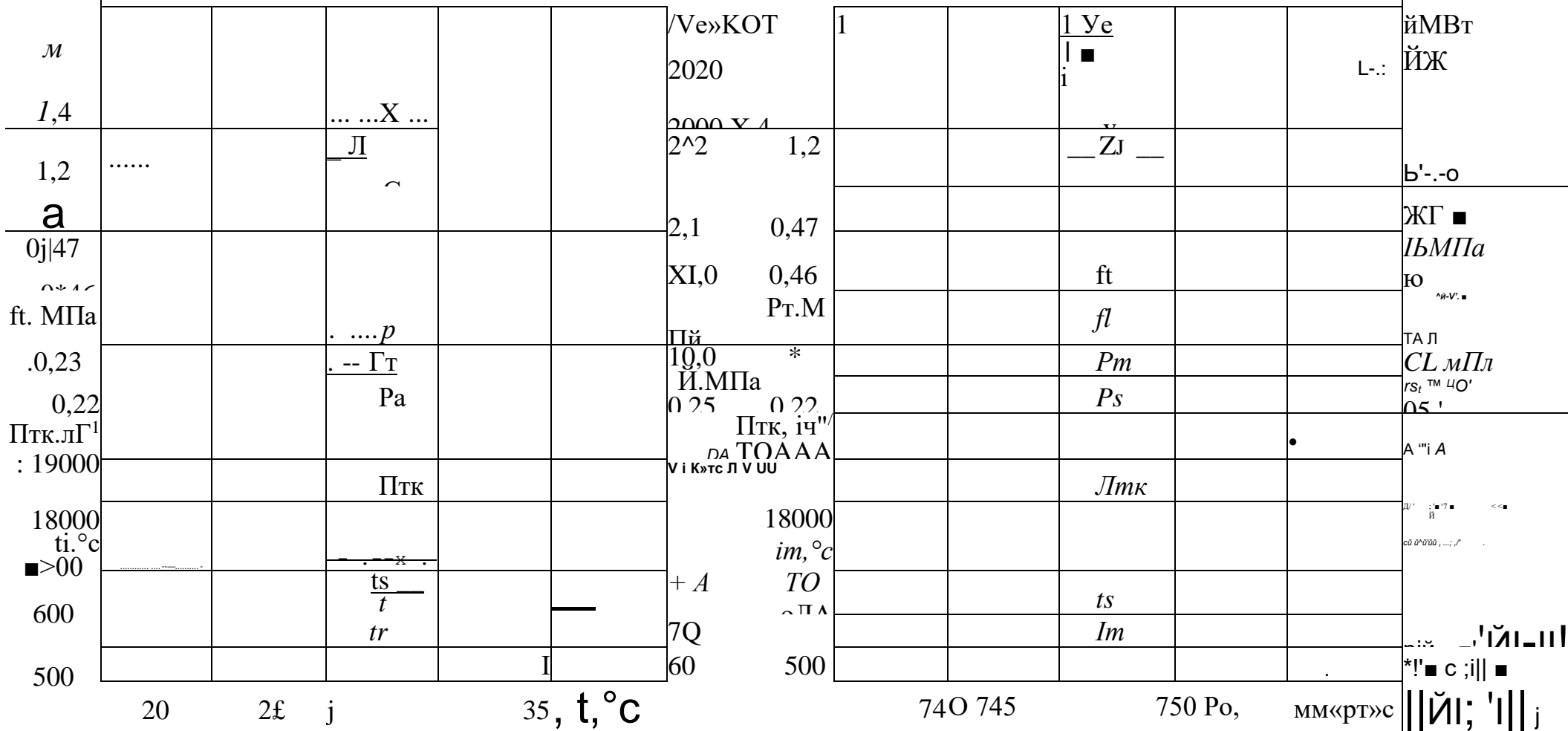


Рис.1.9

Температура охлаждающей воды влияет в первую очередь на интенсивность охлаждения стенок цилиндра и камеры сгорания. По этой причине меняется количество тепла, передаваемого охлаждающей воде через стенки цилиндра, что в первую очередь влияет на индикаторные параметры рабочего процесса. Так, например, при увеличении температуры охлаждающей воды будет повышаться температура в начале сжатия, что приводит к уменьшению заряда цилиндра воздухом. Следовательно, уменьшается коэффициент избытка воздуха (X и, как производная от него, индикаторные показатели - КПД, среднее давление, мощность C другой стороны), уменьшается количество тепла, передаваемого охлаждаемой воде, что должно привести к увеличению индикаторной работы за цикл. Суммарное влияние этих двух факторов на индикаторную мощность различно для различных типов двигателей.

Однако, повышенная температура охлаждающей воды влияет не только на индикаторные параметры, но и на эффективные, так как при ее увеличении повышается также и температура масла цилиндро-поршневой группы, что приводит к снижению вязкости масла и, как результат, - к уменьшению потерь на трение. Так как потери на трение составляют 60 - 80% от всех механических потерь в двигателе, то и уменьшение их приведет к увеличению η_m •

Поэтому, в конечном итоге, будет увеличиваться эффективная мощность, уменьшаться удельный эффективный расход топлива и износ деталей двигателя.

Как показывают результаты экспериментальных / исследований различных авторов, при увеличении температуры охлаждающей воды мощность, расходуемая на трение в сопряжении поршень-втулка, значительно уменьшится.

Так, например, по данным / 15,17,28 / рис. 1.10 видно, что с ростом температуры охлаждающей воды до 70 - 90° С резко падает мощность,расходуемая на трение.

По данным / 17 / снижение мощности трения выражается величиной, примерно равной 3,5%; по данным / 28 / - 10% на каждые 10°С увеличения температуры охлаждающей воды.

Таким образом, тенденция к уменьшению мощности трения с ростом температуры охлаждающей воды характерна для всех двигателей, а степень уменьшения различна и зависит от конструктивных особенностей двигателя и качества смазочного масла.

Исследования / 43,47 / также показывают, что силу трения между поршнем и втулкой определяют вязкость масла и радиальный зазор. Однако, определяющим фактором для величины мощности механических потерь при увеличении температуры охлаждающей воды (при прочих равных условиях) является вязкость масла. Что же касается радиального зазора δ , то в литературе имеется противоречивые данные по его влиянию на мощность механических потерь, т.к. увеличение <5 под действием возрастающих температур охлаждающей воды зависит от материалов деталей сопряжения поршень-втулка и от охлаждения поршней.

По данным ряда исследований / 37,38 / можно считать, что средняя температура масляного слоя между втулкой и поршнем выше температуры втулки примерно на 10 - 20° С, причем, верхний предел относится к тихоходным двигателям.

При температурах охлаждающей воды 80 - 90° С температура стенок втулки цилиндра равна 110 - 115° С, а средняя температура масляного слоя между поршнем и втулкой 120 - 125° С.

зависимость потерь на трение от температуры охлаждающей воды

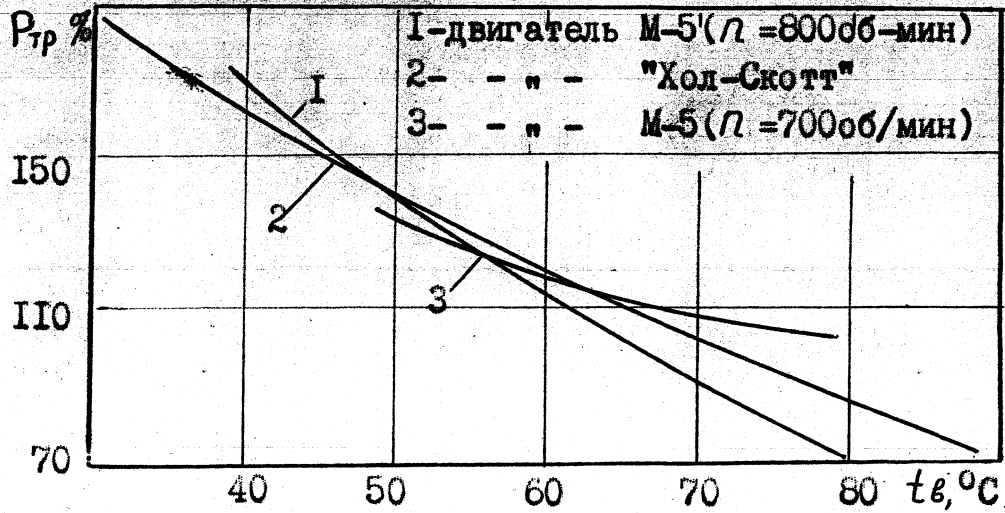


Рис. I.10

Изменение эффективной мощности различных двигателей в зависимости от температуры воды

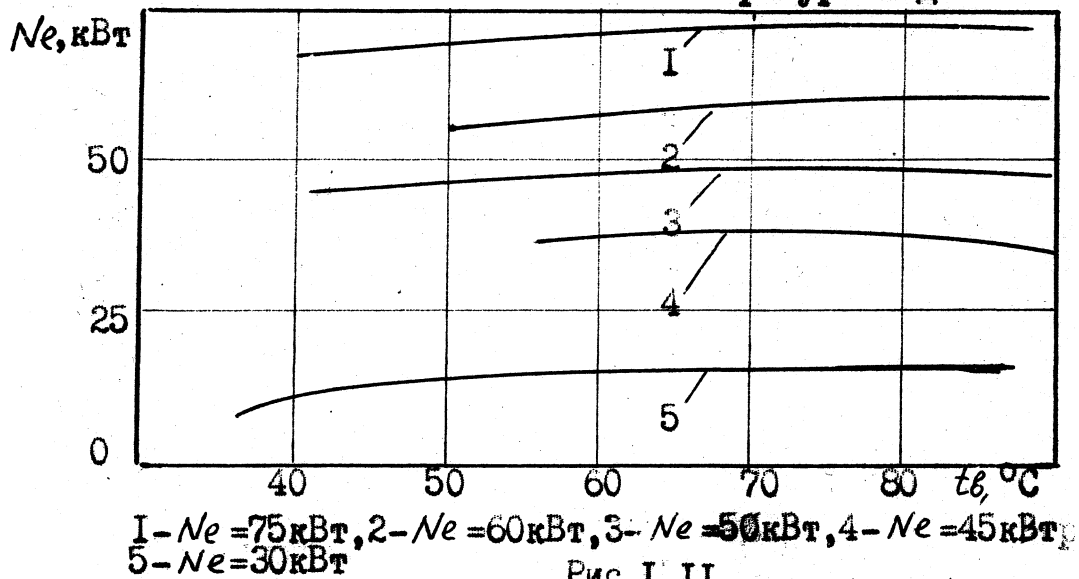


Рис. I.11

Зависимость g_e от температуры охлаждающей воды дизеля 6С275Д

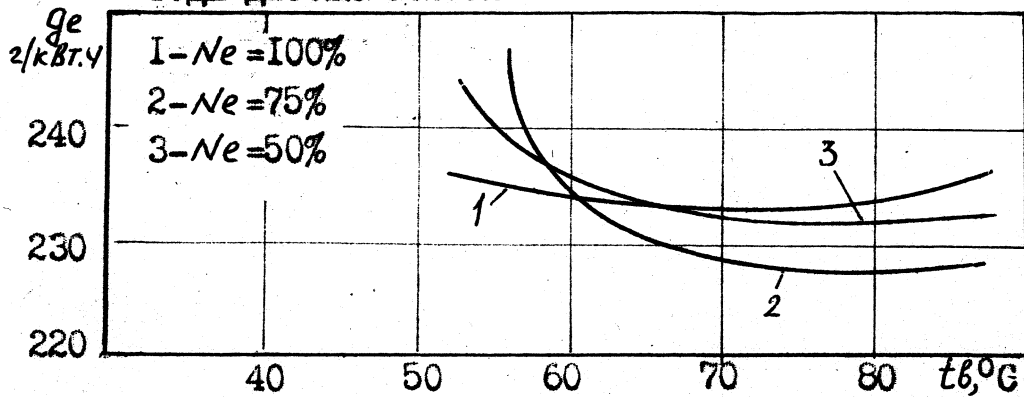


Рис. I.12

На рис. 1.11 показана зависимость эффективной мощности различных двигателей от температур охлаждающей воды. Величина возрастания N_s в зависимости от увеличения температуры охлаждающей воды для каждого конкретного двигателя будет своя. Она зависит от конструктивных особенностей двигателя, сорта применяемого смазочного масла и ряда других факторов, учет которых бывает весьма затруднителен. Однако, можно приближенно считать, что при увеличении температуры воды на выходе на 10°C в диапазоне $50 - 90^\circ \text{C}$ и при температурном перепаде на входе и на выходе в пределах $10 - 15^\circ \text{C}$, эффективная мощность двигателя возрастает на $0,8 - 1,8\%$. Меньшее значение увеличения эффективной мощности относится к более высоким температурам охлаждающей воды.

При возрастании температуры охлаждающей воды эффективная мощность двигателя увеличивается. При этом, естественно, следует ожидать улучшения экономичности двигателя, т.е. удельный эффективный расход топлива g , должен снижаться.

На рис. 1.12 приведены кривые изменения g в зависимости от охлаждающей воды $t_w / 17,28$ /. Как показывает анализ экспериментальных данных, значительное уменьшение g происходит при росте температуры охлаждающей воды до $75 - 90^\circ \text{C}$.

В абсолютных значениях уменьшение удельного расхода топлива на каждые 10°C повышения температуры охлаждающей воды выражается величиной от 3 до 7 г/кВтч (в интервале температур от 40 до 80°C). При этом влияют не только конструктивные особенности ИМО и качество топлива.

Рассматривая вопрос об оптимальных температурных условиях охлаждения двигателя с точки зрения экономичности его рабо-

ты, нельзя оценивать ее только на номинальном режиме, так как известно, что локомотивные энергетические установки 45% времени работают на промежуточных режимах .

Для этих режимов повышение температуры охлаждающей воды еще больше влияет на улучшение экономичности работы двигателя. По данным ЦНИДИ для дизеля 4Н 8,5/11 при температуре охлаждающей воды 81 - 84° С, по сравнению с режимом охлаждения 55 - 60° С, получена следующая экономия топлива, см. табл. 1.8.

Таблица 1.8

Нагрузка, %	25	50	75	100	110
Расход топлива, кг/ч	0.26	0.24	0.25	0.20	0.13

На рис. 1.12 приведен график зависимости удельного расхода топлива судового двигателя от температуры охлаждающей воды и нагрузки. Оптимальный режим охлаждения двигателя? с точки зрения экономичности, ограничивается температурой воды на выходе 80 - 90° С для режимов номинальных и частичных нагрузок.

Одним из факторов, влияющих на эксплуатационные показатели ЭХ является изменение температуры смазочного масла. С увеличением температуры масла снижается его вязкость, которая влияет на уменьшение механических потерь. В результате этого возрастает механический коэффициент полезного действия . По этой причине снижается и удельный эффективный расход топлива

На рис. 1.13 показано изменение мощности механических потерь при увеличении температуры масла t_m судового двигателя ЗДб

Изменение мощности механических потерь дизеля ЗД6 в зависимости от температуры масла

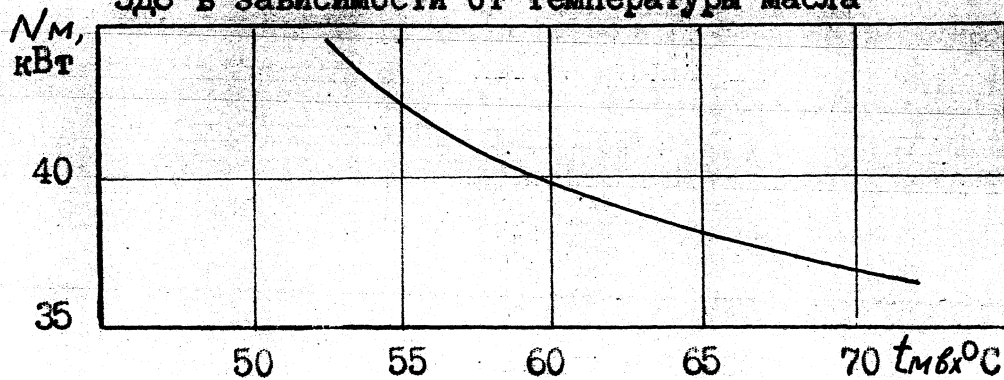


Рис. I.13

Изменение эффективной мощности дизеля типа Д100 в зависимости от температуры масла

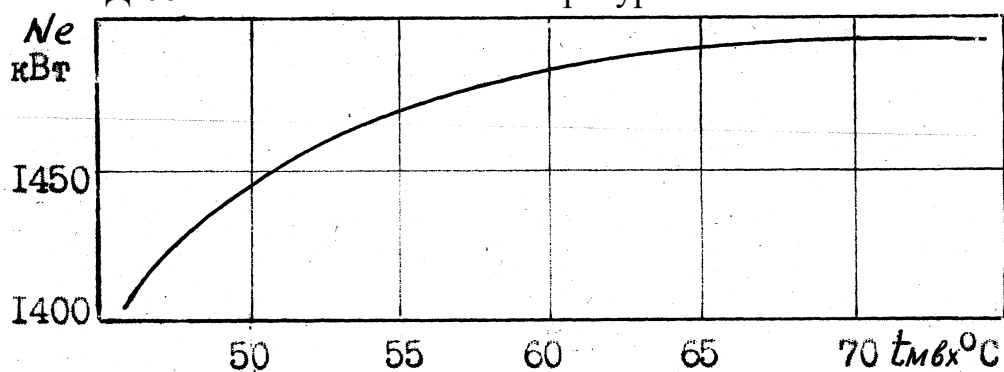


Рис. I.14

Влияние температуры масла t_{mv} на удельный расход топлива g_e , индикаторный η_i и механический η_m КПД дизеля типа Д100

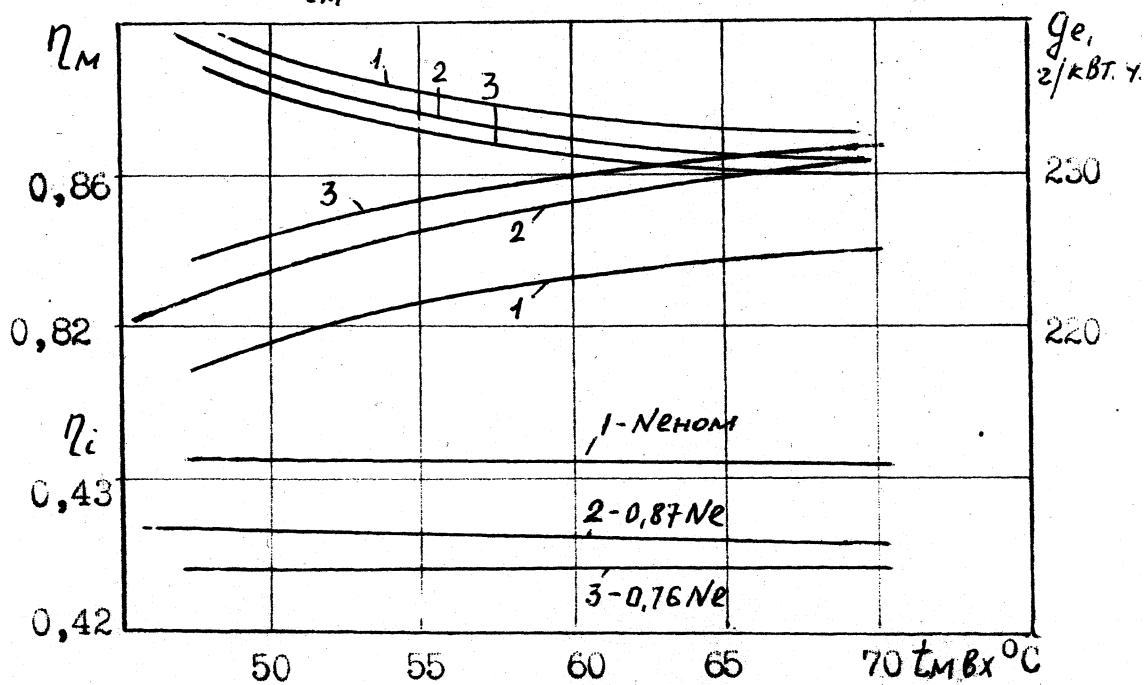


Рис. I.15

/ 28,38 /. На рис. 1.14 приведен график изменения эффективной мощности в зависимости от $t_{\text{м}}$, на входе судового двигателя типа Д100. Из графика на рис. 1.14 видно, что N , возрастает в пределах 5 - 6% на каждые 10°C увеличения температуры масла до 60°C , а далее темп роста замедляется до 70°C , после чего мощность практически стабилизируется.

На рис. 1.15 показана зависимость показателей ЭУ тепловоза 2ТЭ10Л (дизель 10Д100) от изменения температуры масла, при этом температура воды поддерживалась постоянной в пределах $80 - 85^{\circ}\text{C}$, а воздуха в пределах $60 - 70^{\circ}\text{C}$ / 27,40 /.

При работе дизеля на режиме I снижение температур масла на входе в дизель с $70 - 52^{\circ}\text{C}$ сопровождается увеличением удельного эффективного расхода топлива с 231 до 239 г/кВтч, т.е. на 3,5%. Средний темп увеличения расхода топлива при снижении температуры масла в указанных пределах на всех трех режимах составляет, примерно, 2% на 10°C . Однако, этот темп не одинаков для разных диапазонов температур. При снижении температуры масла с 70 до 60°C средний темп увеличения расхода топлива во всех режимах составляет примерно, 1,5% на 10°C , при снижении температуры с 60°C до $50 - 52^{\circ}\text{C}$ - 2,7% на 10°C , т.е. почти в два раза выше. Сравнение изменения механического и индикаторного ζ_i коэффициентов полезного действия дизеля показывает, что увеличение расхода топлива при снижении температуры масла происходит за счет снижения механического КПД, что обусловлено увеличением потери мощности на трение. Так на режиме I мощность трения при $t_M = 70^{\circ}\text{C}$ составляет - 40 кВт, а при $t_M = 52^{\circ}\text{C}$ - 52 кВт.

С другой стороны, при дальнейшем увеличении температуры масла может наступить такой момент, Когда падение вязкости мо-

жет привести к уменьшению толщины масляного слоя, что приведет к сухому трению.

Пределом дальнейшего увеличения t_M является также перераспределение доли тепла, отводимого маслом во время работы дизеля. При увеличении t_M доля тепла, отводимого маслом, циркулирующим в системе уменьшается. Уменьшается, также, и количество тепла, отводимого маслом от поршней. Все это приводит к тому, что изменяется тепловой баланс двигателя и повышается температура деталей цилиндра-поршневой группы.

Повышение температуры смазочных масел приводит, также, к интенсификации процессов, протекающих в них, в том числе ускоряет окислительную полимеризацию. Следовательно, усиливается нагароотложение, так как с увеличением t_M термическая стабильность масел падает.

Так, степень окисления масла в двигателе при температуре 90°C более чем вдвое превышает степень окисления его при температуре 80°C . Поэтому, образование смолистых веществ и других твердых частиц в первом случае будет происходить в два раза быстрее, чем во втором.

Отсюда вытекает, что температуру смазочного масла на входе в двигатель следует поддерживать в пределах $65-75^\circ \text{C}$.

Температура охлаждающей воды влияет на износ как рабочей поверхности втулки цилиндра и деталей поршневой группы, так и на износ наружной поверхности блоков или рубашек рабочих цилиндров.

В настоящее время, применительно к ЭУ, характерны четыре теории, объясняющие износ цилиндрических втулок / 44,48,49 /.

Первая (наиболее старая) - считает главной причиной износа цилиндро-поршневой группы влияние абразивного действия твердых частиц, попадающих в цилиндр с воздухом, частиц кокса, мельчайших частиц металла, откалывающихся от стенок и т.д.;

Вторая - вытекает из абразивного износа от выкрашивания поверхности втулки, колец и поршня, считая, что первопричиной такого износа является недостаточно качественная механическая обработка, в результате которой раздробленные обрабатывающим инструментом кристаллы металла вдавливаются в мягкую основу, а затем под влиянием высоких температур в цилиндре, ударных воздействий деталей, соскабливания кольцами т.п. начинают выпадать, образуя износ поверхности в виде равномерной сыпи;

Третья (контактная) - считает первопричиной износа явление мгновенного точечного контакта нагретых трущихся металлических поверхностей, лишенных в некоторых местах разделяющего слоя смазки. При этом происходит явление, подобное точечной сварке, приварившиеся частички металла вырываются из основы. Затем откалываются и начинают вызывать износ абразивного характера.

Если перечисленные три теории износа, фактически имеют в своей основе износ абразивного характера, т.е. механический, то четвертая теория носит химический характер:

Четвертая - теория коррозионного износа. Рассматривает износ как результат действия реакций окисления химическими соединениями в масле и топливе металла стенок втулок цилиндров. При этом^ этом случае первостепенное значение имеет тепловое состояние деталей двигателя.

Из краткого рассмотрения этих теорий можно сказать, что ни одна из них не может полностью объяснить причину износа цилиндро-поршневой группы двигателя.

Очевидно, что износ цилиндро-поршневой группы является результатом взаимодействия всех факторов, на базе которых развиты рассмотренные теории / 48,50,52 /.

Однако, теория коррозионного износа непосредственно связана с тепловым состоянием стенок цилиндра, интенсивность коррозионного износа зависит от двух факторов: химического состава топлива и температуры стенок цилиндров.

Теоретическое обоснование механизма коррозионного износа дал проф. В.И.Сороко-Новицкий / 48,49,51 /. Он считает, что главная причина коррозионного износа не столько агрессивные примеси к топливу, сколько промежуточные химически активные перекисленные соединения (перекисиды и перекиси), образующиеся в цилиндре двигателя в процессе сгорания топлива.

Образование перекисидов в непосредственной близости от стенок цилиндра при последующем их разложении вызывает интенсивное коррозионное взаимодействие. Низкая температура стенок способствует тому, что в период сгорания зоны возникновения и распада перекисидов располагаются не только по оси цилиндров, но и в непосредственной близости от стенок.

Более высокий температурный режим, наоборот, исключает появление этих зон вблизи стенок цилиндра. Поэтому стенок достигают только конечные продукты распада перекисей, которые химически значительно менее активны.

Кроме того, при высоких давлениях сгорания на стенках цилиндров могут возникать центры конденсации тяжелых топливных фракций, которые способствуют усиленному образованию перекисленных соединений непосредственно на поверхности металла, а также вызывают разжижение масла. По этой причине на стенках,

температура внутренней поверхности которых оказывается ниже температуры конденсации топлива, износ увеличивается.

Даже при хорошей масляной пленке нельзя избежать коррозионного износа, так как перекиси топлива очень легко действуют на непредельные углеводороды, которыми обычно богаты масла, образуя в конечном итоге кислоты, разносимые маслом по металлу.

На износ цилиндрико-поршневой группы влияют различные агрессивные смеси и, прежде всего, сера.

Иначе говоря, коррозионный износ есть результат суммарного воздействия перекисных соединений и примесей. Характер зависимости суммарного коррозионного износа установлены целым рядом экспериментальных исследований / 49,50 / и др.

На рис. 1.16, по данным военно-морского ведомства США / 51 / приведены результаты экспериментального исследования износа втулок цилиндров девяти двухтактных и девяти четырехтактных дизелей в зависимости от температуры охлаждающей воды.

На рис. 1.17 показаны кривые интенсивности износа чугуновой и остальной втулки цилиндра по данным ЛИИВТа / 53,54 /, а на рис. 1.18 - поршневых колец по данным Брезе и Вильсона / 38 /, в зависимости от температуры охлаждающей воды для различных топлив.

По данным исследования, проведенного фирмой "Шелл" износ втулки цилиндров и поршневых колец при пониженной температуре охлаждающей воды с 85 до 40° С. возрастает более чем в два раза.

Как следует из анализа кривых износа (см. Рис. 1.17 и 1.18 минимальный износ втулок и колец происходит при температуре охлаждающей воды 80-90°С. Особенно благоприятное влияние и уменьшение коррозионного износа такой температурный режим

Износ втулок цилиндров в зависимости от температуры охлаждающей воды

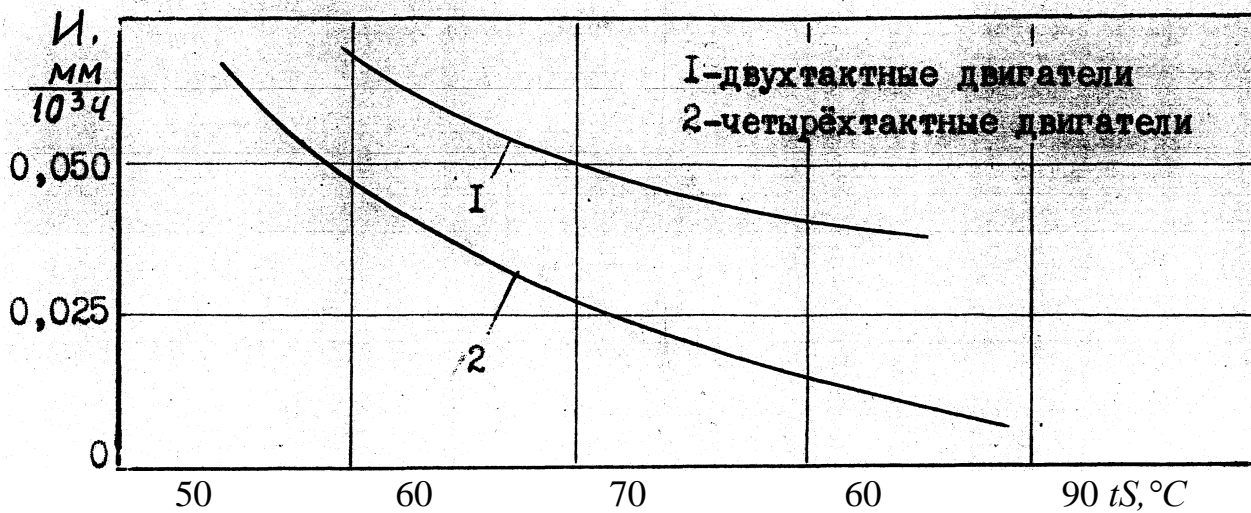


Рис.1.16

Износ цилиндрических втулок дизеля в зависимости от температуры охлаждающей воды

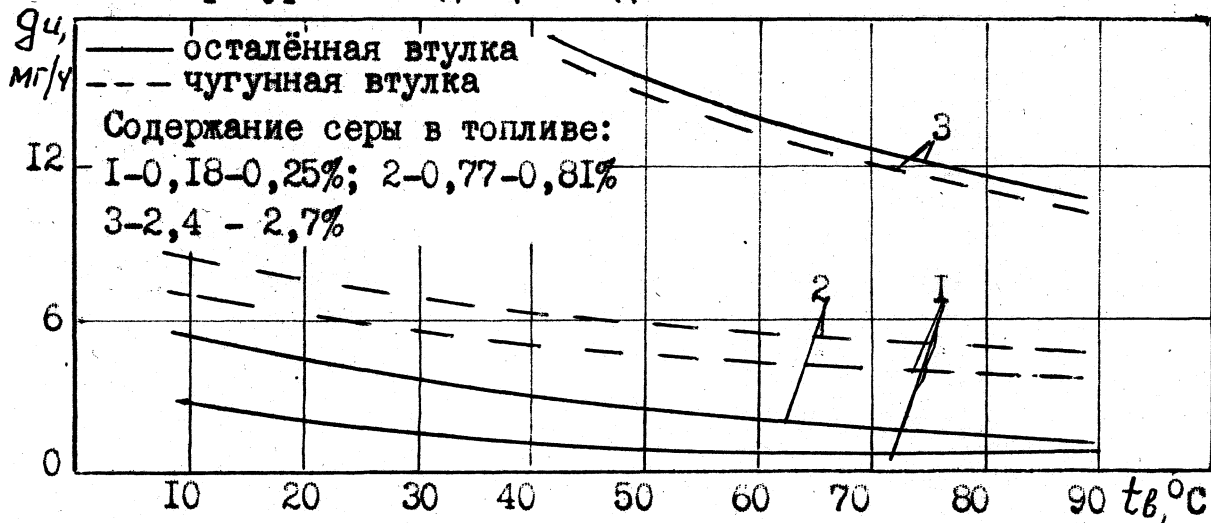


Рис.1.17

Влияние температуры охлаждающей воды на износ колец

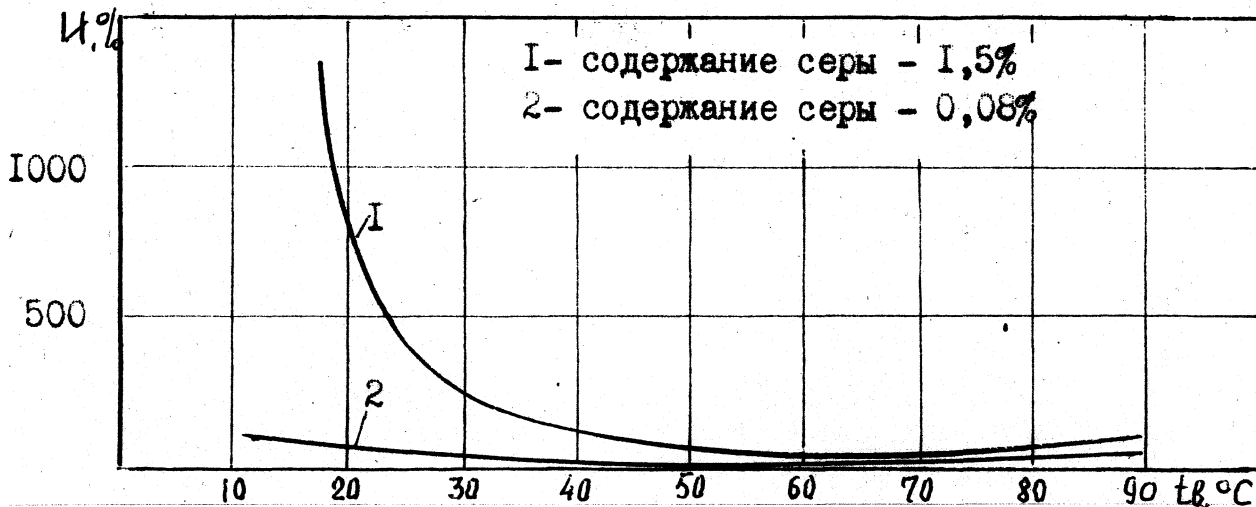


Рис.118

оказывает при работе ЭУ на частичных режимах, т.к. наибольшая интенсивность коррозионного износа наблюдается при длительной работе на малых и средних нагрузках при существенном понижении температуры стенок цилиндра.

1.2 Влияние износа элементов топливной аппаратуры на её выходные характеристики

В процессе работы ЭУ изнашивается топливная аппаратура и в первую очередь прецизионные пары топливного насоса и форсунки.

В результате износа этих деталей ухудшается работа насоса и форсунки, что приводит к нарушению качества распыления, неизменности подачи топлива за цикл, закона подачи топлива, давления распыливания, равномерности подачи топлива по отдельным цилиндрам многоцилиндрового двигателя, угла опережения подачи топлива и т.п.

При нарушении нормальной работы топливной аппаратуры ухудшается распыливание топлива и смесеобразование, двигатель работает не экономично и не развивает номинальной мощности / 55,56,57,59,60 /.

Большое на работу топливного насоса имеет зазор в прецизионных парах. В современных конструкциях плунжерных пар топливных насосов он равен 2 - 3мк. С увеличением износа плунжерной пары зазор увеличивается, что приводит к увеличению утечек топлива.

При износе нагнетательного клапана увеличивается зазор между разгрузочным пояском клапана и отверстием седла, что приводит к ухудшению разгрузочного эффекта клапана, увеличению

подачи топлива, повышению остаточного давления в топливопроводе к повторным впрыскам топлива форсункой.

С другой стороны, нарушение герметичности клапана и седла, вследствие износа, приводит к разгрузке топливопровода и искажению процесса впрыска топлива.

При работе форсунок происходит их разрегулировка, износ прецизионных пар игла - иглодержатель и сопел. В этом случае форсунки теряют свои качества, нарушаются четкость отсечки топлива при впрыске, герметичность, равномерное распределение топлива в камере сгорания, появляется подтекание, наконец, может полностью прекратиться впрыск топлива вследствие не герметичности уплотнения конуса и седла, а также увеличения зазора в сопряжении прецизионной пары игла - иглодержатель /61,62,63,64,65,66,67/.

Эти неисправности форсунок отрицательно сказываются на работе двигателя: уменьшается его мощность и ухудшается его экономичность, двигатель начинает дымить, закоксовываются поршневые кольца, увеличиваются взносы цилиндро-поршневой группы и т.п.

Рядом исследований / 58,62,65,68 / доказано, что износ прецизионных пар топливных насосов носит механический характер, происходит в результате абразивного воздействия твердых частиц, которые находятся в топливе, и, частично, контактного трения сопряженных деталей.

Анализ характера износа плунжеров и втулок показывает, что они имеют наибольший местный износ в верхнем уплотняющем поясе, т.е. плунжера - выше отсечной кромки, а втулки - выше впускного отверстия. Остальная поверхность изнашивается более равномерно и в меньшей степени.

Отсечная кромка плунжера подвергается значительному износу, в результате края ее закругляются и нарушается прямолинейность. Характерны также натиры на поверхности плунжера и втулки в верхней части подтверждающие наибольший их износ в этом месте.

Результатом износа плунжерной пары является рост зазора в сопряжении и искажение правильной геометрической формы плунжера и втулки. В результате износа плунжера и втулки снижается гидравлическая плотность плунжерной пары и ухудшается качество работы насоса. На рис. 1.19 приведена графическая зависимость изменения коэффициента подачи топливной системы ϵ при различных степенях износа плунжерных пар, который представляет собой отношение количества действительно поданного за цикл топлива к теоретическому.

Из рис. 1.19 видно, что уменьшается ϵ с увеличением диаметрального зазора в плунжерной паре. Причем падение ϵ более крутое при первоначальном увеличении зазора до $\delta = 7 - 8 \text{ мк}$, далее величина ϵ падает незначительно. При увеличении зазора в паре до 13 мк ϵ уменьшается на 52%, что является следствием утечек топлива.

При увеличении частоты вращения T_{mc} имеет тенденцию к возрастанию в пределах 2 - 4% на всех частотах и при любом значении износа. Возрастание $T_m \epsilon$ при увеличении частоты вращения объясняется уменьшением времени, отводимым на просачивание топлива через зазор в плунжерной паре.

При работе топливного насоса важным показателем, определяющим последующее смесеобразование, является давление распыливания топлива. Как следует из рис. 1.20, максимальное давление

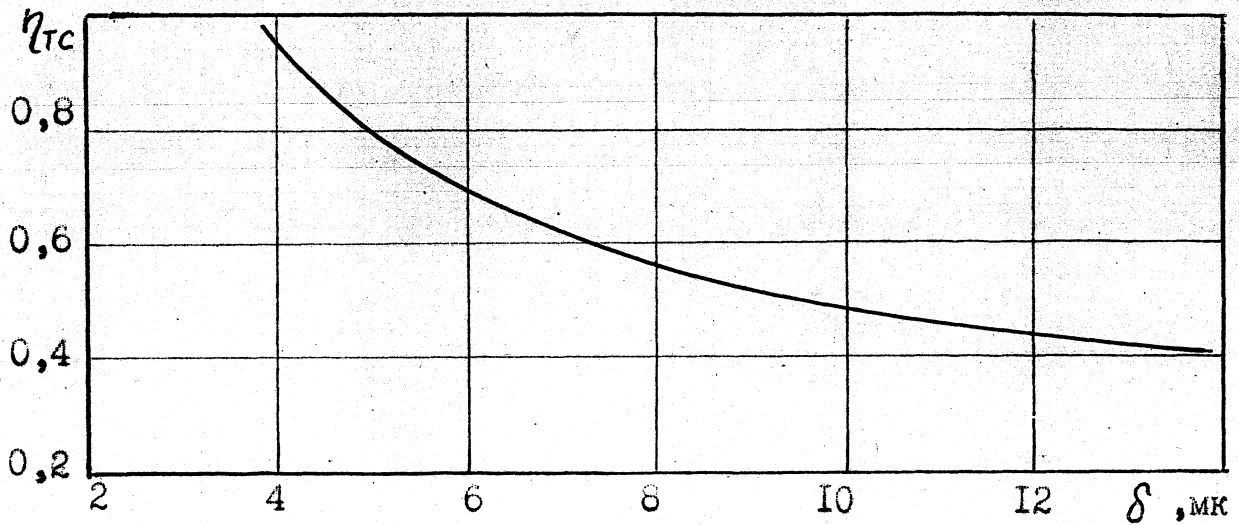


Рис. 1.19

Изменение максимального давления топлива в трубопроводе в зависимости от диаметального зазора в плунжерной паре

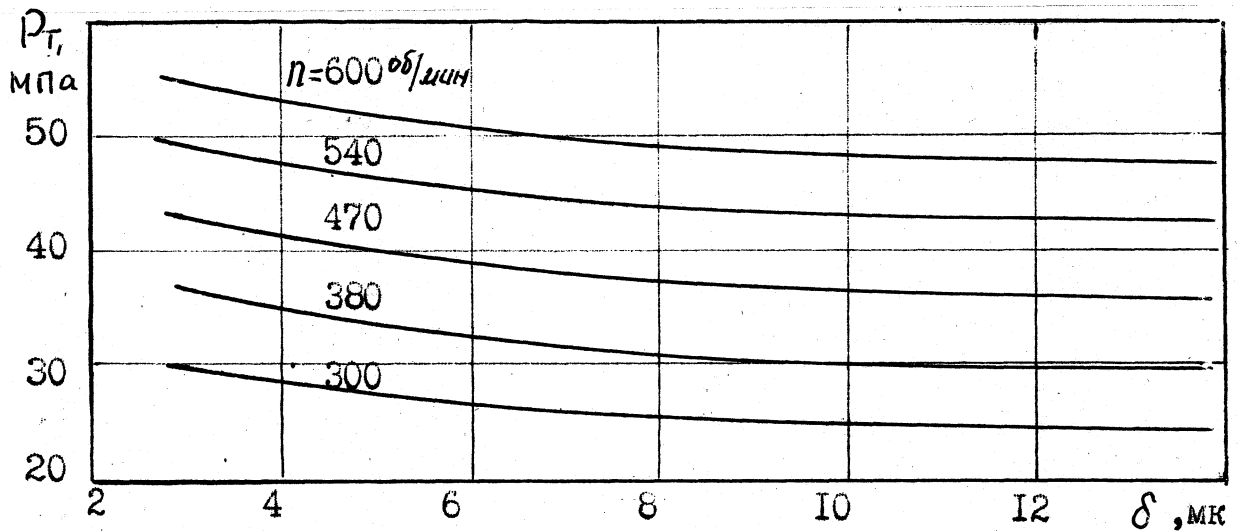


Рис. 1.20

Изменение N_e, G_t, g_e в зависимости от времени работы цилиндро-поршневой группы двигателя

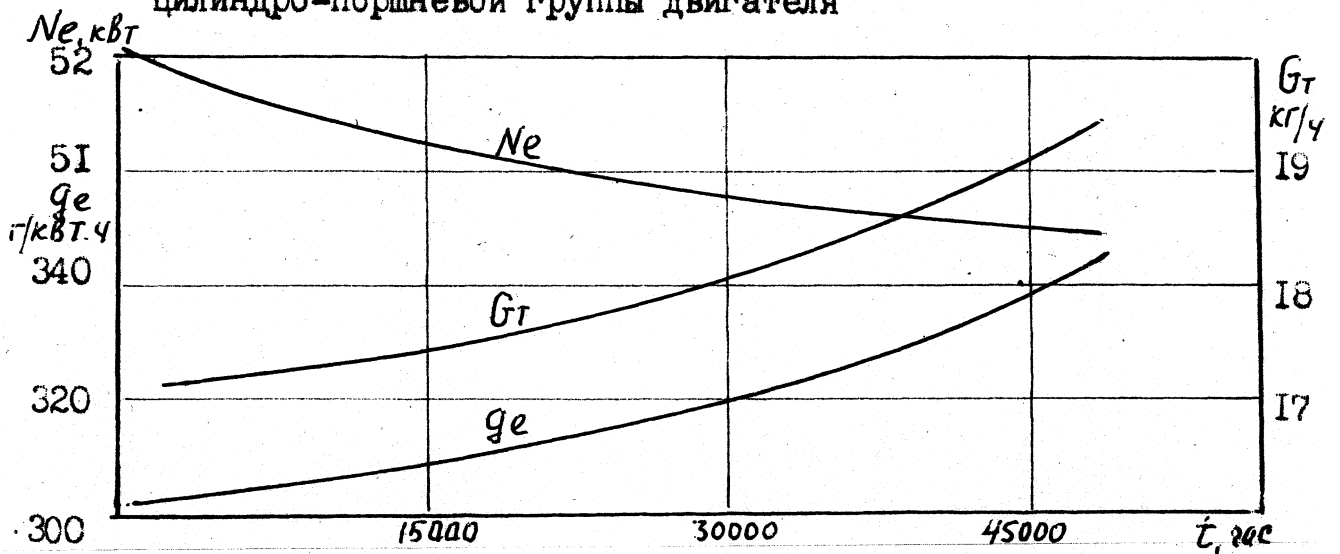


Рис. 1.21

топлива с увеличением износа плунжерной пары уменьшается на всех скоростных режимах, при этом характер падения давления одинаков для всех частот вращения см. Рис. 1.20.

Интенсивность падения давления больше в начале (т.е. до зазора в паре $\delta = \delta_{лск}$) при дальнейшем увеличении зазора она уменьшается. В результате уменьшения δ изменяется закон подачи и ухудшается качество распыливания топлива, а следовательно, и смесеобразование.

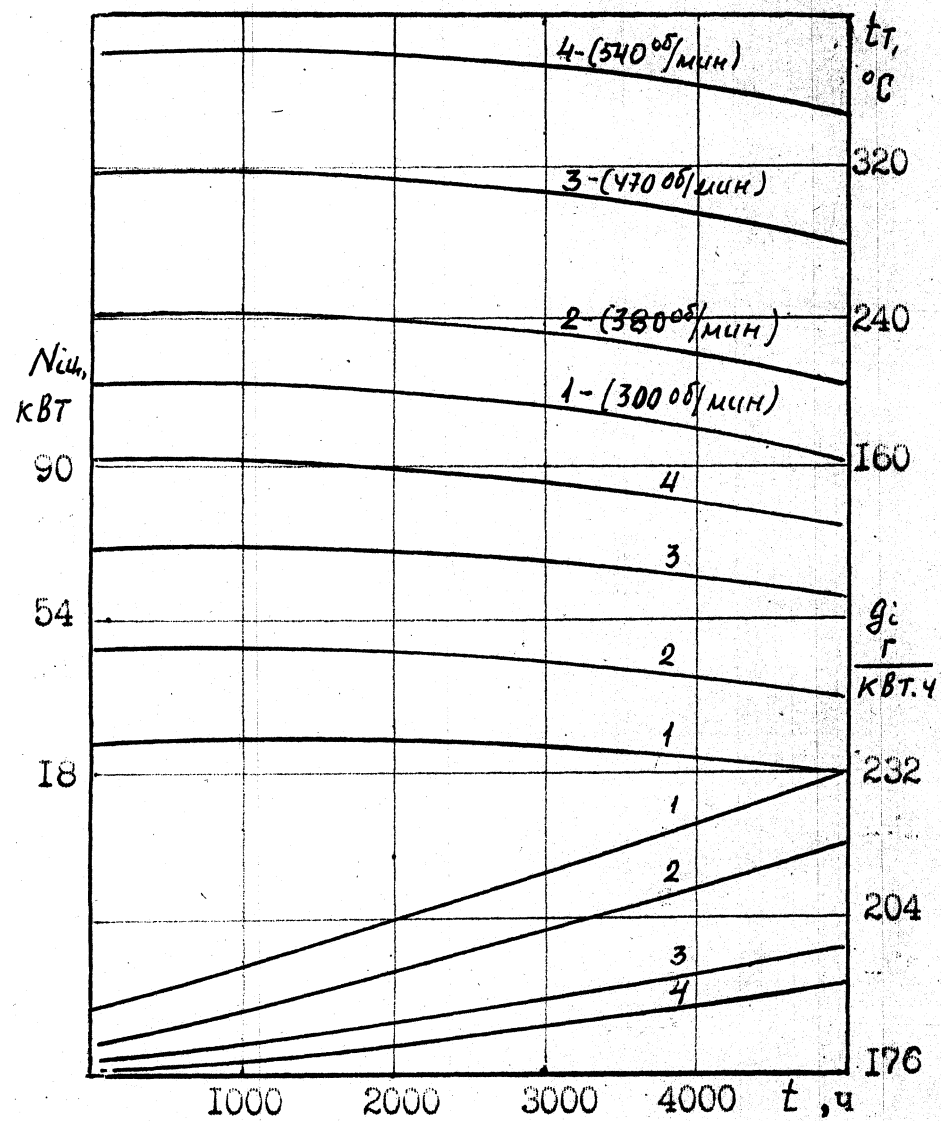
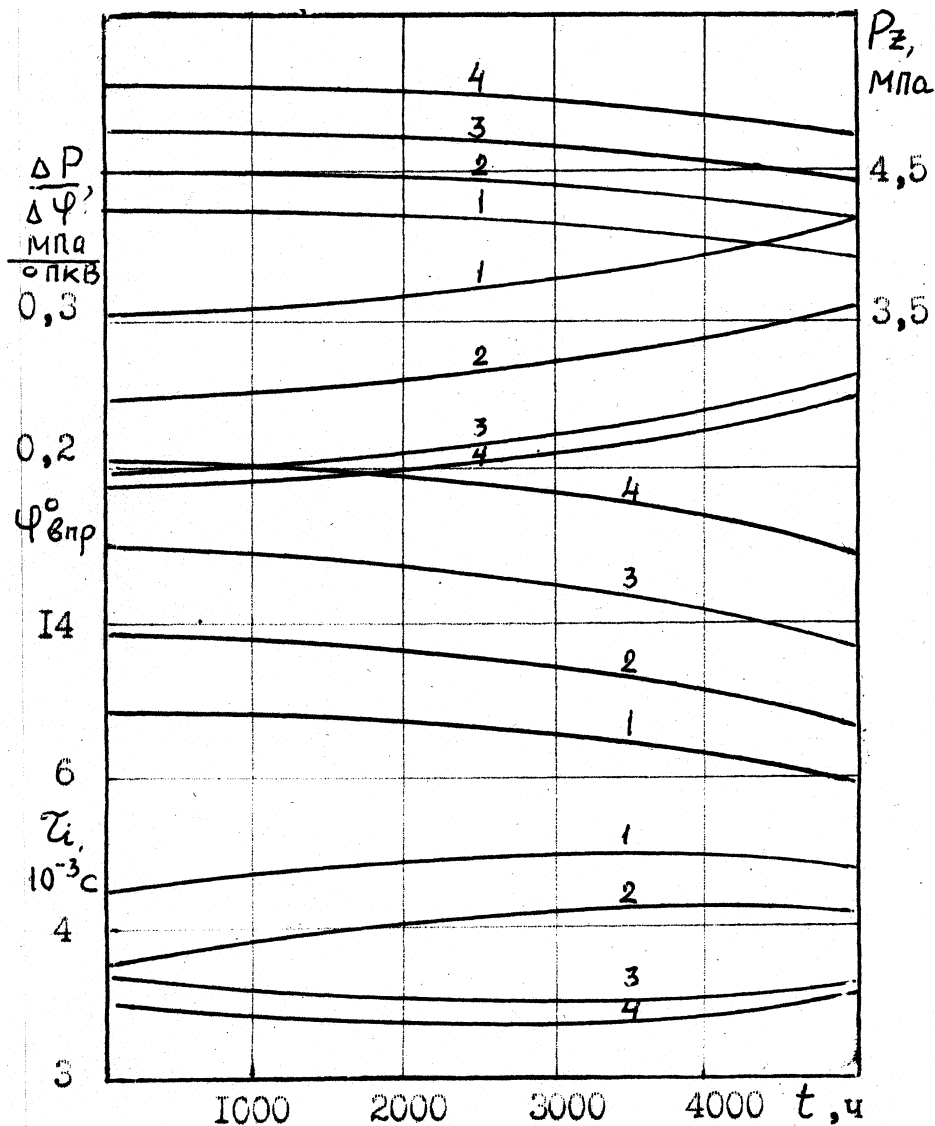
На рис. 1.22 и 1.23 по данным [58,63] показано изменение индикаторной мощности цилиндра P_i , удельного индикаторного расхода топлива β > периода задержки самовоспламенения $t_{зд}$, максимальной скорости нарастания давления \dot{P}_{max} , продолжительности впрыска топлива по углу поворота коленчатого вала $\alpha_{тр}$, максимального давления сгорания P_z , температуры отработавших газов t_T , при износе плунжерных пар в указанных выше пределах ($S_n = const$ при $n = const$).

Анализ этих зависимости показывает, что для плунжерных пар, имеющих износ до 8 мк, падение мощности незначительно, тогда как при зазоре 13 мк мощность уменьшается на 20 - 25%. Соответственно этому возрастает и индикаторный расход топлива: для пар с диаметральной зазором 10 - 13 мк на 5 - 10%.

Период задержки самовоспламенения топлива при увеличении зазора в паре до 8 мк остается практически постоянным. При дальнейшем возрастании зазора $t_{зд}$ увеличивается, так как, вследствие уменьшения давления топлива, ухудшается качество его распы-

Изменение параметров дизеля 8ЧРН30/3В в аппаратуре при различной частоте вращения;

ЗАВИСИМОСТИ ОТ ВРЕМЕНИ РАБОТЫ ТОПЛИВНОЙ Я КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА



с. 1.22

ливания, а следовательно, возрастает , что подтверждает эксперимент.

Максимальная скорость нарастания давления по углу поворота коленчатого вала Δp возрастает от 5 до 12% с увеличением зазора особенно более 8 мк. Увеличение объясняется ростом

Продолжительность впрыска топлива по углу поворота коленчатого вала сокращается, так как возрастают утечки. Вследствие уменьшения количества топлива, подаваемого за цикл, уменьшается P_x и t_T .

Изменение Ni , g_i , $\Delta P/\Delta \varphi$, $\varphi_{впр}^\circ$, t_t в зависимости от зазора в плунжерной паре

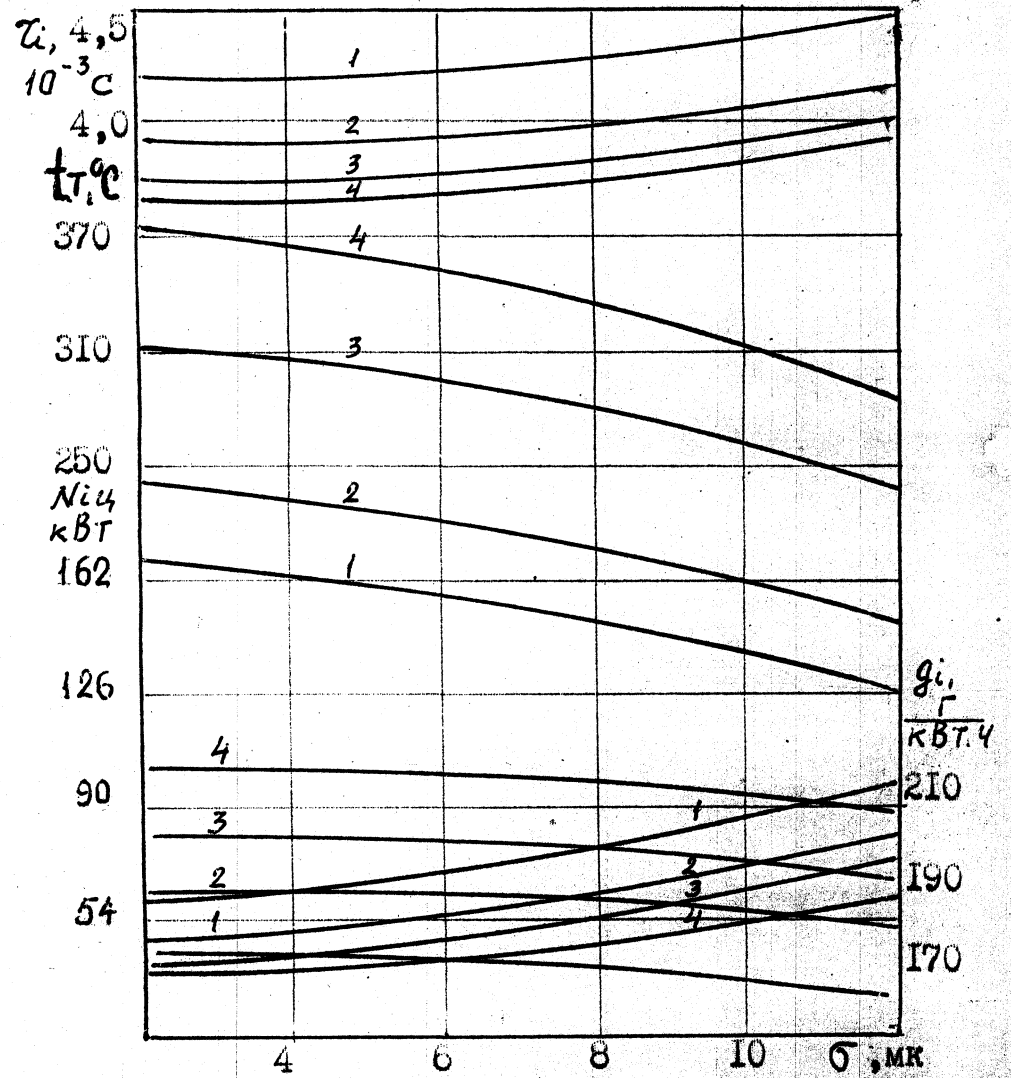
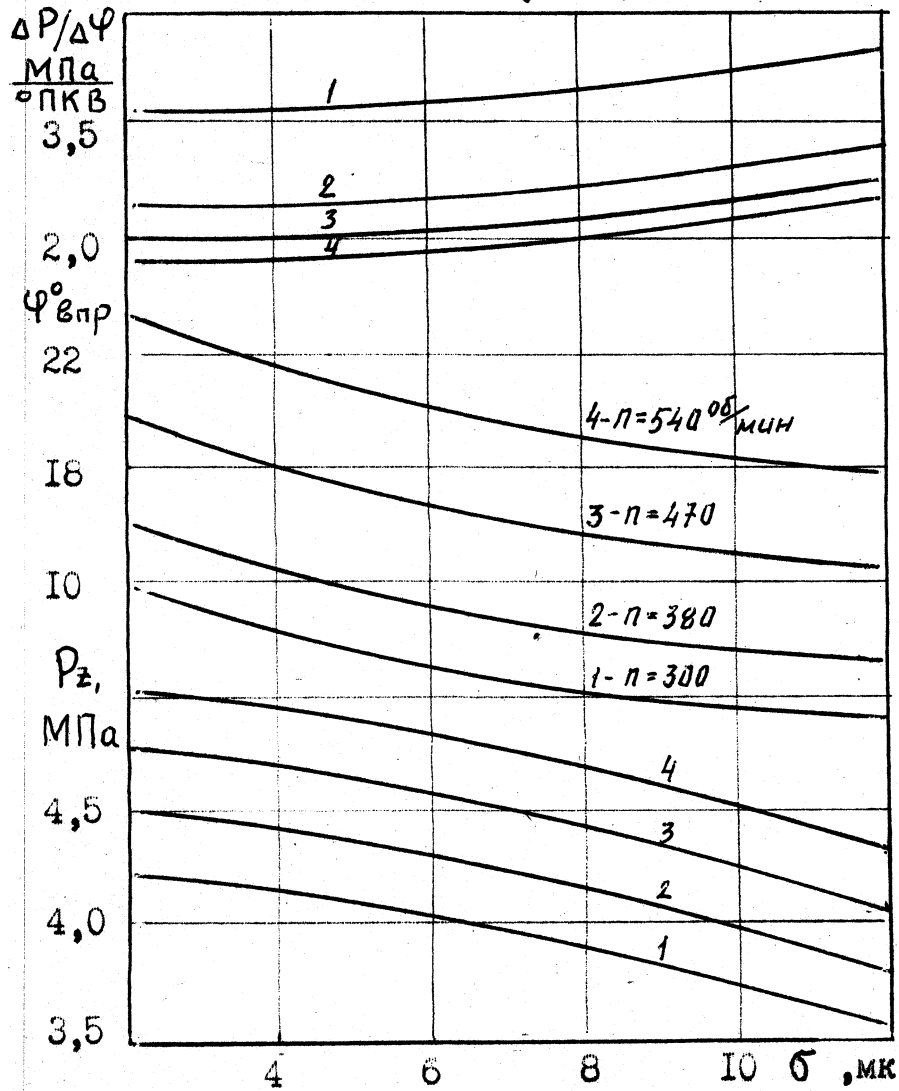


Рис. 1.23

1.3 Влияние износа цилиндро-поршневой группы на параметры энергетической установки

В процессе эксплуатации тепловозов показатели их параметров постепенно меняются. С увеличением пробега от начала эксплуатации, а также выполнения каждого последующего капитального или текущего ремонта изменяется техническое состояние локомотивов, что приводит к изменению начальных параметров как локомотива, так и ЭУ. Это связано с усилением процесса износа деталей, который приводит постепенно к выработке ресурса сборочных единиц и подсистем ЭУ. При этом возрастает количество неисправностей, отказов и unplanned ремонтов, а также наблюдается постепенное повышение трудоемкости и стоимости ТР и ТО, увеличивается время простоя в ремонтах и профилактических осмотрах, возрастает доля дополнительных работ на ТО-3 и ТР-1.

Обследование технического и теплотехнического состояния парка тепловозов типа 2ТЭ10 на Южной, Донецкой, Юго-Западной и Среднеазиатской железных дорогах сотрудниками ХИИТа в том числе и автором, с участием служб надежности депо и работников бюро надежности ПО “Завод им В.А.Малышева” показали, что состояние парка характеризуется следующими данными: заниженный уровень мощности, приводящий к явному перерасходу топлива - 16,4%; тепловозы работающие с повышенным дымлением дизелей - 6,2%; с неисправностями объединенного регулятора - 3,6%; с неисправностями топливоподающей аппаратуры - 4,2% парка. Таким образом в эксплуатации установлено наличие 33,8% парка тепловозов, имеющих нарушения нормального функционирования /20,46/.

Занижение уровня мощности, как основного параметра, приводит к просадке оборотов, повышенному закоксовыванию и завышению расхода топлива рис. 1.24. Проведенные сравнительные испытания показали, что после очистки впускных и выпускных окон расход топлива уменьшился на 12,5%, очистка и восстановление проточной части турбин турбокомпрессоров приводит к снижению расхода топлива в среднем на 7,6%, вследствие чего получено увеличение мощности N_e на 12% и давления наддува на 8,2% (рис. 1.25).

С увеличением пробега тепловозов типа 2ТЭ10 происходит закоксовывание газо-воздушного тракта, что в свою очередь, приводит к снижению мощности и увеличению расхода топлива см. Рис. 1.26. Распределение в процентном отношении закоксованности окон двигателей 10Д100 в процессе эксплуатации приведено на рис. 1.27.

Кроме закоксованности впускных и выпускных окон втулки цилиндра, а также проточной части газовых каналов турбокомпрессора, изменения параметров дизеля в эксплуатации происходит и по ряду других причин.

При эксплуатации двигателя происходят естественные взносы пар трения, которые заметно влияют на снижение мощности и экономичности двигателя, ухудшение его эксплуатационных показателей. К таким парам трения в первую очередь относятся кольца, поршень, цилиндровая втулка и сочленения деталей поршень - шатун - коленчатый вал.

Износ этих деталей приводит к потере части заряда воздуха и газа и некоторому уменьшению первоначальной степени сжатия.

Износ поршневых колец и цилиндровой втулки приводит к потере заряда воздуха в процессе сжатия и рабочих газов в такте

Изменение параметров дизеля 10Д100
в зависимости от пробега

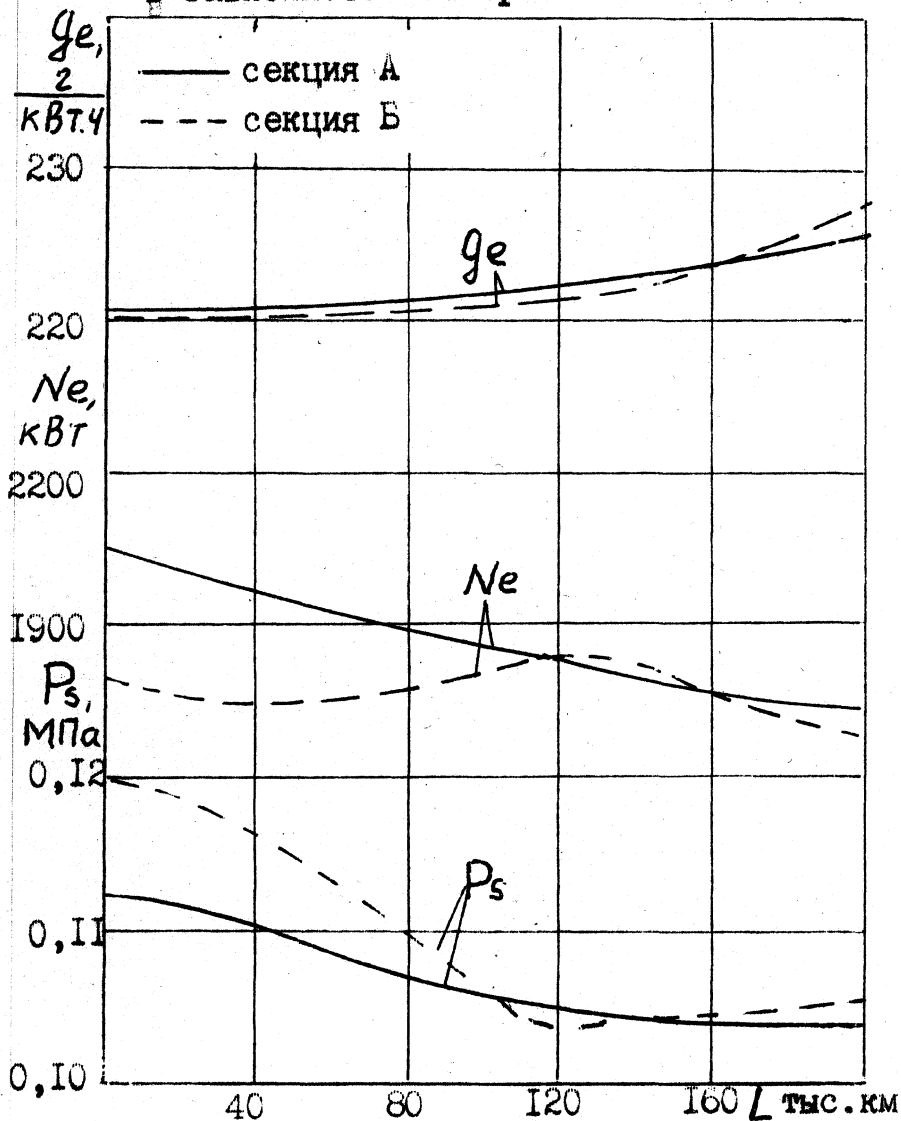


Рис. 1.24

Изменение параметров дизеля ЮД100 при работе по тепловозной характеристике

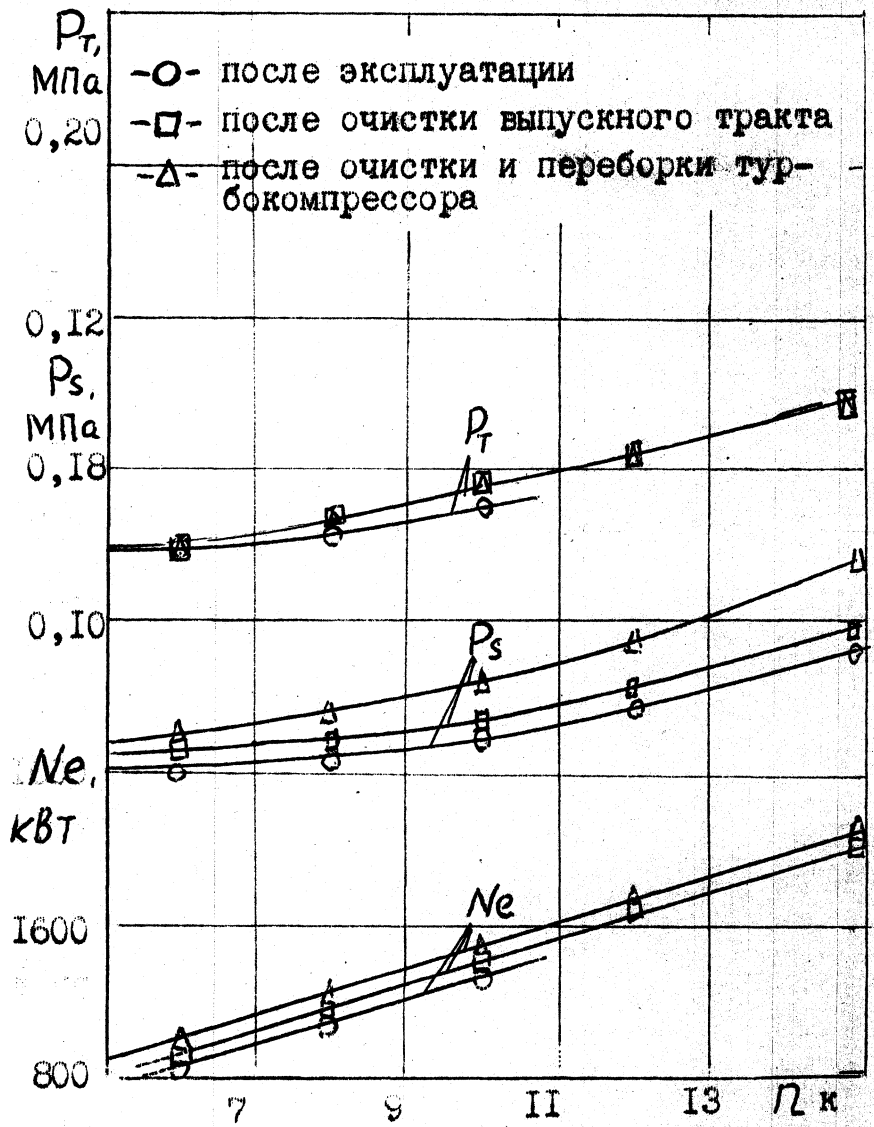


Рис. 1.25

Изменение эффективной мощности и удельного расхода топлива дизеля ЮД100 в зависимости от величины закоксованности выпускных окон

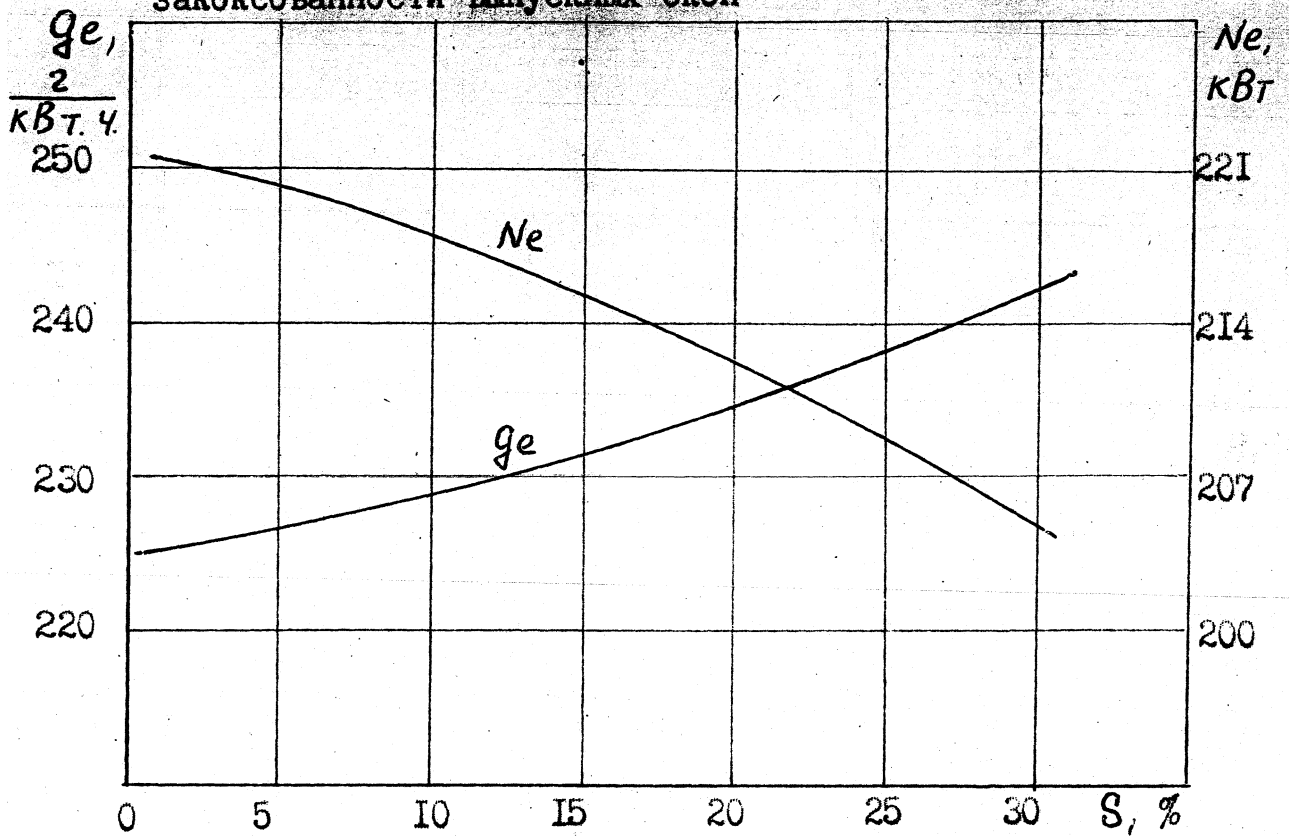


Рис. 1.26

Распределение закоксованности выпускных окон дизеля ЮД100 в эксплуатации

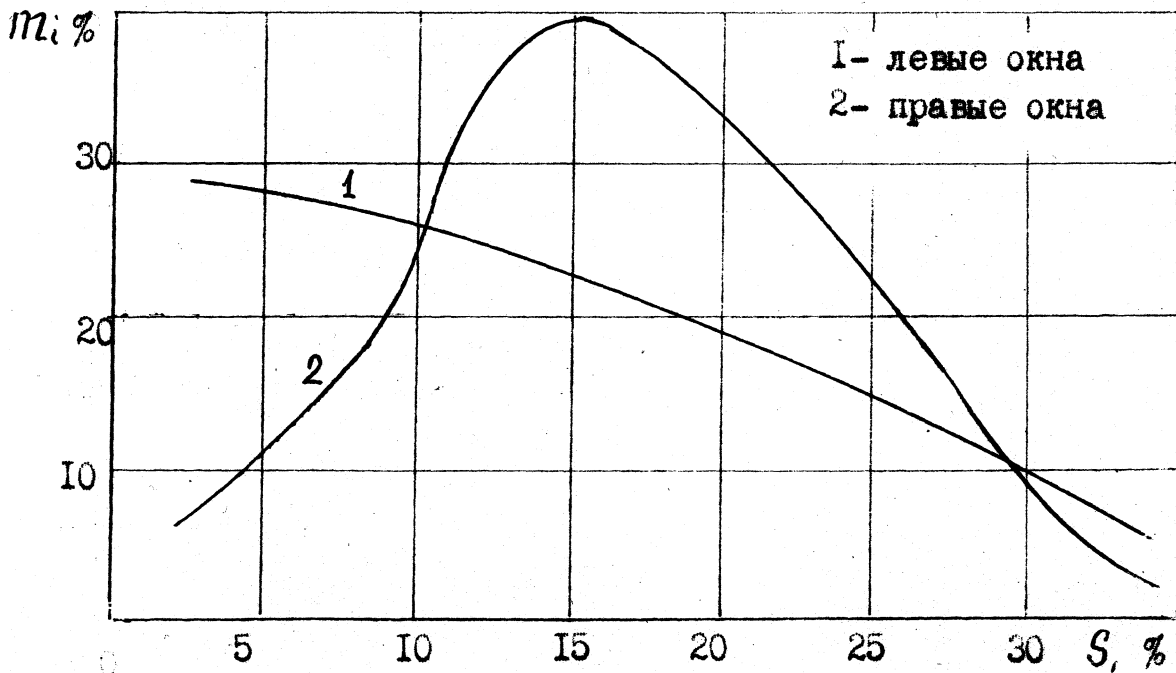


Рис. 1.27

расширения. С понижением веса заряда воздуха вследствие его утечек при сжатии (при $\delta\zeta = const$), уменьшается коэффициент избытка воздуха для сгорания. Это приводит к тому, что процесс сгорания растягивается по времени и по ходу поршня в такте расширения, протекает при повышенной температуре газов и сопровождается интенсивными теплоотводами в стенки цилиндра /8,16,17,22,27/.

По опытным данным известно, что потеря заряда через неплотности в паре поршень-втулка цилиндра при предельных взносах достигает в отдельных случаях 10 - 15% от всего количества воздуха остающегося в конце процесса наполнения в цилиндре. В таких случаях снижение мощности и экономичности двигателя будет ощутимым /27,37,40/.

С увеличением износа пар кольца - втулка увеличивается прорыв газов не только в такте сжатия, влияние которого было учтено через изменение ζ , но и в такте расширения, причем эти потери, вследствие повышенного давления газов в цилиндре более значительны, чем при сжатии, и непосредственно влияют на понижение и ζ цикла.

Потери в процессе сжатия весового заряда воздуха /16,17/ приводят к снижению конечных значений давления P_c и температуры. Можно предполагать, что это влияние на мощность и экономичность дизеля будет аналогично уменьшению общей степени сжатия.

В этом же направлении будет сказываться и влияние увеличивающихся в процессе эксплуатации износов в сочленениях кривошипно - шатунного механизма. Износ таких деталей, как поршневые пальцы, шатунные шейки коленвала, шатунные и коренные

подшипники, ведет к уменьшению хода сжатия (за счет перекладки зазоров “вниз”), увеличению объема камеры сжатия и, следовательно, к уменьшению степени сжатия ϵ .

Понижение ϵ приводит к уменьшению термического и индикаторного КПД. Расчеты показывают, что при изменении степени сжатия на одну единицу (от 14 до 13) индикаторный КПД уменьшается примерно на 2% от первоначального значения. Суммарное влияние на ϵ утечек газов при сжатии и увеличение объема, в результате износа деталей кривошипно - шатунного механизма, может достигать значительных величин, заметно понижающих мощность и экономичность двигателя.

Вместе с тем, экспериментальные данные подтверждают [16,17,40], что с увеличением износов изменяется и характер развития процесса сгорания: увеличивается период задержки самовоспламенения и скорость нарастания давления по углу поворота коленчатого вала процесс растягивается по времени и в большей степени переносится на линию сжатия. На рис. 1.21 изображены кривые изменения эффективной мощности, часового и удельного расхода топлива в зависимости от износа цилиндра - поршневой группы двигателя 4ДУ224 при его работе на номинальном режиме. Полученные экспериментальные данные учитывают все виды рассмотренных выше потерь.

1.4 Оценка влияния эксплуатационных факторов на границы изменения параметров энергетической установки

Проведенный анализ показал, что влияние эксплуатационных факторов приводит к существенному разбросу основных технико-экономических показателей для однородного тягового подвижного состава в процессе эксплуатации.

На удельные сопротивления состава и связанными с ним силу тяги локомотива и эффективную мощность влияет скорость движения состава, масса поезда, тип вагонов, загрузка их, профиль пути, климатические условия и другие факторы.

При прочих равных условиях изменение скорости, например, с 20 до 60 км/ч приводит к увеличению расхода топлива на 8 - 10 кг/10⁴ткм.бр. при движении грузового состава. Эта разница увеличивается еще больше для состава состоящего из порожних вагонов.

На расход топлива влияет также и масса поезда. При скорости 50км/ч, увеличение массы в два раза, например, с 1500 т до 3000т уменьшает расход топлива на 1,5кг/10⁴ткм.бр. При этом наибольшее влияние оказывает не изменение массы за счет количества осей при постоянной нагрузке на ось вагона, а изменение массы за счет загрузки вагонов.

На основные показатели работы ЭУ значительное влияние оказывает изменение атмосферных условий. Увеличение температуры окружающей среды с 20 до 40°С уменьшает эффективную мощность примерно на 2 - 3%, а увеличение барометрического

давления с 730 - 760 мм рт.ст. увеличивает N_e , примерно на 0,75 - 1,2%.

Температурный режим охлаждения влияет как на параметры рабочего процесса, мощность и экономичность, так и на износ деталей ЭУ. Снижение температуры охлаждающей воды с 90 до 60°C увеличивает износ втулок цилиндров четырехтактных двигателей с 0,006 до 0,008 мм/10³ ч, для двухтактных двигателей этот показатель еще выше.

При нарушении нормальной работы топливной аппаратуры, в результате увеличения зазора в прецизионных парах насоса и форсунки, ухудшаются показатели топливной аппаратуры и, как следствие всей энергетической установки.

Для плунжерных пар, имеющих зазор 13мк, мощность ЭУ уменьшается на 20 - 25%, удельный эффективный расход топлива увеличивается на 5 - 10%.

Предельный износ поршневых колец и цилиндров втулки приводит к потере 10 - 15% всего заряда цилиндра через неплотности, в таких случаях падение мощности и экономичности ЭУ будет ощутимым. С увеличением наработки ЭУ износ ЦП Г увеличивается, так, например, работа в течение 45000 часов приводит к снижению мощности на 5 - 7% и увеличению удельного эффективного расхода топлива на 8 - 10%.

В настоящее время заводами изготовителями ЭУ основные показатели определяются на номинальном режиме, работа на котором составляет примерно 5% от всего времени эксплуатации.

Для форсированных двигателей на номинальном режиме коэффициент избытка воздуха (X в цилиндре находится в пределах 2 - 2,2, суммарный - 2,1—2,4; давление воздуха на впуске со-

ставляет 0,2 - 0,31 МПа при температуре $t_s = 60-70^\circ\text{C}$; наибольшее давление сгорания P_z достигает 10 - 13 МПа; отработавшие газы перед турбиной имеют давление у двухтактных двигателей P_T в 0,87[^] у четырехтактных $P_m \sim (0,9 - 0,95) P_s$; температура газов перед турбиной у двухтактных двигателей $t_T = 400 - 500^\circ\text{C}$, у четырехтактных $t_T = 500-600^\circ\text{C}$ / 8,12,15,16,18,19,23 /.

Однако, как было сказано выше, с увеличением времени работы ЭУ по различным причинам снижается мощность, которая при постоянной частоте вращения коленчатого вала изменяется регулированием цикловой подачи топлива, в результате чего не остается постоянным коэффициент избытка воздуха: при снижении мощности коэффициент избытка воздуха ((X или)) увеличивается.

В зависимости от частоты вращения коленчатого вала и коэффициента избытка воздуха происходит изменение индикаторного КПД. Значения α_j , при которых наблюдаются наибольшие индикаторные КПД η_i , зависят от частоты вращения вала n и колеблются в интервале $\alpha_j = 3-5$. При значениях α_j до этого интервала индикаторный КПД возрастает, а после этих значений - уменьшается. В области больших коэффициентов избытка воздуха и малых частот вращения, характерных для малых нагрузок и холостого хода, индикаторный КПД заметно понижается.

Уменьшение эффективной мощности при $n = \text{const}$ сопровождается понижением механического КПД, так как мощность механических потерь изменяется незначительно. Типичный характер зависимости $i_M = f(N_e, n)$ дизеля 10Д100 показан на рис. 1.29. Рассмотренные закономерности изменения индикаторного КПД и

Универсальная характеристика дизеля ЮД100

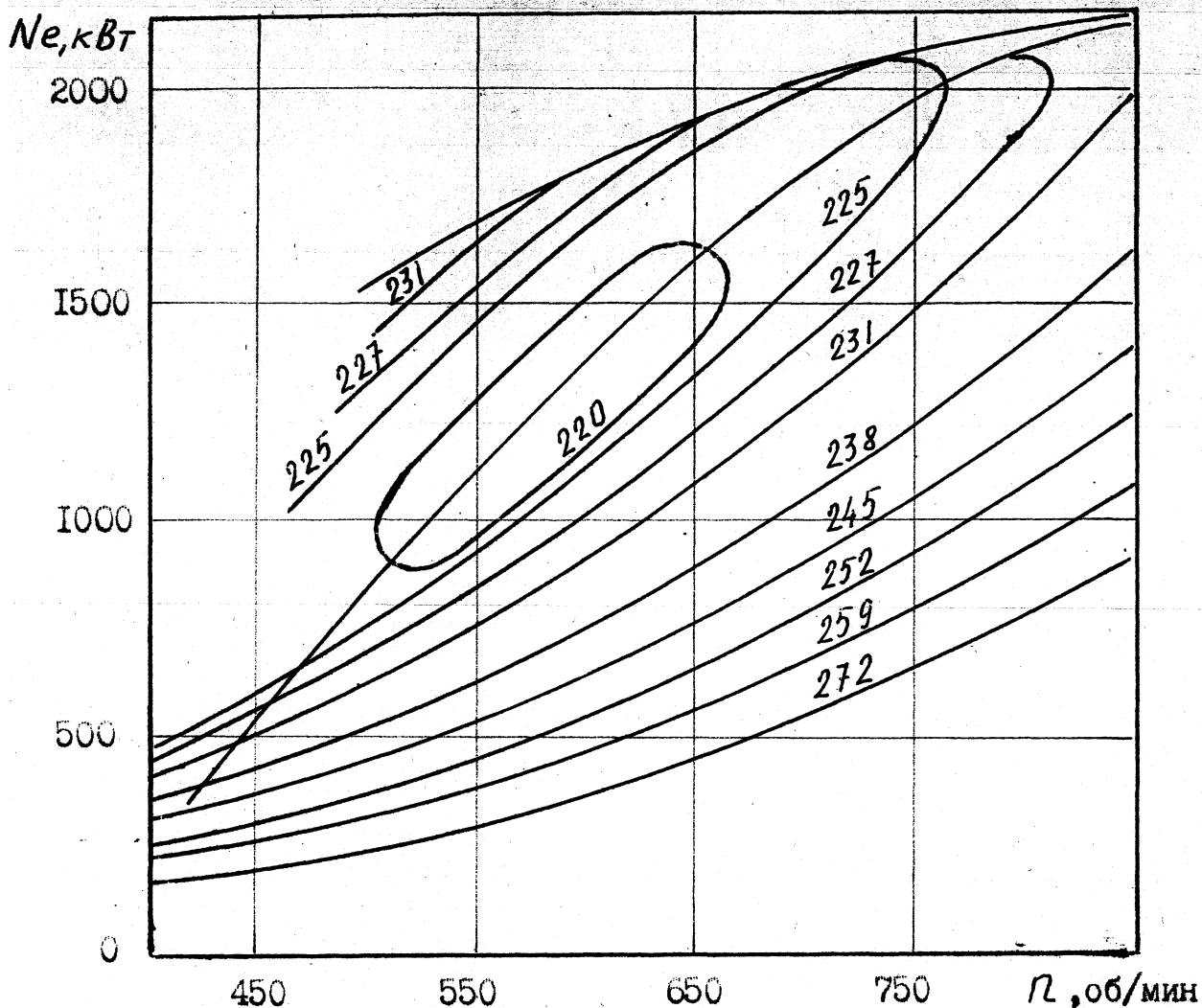


Рис. 1.28

Зависимость механического КПД дизеля ЮД100 от эффективной мощности и частоты вращения коленвала

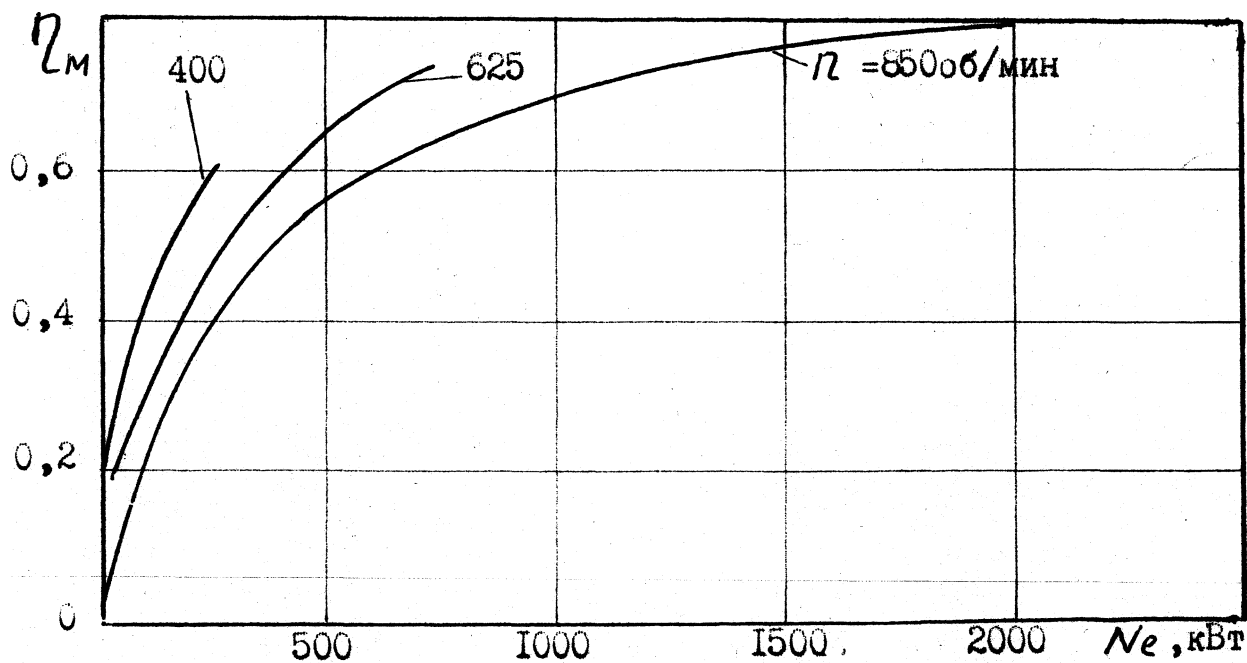


Рис. 1.29

механического КПД определяют изменение эффективного КПД η_e , комбинированного ДВС на режимах работы, отличающихся по мощности и частоте вращения от номинального.

Уменьшение коэффициента избытка воздуха приводит к росту средних температур рабочего цикла и температур газов перед турбиной. Наибольшее давление сгорания p_{max} с понижением частоты вращения остается практически постоянным или даже повышается. Так как это происходит при заметном уменьшении давления заряда воздуха и, следовательно, давления в конце сжатия, то степень повышения давления при сгорании λ увеличивается /“жесткость” работы двигателя.

Для двигателя, работающего на режимах с пониженными по сравнению с номинальными мощностью и частотой вращения, с целью оценки его экономичности удобны трехпараметровые универсальные характеристики рис. 1.28 Они представляют собой зависимость на установившихся режимах эффективной мощности N_e от частоты вращения n при постоянных удельных расходах или эффективных КПД % /25, 27, 29, 35, 37, 43/.

1.5 Выводы

Приведенный анализ показывает, что с увеличением времени работы ЭУ, под воздействием эксплуатационных факторов, ухудшается состояние рабочих поверхностей деталей, в том числе и трущихся. Изменение состояния этих поверхностей, ухудшает техническое состояние ЭУ, что приводит к изменению параметров рабочего процесса и триботехнических характеристик ЭУ.

Колебания мощности при неизменной позиции контроллера приводит к перерасходу топлива, вызванного уменьшением КПД локомотива. Так, например, удельный эксплуатационный расход топлива магистральных локомотивов колеблется в пределах 24,0 - 35,0 кг/10⁴псм.бр. и 36,4 - 44,6кг/10⁴ткм.бр. для грузовых и пассажирских локомотивов соответственно.

Для локомотивов типа ТЭЮ на каждые 100кВт уменьшения мощности (по сравнению с номинальной для данной позиции) снижение КПД составляет на 15-й позиции - 1,8%; 13-й - 1,8%; lift - 2%; 9-й - 3,5%. Учитывая, что в условиях эксплуатации работа локомотива протекает в основном (45% времени) на неноминальных режимах, снижение КПД будет еще более значительным. Общий расход топлива (вызванный отклонением мощности) составляет 6-8%. Кроме того, при этом уменьшается эффективная сила тяги локомотива, ухудшаются режимы работы ЭУ, что приводит к снижению ее моторесурса.

Колебания мощности при неизменной позиции контроллера достигают 100 - 150 кВт, причем, как правило, реализуется мощность меньше паспортной на 250 - 300 кВт. Секции локомотива имеют различную мощность на одинаковых позициях контроллера, на промежуточных режимах расхождения достигают до 500кВт.

Влияние множества факторов на работу ЭУ и их случайный характер изменения в процессе эксплуатации приводит к значительному разбросу параметров. И в то же время каждый параметр имеет определенные граничные значения, выход за пределы которых приводит к отказу ЭУ. Таким образом, возникает необходимость оценки влияния характеристик распределения параметров в эксплуатации на величину поля допуска.

2. Теоретические основы прогнозирования эксплуатационных допусков энергетической установки

Локомотивные энергетические установки эксплуатируются в условиях постоянно меняющихся внешних воздействий, вызванных изменением плана и профиля пути, массы и скорости поезда, климатических условий, графика движения поезда и др., при этом изменение процессов происходящих в цилиндрах, агрегатах носит случайный характер.

В связи с этим возникает требование обеспечить соответствующие функциональные показатели ЭУ. Эти показатели обеспечиваются путем установления соответствующих допусков на различные параметры ЭУ в целом, а также на ее агрегаты и системы.

С другой стороны, допуски на параметры ЭУ тесно взаимосвязаны с требованиями обеспечения высокой надежности, снижения стоимости и трудозатрат в производстве, при эксплуатации и ремонте, а также при контроле различных параметров, выполнении регулировочных работ, т.е. проблема допуска глубоко взаимосвязана со специфичными факторами конструирования, производства и эксплуатации ЭУ.

В связи с этим проблема прогнозирования допусков с учетом всесторонних факторов является важной, но и одновременно чрезвычайно сложной.

Известно, что вопросы допусков наиболее полно разработаны в области машино- и приборостроения, где расчеты допусков уже давно стали неотъемлемой частью расчета механизмов, а проблема допусков вообще- предметом глубоких теоретических и экспериментальных исследований. В работе многие положения базируются на основе работ ведущих ученых в области машино- и приборостроения, но Трагг[^]-уются с учетом специфики параметров ЭУ.(69-73,80,81,82).

Учитывая сложность и многогранность проблемы допусков в работе основное внимание уделяется вопросам оценки, установления и прогнозирования эксплуатационных допусков.

2.1 Классификация^w на параметры энергетической установки

На различных этапах проектирования, изготовления и эксплуатации ЭУ обрабатываются и контролируются различные параметры. Например, в процессе эксплуатации контролируются выходные параметры: мощность N_e , частота вращения $n_{дб}$ > средний эксплуатационный расход топлива $g_{\$P}$; выходные параметры отдельных систем: воздухооборота P_s , t_s , выпускной t_u, t_T , смазки t_M, P_M , охлаждения и др. т.е. параметры, которые в основном определяют эффективность функционирования ЭУ. При конструировании уделяется большое внимание не только параметрам ЭУ, но и параметрам отдельных систем, агрегатов, узлов и элементов.

На разных стадиях эксплуатации на ЭУ и ее отдельные агрегаты, узлы и детали воздействуют различные факторы. Поэтому отклонения выходных параметров от их номинальных значений могут быть различными. В процессе конструирования и производства ЭУ часто нельзя учесть всех факторов и неизвестно, как будут изменяться параметры в процессе эксплуатации. Следовательно, допуски на целый ряд выходных параметров на различных стадиях работы ЭУ могут быть различными.

Эти допуски устанавливаются для обеспечения основных функциональных показателей (g ЭУ, исходя из назначений и условий ее применения).

Функциональные показатели ou устанавливаются для основных свойств ЭУ, агрегатов и узлов и указываются в техническом задании и в технических условиях. Для ЭУ - эффективная мощность, для турбокомпрессора - степень повышения

давления P_k , расход воздуха G_B ; для системы охлаждения-коэффициент эффективности охлаждения E и др.

Эксплуатационные допуски % назначаются только для тех параметров ЭУ, которые контролируются и определяются в условиях эксплуатации. Эти допуски в первую очередь, должны обеспечивать функциональные показатели. Однако, с другой стороны, при установлении эксплуатационных допусков необходимо обеспечить целый ряд эксплуатационных показателей и требований, которые зависят от эксплуатационных допусков % .

Под выходными параметрами ЭУ понимаются величины, характеризующие ее теплотехнические и механо-прочностные свойства, экономические и показатели надежности в соответствии с целевым назначением.

На различных стадиях эксплуатации на энергетическую установку тягового подвижного состава воздействуют различные факторы. Поэтому, отклонение выходных параметров от их номинальных значений могут быть различными. Учитывая то, что работа ЭУ характеризуется различными по своей природе показателями- механическими, теплотехническими, теплофизическими, электромеханическими, химическими, экономическими и т.д., все выходные параметры можно условно классифицировать по группам.

К первой группе относятся такие выходные показатели t_T) ? величина КОТОРЫХ непосредственно определяется и контролируется в условиях эксплуатации. Допуски на эти показатели определяются исходя из обеспечения функционирования ЭУ.

Классификация допусков на параметры ЭУ.

Таблица 2.1

Наименование параметра	Группа		
	1	2	3
Частота вращения коленвала ЛЭУ	$n_{Г00}$		
Температура воды на выходе			
Температура масла на выходе			
Температура наддувочного воздуха	t_s		
Давление наддувочного воздуха	P_s		
Частота вращения ротора Т К	n_{nc}		
Давление масла	P_M		
Температура газов на выходе из цилиндра			
Температура газов на входе в ТК	t_T		
Давление газов в цилиндре	P_z		
Давление газов перед ТК	P_t		
Эффективный КПД		η_e	
Механический КПД		η_m	
Индикаторный КПД		η_i	
Индикаторная мощность		N_i	
Среднее эффективное давление		P_e	
Среднее индикаторное давление		P_i	
Эффективная мощность			N_e
Часовой расход топлива			$B_{ч}$
Удельный эффективный расход топлива			g_e
Цикловой расход топлива			$B_{ц}$
Зазоры в подвижных соединениях			A

Ко второй группе относятся такие выходные показатели i ($L_e \gg L_m > C_i > C$, P_e, P_i), которые определяют качество работы ЭУ, но в эксплуатации непосредственно не контролируются, и могут быть определены при помощи моделирования.

К третьей группе относятся выходные показатели ($f_{тп}$, N_e , V_r , g_e , $V_{ц}$), которые непосредственно не контролируются, а могут быть определены в эксплуатации путем математической обработки прямых измерений параметров первой группы.

Для решения задач оценки и установления эксплуатационных допусков необходимо дать им определение.

Эксплуатационный допуск - это установленные в процессе эксплуатации, испытаний или расчетно-конструкторских исследований ЭУ, интервалы между верхними и нижними предельными значениями параметров.

На эксплуатацию влияют не только внешние воздействия климатических факторов и сопротивления составу, но и формы организации эксплуатации, конкретной обстановки технического обслуживания, а также характеристики изменения параметров в процессе эксплуатации и т.д.

Под параметром и понимаются показатели определяющие режим работы ЭУ, обычно ими являются эффективная мощность, частота вращения коленчатого вала, расход топлива за цикл.

Эти параметры могут выражаться аналитически, или определяются экспериментально. Изменяя величину параметра I можно определить некоторые критические значения $P_{жр}$ и $P_{вкр}$ изменения параметра $TТ$, в пределах которого исправно функционирует ЭУ.

Условия исправного состояния через параметр t_c записывается в виде

$$P_{кр} < P_{ич} \quad (2.1)$$

Область изменения величин параметров π , при которых не нарушается исправное состояние ЭУ, называется областью исправного состояния $M_{ис}$, например, для зазора в шатунном подшипнике ЭУ 10Д100 $M_{ис} = 0,12-0,35$ мм.

Однако, в большинстве случаев только исправное состояние ЭУ не удовлетворяет требованиям эксплуатации. Обычно предъявляются определенные требования или ограничения в виде допустимых значений на параметр

$$(2.2)$$

Это условие является условием работоспособного состояния, которое можно записать в следующем виде

$$\begin{aligned} \Phi_p(\Pi) - r_{ар} > 0 \\ \Phi_{вр} - \Phi_p(\Pi) > 0 \end{aligned} \quad (2.3)$$

Левая часть неравенства (2.3) записывается в виде некоторых функций $\Phi(\pi)$

$$\Phi_1(\pi) > 0, \Phi_2(\xi) < 0 \quad (2.4)$$

и называется функциями работоспособности.

Если в уравнениях (2.3) или (2.4) вместо неравенств поставить знак равенства, то можно найти граничное значение $P_{ар}$ и $P_{вр}$ параметра π .. При изменении параметра π и в эти пределах будет выполняться условие (2.4), т.е. значение параметра π будет находиться в допустимых пределах и будет выполняться условие работоспособности

$$P_{ap} < TГ < P_{вр} \quad (2.5)$$

Область изменения параметров при которых выполняется условие работоспособности ЭУ, называется областью работоспособного состояния M_p . Для ЭУ 10Д100 $M_p = 0,12-0,30$ мм. Область работоспособного состояния входит в область исправного состояния $M_p \subset M_{ис}$ и в общем случае область работоспособного состояния меньше или равна области исправного состояния.

Для параметра Γ и должны быть установлены допустимые пределы его изменения, которые должны в первую очередь удовлетворять условию работоспособности. Область допустимого значения параметров $TГ_{\Gamma}$ называется допусковой областью M_d , в нашем случае $M_d = 0,12-0,21$ мм

$$P_a < TГ < P_{\Gamma}, \quad (2.6)$$

Допусковая область должна входить в область работоспособного состояния $M_p \supset M_d$ и в общем случае меньше или равна области работоспособного состояния.

Соотношения между допусковой областью, областью работоспособного состояния и областью исправного состояния должно всегда удовлетворять требованию

$$M_d \subset M_p \subset M_{ис}$$

$$M_d < M_p < M_{ис} \quad (2.7)$$

Для дизеля ЭУ $(0,12-0,21) \subset (0,12-0,30) \subset (0,12-0,35)$.

При зависимости параметра C_p от двух и более независимых параметров $P_1 P_2 \dots P_n$ допусковая область в общем случае описывается неравенствами типа

$$P_{ia} < P_i < P_{ib}$$

состо.вдияж.^дпусидж^^сть-(ад)ифункцияif- ■

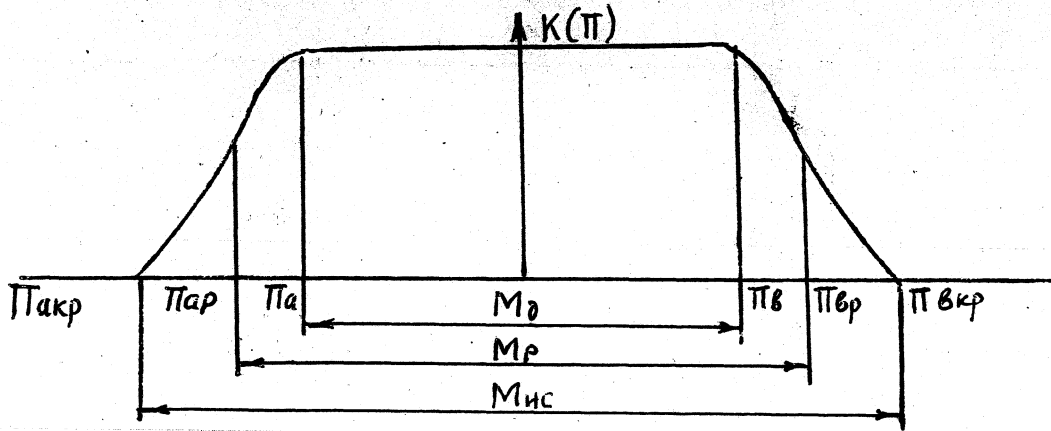


Рис. 2.1

Обозначение характеристик полей допусков и рассеивания значений параметра

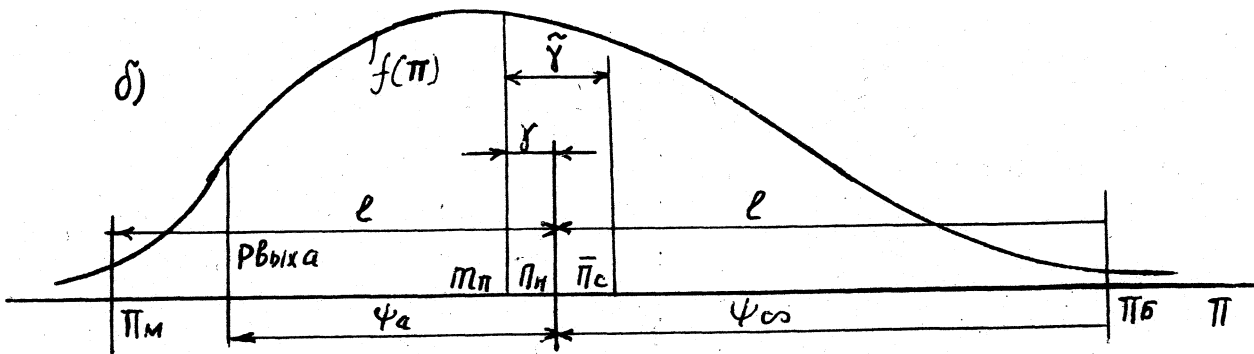
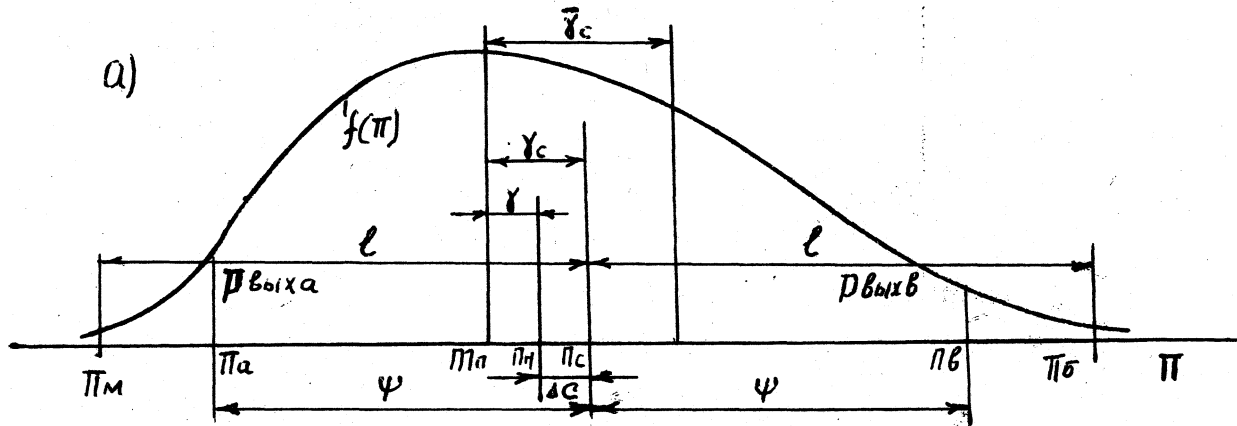


Рис. 2.2

а) - для двусторонних допусков; б) - для односторонних допусков

т.е. ограничивается в двумерном пространстве прямоугольником, в трехмерном - параллелепипедом, в n -мерном пространстве, областью ограниченной n -мерной гиперповерхностью.

Для однозначного определения и положения поля допуска (76,77,78) относительно номинального значения параметра Tg необходимо ввести обозначения- характеристики поля допуска:

a, b - соответственно нижняя и верхняя граница допуска

P_a - величина параметра, соответствующая нижней границе поля допуска

P_b - параметр, соответствующий верхней границе поля допуска

2ϕ поле допуска параметра p

половина поля допуска $V \sim \frac{P_b - P_a}{2}$

P_n номинальное значение параметра и

$P_c = \frac{P_a + P_b}{2}$ значение параметра Tg , соответствующее середине

поля допуска

$DC = P_c - P_n$ координата середины поля допуска относительно номинального значения параметра Tc (см.рмс 2./).

Поле допуска может занимать различное положение относительно номинального значения параметра P_n ? в зависимости от относительных величин и знаков характеристик поля допуска все допуски делятся на две основные группы: двусторонние и односторонние. Двусторонние допуски имеют конечную и вполне определенную величину половины поля допусков .

При установлении допусков на размеры подшипников коленчатого вала и шатунно-поршневой группы ЭУ допуски

исчерпываются первым вариантом. Однако, при назначении допусков на физико-теплотехнические параметры ЭУ имеется значительное количество параметров, для которых не имеет практического смысла вторая граница допусков. Например, удельный расход топлива чем меньше, тем он лучше. Такими параметрами являются параметры с допусками типа “не менее”, “не более”. В этой группе допусков не имеется практически конечной величины Δ - половины поля допусков. Эти допуски относятся ко второй группе - односторонних. Для поля допусков - координата конечной нижней границы (а) поля допуска относительно номинального значения параметра Π_n ($\Delta_a = \Pi_a - \Pi_n$); координата верхней конечной границы (в) ($\Delta_b = \Pi_b - \Pi_n$) $\Delta_a < 0$ - часть допуска не имеющая нижней границы а; - часть допуска не имеющая верхней конечной границы в.

Для обеих групп допусков μ - координата математического ожидания T_{Π} относительно номинального значения Π_n параметра Π

$$\mu = T_{\Pi} - \Pi_n$$

$$T_{\Pi} = \Pi_n + \Delta_c$$

μ_c - координата математического ожидания M_{Π} относительно середины поля допуска (только для двусторонних допусков).

Π_m - практически предельное наименование значения величины Π параметра Π . За практически предельное наименьшее значение величины параметра Π принимается такая величина Π_m , когда вероятность

$$P\{ \Pi < \Pi_M \} < P^{доп} \quad (2.8)$$

т.е. меньше или равна некоторой допустимой вероятности $P^{доп}$.
 Π_6 -практически предельное наибольшее значение величины Π
 параметра Π . Аналогично за величину Π_6 принимается такая
 величина, когда вероятность

$$P\{ \Pi > \Pi_6 \} < P^{доп} \quad (2.9)$$

т.е. меньше или равна некоторой допустимой величине $P^{доп}$;

$2L$ - практически предельное поле рассеивания значений
 параметра рис. 2.2

$$2L = \Pi_6 - \Pi_M$$

$$\xi = \frac{\Gamma_{Ц} \sim \Pi_M}{2}$$

Π_c - значение параметра, соответствующее середине поля
 рассеивания значения параметра и ;

ΔC - координата середины поля рассеивания значений параметра
 л относительно номинального значения Π ■
 *1 7

$$\Delta C - \Pi - \Pi_n$$

y_c - координата математического ожидания относительно
 середины поля рассеивания

$$y_c = \tau_n - \Pi_c - \Pi_n - \Delta C$$

Обычно для нормального закона распределения за практически
 предельное поле рассеивания $2L$ значений Π параметра τ_n
 принимается такая величина $2L$, при которой вероятность того, что
 значение Π будет вне границ поля рассеивания, менее 0,027 т.е.

$$P\{ \Pi < m_n - L, \Pi > m_n + L \} < P^{доп} = 0,0027$$

при этом условии величина поля рассеивания равна

$$2L = 6\sigma_n \text{ или } L = 3\sigma_n$$

Это известное условие обычно называется условием трех сигм.

2.2 Оценка существующих методов назначения полей допусков.

Техническое состояние локомотивов определяет : качество их работы, которое складывается в процессе изготовления и выявляется соответствующим образом под воздействием различных эксплуатационных факторов. Широкий круг проблем в области повышения эффективности и качества использования автономного тягового подвижного состава исследован под руководством Володина А.И., Голубенко А.Л., Кашникова В.Н., Колесника И.К., Коссова Е.Е., Кудряша А.П., Кузнецова В.В., Кузмича В.Д., Лукова Н.М., Павловича Е.С., Стрекопытова В.В., Тартаковского Э.Д., Федорца В.А., Фуфрянского А.Н., Четвергова В.А. и др.

Существенный разброс основных технико-экономических и конструктивных показателей для однородного состава локомотивов в эксплуатации достигает значительной величины. Его принято определять полем допусков и значением соответствующей характеристики.

За пределами этой области функционирования качество локомотива, его основных агрегатов и узлов, уменьшается настолько, что он не выполняет предназначенных задач. Поэтому, назначается область работоспособных состояний локомотива, в которой параметр должен находиться в допустимых пределах.

Однако, в процессе эксплуатации выход параметра за границы работоспособности, т.е. границы допусков, недопустим. Поэтому, для параметров локомотива или его основных агрегатов и узлов должно быть установлено поле допусков с нижней и верхней границами.

Допуски создают запас работоспособности, обеспечивающий при периодическом контроле с профилактическими

(восстановительными) работами безотказную работу локомотива до очередной проверки, а при непрерывном контроле- до возможности выполнения восстановительных работ.

В настоящее время по вопросам, касающимся в той или иной мере допусков параметров локомотивов или его основных узлов и агрегатов, имеется ряд работ, освещающих данную проблему на железнодорожном, автомобильном, авиационном и морском транспорте.

В работе В. В. Стрекопытова рассмотрены вопросы эксплуатационных допусков на параметры элементов энергетической цепи, особенно- систем автоматического регулирования, направленные на увеличение параметрической надежности, увеличение эффективности экономичности локомотивов.

Для определения закона распределения отклонений выходного параметра и установления допусков на элементы системы регулирования использовал метод полюсного направленного графа системы, аналогичного системе полюсных линейных уравнений, выражающих физические свойства элементов системы.

Этот граф-метод хотя и учитывает топологические особенности анализируемой системы и упрощает функциональные зависимости в уравнениях погрешности, в конечном итоге не только приводит к ошибкам в связи с невозможностью точного выбора центра рассеивания отклонений параметра, но и не дает возможности спрогнозировать значение параметра.

А.И. Володиным научно- обоснована система допусков на процессы формирования сборочных единиц тепловозов, обеспечивающая требуемый уровень их качества при выпуске из ремонта в эксплуатации.

Для теоретических расчетов была применена информационно-кибернетическая модель, в которой система технического обслуживания и ремонта служит объединенным регулятором, установленным в обратную связь процесса формирования качества функционирования тепловоза в эксплуатации.

Целесообразность дальнейшей эксплуатации тепловозов, с точки зрения выхода параметров за границы допуска, определяется одномерным временным рядом, описание динамики которого позволяет прогнозировать его будущее значение. Предложенная методика предполагает установление допусков... при ремонте локомотивов и имеет ограниченное применение.

А.В. Михайлов основное внимание уделяет вопросам оценки и установления эксплуатационных допусков. Рассматривает некоторые инженерные способы оценки и установления эксплуатационных допусков по критериям надежности, а также один из возможных способов установления допусков с учетом потерь в радиоэлектронной аппаратуре.

Методика разработана на базе теории вероятности, допуски определяются экспериментально и задачей методики является обеспечение вероятности попадания параметра, как случайной величины, подчиненной нормальному закону распределения в заданные границы допуска.

В.Г. Воробьев, В.Д. Константинов, В.Г. Денисов и др. Рассматривают качество работы авиационного оборудования с точки зрения прогноза качества их статических и динамических выходных характеристик, которые определяются шириной поля допусков и значений соответствующей характеристики.

Математические основы прогнозирования- аппарат численного анализа и теории случайных функции с применением статистических исследований параметров соответствующих объектов.

Ждановский Н.С., Артемьев Ю.Н., Говорущенко Н.Я. рассматривают теоретические вопросы эффективности работы автомобилей в различных условиях эксплуатации, надежность и долговечность автотракторных двигателей, влияние режимов работы, регулировок и условий эксплуатации на надежность двигателей.

В качестве методики принят метод количественной оценки режимов работы автомобиля и его механизмов, аппаратом которой является корреляционный анализ. Задача метода сводится к накоплению экспериментальных данных для статистической корректировки долговечности агрегатов автомобилей.

Васильев В. В., Ханин С.М., Костин А. К., Гиттис В. Ю. исследовали условия эксплуатации морских двигателей различного назначения, обобщили конкретные методы расчета рабочих процессов и предложили рекомендации по улучшению эксплуатационных свойств двигателей морского назначения. Разработали теоретические основы эксплуатации судовых дизелей.

Для исследования работы двигателей на эксплуатационных режимах применялись вероятностно-статистические модели процессов нагружения.

Обзор работ, посвященных проблеме установления допусков, показывает, что отсутствие учета функциональных зависимостей между допусками на элементы и допусками на выходной параметр, законом изменения параметра в эксплуатации, а также его разбросом, заведомо не позволяет обеспечить необходимую $У$ и экономичность ЭУ.

2.3 Оценка влияния вероятностных характеристик распределения параметров в эксплуатации на величину полей допусков.

Из многолетнего опыта эксплуатации локомотивов на железных дорогах СНГ и практики проведения тягово-теплотехнических испытаний с динамометрическим вагоном, где производилась непрерывная, в пределах участка обращения, регистрация параметров ЭУ, известно, что изменение или колебания параметров в эксплуатации, также как и появление отказов, носит случайный характер. Вместе с тем, любая реализация параметров, как случайных функционалов, имеет разброс. Поэтому, для прогнозирования значения контролируемого параметра, необходимо осгн рассматривать вероятную задачу.

При назначении допусков на параметры ЭУ в процессе эксплуатации для первой группы параметров, т.е. таких, которые регистрируются и контролируются, можно воспользоваться аналитическими расчетами, опытными данными, полученными в процессе испытаний, или применить одну из методик или моделей. Для параметров второй и третьей группы, которые не регистрируются в процессе эксплуатации и отклонения (выход за указанные интервалы) которых трудно достоверно определить по внешним признакам, необходима математическая модель, описывающая взаимосвязь случайных функций распределения этих параметров в эксплуатации и связь их с детерминированными зависимостями, которые определяются моделированием процессов ЭУ или опытным путем. В связи с этим в работе разработана модель расчетов эксплуатационных допусков, охватывающая все группы параметров.

В основу разработанной модели положен метод преобразования случайных величин, который позволяет определить любую

случайную функцию распределения параметра (x) ЭУ в эксплуатации путем преобразования другой, связанной с ней, случайной функцией распределения параметра (y) с использованием детерминированных зависимостей между этими функциями ($x=f(y)$ или $y=f(x)$).

Модель обеспечивает решение задачи в прямой и обратной постановке. При известной плотности распределения X или Y и существующей детерминированной зависимости между ними $x=f(y)$ или $y=f(x)$ модель позволяет определить плотность распределения параметров Y или X, соответственно. В обратной постановке задача решается определением детерминированной зависимости между параметрами $x=f(y)$ или $y=f(x)$ при известной плотности распределения параметров Y и X.

Решение задачи сводится к нахождению плотности вероятности $g(y)$ случайной величины Y, при известной плотности $f(x)$

$$\frac{dx}{dy} \quad \text{или}$$

Связь между плотностями вероятностей определяется соотношением:

$$g(y) = f(x) \quad (2.10)$$

Техническое состояние ЭУ в методах прогнозирования оценивается остаточным ресурсом θ , дисперсией остаточного ресурса D_0 и вероятностью безотказной работы $P(t)$. Эти величины для рассматриваемых ЭУ определяются из выражений

$$\theta = \frac{fnp}{\Lambda(t;n)} \quad (2.11)$$

Вероятность безотказной работы определяется соотношением

$$P(t) = \frac{X_{пр} - K_1}{X_{пр} - X(t_n)k_1} \quad \text{при} \quad X_{пр} - X(t_n)k_1 \sim \chi^2_{2n}$$

где $\Phi = -j = \int_{-\infty}^z e^{-t^2} dt$ - функция Лапласа
 $P^* \$$, - табулированная функция;

$$Q = \sum_{i=1}^n \frac{I_i}{nV} \sqrt{\frac{t_i}{t_i - t_i - 1}}$$

Определение значений контролируемого параметра x может осуществляться различным образом в зависимости от имеющихся результатов наблюдений.

Если получены детерминированные данные, то задача прогнозирования формируется следующим образом.

Если контролируемый параметр x ЭУ в момент контроля

.. *п Принял значения $X_0, X(t) = X(t_a)$, необходимо по известным значениям $X(t_i)$ в момент t_i ($i=0,1,2,\dots,n$) в прошлом предсказать значения $x(t_n + j)$ для моментов $t_{n+1} \dots t_{n+m}$ в будущем. Если период между очередными моментами контроля равен DT_k , то прогнозируемый период $T_{пр} = m DT_k$.

При монотонной функций ВД ее математическое представление удобно выразить в виде какой-либо интерполяционной формулы, например, в виде интерполяционной формулы Лагранжа.

$$x(t) = \frac{(t-t_1)(t-t_2)\dots(t-t_n)}{(t_0-t_1)(t_0-t_2)\dots(t_0-t_n)} x(t_0) + \\ + \frac{(t-t_0)(t-t_2)\dots(t-t_n)}{(t_1-t_0)(t_1-t_2)\dots(t_1-t_n)} x(t_1) + \dots + \frac{(t-t_0)(t-t_1)\dots(t-t_{n-1})}{(t_n-t_0)(t_n-t_1)\dots(t_n-t_{n-1})} x(t_n)$$

Для прогнозируемого периода формулу Лагранжа удобно преобразовать к следующему виду

$$x(t) = L_0x(t_0) + L_1x(t_1) + \dots + L_nx(t_n)$$

При этом коэффициенты Лагранжа находятся по формулам

$$L_i = \frac{\prod_{\substack{j=0 \\ j \neq i}}^n (t - t_j)}{\prod_{j=0}^n (t_i - t_j)}$$

$t \sim t$

где $\frac{n+m}{m}$ ДТк - число контролируемых межконтрольных периодов, на которые делится период прогнозирования.

На практике часто характер изменения контролируемого параметра $x(t)$ является сложным, близким к случайному. Поэтому не всегда удается найти аналитическое выражение для базисных полиномов, моделирующих функцию $x(t)$ и пригодных для прогнозирования. В данном случае прогнозирование необходимо рассматривать, как вероятную задачу с учетом распределения параметра.

В большинстве случаев контролируемые параметры ЭУ имеют нормальное распространение с математическим ожиданием Π_X и средним квадратическим отклонением σ_X .

Ограничимся случаем, когда математическое ожидание параметра остается постоянной величиной, а среднее квадратическое отклонение изменяется с течением времени. Тогда распределение выходной характеристики ЭУ, как функции времени имеет вид

$$f(x, t) = \frac{1}{\sigma_X(t)} \exp\left\{-\frac{(x - \Pi_X)^2}{2\sigma_X^2(t)}\right\} \quad (2.12)$$

$$f(x, t) = \frac{1}{\sigma_X(t)} \exp\left\{-\frac{(x - \Pi_X)^2}{2\sigma_X^2(t)}\right\} \quad (2.13^*)$$

Пусть поле допусков симметрично относительно математического ожидания. Учитывая, что функция Лапласа нечетная: $\Phi(-Z) = 1 - \Phi(Z)$ — вероятность расположения выходной характеристики в пределах поля допусков находится по формуле

$$P(t) = \Phi\left(\frac{X_2 - \Pi_X}{\sigma_X(t)}\right) - \Phi\left(\frac{X_1 - \Pi_X}{\sigma_X(t)}\right) \quad (2.14)$$

где

Здесь X_1 и X_2 - минимальное и максимальное допустимые значения выходной характеристики, $X_0 = \Pi_X$

Из последнего соотношения находится среднее квадратическое отклонение

$$\sigma_x(t) = \frac{\Delta x_k}{\sqrt{1 - \frac{P(t)}{2}}} \quad (2.15)$$

где $\phi^{-1}(p(\cdot))$ - символ обратной функции Лапласа, аргументом этой обратной функции является вероятность $P(t)$.

При конкретных вычислениях задается вероятность выхода характеристики за пределы поля допусков для конкретного момента времени $P(t)$ и находится по формуле (2.15). При задании надежности характеристики g_0 , тогда $P(t)=1-g_0$

При изменении определяющего параметра монотонно прогнозируемый допуск характеризуется значением X_y , а предельные параметры характеризуются значениями X^{\wedge} и $X_2, X_j < X_2$.

Если $X < X_j$ или $X < X_2$, то фиксируется отказ ЭУ. При попадании значений параметра в зону прогнозируемых допусков $X_j < X < X_2$ ЭУ подлежит профилактической регулировке или текущему ремонту.

Для расчета прогнозируемого допуска необходимо определить время наработки ЭУ до первого профилактического контроля из условий заданной максимальной допустимой вероятности отказа g_0 , при этом

$$P(T_i)=1-g_0 = e^{-\int_0^{T_i} M(t)dt} \quad (2,16)$$

Интенсивность отказа $\lambda(t)$ удобно представить в виде $\lambda = \lambda_0 e^{et}$

где параметры λ_0 и e необходимо найти из экспериментальных данных.

Тогда

$$\begin{aligned}
 & - \int_0^{T_1} J^2(t) dt T_j \\
 & \int_0^{T_j} J^2(t) dt = - \int_0^T J^2(t) dt = \\
 & = - J^2(t) e^{-\lambda t} \Big|_0^{T_j} = - J^2(T_j) e^{-\lambda T_j} + J^2(0) e^{-\lambda \cdot 0}
 \end{aligned} \tag{2.17}$$

Задав $P(T_1)$, т. е. задав надежность g_{T_1} получим квадратичное уравнение для определения

$$J^2(T_1) + \lambda T_1 J^2(T_1) = 0 \tag{2.18}$$

Из этого уравнения находим T_1 - время между очередными проверками

По истечении периода в зоне прогнозируемых допусков находятся параметры, которые за очередной межконтрольный период T_2 могут выйти за пределы x_2 . За время T_2 выбирается не большее T_1 ($T_2 < T_D$ стандартное для профилактических работ. Можно считать $T_2 = T_p$)

Вероятность отказа ЭУ за время $T_2 + T_1$ находится по формуле

$$Q = 1 - e^{-\lambda(T_1 + T_2)}$$

ИЛИ

$$Q = 1 - e^{-\lambda(T_1 + T_2)} = 1 - e^{-\lambda T_1} e^{-\lambda T_2} = 1 - g_{T_1} g_{T_2} \tag{2.19}$$

Для определения среднего квадратического отклонения используем зависимость

$$\sigma_x = \sqrt{2} \Phi^{-1}(P(T))$$

где $\Phi^{-1}(P(T))$ - функция, обратная к функции

Лапласа,

$P(t)$ - задается

$$P(t) = \frac{1}{2} \left[1 - \exp\left(-\frac{t}{T_1}\right) \right]$$

После этого находим значение прогнозируемого допуска [235, 236, 237]:

$$x_y = \left\{ \Phi^{-1} \left[\Phi \frac{x_2 - m_x}{\sigma_x(T_1) \sqrt{2}} - 2Q \right] \sigma_x(T_1) \sqrt{2} + m_x \right\}$$

Важное значение имеет выяснение взаимосвязи между характеристиками поля допуска, характеристиками рассеивания значений параметров ЭУ и вероятностью того, что значение параметра находится вне границ поля допуска в данный фиксированный момент времени. В данном случае рассматривается только одно вертикальное сечение случайной функции в момент времени t .

При решении практических задач, связанных со случайными величинами, часто оказывается необходимым вычислять вероятность того, что случайная величина примет значение, заключенное в некоторых пределах, например от "а" до "в" [76, 77, 78]. При этом может быть известен закон $F(x)$ распределения значений величины параметра для множества однотипных ЭУ или плотность распределения $f(x)$ в фиксированный момент времени. Если поле допуска

задано и имеет границы от "а" до "в" с координатами Π_a и Π_b и притом известно номинальное значение Π_n тогда $P_{\text{ВЫХ}}$ определяется из уравнения:

$$P_{\text{ВЫХ}} = P\{\Pi_a < \Pi < \Pi_b\} = \int_{\Pi_a}^{\Pi_b} f(\Pi) d\Pi = \frac{\Pi_b + DC - \Gamma}{\Pi_n + DC - \Gamma} - \frac{\Pi_a + DC - \Gamma}{\Pi_n + DC - \Gamma} \quad (2.21)$$

для значения Π параметра Π находящегося в интервале от a до b соответственно вероятность того, что значение параметра Π находится вне границ (a, b) поля допуска равна

$$P_{\text{ВЫХ}} = 1 - P\{\Pi < a \text{ или } \Pi > b\} = 1 - \left[\frac{\Pi_a + DC - \Gamma}{\Pi_n + DC - \Gamma} + \frac{\Pi_b + DC - \Gamma}{\Pi_n + DC - \Gamma} - 1 \right] \quad (2.22)$$

Для односторонних допусков с верхней конечной границей нижний предел интеграла равен $\llcorner a$ для односторонних допусков с нижней конечной границей верхний предел интеграла соответственно равен \heartsuit .

$$P_{\text{ВЫХ}} = P\{\Pi < a \text{ или } \Pi > b\} = \int_a^{\Pi_n + DC - \Gamma} f(\Pi) d\Pi + \int_{\Pi_n + DC - \Gamma}^b f(\Pi) d\Pi \quad (2.23)$$

$$P_{\text{ВЫХ}} = P\{\Pi < a \text{ или } \Pi > b\} = 1 - \int_a^b f(\Pi) d\Pi$$

Исследования проведенные В.Г. Галкиным, В.П. Порамзиным, В.А. Четверговым и др. [78,81] показали, что разброс при большом количестве реализаций случайных величин параметров ЭУ достаточно близко соответствует нормальному закону распределения, что нашло дополнительное подтверждение в результатах, полученных автором настоящей работы при многочисленных испытаниях ЭУ в эксплуатации.

Плотность распределения при нормальном законе определяется выражением

$$f(x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (224)$$

Вычисление вероятности того, что величина параметра μ будет в границах поля допусков при нормальном законе распределения, сводится к задаче вычисления вероятности попадания случайной величины на заданный участок [81, 82]. Вычисления производятся через функции Лапласа с использованием таблиц, г.к. неопределённый интеграл типа $\int e^{-t^2} dt$ не выражается через элементарные функции.

Вероятность того, что значение параметра находится за границами двухстороннего поля допуска, равна:

$$P_{\text{вых.ав}} = 1 - \frac{1}{2} \left[\Phi\left(\frac{\Pi_{\text{H}} + \Delta C + \psi - m_{\Pi}}{\sqrt{2}\sigma_{\Pi}}\right) - \Phi\left(\frac{\Pi_{\text{H}} + \Delta C - \psi - m_{\Pi}}{\sqrt{2}\sigma_{\Pi}}\right) \right] \quad (2.25)$$

Здесь $\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-t^2/2} dt$

С учётом обозначения $Y_c = \frac{\gamma_c + \psi}{\sigma_{\Pi} \sqrt{2}}$ ~ ~ это выражение можно записать

$$P_{\text{вых.ав}} = 1 - \frac{1}{2} \left[\Phi\left(\frac{\gamma_c + \psi}{\sigma_{\Pi} \sqrt{2}}\right) - \Phi\left(\frac{\gamma_c - \psi}{\sigma_{\Pi} \sqrt{2}}\right) \right] \quad (2.26)$$

При симметричном допуске относительного значения $\psi = 0$ вероятность $P_{\text{вых.ав}}$ будет равна

$$P_{\text{вых.ав}} = 1 - \frac{1}{2} \left[\Phi \left(\frac{\Pi_n - m_{\Pi} + \psi}{\sigma_{\Pi} \sqrt{2}} \right) - \Phi \left(\frac{\Pi_n - m_{\Pi} - \psi}{\sigma_{\Pi} \sqrt{2}} \right) \right] \quad (2.27)$$

Если математическое ожидание совпадает с номинальным значением $\langle m_{\Pi} \sim \Pi_a \rangle$ при симметричном допуске

$$P_{\text{вых.ав}} = 1 - \Phi \left(\frac{\psi}{\sigma_{\Pi}} \right) \quad (2.28)$$

Для односторонних допусков с верхней границей вероятность того, что значение параметра Π находится за границей поля допуска, определяется по формуле

$$P_{\text{вых.ав}} = P \{ \Pi \geq \Pi_s \} = 1 - \frac{1}{2} \left[\Phi \left(\frac{\Pi_n + \psi_s - m_{\Pi}}{\sigma_{\Pi} \sqrt{2}} \right) - \Phi \left(\frac{-\infty - m_{\Pi}}{\sigma_{\Pi} \sqrt{2}} \right) \right] \quad (2.29)$$

Учитывая, что $\int_{-\infty}^{\infty} \Phi(x) dx = 1$ и $\Phi(-x) = 1 - \Phi(x)$ получим

$$P_{\text{вых.ав}} = \left[1 + \Phi \left(\frac{\gamma - \psi_s}{\sigma_{\Pi} \sqrt{2}} \right) \right] \quad (2.30)$$

Аналогично для допусков с нижней границей вероятность того, что значение параметра Π находится за границей (а) поля допуска

$$P_{\text{вых.ав}} = P \{ \Pi \leq \Pi_a \} = \frac{1}{2} \left[1 - \Phi \left(\frac{\gamma - \psi_a}{\sigma_{\Pi} \sqrt{2}} \right) \right] \quad (2.31)$$

На рис.2.3 приведена зависимость изменения зазора в шатунных подшипниках дизеля 10Д100 от пробега. Выходным параметром является допустимый зазор в сочленении, который равен 0.12-0.30 мм при выпуске тепловозов из текущих ремонтов ТР2 и ТР3, браковочный размер равен 0.35 мм / 75 /. По классификации / 75 / это симметричный допуск, вынесенный вниз, для которого ДС = -0Д15£ О ; Пс(0,235) Пд(0.35); У=0.115. При пробеге тепловоза 500 тыс.км

Зависимость изменения зазоров в шатунных подшипниках дизеля ЮД100 от пробега

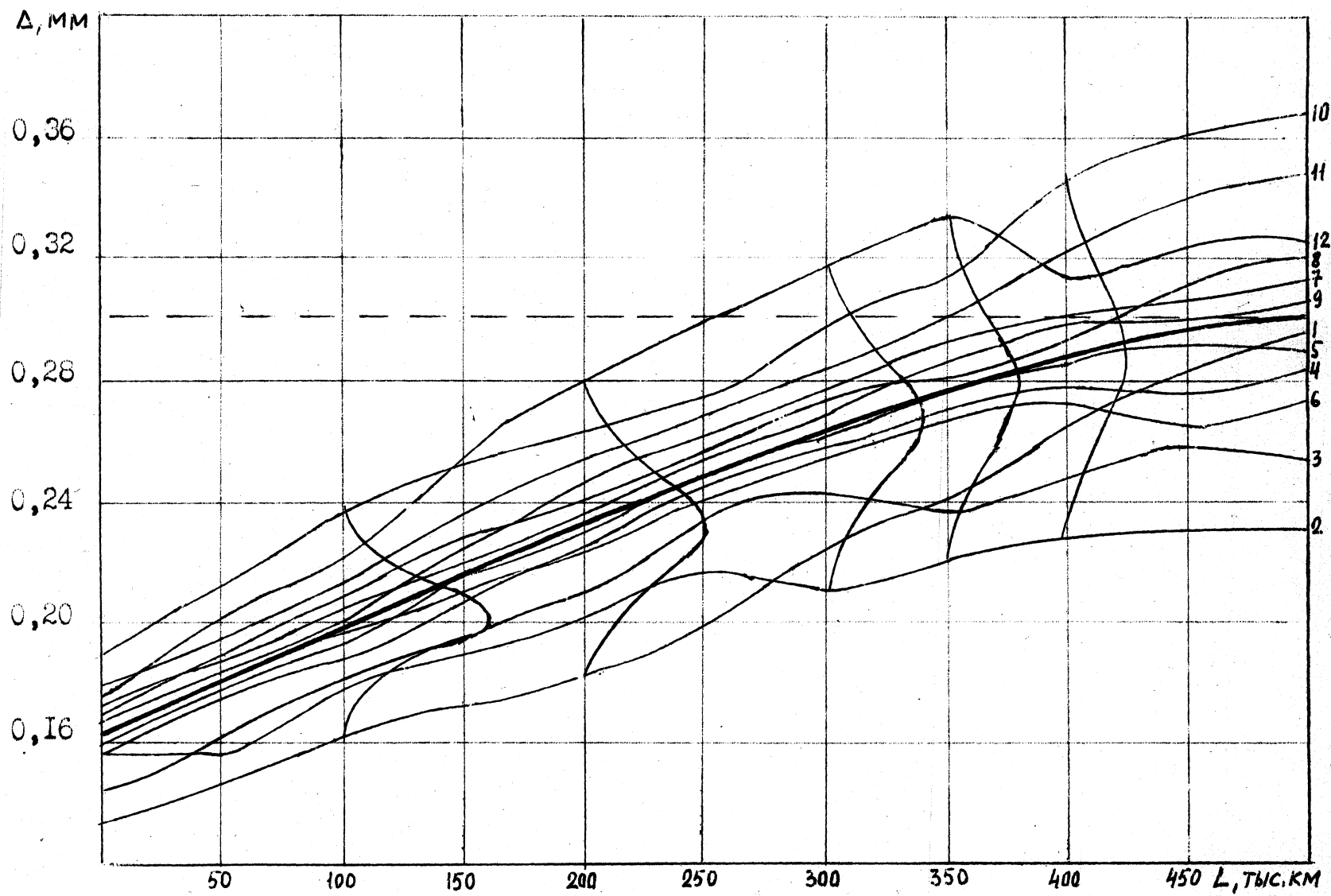


Рис. 2.3

для зазора $L = 0,30$ мм вероятность того, что значение параметра A находится вне границ (а), (в), поля допуска $P_{вых.ас} = 0.775$ при $\sigma = 0.09$ и для зазора $A = 0.35$ мм $P_{вых.ас} = 0.105$ при $\sigma = 0.115$. Очевидно, что чем больше среднее квадратичное отклонение, тем меньше вероятность нахождения параметра A в границах поля допуска. С увеличением V' вероятность того, что значение параметра A находится вне границ L , в поле допуска уменьшается.

На рис.2.4 приведена зависимость износа вкладышей дизеля 10Д100 от пробега. Для этой зависимости допуск классифицируется как односторонний с верхней границей σ для которого $AS = \sigma$, $Y_e = \sigma \cdot Ya \sim J$ и при $П_в = П_н = 150$ мкм. Вероятность нахождения параметра S вне границы поля допуска $P_{вых.ас} = 0$, при пробеге 500 тыс.км.

Если известен закон распределения P или плотность распределения и задана допустимая вероятность $P_{жс}$ того, что значение параметра $П$ может быть вне границ поля допуска (а, в), то при возникновении необходимости определения таких характеристик поля допуска, вероятность которых $P_{вых.ас}$ не превышала бы « σ тудеж » некоторой допустимой величины, на практике используется графо-аналитический способ расчета с помощью номограмм / 75 /. Номограмма рис. 25 для двухсторонних допусков строится по уравнению (2.14) и для односторонних допусков рис.26 по формулам (2.18 и 2.19). Построение номограмм следующее: Для двухсторонних допусков по оси ординат нанесены значения величины половины поля допусков, нормированной к среднему квадратичному

Зависимость износа коренных вкладышей дизеля ЮД100 от пробега

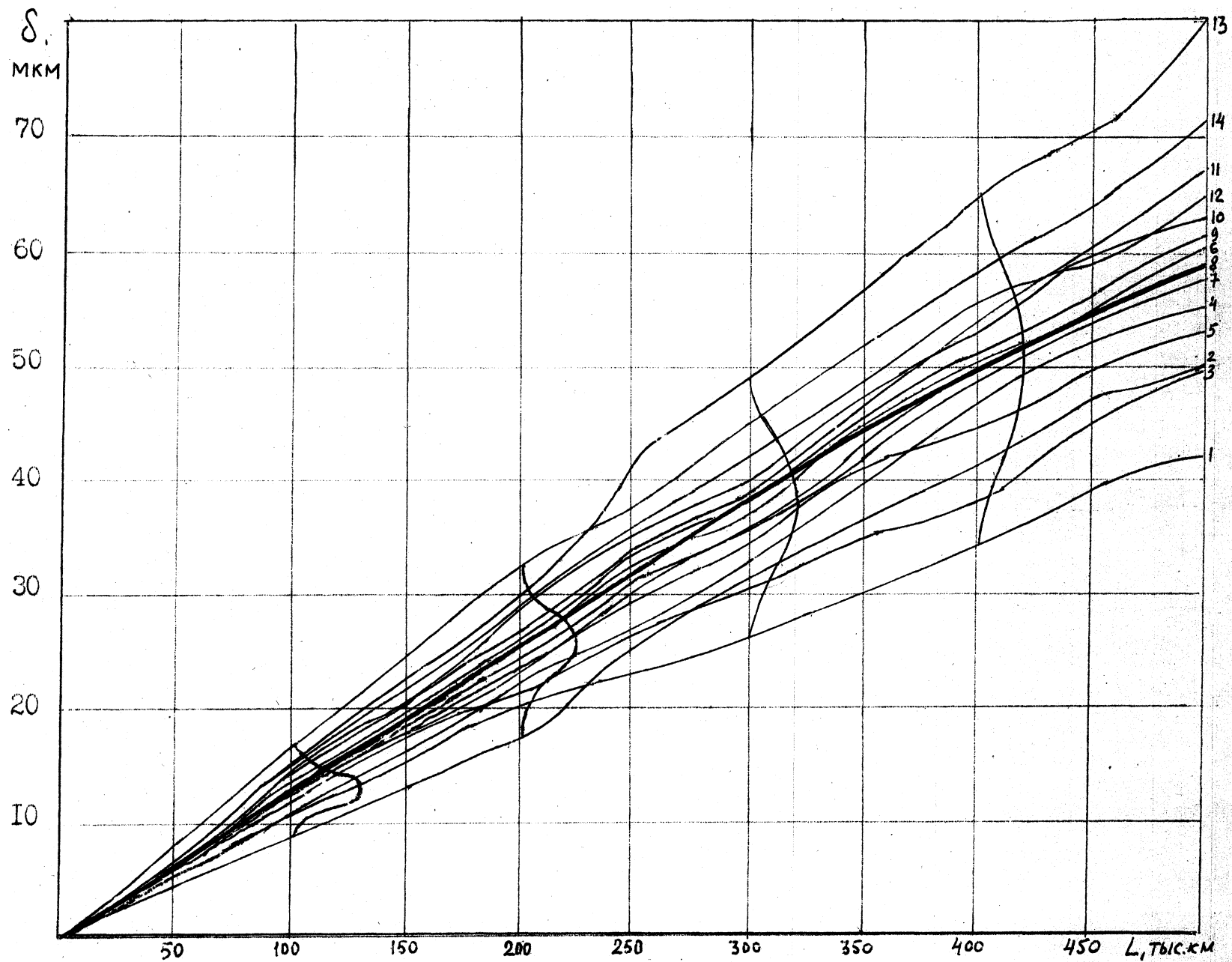


Рис. 2.4

отклонению сгп- , а по оси абсцисс - абсолютные значения величины $7c|$, также нормированной к $вд$ т.е. нанесены зависимости

для различных уровней $P_{вых.ав}$ от 0.001 до 0.5.

Для односторонних допусков по оси ординат нанесены значения и нормированные к среднему квадратичному отклонению Од по оси абсцисс. Значения / также нормированные к .На номограмме нанесены зависимости

Для пучка реализаций эксплуатационных значений мощности ЭУ (см. рис. 5) для сечения №6 (25 мм) математическое ожидание $=693$ кВт среднеквадратическое отклонение $\hat{<}=546$ кВт. По ограничительным характеристикам (верхней и нижней) завода-изготовителя ограничение мощности по всей тепловозной характеристике $N_{ea} = 200$ кВт, $N_{eB} = 1780$ кВт. При двухстороннем допуске $\hat{<}=990$ кВт, $\hat{<}с=990$ кВт. По расчёту $P_{9Vtxae} = 0.11$ и $Ч^p = 982$ кВт. Как видно, V и ϕp практически совпадают.

Как уже отмечалось выше, к выходным параметрам ЭУ относятся параметры третьей группы (табл.2.2) $N_{e,n,g_e,B_4 f}$ на которые в свою очередь влияют параметры второй и первой группы. К ним относятся выходные параметры различных систем и агрегатов . ЭУ. Если величины выходных параметров систем и агрегатов д равны своим номинальным значениям Π_{ni} , то величина выходного параметра ЭУ CO также равна некоторому номинальному значению

Номограмма зависимостей $\frac{\Psi}{\sigma_{Ne}}$ для двусторонних допусков $\pm e$

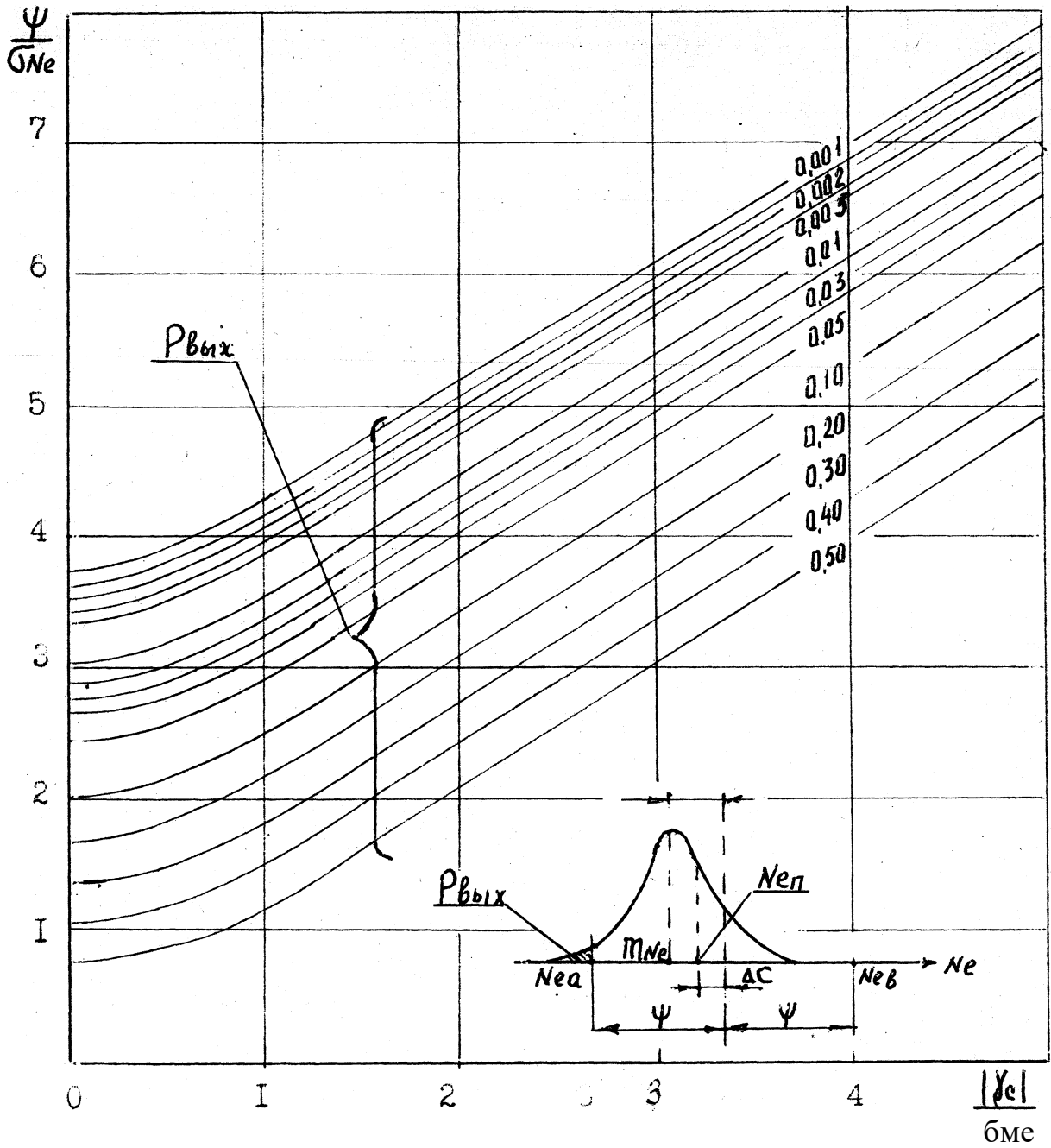


Рис. 2.9

$$\phi = \phi(\Pi_i), \dots i=1, 2, \dots, n$$

Однако, в эксплуатации реальные значения Π параметра p не соответствуют своим номинальным значениям Π_{ni} , а; вследствие случайных воздействий, равны

$$\Pi = \Pi_K + \Delta\Pi,$$

Значение параметра op в этом случае равно

$$\phi(\Pi_i) = \phi(\Pi_{ni} + \Delta\Pi_i) \quad i=1, 2, 3, \dots, n$$

Значение Π и в отличие от Π_{ni} и 0^{\wedge} являются случайными величинами. Случайное отклонение значения выходного параметра от своего номинального значения равно

$$\Delta = \phi(\Pi_{ni} + \Delta\Pi_i) - \phi(\Pi_{ni})$$

Разлагая правую часть этого выражения в ряд Тейлора, отбрасывая слагаемое с $\Delta\Pi \cdot$ степени выше первой, т.е. линеаризуя правую часть полученного равенства по величине $\Delta\Pi$, получаем

$$\begin{aligned} & \ll A_t \quad n \\ & = \sum_{i=1}^n \frac{\partial \phi}{\partial \Pi_i} \Delta\Pi_i \quad (2.32) \end{aligned}$$

Эта формула является основным уравнением взаимосвязи ошибки выходного параметра с ошибкой первичных показателей.

Вывод и более строгое обоснование этого уравнения имеется в работах академика Н.Г. Бруевича по теории точности (79,80).

Коэффициенты $L \sim \frac{\partial \phi}{\partial \Pi_i} \cdot dt$) определяют степень влияния ошибок

на ошибку выходного параметра, т.е. фактически являются коэффициентами влияния.

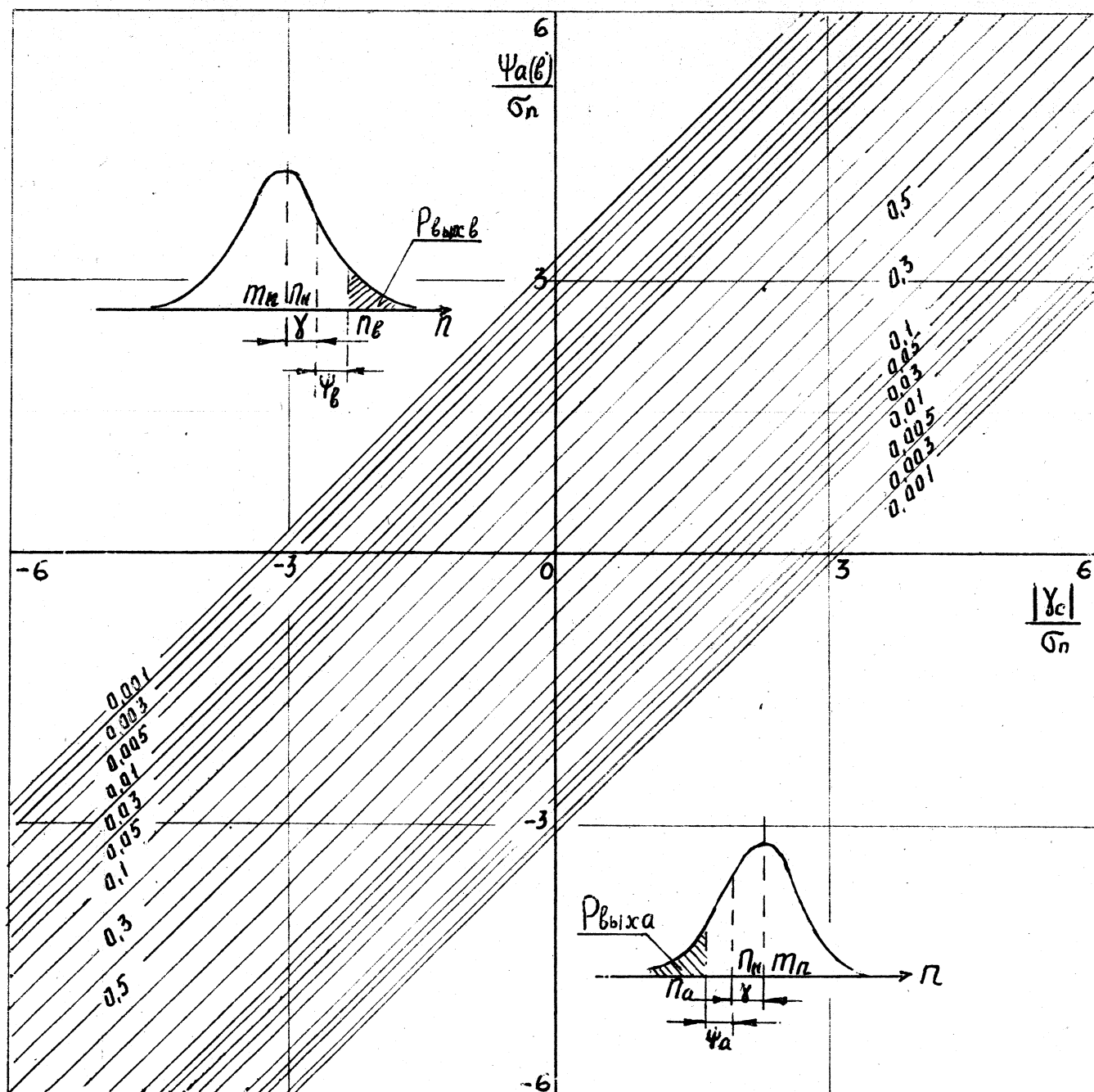


Рис. 2.6

Связь между характеристиками допусков на параметры и Π ; или величиной поля рассеивания значения параметра определяется зависимостями между характеристиками распределения G ? и тт.

Для нормального закона распределения случайных значений ДП μ параметра $T\Gamma$ равны

$$D\sigma = \Pi_r \Pi_k$$

координата математического ожидания $Y;=0$

Если поле рассеивания значений параметра Π ; принять равным $2^{\wedge} = 60^{\wedge}$ или практически предельное отклонение значения σ от нормального значения Π_{ni} равно $X_T=3\sigma$ $1 >^{\text{то}}$ вероятность

$$P\{|L\Pi_i| > |X_{ni}|\} <: 0,0027$$

В силу симметрии функции плотности нормального распределения координата середины поля рассеивания Π_{ci} (рис²) совпадает с математическим ожиданием m_{ni} , а так как $y^{\wedge}0$, то и номинальным значением Π_{ni} .

Случайное отклонение является суммой случайных величин A и ДП Γ . Следовательно, закон распределения значений A^{\wedge} является композицией законов распределения случайных отклонений σ . Из теории вероятностей известно (78), что при композиции n нормальных законов распределений результирующий закон также будет нормальным с параметрами

$$1=1 \quad 1=1$$

Отсюда следует, что поле рассеивания значений параметра op равно $= 6 < T_{\phi}$, а практически предельное отклонение значений

параметра от математического ожидания будет определяться формулой

$$k = \Lambda \varphi^{2\Lambda} \text{ и } = | \text{й} \varphi^{2\Lambda} \text{ - } < 2-33)$$

2.4 Математическая модель для прогнозирования границ изменения энергетических параметров в процессе эксплуатации ЭУ

Несмотря на большое количество исследований (26,83-88, 90-92), посвященных разработке математических моделей тепловых двигателей, отличающихся постановкой задач, структурой и степенью детализации процессов и другими особенностями, в настоящее время не существует окончательно сложившейся теории и метода моделирования работы локомотивных энергетических установок с целью прогнозирования границ изменения энергетических параметров в процессе эксплуатации.

Для построения математической модели энергетической установки полагают справедливыми следующие общепринятые допущения (93-97):

- все протекающие в установке процессы обратимы и равновесны;
- одновременность изменения параметров рабочего тела по всему контрольному объему;
- рабочее тело рассматривается как сплошная гомогенная среда, состоящая из смеси чистого воздуха и чистых продуктов сгорания топлива, которое обладает свойствами идеального газа;
- течение газа в каналах одномерное изоэнтропное;

- для описания течения в каждый момент времени могут быть использованы зависимости для установившегося потока газа;

- коэффициенты расхода, полученные при стационарных продувках, можно использовать для определения неустановившихся массовых потоков;

- течение газа через канал сложной геометрии может рассматриваться как течение через простое круглое отверстие без трения, которое имеет эквивалентную площадь проходного сечения;

- при изобарной системе наддува колебаниями давления во впускном и выпускном ресиверах пренебрегают.

При исследованиях и расчетах теплового баланса и теплонапряженности поршней и втулок цилиндров ряд авторов учитывают тепловыделения от трения поршневой группы (98-101). В некоторых исследованиях эта теплота не учитывается (102,104), или учитывается частично (103, 105).

Однако, анализ исследований ряда авторов показывает, что теплоту, полученную от трения в цилиндро-поршневой группе целесообразно учитывать также и при расчете рабочего процесса в цилиндре двигателя.

Учет этой теплоты хотя и не изменяет характера температурного поля однако повышает температуры в разных точках поршня и втулки цилиндра.

Изменения теплофизических свойств смазочного масла в результате дополнительного повышения температуры от трения в зонах контактов движущихся узлов ЭУ может привести к значительному уменьшению толщины масляной пленки или ее разрыву, учитывая это в приведенной математической модели при

расчете рабочего процесса учитывается теплота, образованная в процессе трения поршня о втулку цилиндра (101, 106, 107-109).

Существенное различие физических процессов рабочего цикла ЭУ выдвигает необходимость и рациональность их отдельного описания.

С учетом принятых ранее допущений процессы на участке сжатия, сгорания и расширения газов в цилиндре описываются на основании законов сохранения энергии и массы, обобщенных на случай переменной по величине и химическому составу массы рабочего тела и уравнения состояния газа:

$$\begin{aligned}
 & \frac{dQ_{\text{тр}}}{dt} - \frac{dQ_{\text{сж}}}{dt} - \frac{dQ_{\text{рас}}}{dt} - \frac{dQ_{\text{н}}}{dt} = \frac{dC_v}{dm} \frac{dR}{dm} \\
 & - i_a \frac{dm_{\text{вт}}}{d\phi} - P_{\text{ц}} \left(\frac{1}{C_v} \frac{dC_v}{dm} - \frac{1}{R} \frac{dR}{dm} \right); \\
 & \frac{1}{dt} \frac{dQ_{\text{тр}}}{C_m} - \frac{dQ_{\text{сж}}}{dt} - \frac{dQ_{\text{рас}}}{dt} - \frac{dQ_{\text{н}}}{dt} = \frac{de}{dt}; \\
 & \hspace{15em} (2.35)
 \end{aligned}$$

$$\frac{dQ_{\text{тр}}}{dt} \hspace{15em} (2.36)$$

Количество тепла, выделяющегося при сгорании топлива, определяется его низшей теплотворной способностью и скоростью сгорания

$$\frac{dQ_{\text{тр}}}{dt} \hspace{15em} (2.37)$$

Количество теплоты, затрачиваемое на подогрев и испарение впрыскиваемого топлива, приблизительно определяется уравнением

$$\frac{Q_{исп}}{d(p)} = \frac{m_{оп}}{d < p} \quad (2.38)$$

Уравнение (238) получено из условия, что в процессе впрыска скорость поступления топлива, часть которого мгновенно испаряется и нагревается до температуры заряда цилиндра $T_{ц}$.

Учет количества тепла, затрачиваемого на диссоциацию продуктов сгорания, представляет собой самостоятельную сложную задачу. Однако, следует заметить, что при температурах и давлениях, имеющих место в цилиндрах современных двигателей

составляющая весьма мала и ею, в большинстве случаев, можно пренебречь без особого ущерба для точности расчетов.

Текущий объем цилиндра и его изменение

$$V = \frac{V_{max}}{4} \left(1 + 0,5(1 - \cos 0,52 \sin^2 \varphi) \right) \quad (2.39)$$

$$\frac{dV}{d\varphi} = 0,006854 D y S_{max} \sin^2 \varphi \quad (2.40)$$

Теплоемкость переменной по химическому составу массы рабочего тела

$$C_p = (1 - \gamma) C_{v,г} + \gamma C_{v,г} \quad (2.41)$$

$$\frac{dC_p}{d\varphi} = \frac{dC_{v,г}}{d\varphi} + \gamma \frac{dC_{v,г}}{d\varphi} + (C_{v,г} - C_{v,г}) \frac{d\gamma}{d\varphi}$$

где $\alpha = \frac{m_{\text{ч}}}{m_{\text{г}}}$ - доля "чистых" продуктов сгорания топлива в

общей массе газов в цилиндре;

$C_{\text{вгв}}$ - теплоемкость воздуха;

$C_{\text{вотс}}$ - теплоемкость "чистых" продуктов сгорания топлива.

Аппроксимируя зависимость истинной теплоемкости от температуры квадратичной параболой, получим

$$C_{\text{гга}} = 0,62614 + 2,8058 \cdot 10^{-4} T_{\text{ц}} - 5,5601 \cdot 10^{-8} T_{\text{ц}}^2$$

$$C_{\text{вшс}} = 0,64732 + 4,049 \cdot 10^{-4} T_{\text{ц}} - 8,2769 \cdot 10^{-8} T_{\text{ц}}^2$$

$$= 2,8058 \cdot 10^{-4} - 11,1202 \cdot 10^{-8} T_{\text{ц}}^2$$

$$= 4,049 \cdot 10^{-4} - 16,5538 \cdot 10^{-8} T_{\text{ц}}^2$$

Газовая постоянная смеси газов

$$R = (1 - \alpha) R_{\text{в}} + \alpha R_{\text{гс}}$$

$$\frac{dR}{dT} = \alpha (R_{\text{гс}} - R_{\text{в}})$$

где R - газовая постоянная воздуха;

$R_{\text{гс}}$ - газовая постоянная "чистых" продуктов сгорания.

Тепло, расходуемое на теплообмен с внешней средой

$dQ_{\text{в}}$

определяется

$$dQ_{\text{в}} = dQ_{\text{г3}} + dQ_{\text{н}} + dQ_{\text{кп}} \quad (2.42)$$

где dQ_{t3} , $dQ_n, dQ_{кр}$ -учитывают теплообмен между газами и соответственно гильзой, поршнем и крышкой.

В общем случае составляющие уравнения (39) представляются в виде

$$dQ(r,f)=ag(r,f)[T_a(r)- T_{,,(r,f)}]dfdr \quad (2.43)$$

Рассчитывать внешний теплообмен по уравнению (2.43) не представляется возможным, поскольку отсутствует зависимость коэффициента от времени и координат элементарной площадки df на поверхности стенок рабочей полости, а математическое описание поля температур стенки рабочей полости в функции времени чрезвычайно сложно.

В общем случае для определения $T_{ст}(r,f)$ необходимо решение уравнения теплопроводности с граничными уравнениями третьего рода на внутренней поверхности (теплообмен с рабочей средой) и внешней поверхности (теплообмен с охлаждающей средой) стенки рабочей полости цилиндра, причем, аналитическое решение этой задачи из-за сложности конфигурации цилиндра, невозможно.

Существенное упрощение математической модели достигается заменой локальных значений коэффициентов теплопередачи и температур стенок $T_{ст}$ их осредненными по поверхности значениями:

средняя температура поверхности зеркала цилиндра

$$T_{\tau^3_{cp}} = \frac{\int_{\tau^3} T_{\tau^3(f)} df}{\int_{\tau^3} (\tau)} \quad (2.44)$$

средняя температура поверхности поршня

пер &

средняя температура поверхности крышки

$$\frac{f_{ij} T_{кр} C Q_{df}}{T_{кр, ср. 7} I_{-кр}}$$

Следует отметить, что осреднение температур поверхности гильзы производится в каждый момент времени или в функции хода поршня.

Осреднение по поверхности выделенных элементов значения коэффициентов теплопередачи $\alpha_{гз} \Delta i_{гз} \eta_{пр}$ принимаются на основании экспериментальных зависимостей (197).

После принятых допущений уравнение (2.43) для выделенных поверхностей может быть представлено в виде:

для гильзы

$$dQ_{гз} = \alpha_{гз} \Delta i_{гз} \eta_{пр} F_{гз} dt$$

для поршня

$$\alpha_{пж} \Delta i_{пж} \eta_{пр} F_{пж} dt = W_{oi} \quad (2.45)$$

для крышки

$$dQ_{к0} = \alpha_{к0} \Delta i_{к0} F_{к0} dt$$

На участке сгорания ($p_{нсг} < p < p_{кст}$) к конвективным составляющим теплообмена уравнения (2.43) необходимо добавить составляющие ■ лучистого теплообмена, которое в общем случае определяется уравнением Стефана-Больцмана

$$q_{л} = \epsilon_{ст} \sigma (T_{ст}^4 - T_{пл}^4) \quad (2.46)$$

где $\epsilon_{ст}$ и $\epsilon_{пл}$ - степень черноты стенки и пламени, при ЭТОМ $\epsilon_{пл} = 0$
 ПРИ $p_{нсг} < p < p_{кст}$

ϵT_0 -коэффициент излучения абсолютно, черного тела.

Температуру пламени можно принимать постоянной для данного вида топлива.

Наиболее сложной задачей при моделировании теплообмена в цилиндре является определение усредненных температур поверхностей. Накопленный опыт показывает, что температуры отдельных поверхностей рабочей полости цилиндра в общем случае непостоянны по поверхности выбранного элемента и зависят от режима работы двигателя, от геометрических параметров цилиндра, способа и режима охлаждения, химического состава газа, конструкции цилиндра и ряда других факторов. Степень влияния отдельных факторов на температурные поля элементов весьма различна.

При расчете теплообмена усредненные по поверхности температуры элементов рабочей полости задаются на основании экспериментальных данных (197).

Смена рабочего тела в цилиндре, в общем случае, сопровождается его опорожнением, продувкой и наполнением свежим зарядом,

Энергия, которой обладает масса газа в цилиндре, составляет $(\rho_{ц} V_{ц} C_p T_{ц})$, а ее изменение $d(\rho_{ц} V_{ц} C_{vu} T_{ц})$ равно разности между энергиями вносимой в цилиндр потоком из впускного ресивера $M_{вх} C_{ps} T_g dT_{г}$ выносимой из него в выпускной коллектор $\rho_{ц} V_{ц} C_p T_{ц} < T_{г}$, то, учитывая энергию подводимую к рабочему телу за счет перемещения поршня и теплообмена со стенками цилиндра, получим

$$d(\rho_{ц} V_{ц} C_{vu} T_{ц}) + p_{ц} dV_{ц} + dQ_w = M_{вх} C_{ps} T_g dT_{г} - M_{сб} C_{p, J} dT_{г} \quad (2.47)$$

После преобразований (3.14) с учетом, что

$$\hat{d}T_{,,+T_B d^{\wedge}} = |dZ_{V4}^{dR} \quad (2.48)$$

получим

$$— = \frac{—}{dp} \frac{(M^{\wedge} C^{\wedge} T_{,,} - M^{\wedge} C_{TO} V_u p^{\wedge}, T_{,,})}{c_{ra} V_{,,} dp c_{7,,}} \cdot d^{\wedge} bt - (1 —$$

$$\diamond P_{\Pi} \diamond \frac{dV_u P_{\Pi}}{V_u dp} * \frac{P_{\Pi}}{C_{y\Pi}} + P_{\Pi} * \frac{dR}{R dp}$$

(2.49)

Температура газа в цилиндре определяется уравнением состояния

$$\frac{P}{T} = \frac{P_{\Pi}}{T} \frac{V}{V_{\Pi}}$$

а его масса

$$\hat{a} = \pm (M_{\max} - M_{\text{выл}}) \quad (2.50)$$

воздуха из впускного ресивера M_B и возможного заброса газов из выпускного коллектора M_{3T}

$$M_{BX} = M_B + M_3$$

Массовый поток газа из цилиндра состоит из потока газа в выпускной коллектор $M_{\text{выл}}$ и возможного заброса газов во впускной ресивер

$$M_x = M'_{x\Delta} - M''_{1\Delta+}$$

Массовый расход газа определяется по формуле истечения

$$\frac{1}{k-1} \frac{2k P_i^2}{k-1 R T_i} \sqrt{\left(\frac{P_j}{P_i}\right)^{\frac{2}{k}} - \frac{P_j}{P_i}} \quad (2.51)$$

где индекс "i" обозначает среду из которой осуществляется истечение, а "j" - в которую происходит истечение в случае, если имеет место за критическое истечение, т.е.

При установлении режима работы двигателя изменения энергии газа в выпускном коллекторе

$$d(\rho \cdot C_p \cdot T) = M \cdot C_p \cdot T \cdot dr \quad (2.52)$$

Интегрируя (2.52) в предположении, что $T \cdot r = \text{const}$, для температуры газа в выпускном ресивере получим

$$\frac{I_{\text{ВЫП}}^{M \cdot C_p \cdot T_c(i)} \cdot r^{\gamma}}{M \cdot C_p \cdot T_c(i)^{\gamma}}$$

И

$$\frac{J_{\text{ВЫП}}}{I_{\text{ВЫП}}^{M \cdot C_p \cdot T_c(i)} \cdot r^{\gamma}} \quad (2.53)$$

Подставляя (M²) в (2.53) получим

$$T_c(i) \cdot \frac{I_{\text{ВЫП}}^{M \cdot C_p \cdot T_c(i)} \cdot r^{\gamma}}{M \cdot C_p \cdot T_c(i)^{\gamma}}$$

Согласно формуле истечения газа из выпускного коллектора через турбину

$$M_{T_0} = \frac{P_{T_0} \cdot V_{KT}}{P_{T_0} \cdot \frac{P_{T_0}^*}{P_{T_0}} \cdot \frac{1}{\gamma - 1}} \quad (2.54)$$

Разрешая (2.54) относительно давления в выпускном коллекторе, получим

$$P_{T_0}^* = \frac{5 + (\gamma - 1) \frac{P_{T_0}}{P_{T_0}^*}}{\gamma - 1} \quad (2.55)$$

где массовый поток газа через турбину определяется по уравнению (2.53).

При воздухообеспечении двигателя от автономного турбокомпрессора давление во впускном ресивере определяется балансом мощности турбины и компрессора и потерями давления в воздушном фильтре и охладителя наддувочного воздуха

$$P_S = (P_0 - \Delta P_{\text{ф}}) \cdot \frac{P_{T_0}}{P_{T_0}^*} \cdot \frac{1}{\gamma - 1} \quad (2.56)$$

$$\text{где } \frac{P_{T_0}}{P_{T_0}^*} = \frac{1 + \frac{\gamma - 1}{2} \frac{V_{KT}}{a_{T_0}}}{1 + \frac{\gamma - 1}{2} \frac{V_{KT}}{a_{T_0}}}$$

Температура воздуха в ресивере зависит от охлаждающей способности охладителя

$$T_S = T_0 [1 + \frac{1}{\gamma - 1} (1 - E)]$$

где E - коэффициент эффективности охладителя наддувочного воздуха.

Утечка рабочего тела из цилиндра через неплотности поршневых колец неустойчивый характер.

На основании закона сохранения энергии, получим

$$d(p_1 v_1 c_{v1} T_1) = M_{BbK1} C_p T^{\Gamma} - M_{BbK1} C_p T^{\Gamma} \\ d(p_2 v_2 c_{v2} T_2) = M_{BbK1} C_p T^{\Gamma} - M_{BbK2} C_p T_2^{\Gamma} \quad (2.57)$$

$$d(p_i v_i c_{vi} T_i) = M C T^{\Gamma} dr - M C T df$$

где индексы 1,2,...,i- обозначают номера полостей между поршневыми кольцами.

После преобразований (2.57) с учетом уравнения состояния газа в полостях. Будет иметь

$$dP_a \sim \frac{R}{6n C_{vi} V_j} (M_{BbK1} C_p T_{11} - M_{BbK2} C_p T_{22}) \\ dP_2 \sim \frac{R}{6n C_{v2} V_2^2} (M_{BbK1} C_p T_{11} - M_{BbK2} C_p T_{22}) \quad (2.58)$$

$$dP_j \sim \frac{R}{6n C_v V_i} (M_{BbK1} C_p T_{11} - M_{BbK2} C_p T_{22})$$

Утечки из цилиндра и изменение массы рабочего тела в полостях

$$\frac{dm_{r1}}{dt} = 6\pi R X$$

$$\frac{dm_1}{dt} = 6n (M_{BbK1} - M_{BbK2})$$

$$\frac{dm_2}{dt} = 6n (M_{BbK1} - M_{BbK2})$$

$$\frac{dm_j}{dt} = 6n (M_{BbK1} - M_{BbK2})$$

Температура газа в полостях

$$n^{\wedge}R. r_{m2}R \dots\dots\dots \tau_{=PiYk} \quad ' \quad m_jR \quad (2.59)$$

Результаты экспериментальных исследований ЭУ Д49 на КПЗ показали, что в результате тепловыделения от трения влияют на тепловой баланс поршня.

В таблице 2.2 приведен тепловой баланс поршня дизеля ЧН26/26 из алюминиевого сплава АК4 на режиме $n=16,6$ с и $P_e=1,5$ МПа (109). Коэффициент теплоотдачи от газа к днищу поршня подсчитывается по формуле Эйхельберга

$$\alpha = 2,1 \cdot n^{\wedge} \cdot T^{\wedge} \cdot C_m \quad (2.60)$$

а

где P - текущее давление в цилиндре;

T - текущая температура в цилиндре;

C_m - скорость поршня.

Коэффициент теплоотдачи от газа к боковой поверхности поршня выше первого компрессионного кольца определяется исходя из рекомендаций Б.Я. Гинсбурга (110). Коэффициент теплоотдачи от поршня к маслотовоздушной эмульсии в картере принимается согласно данным Г. Б. Розенблита, что соответствует охлаждению поршня струей масла (116). Распределение тепловых потоков от трения поршня о цилиндр принимается согласно гипотезе А.Ф. Шеховцова (101). Если известно среднее давление механических

потерь $P_{тр}$, то количество выделяемой теплоты равно

$$Q_{тр} = \dots V_h n P_{тр}$$

р

Если потери на трение поршневого кольца $P_{трк}$, а высота

h

поверхности контакта кольца и цилиндра k , то удельное тепловыделение на поверхности контакта площадью равно

Тепловой балансе поршня

Таблица

КОЛИЧЕСТВО ТЕПЛА	Без учета трения	С учетом трения
	кДж т	<u>кДж</u> т
1.Подведено от камеры сгорания к днищу	46830	45360
2.Подведено от газов к боковой поверхности головки	8652	7980
3.Выделено от трения колец	-	1688
4.Выщелено от трения тронка	-	21126
5.Выделено от поршня через 1 компрессионное кольцо	-2226	-210
6.Выщелено от перемычки между 1 и 2 кольцом	-798	9282
7.Отведено от поршня через 2 компрессионное кольцо	-1722	-420
8.Отведено от перемычки между 2 и 3 компрес, кольцами	-17304	-20328
9.Отведено от поршня через 3 копрес. 'кольцо	-1344	-126
10. Отведено от поршня через боковую поверхность тронка	-17640	-13314
П.Отведено от поршня в масло через картерные газы	-14448	-18900
П.Отведено во втулку от всех компрес, колец (ЗН5НВ)	-5292	-16800
13.Отведено во втулку от боковой поверхности поршня (4)+(6)+(8)+(10)	-357442	-55650
14.Всего отведено (11)+(12)+(13)	-55524	-91350

$$8,79 \cdot 10^4$$

$$T h_k$$

D_k

Потери на трение, тронка ^{трю} дают тепловыделение на опорной поверхности тронка высотой ^ю и шириной ю

Среднее давление механических потерь, приведенное к наружной цилиндрической поверхности кольцо определяется на основании работ (122, 123, 124, 125, 126, 127)

$$\frac{C_{\text{трю}}}{k_2} P \left(\frac{P_{\text{г}}}{P} - H P_{\text{у}} - f W - P_j \right)$$

(2.61)

где P- давление газов в цилиндре;

P_у- удельное давление от сил упругости кольца;

P_ж- сила инерции возвратно-поступательного движения масс;

d - наружный диаметр кольца;

в- радиальная толщина кольца;

f₂-коэффициент трения между кольцом и втулкой;

f₁- коэффициент трения между кольцом и поршнем;

k₂- коэффициент, учитывающий давление газов в заколочном пространстве;

k₁- коэффициент, учитывающий давление газов в надколечном пространстве.

Среднее давление механических потерь юбки поршня определяется из соотношения

$$P_{тр} = \frac{ZNF_n}{d_l l}$$

где N - мощность цилиндра;

d_l - средний диаметр юбки;

l - рабочая длина поршня;

F_n - площадь поршня.

В процессе сжатия теплота к рабочему телу подводится не только за счет теплообмена газа со стенками цилиндра, но и за счет трения колец о втулку цилиндра (111, 112).

В процессе сжатия теплота к рабочему телу подводится не только за счет теплообмена газа со стенками цилиндра, но и за счет трения колец о втулку цилиндра (111, 112).

$$\dot{Q}_{ТГ} = \frac{1}{A} \left(\frac{dQ_{ТМ}}{dt} + \frac{1}{2} \frac{72 \alpha v_1}{h} \frac{2NF_n}{l-f_2} \right)$$

$$\frac{2NF_n}{l-f_2}$$

(2.62)

$$l-f_2$$

где α - универсальная газовая постоянная;

$dQ_{ТМ}$ - тепло, передаваемое от газа к стенке (или наоборот);

P - значение давления в цилиндре;

$C_{рт}$ - теплоемкость рабочего тела.

$$dQ_{СТ} = \alpha_T F (T - T_{ан}) dt$$

Где α - усредненный по поверхности коэффициент теплоотдачи от рабочего тела к стенкам цилиндра;

F - площадь поверхности теплообмена;

T - Топ - перепад температур между рабочим телом и стенками цилиндра;

Z - количество поршневых колец.

Учитывая, что и $ост$ - соответственно количество сжигаемого свежего заряда и остаточных газов соотношение (3.27) можно записать в следующем виде

$$N_{и} \wedge_{ц} = V_{ц} [(u_{сз} \wedge_{св} - u_{с,, \wedge_{ог}}) - (u_{аэ} \wedge_{св} + u_{аг} \wedge_{ог}) + \frac{—Ц-(P, V, ' P_{с} V =)]}{П_{, -1}}] \quad (2-63)$$

где $и_{сз}$, $и_{ог}$ - внутренняя энергия 1 КМоля, соответственно, свежего заряда и остаточных газов;

$N_{и}$ - низшая теплота сгорания топлива;

\wedge - количество теплоты, характеризующее теплообмен в период сжигания.

После преобразования левой части и появленно деления на

$сe \wedge af$ учитывая, что \circ/M уравнение (2.62) запишем в сле-

дующем виде

$$\frac{u + \wedge_{и} - и -}{с_{с3} с_{с4} м 1 а_{с4}} - (1 + /) (T_{с} — T) + \frac{k_2 P^{(d-\wedge)} + P_y - fi(k_1 P - P_j)}{a f} \quad \frac{J}{2NF_n} \quad (2.64)$$

где R/t -универсальная (молярная) постоянная.

При расчете процесса горения исходим из предположения, что в цилиндр впрыскивается за один цикл $V_{ц}$ топлива с низшей теплотворной способностью $N_{и}$. Из общего количества введенной теплоты $V_{ц} N_{и}$ до начала расширения выделяется доля $x_z < 1$. Остальное выделяется при понижающемся давлении в период расширения - так называемое догорание.

Кроме того, надо учесть, что часть теплоты выделенной при сгорании топлива, в период от начала горения до точки Z переходит через стенки цилиндра в систему охлаждения двигателя, а потому, на этом участке используется эффективно доля $\xi = x_z - y_z$ от всего введенного количества теплоты

$$Q = \xi V_{\text{ц}} H_{\text{и}} \quad (2.65)$$

Это количество теплоты расходуется на повышение внутренней энергии газа и на внешнюю работу в соответствии с первым принципом термодинамики

$$Q = u_z - u_c + L_{zc} \quad (2.66)$$

$$M_{\text{г}} = \gamma M - M_{\text{с}} = (1 + \gamma) M_{\text{г}}; \quad \gamma = 8,314 \text{ АСУ}_{\text{тр}} \quad (2.67)$$

где γ - коэффициент молекулярного изменения

M_z - число молей газа в точке г"

По характеристическому уравнению

$$P_z V_z = 8314 M_{\text{с}} T_z \quad (2.68)$$

вводя степень повышения давления $\lambda = P_z / P_{\text{с}}$ и замечая что

$$P_z V_z = 2 P_{\text{с}} V = 2 M_{\text{с}} T_{\text{с}} \quad (2.69)$$

получим

$$P_z V_{\text{с}} = 8314 M_{\text{с}} (\lambda T_z - 2 T_{\text{с}})$$

Подставив выражения (2.66, 2.67, 2.68, 2.69) в соотношение

(2.65) и учитывая, что $\frac{Q}{\text{см О}} = \dots$, получим

$$\lambda = \frac{D_{\text{и}} C_{\text{д1E}} T_{\text{г}}}{(\lambda T_{\text{о1с}} + 8214) T_{\text{с}}} \quad (2.70)$$

Коэффициент λ , представляет отношение числа молей в конце горения к числу молей до горения, определяется с учетом остаточных газов

где D -химический коэффициент молекулярного изменения.

Объем цилиндра вначале расширения

$$V_z = \frac{8314MX}{z} \quad (2.71)$$

степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{\beta T_z}{\lambda T_c} \quad (2.72)$$

Расчет процесса расширения начинается с участка диаграммы, соответствующего расширению газа в цилиндре. При расширении продолжается горение топлива (догорание) и происходит интенсивная теплоотдача от газа к стенкам цилиндра, крышки и поршня. При обычном тепловом расчете принимается, что расширение подчиняется уравнению политропы

$$PV^{np} = \text{const} = P_z V_z^{np}$$

в котором показатель n_p принят постоянным. При расчете процесса расширения исходим из уравнения первого закона термодинамики

$$Q = U_B - U_Z + L_{ZB} + Q_{TP} \quad (0.73)$$

одновременно это количество теплоты может быть выражено

$$Q = V_U H_U (1 - \xi - Y_2 - Y_p) \quad (2.74)$$

где Y_z - относительная потеря теплоты в стенки "С" до "Z"

Y_p - относительная потеря теплоты в стенки от "Z" до "В"

Разность внутренней энергии газа в конце и вначале расширения

$$u - u = M // C_v T - M // v T \quad (2.75)$$

ОСп Е* Н*О ЛЛД С* .Г

температура газа в конце расширения

$$\frac{m T_z}{T} = \dots \quad (2.76)$$

где $\epsilon = V_B / V_Z$ - степень последующего расширения

Внешняя работа в политропическом процессе расширения

$$8314 M_Z T \quad 1 \dots \quad (2.77)$$

Теплота, выделенная в результате трения поршня о втулку цилиндра

$$\frac{\dots d-2b. n}{k_2 P(\dots) + P_y} \quad \underline{2NF_n}$$

Подставив значения энергии и работы в уравнение (2.73), получим

$$\frac{V_{цн} (1 - \epsilon - x_w)}{M_{ст} (1 + \dots) D} = \dots \quad 1 \quad 98T \quad 1 \quad \dots \quad (2.78)$$

где $x_w = Y_2 + Y_p$ суммарные потери тепла при горении- расширении

Из уравнения 2.76, 2.78 определяется T_B и p_p .

По результатам изложенного расчета определяется среднее индикаторное давление .

$$E = P_C \dots (P-1) \dots (1 - \dots) \dots (1 - \dots) \quad \dots \quad (2.79)$$

Учитывая, что $V_r / V_n = \dots \dots \dots$

$$\dots \dots \dots \quad (2.80)$$

где i_{id} - коэффициент теплоты индикаторной диаграммы.

Индикаторная мощность:

$$N = \frac{P_{II}}{30} \quad (2.81)$$

Индикаторный КПД;

$$\eta_{II} = \frac{P_{II} V_h - T_s V_b \Delta \theta}{V_{цН} \Delta \theta}$$

где

$$\Delta \theta = \frac{v_h^p \Delta \theta_s}{8314 T_s} \ll M_0$$

Приведенная выше методика расчета ЭУ является универсальной для двух и четырехтактных двигателей и предполагает расчет на номинальном режиме. Однако, по данным эксплуатации ЭУ на номинальном режиме работают около 5% времени, в районе 50% на холостом ходу и примерно 45% на ненормальных частных режимах.

В теории комбинированных ЭУ практический интерес представляют вопросы, связанные с исследованием, расчетом и экспериментальным получением основных характеристик этих ЭУ. К числу последних, как известно, относятся ограничительная, генераторная, нагрузочная и экономическая характеристики.

За последние годы в области теории двигателей внутреннего сгорания и лопаточных машин были предприняты попытки разработать общие методы расчета перечисленных выше характеристик комбинированных двигателей (95, 128, 129). Все расчеты сводились в основном к двум методам - графоаналитическому и аналитическому.

Для ЭУ изменение мощности и удельного расхода топлива при работе по любой характеристике обуславливается изменениями одних и тех же основных параметров рабочего процесса дизеля, ком-

прессора и турбины и условиями совместной работы этих трех элементов комбинированного двигателя. Это дает основания и возможности получения уравнений, описывающих основные закономерности в двигателе, общих для всех характеристик. Однако, в связи с тем, что условия совместной работы основных элементов комбинированного двигателя зависят от принципиальной схемы двигателя и типа рассматриваемой характеристики, необходимо эти общие уравнения вносить изменения, преобразования с учетом особенностей, присущих той или иной схеме двигателя или его характеристики.

В связи с тем, что построению характеристик всегда предшествует определение параметров двигателя на номинальном режиме, целесообразно в уравнения характеристик вводить величины параметров на переменных режимах, отнесенные к значениям этих параметров на номинальном режиме. Использование при расчете характеристик относительных величин существенно упрощает расчет и делает его наглядным, а результаты расчета более общими. Кроме того, при таком способе расчета появляется большая возможность использования экспериментальных данных, полученных на двигателях, подобных рассматриваемому.

При расчете характеристик параметры номинального режима определяются из расчета или опыта, а за факторы внешнего воздействия принимается частота вращения коленвала двигателя и расход топлива за цикл (130, 131, 132).

При графоаналитическом методе расчета характеристик в качестве параметров, определяющих режим работы двигателя, целесообразно принять частоту вращения коленчатого вала дизеля и подачу топлива на цикл. Остальные показатели рабочего процесса двигателя определяются в процессе проведения расчета, для чего используются

полученные условия, вытекающие из принципиальной схемы комбинированного двигателя:

равенство расходов воздуха, нагнетаемого компрессором и потребляемого двигателем;

равенство расходов газов, выдаваемого двигателем и потребляемого турбиной;

зависимость между количеством газа, проходящего через турбину и противодавлением на выхлопе двигателя.

В двигателях с газовой связью на всех режимах соблюдается, кроме того, равенство мощностей компрессора и турбины.

Сущность графоаналитического метода состоит в том, что совместные режимы работы отдельных элементов комбинированного движения находятся путем графического совмещения или взаимного наложения их характеристик.

Характеристики двигателя, компрессора и турбины, используемые при графическом методе расчета характеристик комбинированных двигателей, должны быть представлены в одноименных координатах.

Так как количество воздуха, расходуемое дизелем при $u_{гк} = \text{const}$ зависит от частоты вращения коленвала, а при $n = \text{const}$ еще и от отношения P_g/P_T , то зависимости $\eta_k = f(G_g)$ для дизеля должны быть получены при нескольких значениях n и P_g/P_T . Зависимости $T_2 = f(G_s)$ должны также быть получены для ряда значений частот вращения двигателя, а при $n = \text{const}$ - для различных подач топлива в двигатель.

Что касается $\eta_k = f(G_s)$ для компрессора, то они дополнительно зависят только от частоты вращения компрессора, а потому должны быть заданы для каждого рассматриваемого значения частоты враще-

ния вала компрессора. Несколько сложнее обстоит дело с кривыми $iT_T=f(G_2)$ для турбины: протекание этих кривых будет зависеть не только от частоты вращения вала турбины, но еще и от температуры газов перед турбиной.

Для графоаналитического расчета характеристик комбинированных двигателей необходимо иметь следующие зависимости;

для дизеля - $\eta_k = f(G_s; P_s / P_T)$ и $T_T = f(G_s, g_u)$ для каждой из рассматриваемых частот вращения коленчатого вала;

для компрессора- кривые $\eta_k, \eta_k = f(G_s)$ для ряда чисел частот вращения вала компрессора, соответствующих рабочему диапазону режимов работы комбинированного двигателя;

для турбины- кривые $\eta_k, \eta_k = f(G_2, T_T)$ для ряда чисел частот вращения вала турбины, также находящихся в рабочем диапазоне работы двигателя.

В основу аналитического метода расчета характеристик комбинированных двигателей положены следующие допущения:

расходы газа через дизель и турбину равны между собой и равны расходу воздуха через компрессор;

относительное изменение коэффициента полезного действия компрессора зависит лишь от коэффициента расхода;

относительное изменение КПД турбины зависит только от отношения окружной скорости ее колеса к скорости адиабатического истечения газа, подсчитанной по располагаемому перепаду давления газа.

Для определения мощности и удельного расхода топлива при принятых выше допущениях предварительно должно быть установлено:

изменение степени повышения давления воздуха в компрессоре и КПД компрессора и турбины по режимам работы двигателя;

изменение индикаторного КПД, отношение давления наддува к давлению перед турбиной, температуры выходных газов и среднего давления трения двигателя при переходе с одного режима работы на другой.

Для комбинированного двигателя с газовой связью $\eta_{гк}$ на переменных режимах определяется из уравнения баланса мощности турбины и компрессора и уравнения расхода газа через турбину.

Для определения мощностных и экономических показателей на неноминальных (частных) режимах предложена методика, в основу расчета которой положено определение параметров рабочего цикла ЭУ, состоящей из поршневого двигателя, газовой турбины, компрессора, охладителя наддувочного воздуха, воды и масла объединенных общим рабочим телом. Особенностью данного расчета является определение показателей работы двигателя на неноминальных (частичных) режимах в широком диапазоне изменения мощности и частоты вращения.

В основу метода положено использование численных значений параметров работы базового двигателя на номинальном режиме.

В задании на расчетное исследование рабочего процесса и параметров двигателя на неноминальном (частичном, эксплуатационном) режиме задается эффективная мощность и частота вращения заданного режима.

При моделировании рабочего процесса ЭУ на неноминальных (частичных) режимах при работе по тепловозной (генераторной) характеристике давление наддувочного воздуха меняется по сложному закону и не всегда может быть выражено простым уравнением. Для

ориентировочной оценки изменение величины этого параметра по тепловой характеристике можно воспользоваться эмпирическим уравнением

$$P = P_s^{1+k} \quad (2.82)$$

где P_s -давление наддува двигателя на неноминальном режиме;

P_s^H -давление наддува на номинальном режиме базового двигателя;

k - коэффициент уменьшения мощности.

где N^* -мощность на номинальном режиме базового двигателя;

N_e -мощность заданного неноминального режима.

Учитывая то, что мощность механических потерь (сопротивлений) в основном зависит от частоты вращения коленвала (скорости поршня C_T) и потерь на газообмен, мощность механических сопротивлений проектируемого двигателя на неноминальном режиме можно подчитать (см. ниже) или определить используя уравнение

$$N_{MC} = N^* \left(\frac{C_T}{C_T^*} \right)^{0.7} \left(\frac{P_s}{P_s^*} \right)^{0.2} \quad (2.83)$$

где N_{MC} -мощность механических сопротивлений проектируемого двигателя на неноминальном режиме;

N_{MC}^* -мощность механических сопротивлений базового двигателя на номинальном режиме;

C_T ^ частота вращения коленвала проектируемого двигателя на неноминальном режиме;

n^{\wedge} -частота вращения коленвала базового двигателя на номинальном режиме.

Зная эффективную мощность проектируемого двигателя на не-номинальном режиме и мощность механических сопротивлений, определяется индикаторная мощность N_j проектируемого двигателя на неноминальном режиме

$$N = N_{\text{мех}} + N^{\wedge}$$

Давление наддувочного воздуха на выходе из компрессора

$$p_k = \frac{p_0}{\theta}$$

где θ -коэффициент гидравлических потерь.

Зная P_k определяется степень повышения давления в компрессоре γ_k .

$$\gamma_k = \frac{p_k}{p_0}$$

где P_0 - давление воздуха на входе в турбокомпрессор.

Для определения в первом приближении расхода воздуха через двигатель необходимо задаться температурой наддувочного воздуха T_s , коэффициентом наполнения η , и коэффициентом продувки p ,

$$V_g = \frac{2 \cdot 10^6 M \cdot p \cdot \eta \cdot Z \cdot S}{4 R_s T_s i} \quad (\quad)$$

где V_h -рабочий объем цилиндра;

Z - количество цилиндров двигателя;

i -тактность двигателя;

R_s -газовая постоянная для воздуха;

$D_{\text{п}}$ -диаметр цилиндра;

S - ход поршня.

Исходя из условий равенства мощности турбины и компрессора $N_T = N_k$ и принимая КПД турбокомпрессора постоянным $\eta = 0,58$ в первом приближении, задаваясь температурой выпускных газов перед турбиной T_T (можно принимать $600-800^\circ \text{K}$) определяется теперь понижение давления в турбине κ_T^{-1}

$$\kappa_T^{-1} = \left[\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_s - 1} \right]$$

где G_T -расход газов через двигатель;

R_T -газовая постоянная для выпускных газов

κ_T -показатель адиабаты отработавших газов

κ_s -показатель адиабаты воздуха;

T_0 -стандартная температура окружающей среды.

Проверяем η_T по зависимости

рис. 2.7. Угловая

скорость C_0 (определяется по параметрам торможения перед ступенью турбины и по статистическому давлению газа за рабочим колесом турбины):

$$\left[\frac{2R_T T_T^{-\kappa_T}}{\kappa_T - 1} \right] \left[1 - \left(\frac{1}{\eta_T} \right)^{\kappa_s} \right] \quad (2.85)$$

Полагая, что и/ $C_0 = \text{const} = 0,5$ для тепловозного двигателя практически во всем диапазоне его работы, определяется частота вращения ротора турбокомпрессора

$$30C_0 \quad \text{”ТМ} \quad (2.86)$$

где D_k -диаметр колеса компрессора.

Зависимость степени помпы давления
в компрессоре от степени понижения
давления в турбине

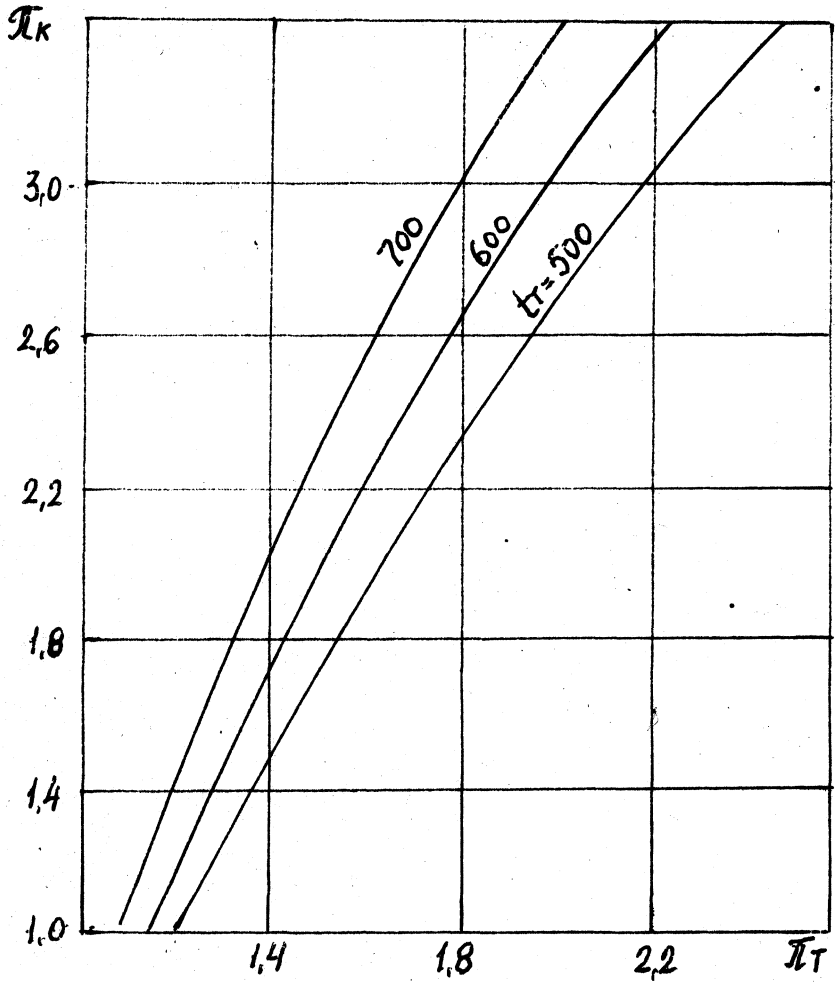


Рис. 2.7

Характеристика компрессора тепловоз-
ного двигателя

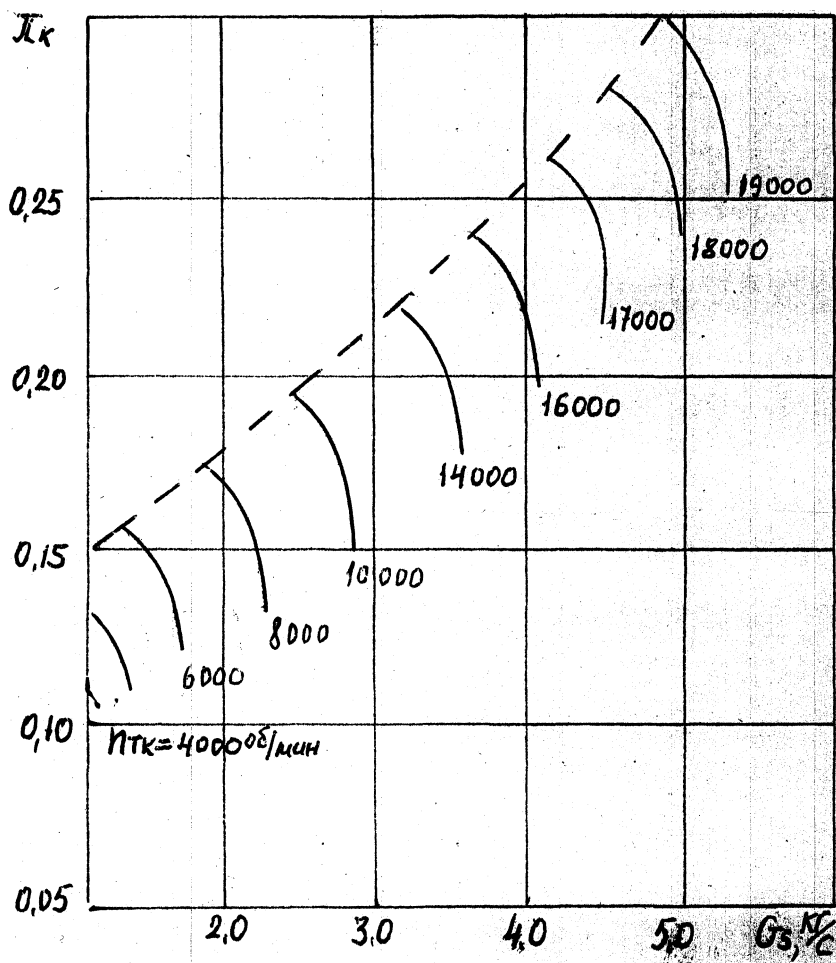


Рис. 2.8

По зависимости $G_s=f(\lambda_{k>n_{1k}})$ уточняется расход воздуха через двигатель рис. 2.8. Температура наддувочного воздуха на выходе из компрессора

$$t_{+@t \text{ П}} \%$$

Для определения индикаторного КПД η_i , коэффициента избытка воздуха в цилиндре a необходимо решить систему уравнений относительно часового расхода топлива V_T . В систему входит уравнение определения суммарных потерь тепла при горении-расширении

$$\frac{f-1}{n} \frac{H_u}{7^{\cdot 5 \times 5}} \quad (2.87)$$

$G.T,$
 $o s>$

где x'' -потери тепла при горении-расширении при работе базового двигателя на номинальном режиме;

G'' -расход воздуха базового двигателя при работе на номинальном режиме;

T'' -температура наддувочного воздуха базового двигателя при работе на номинальном режиме.

Выражение для определения индикаторного КПД

где V_T - часовой расход топлива двигателем на ненормальном режиме;

$H_{и}$ - низшая теплота сгорания топлива;

Коэффициент избытка воздуха находится из соотношения:

$$\frac{3600G_s}{L_0 V_T} \quad (2.88)$$

где L_0 -теоретическое необходимое количество воздуха для сгорания одного килограмма топлива;

// -действительный коэффициент молекулярного изменения;

α -коэффициент продувки.

имеет вид:

$$\frac{(1 - \alpha) H_u}{(1 + \alpha L_0) C_{p_m}} \quad (2.89)$$

где q -удельное количество теплоты, отводимое от воздуха в воздухоотделителе

$$q = \frac{L_0 (T_0 - T_1) E}{C_{p_m}} \quad (2.89)$$

где E - коэффициент эффективности охлаждения;

C_{p_m} -средняя массовая удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении

где α - суммарный коэффициент избытка воздуха.

$$\alpha = 1 + \beta$$

Подставив в приведенные выше соотношения известные нам величины $t_T, T_0, L_0, \beta, E, G_s, T_s, T_T, H_u$ определяется часовой расход топлива $B_T, \beta, \alpha, C_{p_m}$.

По графику (см. Рис. 2.9) для соответствующей частоты вращения уточняется индикаторный КПД двигателя η_i .

Далее из соответствующего выражения по уточненному η_i определяется уточненная температура выпускных газов перед турбиной

Зависимость индикаторного КПД от коэффициента избытка воздуха α

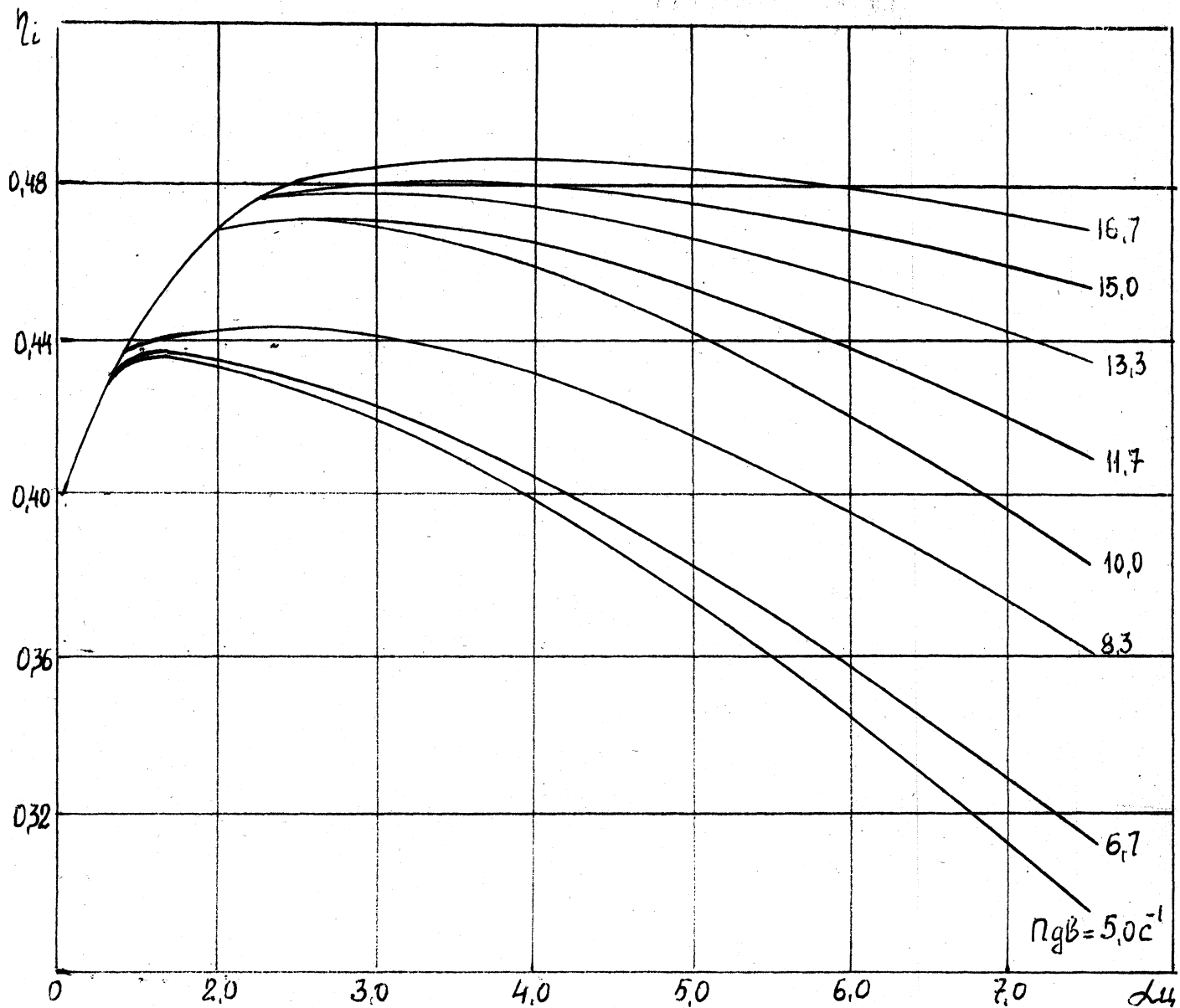


Рис. 2.9

t_t . Сравниваем температуру газов перед турбиной t_t , полученную в результате уточненного расчетное принятой в начале. Если расхождение составляет не более 5% заканчиваем расчет, если расхождения принятой и расчетной температуры t_t более 5%, проводим корректировку и начинаем расчет сначала.

Определяется уточненный расход топлива B_T

$$B = \frac{3600N}{\dot{H}_u} \quad (2.92)$$

Действительный цикловой расход свежего воздушного заряда

$$G_{св} = B_T L_0$$

потенциальный заряд цилиндра

$$G_n = \frac{W \dot{L}}{R_s T_s}$$

Уточненное давление наддувочного воздуха

$$P = \frac{G_{св}}{G_n} \cdot 2^{(iW_{hn} Z 10^6)} \quad (2.93)$$

где λ -коэффициент накопления

§ п

Температура воздушного заряда в начале сжатия

$$T_s + \frac{AT + ZT_z}{1 + Z_z}$$

где AT - суммарное повышение температуры воздуха в период наполнения, вследствие преобразования кинетической энергии в теплоту и теплоотдачи в стенки цилиндра (10-2С);

T_z - температура остаточных газов (=700-90К);

-коэффициент остаточных газов (-0,02- 0,06).

Давление в цилиндре в начале сжатия определяется из выражения

$$P_a = \frac{L_o \alpha B_y R_s T_a (1 + \gamma_r)}{10^6 V_a} \quad (2.94)$$

Параметры конца сжатия-давления, и температура находятся из следующих соотношений;

для четырехтактных двигателей

$$P_c = P_a \lambda^{\gamma} = T_c^{-1}$$

где γ -средний показатель политропы сжатия

для двухтактных двигателей

$$P = P_a \lambda^{\gamma} \quad T = T_a \lambda^{\gamma-1}$$

Максимальная температура сгорания для двигателя определяется из уравнения (2.70).

Давление в точке “Z”

$$P_z = \lambda P_c$$

Для определения объема в точке “Z” определяем степень предварительного расширения

тогда

$$v_z = p V_c$$

Степень последующего расширения продуктов сгорания

Для определения среднего показателя политропы расширения и температуры в конце расширения необходимо совместное решение уравнений

$$(2.96) \quad T_z = \frac{8314 \Gamma_r}{n_p} \left(\frac{I}{p_p} \right)$$

где T_z - средние молярные теплоемкости газов в точках "B" и "Z" соответственно;

W - относительные потери тепла в стенки цилиндра на всем рабочем ходе;

n_p - средний показатель политропы расширения.

Давление в конце расширения

$$p_p = p_0 \cdot \epsilon^{n_p} \quad (2.97)$$

Среднее индикаторное давление, отнесенное ко всему ходу поршня определяется из уравнения (2.80).

При расчете мощности механических потерь, желательно было бы иметь чрезвычайно простую, учитывающую все физические процессы, влияющие на механические потери в двигателе, математическую модель, базирующуюся на минимуме выходных данных. Однако, построить такую простую математическую модель практически невозможно из-за большого количества факторов, влияющих на изменение мощности механических потерь ЭУ. Например, геометрические размеры трущихся поверхностей, их форма и количество, материал деталей, условия работы и т.д./164,165,166,167,168,169/.

Для решения задачи весь двигатель был условно разбит на определенные группы трения. Расчеты велись для каждой группы трения (ЦПГ, КШМ, вспомогательные механизмы) отдельно. Ниже приводится расчет мощности необходимой для привода вспомогательных механизмов ЭУ.

Мощность механических потерь на привод клапанов газораспределительного механизма определяется из уравнения /170, 171, 172/.

$$\begin{aligned}
 & \Lambda = 973,6 \cdot \frac{2 - \cos^2 a}{\cos^2 a} \left[n_k i_k (r_k + \rho) \frac{\sin a}{\cos^2 a} \right] \\
 & * \left(m_T + \frac{b^2}{a^2} + \frac{I_P}{b^2} + \frac{m_n}{3} + m_k \right) \quad (2.98)
 \end{aligned}$$

где Λ - крутящий момент на кулачке распределительного вала привода клапана;

i_k - количество клапанов;

n_k - частота вращения коленвала двигателя

da

$G_{>?} = \sim dt$

Крутящий момент определяется из уравнения

$$M = P \frac{V}{O_p}$$

где P - усилие, приложенное к ходу клапана или толкателя.

V - скорость клапана или толкателя;

$$P = M \gamma$$

где M - масса движущихся деталей привода, приведенная к оси клапана или толкателя;

U - ускорения клапана или толкателя

$$U = \frac{b^2 Y_p m_0}{a} \left(\Gamma + \frac{7}{3} + \Gamma^2 + \Gamma^3 \right)$$

где m - масса толкателя;

a, b - величины плеч рычага;

m_n - масса пружины;

m_k - масса клапана;

- момент инерции рычага

$\sin \alpha$

$\cos \alpha^P$

- радиус начальной окружности профиля кулачка;

P - радиус ролика толкателя;

α - текущий угол поворота кулачкового вала.

Скорость движения клапана или толкателя

$$v = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha^P}$$

Мощность механических потерь на привод топливных насосов

/171,173/ высокого давления определяется из соотношения:

$$N_{TH} = 8.06 \cdot 10^{-4} \frac{\left(r_H + \rho + \frac{h_n}{2} \right) n_{\kappa i}}{\left[\varepsilon_o \left(\eta_n + \frac{h_n}{2} + \rho \right) \right] \cdot n_{\partial s}} \sqrt{1,21 N_{\kappa} g_{\kappa} \left(\eta_{\kappa t} \gamma_t d_n^2 \varphi_z \right)^{-1}} \quad (2.99)$$

где M_{κ} - крутящий момент на кулачке распределительного вала привода топливного насоса высокого давления;

i - количество топливных насосов;

n - частота вращения.

$$\eta = 0.785 \frac{\rho + h_m}{\left[\frac{(\varepsilon_o R_m + \rho)^n}{9.55 C_m} \right]}$$

где r_n - радиус начальной окружности профиля кулачка привода

топливного насоса высокого давления;

R - радиус ролика толкателя топливного насоса;

P_H - максимальное давление впрыска топлива;

$$h = h_x$$

где h_n - полный ход плунжера

- поправочный коэффициент

$$\varepsilon_o = f\left(\frac{\rho}{R_m}\right)$$

- частота вращения кулачкового вала;

C_m - средняя скорость плунжера топливного насоса

$$C_m = 0.127 \cdot V_{1X}$$

где e_c - цикловая мощность;

- номинальная цикловая подача;

d_n - диаметр плунжера;

коэффициент подачи топливного насоса;

ρ_T - плотность топлива;

Φ_T - геометрическая продолжительность впрыска по углу поворота кулачкового вала.

Важным параметром, зависящим от процесса газообмена? является мощность насосных ходов, величина которой в значительной степени определяет экономичность двигателя /171, 173, 174, 175, 184/

$$N_w = \frac{P \cdot V \cdot \pi \cdot z}{0,03i} \dots, \quad (2.100)$$

где $P_{нх}$ - среднее давление насосных ходов, представляющее отношение работы насосных ходов к рабочему объему цилиндров, МПа;

$$P. = /, \quad (2.101)$$

V_h - рабочий объем цилиндра, м³/об/мин;

$\pi_{дв}$ - частота вращения двигателя, об/мин;

i - тактность;

z - количество цилиндров;

$$L_{\ll} = \int P_{дв} dV \quad (2.102)$$

- работа насосных ходов, которая может быть представлена как площадь диаграммы насосных ходов;

$P_{ц}$ - давление в цилиндре в период выпуска и наполнения;

dV - элементарное приращение объема цилиндра, соответствующее повороту коленчатого вала на угол da

$$dV = \frac{2L^4 \sin(\alpha + P) da}{360 \cos(P)} \quad (2.103)$$

P - угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра;

α - угол поворота коленчатого вала;

Из формул (2.101), (2.102), (2.103) имеем

$$M = \frac{p \cdot 7P \cdot \sin(\alpha + P) f_e}{360 \cdot 1^4 \cdot \cos(P)}, \quad (2.104)$$

где $\alpha_{\text{кн}}$ - угол начала открытия выпускного клапана;

$\alpha_{\text{зв}}$ - угол закрытия выпускного клапана.

Из уравнений (2.100) и (2.104) определяется мощность как

$$N = 1,74 \cdot V \cdot h \cdot Z \cdot \frac{\rho \cdot \sin(\alpha + P) da}{4 \cdot \cos(P)}$$

Мощность, затрачиваемая на привод водяного насоса, определяется из выражения [176, 177, 178, 179]

$$N_{\text{вн}} = 9,8 \cdot 10^{-3} \cdot G_e \cdot \frac{Q_e - N_e}{\rho_{\text{в}} \cdot g} \cdot \frac{P_{\text{вх}} - P_{\text{вк}}}{\eta_{\text{вн}}} \quad (2.105)$$

где G_e - производительность насоса;

H - напор, развиваемый насосом;

γ - удельный вес охлаждающей жидкости;

η_0 - полный к.п.д. насоса.

Напор насоса определяется из уравнения

$$H = \frac{P_{\text{вк}} - P_{\text{вх}}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{\text{вк}}^2 - v_{\text{вх}}^2}{2 \cdot g}$$

где $P_{\text{вк}}$, $P_{\text{вх}}$ - давление на выходе из насоса и на входе в него;

$Z_{\text{вк}}$, $Z_{\text{вх}}$ - высота центра тяжести выходного и входного сечения насоса;

чения насоса;

V_K, V_H - скорость жидкой среды на выходе из насоса и входе в него;

g - ускорение свободного падения.

Производительность насоса определяется

$$C = \frac{Q_B}{\rho_B (t_{Bb} - t_{Bx})}$$

где Q_B - количество теплоты, отводимой в охлаждающую среду;

c_B - теплоемкость охлаждающей жидкости;

t_{Bb}, t_{Bx} - температура охлаждающей жидкости на выходе из насоса и входе в него.

Мощность, затрачиваемая на привод масляного насоса, определяется из уравнения

$$P = 9,8 \cdot G \cdot (\rho_{Bb} - \rho_{Bx}) \cdot 10^1,$$

где G - производительность масляного насоса;

ρ_{Bb}, ρ_{Bx} - давление масла на выходе из насоса и входе в него;

η - полный КПД насоса.

Производительность насоса определяется из уравнения

$$G = 1,046 \cdot b \cdot m^2 \cdot (z + 0,2) \cdot 10^{10},$$

где b - ширина шестерни;

m - модуль;

z - число зубьев шестерни;

n - частота вращения вала насоса.

Для тепловозных двигателей часть мощности расходуется на преодоление сопротивления движению кривошипно-шатунного механизма от воздушно- масляной среды, находящейся в картере /178/.

$$N_{\text{вент}} = 0,736 \cdot z \cdot k' \cdot \gamma \cdot \omega \cdot d_y^3 \cdot \tau^2 \cdot \rho \quad (2.106)$$

где d_y - условный диаметр диска примерно равен ходу поршня;

l_y - условная толщина диска примерно равна ширине шаптанного подшипника;

γ - удельный вес газа или жидкости;

k^1 - коэффициент пропорциональности;

ω - угловая скорость;

Z - количество цилиндров.

Среднее давление вентиляционных потерь определяется из выражения

$$p' = \frac{225 \cdot z \cdot N^{\text{вент}}}{z \cdot V_{\text{вент}} \cdot \tau} = \frac{30 \text{ л}^2 \cdot k^1 \cdot \gamma \cdot d_y \cdot V / l_y}{z \cdot (S/D)^3 \cdot \tau \cdot C_m^2}$$

где S - ход поршня;

D - диаметр цилиндра;

τ - тактность двигателя;

V_h - рабочий объем цилиндра;

n - частота вращения коленчатого вала.

Мощность, затрачиваемая на привод нагнетателя, определяется из выражения /168/

$$N_k = \frac{k_s}{k_s - 1} G_s \cdot R_s \cdot T_0 \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{k_s - 1}{k_s}} - 1 \right] \eta_k^{-1}, \quad (2.107)$$

где R_s - газовая постоянная воздуха;

k_s - показатель адиабаты при сжатии;

T_0, p_0 - давление и температура окружающей среды;

η_k - эффективный к.п.д. нагнетателя;

G_s - расход воздуха через нагнетатель;

p_k - давление воздуха после нагнетателя.

Механические потери тормозного локомотивного компрессора состоят из потерь на трение колец о втулку цилиндра, на трение в коренных и шатунных подшипниках, а также потери мощности в клапанах компрессора.

Методика определения потерь мощности на трение колец и в подшипниках коленвала изложена в разделе ниже.

Расчет мощности, теряемой в клапанах компрессора, производится по методике изложенной в /180, 181, 182, 183/.

Суммарная потеря индикаторной мощности в клапане одной полости

$$AN_{\kappa} = AN_{\kappa} + AN_{\kappa} \quad (2.108)$$

где AN_{κ} - потери индикаторной мощности на всасывании;

AN^{\wedge} - потери индикаторной мощности на нагнетании.

$$AN_{\kappa} = i_{\kappa} (1 + \lambda_{\kappa} + H_{\kappa}) P F S n$$

$$AN_{\kappa}^{\wedge} = i_{\kappa}^{\wedge} (1 + \lambda_{\kappa}^{\wedge} + H_{\kappa}^{\wedge}) p_n F S n$$

где $i_{\kappa}, i_{\kappa}^{\wedge}$ - безразмерная теоретическая работа, теряемая во всасывающем и нагнетательном клапане;

$\phi_{\kappa}, \psi_{\kappa}$ - коэффициенты влияния пружины;

$\zeta_{\kappa}, \zeta_{\kappa}^{\wedge}$ - коэффициенты влияния массы подвижных частей;

p_{κ}, p_n - номинальное давление всасывания и нагнетания;

F - рабочая область поршня;

S - ход поршня;

n - частота вращения.

Безразмерная теоретическая работа, теряемая на всасывании и нагнетании, определяется из уравнений

$$l_{\text{т}} = \frac{1}{2} \left(\frac{X}{r} \right)^2 + \frac{1}{2} \sin^2 \alpha \left(\frac{M}{C_{\text{зв}}} \right)^2$$

$$l_{\text{т}} = \frac{1}{2} \left(\frac{X}{r} \right)^2 + \frac{1}{2} \sin^2 \alpha \left(\frac{M}{C_{\text{зв}}} \right)^2$$

где k - показатель адиабаты;

X - отношение длины радиуса кривошипа к длине шатуна;

M - критерий скорости потока

$$M = \frac{C_{\text{кл}}}{C_{\text{зв}}}$$

где $C_{\text{кл}}$ - условная скорость газа в клапане;

где $C_{\text{ср}}$ - средняя скорость поршня;

S - ход поршня;

n - частота вращения;

F - площадь поршня;

Φ - эквивалентная площадь;

z - количество клапанов;

T - температура газов

$$\Phi = \frac{1}{\sqrt{\Omega}}$$

где Ω - гидравлическое сопротивление узла

$$\Omega = 1/(af)^2$$

где a - коэффициент расхода;

f - площадь прохода в определяющем сечении

а 1/-Л.

где λ ~ коэффициент сопротивления.

Работа, теряемая на проталкивание газа через всасывающие клапаны, переходит в тепло и, повышая температуру газа в цилиндре к началу сжатия на $\Delta T_B'$, вызывает дополнительную потерю, выражающуюся в повышении номинальной индикаторной мощности на ΔN_H , относительное повышение температуры выражается уравнением

$$\frac{\Delta T}{T} = \frac{1}{\kappa} \frac{\Delta L_g}{L_g},$$

где ΔL_g - работа, затрачиваемая на проталкивание газа через всасывающий клапан

$$\Delta L_B = p_B V_B,$$

работа, производимая газом в процессе всасывания.

Если масса газа постоянна, то изменение номинальной индикаторной мощности ΔN_H пропорционально его начальной температуре. Отсюда дополнительная потеря номинальной индикаторной мощности

$$\Delta N_H = \frac{\Delta T}{T} N_H$$

Учитывая, что

$$L_g = \frac{\Delta N_{кв}}{\kappa - 1}$$

$$\Delta N_H = \frac{p_B V_B}{\kappa - 1} \frac{\Delta T}{T}$$

2.5 Математическая модель для прогнозирования изменения трибо-технических характеристик в процессе эксплуатации ЭУ

Поршневые кольца ЭУ являются одними из самых напряженных деталей, так как работают в жестких условиях, при высоких

температурах (140-260 °С), под воздействием значительных механических нагрузок, определяемых действующим на кольцо перепадом давления газов. /133, 134, 135/

Высокие удельные нагрузки на кольца, а также недостаточность смазки сопряжения поршневое кольцо - втулка цилиндра ЭУ способствует возникновению больших сил трения в этом сопряжении. Экспериментальные исследования показывают, что 60-70% мощности механических потерь двигателя обуславливаются трением в цилиндре- поршневой группе /ЦПГ/. До 70% потерь от трения приходится на долю поршневых колец. Кроме того, трение в тонком масляном зазоре между кольцом и втулкой приводит к развитию диссипативных явлений и, как следствие, к повышению температуры в зазоре.

Мощность трения кольца о втулку цилиндра достаточно полно отражена в работах /136, 137, 138, 139, 140, 141/. Одной из наиболее полных, подробно и глубоко описывающих работу трения кольца о втулку цилиндра, является модель, предложенная в работах /134, 135/.

Основные предпосылки, заложенные в основу математической модели работы компрессорного кольца, исходя из предложения существования под кольцом гонкой масляной пленкой, обеспечивающей гидродинамический режим смазки в рассматриваемом сопряжении /135,141/.

Решение задачи может дать полная система уравнений гидродинамики /146/, включающая в себя:

уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (2.109)$$

уравнения движения

$$\begin{aligned}
 & \frac{5^2 u_x}{\dots} \frac{d^2}{F^+} \frac{z^2}{p5x} \\
 & \frac{3^2 u_z}{\dots} \frac{\wedge = 0}{flz^2} \\
 & \wedge = 0 \\
 & du_x \\
 & Sx
 \end{aligned}
 \tag{2.113}$$

Граничные условия, замыкающие данную систему следующие:

$$\begin{aligned}
 & u_x(0,z)=0 \quad u_z(0,z)=0 \\
 & u_x(x,0)=0 \quad P(0)= P_m \\
 & u_x(x,h_m) = C_\pi \\
 & u_z(x,h_m) = C_\kappa \\
 & u_z(c_0.z)-orp \\
 & P(h) = P_i
 \end{aligned}
 \tag{2.114}$$

$$U_z(x,0)=0 \quad U_x(c_0,z)-orp$$

где c - скорость радиального перемещения кольца; $P; \dots P$ -давление над и под кольцом.

Система дифференциальных уравнений (2.113) и граничные условия (2.114) содержат в себе пять неизвестных величин: две компоненты скорости u_x, u_z ; давление масла P , толщину масляного слоя h_m , скорость радиального перемещения кольца C_κ . Следовательно, для полного замыкания системы необходимо еще два уравнения.

Четвертым является уравнение

$$F^{TM} = m_E \wedge = \frac{F_r + F_{nc} + F_y + F_{,,7}}{dt} \tag{2.115}$$

где F_{HH} -сила инерции, определяемая радиальным ускорением;

P_r -сила давления газов, действующая на тыльную сторону кольца;

F_{nc} -гидродинамическая подъемная сила, действующая со стороны масляного зазора;

F_u -сила радиального давления кольца, вызванного наличием собственной упругости;

F_{TC} -сила трения кольца о поршневую канавку.

Последним уравнением системы является соотношение между толщиной масляной пленки и скоростью радиального перемещения кольца

$$C \quad \text{к} \quad dt \quad (2.116)$$

Таким образом, задача замыкается. Однако, на последние два уравнения необходимо наложить дополнительное условие периодичности

$$\begin{aligned} h_m(\langle P_0 \rangle) &= h_m(\langle P_0 + 2 \tau_{mn} \rangle) I \\ C_k(\langle P_0 \rangle) &= C_k(\phi_0 + 2\tau) J \end{aligned} \quad (2.117)$$

где m - коэффициент тактности двигателя;

Φ_0 -произвольный момент времени.

Связь между уравнениями гидродинамики масла в зазоре и уравнениями движения кольца осуществляется через величину гидродинамической подъемной силы F_{nc} , которая может быть определена через распределение давления масла в зазоре (134, 135)

h

$$F_{nc} = 7iDjP(x)dx \quad (2.118)$$

Для решения задачи необходимо знать распределение радиальной составляющей как функции радиальной скорости поршня и толщины масляного зазора.

Система (2.113) распределяется на три независимых уравнения

Первое уравнение:

$$5x^2 dz^2 \tag{2.119}$$

с граничными условиями:

$$\begin{aligned} u_z(0,z)=0 & \qquad u_z(x, \delta_\phi)=C_k \\ u_z(x,0)=0 & \qquad u_z(x_0,z)=0 \end{aligned} \tag{2.120}$$

Из этого уравнения определяется составляющая скорости U_i

Для его решения используется метод конечных разностей.

Уравнение (2.119) аппроксимируем следующим разностным соотношением:

$$\frac{2U_{z,m,n+1} - U_{z,m,n}}{h^2} + \frac{U_{z,m,n} - U_{z,m,n-1}}{h^2} = \dots \tag{2.121}$$

эти соотношения выполняются во всех точках расчетной сетки, которые лежат внутри прямоугольника D , т.е. при

$$m=1,2,\dots,m-2, n=1,2,\dots,N-3$$

Эти соотношения замыкаются краевыми условиями

$$U_{z,0,n} = 0, U_{z,m,N} = C_k \tag{2.122}$$

$$U_{z,m,0} = 0, U_{z,m,n} = 0 \text{ на } \Gamma_p$$

Для решения системы конечно-разностных уравнений (2.121) с граничными условиями (2.122) используется метод прогонки.

Уравнение (2.121) можно записать в виде:

$$U_{z,m,i+1} - \frac{h^2}{2} U_{z,m,i+2} + (1+\alpha) U_{z,m,i} + U_{z,m,i-1} = 0 \tag{2.123}$$

Из (2J15)

$$U_{zm+1,n} \sim \sum_{n=0}^{\infty} U_{an-1}^{ft+y} [U_{antn+} - 2U_{an>n} + U_{anjn-1}]$$

$$U \ll + [-2 U^{TM} \frac{\hbar^2}{h_z} \frac{\partial}{\partial z}] U_{zm} \quad \begin{matrix} \text{LX} & \text{LX} \\ n_1 & n_1 \end{matrix}$$

$$U_{zm+i,n} [H - U - \frac{\hbar^2}{2m} (1+4) I_{T,zz} + H I_{T,zz} - I] + D_{zz} = 0, \quad i, n = 0$$

или (2.123).

Вводим в рассмотрение N-мерные векторы

$$\sim \{ U_{zm,0}, U_{zm,1}, \dots, U_{zm,N-2}, U_{zm,N-1} \}$$

Тогда уравнение (2.123) записывается следующим образом

$$F_{zm+1} U_{zm} + U_{zm-1} = F_{zm} U_{zm} \quad (2.124)$$

где

$$F_{zm} = \frac{\hbar^2}{2m} \left\{ \frac{\partial^2}{\partial z^2} + \dots \right\} U_{zm,N-1}$$

где

$$\begin{matrix} \frac{\hbar^2}{2m} (1-f) & \frac{\hbar^2}{2m} b' & & & \\ & \frac{\hbar^2}{2m} (1+ff) & & & \\ 0 & 0 & 0 & & \\ & & 0 & 0 & 0 \end{matrix}$$

уравнение (2.124) можно записать в виде;

$$A_{zm} U_{zm} + C_{zm} U_{zm+1} \quad (2.125)$$

где A_m, C_m матрицы-прогоночные коэффициенты:

$$A_{\tau} = (C_{m-1} - B_m)^T (F_m - A_{\tau}): C_m = -(C_{m-1} - B_m)^T \quad (2.126)$$

$$\tau = 2, \dots, m-2$$

$$A^{\tau} - B_{\tau}^T U^{\tau}; C_{\tau} = -B_{\tau}^T$$

(верхний индекс τ означает - обратная матрица).

В уравнении (2.124) полагаем

$$\tau = 1 \Rightarrow U_{z1} = -B_1^T U^1 + F_1, U_{z0} = F_0, U_{z1} = -B_1^T U^1 + F_1, U_{z0} = F_0$$

обозначения.

$$A^{\tau} - B_{\tau}^T U^{\tau}; C_{\tau} = -B_{\tau}^T,$$

$$U_{z0} = \{U_{zQ}, n_j\} \text{ -краевые условия}$$

Таким образом

$$U_{z1} = A_1 U_{z2} + B_1 U^1$$

$$\tau = 2 \Rightarrow U_{z3} = B_2 U_{z2} + U_{z1} - F_2, U_{z3} = B_2 U^2 + A_2 U_{z2} - F_2$$

$$\Rightarrow U_{z3} + (C_2 - B_2) U_{z2} = F_2 - A_2 \Rightarrow U_{z2} = (C_2 - B_2)^{-1} (F_2 - A_2 U_{z3})$$

$$A_2 = (C_2 - B_2)^T (F_2 - A_2), C_2 = -(C_2 - B_2)^T$$

$$U_{z2} = A_2 U_{z3} + C_m U_{z3, +1}$$

любое m

$$U_{zm} = A_m U_{zm+1} + C_m U_{zm+1}$$

$$A_{\tau} = (C_{\tau} - B_{\tau})^T (F_{\tau} - A_{\tau}), C_{\tau} = -(C_{\tau} - B_{\tau})^T \quad \tau = 2, 3, \dots, m-2$$

При $\tau = m-2$ из (2.125) имеем

$$A_{m-2} = (C_{m-2} - B_{m-2})^T (F_{m-2} - A_{m-2}), C_{m-2} = -(C_{m-2} - B_{m-2})^T$$

$$\blacksquare U_{zm-1} = \{U, n\} \text{ -граничные условия}$$

Из последнего уравнения, зная граничное условие, необходимо
 U_z-2- Определив \hat{y} из предыдущего уравнения, находим $I_{ж-3}$
 и т.д. до U_{z1} . В итоге находим поле составляющей вектора скорости
 u_z -

Алгоритм: 1. Прямая прогонка: определяются прогоночные ко-
 эффициенты C_m, A_m из соотношений (2.126).

$$m=1,2,\dots,m-2$$

2. Обратная прогонка: исходятся \hat{P} из соотношений (2.126). m
 $=m-2, m-3, \dots, 2, 1$.

Рассматриваем второе уравнение

$$\frac{\partial^2 X}{\partial x^2} + \frac{\partial X}{\partial z} = Q \quad (2.127)$$

Дифференцируем это уравнение по x

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \frac{dX}{dz}$$

Заменяем это уравнение конечно-разностным.

$$\frac{x_{m+1,j} - 2U_{z,m,n} x_{m-1,n}}{h^2} + U_{z,m,n} \frac{x_{m+1,n+1} - x_{m+1,n} - x_{m,n+1} + x_{m,n}}{h} = Q_{m,n}$$

Или

$$\frac{1}{h^2} [U_{z,m,n+1} x_{m+1,n+1} - 2U_{z,m,n} x_{m+1,n} + U_{z,m,n-1} x_{m+1,n-1}] + U_{z,m,n} [x_{m+1,n+1} - x_{m+1,n} - x_{m,n+1} + x_{m,n}] = Q_{m,n}$$

$$[U_{z,m,n+1} x_{m+1,n+1} - 2U_{z,m,n} x_{m+1,n} + U_{z,m,n-1} x_{m+1,n-1}] + U_{z,m,n} [x_{m+1,n+1} - x_{m+1,n} - x_{m,n+1} + x_{m,n}] = Q_{m,n}$$

Обозначим

$$\hat{A}_{m,n} = [U_{z,m,n+1} x_{m+1,n+1} - 2U_{z,m,n} x_{m+1,n} + U_{z,m,n-1} x_{m+1,n-1}] + U_{z,m,n} [x_{m+1,n+1} - x_{m+1,n} - x_{m,n+1} + x_{m,n}] \quad (2.128)$$

Тогда

$$U_{x_{m+1},n} - 2U_{z_{min}} + U_{x_{rn_lin}} = f_{m>n} \quad (2.129)$$

Уравнение (2.129) замыкается краевыми условиями:

$$\begin{aligned} u_x(0,z) &= 0 & u_x(\infty, z) &= \text{огр} \\ u_x(x,0) &= 0 & \Pi_x(x, \delta_\phi) &= C_\Pi < \end{aligned}$$

или в разностном виде

$$\begin{aligned} U_{x_{0>\Pi}} &= 0 & U_{x_{M-1}} &= \text{огр} \\ U_{x_{miN-1}} &= C_n \end{aligned} \quad (2.130)$$

Первая часть известна. Ее нашли в предыдущем пункте.

Уравнение (2.127) решаем методом прогонки при каждом m .

Уравнение (2.127) записывается в виде:

$$U_{x_{m,n}} - A_{m,n} U_{x_{m-1,n}} = f_{m,n}$$

где A_m, C_m - прогоночные коэффициенты:

$$\begin{aligned} A_{m,n} &= \frac{\Gamma_{m,n} D_{m,n}}{m-2 + C_T + 1} & f_{m,n} &= \frac{1}{p-x} \\ & & & \sim -2 + C_{T+1} \end{aligned} \quad (2.132)$$

$$D_{m,n} = \frac{f - \Gamma}{1 - \frac{\Gamma}{x_{0,\Pi}}}$$

Из последнего уравнения системы (2.131) находим $U_{x_{M-2j,n}}$. Зная $U_{x_{M-2,n}}$ предыдущего уравнения, находим $U_{x_{M-4,n}}$ т.д. до $m=1$. Это при каждом $n, n=1, N-1$. В итоге находим поле составляющей вектора скорости I_x .

При прямой прогонке определяются прогоночные коэффициенты C_m, A_m из соотношений (2.132)

При обратной прогонке находится из соотношений (2.131)

Рассматриваем третье уравнение

$$\frac{d^2 U}{dx^2} - a^2 U = 1 \quad \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2.133)$$

с граничными условиям

<

$$P(0) = P_i - i \quad P(h) = P_i$$

Дифференцируем последнее уравнение по x .

$$\frac{a^3 U_y}{ax^3 + az^3} - 1 \frac{a^2 p}{\sim p a x^2}$$

Это уравнение заменяем конечно-разностным

$$\frac{U_{x_{m+1},j} - U_{x_{m,n+1}} \sim U_{x_{m+1},n} + \frac{U_{x_{T,i}} + U_{x_{T+1},n-1} \sim U_{x_{T,n-1}}}{h_x h^2}$$

$$\frac{U_{x_{T+1},i} - U_{x_{T+1},n} \sim 3U_{x_{m,n}} + U_{x_{m-1},n} \sim U_{x_{m-2},n} - 1}{h^3} \quad \frac{U_{x_{T+1},n} \sim U_{x_{T,n}} + U_{x_{T-1},n}}{p h^2}$$

Обозначение:

$$P_{m,n} = P_{hx}^*($$

$$\frac{U_{x_{T+1},i+1} \sim U_{x_{m,n+1}} \sim 2U_{x_{T+1},n} + U_{x_{m+1},n-1} \sim U_{x_{T,n-1}}}{h^3}$$

hX

$T_{i, \dots, 4-3P}$

$i \text{ in } \sim IT_{\eta}$

$$\frac{U_{x_{m,n}} - U_{x_{m-1},n} + U_{x_{m-2},n}}{h^3}$$

Тогда

$$P_{m+1,n} - 2P_{m,n} + P_{m-1,n} = \Phi_{T,n} \quad (2.134)$$

Это уравнение замыкается краевыми условиями

$$P_{0,n} = P_i - i; \quad P_{m-1,n} = P_i \quad (2.135)$$

Уравнение (2.134) решается методом прогонки, аналогично уравнению (2.130). Вместе с тем, здесь есть некоторое своеобразие. Методом прогонки находится, начиная с $\eta=2$. Для $\eta=1$ строится следующая разностная схема:

$$P = P_{4-\eta} \frac{1}{\Gamma_{1P} \Gamma_{OPB}}$$

Прогоночные коэффициенты находятся из соотношений:

$$A_m = \frac{c_{T-2} + C_{T-1}}{2} \quad m=2,3,\dots,N-2 \quad (2.136)$$

$$A = \frac{-2nL \ln \cdot}{2} \quad C = \frac{\dots}{2}$$

Давление находится из уравнения

$$P_{m,n} \sim A_m^{C_m} P_{n-1}; \quad T = m-2, m-3, \dots, 2 \quad (2.137)$$

В алгоритме соотношения (2.136), (2.137) повторяются при $n=1,2,3,\dots,N-2$

Для исходной системы дифференциальных уравнений построена неявная разностная схема. Такая схема является абсолютно устойчивой. Построенная разностная схема аппроксимирует исходную систему со вторым порядком $O(hx+hy)$, в чем легко убедиться раскладывая сеточные функции в ряд Тейлора в окрестности каждого из соотношении(2.118):

$$\frac{2}{96h^2} \quad (2.138)$$

Скорость радиального перемещения кольца C_k и толщины смазочного слоя h_m в зависимости от r подчиняется следующим объективным дифференциальным уравнениям первого порядка:

$$\frac{d(r \phi)}{dr} = \frac{1}{2} \frac{P_{j-1} + P_j}{\phi_{\text{Пдав}}} \cdot \frac{4}{2} \cdot \frac{1}{2} \quad (2.139)$$

$$d(r \phi)$$

с граничным условием

$$C_k / \phi_{r=0} = 0$$

$$b_r / \phi_{r=0} = 0$$

Решение этих уравнений осуществляется методом Рунге- Кутты автоматическим выбором расчетного шага с использованием

< стандартной подпрограммы, входящей в математическое обеспечение современных ЭВМ.

Сила трения кольца определяется из соотношения

$$F_{Tp} = g^{\wedge} U_o \quad (2.140)$$

При этом частная производная по переменной Z от осевой компоненты вектора скорости U_x заменяется следующим конечно-разностным соотношением:

$$I = \frac{2U_x - U_{x,z=0} - U_{x,z=2\Delta z}}{2\Delta z} \quad (2.141)$$

Мощность механических потерь одиночного кольца может быть определенная из выражения:

$$P_{Tp} = j F_{Tp} C_n d < p \quad (2.142)$$

Для определения давления в заколочном объеме комплекта поршневых колец воспользуемся первым законом термодинамики для систем с переменной массой. Предполагается, что величины заколочных объемов не меняются в процессе работы двигателя (135). Рассмотрим i-й объем, ограниченный i-1 и i поршневыми кольцами. Пусть параметры рабочего тела в нем будут: давление P_j , температура T_j , масса M_j , V_j заколочный объем. В любой момент времени эти параметры связаны уравнением состояния

$$P_i V_i = M_i R T_i \quad (2.143)$$

Если из этого уравнения взять производные, то с учетом постоянства V_j объема получим

$$\frac{P_i}{P_i} = \frac{M_i}{M_i} \frac{T_i}{T_i} \quad (2.144)$$

Учитывая, что изменение массы рабочего тела в объеме определяется протечками газа через замки поршневых колец образующих данный объем, можно записать:

$$\frac{dM_j}{dt} = G_j - G_{j+1} \quad (2.145)$$

где G - расход газа.

Тогда для продифференцированного уравнения состояния получим

$$\frac{dP_j}{dt} = \frac{1}{T_j} \left(\frac{dT_j}{dt} G_{j+1} - G_j \right) \quad (2.146)$$

Первый закон термодинамики для i -го заколочного объема

$$G_{i-1} - G_{ip} - \frac{dU_i}{dt} = G_i \quad (2.147)$$

где T_{mi} - температура газа, затекающего в i -й объем,

$$P = \frac{R}{V} M$$

Изменения внутренней энергии системы

$$\frac{dU_i}{dt} = M_i c_v \frac{dT_{mi}}{dt} + p_i \frac{dV_i}{dt} \quad (2.148)$$

Из выражений (2.145) и (2.148) выводится система дифференциальных уравнений, описывающая характер изменения параметров газа в каждом межколечном объеме в процессе работы двигателя.

Обыкновенные дифференциальные уравнения (2.149) численно решаются методом Рунге-Кутты с автоматическим выбором шага при помощи стандартной подпрограммы.

$$\frac{P_i}{P_{i-1}} = k P_i \left(G_{i-1} \frac{T_{i-1,i}}{T_i} - G_i \right) \frac{1}{6nM_i}$$

$$\frac{dP_i}{P_i} = T_i \left[k \left(G_{i-1} \frac{T_{i-1,i}}{T_i} - G_i \right) \right] \frac{1}{6nM_i} \quad (2.149)$$

В системе (2,149) введены следующие обозначения:

на замке i -го кольца. Перетекание газа через замок i -го кольца могут быть определены из критического G_{\max} -максимального расхода газа и приведенного расхода.

Максимальный расход газа через не[^]профилированный канал

$$G_{\max} = (Mf)_{\max} \frac{J}{S} \quad (2.150)$$

где k - показатель адиабаты;

P - давление газа на входе в канал;

V -удельный расход газа на входе в канал;

uf -эффективное проходное сечение канала.

Приведенный расход газа определяется через характеристику канала tg_k

$$g(*, \% > ^0,842 (P_{3-л1,})^2 (1,16 + 0,0653p)$$

где $л_k = 0,188 + 0,911 y$ -для “узких” и “длинных” каналов, в ко-
 $Э$

торых течение газа осуществляется без поворота;

L -длина канала;

S-поперечный размер канала.

Площадь проходного сечения поршневого кольца определяется монтажным зазором с учетом шероховатости кольца и стенки цилиндра (135), температурными деформациями кольца и радиальными деформациями втулки цилиндра. Проходное сечение замка можно определить из следующего соотношения

$$h = \left(\frac{0,266E}{1-Cp_a} \left(\frac{z}{7} \right)^3 (T) + P_3 D 8 b_T (Z, <p)_{\text{вт-п}} \right)^{1/3} \quad (2.151)$$

где $h = \frac{1 - \Phi_{(B)}(0,266E)}{1 - Cp_a}$ - величина (ширина) зазора в замке с

учетом шероховатости;

P_a -номинальное контактное давление на стыке;

h_0 -зазор при $P_a=0$; $h_0 = \frac{\Pi}{2}$

E-модуль упругости;

C- эмпирическая константа ($C=0,017 \cdot 10^{-2} \text{Па}^{-1}$);

$\Phi_{(B)}$ -функция ($<p_{(B)} = \frac{4(3-B)}{8-3B} (3-B) V^2$)

B- характеристика шероховатостей, $B = \frac{R^m}{2}$

3-текущая радиальная деформация втулки цилиндра в точке мгновенного расположения кольца;

$\%_{\text{т-п}}$ -величина зазора между поршнем и втулкой

Подшипники коленчатых и распределительных валов относятся к опорам жидкостного трения, смазываемым под давлением. Являясь сравнительно простым по конструктивному использованию узлом эти подшипники характеризуются сложностью процессов, происходящих в смазочном слое, разделяющим поверхности трения. Изучением и математическим описанием данных процессов занимается гидродинамическая теория смазки, являющаяся одной из ветвей гидродинамики движения вязких жидкостей (148-155). Начало гидродинамической теории смазки было положено работами известных ученых Петрова Н.П., О.Рейнольдса, А.Зоммерфельда, Жуковского Н.Е., Чаплыгина С.А. (146, 147, 148, 149, 150).

В настоящее время работы по расчету подшипников локомотивных двигателей ведутся во ВНИИЖТе, ПО “Коломенский завод”, ХПИ, ПО "Завод им. В.А. Малышева ” и др. (142, 143, 144, 145).

Расчет по методу ВНИИЖТа (150) ведется в два этапа. Наиболее сложным является первый вспомогательный этап, на котором методом итерации с помощью сеточной модели решается сложная краевая задача с целью расчета массивов, необходимых гидродинамических характеристик для данного подшипника при различных значениях эксцентриситета и угла направления линии центров.

На втором этапе выполняется непосредственно расчет подшипника с использованием указанных массивов, которые вводятся в память ЭВМ с прочими исходными данными.

Однако из-за большой сложности освоения и громоздкости метод (150) трудно использовать в практике двигателестроения и эксплуатации. Кроме того, несмотря на значительную полноту учета влияющих факторов, результаты расчетов, получаемые как по методу (150), так и по любому другому методу, можно рассматривать лишь

как сравнительные, поскольку гидродинамическая теория смазки не позволяет учесть многие отмеченные выше факторы, могущие оказать существенное влияние на работу не стационарно нагруженных подшипников (ННП) ЭУ. К этому следует добавить, что нагрузку коренных подшипников ЭУ обычно рассчитывают по схеме разрезной балки, что может давать трудно учитываемые большие погрешности.

Методика ХПИ (159) по сравнению с методикой (150, 160) упрощена, что достигается путем устранения первого вспомогательного этапа. Необходимые значения всех гидродинамических характеристик вычисляются по ходу основного расчета по достаточно простым формулам, аппроксимирующим с погрешностями менее 5% имеющиеся в литературе табличные данные для стационарно нагруженных подшипников и одного частного случая нестационарно нагруженного подшипника. Аналогичная методика применялась и ранее, например (161, 162, 163), но без учета переменной вязкости масла.

Приведенная методика отличается от ранее изложенных тем, что учтено истинное значение отношения радиуса вала к радиусу подшипника $R/r < 1$. При расчете коэффициента утечки $g_{тп}$ коэффициент переноса g_n учтено отношение с целью сделать расчет универсальным для всех ЭУ. Учтена формула работоспособности ННП для определения размерной величины $ah_{кр}$ с учетом абсолютной величины выступов шероховатостей вала и подшипников.

В основу методики определения мощности трения положен метод гидродинамического расчета подшипников коленчатого вала ЭУ с использованием дифференциального уравнения Рейнольдса, которое, применительно к цилиндрическому нестационарно нагруженному подшипнику, записывается в следующем виде (150, 159)

$$\frac{a^2 p_{R2} a^2 p_3 \sin^2 p \cos^2 p}{5 \phi^2 (1 + \epsilon_0 \cos^2 p)^3} \quad (2.152)$$

$$S_0 (1 + \epsilon_0 \cos^2 \phi)^3 \frac{d\epsilon_0}{dx} \quad (2.152)$$

где R -радиус подшипника;

ϵ_0 -относительный эксцентриситет вала в подшипнике;

η_p -средняя, в пределах рабочей зоны, переменная динами-

ческая вязкость масла;

S_0 -относительный зазор между валом и подшипником;

ω_3 -эквивалентная угловая частота, учитывающая влияние на несущую способность вращающегося вала, корпус подшипника и линий центров с угловыми частотами ω_{v1} , ω_{op} и

$\frac{d\epsilon_0}{dx}$ -скорость изменения относительного эксцентриситета;

$P(\phi, r)$ -гидродинамическое давление в данной точке рабочей зоны слоя смазки, имеющей цилиндрические координаты, угол ϕ от линии центров по окружности подшипников и расстояние Z от среднего поперечного сечения;

ϕ -угол от линии центров по окружности подшипников.

Расчетная схема несущей способности нестационарно нагруженного подшипника представлена на рис. 2.10. Для решения уравнения (2.152) необходимо принять следующие допущения: вязкость смазки η_p для данного момента времени принимается однородной в пределах всей зоны, соответствующей текущим значениям средней теплобалансной температуры t_{pH} среднего удельного давления P_p в рабочей зоне;

Расчетная схема нестационарно нагруженного подшипника

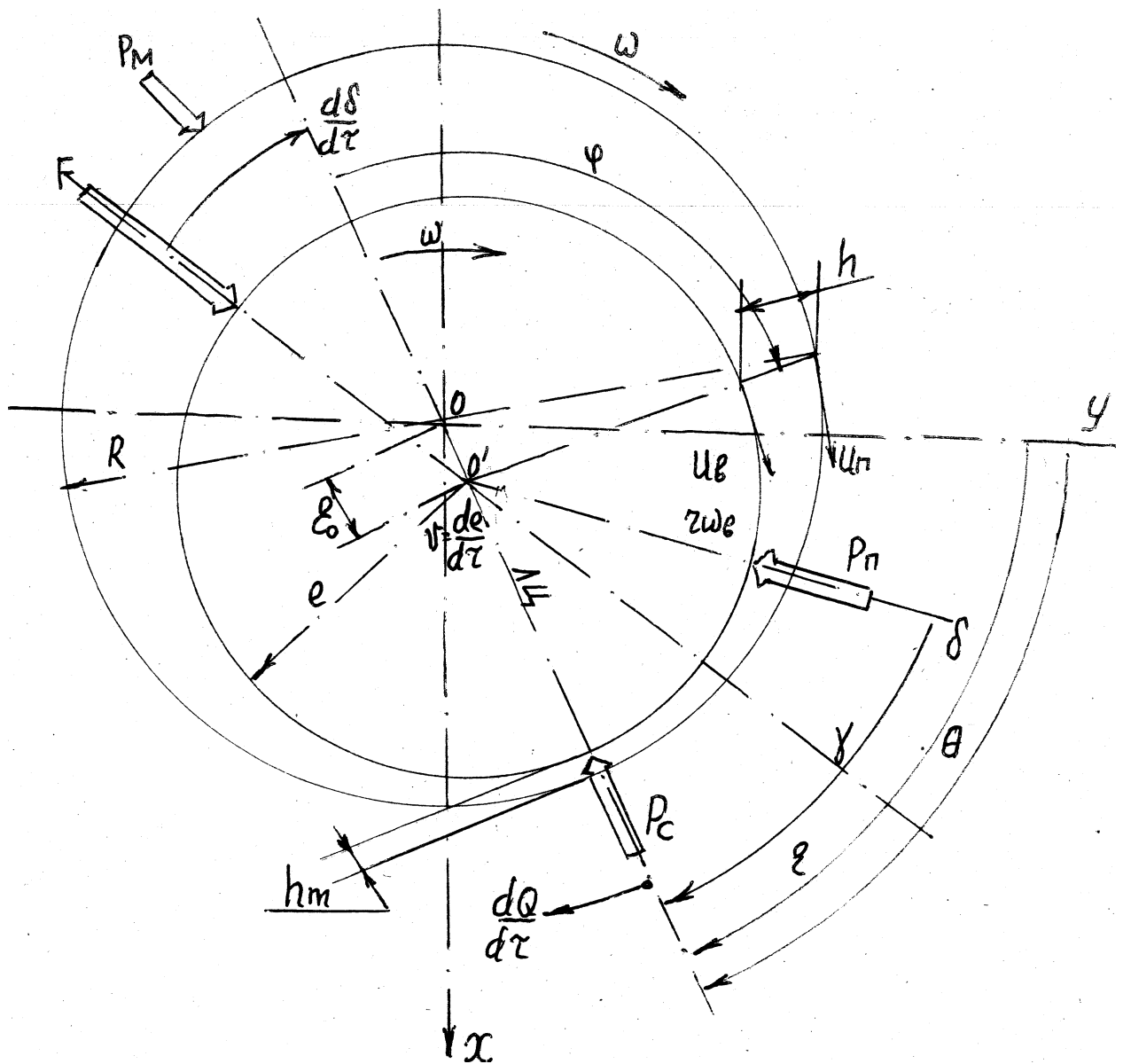


Рис. 2.10

-силы инерции движущейся в зазоре смазывающей жидкости пренебрежимо малы по сравнению с силами вязкого трения, а поэтому не учитываются;

-силы инерции деталей механизма, возникающие при взаимном смещении вала и подшипника в пределах зазора, пренебрежимо малы по сравнению с силами гидродинамических давлений, что позволяет допустить, что нагрузка F в любой момент времени полностью уравнивается гидродинамическими давлениями масляного слоя, т.е. несущей силой P (156, 157, 158).

Уравнение (2.152) является линейным неоднородным относительно функции $P(\rho, z)$, полное решение которого представляется в виде суммы двух независимых решений

$$P(\rho, z) = P_n(\rho, z) + P_c(\rho, z)$$

где P_n -гидродинамическое давление в слое смазки рабочей зоны, зависящее от эквивалентной угловой частоты;

P_c -гидродинамическое давление, зависящее от скорости радиального размещения вала в подшипнике.

Из данного выражения следует, что несущая сила P масляного слоя нестационарно нагруженного подшипника состоит из двух независимых соотношений P_n и P_c .

Пренебрегая силами инерции деталей, возникающими при взаимных смещениях вала и подшипника в пределах зазора, можно принять что сила P в любой момент цикла нагружения уравнивает нагрузку F , тогда

$$P = P_n + P_c = -F \quad (2.154)$$

где P_c -сила сопротивления;

P_n - поддерживающая сила.

Поддерживающая сила может быть определена из уравнения

$$P_n = \frac{\mu_p l d}{S_0^2} W_3 \xi \quad (2.155)$$

где $d = 2r$ - диаметр вала;

l - опорная длина подшипника;

ξ - безразмерная функция и, в соответствии с решением уравнения (2.152) без второго члена правой части и при условии, ее еще называют “коэффициентом нагруженности” или “числом Зоммерфельда”.

Эквивалентная угловая частота определяется из соотношения

$$W_3 = \frac{r(\omega - \frac{d\theta}{d\tau}) + R(\omega_n - \frac{d\theta}{d\tau})}{r} \quad (2.156)$$

где G - угловая частота вращения коленчатого вала;

$(X)_n$ - угловая частота вращения подшипника.

Учитывая, что для подшипников ДВС нагрузку F всегда определяют в виде составляющих и в системе координат XOY , связанной с подшипником в которой $\theta = 0$, а угловая частота вращения вала относительно коренного подшипника будет

а относительно шатунного подшипника

$$= CO 11 + 2^{\cos a} \Pi = \frac{mm,}{\cos \rho j 3O} + A \cos a \quad (2.157)$$

Получим применительно к не стационарно нагруженному подшипнику для эквивалентной угловой частоты

$$\hat{\epsilon} = 0(1 + Z \cos \alpha)^{-2} \text{ —}; \quad \hat{\epsilon}_{,,} = 0, -2 \text{ —}; \quad (2.158)$$

и для критического значения частота вращения

$$(dO)^I \quad \text{“} 2^{\wedge} \text{”}$$

игр

Основными гидродинамическими характеристиками поддерживающей силы $P_{\text{п}}$ являются безразмерная функция ϵ (коэффициент нагруженности) и угол α , задающий наклон силы $P_{\text{п}}$ относительно линии центров (рис. 2.10). В работе (156) приведены табличные данные гидродинамической характеристики ϵ и α для “полного” подшипника. Безразмерная функция может быть представлена следующей аппроксимирующей зависимостью

$$\hat{\epsilon}_{\epsilon, m} = \quad (2.159)$$

ϵ учитывает закон распределения давления $P_{\text{п}}$ в рабочей зоне как по окружности подшипника (по углу α), так и вдоль его оси (координата Z). Последнее зависит от истечения смазки через торцы, а, следовательно, от отношения длины подшипника L к его диаметру

d. Чем меньше относительная длина L/d , тем меньше сопротивление торцевого сечения, а, поэтому, ниже $p_{\text{п}}$ и $P_{\text{п}}$ при данном s_o . Значения зависят в сильной степени от s_o , который определяет величину и клиновидность зазора в рабочей зоне подшипника.

где ξ - значение безразмерной функции для подшипника неограниченной длины ($l = \infty$), у которой отсутствует торцевое истечение;

-коэффициент влияния конечной длины на ξ , который всегда меньше 1, г.к. учитывается снижение $P_{\text{п}}$ для подшипника конечной длины l по сравнению с P^{\wedge} отрезка такой же длины неограниченно длинного подшипника.

На основании данных работы (3.159) значение ξ аппроксимированы следующими зависимостями:

$$\xi = (4,5 - 2,57g) \xi_0^{-1} \quad (2.160)$$

$$\Gamma = -0,99g_0^2 \quad (2.161)$$

$$\xi \sim \frac{K^{112}}{1,11 + 0,25(\pi g - 0,6) + 0,2(\pi - 0,6)^2} \quad (2.162)$$

Погрешность определения безразмерной гидродинамической характеристики ξ , по приведенным формулам не превышает 4% по сравнению с данными /159/.

В области важнейших для подшипников ЭУ значений $s_0 > 0,8$ и $m = 0,6$ погрешность не более 2%.

Сила сопротивления P_c определяется из следующего уравнения

$$P_c = 3 \rho l d^3 v^2 S_0 \quad (2.163)$$

где v - безразмерная функция ϵ_0 и $m = l/d$

Значения v_m и K_c определяются из уравнений /2.164, 2.165/

$$v = \frac{Tr}{0,9 s_0 \text{Sig}} \quad (2.164)$$

где B^c - величина того же знака, что и $\frac{ds_0}{dx}$

$$c_{L(1>72+0,36m^c- s_0)-(0,06 +0,65(1-m)^c s) J$$

Несущую способность СНП оценивают по минимальной толщине масляного слоя и критерием работоспособности обычно считают условие $\bullet 1,5$. Однако, для оценки работоспособности ННП необходимы критерии, учитывающие закон изменения за цикл. Этот закон находят по расчетной траектории центра вала в П, получаемый в виде зависимостей полярных координат ϵ_0 и \textcircled{R} от угла поворота вала $\alpha = \omega \cdot t$. Расчет этих координат базируется на использовании векторного уравнения /2.154/ равновесия сил, действующих на вал в ННП, которое заменяем уравнением проекции сил на связанные с подшипником оси Ox и Oy .

Силу F , действующую на подшипник, можно представить как проекцию сил, действующих по оси Ox и Oy (рис. 2.10).

$$\begin{cases} F \sin \delta - P_c \sin \textcircled{R} - P_n \sin(\textcircled{R} - \gamma) = 0 \\ F \cos \delta - P_c \cos \textcircled{R} - P_n \cos(\textcircled{R} - \gamma) = 0 \end{cases} \quad (2.166)$$

С учетом выражений (2.155) и (2.163) получим

$$c, Id de \quad u Id$$

$$F \sin \delta = 3CH - \wedge v \sin \textcircled{R} + \wedge w_3 a \sin(\textcircled{R} - \gamma) = 0 \quad (2.167)$$

$$F \cos \delta = 3 \wedge - 5 - \quad u Id \quad V_c \cos \textcircled{R} + \wedge - w f \cos(\textcircled{R} - \gamma) = 0 \quad (2.168)$$

Введя следующие обозначения

$$E = D_\phi F \quad (2.169)$$

и после несложных преобразований уравнений (2.169) получим

$$E \sin(\delta - \epsilon) - y = 3 \frac{d}{dx} \Lambda - v \sin y \quad (2.170)$$

Отсюда получим дифференциальное уравнение изменения эксцентриситета

$\frac{dx}{dt} = 3v$

где

$$\epsilon = \frac{\sin(\delta - \epsilon - r)}{\sin y} \quad (2.172)$$

Аналогично преобразуя систему уравнений (2.167) получим дифференциальное уравнение изменения угла

$$\frac{d}{dx} 2[\dots] = 4 \sin y \quad (2.173)$$

Полученные уравнения (2.171) и (2.172) описывают траекторию центра вала в нестационарно нагруженном подшипнике, при этом выражение для эквивалентной угловой частоты будет иметь вид

$$\omega = \dots \sin y \quad (2.174)$$

Для решения приведенных дифференциальных уравнений наиболее целесообразно использовать метод Эйлера, для чего в уравнениях (2.171) и (2.173) необходимо заменить производные отношением конечных разностей, т.е.

$$\begin{aligned} \Delta \epsilon_n &= \frac{\Delta t}{3\Delta x} \Delta t \\ \Delta \theta &= -(\omega_1 - \omega_3) \Delta x \end{aligned} \quad (2.175)$$

Учитывая, что $\Delta t = \Delta a / G_n$

где $n = 30w / \Delta t$ получим расчетные формулы для приращения эксцентриситета s_0 и угла ϕ на i -том расчетном шаге

$$\Delta s_{0i} = \frac{-A - B \Delta \phi}{\rho v_{ij}} \quad (2.176)$$

$$\Delta \phi_i = \frac{15}{\pi} (w - W_{3i}) A a \quad (2.177)$$

В расчетные формулы (2.176) и (2.177) нагрузка F , входит в виде фактора E_j , для учета которого в практических расчетах применимо вспомогательное уравнение

$$\Delta \phi_i = S_0^2 / \pi(1 - k)d \quad (2.178)$$

и уравнение фактора нагрузки

$$E_j = \Delta \phi_i B^{\Delta} D_{\pi} \quad (2.179)$$

где k - ширина кольцевой канавки;

D_{π} - диаметр цилиндра;

$-\sqrt{F_x^2 + P^2 Y_c}$ - текущее значение нагрузки,

где F_x и $P Y_c$ проекции нагрузки на оси Ox и Oy , полученные из динамического расчета, т.е. отнесенные к m^2 площади поршня; поэтому, в формулу (2.179) в качестве множителя введена площадь поршня

Значения F_x и $P Y_c$ определяем квадратическим интерполированием по формуле Лагранжа

$$F_x = \frac{(a_i - a_2)(a_1 - a_3) F_{x1}}{2Aa^{\Delta}} + \frac{(a_i - a_1)(a_2 - a_3) F_{x2}}{2Aa^{\Delta}} + \frac{(a_i - a_1)(a_2 - a_2)(a_3 - a_2) F_{x3}}{2Aa^{\Delta 2 3}} \quad (2.180)$$

где $F_{x1}; F_{x2}; F_{x3}$ - значение нагрузки при $a = 0,4, 0,2, a_3$ соответственно, $2Da^* = a_3 - a_1$; $Da^* = a_2 - a_1 = a_3 - a_2$.

Аналогичное выражение используем и для определения F_y . Угол между направлением нагрузки и осью Oy (рис. 2Л0) будет

$$\theta_y = \arctg(F) \quad (2.181)$$

На рис. 2.11. представлена схема к расчету несущей способности подшипника с частично - кольцевой канавкой охватывающей угол $2\lambda = (v_2 - v_t)$. На этом участке рабочая поверхность подшипника раз-

делена на две равные части с длиной $l_1 = \frac{1}{2}(l-k)$ и относительной

длиной $m = \frac{1}{2} \left(\frac{l_1}{d} - k \right)$. На участке $v_2 - v_t$ рабочая поверхность имеет

длину l и относительную длину $m = l / d$.

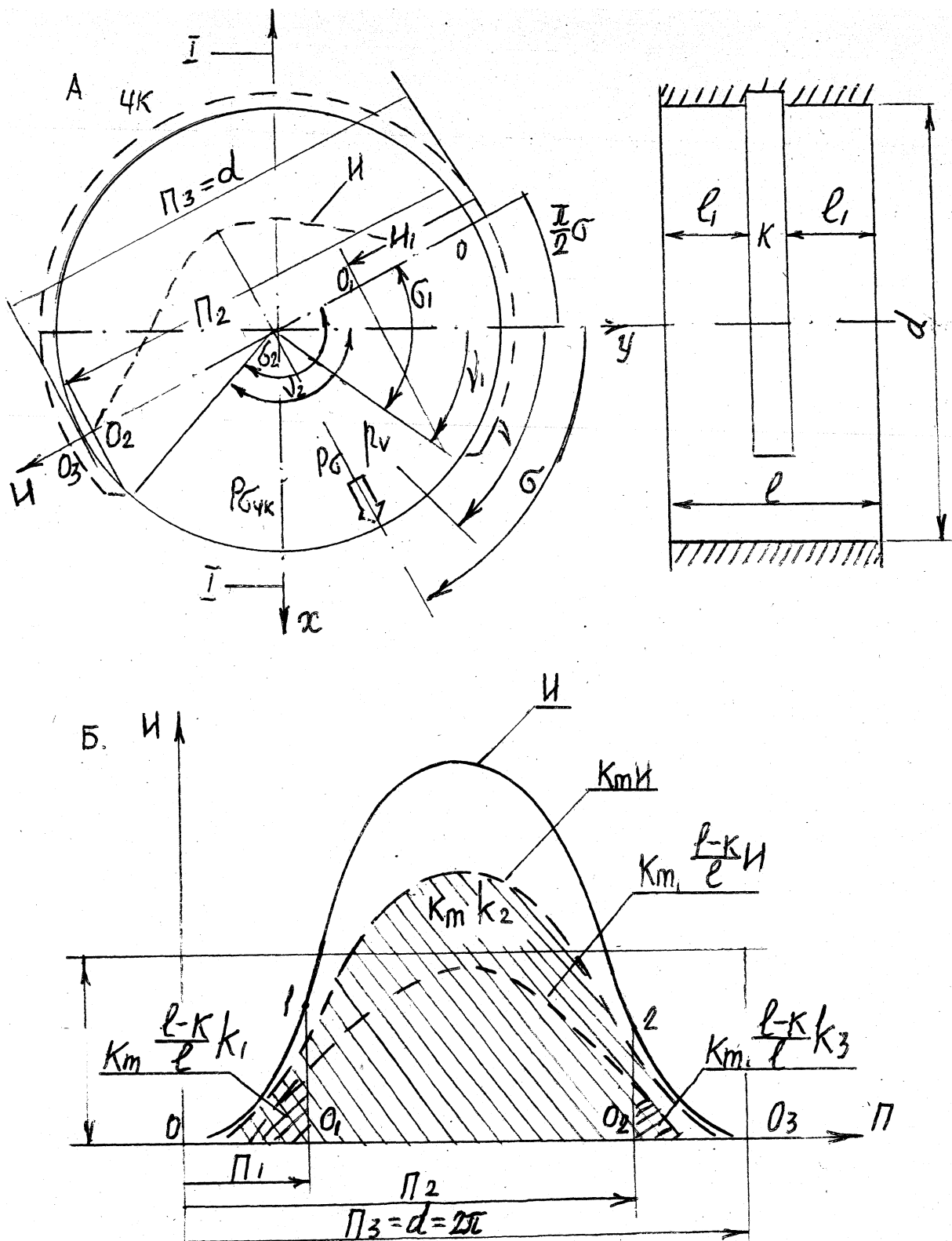
Определение закона распределения гидродинамического давления и несущей силы P_n для каждого положения линии центров и каждого значения эксцентриситета e_0 требует решения уравнения Рейнольдса при определенных краевых условиях на торцах подшипника и кромках частично - кольцевой канавки, что представляет определенные трудности.

Решение данной задачи может быть несколько упрощено в случае определенных допущений:

- рабочая зона подшипника с частично - кольцевой канавкой, где $p_v > p_m$ независимо от угла θ и эксцентриситета e_0 , всегда охватывает по окружности подшипника угол $2\theta = \lambda$;

- равнодействующая несущей силы p_0 гидродинамических давлений направлена радиально и перпендикулярно диаметру 003 .

Схемы к расчету несущей способности подшипника
с частично-кольцевой канавкой /ЧК/



А - схема подшипника с частично-кольцевой канавкой;
Б - схематические эпюры функций давления.

Рис. 2.11

Отметим, что здесь под p мы понимаем одну из составляющих полной несущей силы подшипников с частичной канавкой, т.е. либо поддерживающую силу (тогда $p_0 = p_{п?1}$) либо сопротивление (тогда $p_{ст} = P_{сук}$). Соответственно, $p_a = P_{п}$ или $p_{ст} = p_c$.

На основании принятых допущений соответствующая равнодействующая гидродинамических давлений p_v для отрезка подшипника длиной l выражается зависимостью

$$P_{aoo} = l \int p_v \cos(\alpha - \nu) d\nu \quad (2.182)$$

С учетом допущения подинтегральную функцию

$$I = P_{ff00} \cos(\alpha - \nu) \quad (2.183)$$

можно рассматривать как закон распределения некоторых условных давлений на диаметрально сечение 003, создающих силу $P_{от}$.

Очевидно, что интеграл в выражении (2.182) геометрически может быть представлен площадью k_2 , ограниченной графиком I и диаметром 003, т.е. $P_{g00} = l k_2$

Для определения P_a в подшипнике без канавки используется коэффициент влияния конечной длины $k_m < 1$, т.е.

$$P_a = P_b X \quad (2.184)$$

Если в данный момент вся рабочая зона имеет канавку, то коэффициент влияния принимает значение $k_{m1} < k_m$.

Следует также учесть, что канавка уменьшает опорную поверхность вкладыша в $1 / (1 - k)$ раз, поэтому для рабочей зоны с канавкой несущая сила

$$P_{01} = P_a \cdot k_m \cdot h^{\wedge} \quad (2.185)$$

с учетом шероховатости

$$a_4 = \frac{180I}{\pi} \left[0,25A(1,14 + 2 \lg(A/hJ^2r)) \right]^{1/4} \quad (2.190)$$

где $180I = a_{\text{ц}}$ - угол поворота коленчатого вала, соответствующий длительности цикла нагружения;

i - тактность двигателя;

A - радиальный зазор между валом и подшипником;

$ah_{\text{кр}}$ - суммарный угол поворота вала в течение цикла нагружения, при котором возникает условие $h_{\text{min}} = 2h_{\text{кр}}$;

■ $h_{\text{кп}}$ - критическая толщина масляного слоя, соответствующая началу нагружения жидкостного трения;

$i_{\text{ш}}$ - абсолютная величина выступов шероховатости.

На основании ряда опытных данных можно принять $h_{\text{кп}} = 4$ мкм. Тогда условие (2.190) запишется в следующем виде

$$a_4 = \frac{180I}{\pi} \left[0,25A(1,14 + 2 \lg(A/hJ^2r)) \right]^{1/4} \quad (2.190)$$

Величина a_4 характеризует лишь длительность, а не степень нарушения жидкостного трения, поэтому, для сравнительной оценки износостойкости, следует учитывать также .

Результатами расчета могут быть $h_{\text{гтн}} > h_{\text{кп}}$, а, следовательно, и $a_4 = 0$. Поэтому, указанные показатели следует дополнить величинами a_0 и $h_{\text{ср}}$, где a_0 - величина, аналогичная a_4 , соответствующая условию $h_{\text{гтн}} < h_{\text{кп}}$ или $h_{\text{гтн}} < 8$; $h_{\text{ср}}$ - среднее за цикл значение $h_{\text{гтн}}$.

Эти величины можно рассматривать в качестве показателей сравнительной оценки износостойкости нестационарно нагруженного подшипника.

Кроме перечисленных количественных показателей, для оценки работоспособности нестационарно нагруженного подшипника и влияния на него конструктивных и эксплуатационных факторов, следует использовать также графики различных величин, важнейшими из которых являются полярные диаграммы траектории центра вала в подшипнике и диаграмма минимальной толщины слоя смазки h_m по контуру шейки вала.

Построение траектории центра вала в подшипнике производится по полярным координатам, которыми являются текущие значения эксцентриситета ϵ_0 и угла направления линии центров рассчитываемые с помощью формулы (2.175). Для построения диаграммы h_m по контуру шейки вала используется значение h_m и $\theta_{\text{в}}$.

Минимальная толщина слоя смазки определяется по формуле

$$h_m = S_0(1 - \epsilon_0) \quad (2.193)$$

Угол $\theta_{\text{в}}$, задающий направление линии центров, определяется

по формуле

$$\theta_{\text{в}} = \theta_k + 90^\circ - \frac{a_m + (1 - NP)G}{V} \quad (2.194)$$

где a_m - угол поворота k -того кривошипа (для $k, k+1$ коренной шейки);

NP - признак для типа подшипника (для шатунного $NP=0$, для Коренного $NP=1$);

G - угол развала цилиндров V - образного двигателя (для однорядного $G = 0$).

Теплоэнергетические расчеты нестационарно нагруженного подшипника необходимы для определения влияния конструктивных

факторов на температурный режим и затрату энергии в нестационарно нагруженном подшипнике.

Основой для расчета является выражение для касательной силы обобщающей силы жидкостного трения скольжения в подшипнике, которая согласно /2.204/ может быть представлена формулой

$$(2.195)$$

где λ ~ безразмерная характеристика жидкостного трения скольжения, значения которой приведены в работе /149 / и достаточно точно аппроксимируется выражением

$$\lambda = \frac{0,46}{1,012} + 2,651 [1 + 0,34(m-0,2)e^{2,096}]$$

Для подшипников с кольцевой канавкой и частично кольцевой канавкой следует подставлять T_r

Работа трения скольжения на i -том интервале времени определяется по формуле

$$A_{T1} = R_j \frac{d \cdot \Delta \omega \cdot A_x}{2 \cdot \omega_n} = 5 \cdot \omega_i \cdot A_x$$

Учитывая, что $A_t = \dots$, получим

$$\frac{I_d^2}{12 S_0 n} \quad (2.197)$$

где ξ - значение при эксцентриситете e_0 в начале i -го расчетного шага.

Работа, затрачиваемая на вытеснение смазки из зазора в рабочей зоне при увеличении эксцентриситета, т.е. на преодоление силы сопротивления P^{\wedge} будет равна

$$AA_i = P_d A_i = \int_{D_1}^{D_2} \frac{f \mu \Delta p}{2 \pi r} \cdot 2 \pi r \cdot dr = \int_{D_1}^{D_2} f \mu \Delta p \cdot r \cdot dr$$

$$\text{и } \Delta p = \frac{6 \mu v}{h^3} \Delta a$$

тогда

$$AA_i = \frac{6 \mu v \Delta a}{h^3} \int_{D_1}^{D_2} r \cdot dr = \frac{3 \mu v \Delta a}{h^3} (D_2^2 - D_1^2) \quad (2.198)$$

Таким образом полная работа жидкостного трения

$$AA_c = AA_T + AA_c \cdot 0,5(1 + \text{sign}(\Delta \epsilon_0)) \quad (2.199)$$

Для подшипника без канавки или с частично - кольцевой канавкой имеем

$$AA_i = \frac{Id^2}{12S_0 n} + \frac{4.5LL Id^2 n}{3_0 Da} \cdot H, v, (A\epsilon_0)^2 [1 + \text{sign}(A\epsilon_0)] \quad (2.200)$$

Тепловыделение за цикл определяется по формуле

$$A_{\text{ц}} = E \Delta A_i$$

где $\pi_{\text{ц}}$ - число шагов за цикл нагружения

$$\pi_{\text{ц}} = \frac{180}{\Delta a}$$

Тепловыделение

$$A_{\text{ц}} = \frac{\pi_{\text{ц}}}{3a_{\text{UI}}}$$

Мощность трения

$$N_{\text{ТР}} = 10^{-3} AA_i$$

Расход смазки через рабочую зону подшипника необходим для определения средней для i -го расчетного шага температуры t , в этой зоне, а по ней - значение текущей вязкости масла η .

Значение t_j определяется используя уравнение теплового баланса, для чего выражение для полного расхода смазки через рабочую зону имеет вид

$$AQ_p = AQ_{Tj} + AQ_n + AQ_B, \quad (2.201)$$

где AQ_{fl} - торцевая утечка из рабочей зоны, происходящая под действием гидродинамических давлений p_n ;

AQ_{rt} - перенос части смазки из рабочей зоны в нерабочую;

AQ_{BI} - вытеснение смазки из рабочей зоны, возникающее

из-за радиального перемещения вала вдоль линии центров при изменении эксцентриситета на величину Δl

$$AQ_{BI} = \frac{ld^2 \omega}{z} = \frac{\pi \Delta l \cdot D \cdot \omega}{Izn}, \quad (2.202)$$

где g_{TI} - коэффициент торцевой утечки из рабочей зоны /1/

$$g_{TI} = \frac{Sp_j I 0^{**} 0)(2 SQI)}{2 2d 2+s\%i} \quad (2.203)$$

При наличии кольцевой канавки вместо ш подставим

Составляющая AQ_{rt} определяется по формуле

$$AQ_{rt} = \frac{md^3 S_n}{1L1} \quad (2.204)$$

где D_{nl} - коэффициент переноса

$$g_{nl} = \frac{1}{4} \frac{(1+e_0)(2+e_0)}{2d 2+s\%i} + \frac{3e^3 01}{2+} \quad (2.205)$$

Учитывая, что приращение эксцентриситета

$$|\Delta e| = \Delta S_a A S_0$$

получим

$$\Delta Q_{\text{пр}} = C_{\text{II}} |\Delta e| = \frac{d^2 S}{16.3(m-0.2)} \Delta e_0 \quad (2.206)$$

Таким образом

$$\Delta Q_{\text{пр}} = \frac{d^2 S}{16.3(m-0.2)} \Delta e_0 = \frac{10,5 \epsilon_0 \cdot 0,03}{0,75 S_{0i}} \Delta e_0 + \dots \quad (2.207)$$

$$\Delta Q_{\text{пр}} = \frac{d^2 S_0 A \dots \dots \dots}{\dots \dots \dots \sin(\Delta e_0)}$$

Секундный расход из рабочей зоны

$$\Delta Q_{\text{пр}} = E_{\text{ЛО}}, < 5 U_{\text{I M}}$$

Расход смазки из нерабочей зоны представляет собой торцевую утечку, зависящую от конструкции и размеров подшипника. При этом необходимо учитывать способы подвода смазки в подшипниках:

- подвод смазки осуществляется через одно отверстие во вкладыше или в шейке вала;
- подвод смазки осуществляется через центрально расположенную кольцевую или частично - кольцевую канавку, охватывающую нерабочую зону на угле не менее 180°.

Для первого случая применима формула (2.201)

$$\Delta Q_{\text{пр}} = \frac{d^3 S^3 \rho P}{\dots \dots \dots} \quad (2.208)$$

где $\eta_{\text{н}}$ - средняя динамическая вязкость смазки в нерабочей

зоне;

P_c - коэффициент торцевой утечки.

Согласно источнику [...201/], коэффициент торцевой утечки аппроксимируется зависимостью

$$P_c = 0,176 + 0,28(\epsilon_0 - 0,5)$$

Для второго случая, когда утечка масла происходит из кольцевой канавки. Применима известная из гидравлики формула

$$Q_{\text{ж}} = P \cdot \Delta$$

Принимая, что переменный зазор под углом ϕ к линии центров (рис.2.Ц) составляет

$$h = S_0(1 + e_0 \cos \phi)$$

получаем выражение для двухстороннего истечения из нерабочей зоны с канавкой на i -ом расчетном шаге

$$Q_{\text{ж}} = \frac{d^3 S_0 p_{\text{гр}} A_a}{12 \eta l} \int_0^{2\pi} (1 + e_0 \cos \phi)^3 d\phi = \frac{d^3 S_0 p_{\text{гр}} A_a}{12 \eta l} \cdot 2, \quad (1.57 + \dots)$$

Данное выражение удобно записать аппроксимирующей зависимостью

$$Q_{\text{ж}} = \frac{d^3 S_0 p_{\text{гр}} A_a}{12 \eta l} (1,57 + 3e_0^2) \quad (2.209)$$

Секундный расход из нерабочей зоны без канавки

$$Q_{\text{ж}} = \frac{d^3 S_0 p_{\text{гр}} A_a}{12 \eta l} \quad (2.210)$$

Температура смазки в рабочей зоне оказывает определяющее влияние на вязкость η , а, следовательно, на работу подшипника. Значения температуры масла t_p в рабочей зоне могут быть получены лишь из теплового баланса для этой зоны.

Поступающая в рабочую зону смазка с температурой t_m нагревается вследствие тепловыделения AA_j (определенного уравнением 2.199). Расчеты показывают, что $t_H = t_{pex} = t_m + 5$, где t_m - температура смазки, подаваемой в подшипник. Добавка 5° к температуре смазки учитывает повышение температуры масла вследствие тепловыделения, теплоотдачи от горячих поверхностей вала и подшипника, а также от смешения с некоторым количеством более нагретого масла, переносимого из рабочей зоны.

Теплообмен с рабочими поверхностями вала и подшипника ничтожно мал по сравнению с AA_j . Тогда, пренебрегая теплообменом, составляем уравнение теплового баланса для слоя смазки на i -ом шаге расчета, из которого находим соответствующее приращение температуры смазки в рабочей зоне

$$AA_i = A Q_{p,pc} \Delta t_i \quad (2.211)$$

откуда

$$\Delta t_i = \frac{AA_i}{A Q_{p,pc}} \quad (2.212)$$

С ростом температуры плотность масла ρ уменьшается, а теплоемкость c возрастает, причем так, что их произведение в области рабочих температур подшипника ДВС остается почти постоянным

$$\rho c = 1,8 \cdot 10^6 \text{ Дж/м}^3$$

Средняя тепло-балансная температура смазки в рабочей зоне в конце i -го расчетного шага

$$t_{*i} = t_{pex} + \frac{AA_i}{\rho c V} = t_m + 5 + \frac{AA_i}{\rho c V} \quad (2.213)$$

Аналогичным образом находим среднее за цикл приращение температуры смазки Δt_p и среднюю температуру смазки t_p в рабочей зоне

$$\Delta t_p = \frac{Q_{p.c}}{A} \quad (2.214)$$

$$t_{p.c} = L + 5 + \dots$$

где A и Q - определяются по формулам (2.200 и 2.210)_s соответственно.

Средняя температура масла, вытекающего из всего подшипника

2.6 Выводы

В приведенном разделе дано определение допусков, которое вытекает из эксплуатационной надежности локомотива.

Приведена классификация допусков, по которой они в зависимости от степени обеспечения функционирования ЭУ разделены на три группы. Однозначное определение допуска и положение его относительно номинального значения параметра характеризуется полем допуска.

В результате анализа и оценки существующих методов назначения полей допусков установлено, что ни один из существующих методов не учитывает связи детерминированных величин границ допусков со случайными изменениями параметров в эксплуатации по величине и времени.

В отличие от существующих предложена методика определения полей допусков на основе теории преобразования функций случай-

ных величин, определена взаимосвязь между характеристиками полей допусков и характеристиками распределения параметров в эксплуатации.

Разработаны математические модели для прогнозирования границ изменения энергетических параметров и границ изменения триботехнических характеристик в процессе эксплуатации ЭУ.

3. Прогнозирование полей допусков основных параметров энергетических установок

Энергетическая установка тягового подвижного состава работает в широком диапазоне изменения скоростного режима (частоты вращения коленвала) и мощности (крутящего момента). Границы этих диапазонов определяются допустимыми условиями работы двигателя и потребителя.

Диапазон возможных скоростных режимов работы двигателя может быть ограничен различными факторами. Максимальный допустимый скоростной режим ограничивается, например, тепловой и механической напряженностью деталей двигателя, условиями протекания рабочего процесса и совместной работы компрессора, газовой турбины и поршневой части и многими другими факторами. Минимальный допустимый скоростной режим определяется условиями устойчивой работы ЭУ.

На каждом скоростном режиме эффективная мощность двигателя может изменяться от 0 (холостой ход) до максимальной мощности, которую может развивать ЭУ. Совокупность возможных режимов ЭУ в координатах, где по оси абсцисс отложена частота вращения, а по оси ординат - мощность ЭУ изображается площадью, ограниченной ординатами, соответствующими максимальной и минимальной частоте вращения, осью абсцисс и кривой, представляющей изменения мощности в зависимости от частоты вращения, рис. 3Эы3.Ю

3.1 Прогнозирование полей допусков энергетических параметров энергетических установок магистральных локомотивов

Приведенная в разделе 2 методика прогнозирования полей допусков энергетических параметров ЭУ на частичных режимах предполагает учет утечек рабочего тела через неплотности камеры сгорания из-за износа деталей цилиндро-поршневой группы.

Износ ряда деталей ЭУ оказывает влияние на ее индикаторные и эффективные показатели. Наибольшие изменения вызывает износ деталей цилиндро-поршневой группы, главным образом, поршневых колец и втулки цилиндра, поскольку при этом возрастает утечка рабочего тела из цилиндров.

Однако, функциональная связь между износом деталей цилиндро-поршневой группы и показателями работы ЭУ имеет сложный характер, так как сопряжения, например, втулки и поршневых колец находятся в разных плоскостях и величины их износа неодинаковы. Обычно втулка имеет наибольший износ в зоне работы первого уплотнительного кольца в плоскости движения шатуна, эпюра ее износа по диаметру имеет форму овала. Первое уплотнительное кольцо изнашивается значительно интенсивнее других преимущественно вблизи замков.

Для установления более простых зависимостей необходимо износ деталей выразить через обобщенный показатель, характеризующий газоплотность цилиндра, и определить влияние отдельных деталей на этот показатель. В результате исследований, проведенных в ХИИТе, за показатель плотности цилиндра было принято отношение $P_{ц} / P_{н}$, где $P_{ц}$ - установившееся давление

подаваемого воздуха в цилиндр с учетом расхода через неплотности, $P_{\text{п}}$ - постоянное давление воздуха от внешнего источника.

Исследования, проведенные в ХИИТе и ПТРЗ (Полтавском тепловозремонтном заводе) показали, что плотность цилиндро-поршневой группы целесообразно определять по величине утечек газа из объема рабочей камеры цилиндра. Определять утечки в абсолютных единицах, например, в $\text{м}^3 / \text{с}$ не рационально и практически невозможно, потому что измерить время истечения газа (воздуха) из рабочей камеры невозможно с необходимой точностью, так как объем рабочей камеры при нахождении поршня у ВМТ, что необходимо при измерениях, невелик, а размеры неплотностей велики.

Увеличение объема рабочей камеры цилиндра за счет перевода поршня в НМТ не желательно ибо в зоне НМТ выработка (износ) цилиндра минимальная, и, следовательно, плотность цилиндра в этом месте повышенная.

Рационально определение плотности цилиндро-поршневой группы в относительных показателях, с их последующим сравнением с базовым показателем, т.е. таким же относительным показателем, но определенным для ЭУ, находящейся в эксплуатации после заводской обкатки (с неизношенными деталями). Таким показателем является отношение значения установившегося давления в объеме рабочей камеры цилиндра $P_{\text{ц}}$ при непрерывном питании этого цилиндра от какого-то постороннего источника воздуха с постоянным и фиксированным давлением $P_{\text{п}}$ этого источника. За показатель плотности принимается $\pi = P_{\text{ц}} / P_{\text{п}}$, получение такого показателя для цилиндра ЭУ не составляет большой трудности при помощи специального приспособления - устройства для контроля герметичности /17,115/.

Расчетные исследования по методике, проведенной в разделе 2, показали, что с уменьшением плотности цилиндра, расход топлива увеличивается (рис. 3.2). Эта зависимость идентична на всех режимах работы ЭУ и в функции показателя η может быть приблизительно выражена прямой линией.

Влияние на расход топлива износа втулки цилиндра показан на рис. 3.1. При расчете принималось, что поршневые кольца имели альбомный размер, овальность втулки принималась при диаметральном износе 0,4-1,2 мм, в плоскости перпендикулярной оси коленчатого вала $\sim \lambda$ тогоусоответственно 0,2-0,4 мм. Из рис. 3.1 видно, что при увеличении износа втулки удельный, расход топлива возрастает на всех режимах.

В связи с тем, что втулка и поршневые кольца работают совместно, причем износ втулки влияет на зазор в замке колец, проведены расчетные исследования, при которых втулка и кольца имели различные износы. Расчеты для номинального режима приведены на рис. 3.3.

Уменьшение плотности цилиндра сопровождается увеличением расхода топлива, снижением наибольшего давления сгорания и увеличением температуры выпускных газов.

В результате исследований было установлено, что с износом деталей механический КПД ЭУ практически не изменялся, увеличение расхода топлива происходит за счет уменьшения индикаторного КПД, который находится в прямолинейной зависимости от $P_{ц} / P_{п}$. При определении показателей рабочего процесса ЭУ на участке индикаторных диаграмм от начала сжатия до конца сгорания учитывалась утечка рабочего тела из цилиндра.

Коэффициент избытка воздуха в цилиндре при износе деталей уменьшается. На рис. 3.4 приведены изменения относительного

Зависимость удельного расхода топлива g_e от диаметрального износа втулки цилиндра ОД100

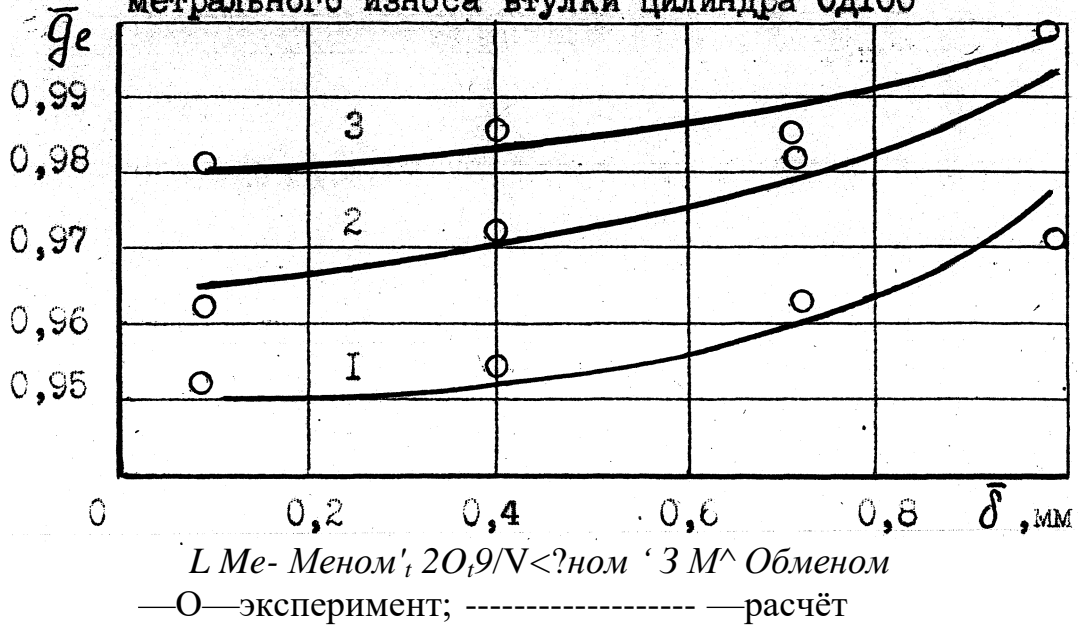


Рис. 3.1

Зависимость удельного расхода топлива от показателя плотности цилиндра. ^/Лдри износе уплотнительных колец двигателя ОД100и

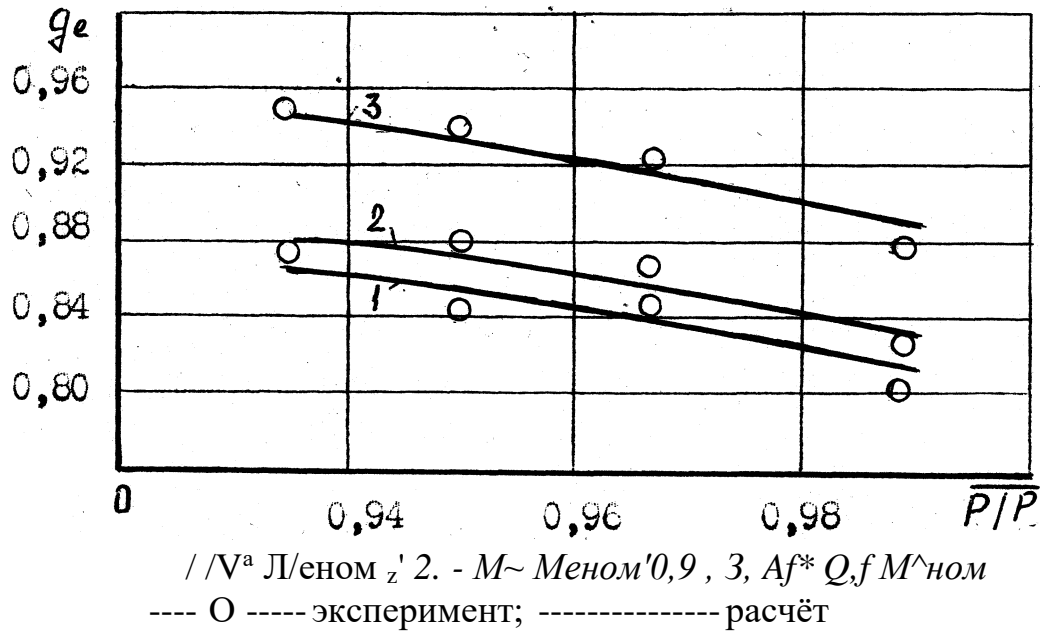


Рис. 3.2

заряда цилиндра G_c / G_e и коэффициента избытка воздуха $\alpha_c / (\alpha_e$ в зависимости от показателя плотности цилиндра $P_{ц} / P_{п}$. За единицу приняты соответственно, заряд цилиндра G_e и коэффициент избытка воздуха α_e для ЭУ с неизношенными деталями.

Из рис. 3.4 видно, что изменения α значительно интенсивнее чем G . Это объясняется, очевидно, тем, что уменьшение коэффициента избытка воздуха в цилиндре ЭУ, работающей с постоянной мощностью, происходит не только вследствие уменьшения воздушного заряда цилиндра, но и вследствие увеличения расхода топлива. Отсюда можно сделать вывод, что утечка газа изменяет не только его количество в цилиндре, но и характер протекания рабочего процесса.

Температура газов в цилиндре изменяется в зависимости от износа деталей цилиндро-поршневой группы (рис.3.5). Значения температуры газов в цилиндре приведены на участке горения - расширения индикаторной диаграммы для вариантов исследования $P_{ц} / P_{п} = 28,0; 30,0$ и $31,0$. В конце сжатия и начала горения ($\alpha_p = 7,5 - 16^\circ$ ПКВ) температура газов в цилиндре для различных вариантов исследования отличается незначительно. На участке $\alpha_p = 16-20^\circ$ ПКВ наблюдается небольшое повышение температуры газов. Чем выше плотность цилиндра, тем выше наибольшая температура газов на этом участке. Так при варианте исследований $P_{ц} / P_{п} = 31,0$ $T=1710^\circ\text{K}$, при $P_{ц} / P_{п} = 30,0$ температура $T = 1655^\circ\text{K}$, при $P_{ц} / P_{п} = 28,0$ $T = 1635^\circ\text{K}$. Такое соотношение температур свидетельствует о большей интенсивности процесса сгорания в цилиндрах, имеющих большую плотность.

При расширении температура газов снижается более интенсивно в цилиндре с большей плотностью и, в результате перед откры-

Зависимость параметров двигателя ОД100 от плотности цилиндра при суммарном износе уплотнительных колец и втулки

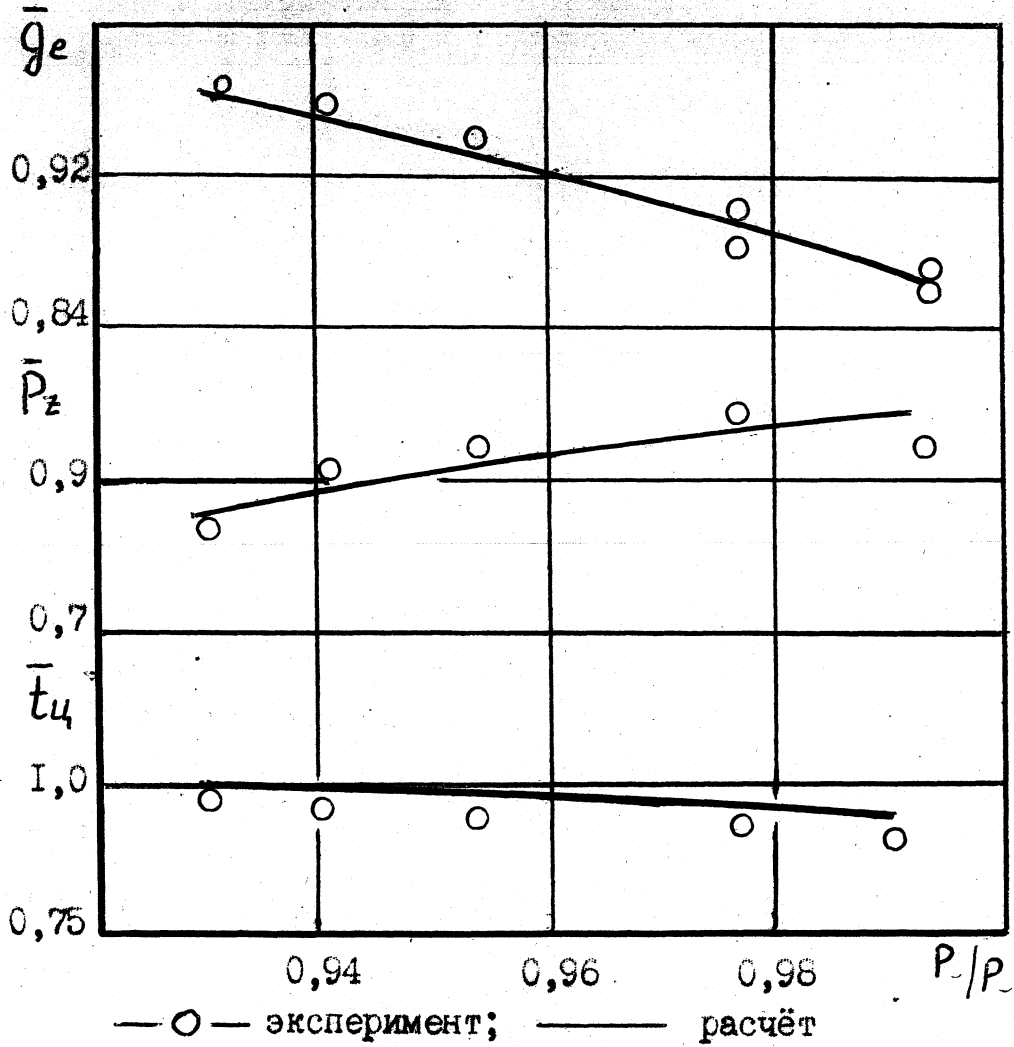


Рис. 3.3

Зависимость параметров двигателя ЦД100 от плотности цилиндра



$I-Gi/6$ - относительный заряд цилиндра; 2,3 - относительный коэффициент избытка воздуха (z - с

Рис. 3,4

тием выпускных окон температура газа тем ниже, чем больше плотность цилиндра. Очевидно, это явление связано с более продолжительным догоранием топлива на линии расширения в цилиндрах, имеющих меньшую плотность вследствие больших утечек зарядов. Более подробный анализ и результаты исследований приведены на рис. 4.5.

Период задержки воспламенения топлива в пределах исследованных величин износа деталей изменяется незначительно, хотя наблюдается вполне определенная тенденция к увеличению этого периода при снижении показателя плотности цилиндра. Увеличение периода задержки воспламенения топлива при снижении плотности цилиндра определяется снижением давления конца сжатия. Так, при варианте исследований $P_{ц} / P_{н} = 31,0$ $P_{ц} = 6,6$ МПа, а при $P_{ц} / P_{н} = 28,0$ - $P_{ц} = 6,2$ МПа.

Коэффициент активного тепловыделения χ_j и интенсивность тепловыделения (скорость сгорания топлива) $A_{\chi}, / A_{\phi}$ в зависимости от угла поворота коленчатого вала ϕ для различных вариантов исследований приведены на рис. 4.5а.

Из рисунка видно, что при уменьшении плотности цилиндра коэффициент тепловыделения возрастает с меньшей интенсивностью и соответственно, уменьшается скорость сгорания. В результате, с уменьшением плотности цилиндра процесс растягивается и конец сгорания ($\chi_j = \chi_{j \max}$) перемещается дальше на линию расширения. Кроме того, при уменьшении плотности цилиндра снижается и величина $\chi_j \max$. Для приведенных вариантов исследования эта величина снижается с 0,96 до 0,89.

На рис. 3.56 приведены зависимости угла поворота коленчатого вала $\phi_{гаax}$, соответствующего $\chi_j \max$, средней интенсивности тепло-

Изменение индикаторных показателей двигателя ЮД100 по углу поворота коленчатого вала -а) и характеристик процесса сгорания в зависимости от φ и P/P -б)

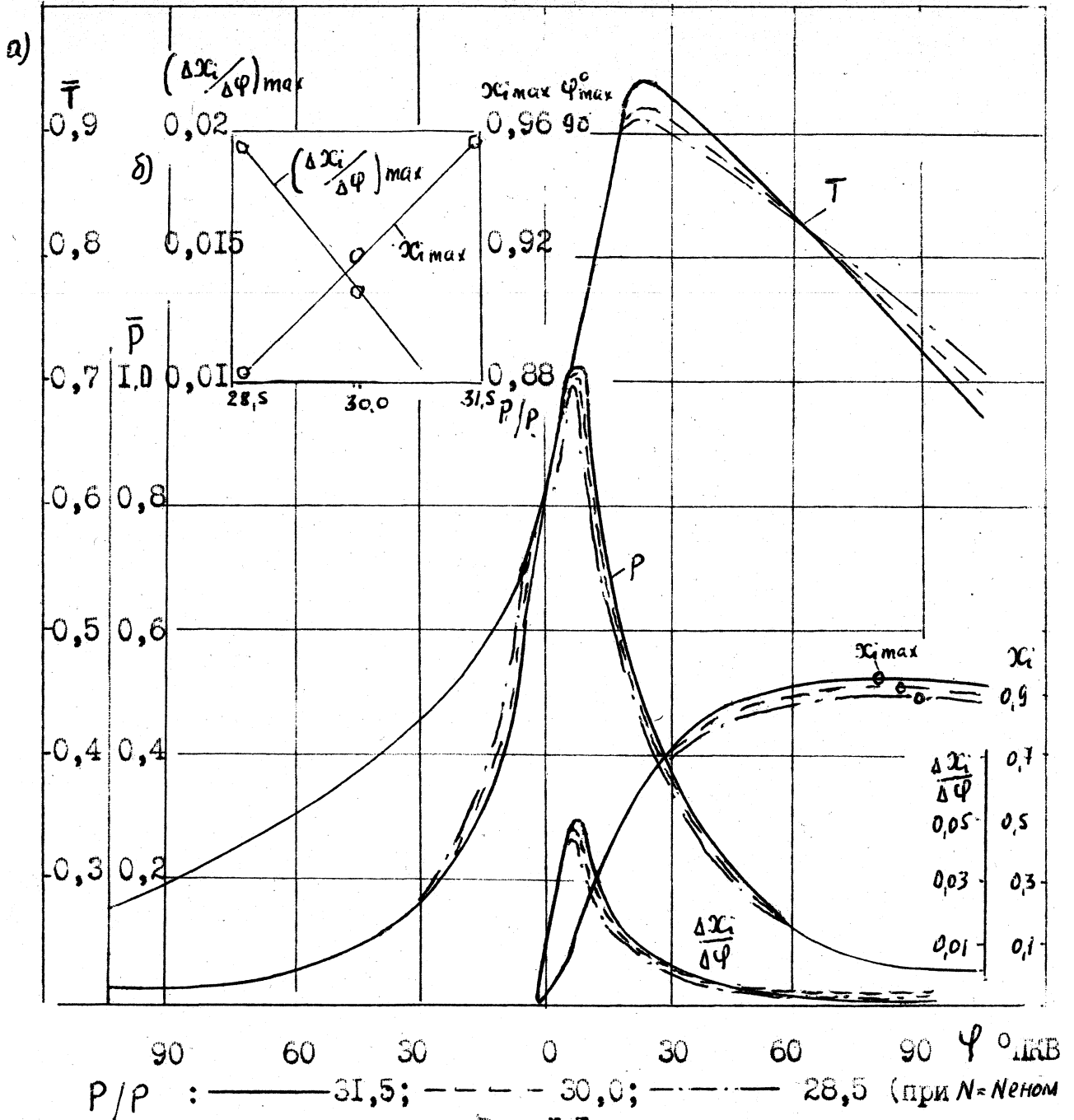


Рис. 3.5

выделения (скорости сгорания) $(A_{x,}/A_{\phi})$ и наибольшего значения коэффициента активного тепловыделения $X_j \max$ от показателя плотности цилиндра $P_{ц} / P_{п}$.

Средняя интенсивность тепловыделения определяется из соотношения $(A_{x,шах} / A_{\phi}) \max = 0,5 x, шах/ \phi$, где ϕ определялось из рис. .5а при $X_i = 0,5 X_j \max$, $X_j \max$, $\phi \max$ и $(A_{x,}/A_{\phi}) \max$ находятся в прямолинейной зависимости от $P_{ц} / P_{п}$. Эти зависимости позволяют оценить изменение закона сгорания при увеличении износа деталей цилиндра - поршневой группы.

Таким образом, уменьшение индикаторного КПД ЭУ обуславливается тем, что при снижении плотности цилиндра и увеличении утечки газов из него, уменьшается скорость сгорания топлива, процесс сгорания растягивается за счет перемещения по линии расширения в направлении к НМТ. Это приводит к возрастанию температуры газов в конце процесса расширения, что вызывает увеличение потерь тепла с выпускными газами.

Расчетные исследования удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными приведенными в /17,27,52/, на графиках рис.3.1; 3.2 и 3.3 показаны точками.

Наиболее эффективное использование ЭУ для целей тяги возможно в случае, если номинальная мощность реализуется во всем диапазоне скоростей движения локомотива.

Энергетические установки тягового подвижного состава такими свойствами не обладают. Для устранения этого недостатка применяют преобразователи вращающего момента в виде электрической или гидромеханической передач. Для того чтобы ЭУ могла обеспечить постоянство мощности в рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала, необходимо увеличивать заряд цилиндра при снижении

частоты вращения. Исследования показывают /12,27,185,186,187/, что такая задача может быть решена за счет усложнения схем наддува. Применение преобразователей вращающего момента позволяет ЭУ в ее современном виде работать на рациональных режимах по мощности и частоте вращения коленчатого вала, а изменение силы тяги от скорости движения локомотива осуществляется в результате автоматического регулирования передачи.

На отечественных и зарубежных локомотивах наибольшее распространение получила электрическая передача. При работе поршневого двигателя с электрической передачей требуемая для тяги поезда мощность может быть достигнута при различных частотах вращения коленчатого вала в пределах их рабочего диапазона и ограничительных характеристик. В связи с этим возникает задача о выборе наиболее рациональной зависимости мощности ЭУ от частот вращения вала $N_e = f(n)$, называемой генераторной характеристикой.

(тепловая)
Генераторная характеристика ЭУ 10Д100, представленная на рис.3.6 и 3.7 выбиралась из условий получения наибольшей экономичности с учетом ограничения температурных условий работы деталей цилиндра-поршневой группы и лопаток турбины, а также с учетом ограничения механической напряженности. Кроме этих условий форма генераторной характеристики определяется также и системой регулирования тягового генератора.

Если при работе двигателя на этой характеристике обеспечивается экономичность, приемлемая надежность и долговечность двигателя, то задача выбора генераторной характеристики решается однозначно.

Особенность форсированной поршневой комбинированной ЭУ состоит в том, что при работе по тепловозной характеристике на частичных нагрузках может возрастать тепловая и механическая напря-

Изменение параметр^с Дизеля ЮДЮО при работе на частичных (неноминальных) режимах по тепловозной характеристик * Г

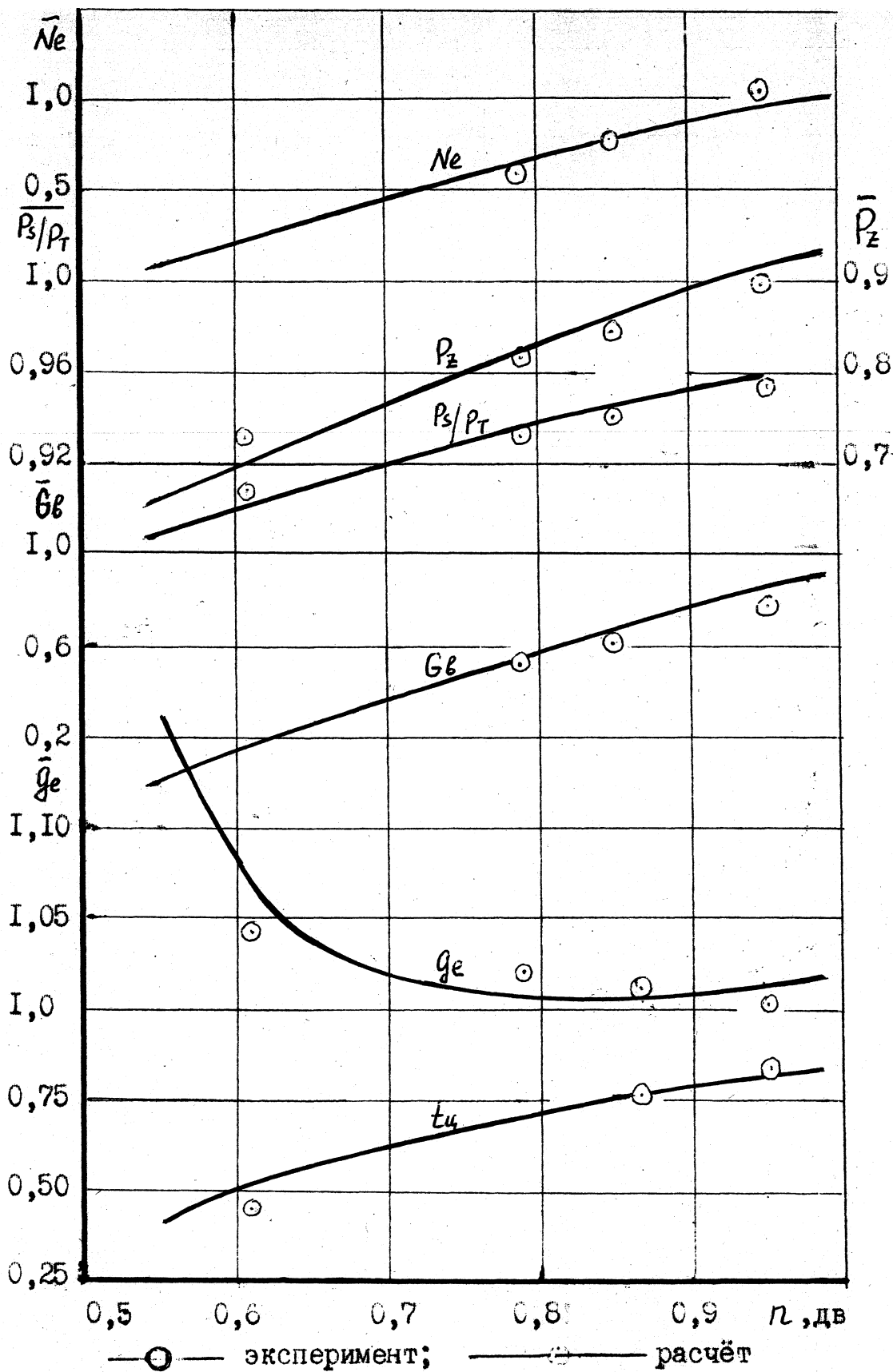


Рис.3.6

Изменение параметров дизеля 10Д100 при работе на частичных (неноминальных) режимах по тепловозной характеристике

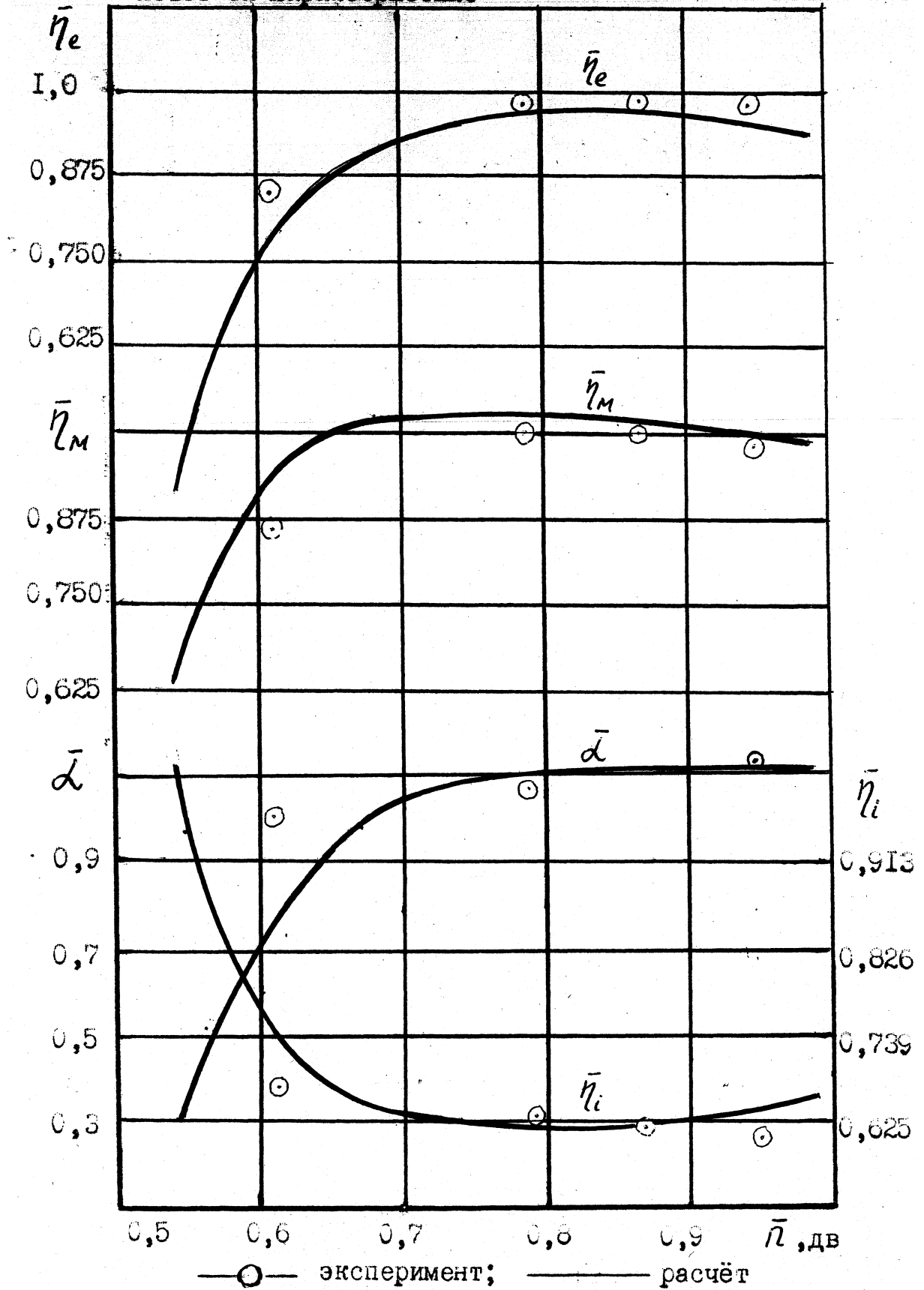


Рис. 3.7

женность двигателя по сравнению с номинальным режимом. В эксплуатации работа ЭУ на частичных нагрузках достигает значительной доли. Например, для грузового локомотива на мощностях 45-90% номинальной ЭУ работает примерно 50% всего времени .

Вследствие этих особенностей характеристик ЭУ и режимов ее работы в эксплуатации может происходить более интенсивное отложение нагаров на выпускных и впускных окнах втулки цилиндра, днище поршня, повышенное дымление, уменьшение надежности и долговечности работы деталей.

В качестве показателей для выбора верхней ограничительной характеристики могут быть максимальное давление сгорания, температура газов в цилиндре, перед турбиной турбокомпрессора, показатели дымности выпускных газов и другие величины, характеризующие механическую и тепловую напряженность двигателя./48,52,88,93,98,127/

Изменение эффективного КПД тц происходит под действием двух величин - индикаторного T_j и механического КПД.

Индикаторный КПД с уменьшением частоты вращения понижается вследствие изменения коэффициента избытка воздуха a . Понижение коэффициента избытка воздуха объясняется возрастанием цикловой подачи топлива и уменьшением весового заряда цилиндра. Уменьшение заряда цилиндра воздухом при $P_{дв} < < 1,0$ происходит по причине снижения давления воздуха P_g перед впускными органами ЭУ. Величина заряда зависит также от температуры воздуха t_s

Определяющее влияние на индикаторный КПД оказывает изменение коэффициента избытка воздуха и частоты вращения коленвала ЭУ (см. рис. 3.7).

Механический КПД увеличивается при уменьшении частоты вращения n , так как мощность механических потерь пропорциональна квадрату частоты вращения, а индикаторная мощность пропорциональна первой степени частоты. Поэтому, уменьшение индикаторного КПД в определенной мере компенсируется повышением механического КПД, что определяет малое изменение эффективного КПД $\eta_{\text{э}}$ в рассматриваемом диапазоне частот вращения.

Уменьшение коэффициента избытка воздуха приводит к росту средних температур рабочего цикла (рис. 3.8) и температур газов перед турбиной t_p

Наибольшие давления сгорания P_z с понижением частоты вращения n снижаются.

Таким образом, работа ЭУ по ограничительной характеристике сопровождается увеличением тепловой и механической напряженности его деталей, что затрудняет достижение необходимой долговечности и надежности.

Нижняя ограничительная характеристика определяется из условий работы ЭУ по нагрузочным характеристикам на каждой частоте вращения по позициям контроллера машиниста [12, 17, 26, 27, 47]. Основными параметрами, определяемыми по нижней ограничительной характеристике являются эффективный индикаторный и механический КПД, эффективная мощность N_e , температура выпускных газов t_q и др. Индикаторный КПД двигателя определяется коэффициентом избытка воздуха a . Увеличение a вначале повышает индикаторный КПД, а затем приводит к его снижению. Коэффициент избытка воздуха a по мере уменьшения мощности, как правило, возрастает (рис. 3.7).

Изменение параметров дизеля ЮД100 при работе по граничной характеристике

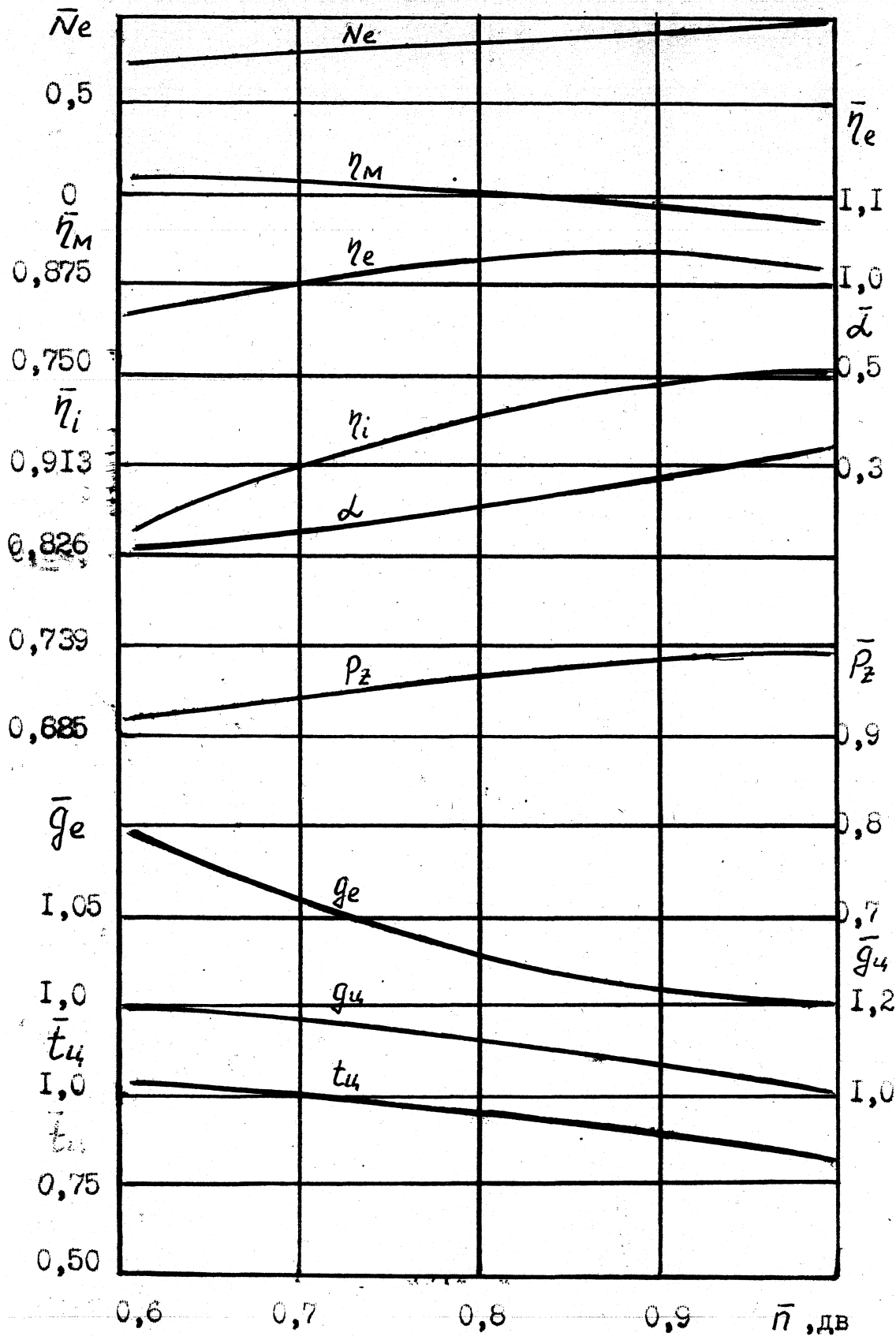


Рис. 3.8

Давление воздуха несколько понижается перед впускными органами с уменьшением нагрузки. В большей степени это снижение сказывается в четырехтактных двигателях с высоким давлением наддува, в двухтактных двигателях с комбинированным газотурбинным наддувом при весьма малой нагрузке.

В четырехтактном двигателе с газовым приводом на режиме холостого хода можно считать давление в наддувочном ресивере равным атмосферному. Если принять приближенно линейный закон изменения давления при половинной по сравнению с номинальной мощностью двигателя и пренебречь изменением температуры воздуха в наддувочном коллекторе T_s , которая при охлаждении воздуха после компрессора изменяется мало, то коэффициент избытка воздуха при понижении мощности до 50% Ne_{jj} достигает 65% его номинального значения (рис.3.7).

Так на режиме холостого хода четырехтактного дизеля при пониженной частоте вращения расход топлива и давление в наддувочном коллекторе уменьшаются. Поэтому коэффициент избытка воздуха на этом режиме повышается, достигая $a = 4-5$. Индикаторный КПД по мере понижения мощности, сопровождающегося повышением a , в зоне до $a = 2,5-3,0$, несколько повышается, а затем уменьшается.

Снижение индикаторного КПД по мере дальнейшего роста a и снижения нагрузки обусловлено понижением порции подаваемого в цилиндр топлива. При этом снижается давление $p_{смесеобразование}$, что является одной из причин снижения индикаторного КПД.

Кроме того, столь значительное повышение воздухотопливного соотношения (коэффициента избытка воздуха) ведет к понижению температуры деталей цилиндра-поршневой группы. Это определяет увеличение относительных потерь теплоты в систему охлаждения и

рост периода задержки воспламенения. В результате воспламенение топлива на режимах, соответствующих большим значениям a , нередко наступает за В НТ на ходе расширения.

Механические потери при снижении нагрузки уменьшаются за счет уменьшения нагрузки от давления газов (на шатунные подшипники и от поршня на втулки), уменьшение мощности топливного насоса вследствие сокращения подачи топлива. К факторам, повышающим механические потери для четырехтактных двигателей, относятся: увеличение насосных потерь вследствие падения давления во впускной системе и возрастания газодинамических сопротивлений при прохождении газа, увеличивается разность $P_g - P_y$. Кроме того, происходит увеличение вязкости масла из-за понижения температур деталей цилиндра-поршневой группы, что приводит к увеличению механических сопротивлений трения 9 колец о втулку.

При плохих условиях смесеобразования и сгорания быстро увеличивается сажеобразование, происходит закоксованность выпускных органов и газовой турбины, ухудшается теплопередача от нагретых частей камеры сгорания в воду и масло. Работа ЭУ, практически[^] становится невозможной. Нижняя ограничительная характеристика ЭУ ЮДЮО приведена на рис. 3.9. Из рисунка видно, что при работе по генераторной характеристике эксплуатация дизеля ниже кривой с точками $0,7P_{да} - 0,15N_e$ и $Ш_{да} - 0,47N_e$, нежелательна.

По приведенной выше методике было рассчитано поле допустимых нагрузок при работе на частичных режимах перспективного четырехтактного дизеля 4Д80 (12ЧН26/27) рис.3.10. Верхняя ограничительная характеристика имеет нижнюю точку

пустимых нагрузок дизелей типа 10Д4
(10ДН20,7/2х25,4)

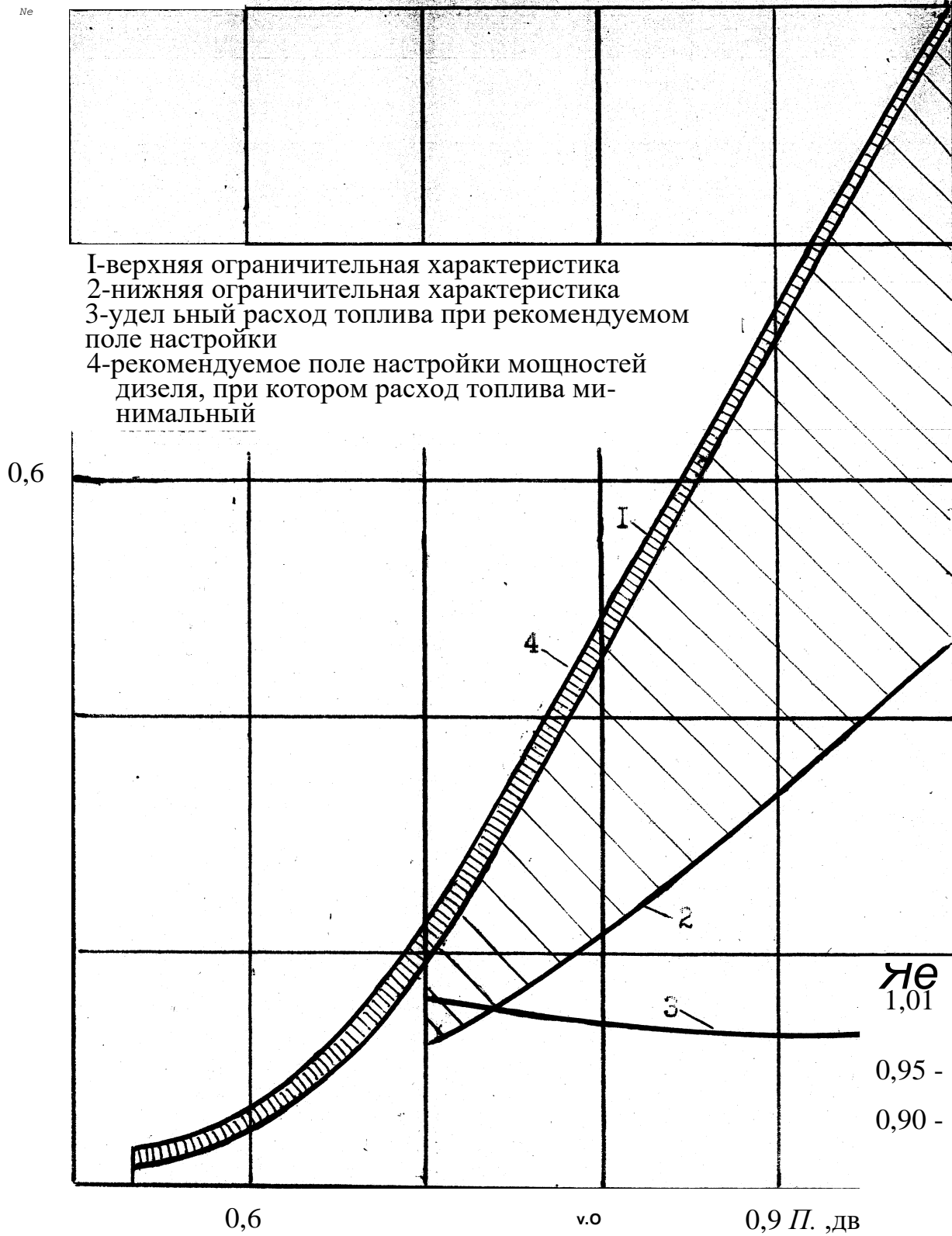


Рис. 3,9

Поле допустимых нагрузок двигателя 4Д80 (12ЧН26/27)

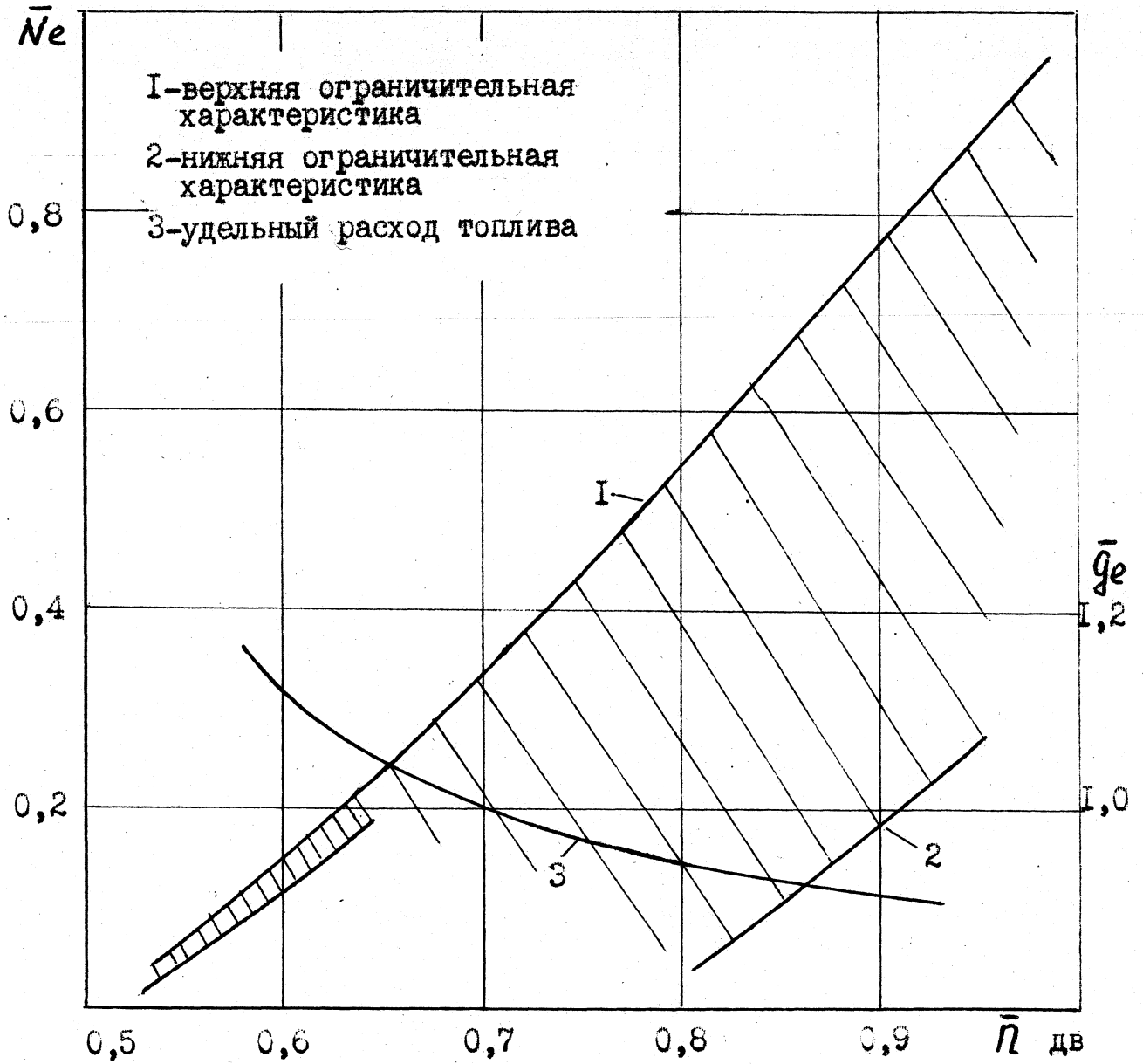


Рис. 3.10

$0,52P_{\text{да}}-0,07N_e$ и верхнюю $\Pi_{\text{да}} - IN_e$, т.е. с верхней точкой номинального режима тепловозной характеристики.

Нижняя ограничительная характеристика имеет нижнюю и верхнюю точку? соответственно : $0,8P_{\text{да}}-0,055I_{\text{те}}$ и $1P_{\text{да}}-0,3N_e$. Удельный эффективный расход топлива при работе по тепловозной характеристике находится в пределах $0,9 - 1,15 \text{ г}_e$.

Характер изменения g_e и $I_{\text{чэ}}$ в зависимости от Re при работе по тепловозной характеристике дизелей 4Д80 и 10Д80 (6ЧН 26/27) показан на рисунке 3.11.

Для сравнения среднеэксплуатационного расхода топлива указанных двигателей использовались данные наблюдений за режимами работы маневровых и поездных локомотивов в эксплуатации на ряде дорог Украины.

Анализ зависимостей, приведенных на рис. 3.11, показывает, что наиболее существенное влияние на среднеэксплуатационный расход топлива оказывает изменение g_e в диапазоне от $0,1$ до $0,35 N_e$, а также величина расхода топлива на холостом ходу. При мощностях больше $0,6 N_e$ изменение g_e практически не влияет на среднеэксплуатационную экономичность, из-за малой продолжительности работы на этих режимах (кривая 5 на рис. 3.11). Таким образом, , максимальное достижение g_e на малых нагрузках диктует необходимость уделить внимание улучшению удельного эффективного расхода топлива в диапазоне $0,1 - 0,35 N_e$.

В процессе эксплуатационных испытаний ЭУ 10Д100 по имеющемуся достаточно большому объему статистических данных случайного изменения параметров N_e и $\Pi_{\text{дв}}$ с помощью разработанной методики спрогнозирована детерминированная зависимость между ними $N_e=f(n_{\text{ав}}) /241, 241, 243, 246, 247/$.

Зависимость среднеэксплуатационного расхода топлива $V_{чэ}$ и удельного расхода топлива \bar{g}_e от мощности для двигателей типа Д80°

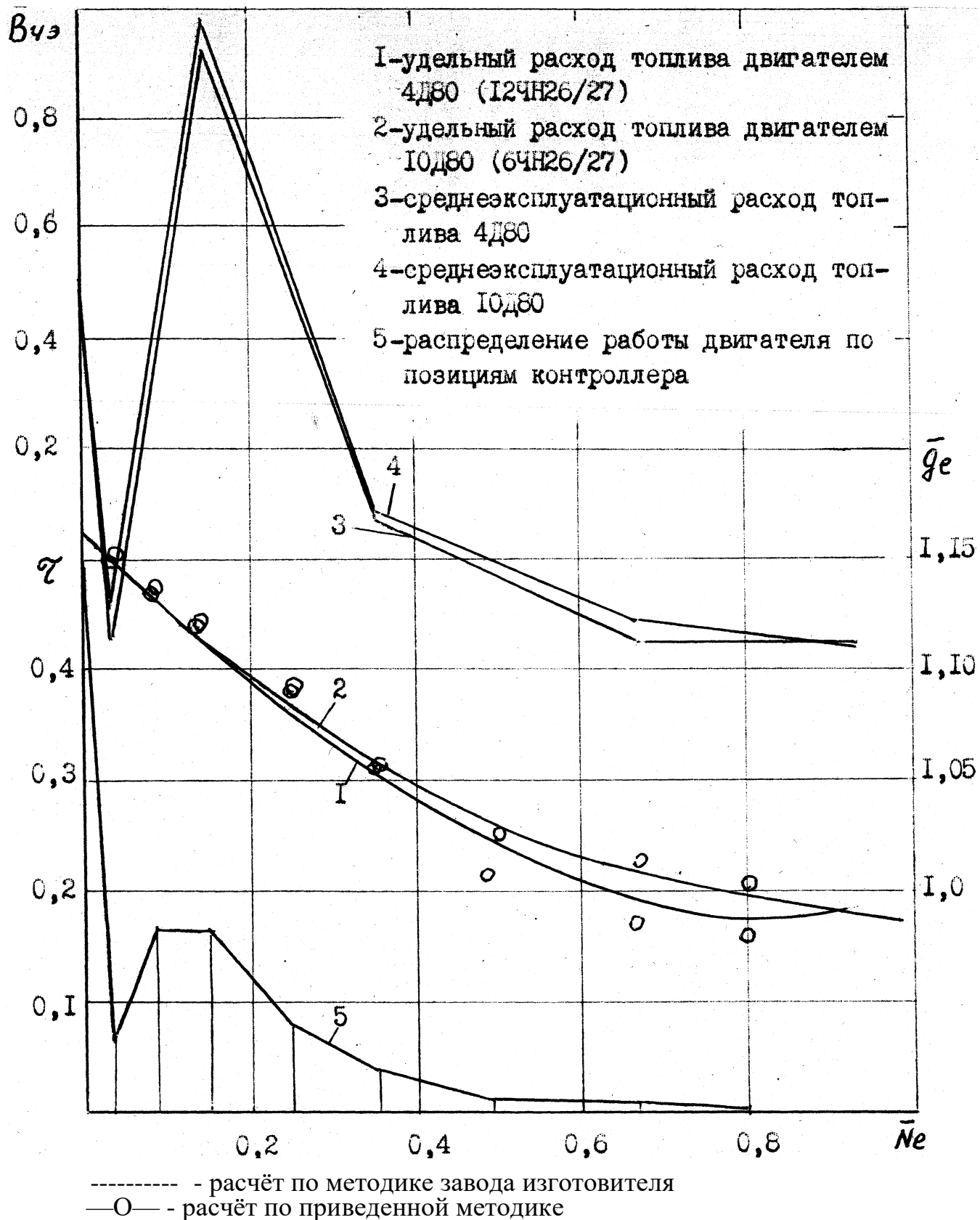


Рис. 311

На рис. 3.12 приведено значение прогнозируемой мощности ЭУ ЮДИОО $N_e=f(n)$. График построен по известной плотности вероятности Пдв $=f(\tau)$ и $N_e=f(\tau)$.

На рис. 3.13 показаны кривые изменения мощности N_e и удельного расхода топлива g_e в зависимости от частоты вращения при эксплуатации тепловозов 2ТЭЮЛ в депо Ташкент и Бендеры. Исходной величиной являлось распределение частоты вращения ЭУ по позициям контроллера машиниста в зависимости от времени эксплуатации.

Из рисунка видно, что в депо Ташкент тепловоз эксплуатировался при $n=0,6-0,8$, а в депо Бендеры при $n=0,7-0,9$.

При наложении на гистограмму частоты вращения значения мощности N_e и удельного эффективного расхода топлива g_e полученных при реостатных испытаниях по позициям контроллера, видно, что тепловоз в депо Бендеры работает значительно эффективнее, мощность используется лучше на 24%, а расход топлива ниже на 2%. Это подтверждается данными по расходу натурального топлива на показатель т.км/брутто.

На локомотиве не вся эффективная мощность дизеля используется на тягу, часть мощности отбирается на привод вспомогательных агрегатов и теряется при передаче. Мощность вспомогательных агрегатов для локомотивов различной мощности колеблется в пределах от 10 до 15% эффективности номинальной мощности дизеля. Причем, можно заметить, что с увеличением мощности дизелей магистральных локомотивов доля мощности, потребляемой вспомогательными агрегатами, также увеличивается.

Увеличивается, и расход топлива на привод вспомогательных агрегатов несмотря на улучшение топливной экономичности более мощных дизелей.

Прогнозирование эксплуатационных значений мощности ПЗУ

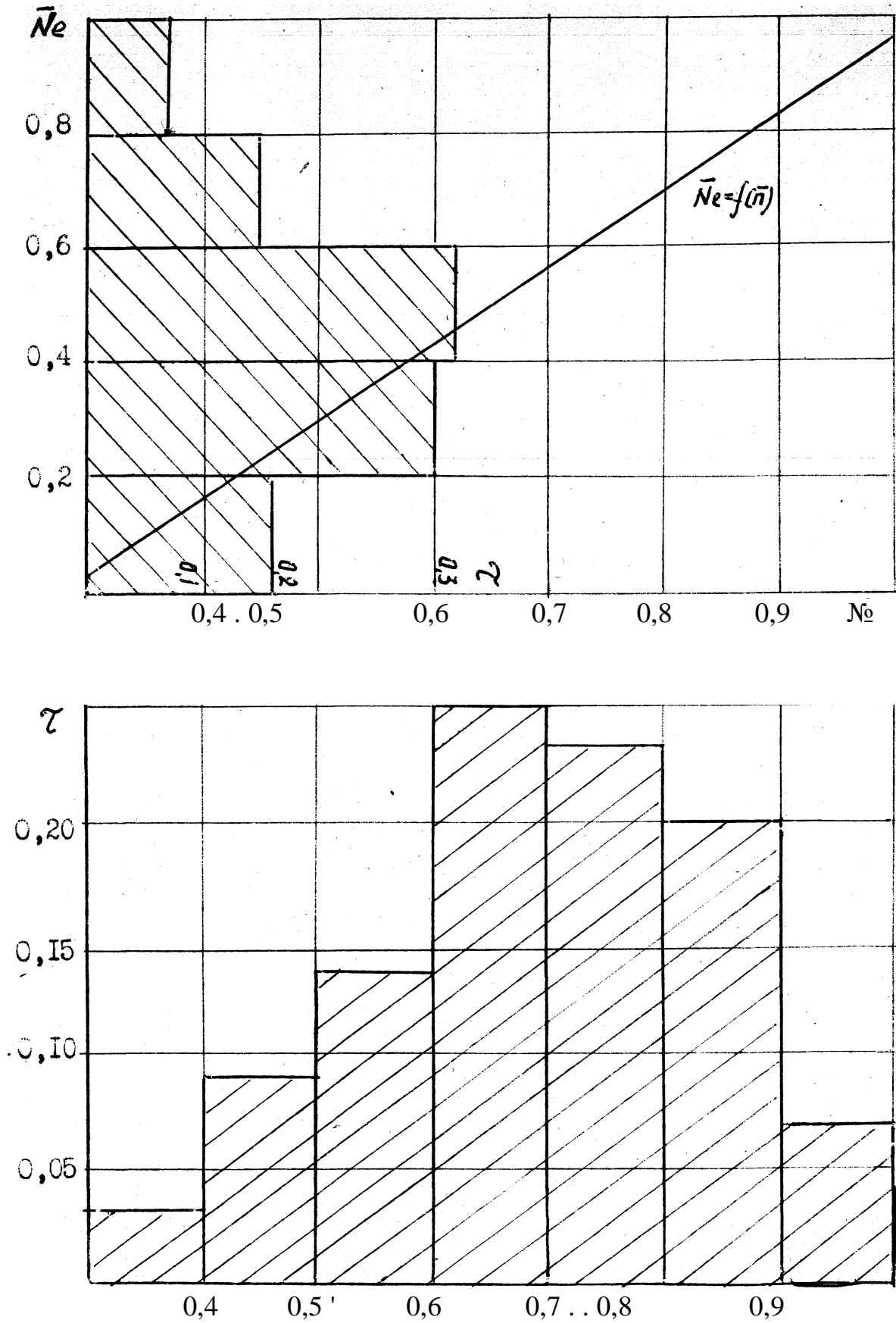


Рис. 3.12

Прогнозирование эксплуатационных значений N_i и по результатам реостатных испытаний

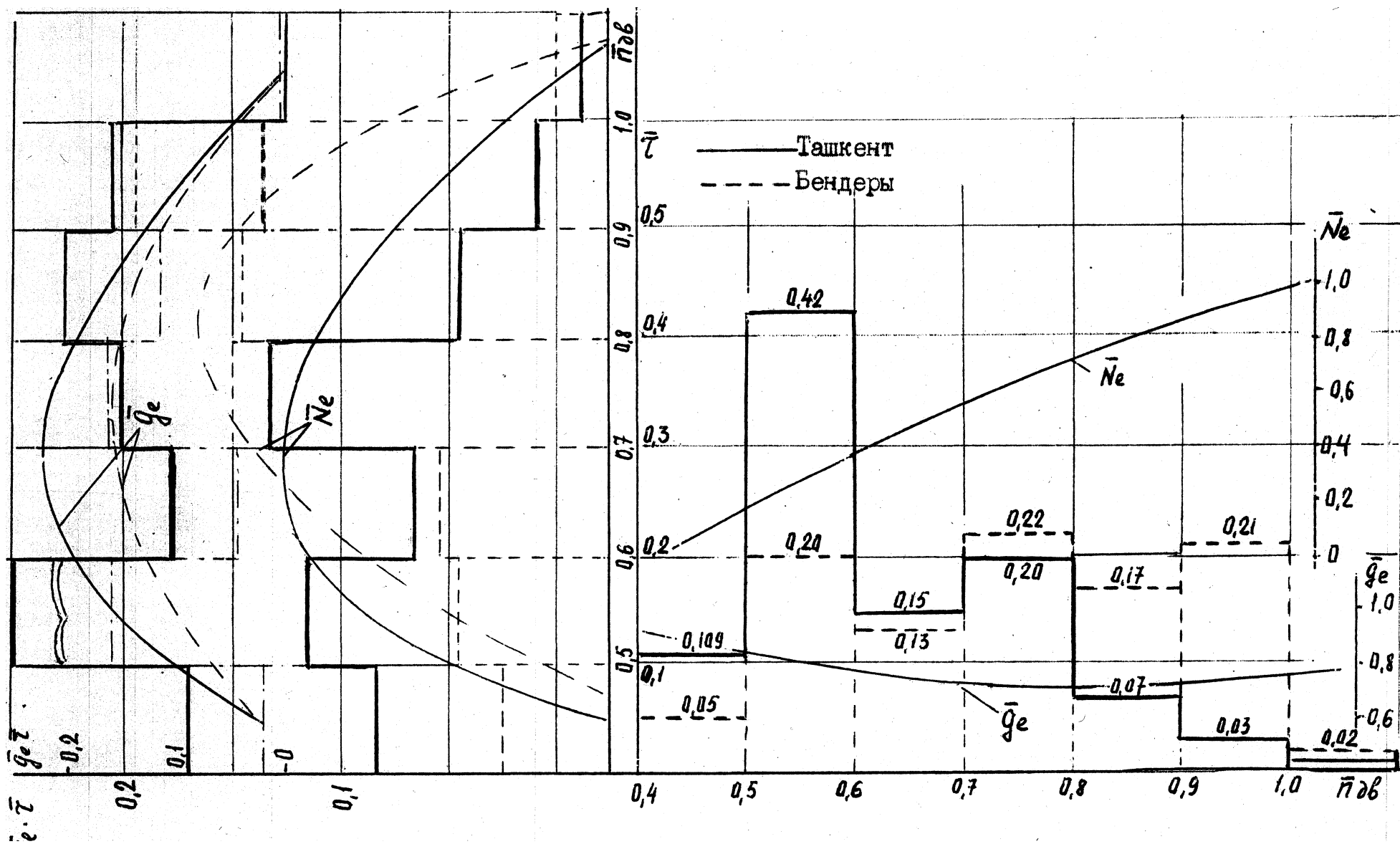


Рис. 3.13

На рис.3.14 показано распределение мощности между отдельными вспомогательными агрегатами. Из рис. 3.14 видно, что рост их суммарной мощности определяется, главным образом, увеличением мощности, потребляемой вентилятором холодильника и вентилятором электрических машин и аппаратов; мощности возбuditеля и тормозного компрессора изменяются незначительно.

Как уже было отмечено выше, мощность тормозного компрессора не зависит от мощности ЭУ, но изменяется в зависимости от давления нагнетания. В пределах измерения давления нагнетания от 0,3 до 0,9 МПа мощность компрессора, например ПК-3,5, увеличивается с 23 до 35,2 кВт.

Распределение механических потерь компрессора по отдельным составляющим приведено на рис.3.15.

3.2 . Прогнозирование полей допусков триботехнических показателей ЭУ магистральных локомотивов

Поршневые кольца энергетических установок тягового подвижного состава являются одним из самых напряженных деталей этой технической системы, так как работают в жестких условиях, при высоких температурах (150-250° С) под воздействием значительных механических нагрузок, определяемых действующим на кольцо перепадом давлений газов. Так, для первого поршневого кольца разность давлений может достигать 8,0 - 10,0 МПа на участке сгорания - расширения. Кроме того, отрицательно влияет дефицит смазки, обеспечивающий работу колец, наличие в ней твердых абразивных включений, являющихся следствием износов трущихся элементов ЦП Г и недостаточно эффективной работы масляных фильтров. Столь жесткие условия работы приводят к износу деталей

Зависимость величины вспомогательных нагрузок от изменения мощности двигателя

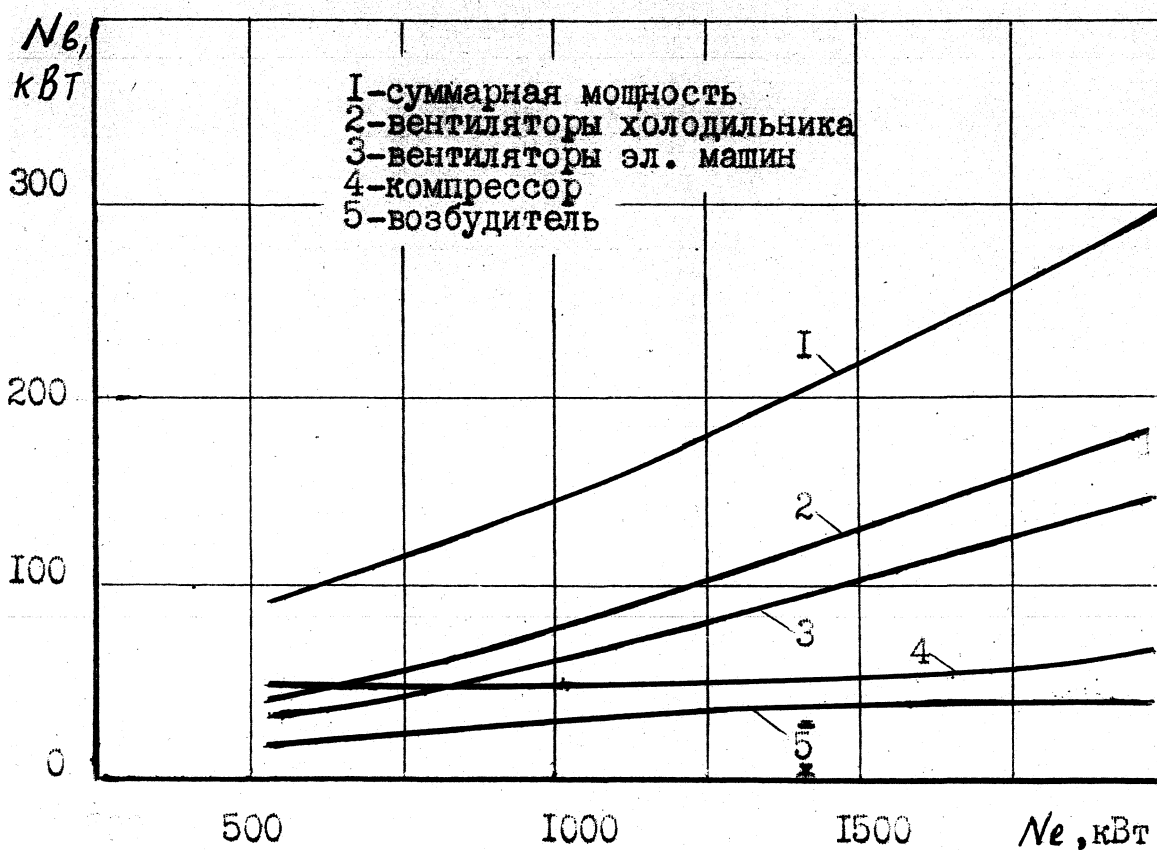


Рис. 3.14

Распределение механических потерь компрессора по отдельным составляющим



Рис. 3.15

ТТТТГ, влекущему за собой повышенный пропуск рабочего тела из камеры сгорания, и резкому возрастанию потерь смазочного масла на угар. Считается, что срок службы ЭУ до первой переборки в основном определяется ресурсом работы комплекта поршневого уплотнения. Следовательно, и общий ресурс ЭУ во многом определяется качеством работы комплекта поршневых колец.

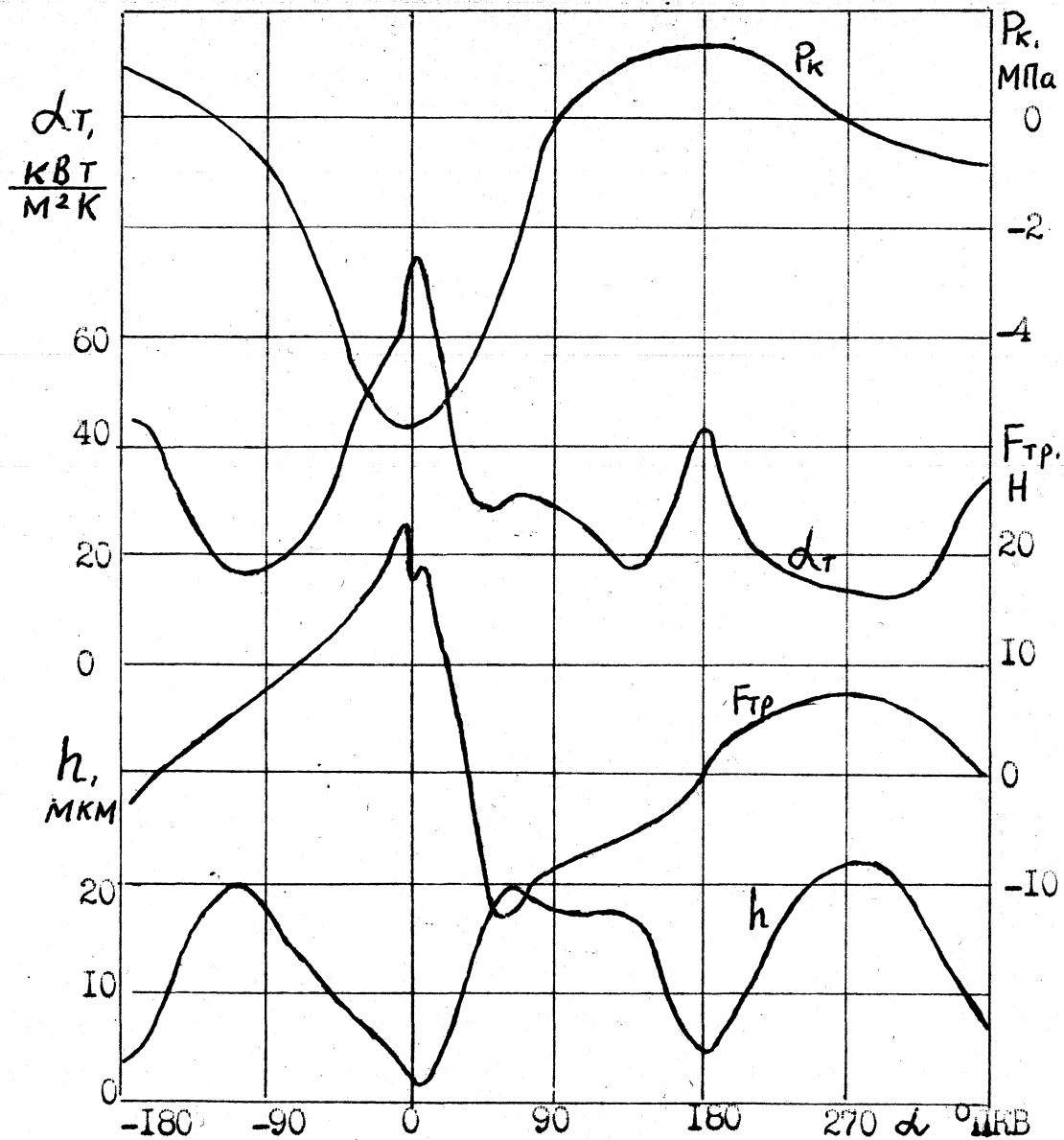
Высокие удельные нагрузки на кольца, а также недостаточность смазки сопряжения поршневое кольцо - втулка цилиндра ЭУ[^] способствуют возникновению больших сил трения в этом сопряжении.

Экспериментальные исследования показывают, что 60-70% мощности механических потерь ЭУ обуславливаются трением ЦП Г. До 70% потерь от поршня приходится на долю поршневых колец.

Все выше сказанное подтверждается результатами расчетных исследований ЭУ $S/D = 12/12$ ($N_e = 100$ кВт, $P_{дв} = 2200$ об/мин) приведено на рис. 3.16, (отмечено кружочками).

Из рисунка видно, что толщина масляной пленки под первым поршневым кольцом имеет минимумы в областях, близких к точкам стояния поршня, и максимумы в областях, близких к полуходам поршня, где скорость последнего максимальна. Абсолютные значения максимумов определяются действующими на кольца перепадами давлений. Минимальное значение толщины масляной пленки 3 мкм лежит в области ВМТ на участке сгорания-расширения цикла ЭУ. В этой области на кольцо действует максимальный перепад давлений, которому в силу малости скорости поршня, в этот момент времени противостоит лишь составляющая подъемной силы, определяемая вытиснительным фактором. Характерным для работы первого поршневого кольца является наличие достаточно острого минимума на участке сгорания-расширения рабочего цикла, причем видно, что

Параметры трения пары кольцо-втулка цилиндра
двигателя $\xi / \varnothing = 12 / 12$ ($N_e = 100 \text{ кВт}$, $n_{\text{об}} = 2200 \text{ об/мин}$)



h — толщина масляного слоя; $F_{тр}$ — сила трения; P_k — сила давления кольца на торец канавки; α_T — коэффициент теплоотдачи.

Рис. 3.16

момент этого максимума практически точно совпадает с моментом выравнивания давлений в камере сгорания и в первом заколочном объеме.

На рис. 3.16 представлен характер распределения локального значения силы трения по углу поворота коленчатого вала.

Интенсивность теплопередачи от кольца в первую очередь обусловлена толщиной смазочного слоя под ним. На рис. 3.16 приведено локальное распределение коэффициента теплоотдачи от первого поршневого кольца на номинальном режиме работы. Максимальное значение α лежит в областях стояния поршня в ВТМ и НТМ, где эти величины превышают $60 \text{ кВт/м}^2\text{к}$. На полуходах, там где наблюдается увеличение толщины смазочного слоя, интенсивность теплоотдачи резко падает. Это является следствием увеличения теплового сопротивления масляного зазора.

К факторам, которые влияют на работу подшипника и могут меняться в процессе эксплуатации, относятся изменения зазоров и овальности шеек вала по мере износа, вязкости масла вследствие его разжижения топливом, разрушение антифрикционной заливки вкладышей, изменение температуры масла на входе в дизель. Условия работы подшипников при различных температурах масла на входе в ЭУ и зазорах - от установочного до предельно допустимого. Результаты таких расчетов коренных подшипников ЭУ БТД и шатунных подшипников ЭУ Д80 приведены на рис. 3.17 и 3.18.

Расчетную вязкость, соответствующую температуре смазки в слое, принимали для масла М14 и М16 по средней температуре подшипника, определенной экспериментально.

На расчетные данные нанесены результаты минимальной и средней за цикл толщины масляной пленки в зависимости от относи-

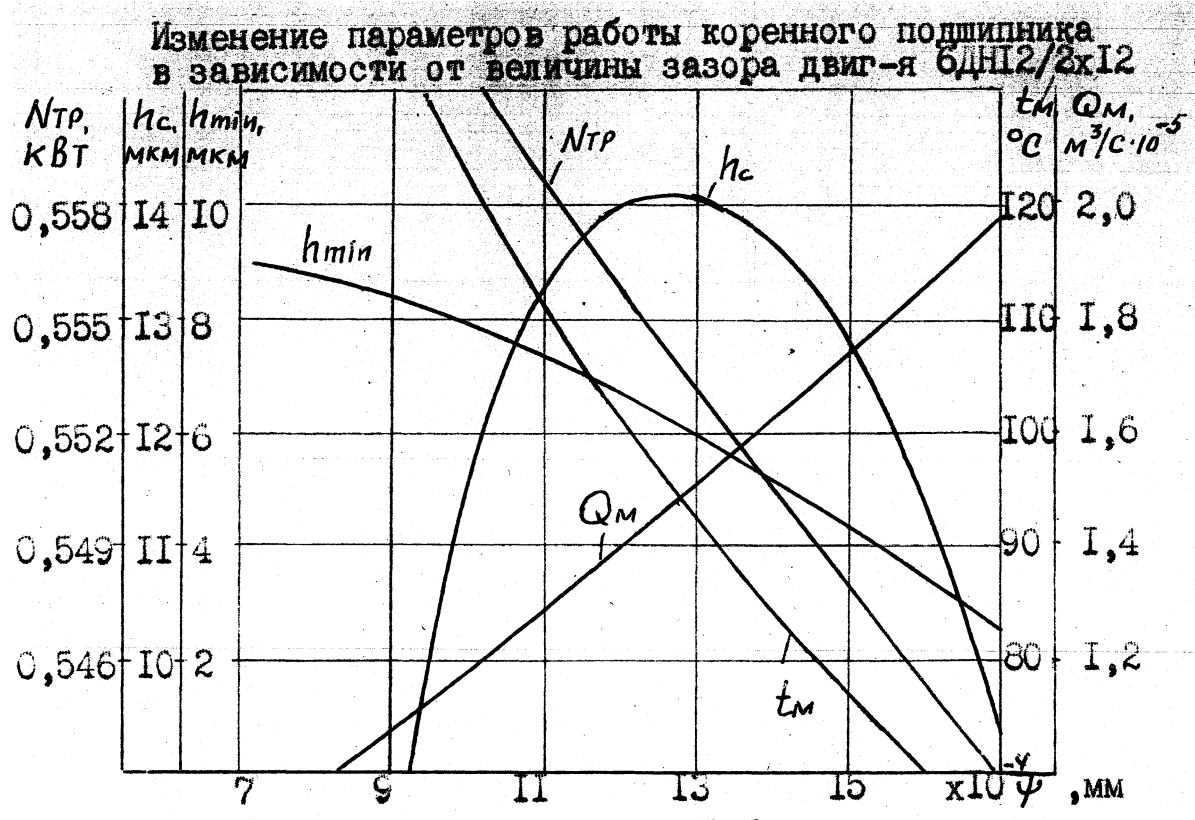


Рис. 3.17

**Изменение параметров работы шатунного подшипника
в зависимости от величины зазора двигателя 1БЧлсБ/с7**

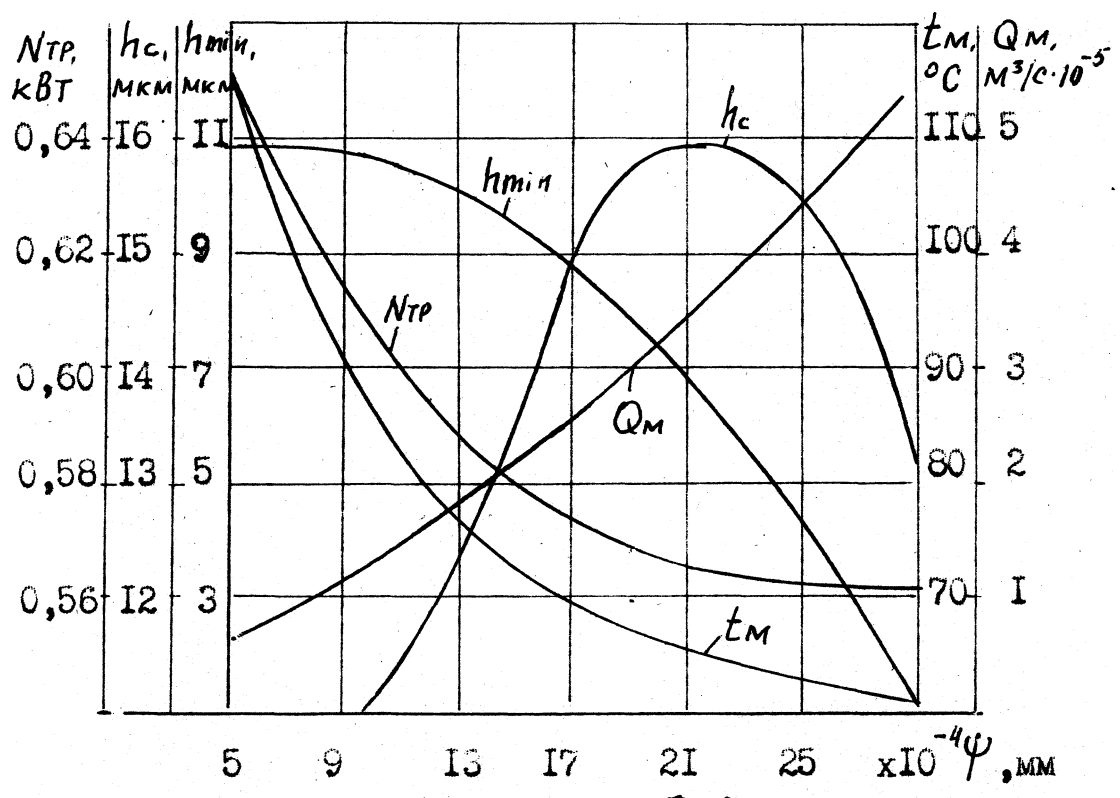


Рис. 3.18

тельного зазора u , температуры масла, расхода масла и мощности трения подшипника.

Как видно из приведенных данных, в подшипниках ЭУ 6ТД минимальная толщина смазочного слоя может уменьшаться с 8,5 мкм при начальных условиях эксплуатации до 6,0 мкм при предельных зазорах для ЭУ Д80 соответственно с 11,0 мкм до 8,5 мкм и максимальных рекомендуемых в эксплуатации температурах масла (до 70° С). В коренных подшипниках дизеля Д49 при предельных зазорах и максимальных рекомендуемых температурах масла (до 80° С) минимальная толщина смазочного слоя уменьшается при работе по генераторной характеристике до величины, когда обеспечивается жидкостное трение в узле (рис. 3.19 и 3.20).

Представленные данные показывают, что при создании двигателей не всегда учитывается требование обеспечения нормальных условий работы подшипников во всем диапазоне режима, для которых они предназначены, что существенно ухудшает эксплуатационные характеристики подшипниковых узлов по мере увеличения их наработки (рис. 3.19 и 3.20). По этой причине на дизелях Д49 потребовалось уменьшить предельно допустимые зазоры с 0,50 до 0,35 мм для шатунных подшипников и до 0,40 мм коренных. Помимо того, для улучшения работы подшипников было введено ограничение рекомендуемой температуры масла на входе в дизель с 85 до 75° С, что является нежелательным, поскольку ведет к ухудшению экономичности дизеля из-за увеличения потерь на трение.

Как было установлено / 150,151,152/ , в результате обследований условий работы тепловозов в различных депо, проведенных ВНИИЖТом, на дизелях 10Д100 имеет место интенсивное разжижение масла топливом? в результате которого коэффициент кинемати-

Изменение толщины масляного слоя коренного подшипника четырехтактного двигателя (16ЧН26/26) при работе на частичных режимах по генераторной характеристике

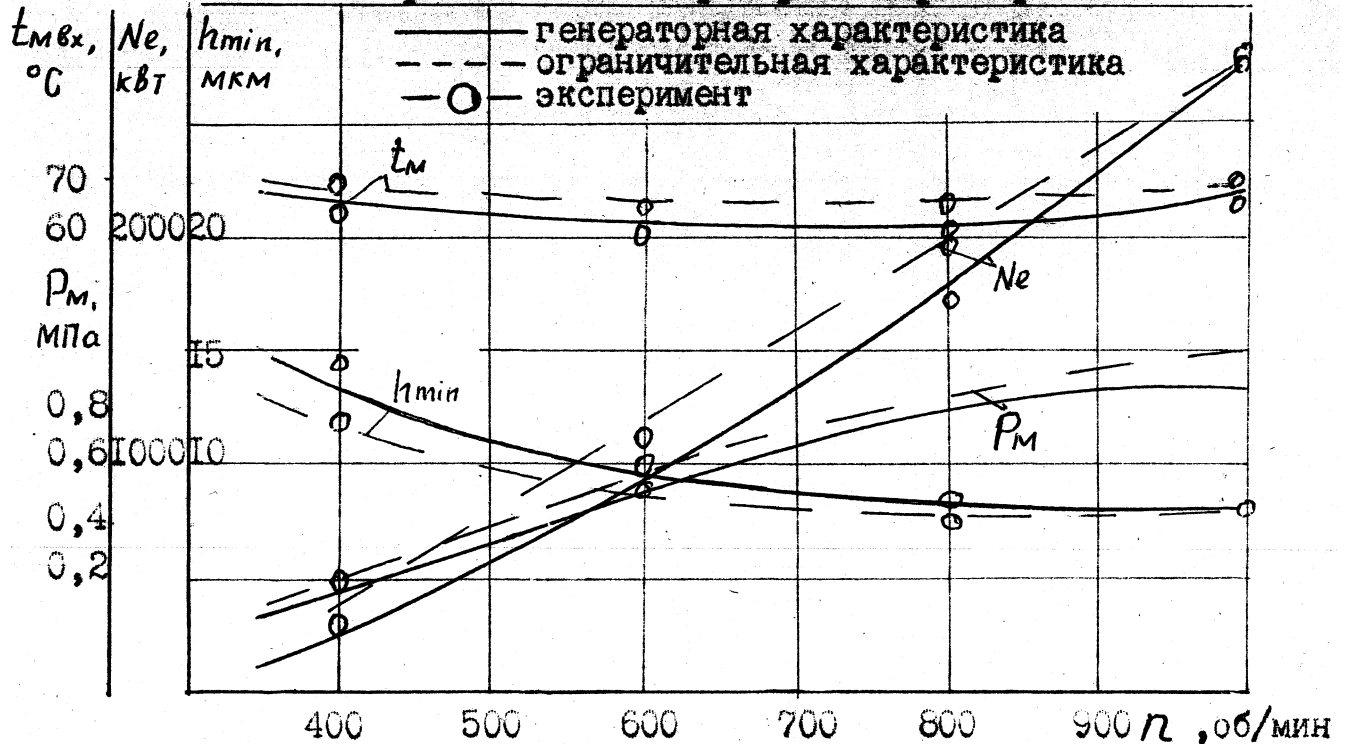


Рис. 3.9

Изменение толщины масляного слоя коренного подшипника четырехтактного двигателя (16ЧН26/26) при работе по нагрузочной характеристике

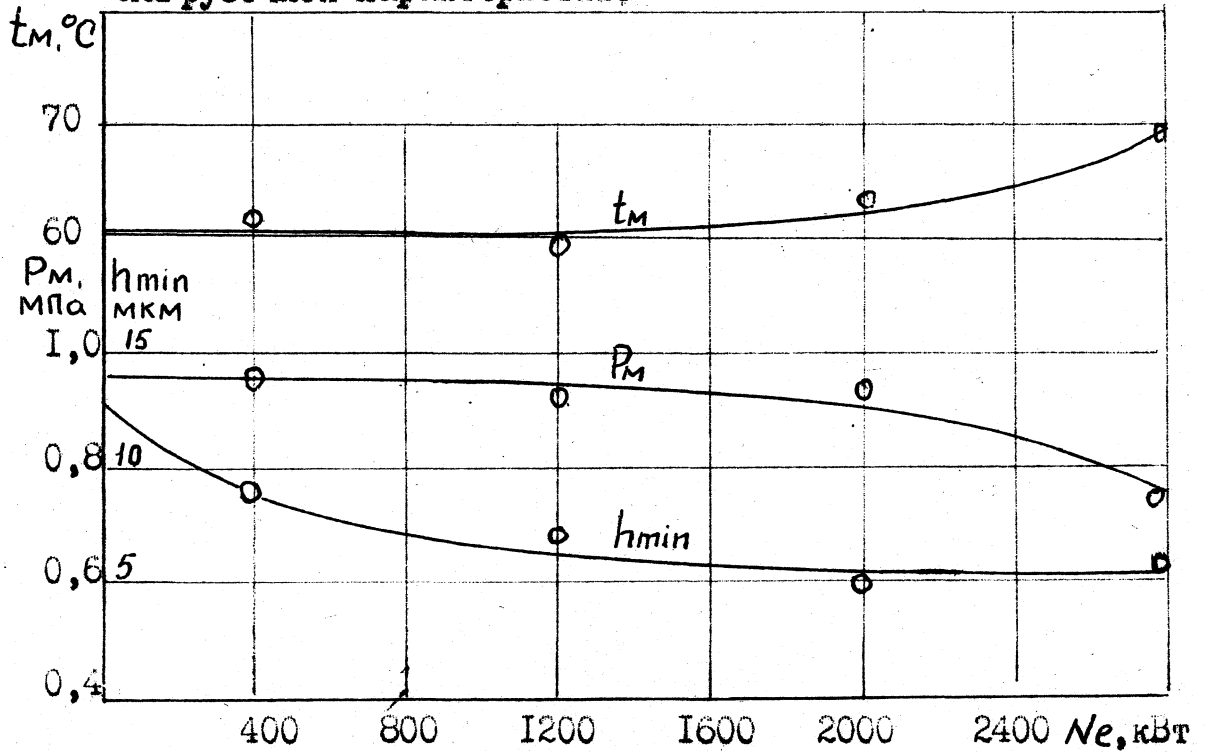


Рис. 3.20

ческой вязкости снижается в среднем до $10 \cdot 10^6 \text{ м}^2 / \text{с}$ при 100°С , а минимальное значение может достигать $5 \cdot 10^6 \text{ м}^2 / \text{с}$. Результаты гидродинамических расчетов шатунных и коренных подшипников дизелей 10Д100 показывают, что, вследствие снижения исходной вязкости масла с 14 до $10 \cdot 10^6 \text{ м}^2 / \text{с}$, минимальная толщина смазочного слоя при зазоре $A = 0,30 \text{ мм}$ уменьшается на 25% в шатунных, и на 20-30% - в коренных. При уменьшении исходной вязкости смазки до $5 \cdot 10^6 \text{ м}^2 / \text{с}$ при 100°С толщина слоя в шатунных и коренных подшипниках уменьшается до величин, при которых не обеспечивается жидкостное трение. Поэтому, возникает необходимость заранее вносить коррективы в расчетные исследования при определении зазоров нестационарно-нагруженных подшипников скольжения ЭУ.

3.3 Прогнозирование полей допусков показателей энергетической установки дизель-поезда

В Харьковской государственной академии железнодорожного транспорта на кафедре “Ремонт и эксплуатация подвижного состава” с непосредственным участием автора проводились исследования по выбору силовой установки для дизель-поезда, разрабатываемого в объединении “Лугансктепловоз”.

В результате анализа показателей ряда силовых установок производимых на Украине выбран транспортный дизель 6ТД (6ДН 12/2*12), выпускаемый Харьковским объединением ПО “Завод им. В.А. Малышева”.

Дизель 6ТД транспортный, двухтактный с газотурбинным наддувом, жидкостного охлаждения, многотопливный, шестицилиндровый с горизонтальным расположением цилиндров и противоположно движущимися поршнями, управляющими газообменом.

Максимальная мощность дизеля в стендовых условиях 735 кВт, частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности - 2800 об/мин, минимальная частота вращения на холостом ходу 800 об/мин. Удельный расход топлива на режиме максимальной мощности дизеля в стендовых условиях 215 г/кВт.ч. Масса сухого дизеля 1180 кг. Габаритные размеры дизеля, мм : длина - 1602, ширина - 955, высота - 581.

Заводом-изготовителем установлены требования к показателям надежности дизеля в эксплуатации :

гамма-процентный ресурс ($\gamma = 90\%$) дизеля до первого капитального ремонта не менее 700 ч.;

средний параметр потока отказов дизеля за гамма-процентный ресурс $0,1 \cdot 10^{-3}$ отказ/дизель.

Дизель 6ТД принят в качестве базового для дизель-агрегата, предназначенного для использования в качестве силовой установки для дизель-поезда с электрической передачей. Согласно техническому заданию дизель-агрегат должен состоять из дизеля и генератора, соединенных между собой муфтой и установленных на общей раме. На дизель-агрегате должны устанавливаться следующие узлы и агрегаты :

система смазки: бак, два маслонасоса (прокачки и откачки), водомасляный теплообменник, перепускной клапан;

топливная система: топливный фильтр грубой очистки, обратный клапан, воздухоотделительный бачок;

система охлаждения: водяной насос, инжектор, отводящий коллектор;

система выпуска: компенсатор, уплотнительные кольца, система подпора уплотнительной системы сжатым воздухом;

воздушная система: три баллона (емкостью 10 л каждый), редуктор с фильтром, электровоздушный клапан сброса конденсата, автомат давления, влагосборник, вентили, компрессор высокого давления;

система автономного факельного подогрева и впрыска масла: два электровоздушных клапана, топливный электромагнитный клапан, редуктор, агрегат зажигания;

система регулирования: электронный блок дистанционного управления дизелем, регулятор частоты вращения коленвала дизеля с электромагнитным преобразователем, датчик частоты вращения коленвала дизеля, датчик положения реек топливных насосов.

Масса дизель-агрегата (сухая) 5000 кг. Габаритные размеры: высота 1460 мм, ширина 1800 мм, длина 3100 мм.

Условное обозначение по ГОСТ 10150-88 6ДН 12/2*12. Полная мощность на дизель-поезде ЭУ $N_e=588$ кВт, частота вращения, соответствующая полной мощности $n_{дв}=2200$ об/мин, минимальная частота вращения на холостом ходу $n_{mjn}=810$ об/мин. Удельный эффективный расход топлива при полной мощности $g_e=210$ г/кВт ч. Часовой расход топлива на холостом ходу $V_{ухх}=8$ кг/ч. Назначенный ресурс ЭУ до первой переборки 8000 часов (200000 км). Установленная безотказная наработка (назначенный ресурс непрерывной работы - между заходом в депо на техническое обслуживание Т03-300 Ч (10000 км)). Параметр потока отказов на $0,5 \cdot 10^6$ км пробега дизель-поезда не более - 5,0.

В ХГАЖТе были проведены расчетные и экспериментальные исследования на возможность работы двигателя 6ТД по генераторной характеристике. На рис. 3.21 и 3.22 приведены результаты расчетов, при $N_e=588$ кВт (800 л.с.) и частоте вращения 2200 об/мин (максимальное давление сгорания принято по базовому двигателю P_z

$= 1,1-7$ МПа) построена индикаторная диаграмма (рис. 3.22) и определены основные показатели на номинальном режиме и частичных нагрузках. На номинальном режиме получены следующие показатели ; максимальная эффективная мощность $N_e=588$ кВт; частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности $n_{дв} = 2200$ об/мин и на холостом ходу $n_{двхх} = 810$ об/мин; удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме $g_e=224$ г/кВт ч; мощность компрессора $N_k=129$ кВт; мощность турбины $N_t=95$ кВт; мощность механических потерь $N_m=104$ кВт; индикаторный КПД ЭУ $\eta_j = 0,46$; расход воздуха через компрессор $\dot{V}^*=1,24$ кг/с; коэффициент избытка воздуха при сгорании $\alpha = 1,56$; давление воздуха после компрессора $P_s=0,218$ МПа; степень повышения давления при сгорании $\lambda = 1,4$; степень повышения давления воздуха в компрессоре $\lambda_{jj} = 2,26$; температура отработанного газа перед турбиной $t_T = 620^\circ \text{C}$.

На рис. 3.21 приведены данные расчетных исследований работы ЭУ на частичных режимах по генераторной характеристике. Ограничительная характеристика (1, рис. 3.21) при номинальной мощности $N_e=1$, снижается до $0,125 N_e$ (при снижении частоты вращения с $n_{да} = 1$ до $n_{да} = 0,2$). Генераторная характеристика (2, рис. 3.21) на номинальном режиме совпадает с ограничительной, а при минимальной мощности снижается примерно на 10-15% от N_e . Нижняя ограничительная характеристика (4, рис. 3.21) имеет нижнюю точку $0,03 N_e$ и верхнюю $0,3 N_e$.

Часовой расход топлива с понижением частоты вращения снижается и разность V_g между ограничительной и генераторной характеристикой увеличивается до частоты вращения $0,711 n_{дв}$. С частоты вращения двигателя $0,7 n_{да}$ и до нижней точки разность между

Расчётная характеристика (тепловозная) дизеля 6ТД (6ДН12/2х12)

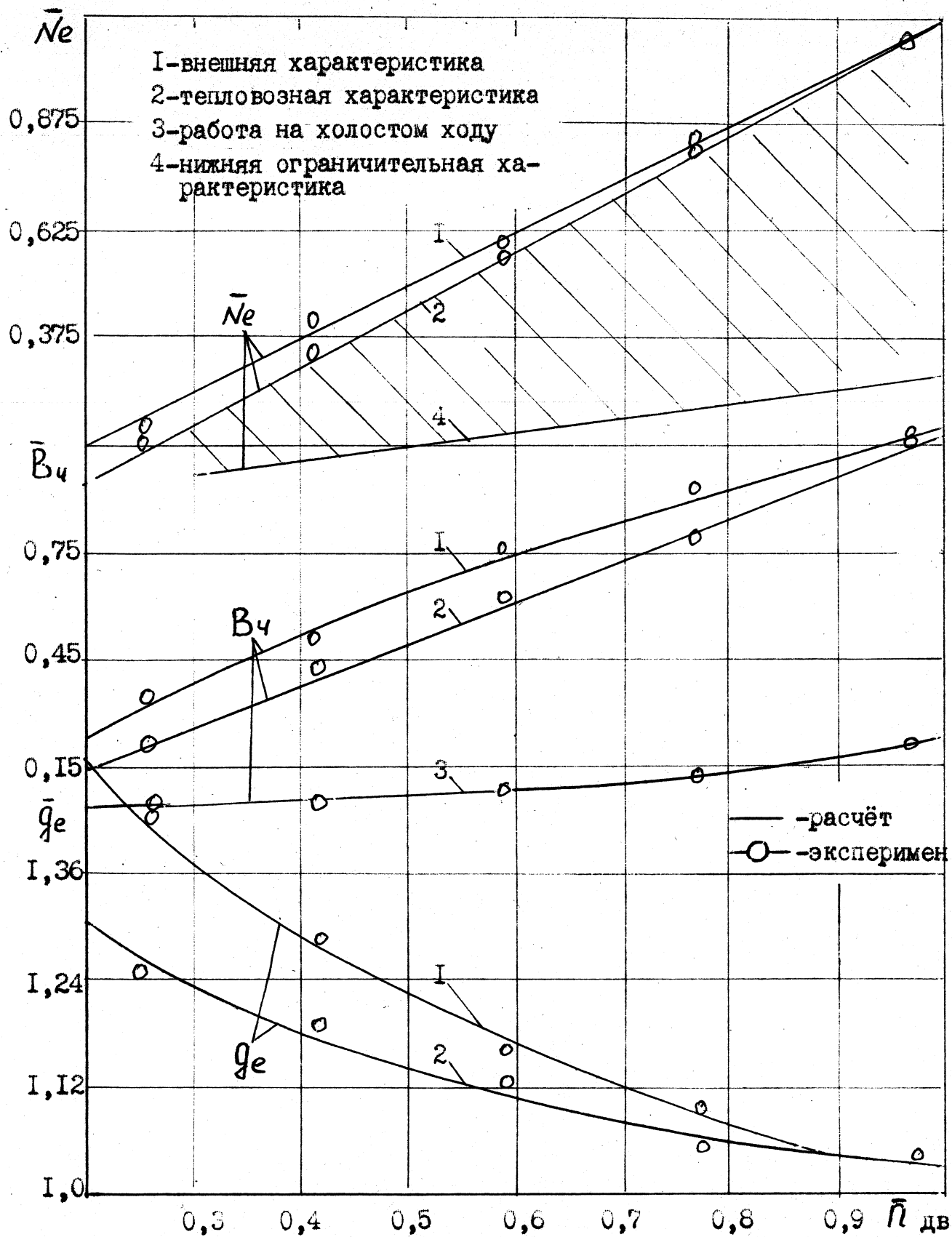


Рис. 3.21

Индикаторная диаграмма двигателя 6ТД
(локомотивный вариант)

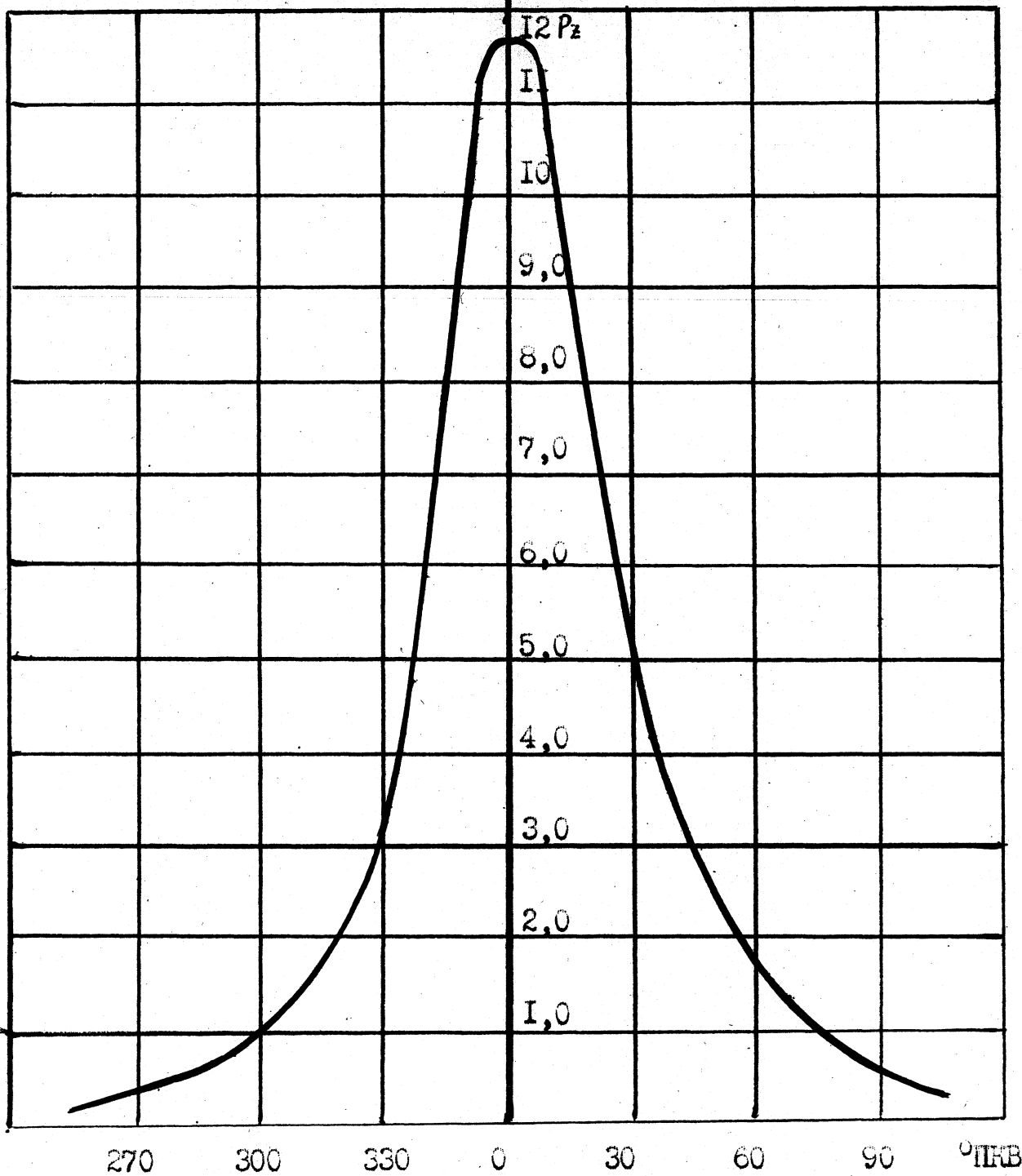


Рис. 3.22

расходом топлива при работе двигателя по ограничительной характеристике и генераторной составляет $0,15 \text{ В ч}$.

Разность часового расхода топлива при работе на холостом ходу на минимальной и максимальной частоте вращения незначительна и увеличивается всего на $0,18 \text{ В ч}$.

Удельный эффективный расход топлива снижается при увеличении частоты вращения и достигает минимальной величины на номинальном режиме при $N_e=1$ и $P_{да}=1$. При снижении частоты вращения до $0,2 P_{да}$ g_e увеличивается по генераторной характеристике до $g_e=1,3$ и ограничительной характеристике $g_e=1,44$.

Экспериментальные исследования проводились на серийном двигателе 5ТД с перерасчетом параметров на двигатель 6ТД. Результаты экспериментальных исследований приведены на рис. 3.21 (точки на графиках). Экспериментальные данные довольно хорошо согласуются с расчетными.

По полученным нагрузочным характеристикам рис. 3.23 была определена наиболее экономичная генераторная характеристика для дизель-поезда и определена зона наилучшей экономичности ЭУ (см. Рис. 3.23).

Энергетическая установка, предназначенная для дизель-поезда, является дефорсированным вариантом серийного дизеля, предназначенного для транспортных машин специального назначения. У ЭУ по отношению к базовому, серийному дизелю :

уменьшена полная (максимальная) мощность на 20% ;

снижена максимальная частота вращения при полной мощности на $21,5\%$ (максимальная скорость поршня, при этом снижена на $21,5\%$);

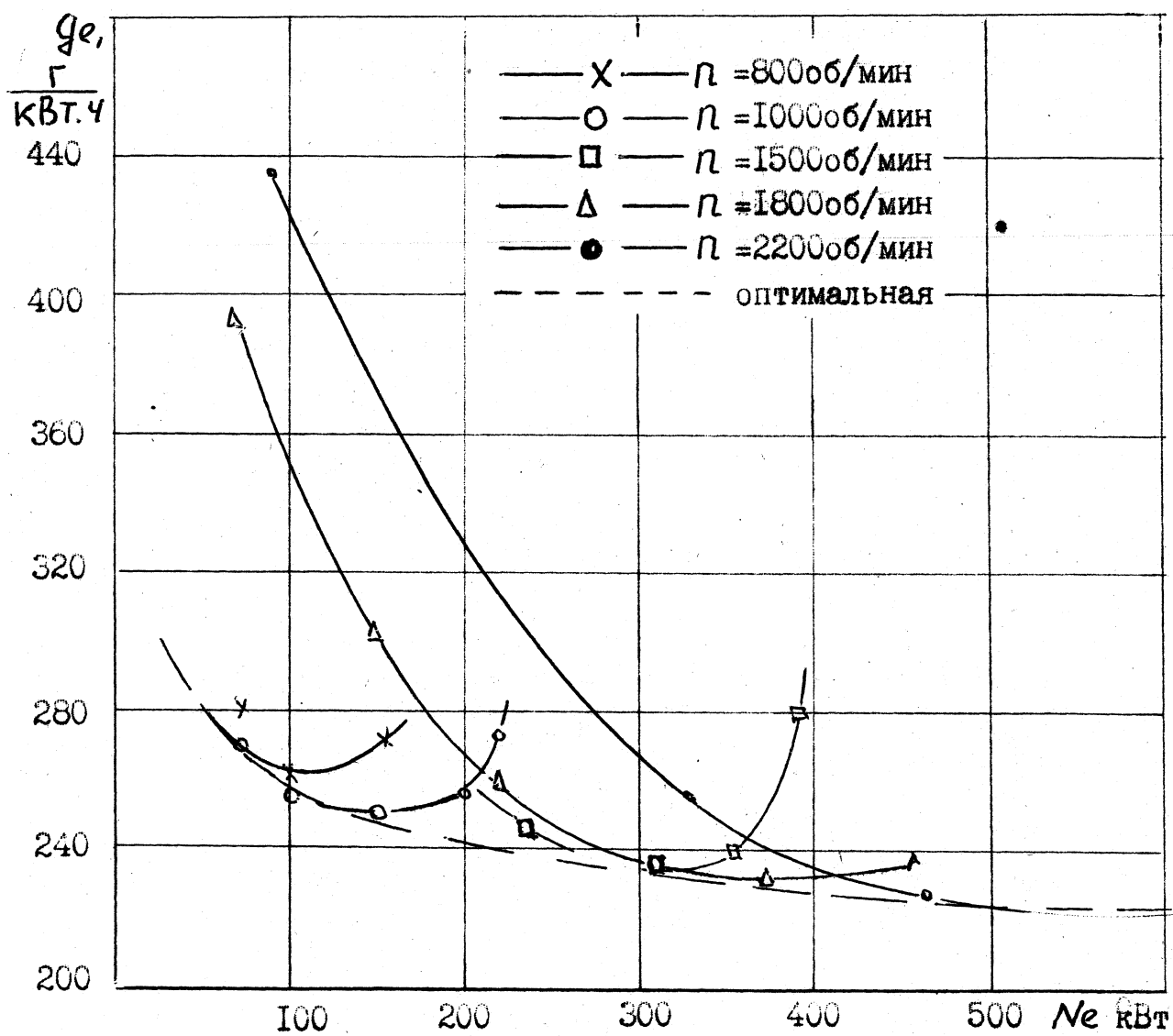


Рис. 3.23

теплонапряженность ЦП Г (по Костину) на номинальном режиме снижена в 1,5 раз.

В связи с тем, что в соответствии с техническим заданием на разработку ЭУ и анализом расчетных и экспериментальных исследований изменены ряд параметров и характеристик в сравнении с базовым двигателем, а так же для повышения надежности, моторесурса и обеспечения заданных экологических требований в конструкцию базового двигателя включены изменения :

установка поршней с уменьшенным зазором в паре цилиндр-поршень;

установка укороченного жарового кольца на выпускных поршнях;

установка маслосъемных колец с повышенным удельным давлением на стенки цилиндра;

подшипники верхней головки шатуна с разъемными втулками;

головки поршней с измененной камерой сгорания;

цилиндры с измененными окнами для увеличения рабочего хода;

форсунки закрытого типа (на базовом двигателе - полузакрытого типа);

электронная система управления и регулирования (на базовом двигателе - гидромеханическая система).

3.4 Выводы.

В результате расчетных исследований по приведенным методикам установлено, что износ втулки ЭУ 10Д100 с 0,2 до 0,8 приводит к увеличению удельного эффективного расхода топлива g_e с 0,95 до 0,99. На изменение удельного эффективного расхода топлива значи-

тельно влияет плотность цилиндра. При снижении плотности цилиндра $P_{ц} / P_{п}$ с 0,98 до 0,94 g_e увеличивается с 0,825 до 0,855. При этом снижается максимальная температура сгорания в цилиндре с 171С»к до 1635К, что является следствием уменьшения процесса интенсивности сгорания.

При работе ЭУ 10Д100 на эксплуатационных режимах = 0,6 -0,8, удельный эффективный расход топлива g_e увеличивается с 1,01 до 1,09, индикаторный КПД η снижается с 0,913 до 0,739, коэффициент избытка воздуха a увеличивается с 0,1 до 0,4.

В результате расчетов определено поле допустимых нагрузок ЭУ : 10Д100 - в пределах $N_e=0,2-1,1$; Д80 - в пределах $N_e=0,05 - 1,0$; $Б_{дв} = 0,65 - 1,0$; 6ДН 12/2*12 - в пределах $N_e \sim 0,12 - 1,0$; $Б_{дв} = 0,3 - 1,0$.

Толщина масляной пленки под первым поршневым кольцом ЭУ 6ДН 12/2*12 имеет минимумы в областях, близких к точкам стояния поршня, и максимумы в областях, близким к полуходам поршня, где скорость последнего максимальна.

В подшипниках ЭУ 6ДН 12/2*12 минимальная толщина смазочного слоя может уменьшаться с 8,5 мкм при начальных условиях эксплуатации до 6,0 мкм при предельных зазорах. Для ЭУ Д80 эта толщина уменьшается с 11,0 мкм до 8,5 мкм,соответственно.

Рекомендуемая величина (границы) относительного зазора для коренных подшипников ЭУ 6ДН 12/2*12 может быть установлена $\phi = 9,0 - 15,0 * 10^{**}$, для шатунных подшипников Д80 $i_p = 15,0 - 26,0 * ю \setminus$

4. Экспериментальные исследования по определению границ полей изменения основных параметров энергетических установок в эксплуатации

По окончании заводских испытаний локомотив направляют на участок железной дороги для работы с поездами. После пробега не менее пяти тысяч километров научно - исследовательские организации и завод - изготовитель проводят тягово-теплотехнические испытания, при которых проверяют соответствие основных технических параметров техническим условиям, снимают тяговые и тормозные характеристики, определяют коэффициент сцепления колес с рельсами, проверяют у нагревание обмоток главных генераторов и тяговых электродвигателей с измерением количества охлаждаемого воздуха, определяют величину сил сопротивления движению и КПД локомотива, а также определяют плавность переходных процессов при всевозможных переключениях, проверяют работу основных аппаратов и прежде всего аппаратов защиты.

По результатам тягово-теплотехнических, путевых, динамических и прочих испытаний выполняют, если это зрелует, необходимую доработку конструкции опытного образца локомотива. Если локомотив при этих испытаниях показал удовлетворительные или хорошие результаты, его пускают в эксплуатацию на участке и проводят эксплуатационные испытания при пробегах до 100 - 150 тыс. км. При этих испытаниях определяют надежность работы узлов и агрегатов локомотива, степень износа отдельных узлов и деталей, проверяют технологичность и удобство ремонта и обслуживания локомотива. По результатам испытаний конструкцию локомотива дорабатывают или запускают в производство.

В процессе эксплуатации для определения эффективности использования локомотива в условиях работы на конкретном участке и принятия мер по дальнейшему совершенствованию условий эксплуатации проводят тягово-эксплуатационные испытания.

Тягово-эксплуатационные испытания проводят обычно с применением динамометрического вагона.

4.1 Методика проведения экспериментальных исследований.

Испытания проведенные ПО “ Завод им. В. А. Малышева “ совместно с Южной железной дорогой тепловозов 2ТЭ10М,Л,В, с ЭУ 10Д100 ставили собой цель - определение весовой нормы поезда на участках обращения Южной ж. д. , рациональных режимов ведения поезда с минимальным расходом топлива, эффективность действия ЭУ, в том числе и на переходных режимах, определение границ полей изменения основных параметров.

В связи с этим была разработана подробная методика, в которой изложены существующие вопросы и способы разрешения поставленной задачи, установлен перечень регистрируемых при испытании параметров и намечены методы их определения и фиксации. Для выполнения программы исследований была выявлена потребность в дополнительных контрольно-измерительных приборах и оборудовании для установки в динамометрическом вагоне.

Основным оборудованием динамометрического вагона является динамометрический стол, позволяющий регистрировать на бумажной ленте шириной до 600 мм силу тяги или тормозную силу на автосцепке локомотива, скорость движения, токи и напряжение в электрических цепях локомотива, режим работы оборудования и т. д.

Для движения ленты динамометрического стола в зависимости от пройденного пути используется механический привод от не тормозной

колесной пары вагона (скорость движения ленты от 600 до 1000 мм/км). От колесной пары приводится в действие скоростемер, а также счетчик общего пробега с точностью отсчета до 1 км и счетчик пробега за поездку с точностью до 0,1 км.

На раме динамометрического стола установлены контактные импульсные часы,, которые измеряют время, а также наносят отметки через 1 м L или 15 с L . *На* ленту динамометрического стола.

Всевозможные отметки режимов работы локомотива, срабатывания отдельных аппаратов и реле, отметки пути, времени, места замеров и т. д. наносят на ленту отметчики. Их устанавливают по 15 или 20 шт. Каждый отметчик представляет собой электромагнитное реле, якорь которого соединен с пером самописца.

Для измерения силы тяги или тормозной силы применялись гидравлические тяговые динамометры. Кассетные однокамерные динамометры представляют собой закрытую камеру, имеющую с одной стороны диафрагму из меди, бронзы или нержавеющей стали. Камера кассеты наполнялась глицерином.

При нажатии на диафрагму через плунжер, соединенный с фрикционным аппаратом автосцепки, давление в камере повышается и измеряется визуальными образцовыми манометрами, а также записывается на ленту динамометрического стола регистрирующими манометрами.

В связи с тем, что на испытаниях регистрировалось большое количество параметров по ЭУ (мощность, частота вращения коленчатого вала, частота вращения ротора турбокомпрессора, температура и давление наддувочного воздуха и выпускных газов, температуры охлаждающей воды и масла и т. д.) для их регистрации применялись многоканальные самопишущие приборы типа Н320 - для непрерывной

записи параметров использовались осциллографы типа Н105. Осциллографы электромеханические с вибраторами магнитоэлектрического типа, запись производилась на стандартную киноплёнку.

Температура воды и масла в дизеле, выхлопных газов и т. д. определялись дистанционно с помощью пирометрической установки типа ТКД - 10. Эта установка включает в себя датчики, помещенные в агрегат или среду, температуру которых нужно определить, и визуальные и регистрирующие приборы. В качестве датчиков использовались терморезисторы и термопары.

Для определения расхода дизельного топлива при опытных поездках применялся счетчик расхода топлива типа ПР1995. 01, изготовленный ПКБ ЦТ МПС. Счетчик позволял измерять количество тепла, расходуемого ЭУ за определенный интервал времени.

Прибор устанавливался на топливном трубопроводе между фильтром тонкой очистки и ЭУ. Он присоединялся к топливной системе тепловоза и к воздушной магистрали гибкими резиновыми шлангами. Для подключения к электрической цепи на кожухе смонтирована колодка штепсельного разъема.

Принцип действия счетчика основан на суммировании объемов жидкости, вытесненных из дозирующей камеры за определенное время. Счетчик применяется для определения записи расхода дизельного топлива на ленту специально приспособленного для этих целей локомотивного скоростемера в условиях эксплуатации. При опытных поездках с динамометрическим вагоном расход топлива регистрируется на ленту стола.

На реостатных испытаниях, вместо скоростемера в электрическую цепь счетчика включается блок для замера расхода топлива, в котором смонтирован секундомер и счетчик импульсов. Как только блок

подключается к электрической цепи прибора, счетчик числа импульсов начинает отсчет числа ходов поршня, т. е. расхода топлива.

Размеры дозирующего устройства выбраны таким образом, что за полный ход поршня из него вытесняется 1 кг топлива. В конце хода поршень нажимает на толкатель, который перемещает подвижный контакт. При замыкании контактов катушка одного из электропневматических вентиля и катушка шагового двигателя, встроенного в переделанный секундомер, получают питание. Электропневматический вентиль подает воздух в золотниковую камеру, перемещая золотник в одно из крайних положений. Шаговый двигатель через редуктор приводит в движение писец, отмечающий на ленте скоростемера расход топлива.

При опытных поездках с динамометрическим вагоном порядок включения счетчика и замера расхода топлива тепловозом такой же, как при реостатных испытаниях, а для получения на ленте стола отметок о расходе каждого килограмма топлива, к соответствующим клеммам на нашем приборе подключался один из отметчиков стола.

В зависимости от марки, сорта и температуры топливо может иметь разную плотность. Поэтому дозирующий цилиндр выполнен таким образом, что рабочий ход поршня, а, следовательно, и объем топлива, вытесненного им за один ход, может быть изменен в зависимости от плотности и температуры топлива. Изменение рабочего хода поршня при изменении температуры топлива происходит автоматически за счет перемещений неподвижного контакта, связанного с датчиком термокомпесатора. Погрешность счетчика $\pm 1\%$.

В случае неисправности счетчика, аварийный клапан пропускает топливо в топливный коллектор, минуя неисправный узел.

Без динамометрического вагона проводятся тягово-эксплуатационные испытания дизель-поездов, а также опытные поездки с локомотивами в том случае, когда перед испытателями ставятся узкие цели. Испытания дизель-поездов проводятся без динамометрического вагона потому, что его постановка в такие поезда существенно изменила бы их массу и сопротивление движению. Это потребовало бы внесения соответствующих поправок в результаты испытаний и значительно усложнило обработку опытных данных.

Опыт работы железных дорог показывает, что испытания дизель-поездов проводятся обычно для проверки расхода топлива и режимов ведения, обеспечивающих их рациональное использование.

Опытные поездки без динамометрического вагона проводятся для
И⁴
проверки времен хода поездов по перегонам, расходов топлива, режимов ведения поездов, распределения времени по позициям контроллера машиниста и г. д.

Режимы вождения пригородных поездов в опытных поездках для проверки расхода топлива и путей его сокращения выбирались на основании тяговых расчетов. При испытаниях дизель-поездов измерялись и регистрировались расход топлива ЭУ в функции времени и скорость движения.

Общая характеристика рабочего режима локомотивной энергетической установки складывается из показателей нагрузочного, скоростного, теплового режимов и из ряда количественных показателей, характеризующих эксплуатационный режим тепловоза и определяющих степень использования его агрегатов.

Изучение нагрузочного, скоростного и теплового режимов работы ЭУ, требующие по большей части, достаточно сложной и, нередко, громоздкой или чувствительной к сотрясениям аппаратуры, практиче-

ски неосуществимо в эксплуатационной обстановке и может производиться преимущественно путем специально поставленных относительно кратковременных опытов, имитирующих те или иные типичные эксплуатационные условия. В этой области задача сводится к накоплению экспериментальных данных и усовершенствованию аппаратуры с целью упростить ее и повысить возможность применения в реальной эксплуатационной обстановке.

Количественные показатели (частота вращения коленвала, число включений позиций контроллера, время работы на каждой позиции за одно включение и суммарное и г. п.) могут и должны определяться непосредственно в тех действительных условиях, в которых эксплуатируется изучаемый локомотив.

Комплекс этих показателей и будет характеризовать эксплуатационный режим, раскрывать в количественных показателях его особенности и отражать влияние внешних условий (состояние пути, режим движения, график следования по перегону, особенности управления локомотивом машинистом и пр.) на степень использования отдельных механизмов и агрегатов локомотива и рабочий режим каждого из них.

Требуемая для регистрации количественных показателей аппаратура в виде счетчиков того или иного типа является достаточно простой и компактной. Это позволяет практически осуществить регистрацию - количественный учет режимов работы ЭУ и ее основных агрегатов непосредственно в условиях эксплуатации.

Для упрощения такого процесса, как считывание показателей импульсов сигналов, применялась простая натуральная система счисления и простая форма выхода сигнала с учетом необходимости использования устройства в рядовых условиях эксплуатации. При пользова-

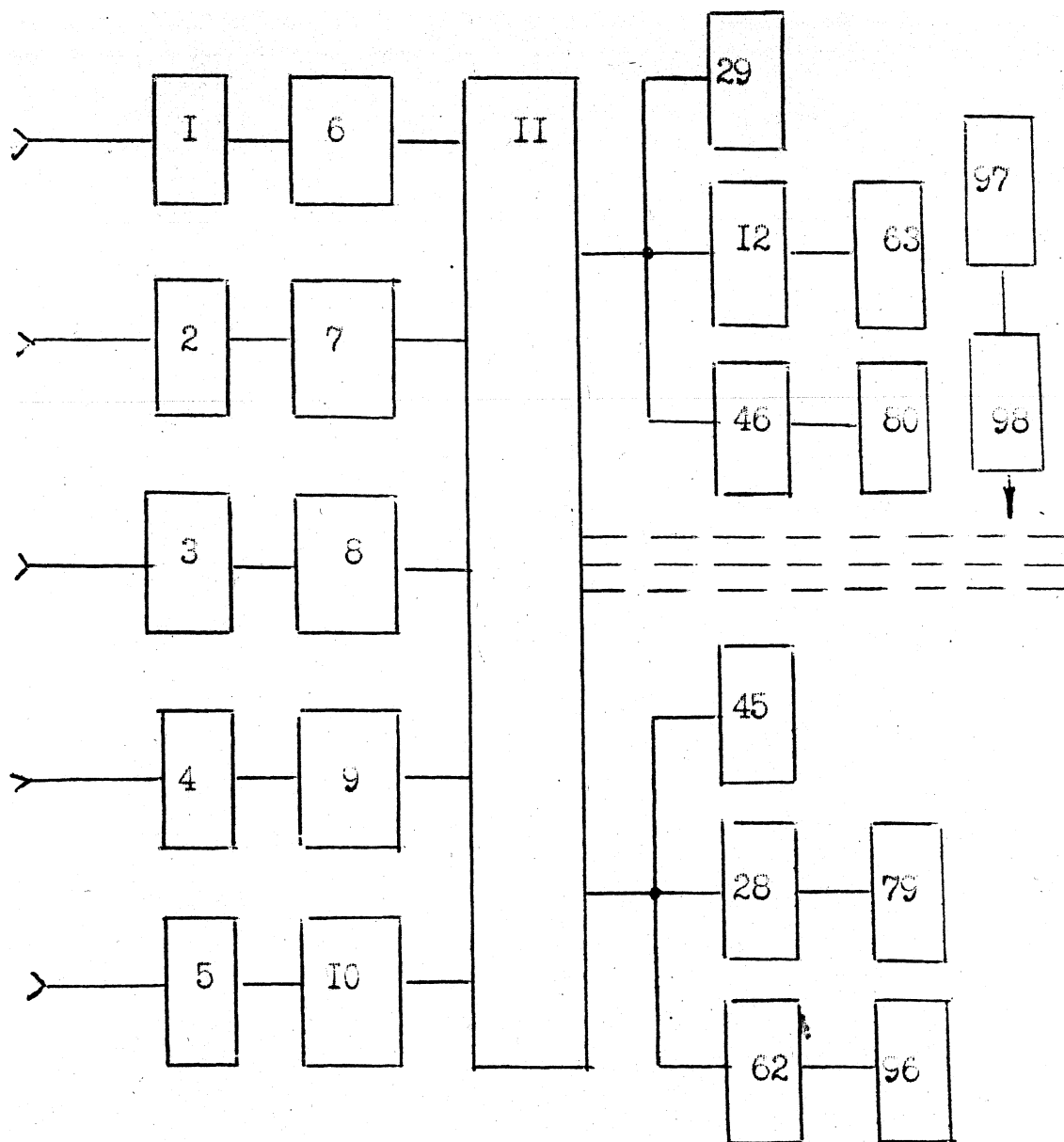
нии натуральной системой счисления величина параметра отображается непосредственно символом, соответствующим количеству единиц данной величины. По полученным импульсным воздействиям тока или напряжения получается частота повторения определенных значений.

Структурная схема режимомера ? рис. 4.1., состоит из следующих основных узлов: формирователей-ограничителей входных сигналов, амплитудных ограничителей, диодно-релейного дешифратора, счетчиков моточасов с отсечными устройствами, индикаторов состояний дешифратора, преобразователя и стабилизатора напряжения.

При работе режимомера входные устройства принимают сигналы дискретного вида (наличие сигнала - высокий уровень, отсутствие сигнала - нулевой уровень напряжения). Для гальванической развязки цепей режимомера от исследуемых цепей в эти устройства введены специальные схемные решения, которые позволяют при помощи реле-повторителей обеспечить повтор поступающих сигналов. При появлении входного сигнала высокого уровня на каком-либо входе срабатывает реле-повторитель этого канала, которое коммутирует сигнал от внутренних цепей режимомера и подает его на диодно-релейную матрицу (дешифратор). Такое построение схемы позволяет не бояться утечек и коротких замыканий в низковольтных электрических цепях испытуемого локомотива.

При дискретной коммутации сигналов (включено - выключено) из-за наличия индуктивности в схеме режимомера появляются обратные выбросы напряжения, которые имеют малую длительность (порядка 10 - 50 мс), но очень большую амплитудную величину, порядка 200 - 350 В. Из-за неприятия этого факта во внимание, эти выбросы могут стать причиной отказов узлов и элементов режимомера.

Структурная схема режимомера



1,2,3,4,5- формирователи-ограничители; 6-Ю- амплитудный ограничитель; II- диодно-релейный дешифратор; 12-28- счётчики моточасов; 29-45- индикаторы состояний дешифратора; «*6-62 - формирователи импульсов; 63-79- счётчики импульсов; 80-96- индикаторы моточасов; 97- преобразователь напряжения; 98-стабилизатор напряжения.

Рис.4.і

Для этой цели каждое реле-повторитель, а также реле дешифратора зашунтированы специальными высоковольтными диодами, уменьшающим» эти выбросы. Основным элементом режимомера является диодно-релейный дешифратор рис. 4.2, который позволяет комбинацию входных сигналов преобразовать в комбинацию, удобную для накопления и отсчета измеренных параметров (рис. 4.3).

Поскольку основной задачей данного прибора является измерение режима работы на каждой позиции, а также количества включений этой позиции за исследуемый промежуток времени, то она решается при помощи подключения информационных каналов прибора к точкам низковольтной цепи локомотива, которые имеют изменяющийся потенциал в такт с изменениями режимов силовой установки локомотива. В результате этого приняты точки подключения к электромагнитам регулятора частоты вращения коленчатого вала локомотивной энергетической установки.

Электромагниты имеют комбинацию Грея в троичном или четвертичном переборе. При этом каждая комбинация перебора соответствует своему жестко фиксированному положению контроллера машиниста. Для учета работы локомотивной энергетической установки на холостом ходу служит специальная схема совпадений. Совокупность результатов лабораторно-дорожных опытов и количественного учета в эксплуатационных условиях дает возможность получить комплексные материалы, наиболее полно характеризующие длительный режим работы локомотива и его агрегатов.

Реостатные испытания проводят локомотивом перед эксплуатационными испытаниями с динамометрическим вагоном.

Во время реостатных испытаний осматривались и прослушивались все агрегаты силовой установки при работе на полной и частичных

Структурная схема диодно-релейного дешифратора

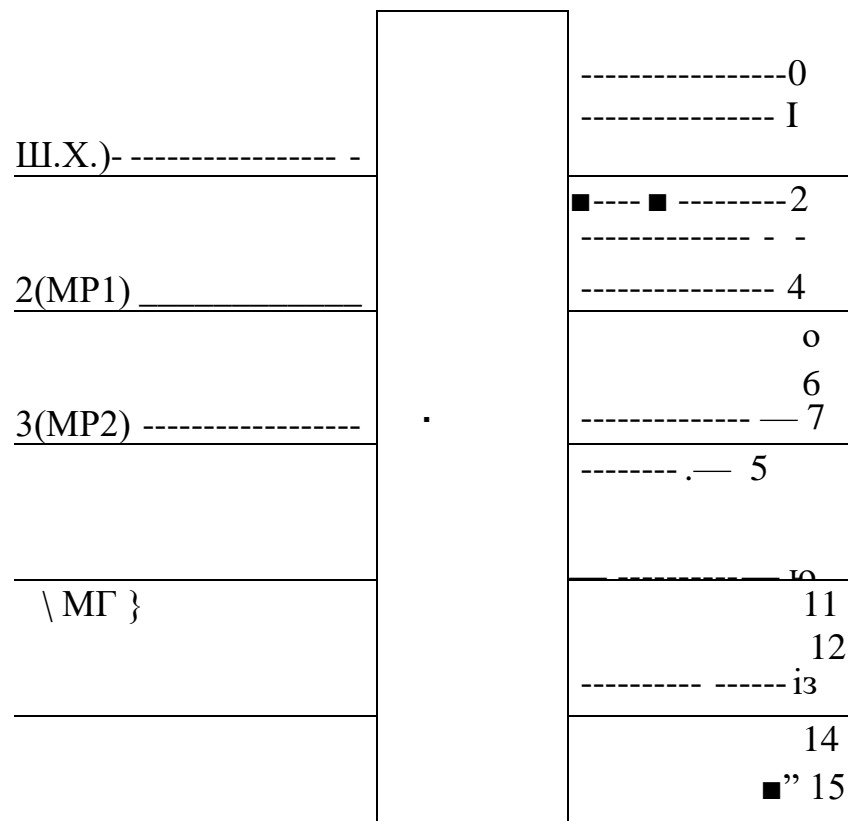
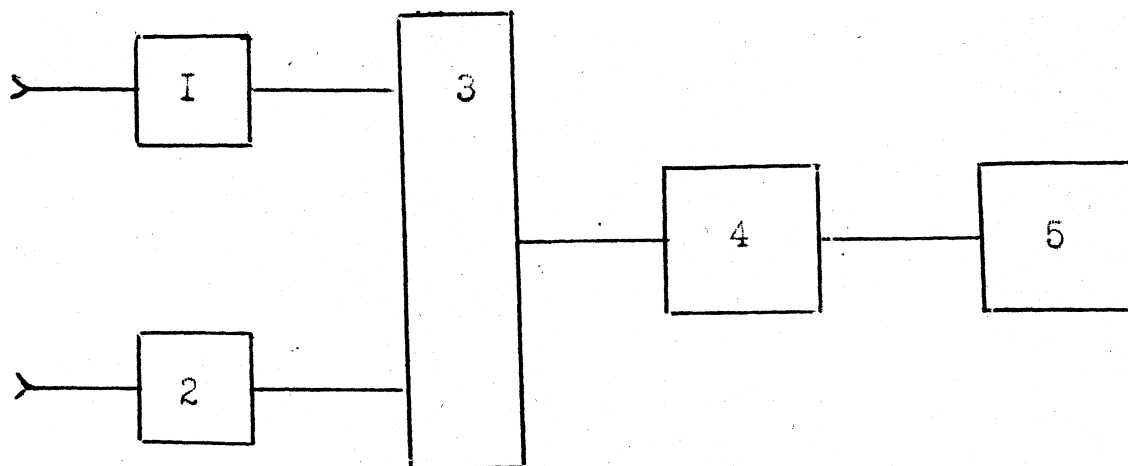


Рис. А2

Структурная схема счётчика моточасов



1- электромагнит пуска-останова; 2- электромагнит подзавода часового механизма; 3- часовой механизм (пуск); 4-понижающая шестеренчатая передача; 5- отсчётное устройство.

~ Рис. А3

нагрузках, определялись тепловые параметры и мощности ЭУ при максимальном давлении сгорания, а также температура отработанных газов по цилиндрам. При снятии характеристик главных генераторов измерялись:

- ток нагрузки и напряжение на зажимах главного генератора;
- ток и напряжение возбуждения главного генератора;
- ток в регулировочной обмотке возбуждения и частоту вращения вала ЭУ.

Особое внимание при настройке элементов электрической схемы тепловоза уделялось следующим защитным узлам и реле, влияющим на его тяговые свойства:

- узлы и реле ограничения тока;
- реле автоматического включения и отключения шунтировки поля;
- прибор автоматического регулирования нагрузки.

При реостатных испытаниях проверялась работа электрических цепей на отдельных позициях контроллера машиниста.

Во время регулирования ЭУ согласно правилам деповского ремонта должны соблюдаться следующие технические требования:

- регулятор частоты вращения коленвала при работе прогретой ЭУ на холостом ходу должен обеспечивать устойчивую работу ЭУ при $300 + 15$ об/мин;

- ГО

- электропневматический привод регулятора частоты вращения при давлении воздуха 0,45 - 0,5 МПа должен обеспечивать передвижение и устойчивое положение поршней привода при любых переключениях контроллера машиниста;

- регулятор предельной частоты вращения должен останавливать ЭУ при частоте вращения коленчатого вала не ниже 940 и не выше 980 об/мин;
- давление сжатия по цилиндрам на нулевой позиции контроллера машиниста должно быть 2,9 - 3,6 МПа (разница по цилиндрам не более 0,3 МПа);
- срабатывание автоматического отключения ЭУ при появлении давления в картере (вместо разрежения) должно быть в пределах 30 - 35 мм вод. ст.

По результатам реостатных испытаний составлялся паспорт, в который вносились все параметры, отражающие техническое состояние локомотива и передавались в динамометрический вагон.

Модели отечественных локомотивных энергетических установок, подготовленных к серийному производству, подвергаются стендовым междуведомственным испытаниям и эксплуатационным испытаниям опытной партии. Целью этих испытаний является установление характеристик ЭУ и их соответствия требованиям заказчика, оценка надежности работы ЭУ и ее ремонтпригодности /17, 188, 189/.

Наиболее затруднительным является оценка надежности на основе стендовых испытаний. Опыт эксплуатации ЭУ показывает, что сроки плановых межремонтных пробегов и порчи в пути следования определяются в большей мере повреждениями ответственных деталей - поршней, крышек и втулок цилиндров, клапанов, коленчатых валов и их подшипников, а также износом трущихся деталей. Установлено, что в условиях эксплуатации предварительную оценку надежности работы ответственных узлов можно получить после пробега грузового тепловоза 200-300 тыс. км. Опытные тепловозы такой пробег реализуют за 2-3 года. Если учесть, что в эксплуатации приходится после-

довательно проверять также различные варианты конструкции систем, агрегатов и их узлов, осуществляемых в порядке их совершенствования, то время эксплуатационных испытаний растягивается на еще более длительные сроки.

Ускорить оценку надежности работы ЭУ позволяют стендовые испытания. Однако, вопросы продолжительности и режим работы на этих испытаниях являются дискуссионными.

Например, в зарубежной практике аттестацию ЭУ производят по программе стендовых испытаний международного союза железных дорог (ORE) продолжительностью по 840 и 360 ч. /188, 214/. Эти программы содержат режимы перегрузок по крутящему моменту, частоте вращения и коэффициенту использования мощности. По этим программам возможно производить ускоренные испытания ЭУ.

В настоящее время в Украине испытания на стендах всех ЭУ регламентируются ГОСТом (ГОСТ 10448-63). Существует несколько методик, позволяющих переносить данные стендовых испытаний в эксплуатацию для других ЭУ /191, 192, 194/ и методы испытаний самих ЭУ /190, 193, 195, 201, 205, 207, 208, 209, 210, 211, 212, 213/.

На железнодорожном транспорте впервые обоснование соответствия между стендовыми и эксплуатационными испытаниями ЭУ дал д. т. н., профессор ВЗИИТа А. И. Володин. Главным в этой методике являлась разработка критериев соответствия между продолжительностью стендовых испытаний и рядовой эксплуатацией ЭУ по условиям надежности работы деталей цилиндрично-поршневой группы и шатунно-кривошипного механизма.

Этими методиками занимались и занимаются крупные научно-производственные подразделения заводов изготовителей ЭУ в Харькове и Коломне /193, 199, 201, 208/. Для проведения таких испы-

таний необходимо выделить ряд самых важных и напряженных деталей ЭУ, к ним могут относиться детали, образующие камеру сгорания и кривошипно-шатунный механизм.

Детали, образующие камеру сгорания, подвергаются двум видам напряжений: механическим, возникающим в результате осуществления рабочих циклов ЭУ с частотой, определяемой частотой вращения коленчатого вала; термическим, возникающим в результате изменения температуры деталей при циклическом чередовании повышения и понижения нагрузок (мощности) ЭУ, включая и ее остановку; число циклов термических нагружений определяется частотой чередования нагрузок и зависит от режима работы ЭУ.

Детали шатунно-поршневого механизма подвергаются в основном только механическим нагрузкам.

Для проведения данных работ по перспективным ЭУ для железнодорожного транспорта в лаборатории кафедры ЭРП С ХГАЖТа, с непосредственным участием и под руководством автора, создан специальный стенд. Стенд представляет собой сложную установку для испытаний ЭУ 6ТД (6ДН12/12Х2), предназначенную для установки в качестве главной на новый спроектированный и изготовленный дизель-поезд.

Стенд состоит из энергетической установки, нагрузочного устройства и систем: охлаждения воды и масла; воздухообеспечения; выпускной; топливной и управления, (см. рис. 4.4).

Установленная на стенде ЭУ состоит из дизеля и нагрузочного агрегата, соединенных между собой муфтой и установленных на общей фундаментной плите. Конструкция ЭУ предусматривает демонтаж дизеля или генератора (нагрузочного генератора) без демонтажа нагрузочного агрегата или дизеля в условиях испытательного стенда.

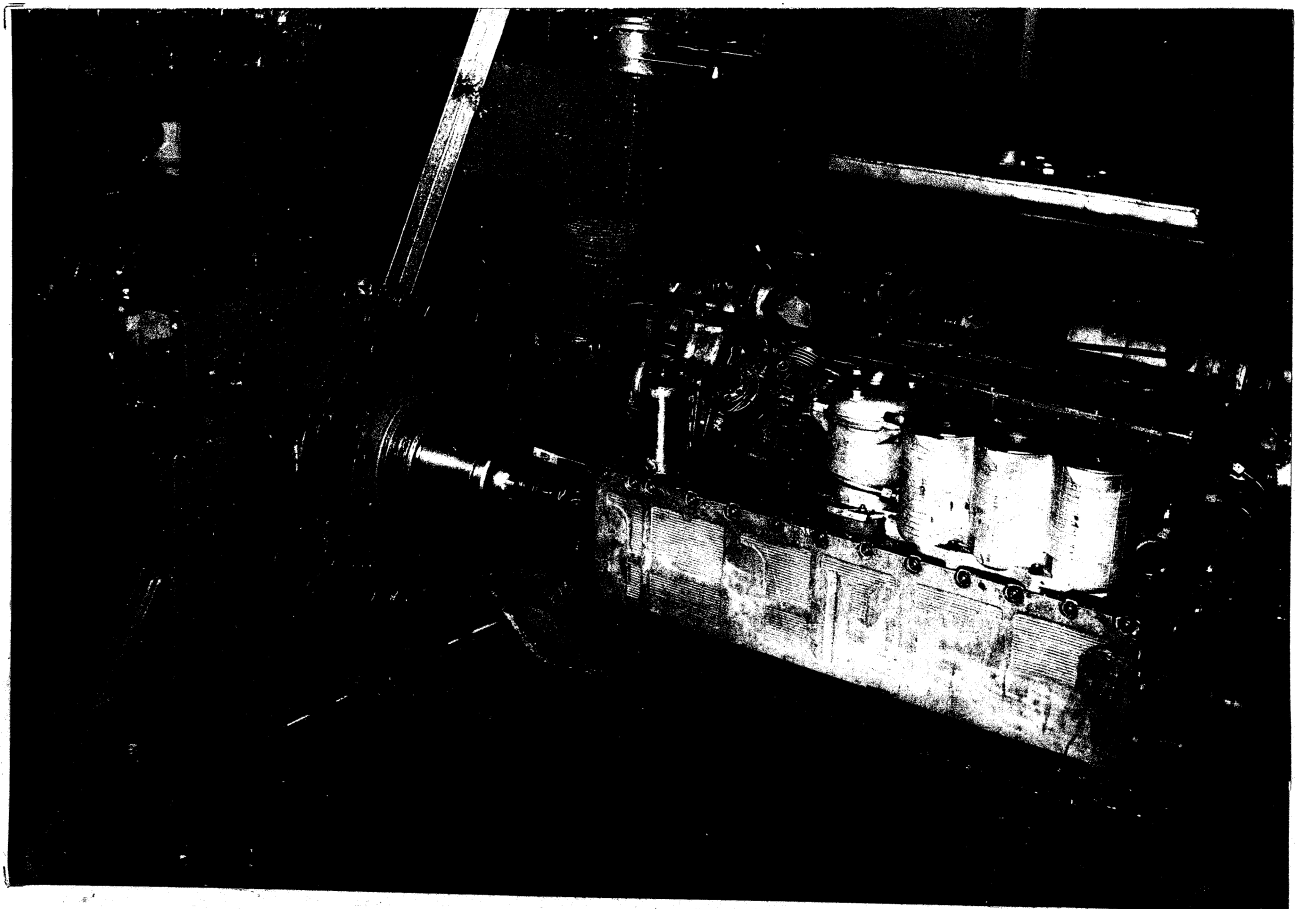
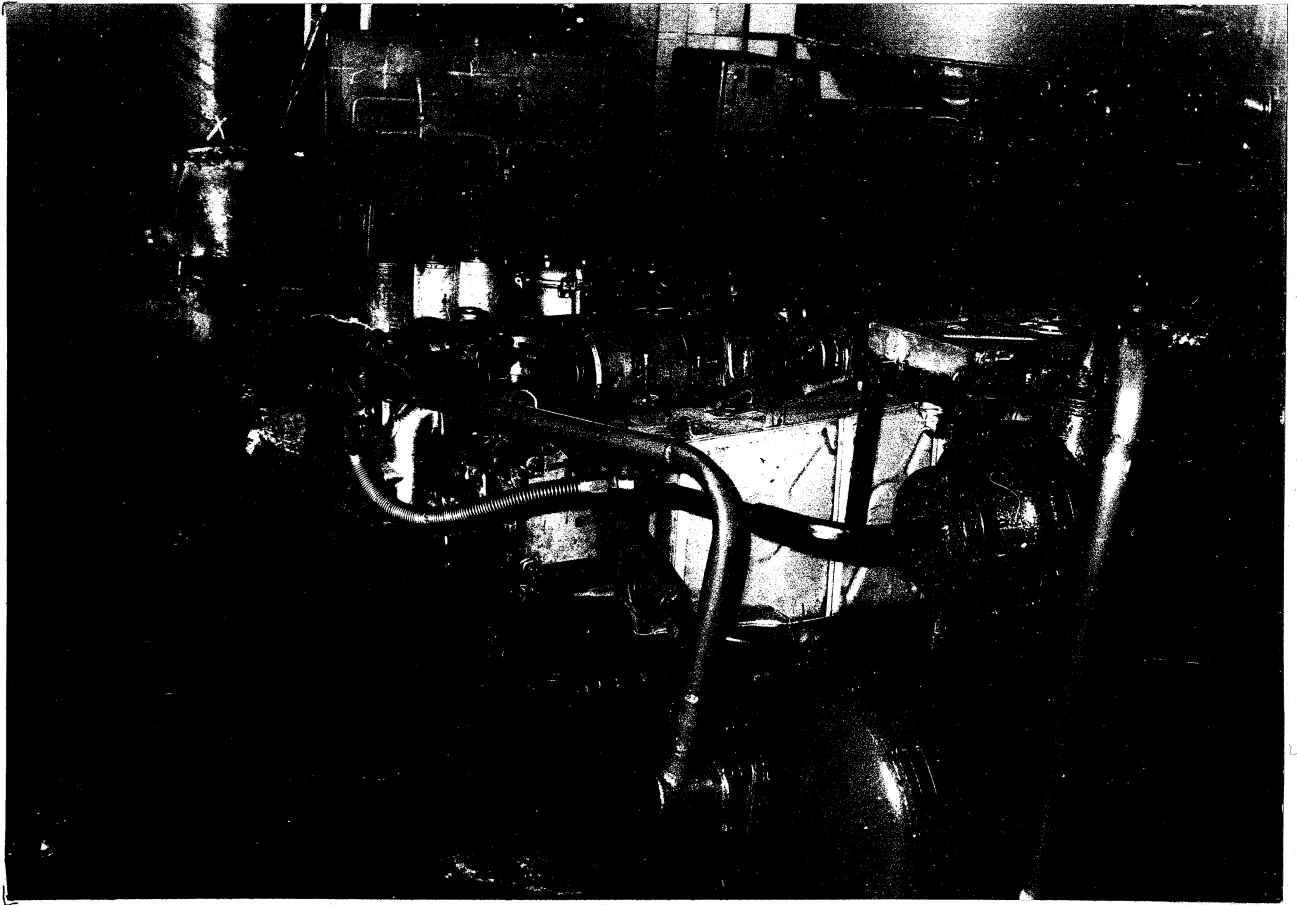


Рис. 4.4

Направление вращения коленчатого вала ЭУ «левое» (против часовой стрелки, если смотреть со стороны фланца основного генератора мощности по ГОСТ 22836-77).

ЭУ предусматривает электрическую систему пуска от источника постоянного тока напряжением 96В при помощи электростартера, установленного на ЭУ и оборудованного устройством для отключения ее после пуска.

Стенд оборудован (в том числе и установленными на ЭУ) всеми агрегатами и сборочными единицами масляной системы (включая маслопрокачивающий агрегат, охладитель масла, фильтры, терморегулятор); системой охлаждения (включая охладитель воды, расширительный бак, паровоздушный клапан); топливной системой (включая топливоподкачивающий насос с приводом от дизеля, фильтр тонкой очистки топлива); ручным приводом для проворачивания коленчатого вала, позволяющим осуществлять проворот коленчатого вала в условиях стенда; всережимным регулятором со встроенной защитой по давлению масла и ограничителем подачи топлива в зависимости от давления наддувочного воздуха, автоматическим устройством, соответствующим второй степени автоматизации по ГОСТ 14228-69, аварийно-предупредительной сигнализацией и защитой по ГОСТ 11928-66; устройством для снятия индикаторной диаграммы.

Все системы стенда оборудованы приборами для снятия следующих параметров:

- система нагружения - тока и напряжения нагрузочного агрегата, тока и напряжения системы возбуждения нагрузочного агрегата, температуры обмоток нагрузочного агрегата;

- система регулирования - частоты вращения ЭУ, позиций контроллера, усилия на рычаге управления, выхода рейки топливного насоса;

- топливная система - давления и температуры топлива, расхода топлива;

система смазки - температуры масла на входе и выходе из ЭУ, давление масла на входе в ЭУ, расхода масла;

- система охлаждения - температур» воды на входе и выходе из ЭУ, расхода воды;

- система впуска и выпуска - температуры воздуха на входе в ЭУ, расход воздуха, частоту вращения ротора компрессора, температуры воздуха после компрессора, давления воздуха до и после компрессора, температуры выпускных газов перед турбиной и по цилиндрам, частоты вращения ротора турбины, Разрежение в карте-ре;

- снятие индикаторной диаграммы в цилиндре;

- - записи « выбега » ЭУ для определения механического КПД.

Определение крутящего момента;

- снятие «шумовых» и «вибрационных» характеристик;

- определение состава выпускных газов;

- определение плотности цилиндро-поршневой группы;

- записи давления впрыска топлива в цилиндр.

Для предварительной оценки надежности работы ЭУ дизель-поезда в эксплуатации по результатам стендовых испытаний предложена методика. Основой методики является программа стендовых испытаний по аттестации ЭУ международного союза железных дорог (ORE). Критерий соответствия между продолжительностью стендо-

вых испытаниях и рядовой эксплуатацией ЭУ разработан д.т.н., проф. Володиным А. И. Методика откорректирована и уточнена для ускоренных режимов стендовых испытаний ЭУ 6ДН12/ 2х12 для дизель поезда.

Механическая нагруженность ЭУ возникает в результате циклического действия на детали переменных давлений газов в цилиндре при осуществлении его рабочего цикла и сил инерции в результате их возвратно-поступательного движения.

Блок нагружения здесь будет составлять совокупность переменных напряжений и амплитуд в зависимости от времени их действия и числа циклов повторения амплитуд / 194, 196, 197, 198, 204, 209 /.

Для ЭУ нагружение i -го уровня характеризуется величиной эффективной мощности N_{ei} или крутящего момента M_{ei} ; и частотой вращения коленчатого вала n_i . Между этими величинами существует зависимость:

$$M_{ei} = \frac{N_{ei}}{n_i} \cdot 9,55 \cdot 10^{-4} \quad (4.1)$$

где M_{ei}, N_{ei}, n_i - момент, мощность и частота вращения выражены в относительных единицах.

Для локомотивных энергетических установок можно принять, что

$$M_c = P_c I \quad (4.2)$$

где M_c - момент прямо пропорционально зависит от среднего эффективного, давления.

За время рабочего цикла напряжения в детали изменяются в общем случае по асимметричному циклу /194, 206/, который характеризуется средним напряжением - σ_T , максимальным - $\sigma_{\max} > \sigma_{\min}$ и амплитудой - σ_a .

$$\sigma_a = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$$

Период цикла составляет $\frac{T}{\pi i}$ где T - тактность ЭУ.

Сравнительная оценка нагруженности различных уровней может быть выполнена по соотношению напряжений на этих уровнях. Для решения этой задачи в первом приближении необходимо определить параметр, который характеризует уровень нагружения, а напряжения были бы пропорциональны этому параметру. В деталях, образующих камеру сгорания (днище крышки и поршня, часть втулки цилиндра), изменение напряжений σ пропорционально изменению давления газов в цилиндре P_T за рабочий цикл (рис. 4.5). Поэтому, зависимости $P_T(\phi)$ и $\sigma(\phi)$ отличаются только масштабом по оси ординат. В деталях шатунно-кривошипного механизма изменение напряжений пропорционально изменению суммарного давления от газов и сил инерции P_2 . Значение характеристик напряжений асимметричного цикла нагружения деталей камеры сгорания и шатунно-кривошипного механизма показаны на рис. 4:6. Можно считать, что амплитуды напряжений σ_a для обеих групп деталей в двухтактном двигателе пропорциональны половине значения наибольшего давления сгорания; средние значений напряжений σ_T этих групп деталей отличаются между собой. Наибольшие давления сгорания зависят от скоростного

Зависимость η , п) двигателя
 ЮДЮО йощйботыб 2200 кВт

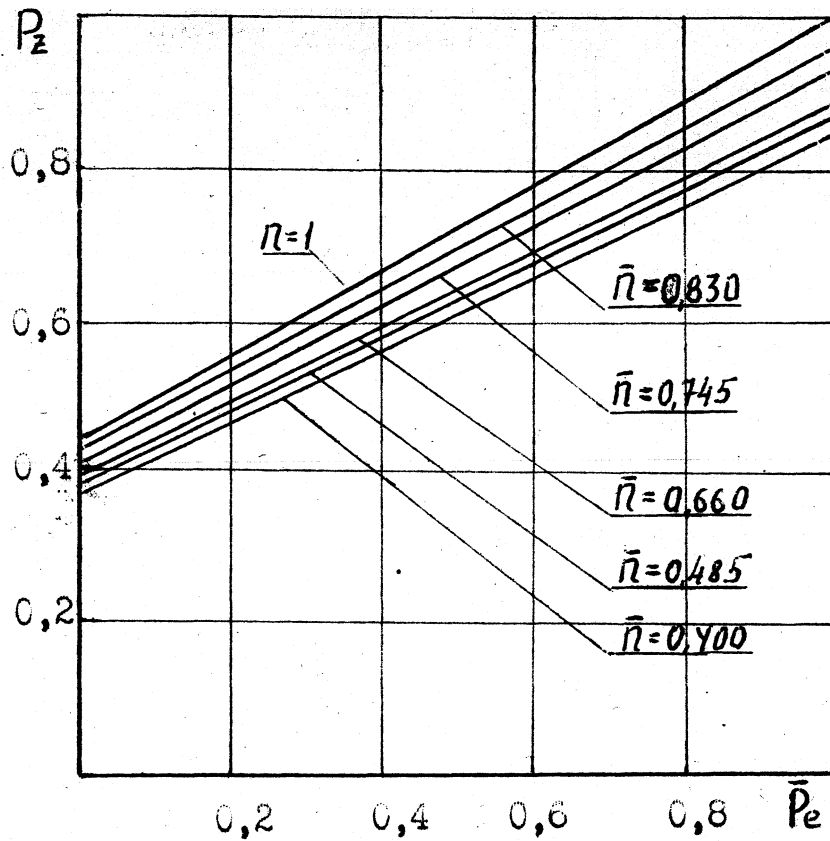


Рис. 4.5

Характерные напряжения деталей ЦЦГ и КШМ

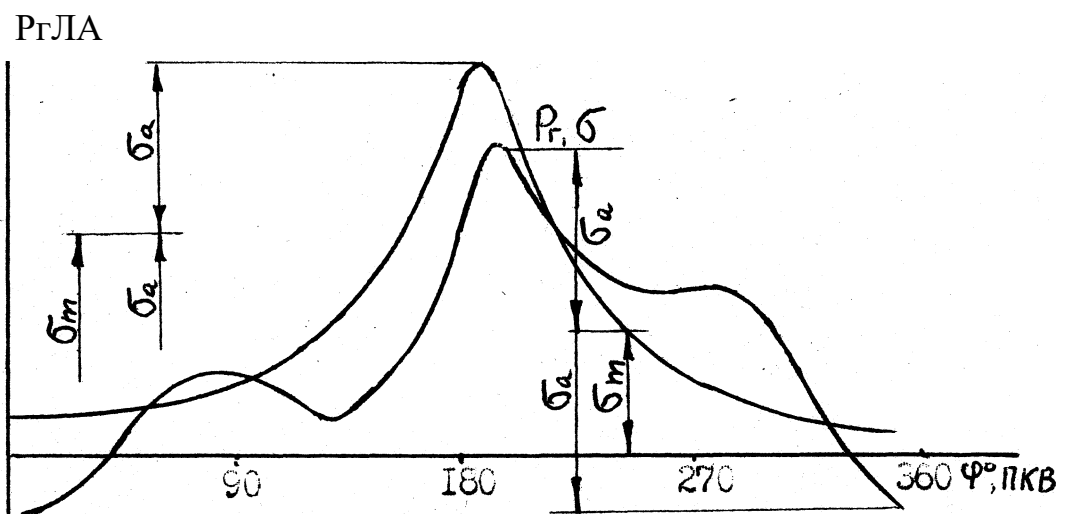


Рис. 4 6

и нагрузочного режимов. На рис. 4.5 по данным испытания ЭУ 10Д100 (10ДН20,7/ 25,4Х2) мощностью 2200 кВт даны в относительных величинах зависимости наибольшего давления сгорания P_z от среднего эффективного давления P_e и частоты вращения коленчатого вала n . Эти зависимости удовлетворительно аппроксимируются уравнениями множественной регрессии

$$P_z = a_1 + a_2 n + a_3 P_e + a_4 P_e \quad (4.3)$$

где коэффициенты $a_1; a_2; a_3$ и a_4 определялись по методу наименьших квадратов. Для приведенных данных по ЭУ 10Д100

$$a_1 = 0,2864; a_2 = 0,6781; a_3 = 0,1045; a_4 = 0,1427$$

Таким образом, если задан режим работы ЭУ M_{ej} и или N_{ej} и Π_i , то значения других параметров определяют по уравнениям 4.1 и 4.2, а из соотношения 4.3 определяют значения P_2 . Амплитуды относительных напряжений в деталях прямо пропорциональны значению P_{zi} , т. е. $\delta_{ai} = P_{zi}$.

—*■

Если задано относительное время работы на i -м. режиме, то число циклов V_j повторения амплитуд этого уровня составит

$$V_j = \frac{1}{T_k} \quad (4.4)$$

где T_{jj} - коэффициент тактности (для четырехтактного двигателя $T_k = 2$, для двухтактного $T_k = 1$);

ω - частота вращения коленчатого вала (об/мин), при которой амплитуды напряжений принимают наибольшее значение для соответствующего P_e . Относительное число циклов i -го уровня

$$v_i \ll 1$$

Принимают $i=1$ для режима, у которого относительные амплитуды напряжений δ_{ai} достигают наибольших значений. По мере увеличения i амплитуды напряжений понижаются.

В таблице 4.1 приведены результаты обработки режимов нагружения по программе ORE на 360 часов применительно к ЭУ 10Д100.

В условиях эксплуатации режим нагружения ЭУ зависит от многих случайных факторов: веса поезда, профиля и состояния пути, климатических условий, организации движения поездов и др. Опубликованные статистические данные / 194, 195, 206 / дают пеструю картину режимов работы грузовых и пассажирских локомотивов.

Для примера приведены режимы работы в условиях эксплуатации путем натурального хронометража одного из участков. Общая характеристика рядовых поездов на этом плече приведена в таблице 4.2. Относительное время работы по положениям контроллера машиниста приведено в таблице 4.3.

На рис. 4.7 дана зависимость мощности N_{eOT} частоты вращения коленчатого вала Π по тепловозной характеристике ЭУ Д49 и 10Д100

Таблица 4.1

i	f_a ЧА	n	N_e	N_z гю в ■ а	Ц(ми н)	t_i	$v_i * 10$ ЦИК- ЛОВ	
1	1,05	1,0	1,05	1,018	1578	0,0827	1428	0,08772
2	1,0	1,0	1,0	1,0	5772	0,2792	4819	0,3232
3	1,0	0,9	0,9	0,9615	120	0,0030	50	0,00346
4	1,0	0,8	0,8	0,9583	1290	0,0665	918	0,06347
5	1,0	0,7	0,7	0,9176	1940	0,1000	1214	0,08392
6	0,8	1,05	0,84	0,8864	650	0,0266	482	0,03333
7	0,8	1,0	0,8	0,8616	1420	0,0753	1300	0,07689
8	0,8	0,9	0,72	0,8409	370	0,0177	275	0,01902
9	0,7	1,05	0,775	0,8023	525	0,0325	589	0,04073
10	0,6	1,05	0,63	0,7684	355	0,0162	234	0,02033
И	0,6	1,0	0,6	0,7481	720	0,0400	689	0,04562
12	0,7	0,6	0,42	0,7257	360	0,0133	138	0,04764
13	0,5	0,9	0,45	0,6858	70	0,0030	46	0,00318
14	0,5	0,8	0,40	0,6681	320	0,0162	224	0,01449
15	0,5	0,7	0,35	0,6447	45	0,0015	18	0,00124
16	0,3	1,0	0,30	0,6875	510	0,0266	459	0,03174
17	0,2	0,8	0,16	0,4818	405	0,0192	265	0,01732
18	0,0	0,8	0,00	0,3607	50	0,0015	20	0,00138
19	0,0	0,4	0,00	0,3301	3610	0,179	1234	0,08532
					Е 20310	1,0	Е 14462	С 1
				-	МИН		000	

$$St, = t_j + t_{ост} = 1290 + 20310 = 21600 = 360 \text{ час}$$

По данным таблицы 4.3 и рисунка 4.7 в таблице 4.4 приведена обработка режимов нагружения ЭУ в условиях рядовой эксплуатации.

По данным таблиц 4.1 на рисунках 4.8 и 4.9 построены блоки механической нагруженности деталей ЭУ 10Д100 в виде зависимостей относительных амплитуд S_{C1} от относительного числа циклов v_j при работе по программе ORE и в условиях эксплуатации.

Таблица 4.2

Пункты оборота	Вес поезда	Время, мин		Скорость, км/ч	
		В пути	Стоянок на промежуточных станциях	техническая	участковая
А-Б	3500	513	27	19,3	17,6
Б-А	2100	427	18	21,7	20,4
А-Б	3750	526	31	18,6	17,9
Б-А	2350	481	42	20,8	19,6

Таблица 4.3

Пк	0	1	2	3	4	5	6	7
т, %	65,2	2,45	3,98	2,12	0,61	1,59	1,96	2,45
	8	9	10	И	12	13	14	15
т, %	2,2	2,2	2,75	0,67	0,49	7,6	0,3	2,7

Для оценки усталостной прочности при переменных напряжениях применяют скорректированную линейную гипотезу суммирования усталостных повреждений, когда кривая усталости имеет горизонтальный участок/194, 197, 198, 200, 202/

В ЭУ детали, ограничивающие камеру сгорания имеют уровень наибольших температурных напряжений более, чем на один порядок выше, чем механических. Характер изменения температуры их при

Тепловые характеристики дизелей

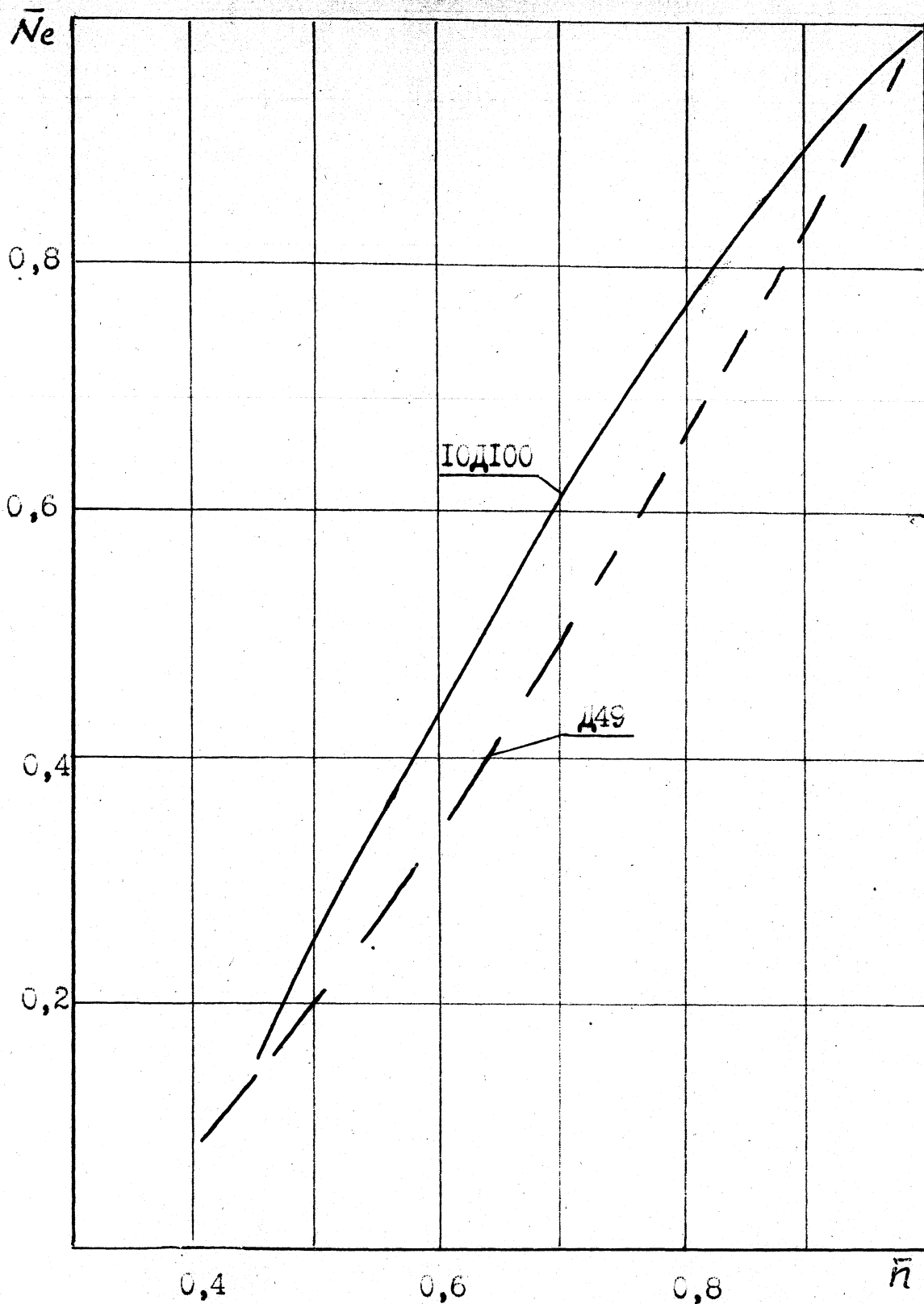


Рис. 4.7

Блок нагрузий по программе ORE

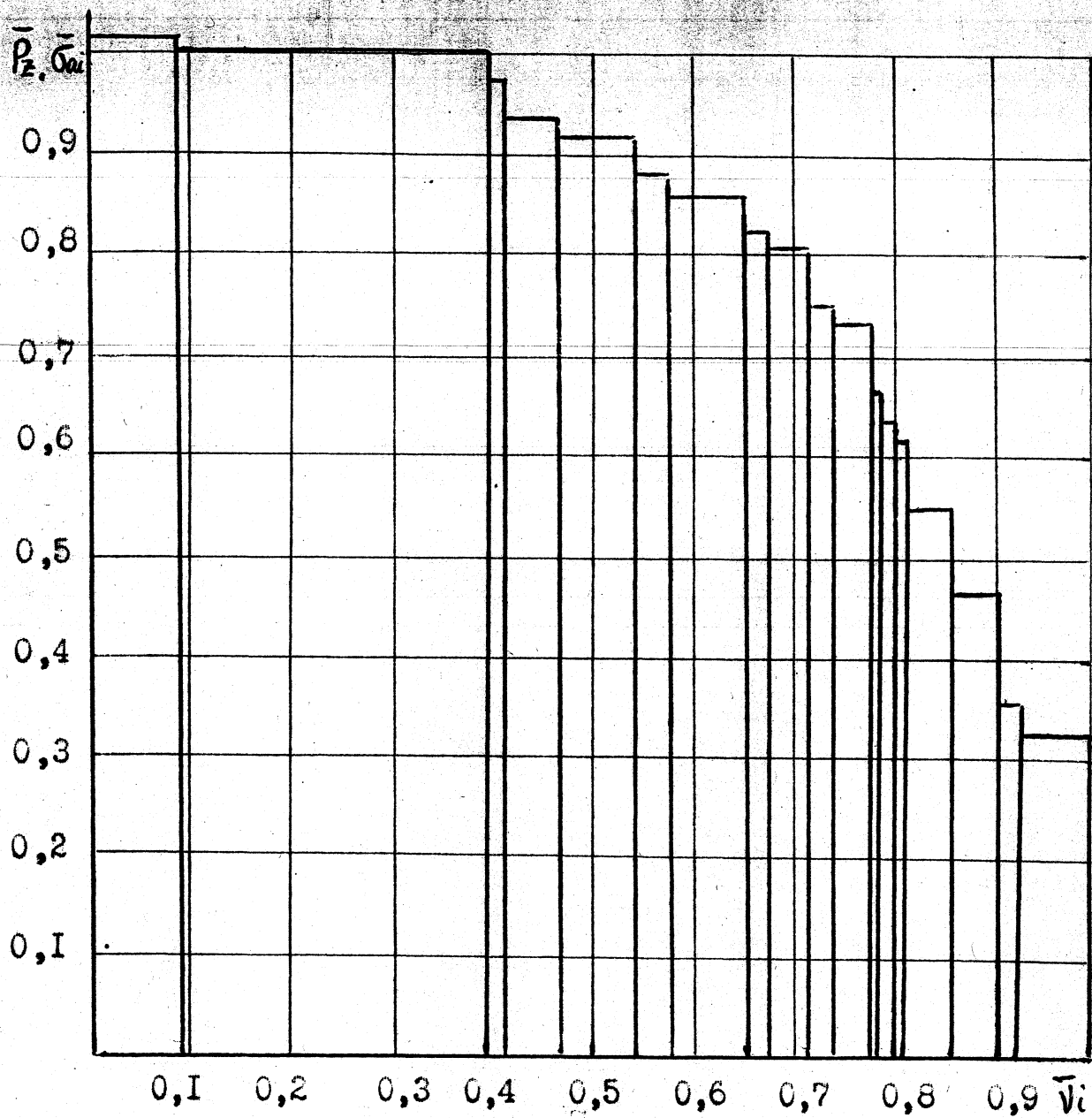
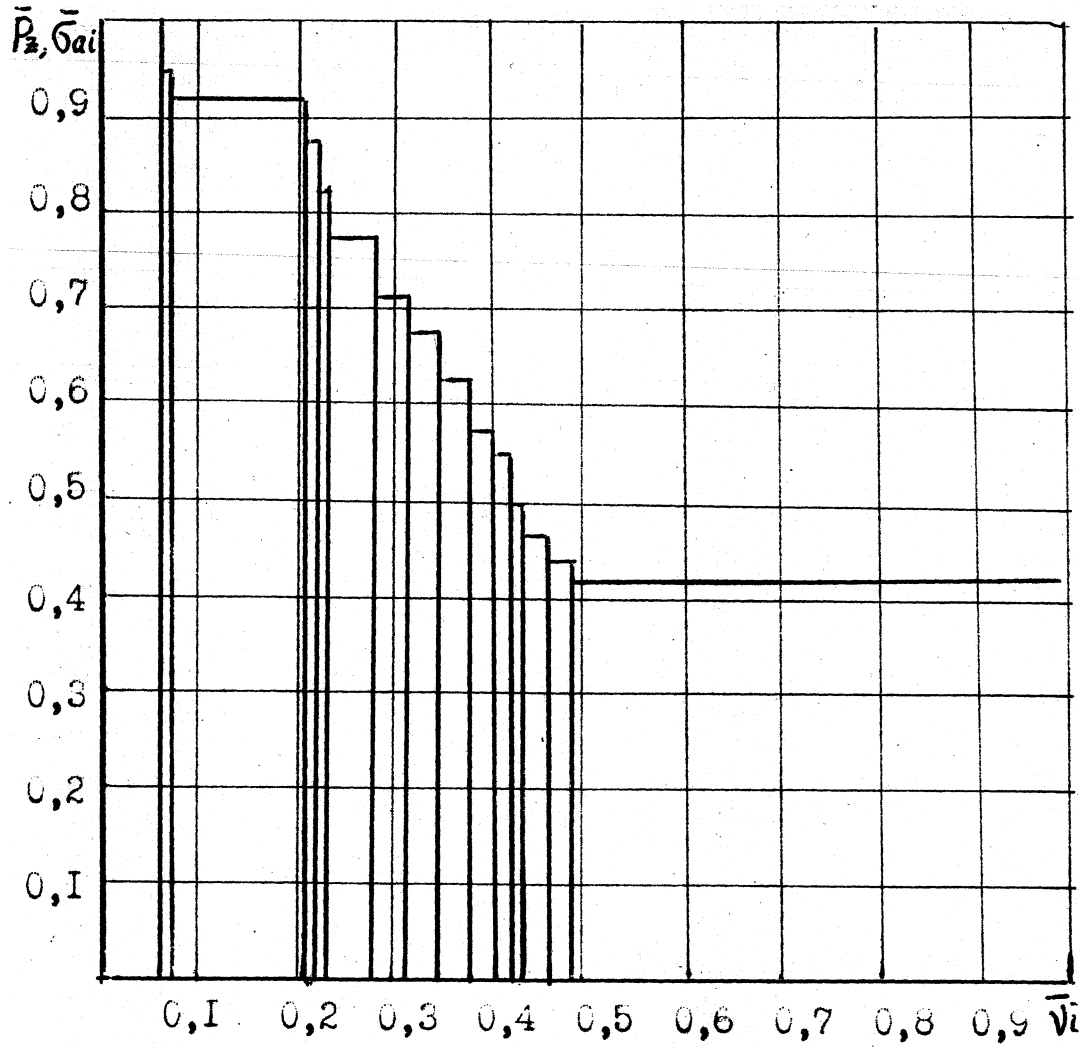


Рис. 4.8

Блок нагрузений при рядовой эксплуатации



изменениях режима работы ЭУ от холостого хода до полной нагрузки (нагрев) и наоборот (охлаждение) имеет вид приведенный на рис .4.10 ,4.11 /135 ,199 ,200 ,201/

$$\text{для нагрева } \ln(t_{\max} - t) = f(x)$$

$$\text{для охлаждения } \ln(t - t_{\min}) = f(x)$$

где t - текущая температура ;

t_{\max} -наибольшая температура при нагреве соответствующая номинальной мощности;

t_{\min} -наименьшая температура соответствующая холостому ходу;

t -время;

На рис. 4.11 видно ,что нестационарные процессы нагрева и охлаждения в рассматриваемых координатах изображаются прямыми линиями и имеют две стадии : начальную при $t < 2$ мин и постоянного теплового режима ($t > 2$ мин.). На начальной стадии не происходит заметного изменения температуры деталей . Стабилизация температур происходит только по истечении 6 мин. Е-изли выразить время в секундах ,то постоянные тепловые режимы ($t > 120$ с) аппроксимируются уравнениями :

$$t = t_{\max} - 10.27 \cdot 10^2 \cdot e^{-0.926 \cdot 10^{-2} t}$$

охлаждение

$$t_{\text{train}} + 6.51 \cdot 10^2 \cdot e^{-1.715 \cdot 10^{-2} t}$$

Приведенный пример показывает ,что для обеспечения наибольшей амплитуды колебаний температуры деталей , следовательно, . и температурных напряжений ,при стендовых испытаниях должна быть обеспечена такая продолжительность работы на режимах ,при которой температуры деталей стабилизируются. Изменение темпера-

туры деталей в зависимости от мощности подчиняется линейной зависимости.

и ль и ца

Ик	об/ми И		Йе		&&	Н'Г		ЦИКЛОВ 9но ⁵	7;
15	850	1.0	1.0	1.0	1,0	44	0,027	22	0,0581
14	810	0,956	0,92	0,962	0,952	5	0,003	2,39	0,0063
13	770	0,910	0,85	0,934	0,925	124	0,076	56,42	0,1489
12	725	0,860	0,75	0,872	0,877	8	0,0049	3,44	0,0091
11	685	0,816	0,65	0,797	0,824	И	0,0067	4,49	0,0119
10	645	0,770	0,57	0,740	0,780	45	0,0257	17,33	0,0457
9	595	0,720	0,46	0,639	0,712	36	0,022	12,96	0,0342
8	555	0,676	0,40	0,592	0,678	36	0,022	12,17	0,0321
7	515	0,630	0,33	0,524	0,631	40	0,0245	12,60	0,0333
6	475	0,580	0,25	0,431	0,572	32	0,0196	9,28	0,0245
5	430	0,536	0,22	0,410	0,554	26	0,0159	6,97	0,0184
4	390	0,490	0,16	0,327	0,503	10	0,0061	2,45	0,0065
3	350	0,446	0,12	0,269	0,465	46	0,0282	10,26	0,02171
2	310	0,396	0,09	0,227	0,437	65	0,0398	12,87	0,0340
1	270	0,350	0,07	0,200	0,417	40	0,0245	7,0	0,0185
0	270	0,350	0,00	0	0,417	1064	0,652	186,20	0,4915
						Е 1632		£ 378,83 * 1й	Z ¹

При длительной остановке ЭУ температура понижается до температуры воды (рис.4.12). Из рисунка видно, что перепад темпера-

Изменение температуры деталей камеры сгорания двигателя в процессе нагрева и охлаждения

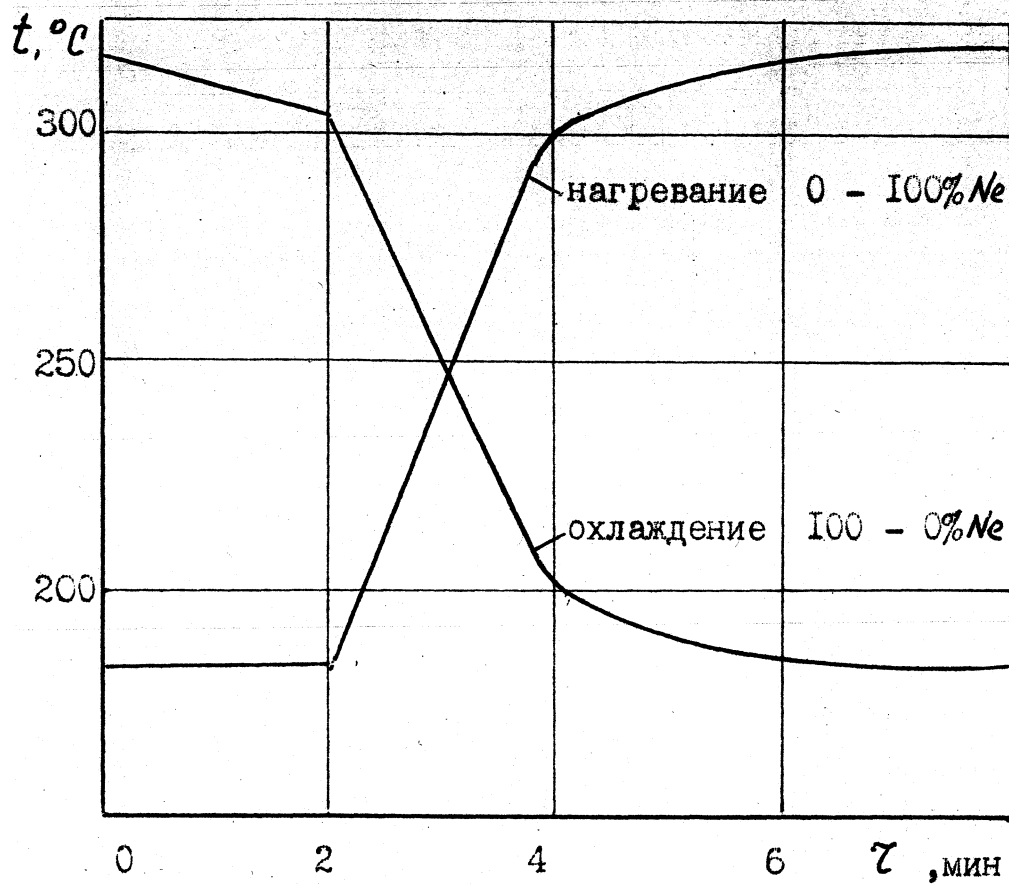
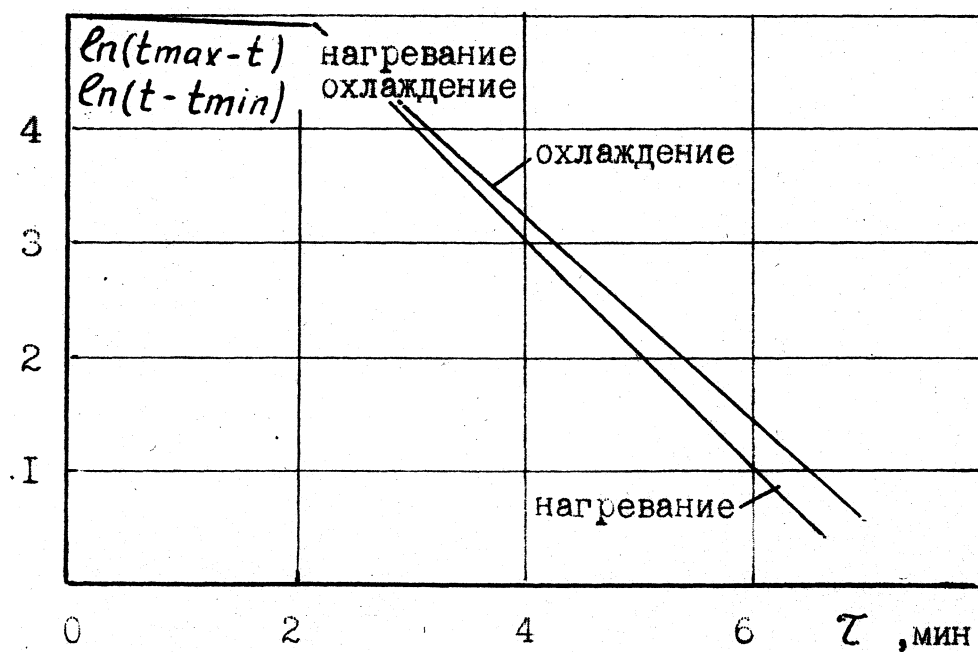


Рис. 4.10

Изменение температуры деталей камеры сгорания двигателя в процессе нагрева и охлаждения



.Рис.

тур составляет от примерно 350°C на номинальном режиме до 220°C на холостом ходу. Тепловой поток через стенки составит:

$$\dots \sim 301 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$$

где α - коэффициент теплопроводности высокопрочного чугуна (материала стенки)

δ - толщина стенки

В первом приближении можно принять, что тепловой поток прямо пропорционален индикаторной мощности ЭУ №. Для ЭУ ЮДИОО на номинальном режиме $N_{\text{н}}=2750$ кВт и на холостом ходу $N_{\text{хх}}=80$ кВт. Тогда

$$10 \text{ Вт/м}^2$$

$$t_1 - t_2 = 2 \cdot \alpha \cdot \delta \cdot N^{0.5}$$

Результаты оценочных расчетов температур стенки в зависимости от эффективной мощности приведены на рис.4.13

Для оценки температурных напряжений в днище поршня применяется принцип суперпозиции: сначала определяется напряжение по краям днища, а затем от перепада температур по толщине $\delta/2$.

Под действием температуры t_0 по краям днища возникают и напряжения

где ϕ - коэффициент, оценивающий жесткость заземления: при абсолютно жестком заземлении $\phi=1$, а при отсутствии заземления $\phi=0$

α_L - коэффициент линейного расширения материала;

E - модуль упругости;

Зависимость температуры деталей камеры сгорания от мощности двигателя

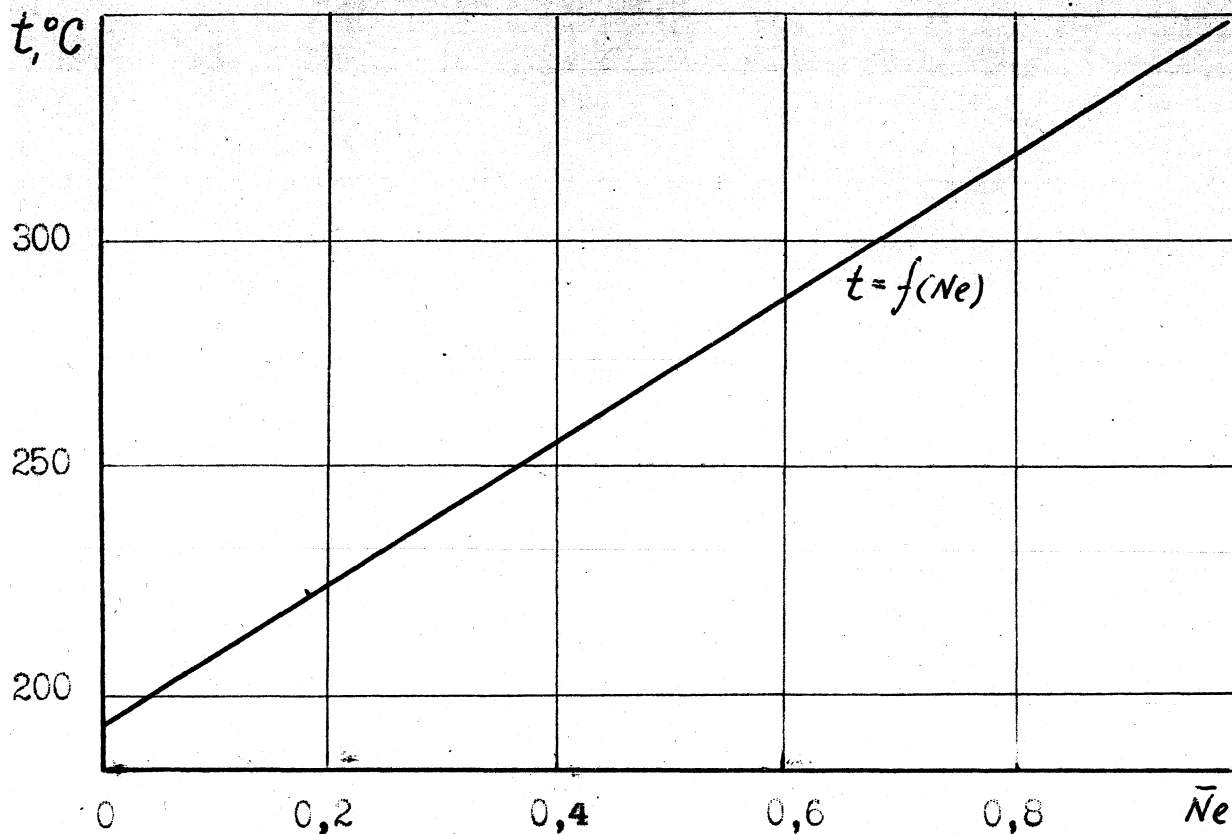


Рис. 4.12

Зависимость температуры стенки от эффективной мощности

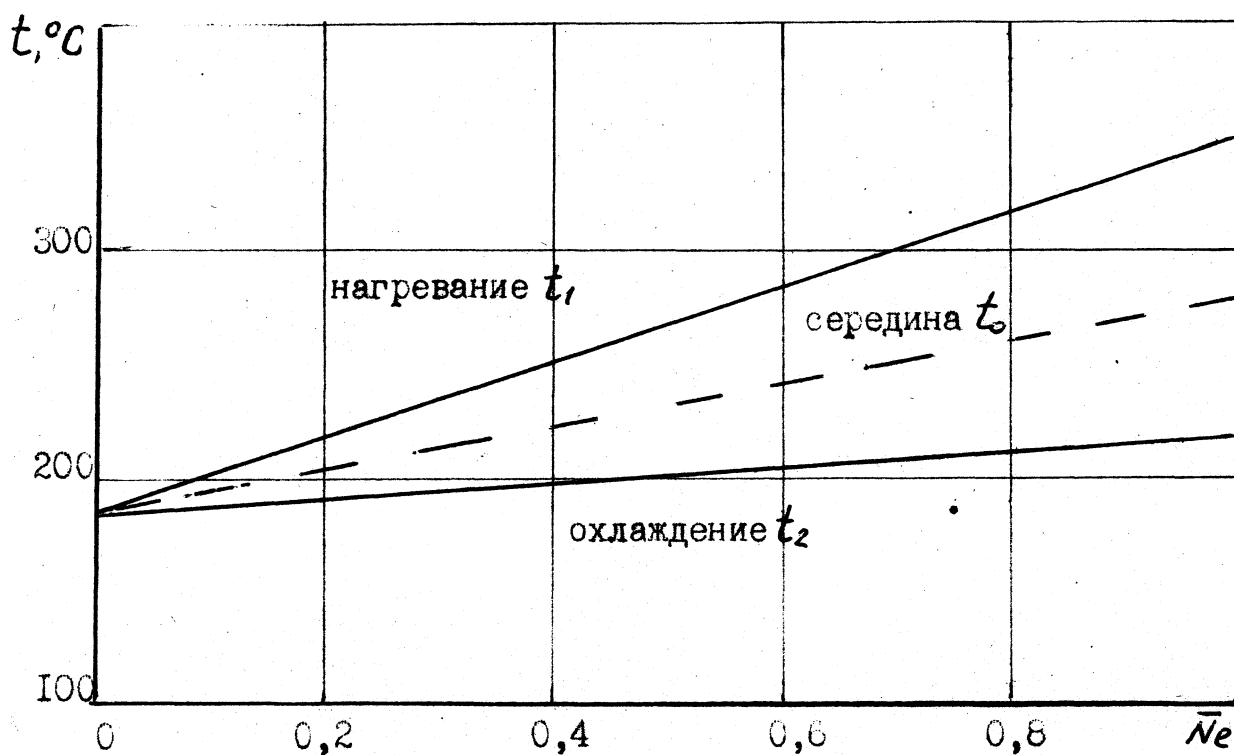


Рис. 4.13

ν коэффициент Пуассона (ν = 0.25-0.30)

От перепада температур по толщине днища возникают напряжения

$$\sigma/E \quad 8$$

Тогда суммарные напряжения будут

$$\sigma_r = \frac{\alpha E \cdot 2 \cdot \Delta T}{1-\nu} + \frac{5}{8} \frac{\Delta T}{r} \left(r_0^2 + (r_1^2 - r_2^2) \right)$$

Наибольшая величина напряжений возникает на перегреваемой поверхности при $\nu = 0.5$. Для оценочных расчетов можно принять $\nu = 0.5$; $\mu = 0.3$.

Изменение температурных напряжений на любом заданном режиме работы по отношению к номинальной мощности

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_{r0}} \sim \left[X_1 - 0.575 \frac{P_1}{P_0} \right]$$

где индексом 'Н' отмечены значения температур при $N_0=1$. Зависимость σ_r, μ от P_1 приведены на рис. 4.14. Из них следует, что относительные изменения температуры нагреваемой поверхности μ (и температурных напряжений σ_r) от эффективной мощности N_e близки между собой. Поэтому, в первом приближении можно принять, что функция σ_r от времени Z в определенном масштабе представляет изменение напряжений $\sigma_r(\mu, t)$.

Методика построения блока нагружений детали от температурных напряжений примерно такая же, как и для блока механических

Зависимость относительных температурных напряжений $\bar{\sigma}_z$ и температур стенки \bar{t}_1 от эффективной мощности

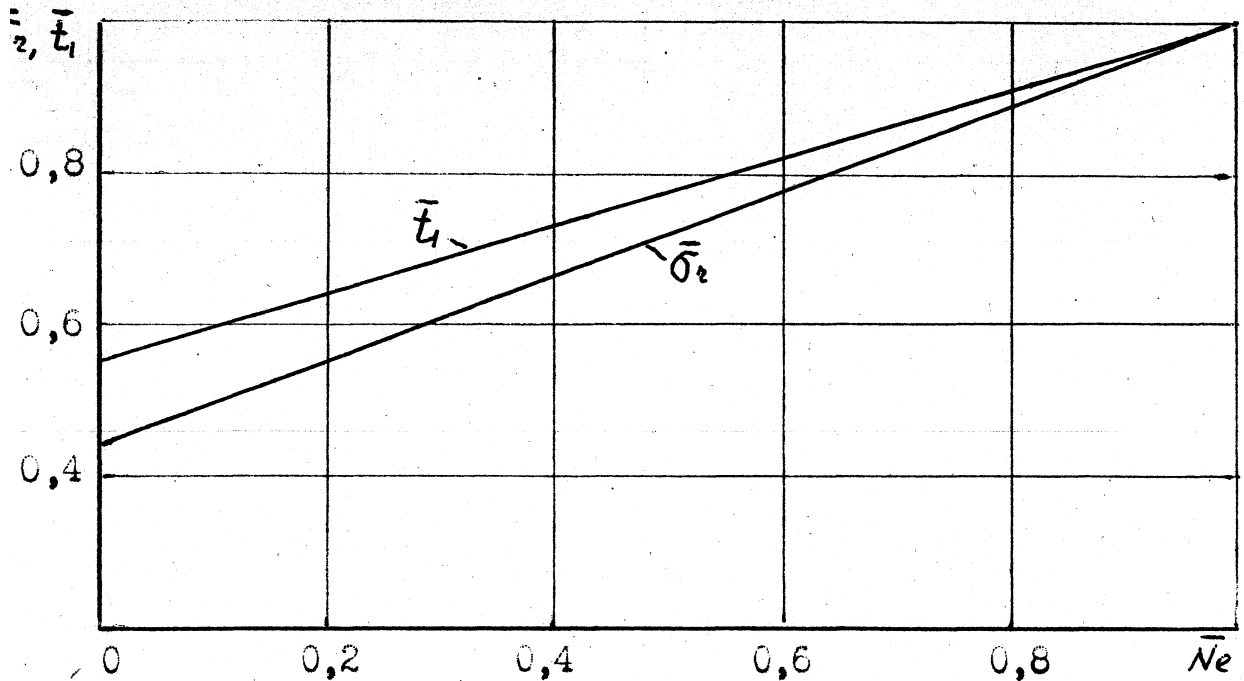


Рис. 4.14.

Определение амплитуд температурных напряжений по методу "размахов"

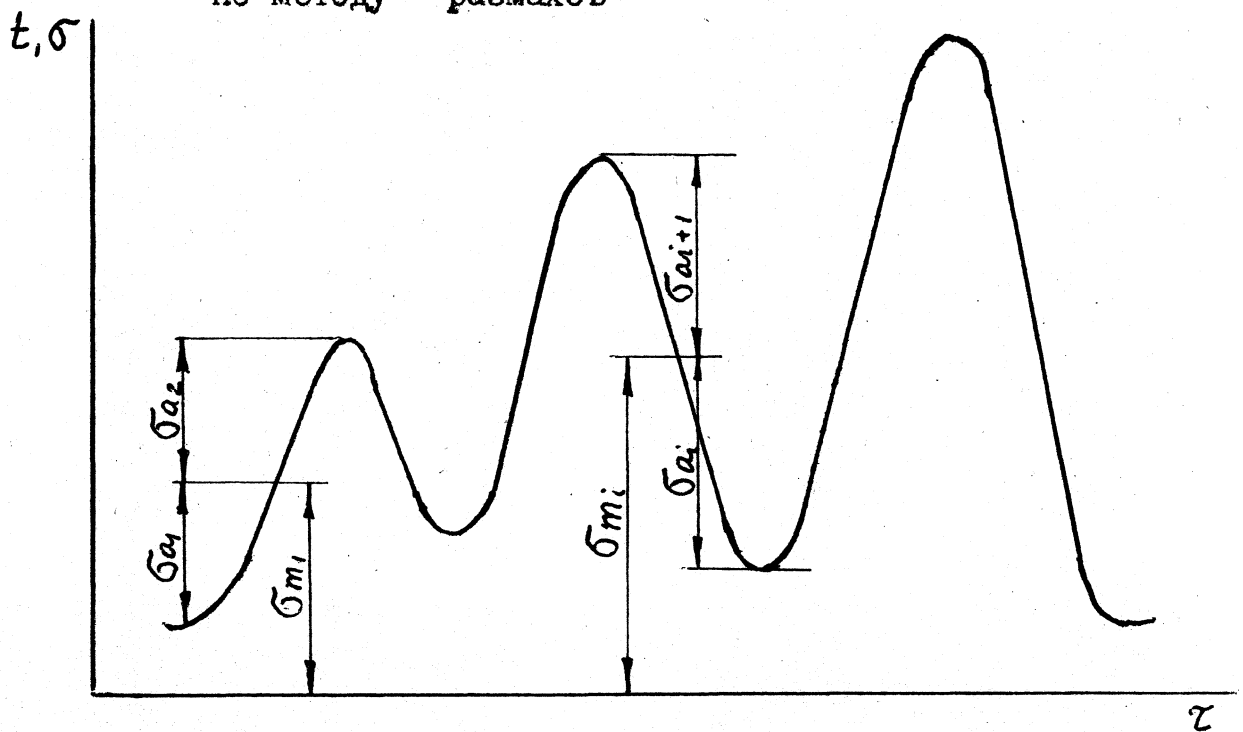


Рис. 4.15

Для заданных стендовых или эксплуатационных переменных режимов работы известно изменение значения эффективной мощности N_e от времени t . Пользуясь функцией $N_e(x)$, зависимостями рис.4.12 и законами регулярного режима для нагрева/детали t_t от времени, г.е. $\Psi(x)$, рис. 4.15. Колебания напряжений соответствуют асимметричным циклам нагружений.

Определение приведенных амплитуд при асимметричном нагружении или числа циклов производится по методу размахов /202/. Для каждого размаха приведенная амплитуда

$$C_{ap1} = t_{ai} + \Phi \Pi m_i$$

где - амплитуда размаха (см. рис. 4.15);

- среднее напряжение размаха;

- коэффициент влияния асимметрии цикла

$$(\psi = 0,05+0,3)$$

Число циклов v_a на данном отрезке времени

Π

$$v_a \sim 2$$

где Π - число размахов на этом отрезке.

В результате обработки стендовых и эксплуатационных режимов работы ЭУ определяется наибольшая приведенная амплитуда напряжений (стетах). Если отнести все другие амплитуды к $a^{Дтах}$, то получим значения относительных приведенных амплитуд напряжений

—
Оолг

$\frac{O_{anpL}}{\bullet \text{Запретах}}$

Диапазон изменения ба ^необходимо разбить на 10 разрядов

$$ба_{прі} = 0 - 0,1 > 0,1-0,2 > \blacksquare \blacksquare \blacksquare > 0,9 - 1,0$$

Из обработки режимов работы ЭУ необходимо сделать выборки количества бапрі каждого разряда, т.е. определить гц. Это позволяет найти число циклов $\sum \sigma_{ai}^m$ амплитуд напряжений данного разряда и суммарное количество циклов $\sum \sigma_{ai}^m$ за время испытаний.

Зависимость $G_{apri} = \sigma_{ai}^m$ является обобщенным блоком нагружения детали камеры сгорания от температурных напряжений.

Для оценки усталости прочности при переменных напряжениях применяется скорректированная линейная гипотеза суммирования усталостных повреждений, когда кривая усталости имеет горизонтальный участок [194, 197, 198, 203].

Количество блоков нагружения n до появления усталостных разрушений определяется из соотношений

$$n = \frac{a_p \sigma_{g0}^m N_0}{\sum \sigma_{ai}^m \nu_i} \quad (4.4)$$

где $\sum \nu_i$ - сумма относительных повреждений,

$$a_p = \frac{.G_{amox}/G_{gj} \Gamma \sim 0,5}{\sim 0,5} \quad (4.5)$$

- предел выносливости натурной детали;

L_0, ν_i - параметры кривой усталости;

σ_{g0} - максимальная амплитуда блока нагружения;

ν_i - относительная площадь блока нагружения, вычис-

$i = j$

ленная только для учитываемых разрушающих напряжений

$$\sigma_{ai} > 0,56 \sigma_{gj} \quad (4.6)$$

σ_{ai} - относительные амплитуды и число циклов напря-

жений

Отношение

$\sigma_{ai} / \sigma_{gj}$

(4.7)

представляет запас прочности.

Деталь считается работоспособной /198, 203, 206/, если $k_a = 1,5-2,5$. Целесообразно рассматривать два уровня напряженного состояния натурной детали:

$k_a > 1,5-2,5$ - в этом случае с большой вероятностью можно утверждать, что при стендовых испытаниях и в эксплуатации не возникает усталостных повреждений;

$k_a = 1$, - в этом случае деталь имеет недостаточный запас прочности и по изложенной методике можно определить число блоков нагружения в время до появления усталостных повреждений.

Количественные оценки выполняются при следующих параметрах кривой усталости /198/:

где $\sigma_{\text{предел}}$ предел прочности. Для высокопрочного чугуна с азотацией можно приближенно принять $\sigma_{\text{б}} = 400 \text{ МПа}$, тогда $t = 10$.

Детали, ограничивающие область камеры сгорания под действием термических нагрузок, вызываемых переменными тепловыми и механическими нагрузками, работают в области упруго-пластических деформаций. В этом случае для оценки долговечности деталей применяются методы расчета при малоцикловом нагружении /198/.

По критерию усталостной прочности допустимые амплитуды напряжений σ^a и числа циклов $[N]$ определяются из /198/.

Под коэффициентом запаса прочности понимается отношение разрушающих амплитуд напряжений $\sigma_{\text{ба}}$ и числа циклов N к их эксплуатационным значениям

$$P_e = \sigma^a / \sigma_{\text{ба}}; \quad (4.8)$$

Допустимые значения $[G_0]$ и $[N]$ связаны с их разрушающими значениями σ^a и N - соотношениями

м

Для конструкций, испытывающих высокие температурные напряжения, в работе /198/ - рекомендуется принимать $n_e=1,5$; $n_N=3$. Для конструкции железнодорожного транспорта обычно принимают $n_e=2$.

Зависимости $[ba] = \sigma^m([N])$ называются расчетными кривыми малоциклового усталости. Значения $[ba]$ и $[N]$ берутся наименьшими, определяемыми из системы (4.6) и (4.7).

На рис. 4.16 приведены кривые малоциклового усталости при деформациях сжатия для высокопрочного чугуна, применяемого для поршней ЭУ 10Д100.

Согласно /231/ характеристики такого чугуна оцениваются следующими параметрами:

$$E = 1,9 \cdot 10^5 \text{ МПа}; \sigma_{bc} = (1,75 - 1,0 \cdot \sigma) \cdot 10^3 \text{ МПа}; \sigma_{bc} = 5 - 10\%$$

На рис. 4.16 приведены расчетные кривые малоциклового усталости.

Расчетные зависимости $[ba] = J' t_j M J$ используются для оценки циклической прочности под действием нестационарного нагружения на основании линейного суммирования повреждений

$$\sum_{i=1}^n \frac{(\sigma_i / \sigma_{bc})^m}{N_i} \leq 1 \quad (4.10)$$

где N_i - число циклов нагружения на i -м режиме нагружения с амплитудой σ_i ;

$[N]$ - то же по расчетным зависимостям (4.6) и (4.7) при $\sigma = \sigma_i$ где $i=1, 2, \dots, n$.

Из рис. 4.16 видно, что если $[ba] < 150 \text{ МПа}$ ($n_e = 2$), то с определенной вероятностью можно ожидать, что деталь не будет подвергаться усталостным повреждениям. При более высоких $[ba]$ число циклов до усталостного повреждения ограничено. Для асиммет-

ричного цикла напряжений такой уровень соответствует ~ 200 МПа. Согласно рис. 4.16 при $p_e=2$ можно ожидать, что в детали будут накапливаться усталостные повреждения и она будет иметь ограниченный срок службы. Опыт эксплуатации ЭУ 10Д100 на тепловозах серии 2ТЭЮЛ,В,М показывает, что у поршней начального варианта конструкции трещины термической усталости появлялись после 450 - 550 тыс. км. пробега тепловоза.

Для сравнения, уровень накопленных повреждений при стендовых испытаниях по программе ORE и в условиях рядовой эксплуатации за одно и то же время работы 840 ч.

Помимо термических напряжений на поршень действуют также механические напряжения от давления газов за каждый рабочий цикл. Учитывая это, можно принять, что наибольшие приведенные напряжения достигают бапр - 230 МПа и соответствуют $\langle \text{Запр} = 1$. Из рис. 4.16 для этого уровня при $p_e=2$ определяется $[N]=76$, а из табл.4.5 N-18. Аналогично для бапр получим:

$$[\dot{Y}] = 193, [N] = 235, \quad 18 \text{ и т.д.}$$

Тогда при работе по программе ORE (840час) $CI = 0,102$

Для ускоренной эксплуатации в пересчете на 4000 час см. табл.4.6. $d * 0.903$

Таким образом, для принятого уровня напряжений сумма накопленных повреждений от термического нагружения при работе по программе ORE по сравнению с работой в эксплуатации за такое же время больше примерно в 3.5 раза.

Если взять более низкий уровень напряжений < 230 МПа, то это соотношение в накопленных повреждениях будет увеличиваться.

Расчётные кривые малоциклового усталости чугуна ($m_p = 0,7$; $n_N = 3$; $z = z' = 0$)

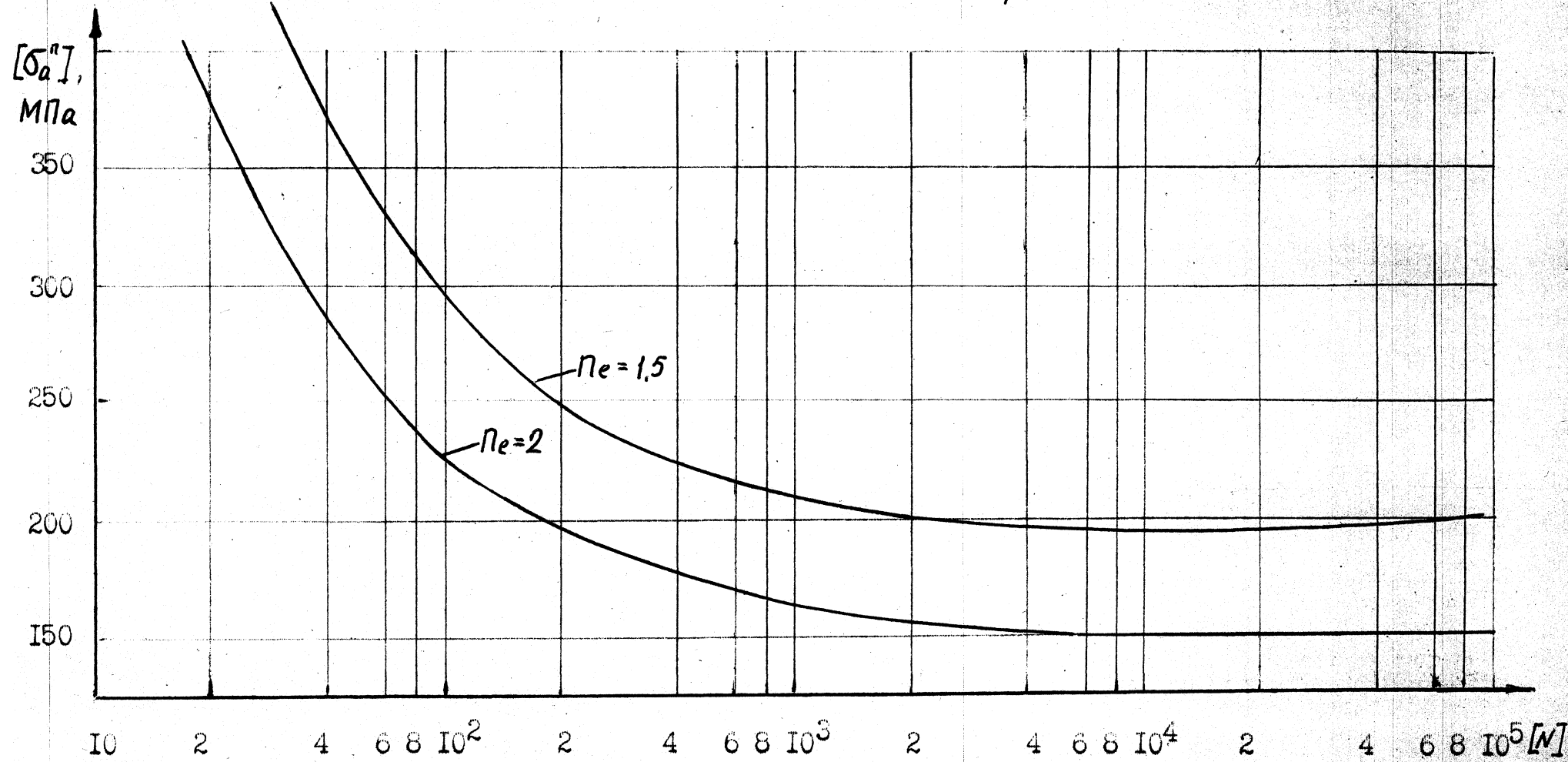


Рис. 4.16

4.2. Изменение основных параметров энергетических установок в эксплуатации

Анализ осциллограмм изменения параметров локомотивов и , в том числе локомотивных энергетических установок t в процессе эксплуатации показывает, что форма кривой изменения параметров (силы тяги F_k , скорости V , мощности Ne , частоты вращения и т.д.) в зависимости от времени движения испытывает существенные изменения. Мгновенные значения параметров случайным образом изменяются как по величине, так и по частоте повторения их в зависимости от текущего времени. Очевидно, элементы случайности возникают из-за неоднородности профиля пути, количественных и качественных характеристик состава, случайного характера изменения атмосферных условий, случайных изменений в системах ЭУ и др. Такая реальная кривая изменения параметров не может быть представлена в виде определенной, однозначной функциональной зависимости от времени.

Осциллографическая запись передвижения локомотива с поездом на одном закрепленном участке обращения считается реализацией случайного процесса. А весь случайный процесс будет определяться некоторой совокупностью возможных реализаций, т.е. ансамблем реализаций. При объединении всех реализаций процесса в ансамбль выдвигается требование: все объединяемые реализации должны протекать в одних и тех же условиях. В нашем случае - это соблюдение при исследованиях постоянства условий эксплуатации.

В задачах, связанных с оценкой и нормированием долговечности и экономичности технической эксплуатации локомотивов по расходу топлива и масла, необходимый интерес представляет период равный времени передвижения поезда локомотивом на заданном тя-

говом плече, что позволяет вести прогнозирование и на межремонтный период. Однако, это не исключает возможности анализа тех же характеристик и за любой произвольный период эксплуатации, особенно при организации автоматической непрерывной регистрации параметров локомотива в целом и ЭУ в частности.

Учитывая изложенное и принимая гипотезу о стационарности и эргодичности квазистационарных в общих случаях процессов изменения показателей ЭУ параметры их распределения по времени определялись по ансамблям реализаций поездов на заданном тяговом плече для однотипных локомотивов за несколько лет эксплуатации. Проведенные расчеты показали, что выборки составленные по ансамблям, относятся к одним генеральным совокупностям, соответствующим локомотивам данного типа, а их минимальный статистический объем не должен быть менее 8.. 10 реализаций. Поэтому^ для получения достаточно представительных результатов объем выборки по каждому из типов локомотивов принят в пределах от 12 до 20.

Анализ полученного статистического материала позволяет сделать вывод, что эмпирическое распределение параметров работы ЭУ по времени аппроксимируется двухвершинным распределением, которое может быть представлено в виде двух нормальных законов распределения с различными пределами изменения аргумента.

Часть ансамбля из двенадцати реализаций параметров ЭУ (мощности N_e и частоты вращения Пдв) приведена на рис. 4.17. Вертикальными линиями показаны «сечения процесса», т.е. фиксация в определенный момент времени параметров. Величина нагрузки N_e и частоты вращения Пдв в этот момент для различных участков движения будут принимать различные случайные значения, так как N_e и Пдв есть случайные величины. Любая осциллографическая запись

Ансамбль реализаций параметров ($N_e, n_{\text{дв}}$) ЛЭУ

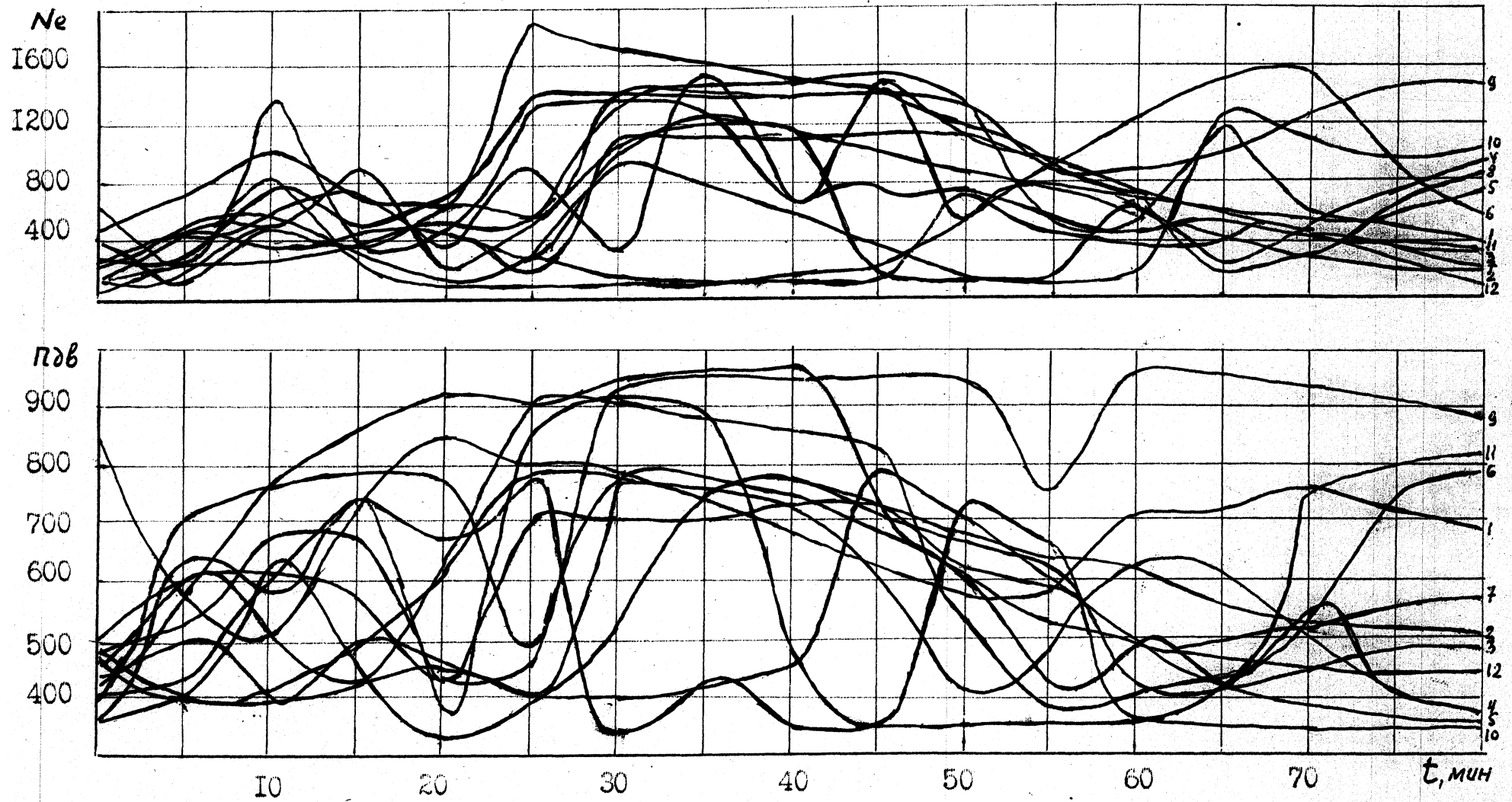


Рис. 4.17

графика изменения мощности N_e и частоты вращения Пдв ЭУ представляет лишь некоторую частную реализацию процесса изменения N_e и Пдв во времени. Эта запись дает непрерывную временную цепь частных значений множества случайных величин $N_{ei}(t)$ и $Пдв_i(t)$, где t - любой момент времени в интервале реализации.

Случайную величину в любом сечении можно описать с помощью общеизвестных из математической статистики вероятностных соотношений [78, 223, 224, 232], которые в различных сечениях могут быть различными. С этой точки зрения о случайном процессе можно говорить как о случайной величине, которая в общем случае изменяет свои вероятностные свойства в зависимости от времени.

В каждом сечении процесса, как уже говорилось, имеется случайная величина, которую можно описать, указав для нее закон распределения вероятностей [78]. Значения, которые принимает реализация процесса в данном сечении, мгновенные.

Случайный процесс можно с определенным приближением описать, указав совместный (n - мерный) закон распределений вероятностей для n его сечений с учетом связей между случайными величинами в различных сечениях. Необходимо отметить, что на практике определение n - мерного вероятностного закона случайного процесса представляет собой чрезвычайно сложную задачу [78, 232]. Вместо n - мерного закона часто используют относительно простые характеристики случайного процесса которыми являются: математическое ожидание, дисперсия и корреляционная функция, которые выражают определенные соотношения между отдельными случайными элементами процесса и характеризуют изучаемую совокупность.

Операции определения математического ожидания и дисперсии при обработке реализаций не отличаются от операций определения

соответствующих вероятностных характеристик случайных величин /78, 223, 232/. Их можно легко вычислить, имея необходимое количество реализаций случайного процесса, если рассмотреть последовательность сечений ансамбля реализаций, взятых при фиксированных значениях времени, и, пользуясь известными из математической статистики методами, определить в каждом из этих сечений среднее значение и дисперсию случайных величин параметров β_e и β_{dv} . Непрерывная последовательность вычисленных таким образом и расположенных в порядке возрастания времени движения величин и будет являться, соответственно, математическим ожиданием и дисперсией случайного процесса изменения параметров.

Полученные среднее значение и дисперсия будут представлять собой средние значения по ансамблю, поскольку усреднение производится для данного момента времени по множеству реализаций.

Математическое ожидание и дисперсий представляют собой весьма важные характеристики случайного процесса, однако, для описания его особенностей этих характеристик недостаточно, так как ими еще не раскрывается внутренняя структура исследуемого случайного процесса. Для характеристики внутренней структуры используется корреляционная функция /78, 223/. Назначение этой характеристики - показать степень зависимости между значениями параметров, отнесенным к различным моментам времени .

Хотя изменение параметров ЭУ представляет собой случайный процесс, это не означает, что одни мгновенные значения параметров могут произвольно переходить в другие. Между мгновенными значениями процесса в соседних сечениях, очевидно, существует определенная связь, объяснить которую можно хотя бы исходя из того, что величина параметра во времени в реальных условиях не может изме-

няться сколь угодно быстро [226, 227]. По этой причине одни значения в какой-то мере должны предопределять ближайшие следующие. Однако, вследствие случайного характера внешних условий, образующих изменение параметров ЭУ, связь между отдельными значениями их будет носить вероятностный характер. Для оценки связи между мгновенными значениями случайного процесса прибегают к понятию функции корреляции, или, как ее еще называют, функции автокорреляции [78, 232].

При рассмотрении ансамбля реализаций необходимо убедиться в эргодичности процесса изменения параметров ЭУ при движении поезда. Стационарными будут процессы, в которых законы распределения вероятностей (любого порядка n) и соответствующие характеристики не зависят от выбора отсчета времени, т.е., что одномерный закон распределения вероятностей рассматриваемого процесса одинаков для любого момента времени (рис. 4.17). Соответственно этому дисперсия и среднее значение стационарного процесса одинаковы для всех его “сечений” или, что то же самое, для всех его моментов времени. Среднее значение и дисперсия превращаются в некоторые определенные числовые характеристики всего случайного процесса, не зависящие от времени. Обе эти характеристики имеют при стационарности процесса определенные числовые значения и являются характеристиками процесса в целом.

Функция корреляции при стационарном процессе становится функцией не двух моментов времени t_1 и $t_1 + \tau$, а лишь интервала между ними τ .

Свойство эргодичности процесса заключается в том, что любая вероятностная характеристика процесса, полученная в результате осреднения по ансамблю реализаций, равна аналогичной характери-

Гистограмма распределения мощности и разбивка одномерного закона

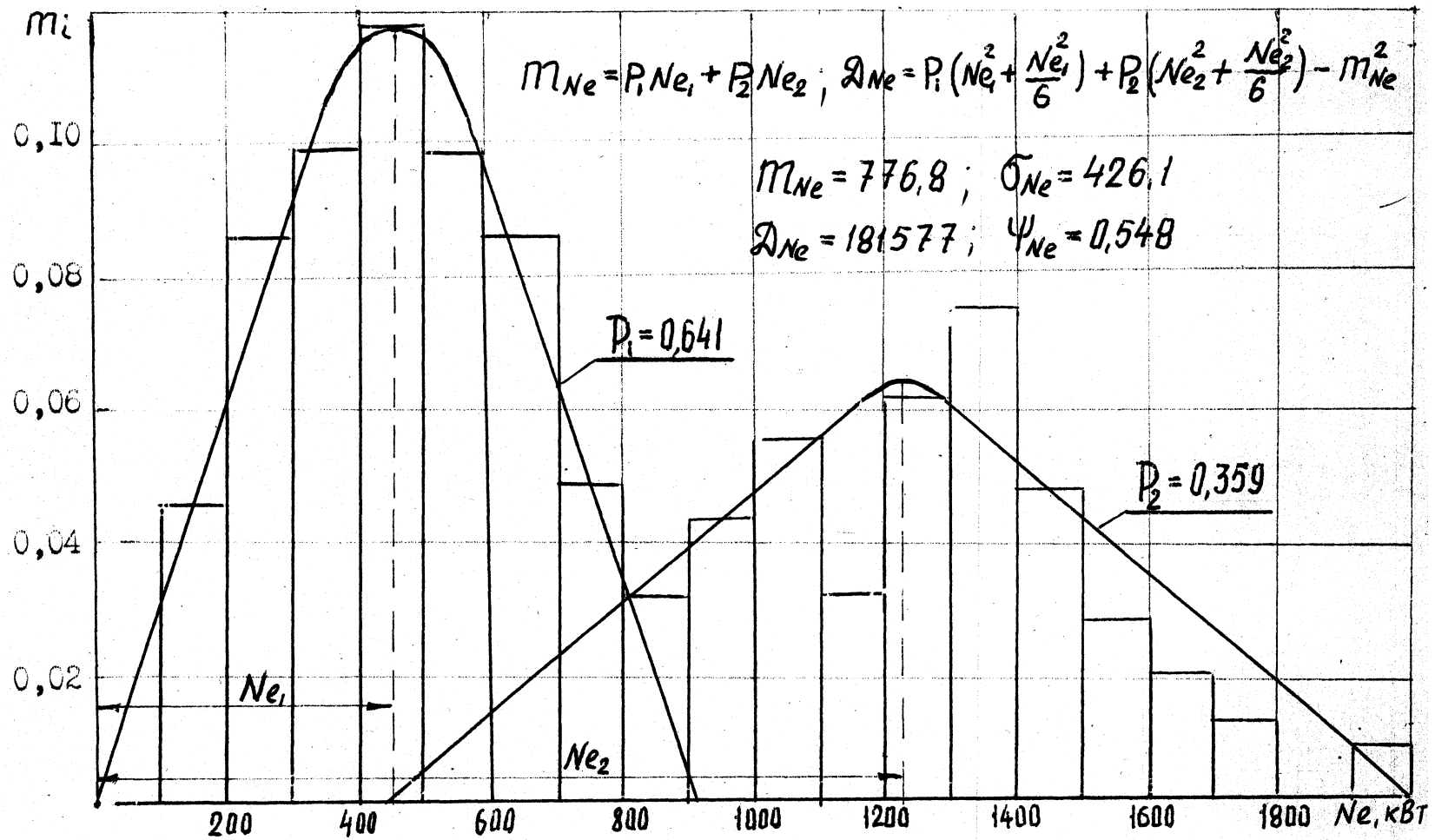


Рис. 4.18

ке, полученной по одной единственной реализации процесса путем осреднения по времени за достаточно большой промежуток времени и модуль нормированной функции которых стремится к нулю при возрастании интервала τ до бесконечности, т.е. выполняется условие (рис. 4.19 и 4.20).

$$\lim_{\tau \rightarrow \infty} |R(\tau)| = 0$$

Практически это условие обычно заменяют неравенством типа

$$|R(\tau)| \leq R(\tau_k), \tau > \tau_k$$

где $R(\tau_k)$ - некоторая произвольно малая, наперед заданная величина.

Величину τ_k принято называть интервалом корреляции, соответствующим такому заданному значению $R(\tau)$, при котором $|R(\tau)| = R(\tau_k)$.

Обычно $R(\tau_k)$ принимают равным $0.1 R(0)$.

$$R(\tau_k) = 0.1 R(0)$$

Наличие эргодического свойства имеет большое практическое значение: можно с одинаковым результатом пользоваться схемой множества реализаций или одной достаточно длинной реализацией процесса. Практически это означает, что вместо наблюдения над многими однотипными локомотивами, работающими в одних и тех же условиях эксплуатации, его проводят на одном, но в течение достаточно большого интервала времени. Это позволяет распространить данные, получаемые при наблюдении в эксплуатации одного из локомотивов данного типа на множество подобных (такого же типа), работающих в подобных условиях эксплуатации.

При обработке осциллограмм было взято семейство реализаций эксплуатационных испытаний локомотивов на участках Южной, Донецкой, Юго-Западной и других дорог Украины. По результатам об-

График нормированной корреляционной функции случайного процесса изменения эффективной мощности

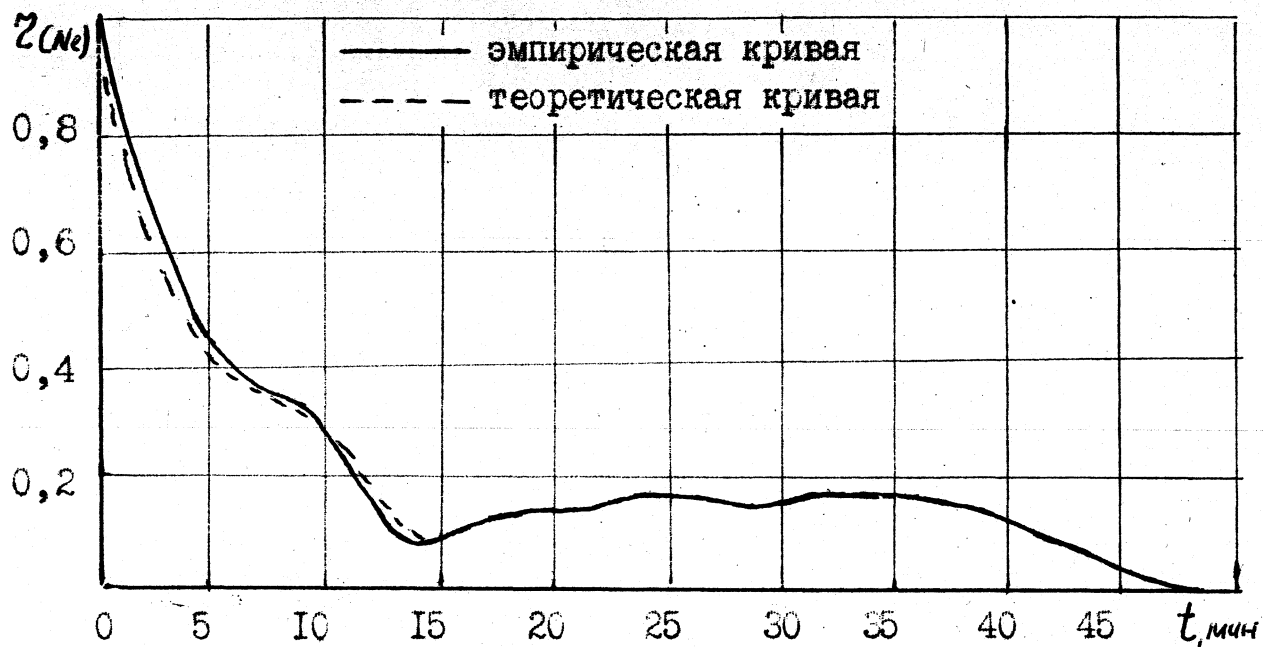


Рис. 4.19

График нормированной корреляционной функции случайного процесса изменения частоты вращения

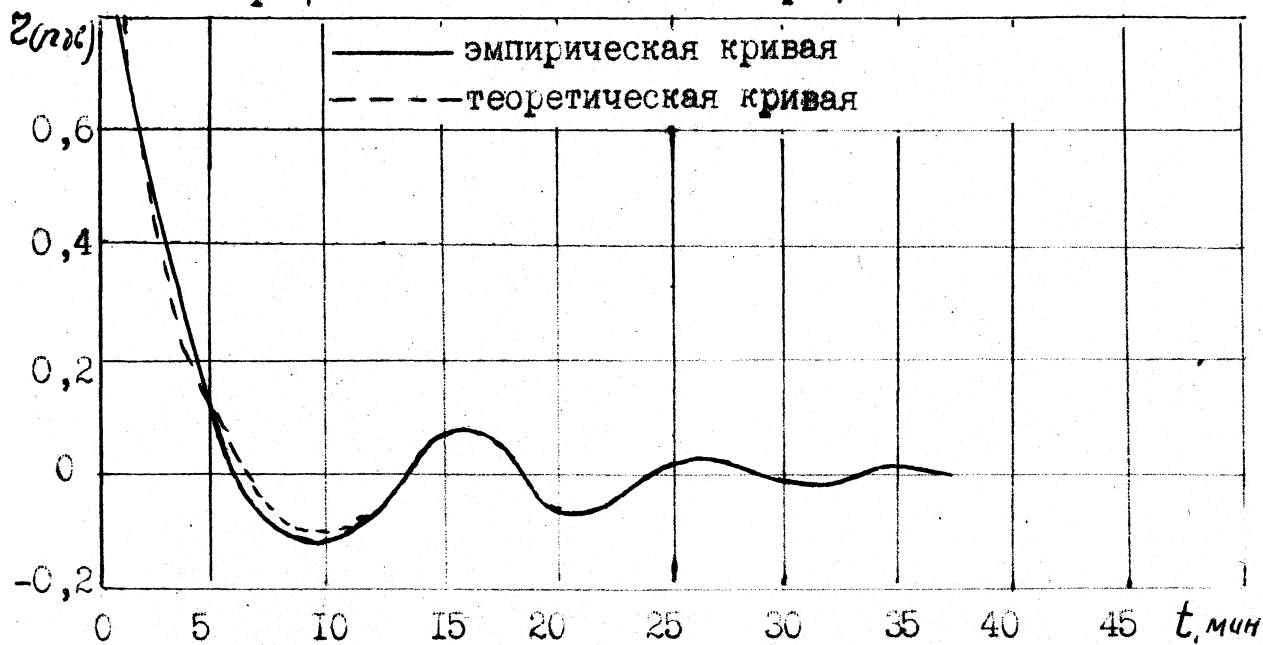


Рис. 4.20

работки построены гистограммы распределения параметров ЭУ. На рис. 4.18 приведена одна из гистограмм распределения мощности N_e и частоты вращения коленвала Пдв ЭУ. Из гистограммы видно, что процесс изменения параметров, в данном случае N_e , не подчиняется нормальному закону распределения и поэтому возникают трудности при вычислении характеристик случайного процесса. Эти трудности можно избежать, разложив ненормальный процесс на нормальные составляющие. Основная проблема при этом сводится к разбивке одномерного закона распределения случайного процесса на составляющие, которые в сумме бы давали исходное распределение.

Если заданную функцию величины N_e выразить через взвешенную сумму γ нормальных распределений, то заменяющая функция

$$f(N_e) = \sum_{i=1}^M P_{ei} f_i(N_e) \quad (4.11)$$

Примет ВИД

где P_{ei} - вероятность того, что имеет место распределение $f_i(N_e)$ (рис. 4.18)

Каждое из распределений $f_i(N_e)$ характеризуется средним значением

N_{ie} и дисперсией D_{ke} . Можно использовать простой графический способ разбивки ненормального закона распределения вероятностей на нормальные составляющие. Для этого необходимо прежде всего разбить заданную кривую распределения вероятностей на равнобедренные треугольники, которые при сложении абсцисс давали бы кривую, возможно близкую к заданной (рис.4.18). Равнобедренный же треугольник, как известно, может быть довольно точно заменен нормальной функцией распределения вероятностей с равной дисперсией. Дисперсия равнобедренного треугольника с основанием $2a$ равна $D_e = a^2/6$.

На рис Д18 изображена разбивка исходного ненормального распределения на равнобедренные треугольники, замена его нормальными распределениями.

Разложив ненормальный процесс на нормальные составляющие на основании уравнения (4.11) получим следующие зависимости:

$$\text{ШтРе} \Rightarrow \quad (4.12)$$

$$= \quad + \quad (4.13)$$

где M_{mei} и Re определяются графически.

С физической точки зрения формулы (4.12) и (4.13) означают, что вместо одного ненормального случайного процесса рассматривается сумма нормальных процессов с разными параметрами M_{nei} , существующих с вероятностью Re .

Результаты измерений следует оценивать в соответствии с общими положениями теории вероятностей, математической статистики и теории случайных функций. Прежде всего определяется соответствие экспериментальных кривых распределения теоретическим. Для этого в первую очередь применяется критерий Колмогорова. Подсчитывается максимальная разность теоретической и экспериментальной накопленных частот

$$(\quad - m_j) = D_{tm}$$

Затем определяется

$$A = \mathcal{L}) \max \tau / \text{Ли}$$

где Π - число независимых опытов (изменений) и сравнивается с j/n полученной по принятой доверительной вероятности. При этом считается, что если \quad го между экспериментальным и теоретическим распределением вероятностей имеет место незначительное различие. Для числа независимых опытов $n=12$ по расчетам получено

$$\hat{\alpha} = 24,2\%, \hat{\mu} = 27,26\%_{те},$$

Затем для оценки различия эмпирического и теоретического распределения вероятностей применяется критерий Пирсона (X^2) [78, 223]. Величина X^2 определяется по формуле

$$(4.14)$$

и сравнивается с X^2 , полученной по принятой доверительной вероятности. При соблюдении условий $\chi^2 < \chi^2_{\text{табл}}$ считается, что согласно критерию Пирсона экспериментальные данные не имеют значительного отличия от теоретического закона распределения. При разбивке одномерного закона на два нормальных $\chi^2_{\text{табл}} = 7,6$ а $\chi^2_{\text{табл}} = 22,36$ И Отсюда следует, что $X^2 < \chi^2_{\text{табл}}$ - теоретическое и экспериментальное распределения вероятностей отличаются незначительно.

Далее производится оценка математического ожидания и среднего квадратического отклонения. Ввиду большого числа измерений можно предположить, что величина m_{iqe} , $\sigma_{\text{Пдв}}$ и $\sigma_{\text{Др}}$, в общем случае, распределена нормально около действительной m_{iqe} , $\sigma_{\text{Пда}}$ и др. и находится как

$$- (t_{\text{р}} \cdot \sigma_{\text{ме}} / \sqrt{n}) < T_{\text{ме}} < (t_{\text{р}} \cdot \sigma_{\text{ме}} + \sqrt{n}) \quad (4.15)$$

где $t_{\text{р}}$ определяется по формуле

здесь $\phi(t_{\text{р}})$ - приведенная функция нормального распределения;

$R_{\text{дов}}$ - доверительная вероятность

Аналогично производится оценка среднего квадратического отклонения, т.е.

$$\sigma_{\text{ШГи}} \cdot \sqrt{4} \cdot \sigma_{\text{бд}} < C_{\text{R}}^* < \sqrt{4} \cdot \sigma_{\text{бд}}$$

! Все выше изложенные формулы справедливы только при больших n ($n > 30$); при малых n границы действительного б/

настолько раздвигаются, что нельзя принимать $\hat{\sigma} - \sigma$. Поэтому при малых Π_n необходимо использовать распределение Стьюдента. В этом случае вместо $\hat{\sigma}$ находится величина

и рассматривается величина

$$-t_p = |t/\hat{\sigma}| \quad (4.18)$$

где t_p определяется из равенства

$$S_n, CM = \hat{\sigma}$$

$S_n < Ctf >$ интегральная функция распределения Стьюдента;

$\pi_i = \Pi_n - 1$ - число степеней свободы.

Доверительные пределы для μ_A и σ_A определяются как

$$\hat{\mu}_A - t_p \cdot \hat{\sigma}_A < \mu_A < \hat{\mu}_A + t_p \cdot \hat{\sigma}_A \quad (4.20)$$

Таким образом, в общем случае математическое ожидание лежит в пределах

$$\hat{\mu}_A \pm t_p \cdot \hat{\sigma}_A$$

где t_p или $Q = \frac{t_p}{\sqrt{\pi_i}}$ - Я среднее ква ДР агического -

соответственно в пределах

$$\hat{\sigma}_A \pm t_p \cdot \hat{\sigma}_A$$

где t_p или $Q = \frac{t_p}{\sqrt{\pi_i}}$

Анализ результатов экспериментов проводился на базе теории случайных процессов. В первую очередь исследовались основные свойства и статистические характеристики этих процессов.

Закон распределения случайных процессов эксплуатационных параметров ЭУ определялся на основании анализа результатов осциллографических записей динамометрического Вагона.

Для проверки случайного процесса на стационарность необходимо располагать сведениями о параметрах одномерного закона распределения, который в данном случае совпадает с распределением мгновенных значений процесса и его корреляционной функции.

Одним из условий стационарности процесса является однородность ряда значений математических ожиданий.

При изменении времени t значения $m_{Ne}(t)$, $\Gamma_{ПДВ}(B)$, $D_{Ne}(t)$, $D_{n_{ав}}(t)$ и др. не остаются строго постоянными в каждом из сечений «пучка» реализаций анализируемого случайного процесса (рис. 4./# и, поэтому^ возникает задача проверки случайности или неслучайности расхождения между полученными значениями.

Приняв, что генеральная совокупность, из которой произведена выборка, подчиняется нормальному закону распределения, произведем проверку гипотезы равенства двух выборочных средних с использованием t_a - закона распределения Стьюдента /78/.

$$\frac{\bar{m}_1 - \bar{m}_2}{\sqrt{\frac{D_1}{n_1} + \frac{D_2}{n_2}}} \sim t_{\alpha} \quad (4.21)$$

где \bar{m}_1 и \bar{m}_2 - сравниваемые выборочные средние

$$\frac{\bar{m}_1 - \bar{m}_2}{\sqrt{\frac{D_1}{n_1} + \frac{D_2}{n_2}}} \sim t_{\alpha} \quad (4.21)$$

где n_1 и n_2 - объемы выборок;

D_1 и D_2 - выборочные дисперсии.

Величина t_a может быть оценена по таблице вероятностей

$$P(t_a < t_{a0}) \quad /228, 232/.$$

Целесообразно оценить расхождения лишь между теми значениями выборочных математических ожиданий, которые дают наибольшую разность. Для нашего случая $t_{\alpha} = 10.97,6$, $t_{\alpha} = 311,3$. Задаваясь коэффициентом доверия 0,95 при числе степеней свободы $\nu = 11$ по таблице вероятностей находим $t_{a0} = 2,09$. Сравнивая $t_a = 1,5$ и t_{a0} , видим, что $t_a < t_{a0}$.

Лii5L частоты вращения $t_{дв}$, $t_{пдвi}=476$, $t_{пдв2}=52$

$$t_a < t_{a0}; 1,19 < 2,09$$

Следовательно, гипотеза, которая состоит в том, что расхождение между значениями выборочных математических ожиданий m_{Ne1} и m_{Ne2} , а также $t_{пдвi}$ и $t_{пдв2}$ является случайным, не противоречит опытным данным. Выполнение условия $t_a < t_{a0}$ означает, что нет оснований отвергать предположение о том, что ряд математических ожиданий $\hat{t}_e(i)$ однороден и, следовательно, математическое ожидание случайного процесса $Ne(t)$, $\mu_{дв}(0)$ постоянно; однородность ряда математических ожиданий является, таким образом, одним из доказательств стационарности рассматриваемого случайного процесса.

Анализ полученного ряда значений дисперсий с точки зрения соответствия рассматриваемого процесса требованиям стационарности - наличие постоянства величины дисперсии проводится с определением ординат в каждом сечении пучка реализации как выборку, принадлежащую одной и той же генеральной совокупности с дисперсией, равной дисперсии случайного процесса $V(\mu_{двD})$ и производится проверка, насколько однороден полученный ряд дисперсий. С этой целью рассматривается последовательность величин

$$p - \tag{4.23}$$

$$W|:1$$

где $D_{Ne}(tk)$ - дисперсия (эмпирическая) вычисленная для сечения t_k ;

m - порядковый номер сечения пучка реализации;

n - число вертикальных сечений пучка реализаций.

Для максимального члена этой последовательности, соответствующего $[D_{Ne}(tk)]_{max}$, известен закон распределения, позволяющий

определить значения ГК, отвечающие заданным уровням значимости

/228/. Объем каждой выборки равен числу реализаций, а число

выборки равно числу сечений. Пользуясь приведенной в работе /228/ таблицей пятипроцентных пределов для отношения G при указанном числе выборок и объеме выборки равном $G_i=0,1623$ для N_e и $P_{дв}$. G_{max} для N_e равен 0.133 и для $P_{дв}$, $G_{max}=0,095$, т.е., $G_i > G_{max}$ для N_e и $P_{дв}$.

Выполнение условия $G_i > G_{max}$ означает, что ряд дисперсий $V_{k_e}(D)$ однороден и, следовательно, дисперсия случайного процесса $N_e(t)$, $n_{фв}(t)$ постоянна; однородность ряда дисперсий является одним из условий стационарности случайного процесса $N_e(t)$, $n_{дв}(O)$.

Таким образом, можно принять, что математическое ожидание и дисперсия рассматриваемого случайного процесса изменения мощности и частоты вращения при эксплуатационных испытаниях не зависят от времени, т.е.

$$\begin{aligned} \hat{N}_e(t) &= \hat{N}_e = \text{Const}, & D_{j,j_e}(t) &= \text{Const}, \\ \hat{P}_{дв}(t) &= \hat{P}_{дв} = \text{const}, & D_{дв}(t) &= \text{const} \end{aligned}$$

Другим условием стационарности является независимость нормированной корреляционной функции случайного процесса изменения нагрузки и частоты вращения от положения ее аргумента на оси абсцисс времени эксплуатации, т.е. от начала отсчета ординат случайного процесса

$$R(t, t_1+r) = R(r)$$

Корреляционная функция определяется по результатам измерений мощности и частоты вращения по формулам

$$K_{\text{был}}(t) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{P_{дв}(t_i) - \hat{P}_{дв}}{\sigma_{P_{дв}}} \cdot \frac{N_e(t_i) - \hat{N}_e}{\sigma_{N_e}} \quad (4.24)$$

взаимокорреляционная - выражением

$$K_{NПДВ} = \frac{1}{z-\eta} \sum_{i=0}^{n-\eta} N(t_i) N_{ДВ}(t_{i+\eta})$$

Максимальное время τ , для которого рассчитывается каждая корреляционная функция, принимается в 10..30 раз меньше, чем T , т.к. опыт расчетов показывает, что по мере увеличения погрешность вычисления возрастает/226/.

Процесс нормирования полученных функций заключается в выполнении следующих действий:

$$K_{NПДВ} = \frac{K_{NПДВ}}{K_{NN}(0)} \quad (4.26)$$

$$C_{NПДВ} = \frac{K_{NПДВ}(e)}{D_{NN}(t)} \quad (4.27)$$

где $K_{NN}(0)$ * нормированная автокорреляционная функция процесса $N(t)$;

$K_{NN}(t)$ ' автокорреляционная функция процесса $N(t)$;

D_{NN} " дисперсия процесса $N(t)$;

$K_{NПДВ}(e)$ ' нормированная взаимокорреляционная функция процессов $N(t)$, $n_{ДВ}(t)$;

$K_{NПДВ}(t)$ " взаимокорреляционная функция процессов $N(t)$ и $n_{ДВ}(t)$,

$D_{NПДВ}$ - дисперсия процесса $n_{ДВ}(t)$.

Коэффициент вариации находится по формуле:

$$V_{NПДВ} = \frac{D_{NПДВ}}{K_{NПДВ}(0)} \quad (4.28)$$

Выше было установлено, что математическое ожидание и дисперсия исследуемого процесса изменения мощности и частоты вращения стационарны на значительном участке эксплуатации локомотивов. Можно предположить, что процесс стационарен на этом участке и по его корреляционной функции. Приняв это предположение, вычислим нормированные корреляционные функции, пользуясь уравнением (4.24) для каждой из реализаций режима для их стационарных

участков (см. рис.4.17). Затем усредним вычисленные значения корреляционных функций для одних и тех же значений аргумента (t). По результатам усреднения построены графики (рис.4.19 и 4.20) нормированной корреляционной функции $R(t)$ централизованного случайного процесса изменения эффективной мощности и частоты вращения.

На рис.4.20 обращает на себя внимание наличие для некоторых t отрицательных значений корреляционной функции. Это указывает на то, что в структуре случайной функции имеется некоторый элемент периодичности, в связи с чем на расстоянии по времени, равном примерно половине периода основных колебаний, наблюдается отрицательная корреляция между значениями корреляционной функции: положительным отклонением от среднего в одном сечении соответствуют отрицательные отклонения через определенный промежуток времени и наоборот.

Такой характер корреляционной функции, с переходом на отрицательные значения, весьма часто встречается в практике. Обычно в таких случаях по мере увеличения t амплитуда колебаний корреляционной функции уменьшается и при дальнейшем увеличении t корреляционная функция стремится к нулю.

Изменение начала отсчета ординат процесса при вычислении корреляционной функции $R(t)$ следует, что нормированная корреляционная функция процесса быстро затухает (рис.4.19, 4.20).

Это свидетельствует о быстрой ослаблении вероятностной связи между значениями уровня эффективной мощности и частоты вращения, а увеличением t , т.е. о наличии свойства эргодичности у исследуемого процесса. Как известно, достаточным условием эргодичности

стационарного серийного процесса является неограниченное убывание ЖОпри t^{czo} /78, 223, 224, 226/

Выполненные расчеты приводят к выводу о том, что и третье условие, определяющее стационарность исследуемого случайного процесса $N(t)$ и $n_{\text{ftv}}(t)$ - независимость нормированной корреляционной функции от положения ее аргумента на оси абсцисс (времени эксплуатации), - оказывается удовлетворенным.

График эмпирической нормированной корреляционной аппроксимируется следующим выражением /223/

$$+ \quad (4.29)$$

Значение параметра α определяется по зависимости /223/
 $\alpha=0$

где μ - число «нулей» исследуемого процесса - среднее число пересечений кривой процесса его среднего уровня.

На рис. 4.19 и 4.20 сплошной линией показан график нормированной корреляционной функции, построенный по формуле /78/. Из рис.4.19 и видно, что расхождение между принятой аппроксимирующей и эмпирической кривыми незначительно.

Кроме стационарности, была проведена проверка с помощью критерия χ^2 гипотеза о нормальности исследуемого случайного процесса, представленного семейством 12 реализаций (рис.4.17). С этой целью была произведена проверка характера одновременного распределения центрированных значений ординат реализаций

$$Net > \text{Плбі(Ьк)}" \text{ГПдв (1к)}$$

в двух группах сечений рассматриваемого семейства реализаций.

При этом случайные значения ординат реализации внутри каждой группы сечений должны быть независимыми. Из рассмотрения графиков $R(t)$ (рис.4.19 и 4.20) следует, что для выполнения этого

условия абсциссы сечений в каждой группе выбирались так, чтобы разность между ними была не менее $\tau=7-8$ мин, т.к. $R(7-8 \text{ мин}) < 0,1$.

Выполнив сводку данных, и используя известную методику применения критерия χ^2 , были вычислены значения

$$2 \quad \frac{(\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2)}{n}$$

предварительно разбив диапазон изменения значений ординат рассматриваемого случайного процесса $N_e(t)$ на 20 уровней и определив отвечающие этим значениям вероятности $P(\chi^2)$. Вычисленные значения χ^2_1 первой группы и χ^2_2 второй группы $\chi^2_{1э}=22,96$ и $\chi^2_{2э}=18,39$ соответственно меньше $\chi^2_{ш}=27,6$.

Полученные результаты не противоречат предположению о нормальности исследуемого процесса изменения эффективности мощности и частоты вращения ЭУ в процессе эксплуатации.

Для рассматриваемого случайного процесса математическое ожидание и дисперсия не зависят от времени на сравнительно большом интервале времени эксплуатации локомотивов на закрепленных участках обращения.

Корреляционная функция является функцией разности аргументов и неограниченно убывает при $\tau \rightarrow \infty$. На основании этого процесс изменения эффективной мощности и частоты вращения ЭУ на некотором интервале времени эксплуатации можно рассматривать как нормальный стационарный процесс, обладающий эргодическим свойством.

При рассмотрении суммарной последовательности таких участков полученную непрерывную реализацию необходимо преобразовать квантованием по времени в таблицу цифровых значений.

При преобразовании непрерывной реализации в цифровую форму возникли трудности, связанные с выбором шага дискретности по времени t . Слишком малый шаг дискретности приводит к неоправданному увеличению объема цифровых данных и трудоемкости вычисления; слишком большой шаг может привести к полному искажению полученных численных значений статистических характеристик.

Для рационального выбора шага дискретности t необходима определенная информация о характере исследуемого случайного процесса.

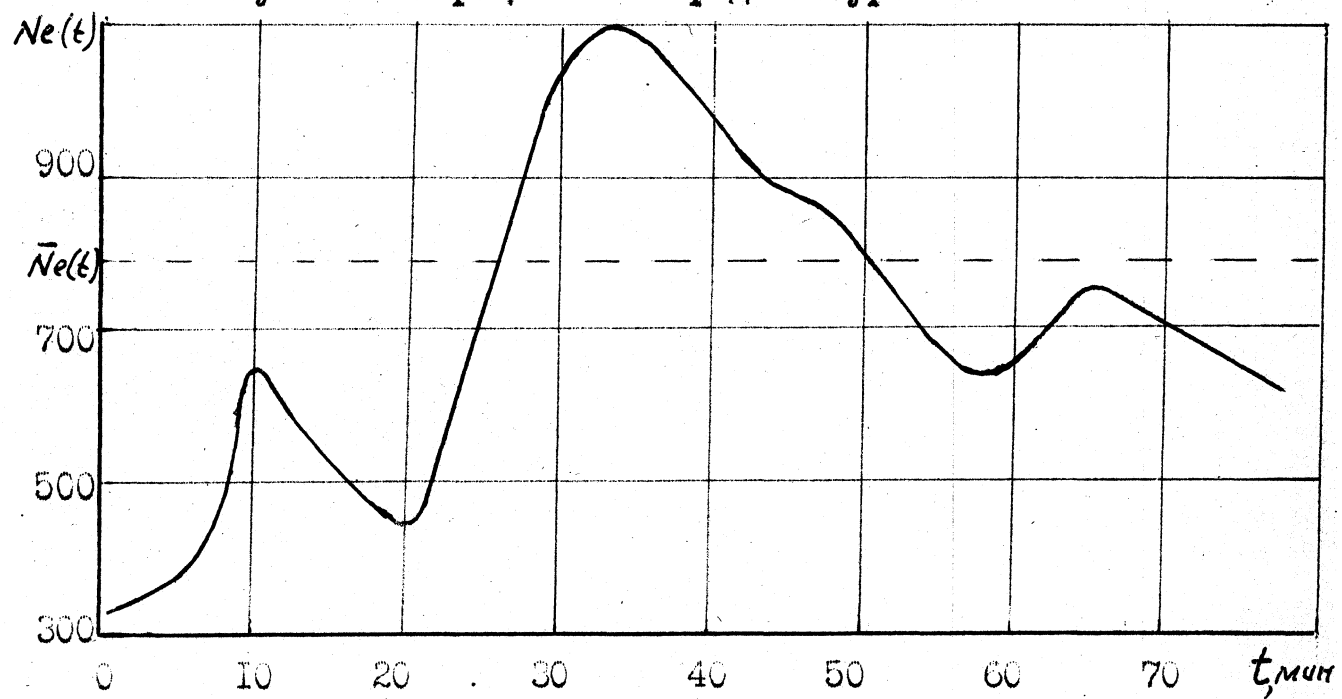
Необходимая информация о характере случайного процесса определяется непосредственно по виду реализации до вычисления статистических характеристик. Для получения этой информации был использован метод, предложенный Ю.Л. Клоковым [229]. В этом методе для получения информации о характере исследуемого процесса используется среднее число пересечений им среднего уровня (среднее число "нулей"), которое легко подсчитывается непосредственно по реализации случайного процесса (рис.4.21) и доказывается, что оптимальный шаг дискретности

$$= 0,2/L$$

где $\bar{N} \cdot T$ - среднее число "нулей" случайного процесса в единицу времени (здесь N - общее число "нулей" на выбранном отрезке реализации случайного процесса; T - соответствующее время).

Поскольку теоретическое определение дисперсии среднего числа нулей связано с рядом трудностей экспериментальная проверка характера стабилизации среднего числа "нулей" в единицу времени в зависимости от общего числа нулей, используемых в подсчете удов-

Определение среднего числа пересечений кривой
случайного процесса от среднего уровня



летворительно стабилизировалась на длине реализации, содержащей примерно 50 нулей.

Была определена длительность реализации процесса для обеспечения необходимой погрешности вычисления статистических характеристик. Величину интервала можно выразить через известное нам число "нулей" исследуемого случайного процесса, зная общий вид его корреляционной функции [78, 237]

$$R(t) = \exp(-\sigma(|H| + c\sigma t)$$

где $c\sigma$ - параметр корреляционной функции, здесь - $R''(0)$ - вторая производная нормированной корреляционной функции при $t=0$

$$t_k = \frac{6}{2}$$

Время записи случайного процесса из условия обеспечения допустимой погрешности математического ожидания

<<<<>

среднего квадратического отклонения

$$= W \quad (4.31)$$

и из условия относительной средней квадратической погрешности корреляционной функции

$$T_k = \dots \quad (4.32)$$

где tr - коэффициент нормального закона распределения, связанный с доверительной вероятностью $P_{дов}$ соотношением

$$(4.33)$$

n_u - число независимых измерений

$$n_u = \frac{T}{t_k}$$

T - время записи

t_{fc} - время спада корреляционной функции случайного процесса, определяемое, как правило, из условия равенства нормированной корреляционной функции величина 0.1-0.05.

Для приведенных выше реализаций при $\alpha = 0,05$ (т.е. 5%) для режимов эксплуатации со средним числом пересечений эффективной мощности N_e и частоты вращения $n_{дв}$ ЭУ их среднего значения в единицу времени (т.е. числом "нулей" в единицу времени) (рис.4.21) $\alpha = 0,027$ продолжительность осциллографической записи равна $T_p = 4934$ ч.

Рассматривая случайную величину $r(n_{дв})$ интервалов времени $[0; B]$ представим в виде суммы частичных интервалов $[0; \tau_1]; [\tau_1; \tau_2]; [\tau_2; \tau_3]; [\tau_3; \tau_4]; [\tau_4; \tau_5]; [\tau_5; B]$.

Для случайной величины $r(N_e)$ интервал времени $[0; c_0]$ представим в виде следующей суммы частичных интервалов $[0; t_1]; [t_1; t_2]; [t_2; t_3]; [t_3; t_4]; [t_4; t_5]; [t_5; t_n]$ в начальный момент $r_0 = 0$

На интервалах $[\tau_5; c_0]$, $[t_5; t_n]$ случайные функции, соответственно, равны $r(n_{дв})$ и $r(N_e)$ равны нулю. На других частичных интервалах корреляционные функции $r(n_{дв})$ и $r(N_e)$ представлены в виде

$$z(n_{дв}) = a_1 t + a_2 t^2 \quad (4.34)$$

$$r(N_e) = b_1 t + b_2 t^2 \quad (4.35)$$

где i - номер частичного интервала: $i=1, 2, 3, 4, 5$

Коэффициенты a_i и b_i определяются методом наименьших квадратов, используя экспериментальные данные.

Получим систему трех уравнений для определения трех неизвестных $a_{i0} > a_{i1}, a_{i2}$. Решим эту систему по формулам Крамера .

Аналогично определяются аппроксимационные коэффициенты b_{2i} , спектральной плотности $r(Ne)$ на каждом из частичных интервалов.

Спектральные плотности находятся из выражений:

$$3(P_{1\gamma}) = f C n s v o W t \quad (4.38)$$

$$S(Ne) = \int f n Ne J C n s w t d t \quad (4.39)$$

При рассмотрении спектральных характеристик (рис. 4.22 и 4.23) обращает на себя внимание преобладание низкочастотных составляющих спектров для эффективной мощности двигателя (Ne) и практически постоянный спектр для частоты вращения ($n_{дв}$). Частота спектра на участке корреляционной функции ($t=35$ мин) мощности ЭУ (Ne) примерно в два раза выше спектра частоты вращения коленвала ЭУ ($n_{дв}$). Это означает, что кроме работы по тепловозной (генераторной) характеристике ЭУ какую-то долю времени работает по нагрузочным характеристикам на каждом из режимов. Это связано как с переходными процессами, так и с перераспределением мощности на собственные нужды.

На рис. 4.24 показано поле изменения мощности Ne и частоты вращения $n_{дв}$ в зависимости от времени эксплуатации. Из рисунка видно, что рассеивание происходит в границах $\pm S$, т.е. параметры группируются около средних величин $\bar{n}_{дв}$ и \bar{Ne} очень плотно.

На рис. 4.25 показано поле наблюдаемых режимов мощности в эксплуатации. Поле ограничивается мощностью $0,175Ne-0,57Ne$ и частотой вращения $0,425n_{дв}-0,775n_{дв}$ только для I 8.

Переходя к рассмотрению параметров количественной оценки, необходимо отметить, что общепотребительные в настоящее время измерители работы локомотива и сроков службы его агрегатов - пе-

График нормированной спектральной плотности мощности N_e

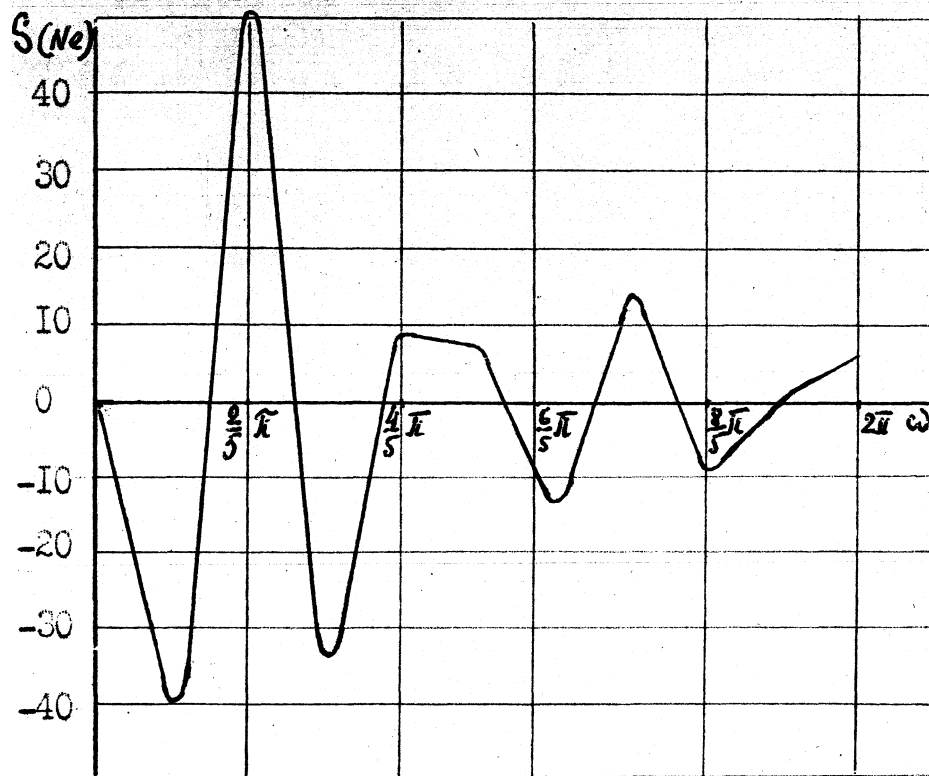


Рис. 4.22

График нормированной спектральной плотности частоты вращения N_{ω}

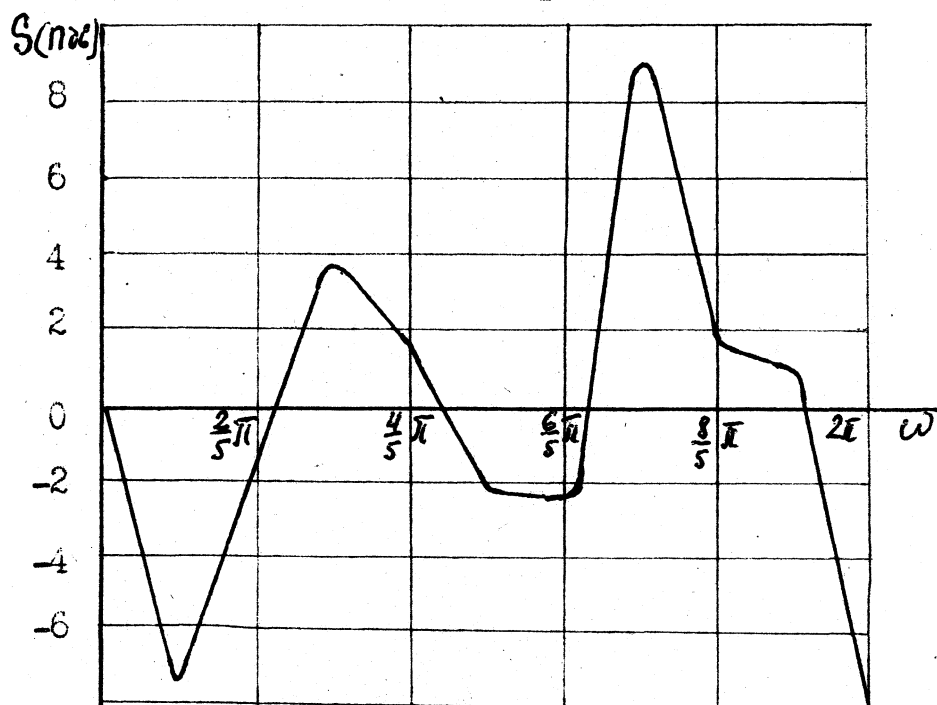


Рис. 4.23

Доля допуска изменения мощности и частоты вращения f_{at} в зависимости от времени

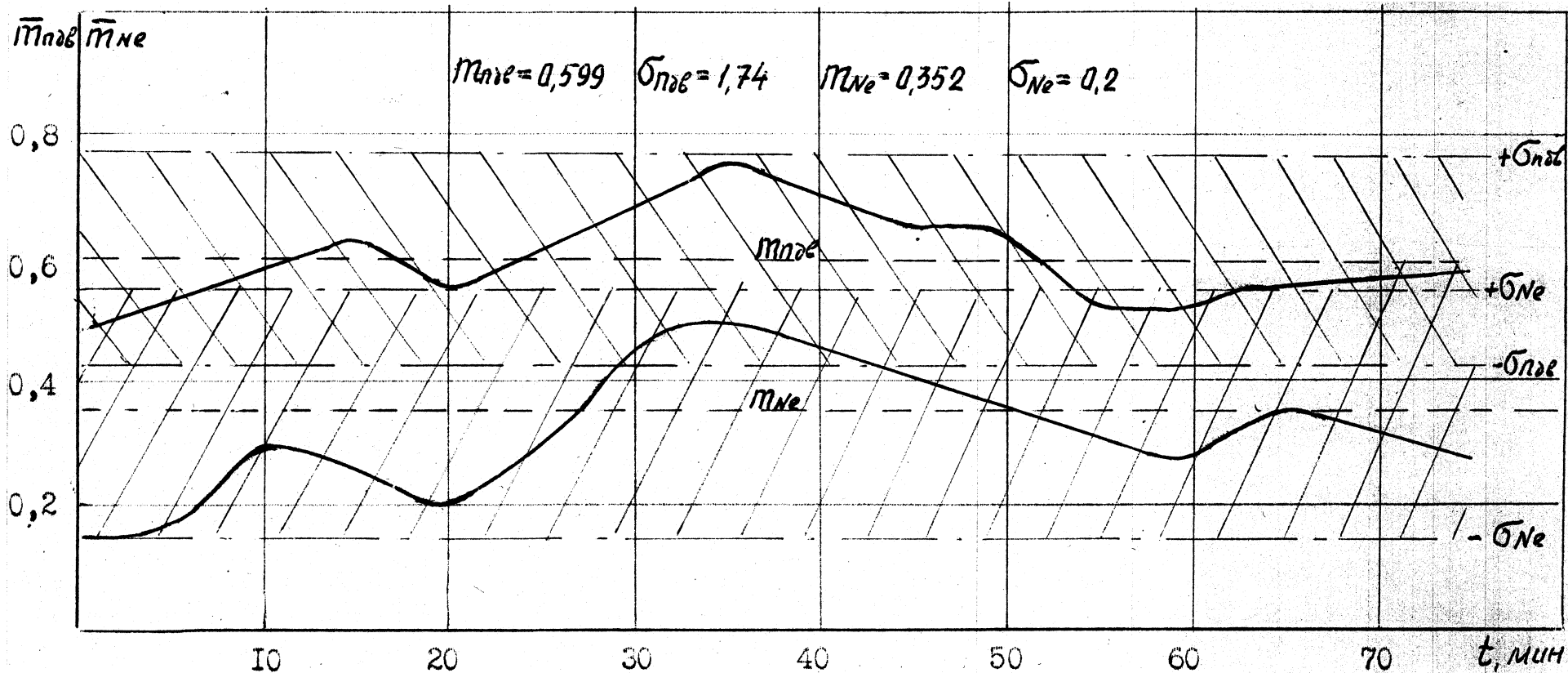


Рис. 4.24

Поле наблюдаемых режимов эксплуатационной мощности ДЭУ локомотива 2ТЭ10Д

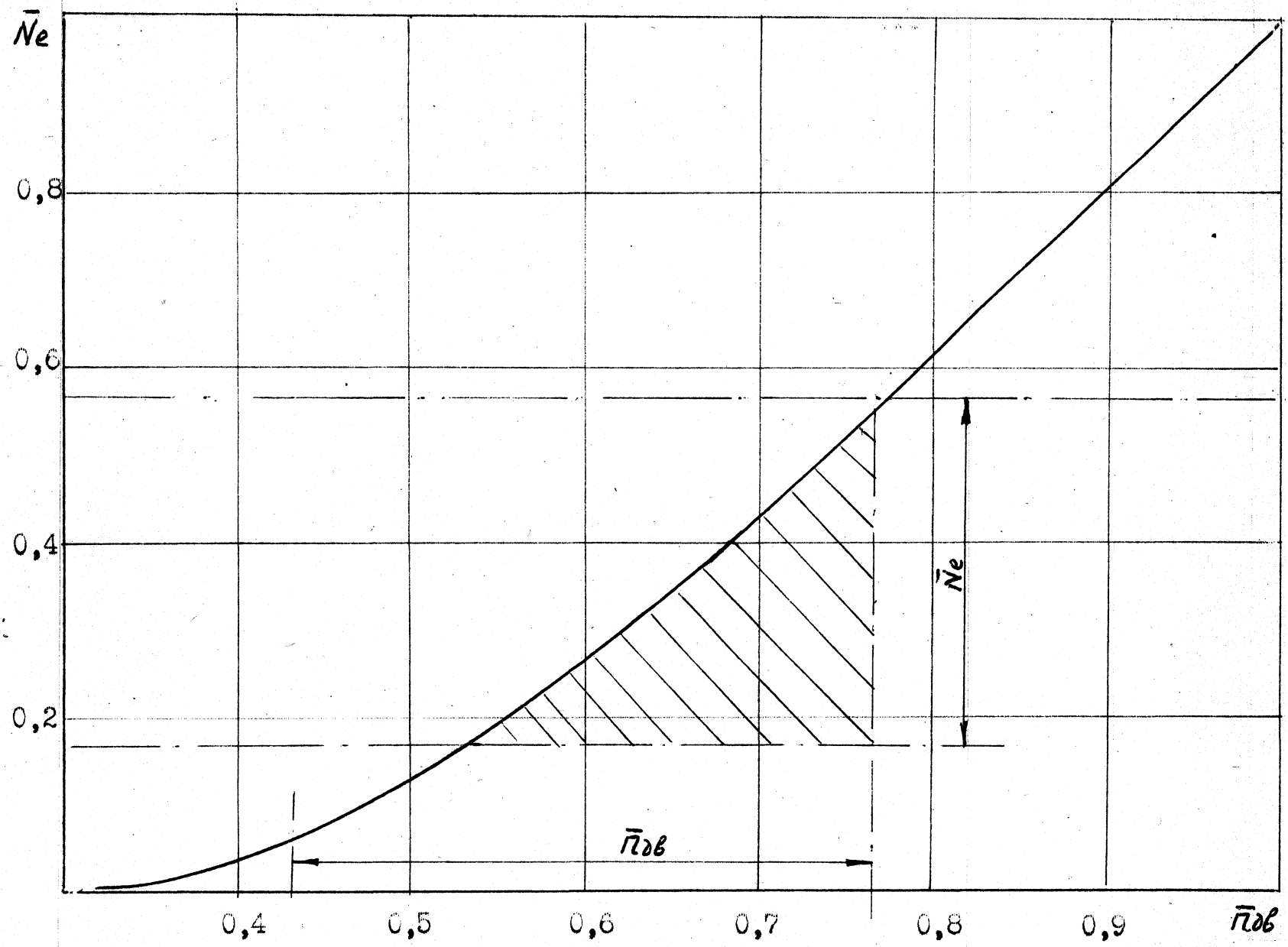


Рис. 4.25

R - радиус кривой;

$K_{нт}$ - коэффициент, учитывающий изменение температуры;

$K_{в}$ - коэффициент, учитывающий скорость ветра;

h - возвышение наружного рельса;

l - уклон в %;

- доля 4-х осных вагонов на подшипниках скольжения;

o/p - доля 4-х осных вагонов на роликовых подшипниках;

f_t - доля 6-ти осных вагонов на роликовых подшипниках;

f_8 - доля 8-ми осных вагонов на роликовых подшипниках;

g_o - нагрузка от оси на рельс.

Для определения параметра частоты вращения необходимо, кроме параметров n , N_e , для каждого режима вычислить суммарное сопротивление движению поезда ZW для различных скоростей и условий. Для определения $IV/$ сначала определяется удельное сопротивление состава, состоящего из вагонов различных типов, четырехосных на подшипниках скольжения и роликовых, шестиосных и восьмиосных на роликовых подшипниках. Кроме этого, определяется удельное сопротивление локомотива, дополнительное удельное сопротивление движению от уклона, скорости и направления ветра, температуры окружающей среды и т.п.

В результате обобщения работы локомотивов 2ТЭЮЛ, В,М и 2ТЭ116 в процессе перевозочной работы на различных дорогах в различных регионах и климатических условиях по результатам расчетов построена номограмма, позволяющая определить u практически для любых масс поезда и условий эксплуатации (см.рис. 4.26).

В результате проведения поездных испытаний с динамометрическим вагоном грузовых тепловозов 2ТЭ10Л,В,М И 2ТЭ116 была со-

в большинстве случаев удовлетворительно аппроксимируется законом нормального распределения.

Характеристика опытного распределения статистического ряда информации о скорости локомотива: число точек информации 167; средняя скорость $V=40$ км/ч; среднее квадратическое отклонение

$\sigma = 6$ км/ч; сдвиг начала рассеивания $C=1$ км/ч; коэффициент вариации $V=0,41$ -

Характеристика опытного распределения статистического ряда информации о частоте вращения ЭУ: число точек информации 167; средняя частота вращения $=664.4$ об/мин; среднее квадратическое отклонение $=131.5$ об/мин; сдвиг начала рассеивания $C=354$ об/мин; коэффициент вариации $V= 0.42$.

Характеристика опытного распределения статистического ряда информации о мощности ЭУ: число точек информации $N=167$; средняя мощность $N_e=703.2$ кВт; среднее квадратическое отклонение $\sigma =389$ кВт; сдвиг начала рассеивания $C=36$ кВт; $V=0.58$.

Поскольку коэффициент вариации $V>0.5$, для выравнивания информации о параметре частоты вращения следует использовать закон распределения Вейбулла.

Для $V=0.58$ по таблице находим:

$$B=1.78; C_b=0.515; K_b=0.89$$

$$a= \xi \quad 755$$

Учитывая величину коэффициента вариации, доверительные границы возможного рассеивания параметра частоты вращения ЭУ определяются по уравнениям

$$N = \quad =765$$

$$N_e, :-(N_c -C)^+ +C = 65^+$$

где по таблице: $r_1=1.19$, $r_2=0.86$

Относительная ошибка переноса:

Характеристика опытного распределения статистического ряда информации параметра частоты вращения: число точек информации $N=167$; средняя величина параметра частоты вращения $\bar{x} = 2310$ об/км; среднее квадратическое отклонение $\sigma = 1276$ об/км; сдвиг начала рассеивания $C=304$ об/км; коэффициент вариации $V=0,64$;

Поскольку коэффициент вариации $V>0.50$, для выравнивания информации о параметре частоты вращения следует использовать закон распределения Вейбулла.

Для $V=0.64$ по таблице находим:

$B=1,6$; $C_b=0,57$; $K_b=0,90$

$Q=e/C_r$, $C_e=0,57$; $a = 2238$

Учитывая величину коэффициента вариации, доверительные границы возможного рассеивания параметра частоты вращения ЭУ $=2492$ об/км, $\% = 2164$ об/мин

Относительная ошибка переноса $\delta = 8\%$.

Гистограммы распределения скорости локомотива, частоты вращения коленвала и мощности ЭУ, а также коэффициенты оборотности приведены на рис.4.27; 4.28; 4.29; 4.30.

В процессе анализа были найдены корреляционные зависимости между оборотностью с одной стороны и мощностью двигателя, частотой вращения и скоростью локомотива с другой стороны.

Me

$9.1 \cdot 10^2 - 10,32 \cdot \text{ЮЧ} * \text{НО Ч}^2$

$V = 1111$

$0,2'10''^{\wedge}$

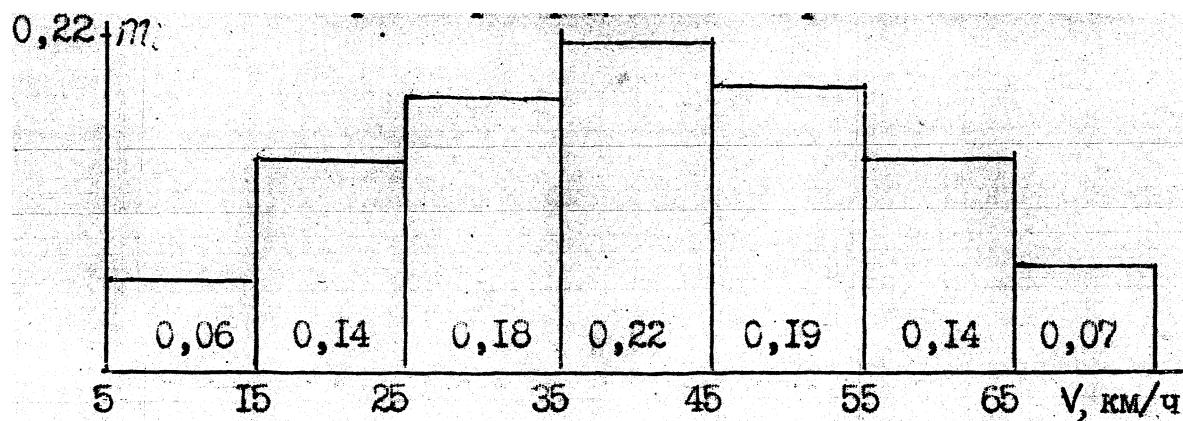


Рис. 4.27

Гистограмма распределения частоты вращения ЛЭУ

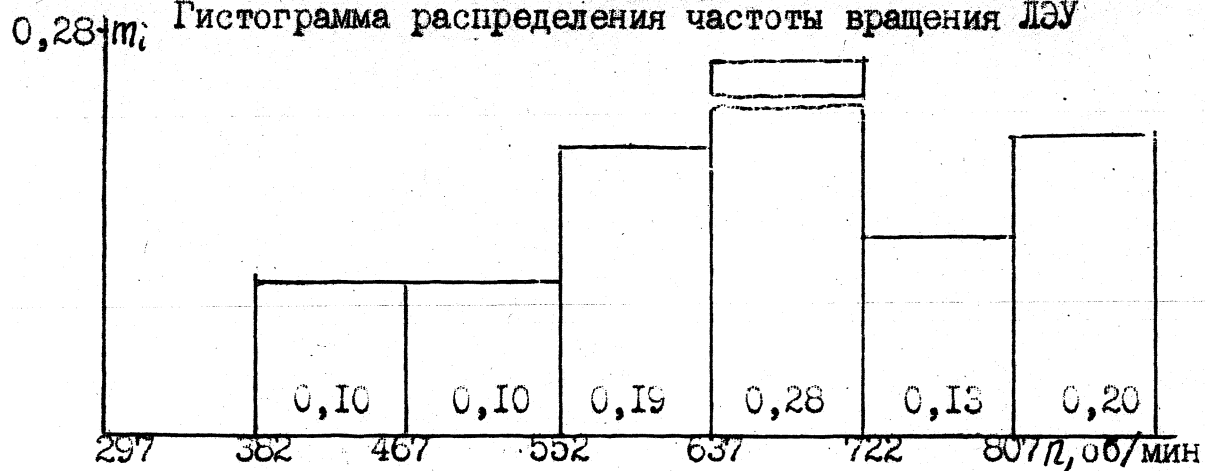


Рис. 4.28

Гистограмма распределения мощности ЛЭУ

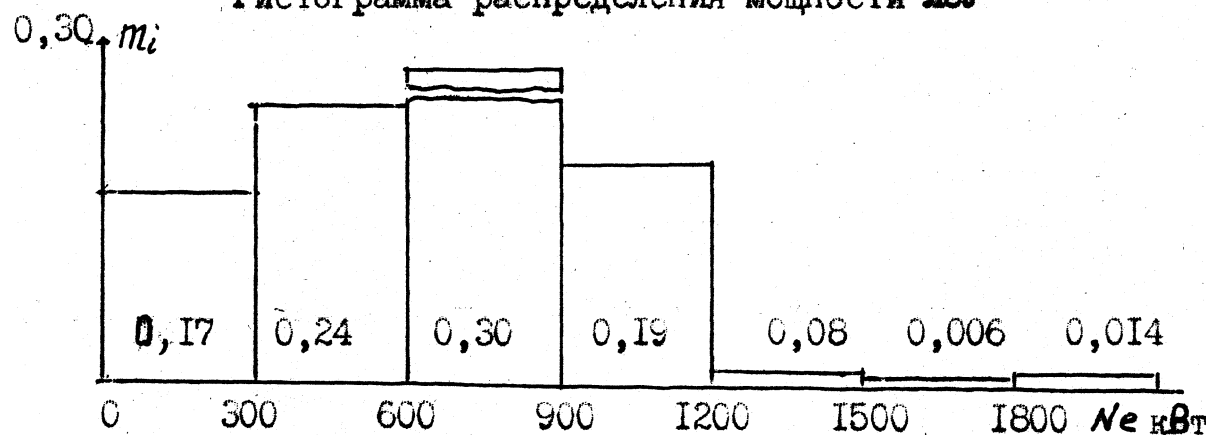


Рис. 4.29

Гистограмма распределения коэффициента оборотности

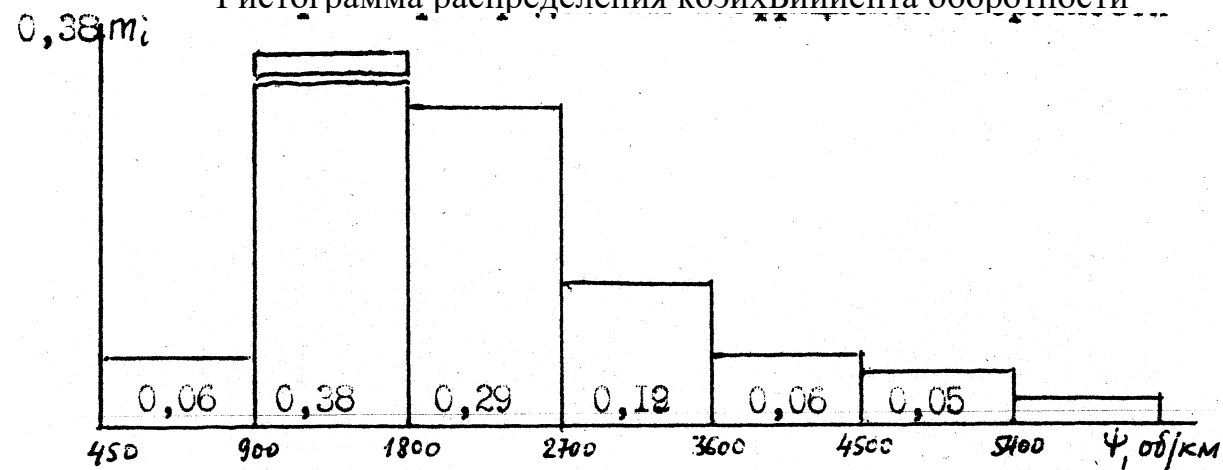


Рис. 4.30

Зависимости между этими величинами приведены на рис.4.31. из рисунка видно, что оптимальной с точки зрения расхода топлива является

$$\phi_{л} = 0,6-0,8 \text{ (3000-4000 об/км)}.$$

Это подтверждается и в /20, 32/ см.рис.4.32.

4.3. Выводы.

1. При проведении экспериментальных исследований по определению границ изменения основных параметров ЭУ в эксплуатации на локомотиве и в динамометрическом вагоне дополнительно было установлено: расходомер топлива ПР1995.01; два многоканальных самопишущих прибора Н320; осциллографы Н105. Изменение параметров регистрировалось на пленки осциллографов и дополнительно на ленту динамометрического стола непрерывно в течении одной реализации.

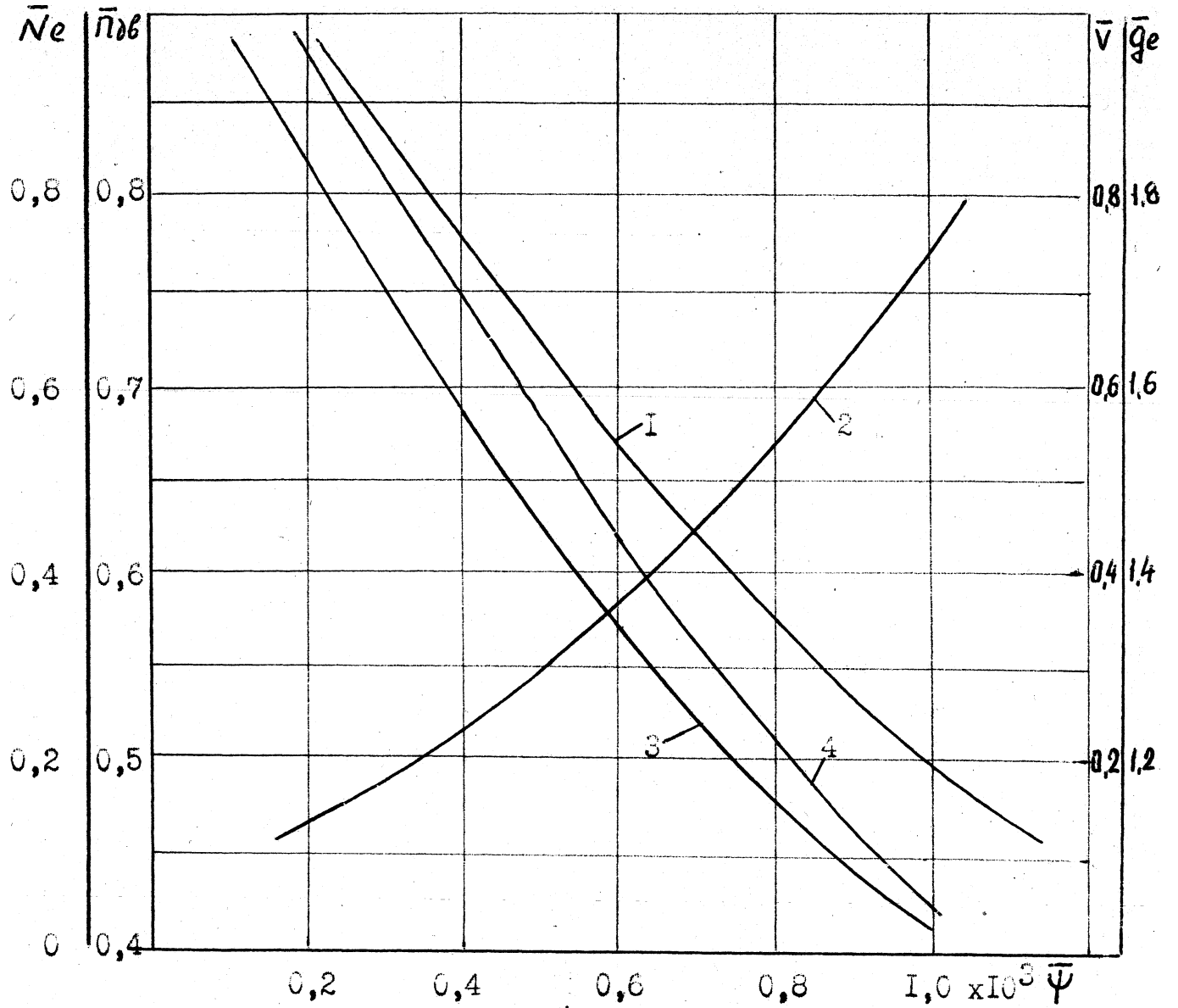
2. Для регистрации количественных показаний при испытаниях одиночного локомотива и дизель-поезда применялся режимометр-гистограф, разработанный на кафедре с участием автора.

3. Эмпирическое распределение параметров работы ЭУ по времени аппроксимируется двухвершинным распределением, которое представлено в виде двух нормальных законов распределения с разными пределами изменения аргумента.

4. В результате выполненных исследований показано, что закон распределения случайных процессов эксплуатационных параметров ЭУ является стационарным.

5. При анализе спектральных характеристик выявлено, что частота спектра на участке Корреляционной функции мощности N_e примерно

Зависимость показателей локомотива от оборотности



1- относительная скорость; 2- относительный удельный расход топлива; 3- относительная мощность; 4- относительная частота вращения

Рис. fu,51

Зависимость частоты вращения, часового расхода топлива, количества переключений контроллера и технической скорости локомотива от показателя оборотности

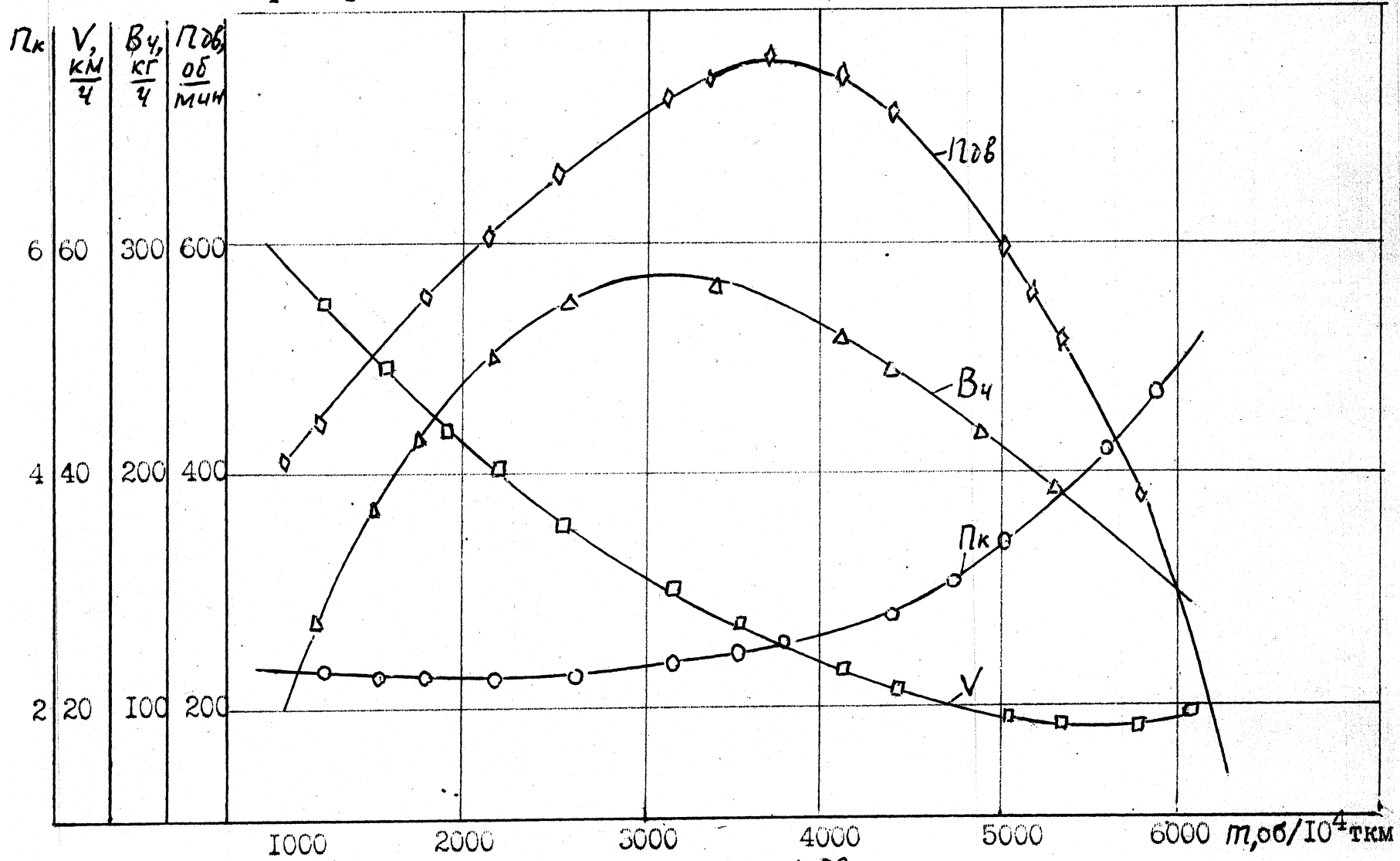


Рис. 4.32

в два раза ниже частоты спектра вращения коленвала. Это означает, что кроме работы по тепловозной характеристике ЭУ некоторую часть времени работает по нагрузочным характеристикам на каждом режиме.

5. Прогнозирование показателей надежности в эксплуатации

В настоящее время в связи со старением парка тягового подвижного состава и созданием нового возникает необходимость научного обоснования методик прогнозирования ресурсов. Это связано, прежде всего, с разработкой конструкторской документации и необходимостью пересмотра концепций организации и технологии технического и сервисного обслуживания, текущего и капитального ремонтов. Проблемой, требующей научного обоснования, является также определение предельного ресурса, ресурса до списания, межремонтного ресурса. Для разработки методики оценки ресурсов рассматриваются схемы расчета ресурсов деталей и сопряжений.

На сегодняшний день практически нет объективных критериев, которые позволили бы при проектировании и постройке локомотива заранее определять с достаточно высокой степенью точности его надежность и долговечность. Надежность работы определяется в процессе доводки и опытной эксплуатации, что приводит к значительным затратам времени, средств и труда.

Применение теории надежности, изучающей объективные общие закономерности работы ЭУ, дает возможность в процессе проектирования, изготовления, приемки оптимизировать эксплуатацию их для получения наилучшей эффективности их использования. На основании непрерывного изучения работы ЭУ учета и анализа всех неисправностей выводятся объективные количественные характеристики, использование которых позволяет определять ее надежность и долговечность.

5.1 Связь показателей надежности с одномерными характеристиками случайного процесса и полем допуска

Характеристики случайного процесса $TГ$ (1) с течением времени пробега меняются и существует взаимосвязь между характеристиками случайного процесса $ЛГ$ (1), характеристиками надежности и характеристиками допусков [233, 234, 235, 236, 239, 240, 241, 245].

Наиболее полным описанием случайной функции является n -мерный закон или n -мерная плотность распределения $\Gamma(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n, \dots, \beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n)$ случайной функции $TГ$. По этой плотности распределения можно достаточно точно решать задачи оценки надежности, допусков, определения объема и периодичности технических осмотров, ремонтов и т.д.

Однако, на практике строгое решение задач с использованием n -мерных характеристик ($n > 2$) часто связано с практически непреодолимыми математическими трудностями.

Наиболее простой характеристикой случайной функции является одномерная плотность распределения $f(n, 1)$, которая характеризует распределение случайной функции $1Г$ (1) в любой произвольный момент времени пробега 1 , но одномерная плотность распределения не описывает зависимости между значениями случайной функции в различные моменты времени 1 . Однако, для решаемых задач в настоящей работе оценки и прогнозирования допусков с учетом надежности этой характеристики вполне достаточно.

При этом реализации $Пд$ (1) случайного процесса изменяются во времени монотонно, т.е. после пересечения границы поля допуска значение параметра $TГ$ вновь в границы поля допуска не входит.

При известной одномерности функции распределения $f(n, 1)$ случайного процесса ТГ и заданных характеристиках поля допуска определяется вероятность отказа за время пробега $A1 = 1_{\Gamma} - 1_{\Gamma_j}$.

Решение этой задачи сводится к двукратному решению прямой задачи, рассмотренной в 2.3. Искомая вероятность будет равна

$$B(1_{\Gamma} - 1_{U_{\Gamma}}) = P_{\text{вых}0_{\Gamma}} \sim P_{\text{вБЕк}0_{\Gamma} - 1}$$

Вероятности $P_{\text{вых}0_{\Gamma}}$ и $P_{\text{вых}0_{\Gamma} - 1}$ вычисляются по формуле (2.13) при двусторонних допусках или по формулам (2.17) при односторонних допусках. Вероятности выхода значений параметра за границы допуска за некоторый промежуток времени $A1 = 1_{\Gamma} - 1_{\Gamma_j}$ обозначим $B(D1)$.

Если в момент времени 1_{Γ_j} значение параметра с вероятностью, равной единице, находится в границах допуска, то $B(1_{\Gamma} - 1_{U_{\Gamma}}) = P_{\text{вых}0_{\Gamma}} \cdot$

Рассматриваемый способ оценки вероятности выхода значений параметра Я за границы допуска предполагает наличие априорных данных о распределениях $f(n, 1)$ при $1 > 1_{\Gamma}$.

На практике более реальна ситуация, когда характеристики случайного процесса изменения параметра п известны только до некоторого момента 1_{Γ} . Требуется определить характеристики надежности по параметру ТГ для времени $1 > 1_{\Gamma}$ при заданных допусках.

Для приближенных расчетов реализации случайного процесса можно аппроксимировать некоторыми простыми функциями, например, линейными со случайными коэффициентами [233]. По известным характеристикам случайного линейного процесса ТГ (1) для заданных допусков определяется плотность распределения $\phi(1)$ времени до первого пересечения границ допуска. Если известна функция $\langle p(1) \rangle$, то по формулам

$$\begin{aligned}
& B(l) = \int_0^l f(l) dl; R(l) = 1 - \int_0^l f(l) dl; 1(1) = \\
& \kappa(i) = e^{-\Gamma \langle l \rangle} \langle n \rangle! \text{ад} = \text{аде}! \Gamma(l) i^n \\
& T_0 = \int_0^l f(l) dl, H T_0 = \int_0^l f R(l) dl = \int_0^l e^{-\Gamma \langle l \rangle} f(l) dl
\end{aligned}$$

нетрудно определить все интересующие характеристики надежности (рис .5.1).

Возможен другой способ определения функции $f(l)$, который применим для случая, когда закон распределения значений n в вертикальных сечениях l с течением времени не изменяется.

В этом случае аппроксимируются некоторыми функциями времени не реализации $\Pi_j(l)$, а параметры плотности распределения $f(n, l)$, т.е. начальные и центральные моменты. Математическое ожидание и дисперсия аппроксимируются некоторыми функциями $T_n(l) = \psi(l); \delta_n(\Pi = \phi(l))$

При рассмотрении способа определения плотности распределения $\langle p(l) \rangle$ через одномерные характеристики плотности распределения $f(n, l)$ случайной функции $\Gamma(l)$ и характеристики поля допуска накладываются следующие ограничения :

закон распределения $f(n, l)$ в вертикальных сечениях во времени не изменяется ;

реализации $n_j(l)$ и моментные функции $\psi(l)$ случайного процесса во времени изменяются монотонно;

в начальный момент пробега l_0 значение параметра находится в границах допуска, т.е. $P\{a < p < b, l\} = 1$.

Вероятность того, что пробег dl , примыкающие к l , значение параметра выйдет за границы допуска, равна

$$\langle PdW^P^d + dD - P^O \rangle$$

Характеристики надёжности при постепенном проявлении отказа

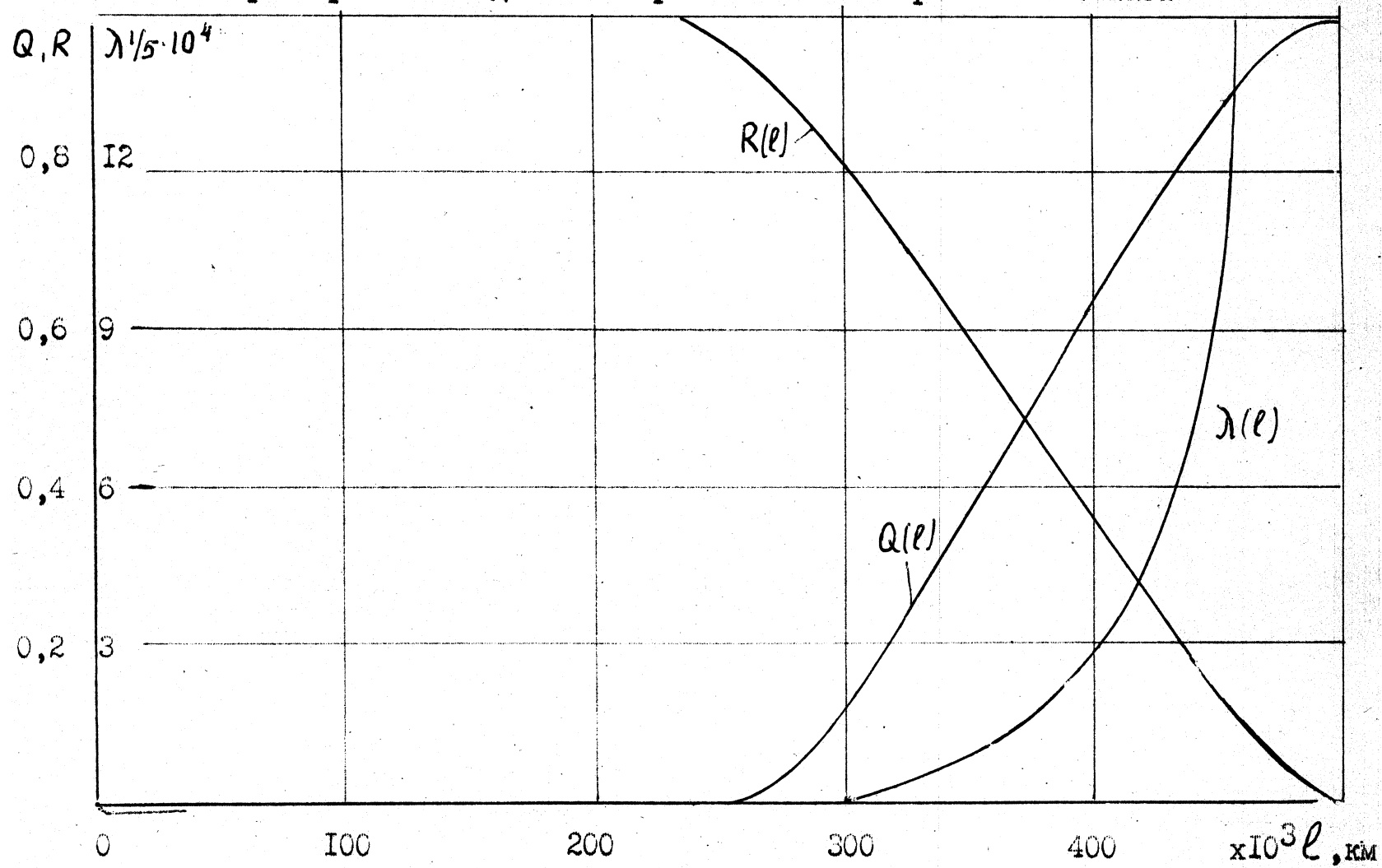


Рис. 5.1

С другой стороны, эту вероятность можно записать через закон распределения значений n в вертикальных сечениях t и $t + dt$

$$p(t) \ll * = |1 - P\{a \text{ СП} < fe, Z + dZ\}| - [1 - P\{a \text{ СП} < b, Z\}]| -$$

$$= |dP\{a < n < Z, Z\}| = dF(n, Z) \Big|_{n=a}^{n=b}$$

тогда

$$\ll \gg (l) = \frac{dF(n, l)}{dn} \Big|_{n=a}^{n=b}$$

Дифференцирование интегрального закона распределения $F(n, l)$ по l обычно представляет определенные технические трудности. Для их избежания функция $\ll p(l)$ выражается через одномерную плотность распределения $f(n, l)$ случайного процесса ТГ (1).

Плотность распределения значений n параметра Y в вертикальном сечении равна

$$f(n, l) = \frac{d^n \{F(n, l)\}}{dn^n} \quad (5.3)$$

Если ввести некоторую функцию $0(n, l)$, которая в функции $F(n, l)$ представляет собой последнюю ступень дифференцирования по n , то для нормального случайного процесса

$$F(n, l) = \int_{-\infty}^n \exp\left\{-\frac{y^2}{2S_n^2(l)}\right\} dy$$

функция $0(n, l)$ равна

$$0(n, l) = \frac{1}{S_n(l)} \exp\left\{-\frac{n^2}{2S_n^2(l)}\right\} \quad (5.4)$$

тогда выражение (5.3) можно записать в виде

$$f(n, l) = \frac{d^n F(n, l)}{dn^n} = \frac{d^n 0(n, l)}{dn^n} \ll \gg (l) \quad (5.5)$$

Поскольку $0(n,1)$ зависит и от l , то (5.2) можно представить таким же образом

$$\frac{dF(n,l)}{d0(n,l)} \frac{d0(n,l)}{dl} = a$$

$$d0(n,l) \frac{d0(n,l)}{dl} = b$$

окончательно с учетом (5.5) получим

$$\frac{d0(n,l)}{dn} \frac{d0(n,l)}{d\Pi} \Big|_{\Pi=a}^{\Pi=b} = b \quad (5.6)$$

или

$$\frac{d0(n,l)}{dn} \Big|_{\Pi=b}^{f(n,l)} = \frac{d0(n,l)}{dn} \Big|_{\Pi=a}^{f(n,l)}$$

Для нормального закона распределения

$$f(n,l) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \exp\left\{-\frac{[b - m_{\Pi}(l)]^2}{2\sigma^2(l)}\right\} \frac{[b - m_{\Pi}(l)]}{\sigma(l)} \quad (5.7)$$

Подставляем это выражение и (5.4) в (5.6) и дифференцируем по Π и подстановки $\Pi=a$, $\Pi=b$ получим для двусторонних допусков

$$\frac{1}{\sqrt{2\pi}} \left\{ \exp\left\{-\frac{[b - m_{\Pi}(l)]^2}{2\sigma_{\Pi}^2(l)}\right\} \left[\frac{[b - m_{\Pi}(l)]}{\sigma_{\Pi}(l)} \right] \right\}$$

Здесь $\frac{[d-M_{\Pi O}]}{\sigma_{\Pi}(l)} \frac{d0(n,l)}{dl}$

Для односторонних допусков

$$\varphi(l) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp \left\{ -\frac{[c - m_{\Pi}(l)]^2}{2\delta_{\Pi}^2(l)} \right\} \left[\frac{[c - m_{\Pi}(l)]}{\delta_{\Pi}(l)} \right] \quad (5.8)$$

где c - граница допуска a или b .

Приведенные формулы связывают плотность распределения времени до первого отказа $q > (l)$ с одномерными характеристиками распределения случайного процесса Y и характеристиками поля допуска, а вероятность отказа вычисляется по формуле

$$V(l) = \int_0^1 f f(l) dl$$

Формулы (5.6; 5.7; 5.8) впервые получены И.Д. Вульманом.

5.2 Зависимость закона распределения времени до первого отказа от одномерных характеристик случайного процесса и допусков

В 5.1 были рассмотрены аналитические способы определения плотности вероятности времени до первого отказа $\langle p(l) \rangle$ через одномерные характеристики плотности распределения $f(p, l)$ случайного процесса $Y(l)$. Однако, часто получение точного аналитического вида функции $\langle p(l) \rangle$ по формуле (5.6) встречает непреодолимые трудности или приводит к весьма громоздким выражениям [236, 237, 238].

В практике эксплуатации локомотивов с хорошо организованной системой технических осмотров и ремонтов достаточно получить приближенный вид функции $\varphi(l)$, т.е. выполнить графическое построение данной функции. При этом графический способ дает более

наглядное представление о физической сущности формирования функции плотности распределения времени до первого отказа.

Одномерная плотность распределения $f(n, l)$ случайного процесса \ddot{t} (1) известна, т.е. в каждый фиксированный момент времени l_{Γ} известна плотность распределения $f_{\Gamma}(n)$ см. Рис. 5.2.

В фиксированный момент времени l_{Γ} вероятность того, что значение величины параметра находится в границах допуска равна

$$R_1 = \int_{-\infty}^b f(n) dn$$

Вероятность отказового состояния $\ddot{t} > b$ равна

$$P_{\text{ВЫХ}} = \int_b^{+\infty} f(n) dn = 1 - R_n = 1 - \int_{-\infty}^b f(n) dn$$

С течением времени вероятности R_l и $P_{\text{ВЫХ}}$ изменяются. Однако, эти вероятности еще не характеризуют надежность. Для характеристики надежности необходимо указать отрезок времени Δl_{Γ} и определить насколько изменяются эти вероятности за это время. Такой характеристикой является плотность вероятности

$$\Phi(l) = \frac{dR_l}{dl} \quad k?$$

Из (5.9) следует, что среднее значение плотности вероятности $\Phi_{\text{ср}}$ на интервале времени $\Delta t = t_{i+1} - t_i$ будет равно

$$\bar{\Phi} = \frac{R_{i+1} - R_i}{\Delta t} = \frac{\Delta R}{\Delta t}$$

Здесь R_i и R_{i+1} — площади, ограниченные кривой плотности распределения $f(n)$ над линией $n=b$ соответственно в моменты времени t_i и t_{i+1} /82, 238/.

На рис. 5.2 приведено графическое построение плотности распределения $\Phi(n)$ для случая, когда $f(n)$ — нормальный закон,

$\delta_n(t) = \text{const}$, $t_n(t) = t_0 + \Delta t_n(t)$, т.е. дисперсия случайного процесса $L(t)$ постоянна, а математическое ожидание изменяется линейно. Допуск с верхней границей B . Из рассмотренного следует, что по известным одномерным характеристикам случайного процесса $\langle p(t) \rangle$ можно графическим путем построить для различных границ допуска плотность распределения времени до первого отказа и, следовательно, определить функцию надежности $R(t)$.

Однако, необходимо иметь в виду, что если с течением времени дисперсия случайного процесса $T(t)$ постоянна $\delta_n(t) = \delta_0 = \text{const}$, а математическое ожидание изменяется линейно $t_n(t) = t_0 + \Delta t(t)$, то тип закона распределения времени до первого отказа $\langle p(t) \rangle$ совпадает с типом закона распределения значений $T(t)$ в вертикальном сечении $f(t, p)$.

При указанных условиях значение параметра может выйти только за одну из границ допуска. Подставив исходные данные в уравнение (5.8)

$$f(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \delta_0} \exp \left\{ -\frac{[C - m_0 - \Delta m_n(t)]^2}{2 \delta_0^2} \right\} \quad (5.10)$$

Здесь C - верхняя или нижняя граница допуска.

После дифференцирования второй части этой функции и преобразований получим

$$f'(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \delta_0} \exp \left\{ -\frac{[C - m_0 - \Delta m_n(t)]^2}{2 \delta_0^2} \right\} \cdot \frac{\Delta t_n(t)}{\delta_0^2} \quad (5.11)$$

т.е. также нормальный закон распределения.

Средний пробег первого отказа Z_0 зависит от положения центра группирования то значений π относительно поля допуска в начальный момент времени.

Надежность существенно зависит от закона распределения $f(n,l)$ в начальный момент времени. При более усеченных законах распределения надёжность ниже.

При постоянстве дисперсии $\sigma_{\pi}(0) \sim \sigma_0 = \text{const}$ а функция $t_{\pi}(1)$ не линейна, то закон распределения времени до первого отказа может быть существенно отличным от закона распределения значений π в вертикальных сечениях.

Правильность приведенных выводов подтверждается в процессе определения рабочего параметра - зазора “на масло” в поршневой головке шатуна ЭУ 10Д100 /239/рис.5.3/. Параметр π_5 линейно изменится при возрастании пробега l , а дисперсия D [И5] практически остается постоянной. По статистическим данным ($l=L_0$) $f(x,\xi,0)$ - закон распределения нормальный с параметрами $a_0 = \pi\xi_0 = 0,205$ мм, $\delta = 8\pi\xi_0 = 0,033$ мм. Случайный процесс изменения параметра описывается уравнениями

$$\begin{aligned} \pi_3(B) &= \pi_5 + a_{\pi}l = 0,205 + 0,51 \cdot 10^{-6} \cdot l \\ \sigma_{\pi B}^2(0) &= \sigma_{\pi \#0}^2 = \text{const} \end{aligned} \quad (5.12)$$

где $a_{\pi} = 0,51 \cdot 10^{-6}$ мм/км - интенсивность изменения π .

Границы параметра: верхняя $\pi_{8B}(1)$ и нижняя $\pi_{8H}(1)$ определяются при помощи известного правила 38

$$\pi_{8B} = \pi\xi(1) + 3\sigma_{\pi} = 0,304 \text{ мм}$$

$$\pi_{8H} = \pi\xi(1) - 3\sigma_{\pi} = 0,106 \text{ мм}$$

Распределение наработки до отказа зазора "на масло"
в поршневой головке шатуна дизеля ЮД100

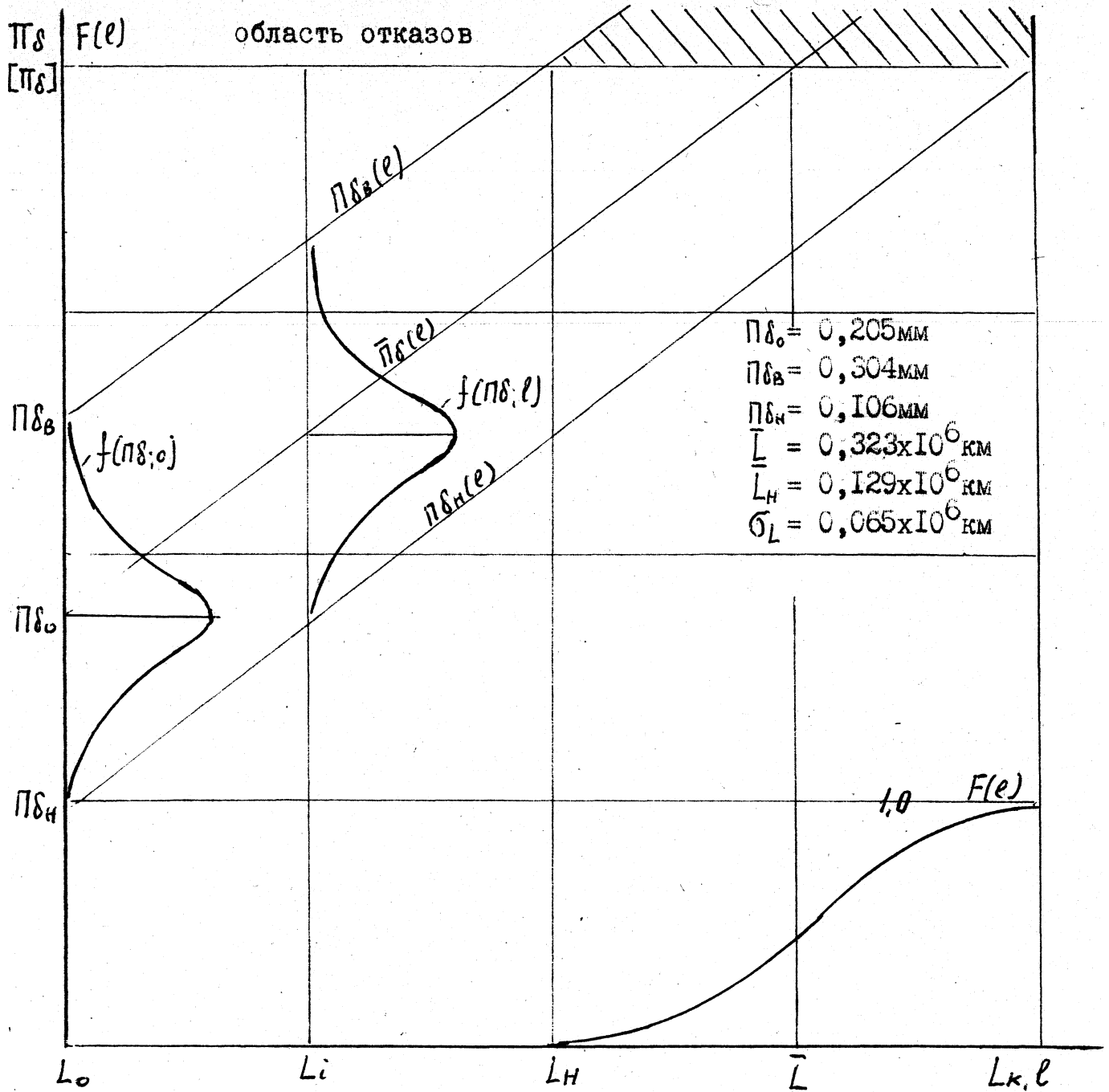


Рис. 5.3

Если $[п] = 0,37\text{мм}$ - предельно допустимый в эксплуатации зазор “на масло”, то из приведенных соотношений по рис.5.3 можно установить, что средняя наработка до отказа

$$\Gamma = \frac{0,37 \cdot 10^6}{0,51 \cdot 10^6} = 0,7256 \cdot 10^6 \text{ км}$$

а порог чувствительности, т.е. начальный пробег, при котором вероятность достижения предельного состояния становится не равной нулю

$$\Gamma_{\text{п}} = \frac{0,370 - 0,304}{0,5140^6} = 0,129 \cdot 10^6 \text{ км}$$

Среднее квадратическое отклонение пробега до отказа

$$\sigma = \frac{0,323 \cdot 10^6 - 0,129 \cdot 10^6}{2} = 0,097 \cdot 10^6$$

Закон распределения наработки до отказа будет, как и $f(n,0)$, нормальным с параметрами, найденными в виде точечных оценок Γ, σ и порогом чувствительности

$$f(n,0) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \exp\left\{-\frac{(\Gamma - n)^2}{2\sigma^2}\right\} \cdot \exp\left\{-\frac{\Gamma - n}{\sigma}\right\}$$

$$0,1 < 0,129 \cdot 10^6$$

В случае если выход параметра ТГ за пределы поля допуска приводит к отказу и задана допустимая величина вероятности такого выхода $P_{\text{д}}$, то можно найти соответствующую этой вероятности ширину поля допуска. Схема модели оптимизации допуска с использованием этого критерия приведена на рис. 5.4. В начальный момент времени t_0 (на плановом ремонте) имеется некоторое распределение параметра Я с плотностью $f_p(p)$ и соответствующими значениями

Схема изменения распределения параметра за время эксплуатации

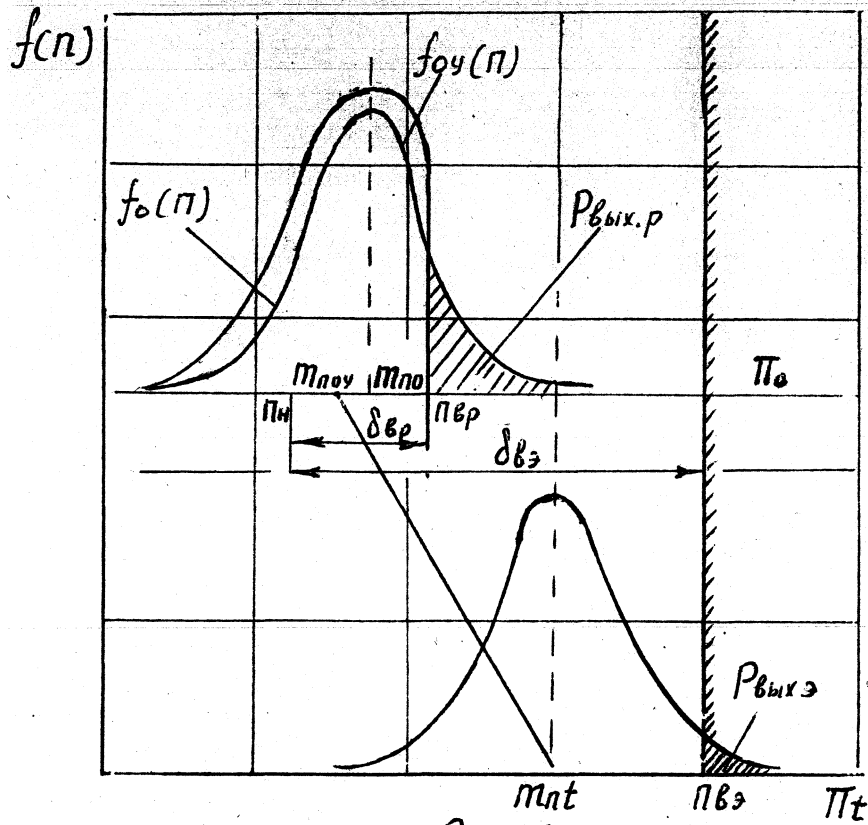


Рис. 5.4

Зависимость вероятностей и от границы ремонтного допуска на зазор в шатунном подшипнике дизеля ЮД100

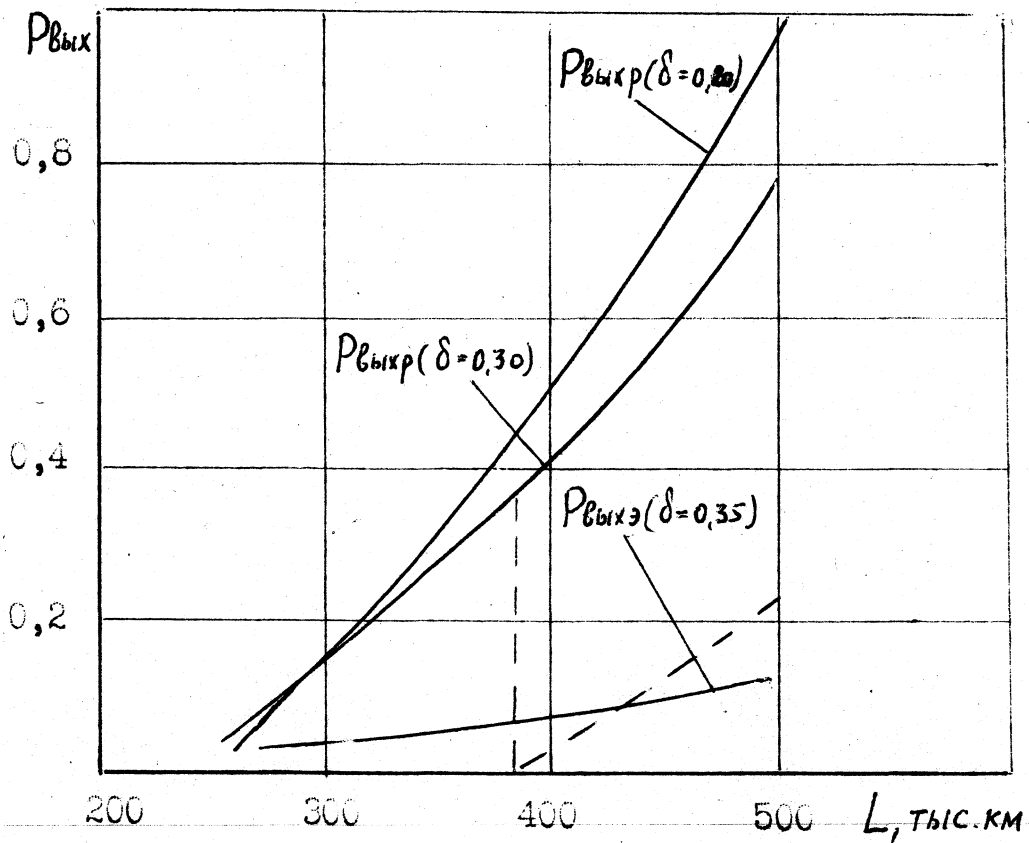


Рис. 5.5

ш_{п0}) и 5до • Зи счет установки ремонтного допуска бьрна плановом ремонте происходит усечение распределения параметра. Плотность усеченного распределения будет зависеть от границы допуска

(Пь_p = П_n + 8(,p) и выразится

$$f_{oy}(n) = c_H f_0(\Pi)$$

где C_H - коэффициент нормировки $C_H = \frac{1}{\int_{\Pi_{br}}^{\Pi_{br}} f_0(n) dn} = \frac{1}{\int_{-\infty}^{\infty} f_0(n) dn} = 1$

Усеченное распределение приводит к уменьшению его математического ожидания и среднего квадратического отклонения, которые находятся из выражений

$$\begin{aligned} \Pi_{br} \\ \text{Шпоу} &= \int_{-\infty}^{\Pi_{br}} n f_0(n) dn \\ \Pi_{br} \\ \delta_{\text{поу}}^2 &= \int_{-\infty}^{\Pi_{br}} (n - \text{Тпоу})^2 f_0(n) dn \end{aligned} \quad (5.14)$$

После эксплуатации в течение времени пробега t параметры распределения $f_t(\Pi)$ вследствие износа изменяться в соответствии с уравнениями корреляции.

$$\begin{aligned} \text{Ш}_{nt} &= \text{Ш}_{дпу} + \sigma_{\text{н}}^2 t \\ &= \text{Ш}_{поу} + a_5^{\wedge} t \end{aligned}$$

где a_{τ} , a_{ξ} - интенсивности возрастания во времени среднего параметра L (рис. 5.4) и плотность распределения $f_t(\Pi)$ будет отличаться от $f_0(\Pi)$.

Если задана допустимая вероятность P_{RUIY} я выхода параметра за пределы эксплуатационного (браковочного) допуска Π_{te}

$$P_{\text{ВЫХЭ}} = P\{\langle(\cdot) > \Pi_{\text{Э}}\} = 1 - fW_{-\infty} \quad (5.15)$$

то можно найти такой ремонтный допуск $\Pi_{\text{р}}$, который обеспечит вероятность отказа за время t - то не выше допустимого. Выражение (5.15) представляет собой уравнение относительно допуска $\delta_{\text{БР}}$, который входит в него через параметры распределения $f(t)$ (Π).

В соответствии с рассмотренной моделью (5.5) можно спрогнозировать ремонтный допуск. В соответствии с рис. 5.2 распределение зазора перед регулировкой описывается нормальным законом с $\mu = 0,250$ мм, $\sigma = 0,0266$ мм; эксплуатационный допуск имеет границу $\Pi_{\text{Э}} = 0,35$ мм, соответствующий ремонтный допуск - границу $\Pi_{\text{р}} = 0,30$ мм. Анализом установлены значения $a_{\text{т}} = 0,0292$ мм/10\$ км; $a_{\text{§}} = 0,0132$ мм/10\$ км.

При этих условиях для различного пробега ($L = 200-500$ тыс.км) определены вероятности $P_{\text{ВЫК р}}$ параметра за границу $\Pi_{\text{р}} = 0,30$ мм существующего ремонтного допуска и $P_{\text{ВЫХЭ}}$ эксплуатационного допуска за границу $\Pi_{\text{Э}} = 0,35$ мм. На основании вычислений построены графики зависимости этих вероятностей от пробега и ширины поля ремонтного допуска (рис. 5.5),

5.3 Характеристики надежности элементов ЭУ

Согласно эксплуатационным данным, имеющимся в локомотивных депо Южной, Юго-Западной и Донецкой железных дорог,

было установлено, что наибольшее количество необратимых отказов ЭУ, не связанных с обычными износами, возникает по следующим узлам и деталям : коренные вкладыши, шатунные вкладыши, поршни, цилиндрические втулки и др.

Экспериментальные исследования количественных характеристик проводились в предположении о случайности появления отказов вкладышей подшипников коленвалов во времени. При этом учитывалось, что кроме разрушения и полного дефекта вкладыша имеют место отказы по предельному износу и увеличению зазоров в сопряжении вал-подшипник. Анализ отказов показал, что количественно отказы распределяются по всем шейкам примерно одинаково, поэтому определение характеристик надежности производилось по всем подшипникам в целом.

Безотказность коренных подшипников определялась за период работы в эксплуатации 11000 часов (450 тыс.км) ЭУ 10Д100. По рассчитанной выборочной совокупности было принято для исследования 1824 вкладыша, которые за рассматриваемый период времени имели 298 отказов. При этом отказы были разграничены на замены по предельному износу и нагружению рабочей поверхности вкладыша.

При нормальной эксплуатации ЭУ нарастание износа и последующая замена вкладышей происходит по некоторой пропорциональной зависимости между интенсивностью и определенным периодом эксплуатации.

Опыт обработки данных по отказам подшипников (см. Рис.5.6 и 5.7) показывает, что из-за случайного характера отказа и значительных погрешностей при изменении рабочих зазоров, надежность следует характеризовать вероятностными характеристиками.

Вероятность исправной работы деталей дизеля ЮД100

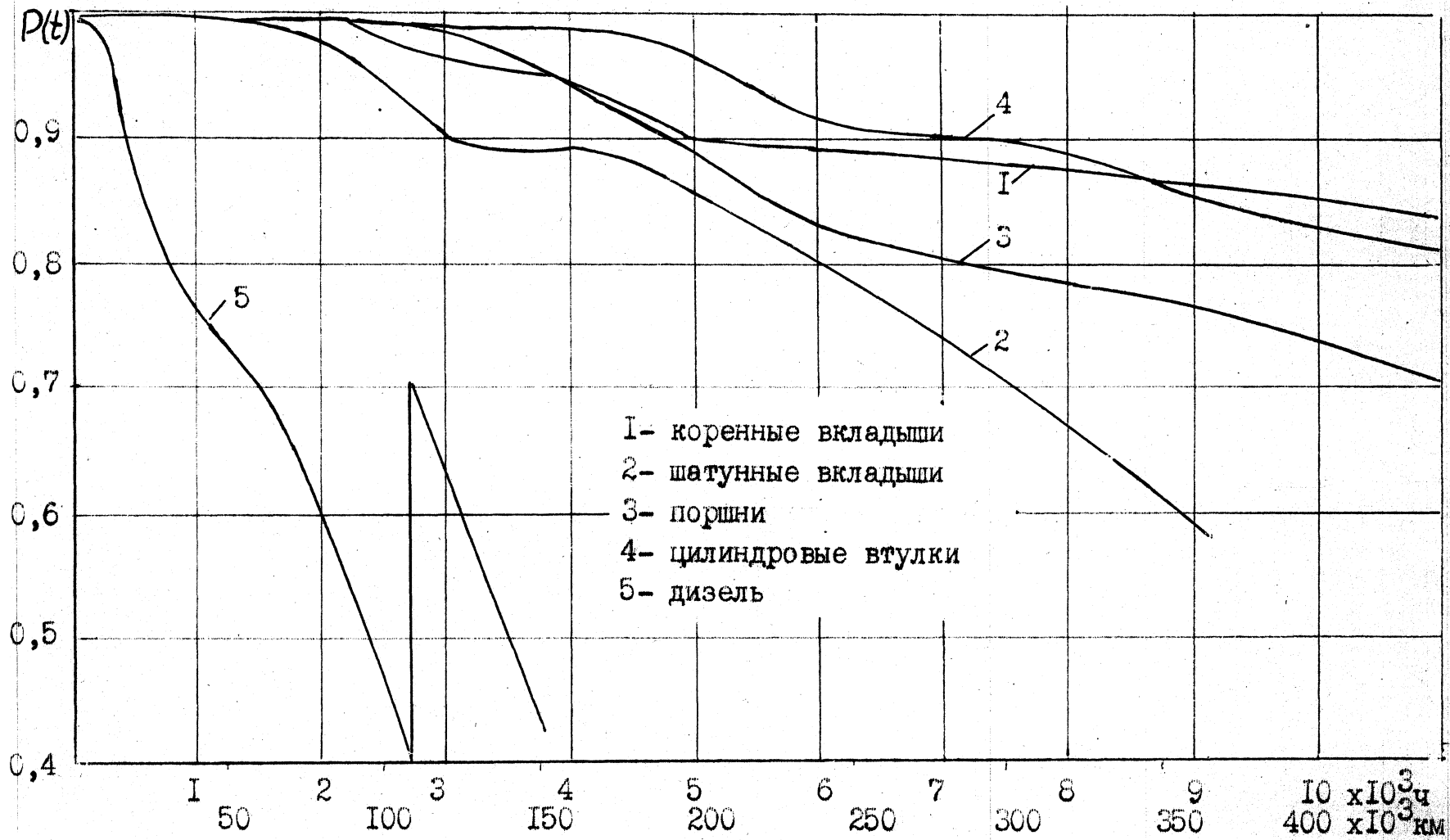


Рис. 5.6

При полученных данных вероятность исправной работы коренных подшипников за 11000 часов работы составила 0,837.

Построение соответствующих графиков (рис. 5.6 и 5.7) зависимости количественных характеристик безотказности от времени работы производилось по полученным расчетным точкам, при этом кривые нанесены непрерывно, т.к. на переборках ЭУ не происходит полной замены вкладышей.

Полученный график рис. 5.6 позволяет сделать вывод, что надежность подшипников можно достаточно полно охарактеризовать тангенциальным законом износостойкости и экспериментальным законом случайных отказов, имея в виду, что при нормальном распределении отказов примерно половина отказов возникает до срока средней службы вкладыша (до замены).

Характеризуя общую надежность подшипников за весь период работы с учетом регулярной и профилактической замены можно наблюдать примерно постоянную интенсивность отказов (см. рис. 5.6), что свидетельствует о возможности применения экспериментального закона распределения при расчете долговечности и надежности в интервале увеличенной интенсивности по нормальному закону распределения отказов.

Для исследования безотказности вкладышей по расчетной выборочной совокупности были приняты для изучения 1200 шатунных вкладышей с баббитовой заливкой, из которых за 9000 часов работы было заменено 472.

Характер отказов вкладышей позволяет сделать заключение, что механический износ (истирание рабочей поверхности вкладыша) не приводит к отказам, т.к. отказы вызываются выкрашиванием баббита, коррозией. Следовательно, изучение надежности шатунных вкладышей по износостойкости не может отразить объективного за-

Интенсивность отказов деталей двигателя ЮД100

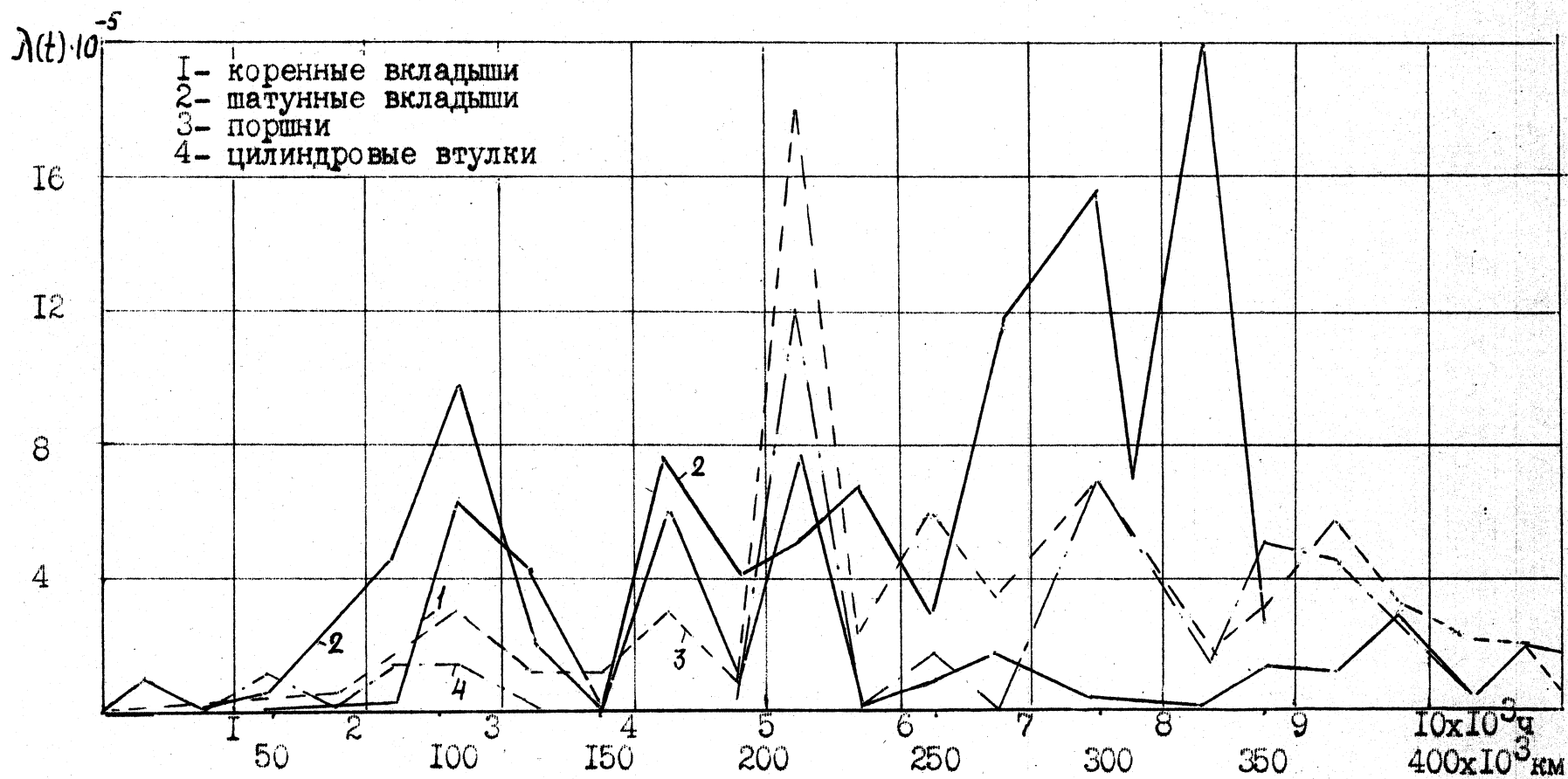


Рис. 5.7

кона надежности. Поэтому, расчет характеристик безотказности производился по вероятностным параметрам. При этом основная замена по отказам вкладышей производилась до первой и второй переборки ЭУ (БПР и ПР). Принятый интервал исследования (500 часов) не позволил разукрупнить количество отказов, максимально возникающих при приближении к переборке и после ремонта, отсюда расчет и построение кривых рассеивания не производился.

Разброс точек на кривых количественных характеристик безотказности вызван случайным характером увеличения случаев отказа. Построение кривых производилось с учетом интегральностей функций распределения, по которым определяется средний срок службы детали (см. рис. 5.6 и 5.7).

Характер отказа вкладышей приводит к заключению, что оценивать надежность только по количественным характеристикам безотказности можно только условно, полная картина надежности представляет собой совокупность полученных количественных характеристик безотказности и определения качественных критериев надежности с учетом ремонтпригодности.

Следовательно, надежность работы вкладышей характеризуется с начала эксплуатации по экспоненциальному закону, а периоды критического возрастания интенсивности отказов определяются распределением согласно нормальному закону.

Эксплуатационная надежность и долговечность локомотивных ЭУ во многом зависит от работоспособности поршня, которые в настоящее время являются слабым узлом.

Поршни работают в весьма тяжелых условиях, особенно днище, которое подвергается воздействию высоких температур, давлению газов, а также испытывает агрессивное воздействие продуктов сгорания.

В течение наблюдения в эксплуатации за состоянием поршней для изучения были приняты 1140 поршней, вероятность исправной работы которых составила - 0,711 (см. рис. 5.6 и 5.7).

Анализ отказа поршней выявил, что около 10% отказов поршней зависят от вкладышей, что также учтено. Рассмотрение полученных графических зависимостей свидетельствует о существовании единого закона работы поршней по безотказности.

Исследования проводились для 380 втулок, при этом было зафиксировано 71 отказ за 11000 часов работы. Расчетная вероятность исправной работы составила 0,812. Надежность втулок в общем случае также можно охарактеризовать совмещением законов работы по износостойкости и внезапным отказам. До 42% отказов втулок являются зависимыми от дефектов поршней, колец, шатунов, также вкладышей.

По данным наблюдений за эксплуатацией предельные износы (зазоры) так же, как и другие показатели надежности, относятся к категории случайных величин, которые в большинстве случаев аппроксимируются нормальным распределением. Скорость изнашивания сопряжений можно определить при ремонте, имея статистические данные износов деталей и их наработку до измерения как частное от деления первого показателя на второй.

Сбор микрометрической информации по износам в условиях ремонтного предприятия не представляет значительной трудности. Однако, определение наработки до измерения каждой детали, как правило, не представляется возможным, а, следовательно, нельзя определить и скорость ее изнашивания.

В таких случаях для расчета скорости изнашивания необходимо собрать информацию о наработке узлов (агрегатов), поступивших для ремонта в депо или завод. Сбор такой информации не представ-

ляет затруднения, т.к. по существующим правилам ремонта при сдаче локомотива (узла, агрегата) в ремонт регистрируется его наработка от постройки или предыдущего ремонта.

Таким образом, для определения скорости изнашивания детали (сопряжения) необходимо сочетать между собой две опытные информации : о величине износа деталей (сопряжений); о межремонтной наработке узлов (агрегатов) требующих ремонта.

На практике среднюю скорость изнашивания можно определить делением среднего значения износа на средний межремонтный ресурс. При этом может возникнуть погрешность, особенно в том случае, когда значение коэффициента вариации их исходных опытных распределений относительно велико ($v > 0,5$). Кроме того, такой способ расчета не позволяет оценить рассеивание скорости изнашивания и, следовательно, не позволяет определить доверительные границы и относительную ошибку переноса. Рассмотрим для примера расчет скорости изнашивания деталей (сопряжений) методом композиции двух исходных распределений на основе фактической исходной информации о межремонтных ресурсах и износе деталей (сопряжение шейки коленчатого вала - коренной подшипник).

Статистический ряд информации приведен в таблице 5.1. В приведенном выше опытном распределении, полученном по данным локомотивных депо ЮЖД об износе сопряжения шейки коленчатого вала - коренной подшипник, имеется 96 точек распределения, средний износ $\bar{I} = 89$ мкм, среднее квадратическое отклонение $\sigma = 16,42$ мкм, сдвиг начала рассеивания $C = 24$ мкм, коэффициент вариации $V = 0,84$.

Статистический ряд информации об износе сопряжения;
шейка коленчатого вала-коренной подшипник.

Таблица 5.1

Интервал, мкм	Середина интервала, мкм	Частота, %	Опытная вероятность
0-20	10	9	0,09
20-40	30	11	0,11
40-60	50	12	0,12
60-80	70	12	0,12
80-100	90	15	0,15
100-120	110	20	0,20
120-140	130	8	0,08
140-160	150	6	0,06
160-180	170	7	0,07

Износ отдельных сопряжений шейки коленвала - подшипник определяем по уравнению

$$I_j = D_j - d_j - \Delta_{\text{гап}}$$

где D_i и d_i - соответственно диаметры подшипника и коленчатого вала в месте наибольшего износа;

$\Delta_{\text{нач}}$ - начальный наибольший зазор в сопряжении по чертежу.

Статистический ряд информации о межремонтных ресурсах локомотивов приведен в таблице 5.2.

Число точек информации 20, средний межремонтный ресурс $T_{\text{мр}} = 341$ тыс. км, среднее квадратичное отклонение $\sigma = 138$ тыс. км, сдвиг начала рассеивания $C = 177$ тыс. км, коэффициент вариации $V = 0,84$.

Скорость изнашивания определяем по уравнению

где U_k - скорость изнашивания k -го сопряжения, мкм/тыс.км;

I_{C_i} - величина износа в середине i -го интервала статистического ряда;

$T_{c,j}$ - величина межремонтного ресурса узла (агрегата) в
середине j -го интервала статистического ряда.

Статистический ряд информации о межремонтных
ресурсах двигателей

Таблица 5.2

Интервал, тыс,км	Середина интервала,тыс .к м	Частота, ш	Опытная вероятность,?
100-150	125	0	0
150-200	175	1	0,05
200-250	225	3	0,15
250-300	275	2	0,10
300-350	325	6	0,30
350-400	275	4	0,20
400-450	425	2	0,10
450-500	475	1	0,05
500-550	525	1	0,05

В процессе композиции исходных распределений каждую точку искомой информации о скорости изнашивания определяют делением величины износа в середине каждого интервала износного статистического ряда (табл.53) последовательно на величины межремонтных ресурсов всех интервалов межремонтного статистического ряда (табл. 5.2). Количество точек искомой информации по скорости изнашивания n^{\wedge} определяется перемножением количества интервалов в первом исходном ряду Π на количество точек во втором статистическом ряду n_j . В расчете будем иметь $n^{\wedge} = 9 \cdot 9 = 81$ точку информации по скорости изнашивания.

Вероятность каждой точки искомой информации определяется перемножением вероятностей интервалов статистических рядов исходных информаций.

Далее

$$U_2 = H_{c1}:T_{c2} = 10:175 = 0,057$$

$$P_2 = 0,09 * 0,05 = 0,0045$$

$$U_{81} = H_{c9}:T_{c9} = 170:525 = 0,323$$

$$P_{81} = 0,07 * 0,05 = 0,0035$$

По найденным точкам информации строим статистический ряд (вероятности всех точек информации, попавших в единицы каждого интервала статистического ряда, суммируем).

По данным статистического ряда (табл. 5.3) определяем ; среднюю скорость изнашивания

$$U = \sum_j U_{ck} P_k = 0,075 * 0,21 + 0,225 * 0,40 + \dots + 1,275 * 0 = 0,3 \frac{\text{МКМ}}{\text{ТЫС. КМ}}$$

среднее квадратичное отклонение

$$\sigma = \sqrt{\sum_j (U_j - U)^2 P_j} = \sqrt{(0,075 - 0,332)^2 * 0,21 + \dots + (1,275 - 0,332)^2 * 0} = 0,12 \frac{\text{МКМ}}{\text{ТЫС. КМ}}$$

сдвиг

Статистический ряд информации о скоростях
изнашивания сопряжения шейки коленчатого вала
- коренной подшипник

Таблица 5.3

Интервал, МКМ/ТЫС.КМ	Середина интервала, МКМ/ тыс .км	Вер(ГНОСТЬ, P	P
0,02-0,150	0,075	0,21	0,21
0,150-0,300	0,225	0,40	0,61
0,300-0,450	0,375	0,19	0,80
0,450-0,600	0,525	0,13	0,93
0,600-0,750	0,675	0,03	0,96
0,750-0,900	0,825	0,02	0,98
0,900-1,050	0,975	0,01	0,99
1,050-1,200	1,125	0,01	1,00
1,200-1,350	1,275	0	0

$$C = U_{\min} \frac{L_3 - O_{T_{\text{ш}}=0,02}}{2} \text{ ИЗ-0.}^{\circ} 2_{=0)15} \text{ НКМ} \quad \text{ТЫС. КМ}$$

коэффициент вариации

$$V = \frac{8 - 0,205}{0,3 - 0,015} = 0,72$$

Для выравнивания информации по скорости изнашивания рекомендуется пользоваться законом распределения Вейбулла ($V > 0,72$) или гамма-распределением.

Доверительные границы возможного рассеивания средней скорости изнашивания определяются по уравнению

$$F^{b(H)} = F \pm t_a \delta_{>/N}$$

Для односторонней доверительной вероятности $P_0 \sim 0,90$ (таблице при $\text{БI} = \pi^{\wedge} = 81$ имеем $t_a = 1,66$)

$$U^0 = U + t_a \delta_{>/N} = 0,332 + 1,66 * 0,205 : \pi/81 = 0,36 \frac{\text{МКМ}}{\text{ТЫС.КМ}}$$

$$U^H = 0,332 - 1,66 * 0,205 : >/\pi 1 = 0,29 \frac{\text{МКМ}}{\text{ТЫС.КМ}}$$

Относительная ошибка переноса

$$\delta = \frac{U^b - U}{U} = \frac{0,36 - 0,332}{0,332} \cdot 100 = +8,4\%$$

Если пользоваться методом расчета среднего значения искомой величины по средним значениям исходных информаций, то получим

тТ И 89

л., МКМ

$$U = \frac{\text{---}}{T} = \frac{\text{---}}{341 \text{ тыс.км}} = 0,20 \text{ ---}$$

нашивания меньше ранее вычисленной ($U = 0,3 \text{ ---}^{\wedge}$) на 9%. Для расчета полного ресурса сопряжений методом композиции двух исходных распределений исходными данными служат распределения

скорости изнашивания и предельные зазоры в сопряжениях. Схема композиции исходных распределений показана на рисунке 5.6. Применительно к деталям ЭУ и отдельных узлов, как показали износные испытания, рассеивание предельного износа I (зазора $\Delta_{пр}$) ^с достаточной для прикладных расчетов точностью аппроксимируется законом нормального распределения с коэффициентами вариации V от 0,30 до 0,40.

Статистический ряд информации о рассеивании предельного износа сопряжения шейки коленчатого вала - коренной подшипник для $I_{пр}$ приведен в таблице 5.4.

Средний износ $I = 187$ мкм; среднее квадратическое отклонение $\sigma = 52$ мкм; сдвиг начала рассеивания $C = 56$ мкм; коэффициент вариации $V = 0,40$.

Статистический ряд информации о рассеивании предельного износа сопряжения шейки коленчатого вала - коренной подшипник.

Таблица 5.4

Интервал, мкм	Середина интервала, мкм	Вероятность, р	Р
100-140	120	0,19	0,19
140-180	160	0,27	0,46
180-220	200	0,32	0,78
220-260	240	0,13	0,91
260-300	280	0,09	1,00

При расчете полного ресурса сопряжения в качестве второго исходного распределения используем статистический ряд скоростей изнашивания (табл. 5.5).

Полный ресурс сопряжения определяется

$$T_{дд} = I_{пр} : U_k$$

При расчете полного ресурса сопряжений шейка коленчатого вала - коренной подшипник после композиции двух исходных распределений получим 45 точек

$$T_{\text{пл}} = I_{\text{прс1}} : U_{cj} = 120 : 0,210 = 571 \text{ тыс.км}$$

$$P_i = 0,19 \quad 0,21 = 0,04$$

Полученные точки информации о полном ресурсе сопряжения шейка коленчатого вала - коренной подшипник сводим в статистический ряд (табл. 5.5)

Средний ресурс сопряжения $T_c = 649$ тыс. км; среднее квадратическое отклонение $\sigma = 369$ тыс. км; сдвиг начала рассеивания $C = 80$ тыс. км; коэффициент вариации $V = 0,65$.

Статистический ряд информации о полном ресурсе сопряжения шейка коленчатого вала - коренной подшипник.

Таблица 5.5

Интервал, тыс.км	Частота, ш	Опытная вероятность, P	P
94-261	31,3	0,14	0,14
261-428	40,1	0,18	0,32
428-595	8,9	0,21	0,53
595-762	6,7	0,10	0,63
762-929	2,2	0,11	0,74
929-1096	2,2	0,13	0,87
1096-1263	2,2	0,05	0,92
1263-1430	2,2	0,04	0,96
1430-1597	2,2	0,04	1,00

Поскольку коэффициент вариации $V > 0,50$ для выравнивания информации о ресурсе сопряжения следует использовать закон распределения Вейбула.

Для $V = 0,65$ по таблицам находим

$$b = 1,56; C_b = 0,59; K_b = 0,90$$

$$a = \frac{8_b}{8_b} = 625 \text{ тыс. км}$$

Учитывая величину коэффициента вариации доверительные границы возможного рассеивания среднего ресурса сопряжений шейки коленчатого вала - коренной подшипник определим для доверительной вероятности $p_0 = 0,90$ по уравнениям:

$$T_{bc} = (T_c - C)^{\wedge} + c = (649 - 80)^{1,5\wedge} + 80 = 689 \text{ тыс. км}$$

$$T_{bc}^{\wedge} = (T_c - C)VQ + C = (649 - 80)^{1,5} \cdot 0,875 + 80 = 452 \text{ тыс. км}$$

Коэффициенты Γ_1 и Γ_2 определим по соответствующим таблицам для $N = 96$ и двусторонней доверительной вероятности $P_0 = 0,80$.

Относительную ошибку переноса определим по уравнению

$$\frac{689 - 649}{649} = \frac{40}{649} \approx 6,1\%$$

Если же расчет полного ресурса сопряжения проводить по средним значениям скорости изнашивания и предельного износа^ тогда получим

$$T_c = \frac{I_{пр} 300}{c \cdot U 0,26} = \frac{1154}{0,26} = 4438 \text{ тыс. км}$$

При таком методе расчета ошибка достигает свыше 50%, что является неприемлемым для оценки показателей надежности и долговечности.

Схема композиции исходных распределений показана на рис. 7.9 и 7.10.

По показателям безотказности этот узел должен обеспечивать работу ЭУ между плановыми ремонтами, на которых производится

выемка поршней и осмотр состояния шеек и вкладышей коленчатого вала.

Ресурс вкладышей подшипников коленчатого вала должен обеспечивать работу узла от сборки ЭУ до его капитального ремонта, что составляет для тепловозных ЭУ 720-1250 тыс. км пробега локомотива.

Практика эксплуатации ряда отечественных энергетических установок, а также зарубежный опыт показывает, что эти требования выполнимы. Так, на ЭУ 11Д45 пассажирских тепловозов ТЭП 60 коленчатые валы к пробегу 900 тыс. км имеют износ шеек (0,02 - 0,03)мм и на заводском ремонте коленчатые валы не перешлифовываются. На тех же ЭУ 11Д45 замена вкладышей производится главным образом на капитальном ремонте ЭУ. За последние годы пробеги тепловозов ТЭП 60 до капитального ремонта выросли с 700 до 900 тыс. км.

По данным ВНИИЖТа показатели надежности подшипников коленчатых валов ЭУ 10 Д100, определенные по методу усеченной выборки приведены в таблице 5.6. Изменение каждого из показателей связано с различными физическими процессами, происходящими в подшипниках во время работы дизеля. Повреждение антифрикционного слоя происходит вследствие усталостного, абразивного, кавитационного и кавитационно-эрозионного изнашивания. Проявлением этих процессов является изменение зазоров в подшипниках, толщин вкладышей, диаметра шеек вала, ступенчатости опор коленчатого вала и т.д.

Для примера приведены данные по ЭУ типа 10Д100 и Д70 см. табл. 5.7.

Гарантийный срок службы до ТР-2 = 250 тыс. км

Расчётная схема определения ресурса сопряжения
коленвал-коренной подшипник

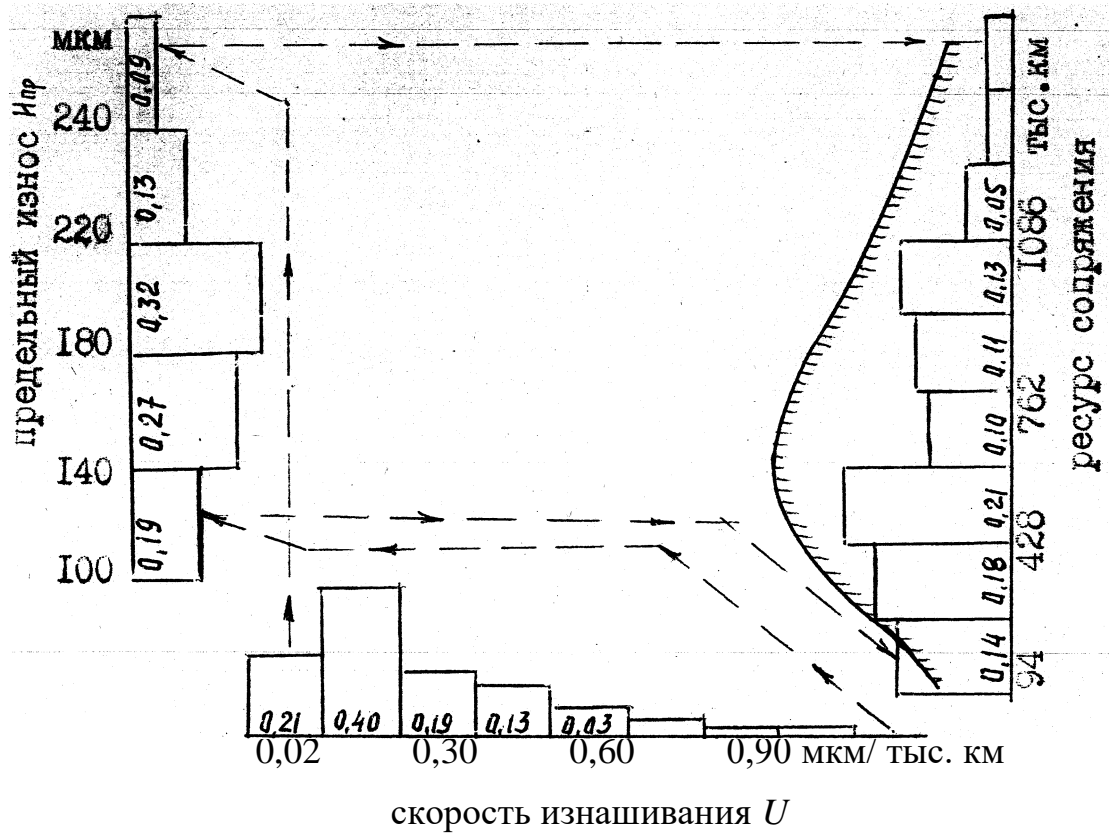


Рис. 5.8

Расчётная схема определения ресурса сопряжения гильза цилиндра-поршень

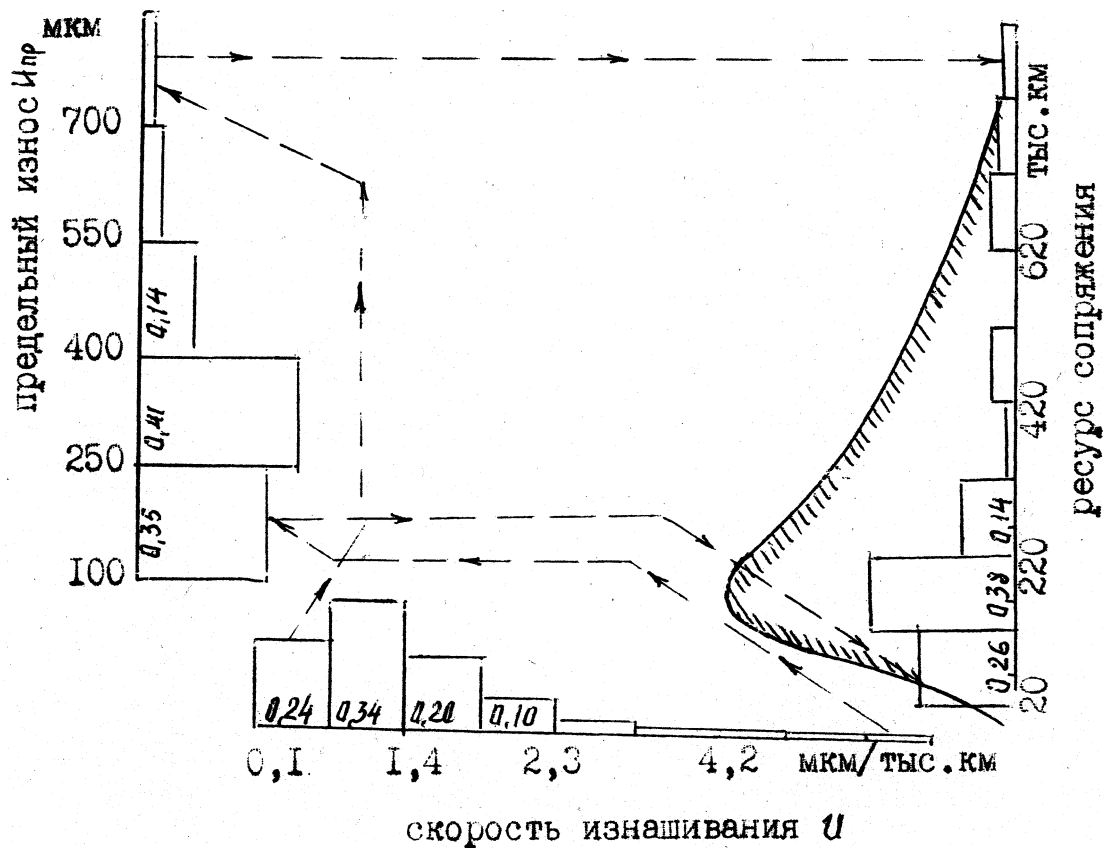


Рис. 5.9

Таблица 5.6.

ПОКАЗАТЕЛИ	Значение показателей для вкладышей 10Д100	
	шатунных	коренных
Выборочная совокупность,шт	1000	1200
Назначенный ресурс,тыс.км	690	690
Общее число отказов,шт	252	381
Наработка до первого отказа,тыс.км	125	125
Средний ресурс,тыс.км	474	413
Верхнее значение,тыс.км	457	421
Нижнее значение,тыс. км	436	405
Гамма-процентный (90%) реурс,тыс.км	245	200

Одним из наиболее важных показателей процессов, происходящих в подшипниках, является износ шеек коленчатого вала и вкладышей подшипников, данные об интенсивности износа которых приведены в таблице 5.9. Интенсивность износа вкладышей подшипников составляет для ЭУ 10Д100 - 9-10 мкм/10⁵ км; 11Д45 - 3 мкм/10⁵ км; 5Д49 13-17 мкм/10⁵ км.

Д70

Таблица 5.7.

Наименование контрольного размера		Значение контрольного размера	
		чертежный,мм	браковочный,мм
Коренные подшипники	алюминиевые	0,17-0,26	0,45
	свинцовисто-бронзовые	0,17-0,26	0,45
Шатунные подшипники	алюминиевые	0,16-0,22	0,35
	свинцовисто-бронзовые	0,18-0,26	0,35

10Д100М1

Таблица 5.8

Наименование контрольного размера	Значение контрольного размера		
	чертежное	допустимое из ТР-2	браковочное из ТР-1
Коренные подшипники, мм	0,15-0,23	0,15-0,30	0,45
Шатунные подшипники, мм	0,12-0,21	0,12-0,30	0,37
Гарантийный срок до ТР-2 = 300 тыс.км			
Срок службы до КР-1 = 1 млн .км			

По данным завода-изготовителя ПО “Завод им. В.А. Малышева” гарантийный срок службы узла трения коленчатый вал - подшипник составляет для ЭУ 10Д100 - 300 тыс. км; для ЭУ Д70 - 250 тыс. км и срок службы до 1 млн. км.

Таблица 5.9.

Дизель	Род службы	Интенсивность износа шеек колебала, мкм/10 км			
		Коренных, наиболее нагруженных		Шатунных, наиболее нагруженных	
		диапазон	среднее	диапазон	среднее
2Д100	пассажирский	2-7	4,2	—	—
2Д100	грузовой	8-11	8,7	6-9,5	8,0
10Д100	пассажирский	4-8	5,7	5-8	6,3
10Д100	грузовой	6-9	7,6	8-10	9,0
11Д45	пассажирский	1-5	1,7	1-5	1,8
5Д49	грузовой	9-16	11,3	13-18	14,6

Данные расчета удовлетворительно согласуются как с результатами испытаний ВНИИЖТа, так и с показателями завода-изготовителя.

По расчету средняя скорость изнашивания сопряжения равна $30 \text{ мкм}/10^5 \text{ км}$ (ВНИИЖТ $9-5 \text{ мкм}/10^5 \text{ км}$ только шеек коленчато-

го вала). Средний ресурс по расчету $T_c=649$ тыс. км (по данным ВНИИЖТа для 10Д100 - 474 тыс. км, по данным завода-изготовителя 300 тыс. км - 1 млн. км).

Следует отметить, что основными оценочными показателями качества новой ЭУ, а так же качества ее ремонта и технической эксплуатации являются свойства и показатели надежности.

Главным оценочным показателем качества ЭУ может служить идеальная (отнесенная к единице наработки) стоимость надежности (стоимость технического обслуживания и ремонта с учетом стоимости простоя ЭУ по техническим причинам и стоимость приобретения ЭУ).

При оценке качества ремонта или технического обслуживания ЭУ не рекомендуется ограничиваться расчетом какого-либо одного свойства и тем более одного показателя надежности, так как такая оценка может привести к ошибкам.

Надежная работа подшипников скольжения локомотивных ЭУ во многом зависит от качества смазочного масла и присадок, которые обеспечивают устойчивость масляной пленки. Однако, на толщину ее значительное влияние оказывают различные конструктивные изменения в парах трения “вал-подшипник”, удельные нагрузки на них, качество поверхностей трения, условия эксплуатации и др.

На основании отечественных и зарубежных исследований проведен анализ влияния геометрических размеров подшипника (диаметра и длины), а также удельной нагрузки на толщину масляной пленки h_n , определяющей качество, надежность и долговечность работы ЭУ. Для оценки использовался полный факторный эксперимент типа 2^k . В качестве количественных факторов выбраны диаметр подшипника, длина и удельная нагрузка на подшипник. Фак-

торы являются однозначными, управляемыми, совместимыми и независимыми друг от друга.

Для выбранных факторов определены основные уровни, интервалы варьирования и соответственно верхний и нижний уровни (табл. 5.10).

Таблица 5.10.

Уровень варьируемых факторов	Кодовое обозначение ϵ	P , МПа	4,мм	1,мм
Основной уровень	0	12,0	200	100
Интервал варьирования	- ,	3,0	50	30
Верхний уровень	+1	15,0	250	130
Нижний уровень	-1	9,0	150	70

Здесь x_t - удельное давление на подшипник - P_y (МПа)

X_2 - диаметр подшипника - d (мм);

X_3 - длина подшипника - l (мм).

Число комбинаций опытов N равно

$$N = S^k = 2^3 = 8$$

где S - число уровней каждого фактора;

k - число факторов.

Данный полный факторный эксперимент позволяет описать процесс математической моделью первого порядка вида

к

$$\hat{y} = b_0 + \sum_{i+j} b_{ij} X_i X_j$$

Порядок математического уравнения на единицу меньше, чем принятое в плане эксперимента число уровней факторов. При $K=3$ уравнение примет вид :

$$= b_0 + b_{11} X_1 + b_{22} X_2 + b_{33} X_3 + b_{12} X_1 X_2 + b_{23} X_1 X_3 + b_{123} X_1 X_2 X_3$$

Закодировав уровни факторов (+1, -1), составим план-матрицу эксперимента (табл. 5.11).

Таблица 5.11

№ опыта	X	X	X	X	X*X	X*X	X*X	X	Y	Y	Y	Y
1	+1	-1	-1	-1	+1	4-1	4-1	-1	Y	Y	Y	Y
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	4-1	Y	Y	Y	Y
3	+1	-1	4-1	-1	-1	4-1	-1	4-1	Y	Y	Y	Y
4	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	Y	Y	Y	Y
5	+1	-1	-1	+1	4-1	-1	-1	4-1	Y	Y	Y	Y
6	+1	+1	-1	+1	-1	4-1	-1	-1	Y	Y	Y	Y
7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	4-1	-1	Y	Y	Y	Y
8	+1	+1	+1	+1	4-1	4-1	4-1	4-1	Y	Y	Y	Y

Для определения возможности проведения регрессивного анализа проверена однородность дисперсии параллельных опытов по G - критерию.

$$G_p = \sum_{u=1}^p \frac{S_{B_u}^2}{S^2_u} = 0,406$$

Расчетное значение критерия сравним с табличным для степеней свободы числителя 2 и знаменателя 8 и соответственно при выбранном уровне значимости $\alpha=0,05$

$$G_{табл} > G_p = 0,406$$

Следовательно, гипотеза об однородности дисперсий параллельных опытов принимается. Отсюда дисперсия воспроизводимости

$$s_{павна}^2 = \frac{1}{p} \sum_{u=1}^p \frac{S_{B_u}^2}{n_u} = 0,198$$

Ошибка эксперимента

$$S(y) = \hat{S}^2(y) = 0,44$$

При помощи метода наименьших квадратов рассчитаны коэффициенты уравнений регрессии по формуле

$$\sum X_i \bar{Y}_u$$

После расчета всех коэффициентов уравнение регрессии принимает вид

$$= 16 - 10,48x_1 + 33,0135x_2 + 18,84x_3 - 0,545x_1^2 + 0,914x_1x_3 + 1,42x_2x_3 + 0,35x_1x_2x_3$$

Оценим коэффициенты уравнения по их статической значимости с помощью критерия Стьюдента

$$= 0,0899 \ll 0$$

При числе степеней свободы $N(Z-1) = 8$ ($3-1$)= 16 и уровне значимости $0,05$ по таблице находим $t_{\text{табл}} = 2,120$, т.е. $t_p > i_{\text{табл}}$.

После проверки все коэффициенты оказались статически значимыми. Определен доверительный интервал длиной

$$Ab_j = t_{\text{кр}} \cdot S(b_j) = 0,1908$$

Уравнение в натуральных значениях факторов имеет вид

$$\xi = -69,874 - 2,426P_y + 0,689d + 0,4711 + 0,01P_y d + 0,000145d^2 + 0,000065 3P_y d$$

Полученное уравнение проверяли на адекватность, которая соблюдается. Для графического изображения функции отклика один из факторов, а именно, длина подшипника был зафиксирован (рис. 5.10).

На основании полученных результатов и анализа уравнения регрессии можно сделать следующие выводы :

с увеличением удельной нагрузки P_y толщина масляной пленки уменьшается;

Изменение толщины масляного слоя от удельной нагрузки и диаметра подшипника при различной его длине

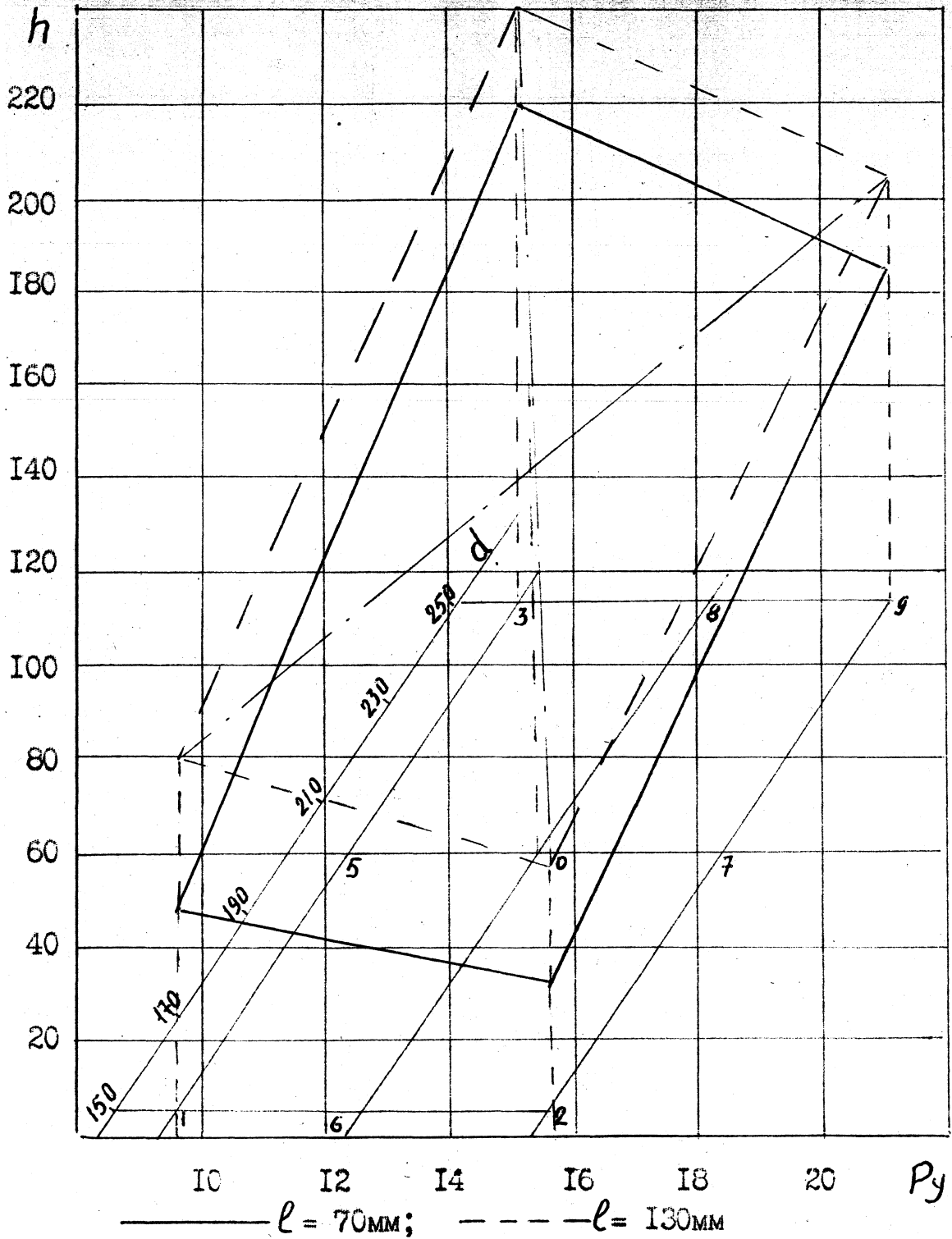


Рис. 5.10

с увеличением диаметра и длины подшипника толщина масляной пленки увеличивается (причем большее влияние на толщину масляной пленки оказывает увеличение диаметра).

Наряду с линейными эффектами значимыми оказались и эффекты взаимодействия x_1 X_2 и X_2 x_3 причем эти взаимодействия противоположны по своему действию.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложен метод прогнозирования эксплуатационных допусков параметров энергетической установки тягового подвижного состава на основе преобразования случайных величин с использованием детерминированных зависимостей экспериментально-расчетных данных.

Метод позволяет определить любую случайную функцию распределения параметра (X) в эксплуатации путем преобразования другой, связанной с ней, случайной функции распределения параметра (Y) с использованием детерминированных зависимостей между ЭТИМИ функциями ($x=f(y)$ ИЛИ $y=f(x)$).ⁱ

В обратной постановке задача решается определением приближенной детерминированной зависимости между параметрами $x=f(y)$ или $y=f(x)$ при известных плотностях распределения X и Y .

2. Разработана математическая модель прогнозирования границ изменения энергетических параметров ЭУ в процессе эксплуатации. Особенностью данной модели является учет теплоты, выделенной при трении поршня о втулку цилиндра.

3. Разработана математическая модель прогнозирования границ изменений триботехнических характеристик в процессе эксплуатации ЭУ. Уточнены коэффициенты утечки и переноса масляного слоя,

уравнение для определения работоспособности нестационарно-нагруженного подшипника при определении размерной величины масляного слоя с учетом абсолютной величины выступов шероховатостей шейки коленчатого вала и подшипников.

4. Определены поля допустимых нагрузок ЭУ при работе в эксплуатационных условиях, а также верхние и нижние ограничительные характеристики. Проведены расчетные исследования и определен уровень дефорсирования дизеля бДН12/2*12 с определением основных показателей в эксплуатационных условиях. ЭУ предназначен для установки на новый дизель-поезд.

5. Разработана методика эксплуатационных, реостатных и стендовых испытаний ЭУ. Изготовлен и оборудован современной измерительной аппаратурой стенд для испытания дизель-генератора дизель-поезда.

6. Проведены эксплуатационные испытания энергетической установки тягового подвижного состава, а также стендовые испытания новой ЭУ для дизель-поезда с целью подтверждения расчетных исследований.

7. Определено поле допуска изменения мощности и частоты вращения коленвала ЭУ бДН 12/2*12, 10ДН20,7/2*25,4, 16ЧН26/27 в процессе эксплуатации, а также поле наблюдаемых режимов эксплуатационной мощности локомотивов при работе по тепловозной характеристике.

8. Предложены методики прогнозирования показателей надежности ЭУ в эксплуатации. Приведен расчет надежности основных узлов и деталей.

9. Получена зависимость закона распределения времени до первого отказа от одномерных характеристик случайного процесса и допусков на параметры ЭУ в процессе эксплуатации.

10. Предложена классификация параметров ЭУ с целью унификации их эксплуатационных допусков.

Перечень использованных источников

1. Закон Украины «О железнодорожном транспорте» от 4.07.96 г.
2. Государственная программа развития железнодорожного транспорта Украины (вагоны, тепловозы и электровозы, городской электротранспорт). Киев, 1992 г
3. Государственная программа электрификации железных дорог 1994 - 2004 г. г. Постановление Кабинета Министров Украины N 115 от 22. 02. 94 г.
4. Постановление Кабинета Министров Украины N 849 от 20. 10. 95 г. « О государственной программе развития государственной системы сертификации продукции на 1996 - 1997 г. г. ».
5. Пушкарев И.Ф., Пахомов Э.А., Контроль и оценка технического состояния тепловозов. - М. : Транспорт, 1985. - 160с.
6. Коренко Г.М. Настойчиво улучшать техническое состояние локомотивов // Электрическая и тепловозная тяга. - 1997.-N2. - с. 1 - 5.
7. Четвергов В .А. , Володин А. И. Контроль работоспособности и настройка дизель - генераторных установок тепловозов. - Омск, ОМИИТ. - 1984. - 47 с.
8. Кудряш А . П. Надежность и рабочий цикл транспортного дизеля. - Киев. : Наукова думка, 1981. - 136с.
9. Заварюкин В.А. Технические, технологические и организационные меры по экономии топлива и электроэнергии на железных дорогах / / Локомотивы и локомотивное хозяйство. - М: ЦНИИ ТЭИ МПС, 1978. - Вып. 6 . - 26с.

- ю. Мурзин А.А., Четвергов В.А. Количественные показатели качества функционирования тепловозов // Сб. Ом И ИТ. - 1973. - Вып. 145. -с. 26 - 28.
11. Костромин А. М. , Кейзер А.П. , Родько В.И., Сухопаров С.И. Расчет на ЭЦВМ расходов на топливо при выполнении тепловозами заданного объема перевозок с учетом фактического распределения по массам на участке// Тр. Б»ел ИИЖТ. - Гомель, 1977. -Вып. 155.- с. 17- 24.
12. Коссов Е.е., Поварков И.Л. Исследование соответствия некоторых характеристик дизелей с высоким наддувом к требованиям тепловозной тяги // Вестник ВНИИЖТ. - М. : 1975. -Вып.3 -с. 23 - 28.
13. Хомич А. З. Эффективность и вспомогательные режимы тепловозных дизелей. - М. : Транспорт, 1979. -144с.
14. Васильев В.Н. Эксплуатационная экономичность тепловозных дизелей с учетом переходных процессов//Тр. МЙИТ.-М.: 1979. - Вып. 611. - с.27- 34
15. Володин А. И., Фофанов Г. А. Экономия топлива на тепловозах М Полиграфобъединение МПС, 1962,- 87с.
16. Корнеев Н. Н., Фуфрянский Н. А. Топливная экономичность тепловозов в эксплуатации.- М.; Транспорт.- 56с.
17. Володин А. И., Фофанов Г. А. . Топливная экономичность силовых установок тепловозов.-М.: Транспорт.- 1979.- 126с.
18. Улучшение использования мощности и повышение экономичности эксплуатации тепловозов серии ТЭЗ: Отчет о НИР / ТашИИТ .- Ташкент,-1980. - 115с.
19. Исследование экономичности тепловозов типа ТЭЮ :Отчет о НИР /ТашИИТ .-Ташкент, 1980.- 213с.

20. Кудряш А. П., Заславский Е.Г., Тартаковский Э.Д. Резервы повышения экономичности тепловозов 2ТЭ10Л. - М.: Транспорт, 1975.- 64с.
21. Хомич А., Тупицын О.И.,Симсон А.Э. Экономия топлива и теплотехническая модернизация тепловозов .- М .: Транспорт, 1975.- 264с.
22. Гульяев В. Г.,Павлович Е.С. О факторах характеризующих условия использования тепловозов// Тр. ОМИИТ.- 1977.-т,- 84 - с.51 - 55.
23. Третьяков А. П . Новые тепловозы и их технике - экономические характеристики. -М .: МИ ИТ, 1967.- 35с.
24. Третьяков А. П .,Гибалов А.И.,Нейш Н.М.,Дружинин М.Н. Повышение эксплуатационной экономичности тепловозов//Ж.- д.-транспорт,- 1975.- №3.-с. 43 - 45.
25. Четвергов В.А.,Чурков А.В. Исследование режимов работы тепловозных дизелей в эксплуатации //Тр. Ом И ИТ. - Омск.; 1978,-с.58 - 61.
26. Колесник И.К. Совершенствование структуры компоновочных схем энергетических установок тепловозов: Дис... д-ра техн. Наук.-Харьков, 1992,-350с.
27. Исследование и доводка тепловозных дизелей // Н.П.Синенко, Ф.Г. Гринсберг,И.Д. Половинкин и др.-М.: Машиностроение, 1975.- 181с.
28. Теоретические основы эксплуатации судовых дизелей / / Гиттис В. Ю., Бондаренко В.А.,Ефимов Т.П. и др.- М.: Транспорт, 1965.- 376с.
29. Варава В.И. Режимы работы двигателей М 756 тепловоза ТГ - 102 в эксплуатации// Тр. ЛИИЖТ.- 1968.- Вып. 206.-е. 3-10.

30. Третьяков А.П., Васильев В.Н. Экономичность тепловозных двигателей и способы ее повышения//Электрическая и тепловозная тяга.- 1988.-№4.- с.40-42.
31. Деев В.В., Ильин Г.А. Оценка влияния переходных процессов дизеля на экономичность тепловоза//Тр. ИММТ.-1978. - Вып. 632.-е. 52 - 59.
32. Тартаковский Э.Д. Исследование влияния длительности эксплуатации тепловозов после постройки на топливную экономичность//Тр. ОМИИТ.- 1980.-е. 6-8.
33. Музрин Л.Г. Резервы снижения топливно-энергетических затрат на тягу поездов.-М.:ЦНИИ ТЭИ МПС, 1975.-е. 1-24.
34. Володин А.И.,Хуторянский М.Н. Расход топлива и электроэнергии в поездной работе локомотивов / / Железнодорожный транспорт.- 1982.-№4.-с. 55-58 .
35. Балакин В.,Семенов В. Н., Кудрявцев В.А. Пути обеспечения высокоэкономичной работы транспортных дизелей на эксплуатационных режимах//Тр. ВНИТИ,- 1983. - Вып.57 - с.42-44.
36. Костин А.К.,Ермекбаев К.Б. Эксплуатационные режимы транспортных дизелей .-Алма-Ата.: Наука,. 1988.- 192с.
37. Ждановский Н.С.,Николаенко А.В.,Шкрабан В.С. и др. Режимы работы двигателей энергонасыщенных тракторов.-Л.: Машиностроение, 1981.-183с.
38. Левин Н.И.,Цыркин М.И. Системы автоматического регулирования температур в судовых дизельных установках.- Л.: Судпромгиз, 1959.-143с.
39. Исследование надежности работы модернизированных тепловозов ТЭЗ и 2ТЭ10Л в различных климатических

условиях : Отчет о НИР/ МПС, Т - 171 № 76063457.- Харьков,
1976.- 121с.

40. Беленький А. Д., Дмитриев Н. И., Перельман Ю.З. Эксплуатация тепловозов в различных климатических условиях.- М. транспорт, 1971.- 120с.
41. Рикардо Г.Р. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания.- М.: Машгиз, 1960,- 320с.
42. Исаев И.П.,Петраковский С.С. Экономия топлива на тепловозах в условиях Заполярья//Железнодорожный транспорт.-1976.-№ 8. -с. 8-10.
43. Чулков Л.В. Повышения экономичности тепловозов с учетом режимов их работы на восточном полигоне железных дорог: Дисс...канд. техн. Наук.-Омск ,1986.- 195с.
44. Кулешов Ю.Р. Пути повышения технического состояния тепловозов в эксплуатации на основе использования элементов многофакторного анализа: Дисс...канд.техн.наук.-М.,1983.- 189с.
45. Головки В.Ф.,Теслик А.Г. Опыт снижения минимальной частоты вращения коленвала двигателя 10Д100 при работе на холостом ходу//Тр. Бел. ИИЖТ,-1977.-Выл. 156.- с. 32-34.
46. Тартаковский Э.Д.,Куриц А.А. Эффективность дизель - генератора 10Д100 повысилась// Электрическая и тепловозная тяга.- 1972.- № 1.- с.25-27.
47. Фофанов Г.А.,Силин С.И. Влияние эксплуатационных факторов на экономичность тепловозного дизеля 10Д100//Вестник ВНИИЖТ.- 1975.- №1.- с. 24-27.
48. Сороко - Новицкий В. И, Динамика процесса сгорания и влияние его на мощность и экономичность двигателя.-М.: Машгиз, 1946.-271с.

49. Веденин С.Г.,Басова С.Г. Защита от разрушений втулок и блоков дизелей тепловозов//Тр. НИИ жел. Дор. Транспорта.- 1989.-Вып. 57.-е. 23-27.
50. Иванченко Н.И. К вопросу о разъедании омываемой водой поверхности втулок цилиндров//Тр. ЦНИДИ.-1962.-№ 23.-е. 27-30.
51. Витцки Ю.Е. Опытные данные о кавитационных питтингах цилиндров дизелей в США // МТЗ.-1957.-№ 2.- с. 16-19.
52. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания : Учебник для вузов /Симсон А.Э. и др.- М. транспорт, 1987.- 536 с.
53. О влиянии содержания серы в топливе и температуры охлаждающей воды на износ цилиндрических втулок / Гиттис В.Ю. и др.- Информлисток ЛИИВТ.-1981.-№ 47.- 27 с.
54. Куликов Ю.А. Системы охлаждения силовых установок тепловозов.-М.: Машиностроение, 1988.-280 с.
55. Гизатулин Р.К.,Чмыхов Б.А., Кудряков В.К. Изменение эффективности проходного сечения сопловых наконечников форсунок тепловозных двигателей в эксплуатации // Тр. Бел.ИИЖТ.- 1984.- с. 58 - 62.
56. Федорец В.А.,Головко В.Ф., Бабинский И.И. Влияние функционального состояния топливной аппаратуры на удельный эффективный расход топлива дизеля 10Д100// Тр. ОМИИТ- 1980.- с. 32 - 36.
57. Исследования влияния расположения распыливающих отверстий форсунки на экономичность двигателя Д70/ Скаженик А.М.,Гринсберг Ф.Г.,Головко В. и др.// Республ. Научн.-техн. Сб.-Харьков,1971.-Вып.13.-с.15-17.

58. Гашкинов Г. А. Исследование износа плунжерных пар топливного насоса трактора ДТ - 54: Автореферат дисс... канд. Техн. Наук.- М., 1984.- 220 с.
59. Федорец В.А. Исследование причин неравномерности подачи топлива по циклам//Тр. ХИИТ,- Харьков, 1968.- Вып. 104.- с. 18-22.
60. Богославский Е.Г., Шипшал С.Н., Богославский А.Е. Влияние регулировок топливного насоса дизеля на параметры топливоподачи // Тр. РИИЖТ.- 1981.- Вып. 164.- с. 64-69.
61. Хуторянский Н.М., Урбанович Р.Н., Щербин Э.В. Повышение эксплуатационной экономичности дизелей 2Д100 путем изменения регулировки топливopпрыскивающей аппаратуры // Тр. ВЗИИТ.- 1978.- Вып. 94.- с. 44-54.
62. Федорец В. А., Руденко А.Ф. Влияние основных факторов топливоподающей аппаратуры на удельный эффективный расход топлива тепловозного двигателя 200ДТ (8ЧН26/26)//Тр. Бел. ИИЖТ.- 1974.-Вып. 155.-с. 55-59.
63. Поляков Ю.Г. Исследование влияния технического состояния топливной аппаратуры на параметры рабочего процесса и эксплуатационные показатели корабельного дизеля : Автореферат дисс... канд. Техн. Наук.-Л., 1969.- 186 с.
64. Исследование работоспособности деталей топливной аппаратуры.-Иванов В.Н. и др.//Электровозная и тепловозная тяга.- 1988.- № 2 .- с. 7-9.
65. Фомин Ю.А., Никонов Г.В., Ивановский В.Г. Топливная аппаратура дизелей .- М. Машиностроение, 1982.- 168 с.
66. Кутовой В.А. Вспрыск топлива в дизелях .- М.Машиностроение, 1981.- 120 с.

61. Файнлеб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей.- ЛМашиностроение, 1990.- 352 с .
68. Работа дизелей в условиях эксплуатации / Костин А. К. и др.- М.: Машиностроение, 1989.- 284 с.
69. Л ютов И. Л. Методика нормирования допустимых вносов цилиндра - поршневой группы судовых дизелей//Л., Транспорт, 1974.- с. 33-48.
70. Гинсбург Б.Я. О критериях износа и долговечности двигателей внутреннего сгорания //Вестник машиностроения.-1980.-№ У.- с. 23-29.
71. Основы расчета износа рабочей поверхности поршневого кольца с деформируемым сечением /Бедняев В.А.,Путищев С.В.// Изв. вузов Машиностроение, 1993.- № 10,- с. 63-69.
72. Прогнозирование износов шатунов двигателя 6ЧСП18 / 22 // Голицын В.А.,Стрельников М.Н.//Технол. и орган. Судоремонта,- С-Перербург , 1994.-с. 37-47.
73. Met ode za odreivanje istrosenja glavnih lezajeva motore SUI/Duranovic Sredko//Brodogradnja .-1994.-42 №2.-с. 150-157
74. Исаев И.П. Допуски на характеристики электрических локомотивов .- М.Транспорт ,1968.- 336 с.
75. Воллернер П.Ф. Выбор допустимых отклонений параметров радио-технических устройств узлов аппаратуры.- М.: Радиотехника ,1956.- № И.- с. 28-32.
76. Вентцель Е.С. Теория вероятностей.-М.;Физматгиз ,1958.- 463 с.
77. Правила текущего обслуживания и текущего ремонта тепловозов типа ТЭЗ и ТЭЮ.-М.транспорт, 1988.-255 с.
78. Бруевич П.Г. О точности механизмов.-М.:Из-во АНСССР,1941.- 52 с.

79. Бруевич П.Г.,Сергеев В.И. Некоторые общие вопросы точности и надежности устройства//Сб. О точн. и надежн. в автоматизированном машиностроении.-М.:Наука ,1964.-с. 48-62.
80. Васильев Б. В.,Ткаченко Л. Г.,Козлов Б. А. Надежность и эффективность радиоэлектронных узлов.-М.; Советское радио, 1964.-230 с.
81. Михайлов В.А. Эксплуатационные допуски и надежность в радио-злекіронной аппаратуре.- М.:Советское радио,1970.- 25 с.
82. Пронников А.С. Надежность машин.- М.: Машиностроение, 1978 - 599 с.
83. Мазинг Е.К. Тепловой процесс двигателя внутреннего сгорания.- М.: ОНТИ ,1937.- 372с.
84. Стечкин Б. С. Индикаторная диаграмма двигателя и процесс выделения тепла// Сб. Сгорание и смесеобразование в дизелях.- АНСССР, 1960
85. Стечкин Б. С. О тепловом расчете двигателя//Техника воздушного флота.- М.: 1927.- № 2.- с. 16-24.
86. Иноземцев Н.В.,Кошкин В.К. Процессы сгорания в двигателях.- М.; Машгиз , 1951 .
87. Мелькумов Т.М. Теория быстроходных двигателей с самовоспламенением.- М.: Оборонгиз , 1953.
88. Орлин А.С.,Вырубов Д.Н.,Ивин В.И. и др.- Теория рабочих процессов поршневых комбинированных двигателей,-М.; Машиностроение ,1971.- 400с.
89. Глаголев Н.М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания.- М.:Машгиз, 1950.- 426 с.
90. Мизернюк Г.Н.,Козлов В.С. Расчет характеристик комбинированного ДВС с двухступенчатым наддувом// Известия вузов.-1975.- № 9.- с. 61-65,

91. Коссов Е.Е. Повышение производительности и топливной экономичности тепловозов путем оптимизации работы дизелей: Дисс... докт. Техн. Наук.- М .: 1987.- 382 с.
92. Коссов Е. Е.,Сухопаров С. И. Расчет рабочего процесса дизеля //МИИТ,-М.: 1987.-18сс.- Деп.В ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, № 2037-ТН
93. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей.- М.:Машгиз, 1962. - 272 с.
94. Толстов А.М. Индикаторный период запаздывания воспламенения и динамика цикла быстроходного двигателя с самовоспламенением от сжатия.-М.: Машгиз,1955.-483 с.
95. Портнов Д.А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с самовоспламенением от сжатия.-М.: Машгиз, 1963.- 640 с.
96. Скурихин В.И., Шифрин В.Б., Дубровский В.В. Математическое моделирование.- Киев: Техника, 1983.- 269с.
97. Попырин Л.С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок.-М.: Энергия, 1978.- 485с.
98. Брилинг Р.Н. Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе.- М.: ГНТИ ,1931.- 322с.
99. Мороз В.И.,Богомазов Е.В. К выбору критерия оптимизации рабочего процесса транспортного дизеля по топливной экономичности .-Деп. в ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, №1235 ТМ-84,- Харьков: 1984.- Ис.
100. Семенов В.С. Трение поршневого кольца о стенку цилиндра. - Автомобильная промышленность.- 1962.- №6.- с. 20-22.
101. Шеховцов А.Ф. Определение температурного поля поршней тракторного двигателя //ХГУ- 1961.- с. 23-26.
102. Шокотов Н.К. Основы термодинамической оптимизации транспортных дизелей.- Харьков: Выща школа ,1980.- 119с.

103. Сомов В.А., Селезнев Ю.В., Ищук Ю.Г. Применение нового метода к расчету рабочего процесса дизелей// Двигателестроение.-1986.- №3.- с. 11-13.
104. Пашенцев С.В., Петров В.Н. Расчет тепловых потерь в стенке камеры сгорания ДВС // Энергомашиностроение.- 1970.- №9.-с.15-19.
105. Дашков С.П. Теплообмен в двигателях и теплонапряженность их деталей.-М.: Машиностроение ,1969.-248 с.
106. Simulation of diesel engine performance / Banisoleiman K., Smith L. A., Bazari Z., Mathieson N.// Trans. Inst. Mar. Eng. -1993. -105№3.-с. 117-135.
107. Eine Methodik zur Optimierung der Ladungsweg- helstromung von Zweitart-Ottomotoren/ Steinbach Christian // MTZ Motortechn. Z.-1994.-55№10ю-с.608-615.
108. Influence des parameters mecanigust et energetigues sur les ecoulements de gar et dhuile a lintefacepiston -segments-cylindre dun moteur thermigue / Saghir H., Argues Ph.// Entropie.- 1994.-30№16с51-58
109. Меден А.И. Исследования механических потерь в дизелях типа Д49 .Дисс ...канд. техн. Наук.-Коломна ,1973.- 243с.
110. Гинцбург В. О дросселировании газа верхним пояском поршня,- Вестник машиностроения.- 1961.- №12.- с. 27-30.
111. Диагностирование дизелей/ Е.А. Никитин, Л.В. Станиславский, Э.А. Улановский и др.- М.: Машиностроение, 1987.- 224с.
112. Станиславский Л.В.,Игнатов О.Р. Влияние утечек газов через неплотности ЦП Г на техничеко-экономические показатели дизеля/ ЦНИИТЭИТЯЖМАШ-ВИНИТИ, 1981.- 682с.- Деп. в ВИНИТИ, №5 (115).

113. Головки В.Ф., Павлов С.А. Оценка технического состояния цилиндрико-поршневого группы тепловозных дизелей по прорыву газов в картер// Сб. Системы и узлы перспективных тепловозов.-Киев ,1990.-с. 18-22.
114. Глазков В.А. Влияние параметров кольцевого лабиринта поршня на его эффективность// Двигателестроение .-1981.- №9.-с.17-20.
115. А. С. 1700409. Устройство для контроля герметичности/ Головки В.Ф., Еремеев Б.А., Поляков В.М. Опубл. 1991
116. Розенблит Г.Б. Теплопередача при струйном охлаждении поршней// НИИИНФОРМТЯЖМАШ.-1978.-4-70-5-47с.
117. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС/ Р.М. Петриченко, С.А. Батурич ,Ю.Н. Исаков и др.- Л.: Машиностроение, 1990.- 328с.
118. Гончар Б. М., Батраков Ю. М., Применение методов оптимизации при исследовании процессов в цилиндре двигателя// Энергомашиностроение .-1974.- №9.- с. 15-19.
119. Гончар Б.М. Утонченный способ расчета и построения индикаторной диаграммы двигателя// Сб. ЦИИДИ.-1958.- Вып.25.- с.3-36.
120. Подача и распыливание топлива дизелях/И.В. Астахов, В.И. Трусов , А.С. Сочиян и др.- М..Машиностроение, 1972.- 367с.
121. Свиридов Ю.В. Смесеобразование и сгорание в дизелях.- Л.: Машиностроение, 1972. -222с.
122. Гаенко Л.М. Приработка и испытание автомобильных двигателей.- М.: Транспорт ,1966.- 108с.
123. Мухин Е.М., Столяров И.И. Обкатках-образных двигателей при капитальном ремонте.- М.: Транспорт, 1974. -102с.

- 124.Трение и теплопередача в поршневых кольцах двигателей внутреннего сгорания /Р.М. Петриченко, М.Р. Петриченко,А.Б. Канищев и др.- Л.: ЛГУ, 1990.- 248с.
- 125.Головко В.Ф. Уточненная методика определения параметров трения поршневого кольца //Сб. Тр. ХИИТ.- 1992.- Вып.20.- с. 17-20.
- 126.Шабашевич Б.Е. Расчет силы трения в цилиндро-поршневой группе тракторного дизеля / /Тракторы и сельхозмашины.- 1981.-№12.-с. 17-20.
- 127.Гончар Б.М. Численное моделирование рабочего процесса дизелей// Энергомашиностроение.- 1968.- №7.- с. 34-35.
- 128.Погодин С.И. Теория и расчет безвального компрессора.- М.: Машгиз, 1959.- 324с.
- 129.Калашников С.А., Антонов В.Е. Учет технического состояния дизеля при моделировании рабочего процесса// Тр. Новосиб. ин-тинж. Водн, тр-а.- Новосибирск ,1993.- с.33-48.
- 130.Мац 3.3. Сравнительный анализ методов расчета процесса сгорания в дизелях// Двигателестроение .-1983.- №9.- с.3-7
- 131.Шокотов Н.К., Мороз В.Н. Обобщенная универсальная характеристика дизель-турбинной установки и методика ее рационального построения//Тр. ХПИ.-Харьков, 1978.- Вып.27.-с.19-24.
- 132.Симсон А. Э., Головко В.Ф. Расчет локомотивных энергетических установок при работе на эксплуатационных режимах/Учебное пособие.-Харьков, 1990.-36с.
- 133.Игнатов О.Р. Разработка научных основ диагностирования цилиндропоршневой группы по утечкам газов: Дисс...канд. техн. Наук.- Харьков ,1986.- 176с.

134. Петриченко Р.Н., Батулин С.А., Исаков Ю.Н. и др.-
Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС.-
Л.: Машиностроение, 1990.- 328с.
135. Трение и теплопередача в поршневых кольцах двигателей
внутреннего сгорания /Справ, пособие /Петриченко Р.М.,
Канищев А.Ю.- Л.: ЛГУ, 1990.- 248с.
136. Головкин В.Ф., Жадан А.С. Распределение потерь на трение и
привод вспомогательных механизмов при обкатке транспортных
дизелей/ХИИТ.-Харьков, 1990.- 54с.- Деп. в ЦНИИТЭИ
МПС №5161- ж. Д. 90.
137. Семенов В.С., Трофимов П.С. Долговечность цилиндро-
поршневой группы судовых дизелей.- М.: Транспорт, 1969.-
216с.
138. Асгашкевич Б.М. Вопросы повышения износостойкости
цилиндровых втулок и поршневых колец транспортных
двигателей//Вестник машиностроения, 1976.- №3.- с.9-12.
139. Байков В.П., Ваншейдт В.А., Воронов И.П. и др.-Дизели:
Справочник.- Л.: Машиностроение, 1977 .
140. Горячева И.Г., Добычин М.Н. Контактные задачи в
трибологии.-М.: Машиностроение, 1988.-253с.
141. Фофанов Г.А. Прочность масляной пленки между поршневым
кольцом и гильзой цилиндра дизеля 2Д100 //Вестник
ВНИИЖТ, 1968.-№1.-с.28-31.
142. Развитие локомотивной тяги/ Под ред. Н.А. Фурьянского и
А.Н. Бевзенко.- М.: Транспорт, 1982.- 302с.
143. Тепловозы .Конструкция ,теория и расчет/ Барадулин И.П.,
Вернер Е.Д., Гричищев Е.С. и др./ Под ред. Н.И. Панова.-
М.: Машиностроение, 1976.- 543с.

144. Аланович Н.Г., Евенко В.И., Иванов И.Н. Конструкция, расчет и проектирование тепловозов.-М.: Машиностроение, 1969.- 387с.
145. Демидович Б.П., Марон И.А., Шувалова Э.З. Численные методы анализа,- М.: Физматгиздат, 1962,- 367с.
146. Петров И.П., Рейнольдс О., Зоммерфельд А., Мигель А., Жуковский И.Е., Чаплыгин С.А. Гидродинамическая теория смазки / Под ред. Лейбензона Л.С.- М.-Л. Гос. Техн.-теор. Изд.- 1934.- 575с.
147. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа.- М.: Наука, 1987.- 840с.
148. Буше Н.А. Исследования антифрикционных сплавов подшипников подвижного состава// Тр. ЦНИИ, 1956.- Вып. 112-175.
149. Буше Н.А., Копонийко В.В. Совместимость трудящихся поверхностей.- М.: Наука, 1981.-126с.
150. Захаров С.М., Эрдман В.Я. Гидродинамический и тепловой расчет подшипников коленчатого вала поршневого двигателя//Вестник машиностроения, 1978.-№5.- с.24-28.
151. Захаров С.М., Никитин А.П., Загорянский Ю.А. Подшипники коленчатых валов тепловозных дизелей.- М.: Транспорт.- 181с
152. Володин А.И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания.- М.: Транспорт, 1990.-256с.
153. Коссов Е.Е., Поварков И.Л. Исследования соответствия некоторых характеристик дизелей с высоким наддувом требованиям тепловозной тяги//Вестник ВНИИЖТ, 1975 - №3.- с.23-28.

- 154.Драбкин Я.И. Расчет подшипников ДВС с учетом изменения величины и направления нагрузки //Тр. ХПИ, 1954.- Вып. 2-т У. С. 161-168 .
- 155.Ждановский Н.С. Безтормозные испытания тракторных двигателей.-Л.; Машиностроение, 1966.- 321с.
- 156.Коровчинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения.- М.: Машгиз, 1958 .-403с.
- 157.Glaser H., Basler G. Die Berechnung der wellenmittelpunktspan von dynamisch beanspruchten Gleitlagern and den Digitalrechner ZRAI, Maschinenbautechnik ,1985.- №2.- p.117-125.
- 158.Eberhard A., Lang O. Zur Berechnung der Gleitlager im Verbrennungsmotor mittels elektronischem Digitalrechner MTZ , 1981.-№7.-p.276-281.
- 159.Создать двигатели транспортного промышленного и сельскохозяйственного назначения с пониженным на 5-12% эксплуатационным расходом топлива : Отчет о НИР/ХПИ , Харьков, 1986.- № 1033.- 186с.
- 160.Гидродинамический расчет подшипников коленчатого вала дизеля на ЭЦВМ / А.И. Володин, С.М. Захаров, А.П. Никитин и др.// Вестник ВНИИЖТ.- 1973.- №2 .-с. 1-6.
- 161.Коднир Д.С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин.- М.: Машиностроение, 1976. -263с.
- 162.Терещенко К.И. Методика расчета коленчатых валов/ Вестник ВНИИЖТ .-1977.- №2.- с. 17-19.
- 163.Галкин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости.- М.; Наука, 1980.- 303с.
- 164.Гинцбург Г.Я. Теория поршневого колыда.-М.:Машиностроение, 1979.

165. Гарпунов Д.Н. Триботехника.-М.: Машиностроение ,1989.- 328с.
166. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ.- М.: Машиностроение, 1977.- 576с.
167. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчет прочности судовых дизелей.- М.: Судостроение ,1969.- 640с.
168. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания .Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей.- М.; Машиностроение, 1972.- 536с.
169. Орлин А.С., Вырубов Д.И., Круглов М.Э. и др. Двигатели внутреннего сгорания.- М.: Машиностроение, 1972.- 432с.
170. Левитский М.И. Теория механизмов и машин.- М.: Наука, 1979.- 576с.
171. Рожинский В.А. Исследования механических потерь в двигателе с воспламенением от сжатия: Дисс... канд. техн.наук. - М. : 1952.- 152с.
172. Теория двигателей внутреннего сгорания Рабочие процессы/ Под ред. И.Х. Дьяченко.- Л.: Машиностроение ,1954.- 552с.
173. Сомов В.А., Селезнев Ю.В., Ищук Ю.Г. Применение нового метода к расчету рабочего процесса дизелей/ / Двигателестроение .-1986.- №3.- 11-13с.
174. Двигатели внутреннего сгорания .Теория поршневых и комбинированных двигателей /Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова .-М.: Машиностроение, 1983.- 375с.
175. Глаголиев Н.М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания.- Киев, 1950.- 480с.
176. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы.- М.: Машиностроение ,1977.- 365с.

177. Юдин Е.М. Шестеренчатые насосы.- М.; Машиностроение, 1964,- 302с.
178. Меден А.И. Исследования механических потерь в дизеле типа Д49 :Дисс...канд.техн.наук.-Коломна, 1973.-221с.
179. Розлейцев Н.Ф. Механические потери двигателя с высоким наддувом //Сб. ДВС, ХГУ, Харьков, 1966.- Вып. 3.- с. 9-12.
180. Френкель М.И. Поршневые компрессоры.-Л.: Машиностроение, 1969.- 745с.
181. Семичастнов И.Ф. Гидравлические передачи тепловозов.- М.: Машгиз ,1956.- 192с.
182. Семичастнов И.Ф., Голованов С.С. Выбор гидротрансформаторов и гидромуфт для гидропередач тепловозов.-М.: Машиностроение, 1965.-200с.
183. Орлов П.И. Основы конструирования ..Кн 2.- М.: Машиностроение, 1977.- 574с.
184. Иванченко Б.И., Каплан В.И., Никитин Е.А. и др. Разработка и внедрение методов комплексного расчета на ЭВМ комбинированных двигателей внутреннего сгорания// Сб . Развитие комбинированных двигателей внутреннего сгорания.- 1974.-е. 171-199.
185. Регулирование частоты вращения приводного центробежного нагнетателя тепловозного двигателя 10Д 100/Тартаковский Э.Д., Погребняк В.В., Головкин В.Ф.// Сб, НИИИНФОРНТЯЖМАШ, 1975.- 4-75-4.- 38с
186. Улучшение воздухообеспечения тепловозного дизеля 10Д100/ Хомич А.З., Симсон А.Э., Тартаковский Э.Д., Головкин В.Ф.//Электрическая и тепловозная тяга. - 1974.- №12.- с.12-16.

187. Повышение эффективности работы тепловозного двигателя 10 Д100 при изменении частоты вращения ротора приводного центробежного нагнетателя/ Симсон А.Э., Головкин В.Ф., Теслик А.Г.// Сб. РИИЖТ.- Ростов-на-Дону, 1981.- №159.- с. 21-22.
188. Railway Gazette .-1965.- n19 (ORS B, 13 Rp10).
189. Испытание локомотивов и выбор рациональных режимов вождения поездов// Под. Ред. С. И. Осипова.-М',: Транспорт, 1975.-272с.
190. Райков И. Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания. - М.: высшая школа, 1975.-320 с.
191. Судаков Р.С. Испытание технических систем.- М.; Машиностроение, 1988.- 272с.
192. Барлоу Р., Прошан Ф. Статистическая теория надежности и испытания на безотказность// пер с англ. И.А. Ушакова.- М.: наука, 1984.-326с.
193. Типовая методика периодических ускоренных ресурсных испытаний ряда дизелей 5 - 6Д49 в составе судовых дизель - генераторов 22Д Г на период до первой переборки / ТД. 3952. Коломзавод, 1980
194. Саренсен С. В., Кочаев В. Н., Штейндрович В. М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность / руководство и справочное пособие // Изд. 3-е перераб. И доп. Под ред. С.В. Серенсена.- М.: Машиностроение, 1975.- 176с.
195. Фофанов Г. А., Пахомов Э.А., Лосев А.А. Режимы работы тепловозов и пути повышения их топливной экономичности //Вестник ВНИИЖТ.-1983.-№6.-с. 23-25.

196. Чайнов Н.Д., Заренбин В.Г., Иващенко Н.А.
Теплотехническая напряженность деталей двигателей .-М.:
Машиностроение, 1977. -226с.
197. Тепло и массообмен . Теплотехнический эксперимент
/Справочник// Под общей ред. В.А. Григорьева и В.М.
Зорина.-М. : Энергоиздаг, 1982.-226с.
198. Результаты типовых (ресурсных) испытаний ; Отчет о НИР
/Колозавод , Коломна,- 1982.-№234с.
199. Тимошенко С.П., Гульдер Д.Ж. Теория упругости .- М.:Наука,
1979.-321с.
200. О поиске и обосновании границ для циклов напряжений в
расчетах на выносливость сложнагруженных звеньев
машин/ Салтыков М.А., Казанская А. М.//Вестник
машиностроения. -1994.-№8.-с. 7-12.
201. Spannungsoptik macht vtrformungen sichtbar/ Rohrle Manfred
D//Technika (Susse),-1994/-43,№21ю-с. 14-21.
202. Дизели судовые, тепловозные и промышленные //Правила
приемки. Методы испытаний (ГОСТ 10448 -85).-М.: Изд-во
стандартов, 1986.-16с.
203. Салтыков М.А., Сальников М.А. Оценка сопротивления
разрушению чугуна с шаровидной формой графита при
температурных циклических нагрузках для прогноза ресурса
деталей цилиндро-поршневой группы двигателя транспортного
назначения//Двигателестроение.-Л.: 1983.-№6.-с. 35-38.
204. Методика обоснования режимов испытаний и диагностирования
тепловозных агрегатов/ Головки В.Ф., Тартаковский Э.Д.//
Сб. ХИИТ, Харьков.-1988. - Вып. 6.-с. 25-28.

205. Разработка методов испытания систем и агрегатов тягового подвижного состава: Отчет о НИР/ХИИТ, Харьков.-1987.-№ 01870036558.-102с.
206. Головкин В.Ф. Совершенствование методики оценки результатов эксплуатационных испытаний локомотивных энергетических установок/ Деп.-Указатель ВНИТИ.-1991.- №6.-№5447.-65с.
207. Головкин В.Ф., Семенович В.Д. Результаты испытаний дизеля 14Д40 //Сб. ХИИТ, Харьков.-1993.-Вып.. 22. -с.17-19.
208. Verschleibtechnik für Entschliffung und Qualitätssicherung von Motorenbetriebsstoffen/Plath Hans-Henning, Warnecke Wolfgang /MTZ: Motortechn.z..-1994/-55,N.7,-8.-с.440-447
209. Development of Wartsila 38 engine progressing //Diesel and Gas Turbine Worldwide,-1994.-26.N. 10.-с.52.
210. Motore diesel e provate capacita di funzionamento con combustibile pesante// Tecnol, mare - Autom. Nav.-1993.- 24,4.-С.50,52-53
211. Messung und Optimierung der Reibungsverluste der Kolbengruppe-Teil / Hasband Michael / / MTZ: Motor-techn. z.. - 1994/-55, 11.-с.664-671.
212. Гребенюк П.Т., Долганов А.Н., Свиридова А.М. Тяговые расчеты.-М.; Транспорт , 1987.-272с.
213. Деев В.В, Ильин Г.А, Афонин Г.А. Тяго поездов.-М: Транспорт, 1987.-272 с.
214. Чудаков Е.А. Избранные труды./Том 1. Теория автомобиля.- М.: Изд-во АН СССР, 1962.-627 с.
215. Лаптев С.А. Метод количественной оценки режимов работы автомобиля и его механизмов //Автомобильная и тракторная промышленность.-1952. -Вып. 4. -с. 11-17.

216. Виленович Н.А. Выбор критерия для оценки технического состояния двигателя//Автомобильный транспорт.-Киев.: Техника, 1966.-с. 25-31.
217. Приходько Л.С. Влияние дорожных условий на режимы работы агрегатов автомобиля и сроки их службы / / Автомобильный транспорт.-Киев.: Техника, 1966.-25-31.
218. Говорущенко Н.Я. Основы теории эксплуатации автомобилей. - Киев.: Высшая школа, 1971.-232 с.
219. Хомич А.З. Топливная экономичность и вспомогательные режимы тепловозных дизелей.-М.: Транспорт, 1987.-271 с.
220. Пугачев В.С. Теория случайных функций.-:Физматгиз, 1960.- 883 с.
221. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов/К. Хартман, Э.Лецкий, В.Шефер.-М.6 Мир, 1977.- 552 с.
222. Брандт Э. Статистические методы анализа наблюдений.-М.: Мир,1975.-312 с.
223. Николаенко Н.А. Вероятностные методы динамического расчета машиностроительных конструкций .-М.: Машиностроение, 1967.-673 с.
224. Волков Д.П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов-М.: Машиностроение, 1965.-231 с.
225. Дуцин-Барковский И.В., Смирнов Н.В. Теория вероятностей и математическая статистика в технике.-М.:Госиздат техн.^теорет. Литературы, 1955,-556 с.
226. Клоков Ю.Л. Оценка шага дискретности по времени при вычислении спектральных плотностей случайных процессов//Автоматика и телемеманика.-1964.-ТЗ.- с. 31-34.

227. Кочаев В.П., Махутов Н.А., Гусенко А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность/Справочник.-М.: Машиностроение, 1985.-312 с.
228. Материалы в машиностроении. Выбор и применение/Справочник в пяти томах. Т.4, Чугун//Под ред. И.В.Кудрявцева.-М.: Машиностроение, 1979.-412 с.
229. Справочник по теории вероятностей и математической статистике.-М.: Наука, 1985.-640 с.
230. Кудряш А.П., Шедей А.М., Тартаковский Э.Д. и др. Применение общих методов теории надежности для определения качества работы дизеля 10Д100//Тр. ХИИТ.-М.: Транспорт, 1967.-вып. 93.-с. 7-12.
231. Артемьев Ю.А. Качество ремонта и надежность машин в сельском хозяйстве.-М.: Колос, 1981.-339 с.
232. Повышение надежности, разработка средств и технологии диагностирования тепловозов М62, 2М62, ТЭЗ: Отчет о НИИР/ ХИИТ, Харьков, 1984.-186 с.
233. Надежность в технике. Методы определения допустимого отклонения параметра технического состояния и прогнозирования остаточного ресурса составных частей агрегатов машин/ ГОСТ 27.302 - 86.
234. Дружинин Г.В. Надежность устройств автоматики.- МЛ Энергия. 1964.-345-86.
235. Галкин В.Г., Парамзин В.П., Четвергов В.А. Надежность тягового подвижного состава.-М.: Транспорт, 1981.-184 с.
236. Артюхов В.Я., Володин А.И., Павлович Е.С. и др. Теоретические основы и система обеспечения надежности тепловозов в эксплуатации/ОмИИТ, Омск, 1985.-25 с.-Деп. В ВНИИ ТЭИ МПС, № 3110.

237. Редкозубое С. А. Статистические методы прогнозирования АСУ-М.; Энергоиздат, 1981.-152 с.
238. Методы оценки и прогнозирования качества.-М.: Радиосвязь, 1982.-158 с.
239. Прогнозирование технического состояния дизеля/Головко В.Ф., Агулов А.Ф., Устенко А.В.//Тр.ХИИТ, Харьков,- 1989.-Вып. 8.-С.41-46.
240. Метод оценки эксплуатационной надежности тепловозов/ Головко В.Ф.//ДИИТ, тезисы докладов 8-й конференции, Днепропетровск, 1992.-с.34-36.
241. Методика обобщенной оценки эксплуатационной экономичности и надежности локомотивной энергетической установки/Головко В.Ф.//сб.ХИИТ, Харьков, 1993.-Вып. 22 с. 11-14.
242. Определение и прогнозирование ресурса деталей энергетических установок тягового подвижного состава/Головко В.Ф.// Сб. ХИИТ, Харьков, 1995.-23 с.- деп. В ВИНТИ № 1120-УК95.
243. Диагностирование и прогнозирование технического состояния авиационного оборудования/Под ред. Сиднеева И.М.- М.'Транспорт, 1984.-188 с.

ПРИ ЛОЖЕН Е

УТВЕРЖДАЮ
Зам. генерального директора
ПО "Завод им. Малышева"
Соболь В.Н.
февраля 1990 г.

К Т

О внедрении результатов научно-исследовательской работы по хоздоговорной теме № 72/ОП "Повышение надежности и экономичности тепловозного дизеля ЮД100 в эксплуатации" (сметная стоимость НИР 60000 руб.), выполненной кафедрой "Локомотивы" ХИИТа.

Основание создания комиссии: распоряжение главного конструктора по дизелестроению к.т.н. Зайончковского В.Н..

Состав комиссии:

1. Главный конструктор Зайончковский В.Н. - председатель
2. Зам. главного конструктора Журавель В.Г.
3. Начальник бюро Заславский Е.Г.
4. Зав. кафедрой "Локомотивы" ХИИТа Головки В.Ф.


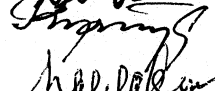
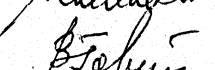
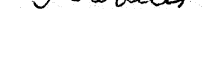
Комиссия провела работу по определению внедрения научно-исследовательской работы по хоздоговору > 72/ОП, выполненному кафедрой "Локомотивы" в период с 01.04.1987 г. по 01.04.1989 г. Работа предусмотрена планом НИОКР, выполнена в предусматриваемые сроки и в полном объеме. ⁴

Результаты работы: определены изменения мощности дизеля и агрегатов тепловозов 2ТЭ10М в период приработки в эксплуатации, эксплуатационные режимы работы тепловозов на полигоне Южной жел.дор. и разработаны рекомендации по настройке тепловозов в процессе приработки, обеспечивающих повышение надежности цилиндро-поршневой группы дизеля и уменьшение расхода топлива тепловозов в эксплуатации.

Экономический эффект при внедрении рекомендаций по перерегулировкам тепловозов в процессе их приработки составит на годовую программу выпуска дизелей ЮД100М 180 тыс. рублей. Долевое участие ХИИТа в экономическом эффекте от внедрения мероприятий составит 50%, т.е. 90 тыс. рублей.

Председатель комиссии, главный конструктор по дизелестроению

Члены комиссии:


02.02.90 Зайончковский В.Н.
 Журавель В.Г.
 Заславский Е.Г.
 Головки В.Ф.



•комотивного господарства
ійий

Остапчук В. М.

листопада 1996 р.

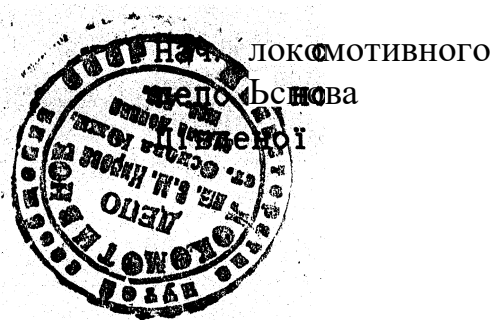
Матеріали

по впровадженню докторської дисертації Головка В.Ф.

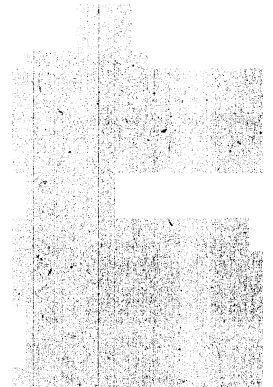
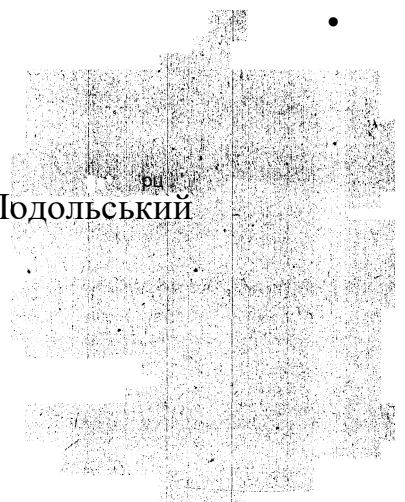
В період 1982 - 1993 Р. Р. ПРОВІДИВСЯ нагляд за ДОСЛІДНОЮ 4 партією локомотивів ПРИПИСКІЙ депо Основа Південної залізниці (кількості 10 одиниць), які підлягали регулюванню по установленню експлуатаційних допусків параметрів локомотивних енергетичних установок (ЛЕУ) по методиці розробленій доцентом "Експлуатація та ремонт рухомого складу" Харківської державної академії залізничного транспорту Головка В. Ф.

Методика заснована на базі перетворення ФУНКЦІЙ випадкових, величин параметрів ЛЕУ в експлуатації з використанням детермінованих залежностей параметрів ЛЕУ.

В результаті використання методики в локомотивному депо Основа Південної залізниці отримано зменшення експлуатаційної витрати палива на і.зх, та скорочення зміни відповідальних вузлів ЛЕУ на 7. 2z на ДОСЛІДНОМУ парку.



А. М. Подольський



. < ' ЗАТВЕРДЖУЮ

Г Головний інженер Харківського
ц конструкторського бюро по
двигуні ПО "Завод імені
Малішева"Х'

■ ' .ш^ильченко В.Л.

по впровадженню докторської дисертації Головка В.Ф.

В науково-дослідній госпдоговірній темі "Розрахунково-експериментальне дослідження по вибору експлуатаційних характеристик дизеля 6ДД 12/12x2 при використанні його як дизель-агрегата на дизель-поїзді", виконаній в Харківській державній академії залізничного транспорту України з Харківським конструкторським бюро по двигунам ВО "Завод імені Малішева" під керівництвом доцента кафедри "Експлуатація та ремонт рухомого складу" Головка В.Ф., розроблена методика розрахунків механічних витрат та максимально допустимого зазору пар тертя дизеля в експлуатації.

Основні положення, покладені в основу математичної моделі роботи пар тертя виходять із припущення існування в спряженні тонкої масляної плівки, яка забезпечує гідродинамічний режим в розглядаемому спряженні.

В основу методики визначення потужності тертя та величини зазору в парах тертя покладений метод гідродинамічного розрахунку з використанням диференційного рівняння Рейнольдса.

Приведені розрахунки параметрів роботи пар тертя дозволяють прогнозувати ресурс спряження та галузь їх обмеження.

Розроблена методика використана Харківським конструкторським бюро по двигунам ВО "Завод імені Малішева" при виборі дизеля 6ДІ 12/12x2, як дизель-генератора для дизель-поїзда.

Зам.головного конструктора <
ХКВД ВО "Завод імені Малішева" р



В.З.Дубровський