

(f)I/O o 40^

**ХАРЬКОВСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА**

На правах рукописи



Бородин Дмитрий Юрьевич

**Улучшение технико-экономических показателей
двухтактного транспортного дизеля БТД
на основе выбора оптимальных параметров системы наддува**

05.05.03-тепловые двигатели

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
Пелепейченко Владимир Игоревич
д.т.н., доцент

Харьков, 1999 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Обозначения	4
Введение	6
1. Способы и устройства для регулирования наддува	18
2. Методика расчета характеристик двухтактных дизелей с приводным нагнетателем	42
2.1 Общие положения	42
2.2 Определение характеристик сгорания топлива	51
2.3 Расчет процессов газообмена в цилиндре	72
2.4 Расчет процессов в коллекторах и трубопроводах	82
2.5 Условия однозначности для математической модели	87
2.6 Возможности программы расчета рабочего цикла дизеля	91
2.7 Методика оптимизации конструктивных параметров дизеля	99
2.8 Проверка на адекватность	102
2.9 Выводы	111
3. Выбор типа выпускной системы двухтактного дизеля 6ТД	113
3.1 Проблема выбора выпускной системы	113
3.2 Выбор оптимизируемых конструктивных параметров дизеля 6ТД с разными выпускными системами и результаты оптимизации	115
3.3 Результаты расчета нагрузочных характеристик дизеля 6ТД с тремя типами выпускных систем	121
3.4 Выводу	142
4. Выбор оптимального передаточного отношения привода компрессора	145
4.1 Постановка задачи оптимизации	145
4.2 Результаты выбора оптимальной характеристики изменения передаточного отношения привода	

компрессора двигателя 6ТД	148
4.3 Выбор фаз газораспределения для дизеля с регулируемым передаточным отношением привода компрессора наддувочного воздуха.....	170
4.4 Расчет нагрузочных и внешних характеристик дизеля с оптимальным регулированием передаточного отношения привода компрессора	183
4.5 Выводы	192
5. Методика, аппаратура и результаты экспериментальных исследований	193
5.1 Стенд и измерительная аппаратура	193
5.2 Нагрузочные, внешняя и тепловозная характеристики дизеля 6ТД с регулируемым наддувом	200
Выводы	215
Литература	218
Приложение А. Оценка погрешностей измерений.....	232
Приложение Б. Акт внедрения результатов работы.....	239

ОБОЗНАЧЕНИЯ

- V_c - порция топлива, поданного в цилиндр за цикл, кг,
 C_p - удельная теплоемкость газа при постоянном давлении, кДж/кг/К,
 $C_{ад}$ - скорость адиабатического истечения газа, м/с,
 f - площадь проходного сечения, м²,
 G_b - расход воздуха через компрессор, кг/с,
 g_e - удельный эффективный расход топлива, кг/кВтч,
 h - линейный размер, м,
 h - удельная энтальпия, кДж/кг,
 i - передаточное отношение привода компрессора,
 L - работа, совершаемая газом, кДж,
 n - частота вращения коленчатого вала, мин.⁻¹,
 N_e - относительная мощность, $N_e = N_e / N_{e \max}$,
 N_e - эффективная мощность двигателя, кВт,
 $N_{e \max}$ - максимальная эффективная мощность двигателя, кВт,
 N - индикаторная мощность, кВт,
 p - давление в цилиндре, текущее, бар,
 p_e - среднее эффективное давление, бар,
 P_i - среднее индикаторное давление, бар,
 p_s - давление во впускном ресивере, бар,
 p_t - давление в выпускном коллекторе, бар,
 p_z - давление в цилиндре максимальное, бар или МПа,
 Q_H^P - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг,
 R - газовая постоянная, кДж/кг/К.
 T - температура газов в цилиндре, К,
 t_0 - температура окружающей среды, °С,
 t_r - средняя температура газов за турбиной, °С,
 T_s - температура воздуха во впускном ресивере, К,

t_t - средняя температура газов перед турбиной, °С,
 T_w - температура стенки цилиндра, К,
 U - внутренняя энергия газа, кДж/кг,
 V - объем, м³,
 x - доля сгоревшего топлива,
 a - коэффициент избытка воздуха для сгорания,
 c_{it} - коэффициент теплоотдачи, Вт/м²/К,
 y - коэффициент остаточных газов,
 s - степень сжатия,
 ζ - к.п.д. передачи от турбины к коленчатому валу и от коленчатого вала к компрессору,
 η_I - индикаторный коэффициент полезного действия (К.П.Д.),
 η_k - к.п.д компрессора,
 η_t - к.п.д. турбины,
 η_{vs} - коэффициент наполнения, отнесенный к параметрам газа во впускном ресивере,
 ζ - коэффициент расхода,
 η_k - степень повышения давления в компрессоре,
 $\eta_{ср}$ - коэффициент утечки продувочного воздуха,
 ϕ - текущий угол поворота коленчатого вала,
 В.М.Т. - внутренняя мертвая точка,
 В.О.М.Т. - внутренняя объемная мертвая точка,
 Н.М.Т. - наружная мертвая точка,
 П.К.В. - поворот коленчатого вала,
 ПИ - преобразователь импульсов,
 НТМ - наземная транспортная машина.

ВВЕДЕНИЕ

Анализ истории и современного состояния отечественного и зарубежного транспортного двигателестроения показывает, что основными направлениями развития транспортных дизельных двигателей является повышение агрегатной и удельной мощности, коэффициента приспособляемости, ресурса, снижение эксплуатационного расхода топлива и масла, снижение токсичности.

На сегодняшний день одним из лучших в мире транспортных дизельных двигателей по критерию удельной (литровой, габаритной) мощности является двухтактный дизель 6ТД (6ДН12/2х12), созданный в Харьковском конструкторском бюро по двигателестроению (ХКБД) [21] для установки на наземные транспортные машины (НТМ).

Высокая агрегатная и удельная мощность двигателей типа 6ТД достигнута на базе удачных, апробированных временем принципиальных решений, а именно благодаря рациональному сочетанию преимуществ двухтактного цикла, прямоточной продувки цилиндров, высокого наддува от приводного центробежного компрессора и утилизации энергии отработавших газов на силовой турбине. Необходимо отметить также высокий уровень доводки рабочего процесса базового двигателя, его топливной аппаратуры, всех агрегатов и систем, а также решение проблем длительной прочности основных деталей.

Конверсия военного производства, а также состояние рынка дизельных силовых установок Украины, стран СНГ и дальнего зарубежья, сделали актуальными разработку модификаций дизеля 6ТД, предназначенных для широкого круга промышленных потребителей. Малые габариты и высокая мощность двигателей типа 6ТД позволяют с успехом использовать их в качестве силовых агрегатов различных транспортных средств и передвижных устано-

вок: маневровых тепловозов, дизель-поездов, дрезин, морских и речных катеров, карьерных самосвалов, передвижных дизель-электрических станций, различных строительных машин.

От двигателей промышленного назначения требуется высокая топливная экономичность в сочетании с тяговыми характеристиками, обеспечивающими заданную производительность агрегатов.

Особенностью промышленных силовых установок является то, что их силовые агрегаты работают в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов при круглогодичной эксплуатации в различных климатических зонах. На практике двигатели могут эксплуатироваться при температуре окружающей среды от $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Особо тяжелой является работа в высокогорных условиях, которые характеризуются сочетанием высоких температур с низким давлением окружающей среды [85].

Совершенно очевидно, что условия эксплуатации должны быть учтены на этапе проектирования дизеля при выборе его конструктивных и регулировочных параметров. Однако возможности адаптации двигателя к переменным условиям эксплуатации только за счет изменения разных конструктивных параметров весьма ограничены. Исходя из требований серийного производства и возможностей использования существующей ремонтной базы, промышленные модификации двигателей типа БТД должны быть максимально унифицированы. Поэтому в их конструкции целесообразно предусмотреть регулировочные элементы (узлы, детали), позволяющие с минимальными затратами времени и средств периодически или непрерывно производить изменение характеристик двигателя так, чтобы они наилучшим образом соответствовали текущим условиям окружающей среды, заданному сочетанию частоты вращения коленчатого вала и мощности.

Кроме удельного эффективного расхода топлива на эксплуатационных режимах, важными критериями совершенства характеристик транспортного

двигателя являются коэффициент приспособляемости K_m и коэффициент диапазона рабочих частот вращения коленчатого вала K_n . Рост уровня форсирования двухтактных двигателей типа 5ДН12/2х12 и 6ДН12/2х12, их, среднего эффективного давления p_e , сопровождался непрерывным ростом давления наддува [40, 41]. Внедрение высокого наддува ставит новые задачи, связанные с проблемой обеспечения требуемых значений K_m и K_n .

Трудности, возникающие при создании систем наддува двигателей, обусловлены тем, что лопаточные машины (компрессоры и турбины), объединенные в один агрегат с поршневой частью комбинированного двигателя, достаточно эффективно работают только на одном расчетном режиме. На нерасчетных режимах КПД компрессора и турбины резко падают, а их пропускная способность не соответствует оптимальной для существующей гидравлической характеристики поршневой части дизеля, вследствие чего параметры рабочего процесса ухудшаются.

Давление и расход наддувочного воздуха на каждом режиме работы зависят от типа двигателя, выбранной схемы воздухообмена, соотношения между частотой вращения коленчатого вала и цикловой подачей топлива, настройки агрегатов наддува, а также уровня форсирования двигателя на расчетном режиме [8, 43, 59, 76, 83, 110].

На характеристики двигателя оказывает влияние тип выпускной системы и ее геометрические характеристики [57, 103, 116, 117, 121]. От типа системы зависят и показатели газообмена, такие как коэффициент избытка воздуха, коэффициент остаточных газов, коэффициент продувки, и в значительной мере значение мощности, возвращаемой на коленчатый вал двигателя турбиной. Особенно важно верно выбрать параметры выпускной системы для двухтактного транспортного дизеля, поскольку при прочих равных условиях от типа выпускной системы зависят условия продувки, качество очистки цилиндра от остаточных газов, индикаторные и эффективные показатели.

В общем случае параметры системы наддува должны выбираться из условия обеспечения на каждом режиме работы двигателя в заданных условиях внешней среды минимального удельного эффективного расхода топлива при сохранении в заданных пределах параметров, определяющих уровень тепловой и механической напряженности основных деталей.

Нерегулируемые системы воздухообеспечения комбинированных двигателей, как правило, не обеспечивают оптимальных, с точки зрения теплоиспользования, параметров наддува при работе по внешней, винтовой, тепловозной или нагрузочным характеристикам.

Так, в комбинированных двигателях транспортного назначения при работе по внешней характеристике с уменьшением частоты вращения коленчатого вала наблюдается снижение давления и расхода воздуха, что приводит к росту тепловой напряженности деталей цилиндрико-поршневой группы и повышенному дымлению. Увеличивается и удельный эффективный расход топлива. Причем, увеличение давления наддува на расчетном режиме приводит к более резкому снижению коэффициента избытка воздуха по внешней характеристике, что в свою очередь приводит к уменьшению коэффициентов K_m и K_p .

В двухтактных двигателях с приводным турбокомпрессором при работе по нагрузочной характеристике давление наддува и расход воздуха оказываются на частичных нагрузках завышенными, что вызывает значительное снижение экономичности.

Аналогичная картина наблюдается и при работе такого двигателя по винтовой или тепловозной характеристике. В этом случае центробежный компрессор, скорость вращения рабочего колеса которого пропорциональна частоте вращения коленчатого вала, создает давление наддува больше необходимого, что при прочих равных условиях вызывает увеличение затрат мощности на привод компрессора. Для улучшения экономичности необхо-

димо, чтобы частота вращения рабочего колеса компрессора уменьшалась быстрее частоты вращения коленчатого вала.

Исходя из изложенного, есть основания сделать предположение, о существовании резервов повышения эксплуатационной топливной экономичности, возможности расширения диапазона работы по частоте вращения коленчатого вала и увеличения коэффициента приспособляемости дизелей типа БТД за счет согласования параметров наддува с условиями работы.

Целью диссертации является разработка научно-обоснованных рекомендаций, реализация которых позволит снизить удельный эффективный расход топлива на частичных скоростных и нагрузочных режимах работы дизеля БТД и улучшить его тяговые характеристики.

Задачи работы - обоснование выбора типа выпускной системы (с общим коллектором, импульсная, с преобразователями импульсов) и конструктивных параметров (передаточного отношения привода компрессора, фаз газораспределения, площадей проходных сечений соплового аппарата турбины и преобразователя импульсов) дизеля типа БТД, работающего в широком диапазоне частот вращения коленчатого вала и нагрузок при температурах окружающей среды, изменяющихся от $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+55\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Эти параметры входят в состав исходной информации, необходимой для проектирования системы наддува конкретного дизеля. При этом предполагается, что одну и ту же характеристику регулирования параметров наддува можно обеспечить с помощью различных исполнительных устройств.

В связи с тем, что в настоящее время известно большое число запатентованных способов и устройств для регулирования наддува, в данной работе не ставилась задача создания новых схем или конструкций, а решалась проблема обоснования необходимых характеристик регулирования.

Решение задач исследования базируется:

на анализе преимуществ и недостатков известных способов и устройств регулирования наддува комбинированных двигателей внутреннего сгорания,

на использовании методов математического моделирования параметров рабочего цикла и характеристик дизеля, а также методов оптимизации его конструктивных параметров для обоснования выбора типа выпускной системы и характеристик регулирования системы наддува,

на экспериментальной проверке обоснованности и достоверности выводов и рекомендаций, сделанных на основе теоретического анализа.

Работа выполнена в соответствии с Государственной программой развития производства двигателей внутреннего сгорания в Украине. Утверждена Постановлением Кабинетов Министров Украины от 16.06.1996 г №95.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1. Получены зависимости, связывающие показатель и условную продолжительностью сгорания /по И.И.Вибе/ с частотой вращения коленчатого вала, цикловой подачей топлива и массой свежего заряда в цилиндре, позволившие адекватно рассчитывать характеристики тепловыделение в двухтактном двигателе 6ТД (6ДН 12/2х12) на переменных режимах.
2. Установлено, что на высокооборотном шестицилиндровом двухтактном дизеле с прямоточной продувкой, форсированном до $P_i = 1,5$ МПа, система с преобразователями импульсов и система с общим выпускным коллектором обеспечивают при максимальной частоте вращения коленчатого вала удельный эффективный расход топлива по нагрузочным характеристикам меньший, чем импульсная выпускная система.

При частоте вращения режима максимального крутящего момента система с преобразователями импульсов обеспечивает по нагрузочной характеристике меньший удельный эффективный расход топлива, чем система с общим выпускным коллектором.

3. Определены оптимальные, по критерию удельного эффективного расхода топлива, значения передаточного отношения привода компрессора двигателя 6ТД при различных частотах вращения коленчатого вала, различных мощностях и температурах окружающей среды.
4. Установлено количественное влияние оптимального регулирования передаточного отношения привода компрессора на параметры рабочего цикла дизеля 6ТД, работающего по нагрузочным и внешней характеристикам при разных температурах окружающей среды.
5. Установлено количественное влияние регулирования передаточного отношения привода компрессора на снижение удельного эффективного расхода топлива двигателя 6ТД, работающего на режимах холостого хода при разных частотах вращения коленчатого вала.

Практическая ценность работы заключается в следующем:

1. Усовершенствована базовая программа расчета параметров рабочего цикла дизеля, разработанная в ХарГАЖТ. Применена схема расчета газообмена, обеспечивающая получение адекватного сочетания коэффициентов продувки и остаточных газов, применены новые зависимости для описания характеристик сгорания топлива на разных режимах, что позволило учесть влияние конструктивных параметров системы ГТН на показатели дизеля 6ТД, работающего по нагрузочным и скоростным характеристикам при разных температурах окружающей среды.
2. Усовершенствованная программа расчета параметров рабочего цикла двухтактного дизеля впервые подключена к программе, реализующей

алгоритм Хука-Дживса, что обеспечило уменьшение затрат времени на поиск оптимальных конструктивных и регулировочных параметров дизеля на переменных режимах его работы.

3. Разработаны рекомендации по выбору оптимальных конструктивных параметров трех типов выпускных систем дизеля 6ТД / импульсной, с общим выпускным коллектором, с преобразователями импульсов / и сделан вывод о целесообразности применения на транспортном дизеле 6ТД системы с преобразователями импульсов.
4. Получены аналитические зависимости оптимального передаточного отношения привода компрессора от :
 - частоты вращения коленчатого вала, температуры окружающей среды и мощности,
 - частоты вращения коленчатого вала, температуры окружающей среды и цикловой подачи топлива,предназначенные для использования в программе, по которой бортовая ЭВМ может регулировать передаточное отношение привода нагнетателя.
1. Показано, что при эксплуатации дизеля 6ТД в составе силовой установки дизель-поезда ДР1А на дорогах Украины, регулирование передаточного отношения привода нагнетателя по оптимальной характеристике позволит уменьшить эксплуатационный расход топлива на 10% по сравнению с двигателем, имеющим постоянное передаточное отношение привода нагнетателя.
2. Показано, что для сохранения допустимых значений температуры газов перед турбиной при повышении температуре окружающей среды с +20°С до +55°С необходимо уменьшить на 6...7% мощность дизеля на режимах внешней характеристики.

В диссертации лично автором выполнено следующее:

1. Обработаны индикаторные диаграммы и получены эмпирические зависимости,, позволившие адекватно рассчитывать характеристики тепловыделения в двухтактном двигателе 6ТД (6ДН 12/2х12).
2. Внесены усовершенствования в базовую математическую модель и программу расчета параметров рабочего цикла, разработанную в ХарГАЖТ, позволившие адекватно рассчитывать параметры рабочего цикла двухтактного дизеля 6ТД на переменных режимах работы.
3. Программа расчета параметров рабочего цикла двухтактного двигателя впервые подключена в качестве подчиненного модуля к программе оптимизации, реализующий алгоритм метода Хука-Дживса в сочетании с методом штрафных функций для учета ограничений на параметры цикла.
4. Выполнена расчетная оптимизация конструктивных параметров дизеля с тремя типами выпускной системы и разработаны рекомендации по выбору типа выпускной системы.
5. Выполнена серия оптимизационных расчетов и получены зависимости, предназначенные для использования в программе регулирования бортовой ЭВМ передаточного отношения привода нагнетателя.
6. Определена эффективность регулирования передаточного отношения привода компрессора дизеля 6ТД, работающего по нагрузочным и скоростным характеристикам.

Основные результаты работы докладывались на конференциях научных сотрудников и аспирантов ХарГАЖТа в 1997г. и 1998 г., на международной научно-технической конференции Харьков-Мишкольц-Магдебург в 1998г. и 1999г, на третьем конгрессе двигателестроителей Украины с иностранным участием (Киев-Харьков-Рыбачье) в 1998г.

Основные результаты работы опубликованы в шести статьях, перечень которых приведен ниже. Личный вклад автора в публикации, выполненные в соавторстве, заключается в следующем.

1. Рязанцев Н.К., Перерва П.Я., Пелепейченко В.И., Бородин Д.Ю. Исследование влияния особенностей выпускной системы на протекание процесса газообмена транспортного двухтактного газотурбинного двигателя типа БДН *И* *Авиационно-космическая техника и технология: труды Государственного Аэрокосмического Университета им. Н.Е.Жуковского (Харьковский Авиационный Институт) (18-22 сентября 1998г) -Харьков: Гос. Аэрокос. У-т. "ХАИ" Вып. 5 с.79-81.*

Объединил программу расчета рабочего цикла с программой оптимизации. Выполнил расчетную оптимизацию конструктивных параметров трех типов выпускных систем, участвовал в обсуждении результатов, готовил статью и публикации.

2. Рязанцев Н.К., Бородин Д.Ю., Перерва П.Я., Алехин С.А., Куницын П.Е. Улучшение эксплуатационной топливной экономичности транспортного двухтактного дизельного двигателя БДН 12/2х12 *И Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. Сб. научных трудов ХГПУ.- Харьков, 1998, выпуск 6 4.2. с.97-100.*

Выполнил расчет нагрузочных характеристик дизеля без регулирования и с регулированием передаточного отношения привода компрессора. Участвовал в обсуждении результатов. Писал текст статьи.

3. Рязанцев Н.К., Пелепейченко В.И., Перерва П.Я., Бородин Д.Ю. Выбор оптимального закона изменения привода компрессора наддувочного воздуха высокооборотного двухтактного дизельного двигателя типа БТД *И Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. Сб. научных трудов ХГПУ.- Харьков, 1999, 4.2. Вып. с350-353.*

Подготовил исходные данные для расчета. Выполнил серию оптимизационных расчетов по выбору оптимального передаточного от-

нагрузки. Представил результаты расчетов в виде графиков. Получил аналитическую зависимость оптимального передаточного отношения привода компрессора от мощности, частоты вращения коленчатого вала, температуры окружающей среды.

4. Рязанцев Н.К., Бородин Д.Ю., Перерва П.Я., Краюшкин И.А. Расширение диапазона работы транспортного двухтактного газотурбинного дизельного двигателя 6ДН12/2*12. *И Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. Сб. научных трудов ХГПУ,- Харьков, 1998, выпуск 6 4.2. с89-92.*

Принимал участие в экспериментальных исследованиях. Обрабатывал результаты эксперимента. Участвовал в подготовке текста статьи.

5. Рязанцев Н.К., Краюшкин И.А., Куницын П.Е., Перерва П.Я., Бородин Д.Ю., Овчаров Е.Н. Совершенствование эксплуатационных характеристик транспортных 2-х тактных двигателей типа 6ДН за счет использования дифференциального привода компрессора наддувочного воздуха. *И Авиационно-космическая техника и технология: труды Государственного Аэрокосмического Университета им. Н.Е.Жуковского (Харьковский Авиационный Институт) (18-22 сентября 1998г) -Харьков: Гос. Аэрокос. У-т. "ХАИ" Вып. 5 с.27..30.*

Принимал участие в проведении экспериментальной проверки эффективности разработанных рекомендаций по оптимальному регулированию передаточного отношения привода компрессора дизеля 6ТД. Обрабатывал результаты испытаний. Участвовал в обсуждении результатов. Готовил статью к изданию.

6. Рязанцев Н.К., Куницын П.Е., Перерва П.Я., Бородин Д.Ю. Выбор оптимальных размеров разделенных выпускных коллекторов высокооборотного двухтактного дизельного двигателя типа 6ТД *И Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. Сб. научных трудов ХГПУ - Харьков, 1999 4 2 Вып. 6 354-357*

Принимал участие в разработке программы испытаний по исследованию влияния геометрии выпускных коллекторов на показатели дизеля. Принимал участие в проведении экспериментов. Обработывал результаты испытаний. Готовил текст статьи к публикации.

Автор выражает глубокую благодарность к.т.н. П.Я.Перерве и всем сотрудникам Харьковского конструкторского бюро по двигателестроению, оказавшим большую помощь при проведении экспериментальной проверки на стендах ХКБД выводов и рекомендаций диссертации.

1. СПОСОБЫ И УСТРОЙСТВА ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ НАДДУВА

В нашей стране и за рубежом ведутся интенсивные исследования по разработке и внедрению систем регулирования наддува. В Украине этим вопросом занимаются ведущие институты, КБ, и предприятия: Харьковская государственная академия железнодорожного транспорта, Харьковский политехнический университет, Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению, Научно-технологическое предприятие - конструкторское бюро по среднеоборотным дизелям, г.Харьков, Головное специализированное бюро по двигателям средней мощности, г.Харьков, Восточно-украинский технический университет, г.Луганск, Украинский Транспортный Университет, Одесский политехнический университет.

Работы в области регулирования ведутся в известных научных центрах России, таких как ЦНИДИ, МВТУ, МАДИ, НАТИ, НАМИ, Коломенский тепловозостроительный завод и др.

Большое внимание уделяют проблеме регулирования наддува известные зарубежные фирмы: Ford, Fiat, Saab, GMC, GMT, MTU, MAN-B&W, Perkins, Deutz, Cummins, Zulzer, BBC, Pielstic, Paxman, Caterpillar и др.

В наиболее систематизированном виде проблемы регулирования наддува рассмотрены в работах [42, 91].

В общем случае все методы воздействия на характеристики системы воздухообеспечения можно разделить на несколько групп:

- изменение геометрии проточной части компрессора, приводящее к изменению его характеристик,
- изменение геометрии проточной части турбины, приводящее к изменению ее характеристик,
- перепуск /рециркуляция/ части воздуха или отработавших газов,

- подвод энергии к компрессору от иного, кроме газовой турбины, источника,
- ПОДВОД воздуха ВО впускной ресивер ИЛИ цилиндры ОТ ИНОГО,, кроме компрессора, источника,
- изменение /непрерывное или дискретное/ передаточного отношения привода компрессора,
- изменение числа работающих агрегатов наддува или схемы их подключения,
- изменение фаз газораспределения двигателя,
- изменение числа работающих цилиндров /отключение части цилиндров на режимах малых нагрузок/, приводящее к изменению гидравлической характеристики поршневой части двигателя,
- изменение типа выпускной системы или ее геометрии / дросселирование, изменение объема коллекторов или схемы их соединения, настройка трубопроводов на резонанс /,
- изменение глубины охлаждения наддувочного воздуха в промежуточном охладителе,
- подача в поток воздуха или отработавших газов жидкости /чаще всего воды/ с целью изменения параметров состояния потока,
- подвод дополнительной энергии к *потоку газов* перед турбиной турбокомпрессора /установка дополнительной камеры сгорания/,

Выбор способа регулирования и устройства для его реализации - это всегда результат компромисса между требованиями эффективности, простоты конструкции и технологичности, возможности реализации, надежности и экономичности двигателя. Поэтому далеко не все из перечисленных возможных способов воздействия на систему воздухообеспечения нашли применение на серийных двигателях.

Далее рассмотрим способы регулирования с позиций возможности и эффективности их практического применения на двухтактном дизеле 6ТД.

Представляют интерес работы, в которых рассматриваются способы изменения проточной части центробежного компрессора.

Расширение рабочего диапазона компрессора может быть осуществлено изменением закрутки потока воздуха на входе в рабочее колесо. Закрутку можно изменять при помощи поворотных направляющих лопаток на входе в компрессор [62, 67, 89, 112, 113, 114, 127, 131, 137]. Варианты конструкций компрессора с регулируемым входным направляющим аппаратом и лопаточным диффузором, различные методы регулирования компрессора подробно описаны в монографиях [113,114].

Шведская фирма “Свенска Флигмотор Актисенболагет” [128] разработала для двигателя Т35СВ компрессор с поворотными лопатками, установленными во входном патрубке. Поворот лопаток осуществляется автоматически при помощи нагруженного пружиной сильфонного устройства, чувствительного к величине разрежения воздуха при входе в компрессор. Применение такого устройства позволяет расширить рабочий диапазон компрессора более чем на 20.. 25%.

В [112] показано, что для компрессора ТК38В был разработан регулируемый поворотный входной направляющий аппарат с осевыми направляющими лопатками, спроектированными с постоянным углом потока на всех радиусах. Для уменьшения потерь на удар направляющие лопатки изготовлены с неподвижной входной и поворотной выходной частями. В исходном положении при отсутствии закрутки обе части лопатки составляют симметричный профиль с увеличивающимися по высоте хордой и толщиной лопатки. На рисунке 1.1 изображены характеристики этого компрессора при различных углах закрутки потока на входе в колесо. Видно, что при изменении

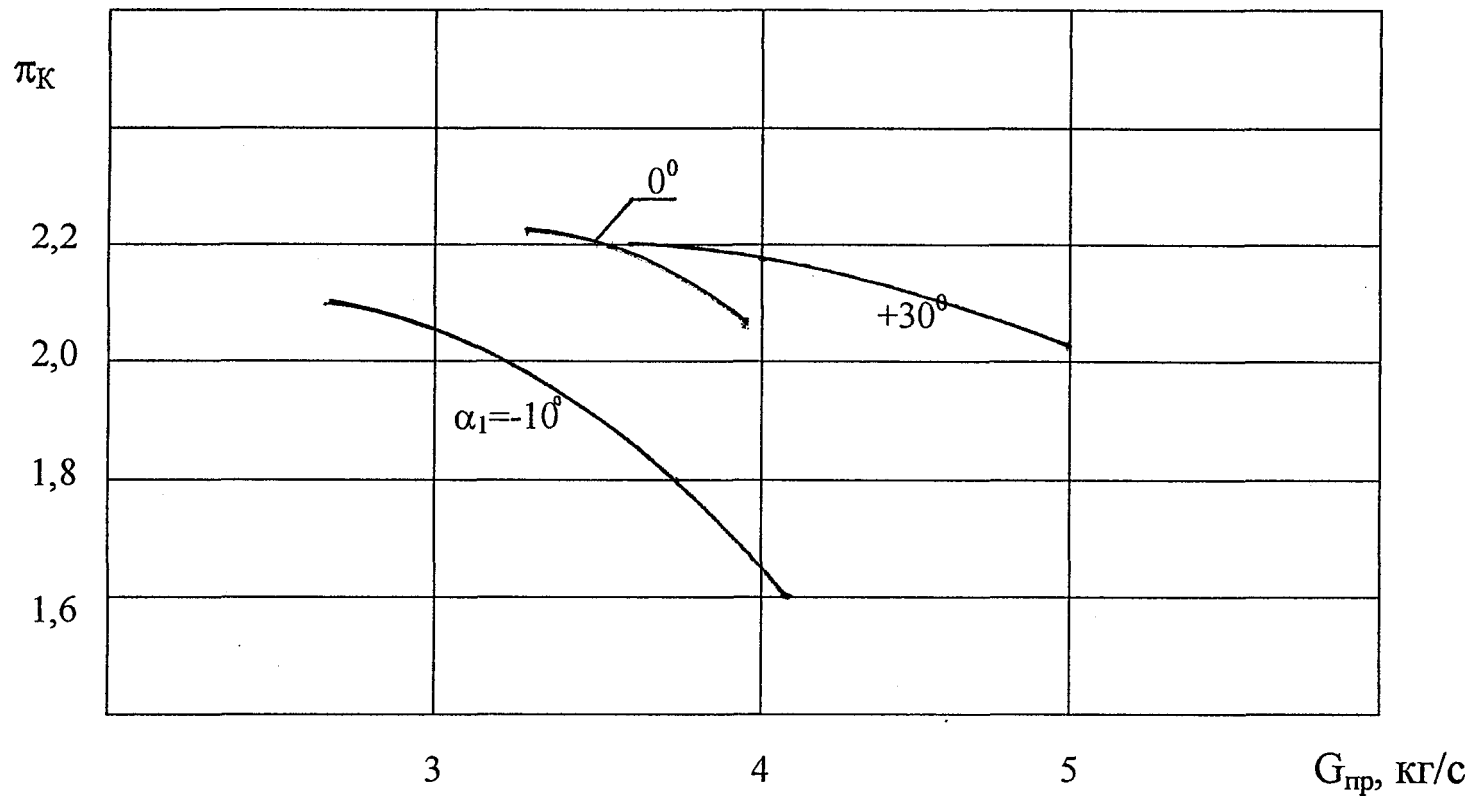


Рисунок 1.1. Характеристики компрессора ТК 38В при различных закрутках потока на входе в колесо, $\Pi=1600 \text{ мин}^{-1}$.

угла сії от -10° до $+3$ ОТ степень повышения давления наддува L_k заметно увеличивается.

Интерес представляет также запатентованный в США турбокомпрессор [67], у которого прямолинейный всасывающий трубопровод снабжен дроссельной заслонкой. Между заслонкой и колесом компрессора в трубопроводе выполнена кольцевая щель с расположенными в ней тангенциальными лопатками. Щель сообщает всасывающие отверстия колеса с атмосферой через суживающиеся каналы, заключенные между лопатками. Если дроссельная заслонка открыта, то сопротивление всасывающего трубопровода значительно ниже, чем сопротивление сужающихся каналов, и воздух поступает в колесо по прямолинейному каналу. При закрытой заслонке воздух проходит через тангенциальные каналы, закручиваясь против направления вращения рабочего колеса компрессора, что способствует увеличению степени повышения давления при малых расходах воздуха через двигатель.

При неполном перекрытии всасывающего трубопровода дроссельной заслонкой воздух в компрессор частично поступает по прямолинейному трубопроводу, а частично через тангенциальные каналы, и интенсивность его закрутки зависит от положения заслонки. Следовательно, поворотом дроссельной заслонки регулируется степень повышения давления (расширение диапазона регулировки составляет 10... 15%).

Расширение рабочего диапазона компрессора возможно применением диффузора с регулируемыми поворотными лопатками [10,25, 50, ЮОи др.].

Возможность применения компрессора с регулируемым лопаточным диффузором для наддува дизелей показана в [122]. Указанные работы по регулированию компрессора в значительной степени базировались на исследованиях [83, 114], выполненных с учетом особенностей авиационного двигателестроения, а также на результатах работ по регулированию транспортных дизелей [43].

Первые поворотные диффузоры появились в конструкции фирмы “Браун Бовери”. Этот аппарат отличается от обычного лопаточного диффузора тем, что каждая его лопатка закреплена на оси, соединенной соответствующей системой рычагов и тросов с поворотным механизмом, обеспечивающим изменение угла установки лопатки в некоторых пределах. Основным недостатком этой конструкции заключается в том, что поворотным элементом является здесь вся лопатка в целом. В связи с этим изменение направления входной кромки невозможно без одновременного изменения выходного угла; при этом траектория газа на выходе из диффузора значительно отклоняется от расчетной, что резко повышает степень рассогласования направлений потока и конструктивных элементов на входе в улитку.

На рис. 1.2 изображена схема поворотного диффузора конструкции ЦКТИ [50]. Входная часть канала выполнена в виде логарифмической спирали, наиболее близко совпадающей с конфигурацией предполагаемых линий тока на выходе из колеса. Периферийная часть диффузора выполнена в виде криволинейных каналов, выходное направление которых обеспечивает согласование направления потока с направлением “языка” и периферийной стенки выходной улитки. У такого диффузора поворотными являются только входные элементы при неизменном направлении выходных участков каналов. Регулировкой угла установки входных лопаток можно добиться изменения давления наддува в пределах 8-10%, что недостаточно для дизеля 6ТД.

В США запатентован диффузор с регулируемыми лопатками [62]. В канале диффузора (рисунок 1.3) устанавливаются диски 1, к каждому из которых прикреплены лопатки 2 и 3 различных размеров, смещенных друг относительно друга по шагу и по радиусу. Поворот всех дисков 1 осуществляется одновременно и синхронно с помощью устройства, расположенного в корпусе компрессора. В результате поворотов дисков 1, осуществляемого одновременно с увеличением или уменьшением расхода воздуха (частоты

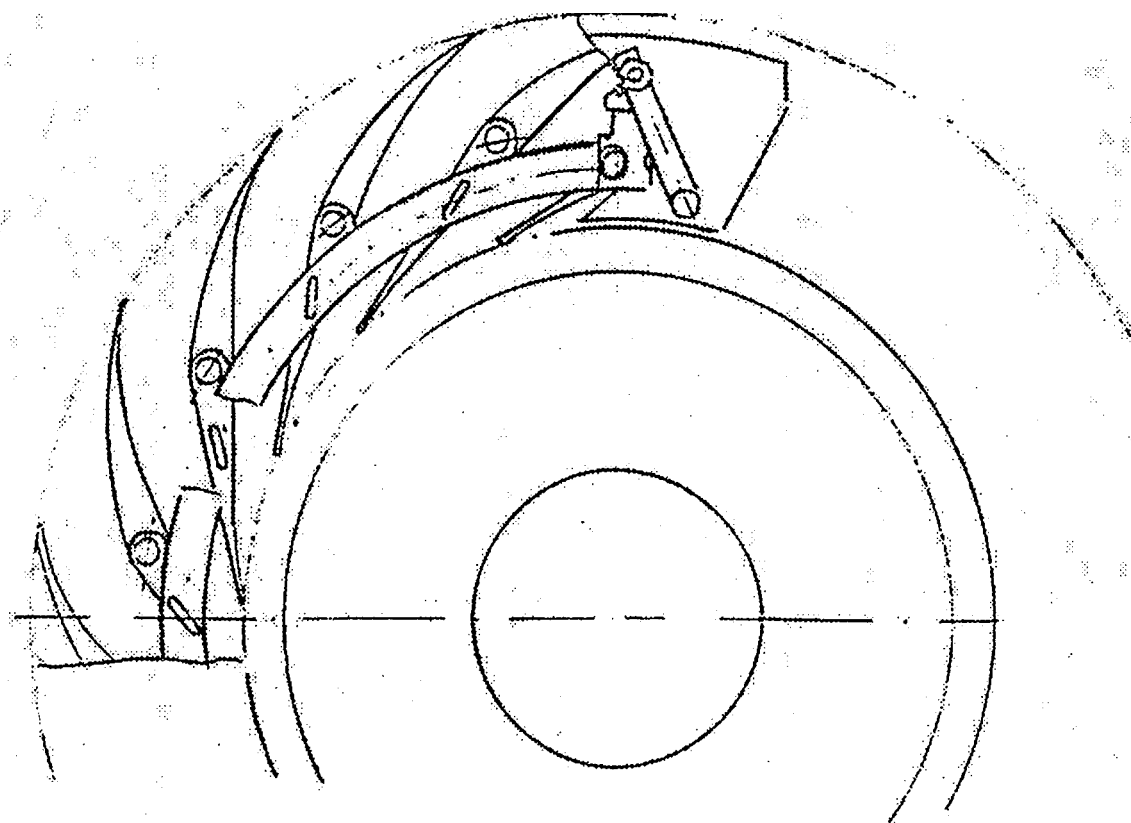


Рисунок 1.2. Схема поворотного диффузорного аппарата.

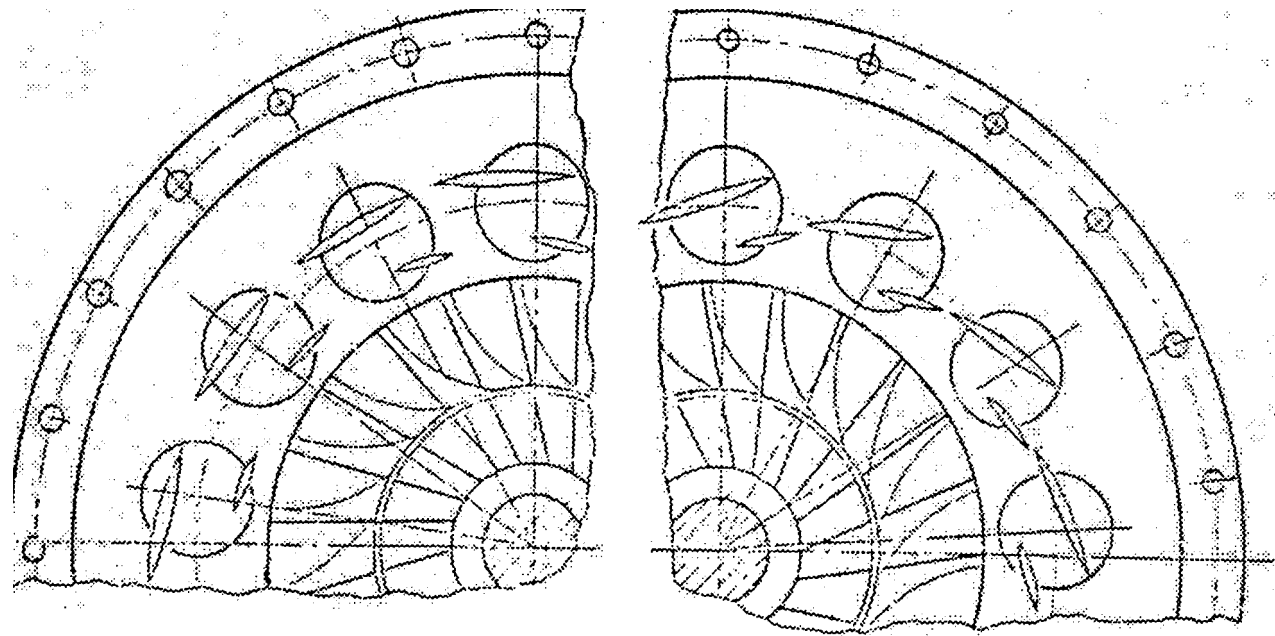


Рисунок 1.3. Диффузор с регулируемыми лопатками

вращения коленчатого вала двигателя или нагрузки), углы атаки, с которыми поток набегаёт на лопатки, изменяются, вследствие чего расширяется диапазон рабочих характеристик компрессора (на рисунке показаны лопатки диффузора для различного расхода воздуха).

Анализ характеристик центробежного компрессора с поворотным лопаточным диффузором показывает [31, 79, 80, 81], что применение регулирования существенно расширяет диапазон работы компрессора по расходу воздуха и степени повышения давления при достаточно больших значениях КПД.

Однако, необходимо отметить, что применение регулируемых элементов проточной части компрессоров комбинированных двигателей связано со значительным усложнением их конструкции и, что самое главное, - со снижением их эксплуатационной надёжности. Поэтому такие способы могут рассматриваться как крайние средства, когда исчерпаны все другие возможности по расширению рабочего диапазона характеристик компрессоров.

Большое количество работ посвящено регулированию давления наддува за счёт использования турбин с регулируемым сопловым аппаратом а также путём перепуска части газа минуя турбину и части сжатого воздуха в атмосферу или на вход в турбину [9, 12, 23, 24, 36 и др.].

Остановимся кратко на анализе опубликованных работ, посвящённых регулированию наддува путём перепуска рабочего тела. Регулирование перепуском применяют в случаях, когда агрегаты наддува рассчитаны так, чтобы обеспечить оптимальное воздуходообеспечение двигателя на режиме работы с максимальным крутящим моментом. Но по мере приближения мощности к её максимальной величине давление наддува возрастает, что приводит к росту максимального давления сгорания, а следовательно, к увеличению динамических нагрузок на детали цилиндрико-поршневой группы и, в конечном итоге, к снижению надёжности двигателя в целом.

В этом случае либо перепускают часть отработавших газов мимо турбины, либо выпускают часть воздуха, сжатого в компрессоре.

При перепуске газов мимо турбины снижается развиваемая ею, мощность и, соответственно, снижается давление наддува в компрессоре. Перепуск газа представляет собой прямую потерю потенциальной энергии потока, однако технико-экономические показатели двигателя в целом ухудшаются незначительно. Это происходит, главным образом из-за того, что при изменении давления наддува удается поддержать коэффициент избытка воздуха для сгорания близким к его оптимальному значению, вследствие чего получить высокое значение индикаторного КПД. Кроме того, перепуск газов в атмосферу приводит к некоторому снижению сопротивления выхлопа и к более полному использованию энергии расширения продуктов сгорания в цилиндре двигателя, что также несколько повышает индикаторный КПД двигателя.

Частичный перепуск сжатого воздуха после компрессора также позволяет снизить давление наддува. Однако это уменьшение не столь существенно, как при перепуске газов, и по этой причине такой способ регулирования распространен в меньшей степени. Вместе с тем, следует учитывать, что устройства для перепуска воздуха надежнее в эксплуатации из-за уменьшения коррозии и закоксовывания их элементов.

Следует отметить, что регулирование наддува ДВС с помощью перепуска части газа перед турбиной в атмосферу впервые было предложено в авиации. Вариант такой системы и анализ ее динамических качеств приведены в работе [113]. Указанная система обеспечивает постоянство мощности авиационного двигателя при изменении высоты над уровнем моря.

Аналогичная задача, но применительно к автомобильному двигателю, рассматривается в [14, 15], где решают вопросы автоматического регулирования газотурбинного наддува карбюраторного двигателя, работающего в

различных высотных условиях. Разработанная система регулирует турбонаддув в зависимости от высоты над уровнем моря.

Большой объем работ по теории регулирования наддува ДВС проведен в ЦНИДИ [12]. Рассмотрены вопросы регулирования режима работы турбины турбокомпрессора путем перепуска части выхлопных газов для увеличения запаса крутящего момента двигателя, специальной настройки турбокомпрессора и применения турбины с регулируемым сопловым аппаратом. Установлено, что количество перепускаемого газа должно соответствовать изменению КПД турбокомпрессора, определенного по балансу мощностей компрессора и турбины.

Методика определения закона изменения пропускной способности турбины для обеспечения необходимой внешней характеристики приведена в работах [32]. Данная методика позволяет оценить условия совместной работы поршневой части комбинированного дизеля с регулируемой турбиной на нерасчетных режимах. Внешняя характеристика двигателя с турбиной, пропускная способность которой изменяется по выбранному закону, приближается к $N_e = \text{const}$ в широком диапазоне скоростных режимов. В этом случае улучшаются также приемистость дизеля и облегчается управление транспортной установкой.

Совершенствование характеристик двигателя 16ЧН26/26 с помощью регулируемых агрегатов турбонаддува описано в [53].

Целый ряд систем регулирования турбонаддува дизелей разработал в ЦНИДИ Р.С.Дейч [22]. В качестве регулируемого параметра в этих системах используется давление наддувочного воздуха P_k . Для улучшения работы дизеля при изменении нагрузки в систему введена коррекция по положению рейки топливного насоса. Это позволило приблизить внешнюю характеристику двигателя к идеальной $N_e = \text{const}$ в широком диапазоне изменения скоростных режимов.

Значительное число патентов получено на устройства, управляющие перепуском.

При перепуске отработавших газов устройства получают наиболее простыми, если в качестве сигнала для перепуска используется давление газов перед турбиной. В этом случае перепускной клапан, установленный в канале подвода газов к турбине, может быть выполнен в виде предохранительного, срабатывающего при заданном давлении. Как типичный пример можно привести устройство, запатентованное английской фирмой “Холсет Инжениринг Корпорейшн” [71].

Однако, для качественного регулирования целесообразнее использовать в качестве сигнала величину давления наддува воздуха. Поэтому, в большинстве устройств для перепуска газов предусмотрено управление перепускным клапаном от подвижного элемента, реагирующего на изменение давления наддува. Примерами такого решения могут служить перепускные клапаны с управлением по импульсу давления наддува, запатентованные английской фирмой “Гаррет Корпорейшн” [69,70].

Более точными являются устройства, реагирующие на величину перепада давления в компрессоре. Фирмой “Гаррет Корпорейшн” запатентовано устройство [72], представляющее цилиндрический стакан, снабженный штуцерами, один из которых подсоединяется к выпускному трубопроводу компрессора, а второй - к входному патрубку. Перепад давлений перемещает в стакане подвижную стенку (поршень или мембрану). Днище стакана имеет шток, который подсоединен к поворотному рычагу управления клапаном перепуска газов. При перемещении подвижной стенки вместе с ней перемещается шток, вызывая поворот рычага и открытие перепускного клапана.

Американская фирма “Каттерпиллер” на дизелях с двухступенчатым наддувом также использует в качестве сигнала перепад давлений на компрессоре [66].

Чаще всего в качестве сигналов для включения органов перепуска выбираются давления воздуха и газа или перепад давлений. Однако, наряду с этим может быть выбран сигнал регулятора частоты вращения коленчатого вала двигателя [63] или сигнал датчика частоты вращения ротора турбокомпрессора.

Разрабатываются мероприятия по более рациональному использованию перепускаемого рабочего тела, что позволяет уменьшить необратимые потери энергии. Для этого предлагается подавать выпускаемый воздух в турбину турбокомпрессора [64,65]. Особенности и преимущества такого способа утилизации энергии и получаемые при этом характеристики описаны [24].

Главный недостаток регулирования путем перепуска заключается в том, что при расширении диапазона регулирования давления наддува ухудшается экономичность дизеля.

Эффективным способом регулирования наддува комбинированных двигателей является изменение геометрии турбины турбокомпрессора, приводящее к изменению её пропускной способности и КПД. Уменьшение проходного сечения соплового аппарата турбины на режимах работы дизеля с понижением расхода воздуха (например, при снижении частоты вращения коленчатого вала) будет приводить к повышению давления газа перед турбиной и повышению её мощности. В схемах со свободным турбокомпрессором это вызовет повышение частоты вращения ротора турбокомпрессора и повышение давления наддува [83].

Сопловое регулирование позволяет существенно /и одновременно!/ улучшить и коэффициент приспособляемости и экономичность турбопоршневого двигателя. Этими принципиальными преимуществами объясняется постоянный устойчивый интерес ведущих дизелестроительных фирм к данному способу регулирования и большое число публикаций. Остановимся лишь на наиболее характерных.

В [9] рассматривается турбинная ступень с поворотным лопаточным сопловым аппаратом и выводится аналитическая зависимость между углом установки лопаток и степенью реактивности турбины.

В [37] приведены результаты экспериментов - даны характеристики турбинных ступеней при различных углах поворота направляющих лопаток, показано, что небольшие отклонения угла атаки от оптимального значения несущественно сказывается на КПД турбины.

Изучению рабочего процесса регулируемой центростремительной турбины в широком диапазоне режимов работы в зависимости от угла установки лопаток соплового аппарата, относительной ширины канала, приведенной скорости и от других величин посвящена работа [23]. Формулы для определения степени реактивности и расхода газа регулируемой одноступенчатой турбины приведены в [49].

Разработке конструкции турбокомпрессора типа ТКР-8,5 с турбиной, имеющей регулируемый сопловой аппарат, посвящена статья [10].

Возможные способы регулирования турбонаддува тракторных двигателей, аналитические выражения для расхода газа через регулируемую турбину приведены в работах [36, 49, 125].

Влияние площади соплового аппарата на энергоэкономические параметры судового двигателя исследовал В.Г.Перфилов [80, 81]. С помощью метода малых отклонений он получил коэффициенты влияния, позволяющие определить оптимальную площадь соплового аппарата турбины.

В литературе описано большое число устройств, позволяющих, по мнению их авторов, практически осуществлять сопловое регулирование.

Фирма “Каттерпиллер” разработала устройство для изменения сечения сопел путем поворота сопловых лопаток радиальной турбины [68]. В качестве сигнала для поворота используется величина давления над дува.

В устройстве, разработанном фирмой MTU (ФРГ), на осях сопловых лопаток устанавливаются поводки, которые концами соединены с поворотным кольцом. Кольцо также снабжено поводком, конец которого расположен между двумя поршнями сервомеханизма. Поршни с одной стороны нагружены силой давления пружины, а с другой - давлением наддува [73].

Сигналом на поворот сопловых лопаток может служить не только давление наддува, но и температура отработавших газов. В частности, фирма “Даймлер-Бенц” (ФРГ) запатентовала турбокомпрессор, у которого сопловые лопатки выполнены прямолинейными и закреплены на осях из биметаллических пластин [30]. По мере повышения температуры газов пластины деформируются, поворачивая лопатки, и сечение соплового аппарата увеличивается. При снижении нагрузки на двигатель температура отработавших газов снижается и площадь проходного сечения сопел уменьшается. Наряду с поворотом лопаток предусмотрено перемещение пластины, изменяющей ширину соплового аппарата радиальных турбин. Это ухудшает КПД турбины из-за частичного заполнения впускного сечения рабочего колеса, но поскольку регулирование производят на малых нагрузках, на которые КПД турбокомпрессора не оказывает решающего влияния, такой способ может быть использован на практике. В ряде случаев одна из стенок соплового аппарата центростремительной турбины устанавливается с возможностью перемещения вдоль оси турбины. Эта стенка может быть при помощи штоков связана с поршнями, одна сторона которых нагружена давлением наддува, а вторая пружинной [61]. При работе двигателя с высокими нагрузками сила давления наддува преодолевает усилие пружин, и стенка смещается в сторону увеличения ширины соплового аппарата на полную ширину впускного сечения рабочего колеса. При падении давления наддува ниже заданного уровня усилия пружин перемещают стенку в сторону уменьшения ширины соплового аппарата вплоть до упора. Таким образом, при запуске и работе на холостом ходу

турбокомпрессор работает с минимальным сечением соплового аппарата. По мере роста нагрузки на двигатель сечение увеличивается автоматически.

Сопловой аппарат может быть и безлопаточным, а в качестве сигнала на перемещение стенки возможно использование давления отработавших газов в сопловом аппарате. Подвижная стенка соплового аппарата в этом случае установлена с возможностью перемещения вдоль оси вала между двумя ограничителями ее хода. На одну сторону стенки действует давление газа, другая нагружена пружиной. Если давление газов меньше заданного уровня, ширина соплового аппарата минимальна. Из-за отсутствия сопловых лопаток, перемещающихся в пазах, для исключения возможности поворота стенки может перемещаться на направляющих штифтах. Такие устройства также обеспечивают автоматическое согласование изменения сечения соплового аппарата и нагрузки.

Аналогичное устройство может быть применено для изменения типа выпускной системы - перевода системы наддува из импульсной в изобарную при возрастании наддува [5].

Оригинальное устройство для соплового регулирования радиально-осевой турбины с безлопаточным сопловым аппаратом описано в [61]. Однако в связи с тем, что дизель 6ТД имеет осевую турбину, рассматривать подробно способы регулирования радиально-осевых турбин в рамках данной работы нецелесообразно.

Необходимо учесть, что сопловое регулирование эффективно в случае свободного турбокомпрессора, когда изменение мощности, развиваемой турбиной, приводит к изменению частоты вращения рабочего колеса компрессора, а следовательно, к изменению давления наддува. При наличии жесткой механической связи ротора турбины с коленчатым валом дизеля, как это имеет место в двухтактном двигателе 6ТД, сопловое регулирование турбины на приведет к изменению частоты вращения рабочего колеса компрессора.

Несомненно что и в двухтактном двигателе применение соплового регулирования турбины оказало бы влияние на работы системы наддува. Уменьшение проходного сечения сопел турбины на частичных скоростных режимах привело бы к увеличению мощности, отдаваемой на коленчатый вал дизеля, уменьшению расхода воздуха через двигатель и некоторому увеличению давления наддува. Однако такое увеличения давления наддува происходило бы только в пределах смещения точки совместной работы поршневой части и компрессора по изотaxe /линии постоянной частоты вращения рабочего колеса компрессора/ в сторону меньшего расхода. Возможности расширения диапазона работы компрессора дизеля 6ТД по давлению при таком способе регулирования ограничены, так как при уменьшении расхода воздуха возникает угроза помпажа.

Устройства для регулирования проходного сечения сопел турбины сложны в конструктивном исполнении и работают в тяжелых условиях, при высоких пульсирующих температурах загрязненного газового потока. Поэтому в практике двигателестроения они пока не получили широкого применения на серийных двигателях из за низкой надежности.

Регулирование давления наддува можно осуществить изменением типа выпускной системы или её объема, от которых зависит интенсивность /размах/ колебаний давления и температуры потока перед турбиной [50].

Объединяя или разъединяя выпускные коллекторы при многоколлекторной выпускной системе, можно добиться, чтобы турбина турбокомпрессора на режиме номинальной мощности работала в потоке газа с давлением, близким к постоянному (выпускные трубопроводы сообщены), а при переходе двигателя на режим максимального крутящего момента импульсность газа увеличивалась (выпускные трубопроводы разъединены). Сглаживание колебаний давления в выпускном коллекторе перед турбиной приводит с одной стороны, к увеличению КПД турбины, а с другой к диссипации энергии по-

тока и уменьшению его работоспособности. Поэтому в каждом конкретном случае необходимо при выборе типа и параметров выпускной системы комбинированного двигателя обеспечить такие условия совместной работы поршневой части дизеля и газовой турбины, чтобы получить наилучшие характеристики всей установки в целом [8, 35, 54, 60, 78, 82, 102, 103, 119]. Особенно остро эта проблема стоит при совершенствовании двухтактных двигателей, т.к. процесс газообмена в них протекает большую часть времени при одновременном открытии впускных и выпускных органов, в связи с чем на развитие процессов внутри цилиндра существенное влияние оказывают газодинамические явления в выпускной системе [39, 45, 46, 60, 102].

В [33, 35, 38, 76, 77, 82, 97, 103, 104, 105, 108, 109, 110] отмечается, что каждый из известных типов выпускной системы (системы с постоянным давлением газа перед турбиной, импульсная система и система с преобразователем импульсов) имеет свои преимущества и недостатки, поэтому правильный выбор того или иного типа является сложной задачей, которая должна решаться с учетом степени повышения давления воздуха в компрессоре, фаз газораспределения, мощности, частоты вращения коленчатого вала и других факторов.

Вопросам регулирования наддува путем энергообмена компрессора с дополнительным источником энергии («подкрутке» или торможению ротора турбокомпрессора) посвящено большое количество исследований [10, 40, 41, 43, 47, 48, 53, 84, 93, 94, 113, 114 и др.].

Регулирование путем подкрутки (торможения) ротора турбокомпрессора включает в себя как периодическую подкрутку свободного турбокомпрессора, так и постоянную кинематическую связь его с коленчатым валом двигателя, выполненную с возможностью изменения передаточного отношения. К этой группе систем регулирования наддува относятся также технические

решения с использованием инерционного аккумулятора энергии (маховика), подключенного к ротору турбокомпрессора.

Перспективность систем с подкруткой (торможением) ротора турбокомпрессора при использовании приводных турбокомпрессоров с переменным передаточным отношением привода, обусловлена не только возможностью улучшения тяговых и экономических характеристик установившихся режимов работы двигателей, но и сокращением длительности переходных процессов, что обеспечивает улучшение приемистости двигателей.

Технические решения этого направления развития способов регулирования очень разнообразны. Это и многоскоростные компрессоры, и приводы с дифференциальными редукторами, с гидротрансформаторами [2], гидравлическими вариаторами в виде гидромурфт переменного наполнения [4,118] и др. Известны варианты использования электрических машин в приводах компрессоров для изменения передаточного отношения [1, 3] и в устройствах для изменения характеристик компрессоров [50].

Для двухтактных двигателей с приводным компрессором наиболее целесообразно изменять частоту вращения ротора компрессора [47]. Такое регулирование осуществляется введением бесступенчатой передачи. Задача регулирования в этом случае сводится к выбору передаточного отношения, при котором давление наддува и расход воздуха обеспечивают качественное протекание рабочего процесса (минимальный удельный расход топлива) при заданном уровне тепловой и механической напряженности деталей двигателя.

Для четырехтактного тепловозного двигателя задача выбора характеристики регулирования передаточного отношения привода компрессора, имеющего связь с коленчатым валом, решалась в [124].

Особый интерес представляет монография Н.К.Рязанцева [40, 41], в которой рассматриваются разработанные в ХКБД различные способы реализации управляемых механических связей коленчатого вала двухтактных двига-

телей типа БТД с компрессором и результаты их исследования на наземных транспортных машинах (НТМ).

На рис. 1.4 представлены возможные схемы связи компрессора с коленчатым валом двигателя, заимствованные из [40,41].

При дифференциальной связи коленчатого вала двигателя с компрессором (рисунок 1.4,а) обеспечивается автоматическое регулирование передаточного отношения в зависимости от внешней нагрузки и скорости движения. Однако, при снижении частоты вращения коленчатого вала происходит чрезмерное увеличение частоты вращения рабочего колеса компрессора, что приводит к росту давления наддува и максимального давления сгорания. Эпициклическая шестерня передает всю мощность двигателя, что требует принятия специальных мер по обеспечению ее надежности. Приведенные недостатки устранены в дифференциальной схеме с приводом колеса компрессора от турбины и коленчатого вала (рисунок 1.4,б). При уменьшении мощности турбины увеличивается частота вращения водила 2. Передаточное отношение между коленчатым валом и компрессором может изменяться от 4 до 20.

Изменение передаточного отношения в схеме, приведенной на рис. 1.4, в, достигается регулированием заполнения маслом гидромуфты, что позволяет на режиме максимального крутящего момента получать передаточное отношение $i=13...14$, а на режиме номинальной мощности - $i=9,5...10$ (диапазон частоты вращения $K_{\pi}=1,3...1,37$). В данной схеме изменение передаточного отношения связано с потерями из-за проскальзывания в гидромуфте, что приводит к ухудшению экономичности. Кроме того, увеличивается время переходных процессов из-за необходимости заполнения и опорожнения гидромуфт.

Большим быстродействием обладают гидрообъемные машины (рисунок 1.4,г). При повороте люльки изменяется производительность насоса, со-

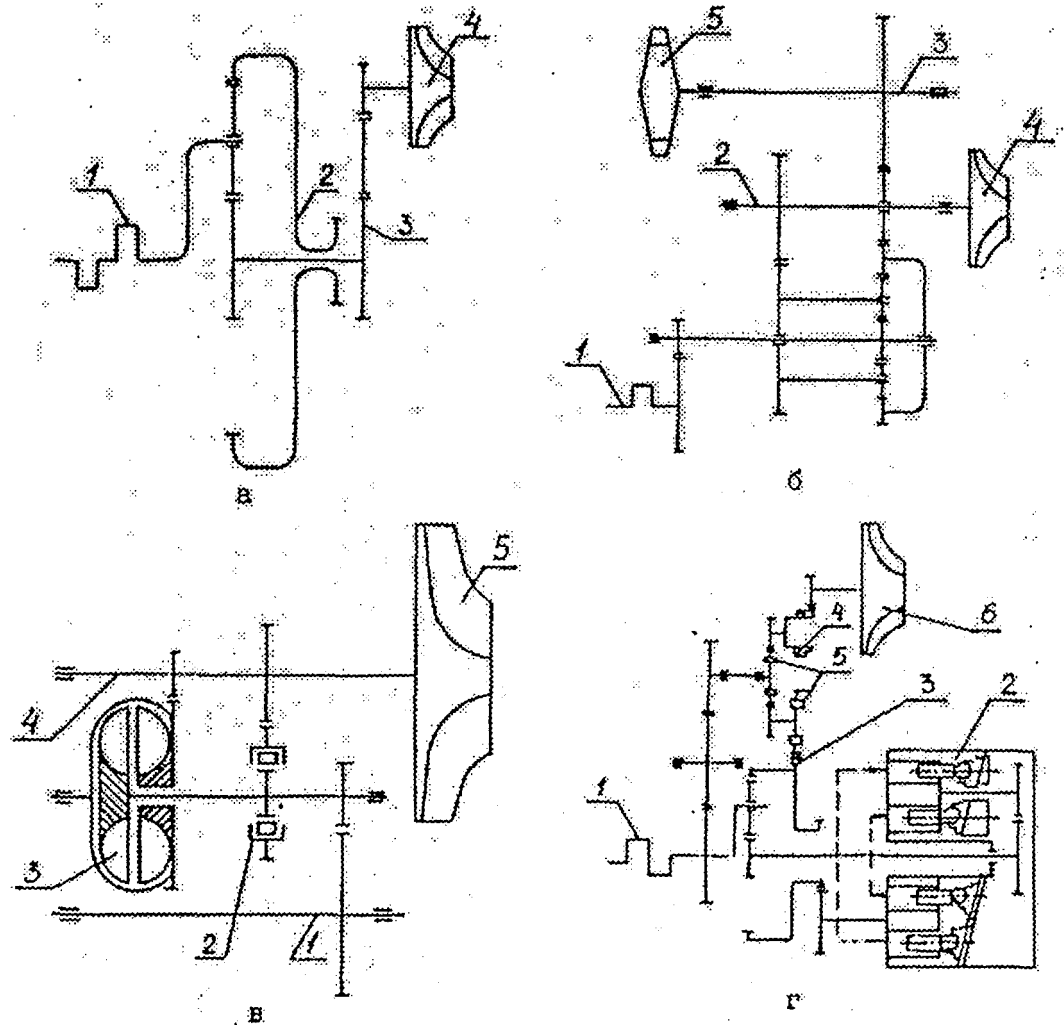


Рисунок 1.4. Схемы механической связи компрессора с коленчатым валом[2/];

а - дифференциальная с коленчатым валом: 1-вал коленчатый, 2- вал отбора мощности (эпицикл), 3- привод нагнетателя (солнечная шестерня), 4- крыльчатка нагнетателя;

б - дифференциальная с турбиной и коленчатым валом: 1- вал коленчатый (солнечная шестерня), 2- привод нагнетателя (водило), 3- привод турбины (эпицикл), 4- крыльчатка нагнетателя, 5- турбина;

в - гидромеханическая: 1- привод от двигателя, 2- обгонная муфта, 3- гидромуфта, 4- вал компрессора, 5- крыльчатка нагнетателя;

г - гидрообъемная: 1- вал коленчатый, 2- блок гидромашин, 3- упругая муфта, 4- фрикционная муфта, 5- обгонные муфты, 6- крыльчатка нагнетателя.

ответственно изменяется частота вращения мотора и солнечной шестерни, что приводит к изменению частоты вращения рабочего колеса компрессора. Это обеспечивает изменение передаточного отношения от $i=9,0\dots 9,5$ (режим номинальной мощности) до $i=16$ (режим максимального крутящего момента) при диапазоне частот вращения $K_{\pi}=1,6\dots 1,75$.

При применении гидрообъемной передачи на опытных двигателях 5ТДФ передаточное отношение привода компрессора регулировалось только в зависимости от частоты вращения коленчатого вала. Это позволяло обеспечить высокие значения коэффициента приспособляемости. Однако регулирование по одному импульсу не позволяет минимизировать расход топлива на частичных нагрузках, а также при изменении температуры окружающей среды.

В комбинированной схеме в качестве первой ступени используют компрессор, имеющий газовую связь с турбиной. Вторая ступень имеет механическую связь с коленчатым валом. Между первой и второй ступенями установлен спрямляющий аппарат. Благодаря газовой связи первой ступени компрессора с двигателем происходит автоматическое регулирование давления наддува в зависимости от нагрузки, что также позволяет улучшить характеристики двигателя. Однако, данная схема привода имеет худшую приемистость, характерную для газовой связи. Проведенные в ХКБД испытания показали, что двухтактный дизель равной мощности, но с улучшенной *внешней* характеристикой, обеспечивает увеличение подвижности НТМ на 15...20% и снижение эксплуатационного расхода топлива на 8... 10%. Подчеркнем еще раз, что данные результаты были получены за счет регулирования системы наддува только *по одному* импульсу. Резервом дальнейшего повышения экономичности является регулирование по нагрузке и температуре окружающей среды.

Проведенный анализ опубликованных работ по проблемам регулирования давления наддува комбинированных ДВС показывает, что, несмотря на многообразие выполненных исследований, выбор устройства для регулирования наддува зависит от конкретных требований к двигателю и условий его эксплуатации.

Необходимо отметить, что наиболее эффективным способом регулирования давления наддува комбинированного двухтактного дизельного двигателя с приводным турбокомпрессором является бесступенчатое изменение передаточного отношения привода компрессора.

К недостаткам анализируемых работ следует отнести практически полное отсутствие исследований, в которых решалась бы комплексная задача - выбор оптимальных значений передаточного отношения привода компрессора, фаз газораспределения и типа выпускной системы с целью обеспечения прогрессивных тяговых характеристик и улучшения эксплуатационной топливной экономичности комбинированных двигателей, работающих в широком диапазоне температур окружающей среды, частот вращения коленчатого вала и нагрузок.

В этой связи становится актуальной задача проведения комплексного исследования по выбору рационального типа выпускной системы, значений передаточного отношения привода компрессора, фаз газораспределения с учетом заданных ограничений по тепловой и механической напряженности деталей двигателя при различной температуре окружающего воздуха.

Учитывая большое число факторов, влияющих на тяговые и экономические характеристики дизеля, а также высокую трудоемкость и стоимость проведения экспериментальной доводки двигателя, рациональным представляется подход, при котором на первом этапе исследование проводится с использованием методов математического моделирования характеристик двигателя и разрабатываются рекомендации по выбору конструктивных и регу-

лировочных параметров дизеля. На втором этапе следует провести ограниченный объем экспериментальных работ, задачей которых является проверка достоверности и обоснованности теоретических выводов.

Для решения поставленной задачи необходимо:

- выбрать методику проведения расчетного исследования и доказать возможность ее использования для решения задачи выбора конструктивных и регулировочных параметров дизеля,
- провести комплекс расчетов по исследованию влияния конструктивных и регулировочных параметров, а также температуры окружающей среды на показатели рабочего цикла дизеля,
- разработать научно-обоснованные рекомендации по выбору конструктивных и регулировочных параметров дизеля БТД,
- провести экспериментальную проверку обоснованности разработанных рекомендаций.

2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК ДВУХТАКТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ С ПРИВОДНЫМ НАГНЕТАТЕЛЕМ

2.1 Общие положения

Для решения задач исследования необходима математическая модель, позволяющая давать количественную оценку влияния конструктивных, режимных и регулировочных параметров дизеля на показатели рабочего цикла и на его характеристики. В настоящее время известны и описаны в литературе большое число различных моделей процессов в отдельных элементах и системах дизелей. Поэтому для решения прикладных задач исследования нет смысла разрабатывать абсолютно новую модель. Рационально использовать уже апробированную модель, применявшуюся ранее для выбора параметров системы наддува дизелей иного типа и назначения. Разумеется, эта модель должна быть приспособлена для решения задач исследования. При выборе модели автор исходил из следующих соображений:

- результаты расчетов должны быть адекватны экспериментальным данным, по крайней мере при решении того класса задач, для которых модель первоначально разрабатывалась;
- модель должна быть реализована в виде доведенной программы для ЭВМ;
- исходный текст программы должен быть доступен автору для внесения в него изменений, позволяющих учитывать особенности новых задач, которые ранее с использованием данной модели не решались, а именно задач исследования.

Последнее условие выглядит чисто техническим и непринципиальным. Однако реальность такова, что программные продукты высокого уровня, а к ним относятся и программы расчета характеристик двигателей, распростра-

няются на *коммерческой* основе в виде файлов, не допускающих внесения каких-либо изменений. Рыночная стоимость программных продуктов соизмерима или превосходит стоимость ЭВМ. Кроме того, автору не известна

V программа, которая *без каких-либо изменений* подходила бы для решения задач исследования.

Исходя из изложенного, за основу была взята математическая модель и программа расчета характеристик дизелей, разработанная коллективом ученых кафедры «Теплотехника и тепловые двигатели» Харьковской Государственной Академии Железнодорожного Транспорта.

Модель базируется на «термодинамических» методах расчета процессов в дизелях, основы которых были заложены Н.М.Глаголевым [16], а впоследствии развиты в работах А.Э.Симсона [103], В.Г.Дьяченко [28] В.Д.Сахаревича [101] и других ученых.

Модель и программа ХарГАЗТ с успехом использовались для выбора параметров системы газотурбинного наддува четырёхтактных дизелей различного класса и назначения /тепловозных, тракторных, автомобильных, судовых, дизель-генераторов/, имеющих свободный турбокомпрессор, охлаждение надувочного воздуха и сложную многоколлекторную выпускную систему [101, 107, 106].

/ тт 2-
/ Для выбора *оптимальных* параметров двухтактных дизелей модель

ХарГАЗТ не применялась. Известно всего несколько работ, посвященных расчету показателей цикла дизеля 1 ОД 100 на одном режиме номинальной мощности [51,52]. Это объясняется принципиальными трудностями моделирования процессов газообмена в двухтактных двигателях с использованием термодинамических методов расчета. Количественные характеристики трехмерного нестационарного турбулентного течения многокомпонентной среды в цилиндре в период газообмена неадекватно определяются «нульмерными» термодинамическими методами. Поэтому для моделирования процессов га-

зообмена в цилиндре двухтактного дизеля приходится- использовать или газодинамические методы расчета [11, 19, 74], или какие-либо эмпирические зависимости, позволяющие установить связь между коэффициентами продувки и остаточных газов. Для одного режима при фиксированных конструктивных параметрах дизеля получить такие зависимости достаточно просто, но проблемы возникают при попытке моделирования процессов газообмена в случае перехода на частичные режимы, изменения конструкции выпускной системы, фаз газораспределения, углов наклона продувочных окон и т.д.

Точность моделирования характеристик любого дизеля существенно зависит также от того, насколько полно и точно математическая модель учитывает влияние режимных параметров (частоты вращения коленчатого вала, мощности, параметров наддува и т.д.) на характеристику выгорания топлива, а также на тепловые потери в стенки цилиндра. Определение зависимостей, позволяющих адекватно моделировать характеристику выгорания топлива и тепловые потери - важнейшие самостоятельные задачи теории ДВС [86,90].

Необходимо особо отметить, что модель и программа ХарГАЖТ не применялись ранее для расчета двухтактного дизеля типа 6ТД с различными вариантами выпускной системы, различными фазами газораспределения, регулируемым передаточным отношением привода компрессора, работающего в широком диапазоне частот вращения коленчатого вала и нагрузок при изменении температуры окружающей среды от -40 °С до +55 °С.

Применение модели ХарГАЖТа для решения задач исследования стало возможным только после внесения уточнений и дополнений, касающихся специфики расчета газообмена и характеристик выгорания топлива в двухтактном дизеле 6ТД.

Рассмотрим теперь особенности базовой модели и суть изменений и дополнений, которые были сделаны в ходе выполнения данной работы.

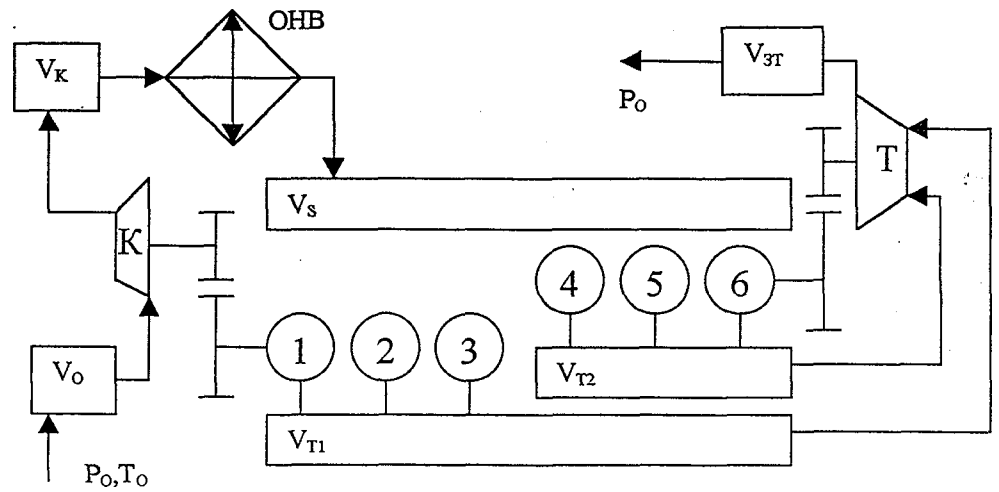
Модель учитывает индивидуальный характер процессов в каждом цилиндре и каждом коллекторе. Это важно в случае, когда физические причины обуславливают различие процессов в газоздушном тракте и цилиндрах. Например, к разным коллекторам может быть подключено разное число цилиндров, порядок работы цилиндров, подключенных к одному коллектору может быть неравномерным, выпускные или впускные коллекторы могут иметь различные геометрические характеристики, цикловая подача топлива в разных цилиндрах может быть разной и т.д.

Число цилиндров и их порядок работы произвольны. Произвольными являются фазы газораспределения и степень сжатия. Допускается конструкция многоколлекторных впускных и выпускных систем с разной комбинацией подключения цилиндров к коллекторам. Учтены характеристики агрегатов наддува, а также разнообразные варианты схем подключения агрегатов наддува и газовых турбин.

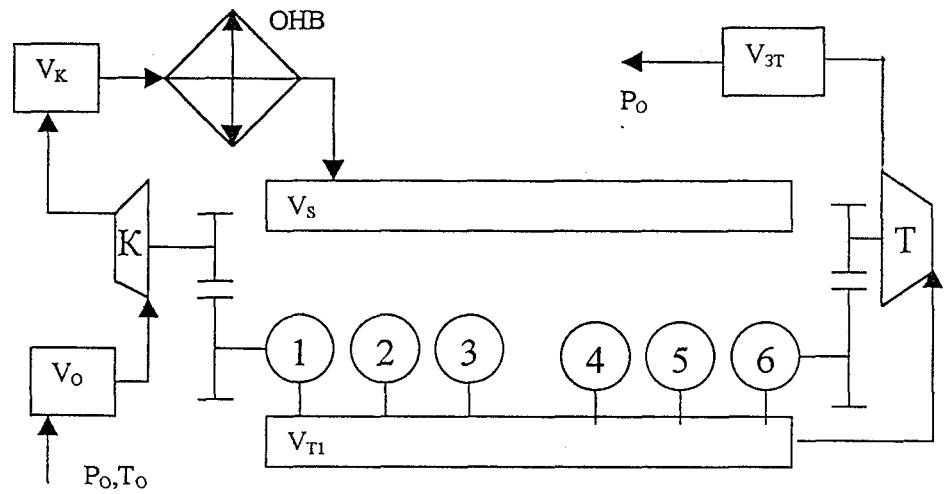
Возможные расчетные схемы двигателя 6ТД показаны на рисунке 2.1. Варианты а, б, в отличаются типом выпускной системы. На схемах показан охладитель наддувочного воздуха (ОНВ), установленный после приводного нагнетателя. В программе предусмотрена возможность расчетов дизеля с ОНВ, но поскольку дизель 6ТД эксплуатируется без ОНВ, в расчетах принималась эффективность теплообменника ОНВ равной нулю.

Рассмотрим суть методики расчета процессов, протекающих в цилиндрах и коллекторах.

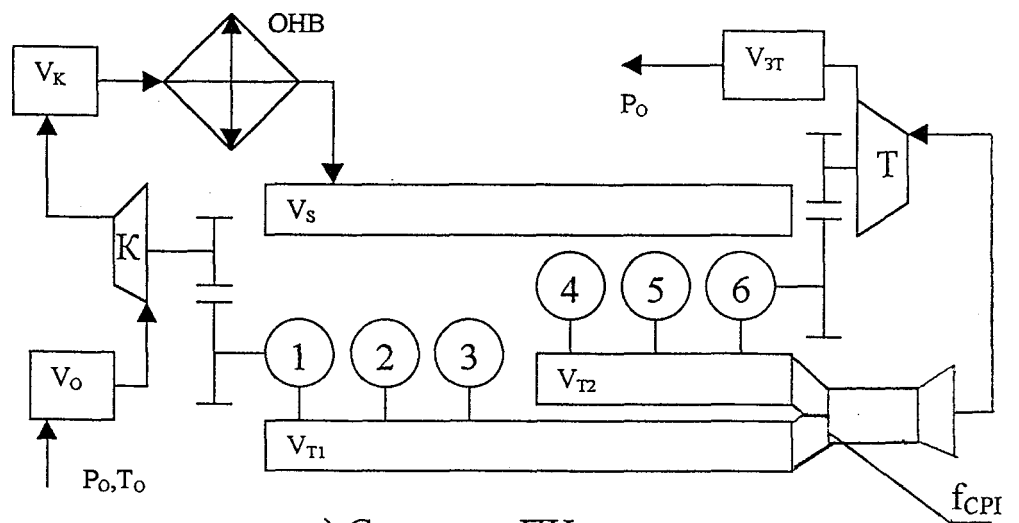
Газоздушный тракт двигателя разделяется условно на ряд зон (объемов), в число которых входят трубопроводы и ресивер впускной системы, цилиндры, выпускные коллекторы, трубопроводы выпускной системы. Считается, что внутри этих зон одноименные параметры состояния газа меняются во времени, но не зависят от пространственных координат. Исключение



а) Импульсная выпускная система



б) Система с общим выпуском



в) Система с ПИ

Рисунок 2.1. Варианты расчетных схем исследуемого дизеля.

может составлять только зона цилиндра в период газообмена, где возможно выделение двух зон (смотри далее п.2.3).

Изменение термодинамических параметров состояния рабочего тела, вызванное изменением объема и взаимодействием с окружающей средой, определяется решением системы уравнений законов сохранения энергии и массы, дополненной уравнением состояния.

Система имеет вид:

$$dU (dQ, + Y k, dF_{at}^{+p} - Yh, P, tr, F_l = 0, \quad (2-1)$$

(2-2)

$$PV=MR, \quad (2.3)$$

где r - число участков, через которые происходит массообмен с соседними зонами;

I - число участков, через которые происходит теплообмен;

U - полная внутренняя энергия газа, находящегося в рассматриваемом объеме;

V - объем выделенной зоны;

dQ_n - интенсивность объемного источника теплоты, порожденного

процессом выгорания топлива;

q_s - интенсивность теплообмена через контрольную поверхность;

h_i - удельная энтальпия газа, пересекающего контрольную поверхность;

$P_i W_i$ — массовая скорость потока газа, пересекающего контрольную поверхность (для скорости газа W_i принято правило знаков: если газ втекает внутрь объема, то W_i положительна);

F_i - поверхность i -го участка;

P - давление газа;

M - масса газа, находящегося в выделенной зоне ;

T - температура газа;

R - газовая постоянная;

ρ - плотность газа.

Таким образом, изменение трех параметров состояния газа P , ρ и T в любом выделенном объеме газоздушного тракта может быть найдено решением системы трех уравнений (2.1).. (2.3).

Для удобства организации вычислений исходную систему (2.1).. (2.3) решают относительно приращений параметров состояния рабочего тела в выделенной зоне, при этом калорические функции состояния выражаются через термические параметры состояния и удельные теплоемкости. В результате система приводится к виду [28].

$$ap = \frac{1}{V} \sum_{i=1}^z \frac{a R_{t,ex} T_{i,ex} dM_{t,m} - \sqrt{RT} dM_{J,вых}}{m} + \sum_K \frac{p Q_n - dQ_r}{K} - p dV \quad (2.4)$$

$$rfw = -\sum_{i=1}^z \langle \dot{Y}_{i,l} \rangle + \sum_{j=1}^z \langle \dot{Y}_{j,l} \rangle, \quad (2.5)$$

$$dT = T \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} + \frac{dM}{M} \quad (2.6)$$

где a - коэффициент, учитывающий соотношение теплоемкостей газа, поступающего в выделенную зону и находящегося в ней;

$$a = \frac{C_{p,i} C_{p,m}}{C_{p,i} C_{p,m} + \frac{m}{M} C_{p,ex}}$$

C_p , $C_{p,m}$, $C_{p,m,ex}$ - удельные истинные и средние теплоемкости газов, которые находятся в зоне и входят в нее (определяются в зависимости от температуры и состава смеси [26]);

κ - показатель адиабаты.

Система обыкновенных дифференциальных уравнений (2.4)...(2.6) решается каким-либо методом (Эйлера, Рунге-Кутта, Адамса и т.д). Для реше-

ния системы необходимо задать начальные условия, т.е. значения параметров состояния рабочего тела во всех выделенных зонах. Начальные условия при расчете процессов в ДВС могут задаваться произвольно. Но желательно, исходя из физических соображений, задавать начальное распределение близкое к истинному. От того, насколько удачно будет задано начальное распределение параметров, зависит продолжительность расчета, но не его результат.

Выполняется расчет нескольких последовательных циклов до установления равенства одноименных параметров в каждой зоне на начало и конец цикла (у двухтактного двигателя цикл осуществляется за 360° п.к.в.).

При расчете отдельных составляющих рабочего цикла двигателя уравнения (2.1)...(2.3) или (2.4)...(2.6) упрощаются, поскольку в них, как правило, отсутствуют отдельные члены.

В процессах сжатия, сгорания и расширения в цилиндре отсутствует массообмен газа с соседними зонами, поэтому

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_i da = 0$$

Изменение объема за временной или угловой шаг счета определяется как разность объемов в начале и в конце шага, а сами эти объемы определяются из кинематических соотношений, связывающих объем цилиндра с текущим углом поворота коленчатого вала [26].

Интенсивность поверхностного источника теплоты находится по формуле:

$$(2.7)$$

где $T_{ст>1}$ - средняя температура стенки на данном участке;

$\alpha_{ст}$ - средний по поверхности коэффициент теплоотдачи.

Температура стенки на поверхности гильзы, поршня и головки в общем случае может задаваться переменной на основании опытных данных. График распределения температур поверхности цилиндра для режима номинальной

мощности приведен на рисунке 2.11. Для проведения расчетов, изменение температуры по длине гильзы $T_i=f(S_j)$ аппроксимировали зависимостью

$$T_i = Z_{>1} + Z_{>2} \cdot \exp \quad (2.8)$$

где b_1, b_2, y - постоянные для данного режима работы величины. В случае двухтактного двигателя с прямоточной продувкой строится две аппроксимирующих кривых - от форсуночного пояса до «верхних» кромок продувочных и выходных окон. Как видно на рисунке 2.11, в зоне выходных окон имеется участок с повышенной температурой перемычек. Но поскольку поверхность перемычек мала, а сами перемычки в периоды сжатия, сгорания и расширения отделены от газа в цилиндре поршнем, теплоотдача на этом участке не учитывается.

Средняя температура поверхности гильзы при удалении поршня на расстояние S_i от форсуночного пояса находится из уравнения

$$-dS_i \quad (2.9)$$

Средний коэффициент теплоотдачи от газа к стенкам цилиндра α вычислялся по формуле Кинда [90] (размерности даны как в оригинале, а в расчетах переводились в систему СИ)

$$\alpha = 1,7 \cdot \frac{p_r}{T_r} \cdot \omega \quad \text{ЗГ} \sim \text{ккал} \quad (2-Ю)$$

где p_r - давление газа в цилиндре в кгс/см²,

T_r - средняя температура газов в цилиндре, К,

ω - угловая скорость вращения вихря в цилиндре, с⁻¹.

При использовании формулы (2.10) угловая скорость вращения заряда в цилиндре принималась постоянной в течение всего процесса сжатия, сгорания, расширения, а ее значение в зависимости от режима работы дизеля, конструктивных параметров окон, параметров системы наддува определялось для момента конца процесса сжатия по формуле $\omega = W_t \max / R_{КС}$, где $W_t \max$ -

максимальное значение тангенциальной составляющей скорости воздушного вихря в камере сгорания, $R_{КС}$ - радиус камеры. $W_{t \max}$ находили из зависимости вида (2.46) (подробнее о ней смотри в п.2.3), заимствованной из [6].

2.2 Определение характеристик сгорания топлива

Как ранее отмечалось, принципиально важным при расчетном исследовании влияния передаточного отношения привода компрессора на эффективные показатели двигателя является адекватное задание характеристик сгорания топлива, т.е. зависимости $x=f(p)$, где x - относительная доля топлива, выгоревшего до достижения данного угла поворота коленчатого вала или к данному моменту времени. Наличие этой характеристики позволяет определить мгновенную интенсивность объемного источника теплоты q_v по формуле $q_v = V_4 - Q_H^{p*} dx$. Поскольку расчеты двухтактных двигателей типа 6ТД по программе ХарГАЖТ ранее не проводились, и в литературе отсутствуют данные об обобщенных характеристиках сгорания топлива в дизеле 6ТД в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов, на начальном этапе работы возникла проблема выбора модели (формулы) для описания характеристик сгорания топлива в данном двигателе и идентификации выбранной модели.

Открытость исходного модуля программы ХарГАЖТ для внесения изменений позволяла, в принципе, применить любую из известных моделей (формул) для описания характеристик сгорания топлива.

Задать характеристику сгорания топлива можно различными способами. Рассмотрим наиболее известные из них с точки зрения применимости для решения задач исследования.

Сформулируем следующие требования, которые будем предъявлять к модели, описывающей характеристику сгорания:

- модель должна обеспечивать расхождение расчетного и экспериментального индикаторного к.п.д. не более 1...1,5% (в противном случае не будет обеспечено совпадение расчетных и экспериментальных значений эффективной мощности и удельного эффективно-го расхода топлива);
- положение максимума скорости на расчетной характеристике выгорания топлива и его значение должно соответствовать реальному (без выполнения этого условия не удастся адекватно определить максимальное давление сгорания, которое выступает в качестве ограничительного параметра);
- объем экспериментальных работ, проводимых с целью идентификации математической модели рабочего процесса, не должен превосходить объемов работ по доводке системы воздухообеспечения (это условие вызвано тем, что существуют модели, идентификация которых требует проведения комплекса уникальных экспериментов).

Одними из первых уравнений, описывающих характеристику сгорания топлива были уравнения, предложенные еще в тридцатых годах К.Нейманом. [55]. Эмпирическая зависимость доли топлива, сгоревшего к данному моменту времени t по К.Нейману определялась как

$$x = (2 - \frac{t}{t_z}) \cdot \frac{t}{t_z}, \text{ или} \quad (2.11)$$

$$x = (3 - 2 \frac{t}{t_z}) \cdot \frac{t}{t_z}, \quad (2.12)$$

где t_z - полная продолжительность сгорания, с.

Позднее Б.М.Гончар [17] предложил выражать характеристику сгорания топлива в дизелях эмпирическим уравнением

$$\left(1 + \frac{t}{t_m}\right) \cdot \exp \left(-\frac{t}{t_m}\right) \quad (2.13)$$

где t_m - время, i при котором скорость сгорания достигает максимального значения.

Для описания характеристики сгорания топлива в карбюраторное двигателе в США была предложена эмпирическая формула [130].

$$x = 0,5 \cdot \frac{i}{1 - \cos \phi} \cdot \frac{\pi}{2} \quad (2.14)$$

где ϕ - угол начала горения топлива,

ϕ_r - «продолжительность» горения топлива / ° п.к.в. /.

Формулы (2.11), (2.12), (2.13), (2.14) имеют общий принципиальный недостаток. Характеристика сгорания топлива, полученная с использованием любой из них зависит только от одного параметра - условной продолжительности сгорания либо времени достижения максимума скорости сгорания. Это означает, что положение максимума скорости сгорания топлива оказывается фиксированным в пределах периода сгорания на *всех* режимах работы, что не соответствует реальной картине и не позволяет достоверно оценить величину максимального давления сгорания.

Известны методы описания характеристик сгорания топлива, основанные на применении уравнений химической кинетики. Согласно К.Нейману [56] химические превращения в цилиндре описываются уравнением бимолекулярной реакции

$$\frac{dC_T}{dt} = -K C_m C_{O_2}, \quad (2.15)$$

где $\frac{dC_T}{dt}$ - скорость уменьшения концентрации топлива,

K - константа скорости реакции,

C_m и C_{O_2} - мгновенные значения концентраций топлива и кислорода в цилиндре.

В настоящее время формулу (2.15) не применяют, так как она не позволяет получить приемлемую точность описания характеристики сгорания топ-

лива. Причина заключается в несоответствии реальной картине допущений о том, что топливо и кислород равномерно распределены в объеме камеры сгорания. Кроме того, константа скорости реакции не является постоянной в процессе горения.

Наиболее полно качественная и количественная сторона явлений, происходящих в цилиндре дизеля в период смесеобразования и сгорания, учтены в математической модели, разработанной проф. Н.Ф.Разлейцевым [47]. Большой объем уравнений, образующих эту модель, не позволяет привести ее полностью. Поэтому здесь отметим лишь ее принципиальные особенности.

Н.Ф.Разлейцев описывает последовательно процессы развития топливного факела в объеме камеры сгорания, растекание пленки топлива, попавшего на стенку, испарение топлива, впрыснутого за период задержки воспламенения, выгорание паров топлива, образовавшихся за период задержки воспламенения, выгорание испаряющегося топлива после воспламенения и догорание продуктов неполного сгорания в процессе расширения. Каждый из этих процессов описывается своим уравнением или системой уравнений, содержащей коэффициенты пропорциональности и «поправки», значения которых должны быть получены из опытных данных. Общее число таких коэффициентов и поправок - как минимум шесть [84, с. 100.. 135]. Поэтому формально модель Н.Ф.Разлейцева может рассматриваться как система, имеющая шесть (или более, в зависимости от принятых допущений) степеней свободы. Естественно, что путем подбора шести коэффициентов можно обеспечить практически полное совпадение расчетных характеристик скорости выгорания топлива с экспериментальными.

Достоверное определение этих коэффициентов для конкретного двигателя - самостоятельная сложная и трудоемкая задача, требующая проведения подчас уникальных экспериментов. Большинство из коэффициентов могут

быть оценены весьма приближенно. Так например, очевидны сложности, возникающие при попытке оценить экспериментальным путем долю топлива, попадающего на стенку камеры сгорания на разных режимах работы двигателя, а следовательно и поправочные коэффициенты в уравнениях, описывающих этот процесс. Не менее сложно оценить экспериментальным путем коэффициенты в уравнениях, описывающих процессы испарения капель топлива в объеме камеры сгорания и пленки топлива с поверхности и т.д.

Для двигателя 6ДН в литературе нет данных о коэффициентах, входящих в модель Н.Ф.Разлейцева, поэтому решение использовать данную модель повлекло бы за собой необходимость проведения самостоятельных исследований процессов топливоподачи, смесеобразования и сгорания в данном дизеле на разных режимах его работы.

С нашей точки зрения, модель Н.Ф.Разлейцева целесообразно использовать для решения задач доводки рабочего процесса. Именно здесь можно реализовать ее главное преимущество - возможность устанавливать влияние конструкции камеры сгорания, характеристик впрыскивания, ориентации топливных струй, режима работы на характеристики тепловыделения. Для решения задач доводки системы воздухообеспечения столь точное описание характеристик выгорания топлива не требуется, поскольку затраты времени и средств на идентификацию математической модели не отразятся на конечных результатах.

Как компромисс между простыми, но недостаточно точными моделями (2.11)...(2.15) и точной, но требующей проведения большого объема предварительных экспериментальных исследований модели Н.Ф.Разлейцева, можно рассматривать формулу для описания характеристик процесса сгорания, предложенную И.И.Вибе [13].

Доля топлива x , выгоревшего к данному углу поворота коленчатого вала, по И.И.Вибе определяется как

(2.16)

где $(pt$ - текущий угол поворота коленчатого вала;

$(p_n$ - угол начала сгорания;

cr_z — условная продолжительность сгорания по углу п.к.в.;

m - эмпирический показатель степени .

Формула (2.16) содержит два параметра, влияющих на характеристику сгорания - m и $(p_z$, в отличие от *одного* в формулах (2.11)..(2.15) и *шести* (или более) в модели проф. Н.Ф.Разлейцева. Две степени свободы позволяют «подстраивать» расчетную характеристику к экспериментальной как по продолжительности процесса сгорания, так и по положению максимума скорости сгорания относительно его начала. Положение максимума скорости определяется величиной показателя m . Чем меньше величина показателя - тем ближе максимум скорости на графике $\frac{dx}{d(P)} = f(\langle p)$ к его началу [13]. Значения m и $(p_z$ определяются путем обработки индикаторных диаграмм конкретного дизеля.

Исходя из изложенного, в данной работе принято задание характеристики сгорания топлива с использованием формулы И.И.Вибе.

Отсутствие данных о значениях m и $(p_z$ в дизеле 6ТД потребовало проведения экспериментов по их определению.

Первичная информация о рабочем процессе дизеля получается в результате стендовых испытаний и снятия индикаторных диаграмм. Описание стенда для испытания двигателя и аппаратуры для снятия индикаторных диаграмм приведено в главе 5. Образец индикаторной диаграммы дизеля 6ТД, снятой пневмоэлектрическим индикатором МАИ-5М приведен на рисунке 5.2, который представляет собой уменьшенную до формата А4 ксерокопию

реальной диаграммы (длина полезного участка реальной диаграммы -360 мм.).

Кроме диаграммы изменения давлений в рабочем цикле, на ту же бумагу снимались диаграммы изменения давления в процессе сжатия-расширения без подачи топлива в цилиндр, которые использовались для определения положения внутренней объемной мертвой точки (в.о.м.т.). Необходимость корректировки положения в.о.м.т по кривой сжатия-расширения обусловлена высокой погрешностью отметчиков в.о.м.т., механически связанных с коленчатым валом, и сильной зависимостью индикаторных показателей от точности определения положения в.о.м.т. Смещение в.о.м.т. на один градус вызывает ошибку в определении индикаторного к.п.д. порядка 8... 10%.

Методика обработки индикаторных диаграмм с целью определения η и (p_z) достаточно полно описана в [13]. Поскольку в данной работе использовались основные положения этой методики, приведем здесь лишь ее краткое описание.

Для того, чтобы определить значения m и $ср_z$ необходимо прежде всего получить по опытным данным зависимость $x=f(ср)$.

При обработке индикаторных диаграмм двухтактного дизеля использовалось программное обеспечение, разработанное на кафедре «Теплотехника и тепловые двигатели» ХарГАЖТ с участием автора. Программы выполняют хотя и важную, но вспомогательную роль. Принципиально новых положений они не содержат, но практическую пользу имеют, поскольку без них получение конкретных результатов было бы весьма трудоемким и длительным. При разработке программного обеспечения ставилась задача свести к минимуму применение промежуточных графических построений на бумаге, что характерно для традиционных методов определения параметров характеристики сгорания, а также исключить субъективный подход при сглаживании многоцикловых диаграмм.

Пример результата работы программы обработки, индикаторной диаграммы приведен на рисунке 2.2.

На первом этапе обработки снимаются ординаты многоциклового диаграммы с шагом 4 °п.к.в. в диапазоне 0...160°, 1 °п.к.в. в диапазоне 161°...200°, 4° в диапазоне 204°...360° , затем эти ординаты вводятся как набор данных в программу обработки. Далее с использованием известного масштаба диаграммы определяется абсолютное давление в каждой точке. Поскольку значения ординат, снимаемых с исходной диаграммы, определены со случайными погрешностями, в программе предусмотрена процедура сглаживания исходных данных. Эта процедура корректирует по методу наименьших квадратов значение ординаты средней точки в группе из пяти последовательных точек. Алгоритм процедуры сглаживания по пяти точкам взят из [27, с. 145, программа П5.28].

После сглаживания исходных давлений вычисляется индикаторная работа L за цикл (360° п.к.в.)

$$L = \frac{\sum p_i v_i - p_0 v_0}{\nu}$$

и среднее индикаторное давление цикла

$$P_{i,y} = \frac{L}{V_h} \cdot$$

Определение характеристики сгорания топлива проводится от момента начала горения. Найти точно этот момент по диаграмме давления не представляется возможным. Поэтому по уравнению состояния идеального газа выполняется расчет средней в данный момент температуры газа в цилиндре. Температурная кривая в момент начала горения имеет выраженный излом, положение которого визуально определяется на экране монитора и фиксируется. Температурная кривая строится *только* в пределах от момента окончания закрытия впускного окна до момента начала открытия выпускного, когда

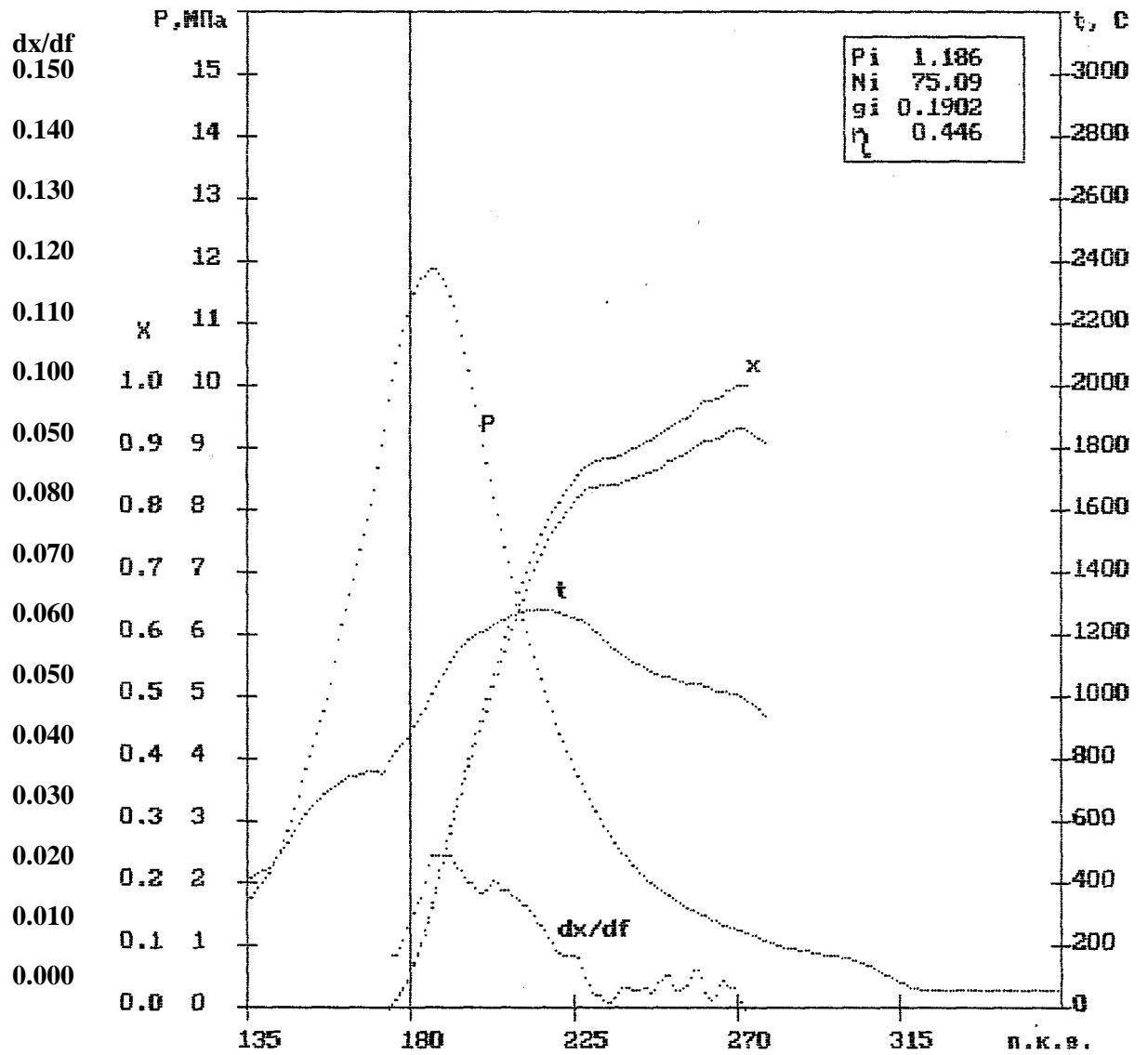


РИСУНОК 2.2. Индикаторная диаграмма

отсутствует газообмен. Утечки через неплотности поршневых колец считаются малыми и не учитываются.

Для определения характеристик тепловыделения по индикаторным диаграммам используется первый закон термодинамики

$$(2.17)$$

где x - доля выгоревшего к данному моменту топлива;

$V_{ц}$ — цикловая порция /подача / топлива;

n - низшая теплота сгорания топлива;

$xV_{ц}O_n^{\wedge}$ - теплота, выделившаяся при сгорании топлива к рассматриваемому моменту времени;

$Q_{Tв}$ - теплота, отведенная в системы охлаждения и смазки;

$(U^? - U_Q)$ - изменение полной внутренней энергии рабочего тела от момента начала сгорания до текущего момента;

$B_{ф}$ - работа расширения, совершенная от начала сгорания к данному моменту времени.

При предварительной обработке индикаторной диаграммы нет возможности разделить теплоту на подведенную к рабочему телу вследствие сгорания топлива и на отведенную из-за теплообмена со стенками. Поэтому используют понятие доли теплоты, потерянной к данному моменту из-за теплообмена со стенками цилиндра и поверхностями поршней:

$$- \frac{Q_{т<р}}{Q_{т<р}} - \frac{Q_{т<р}}{Q_{т<р}}$$

тогда уравнение (2.17) можно переписать в виде

$$x, \Pi = (\wedge - ад + \wedge_5) \quad (2.19)$$

где $X_i^{\wedge} x - x_w$ - доля теплоты, затраченной к данному моменту на изменение внутренней энергии и совершение работы расширения.

Определение X , на участке горения должно проводиться с учетом изменения числа молей газа в цилиндре в связи с химическими реакциями сгора-

ния и теплоемкости смеси в связи с изменением состава газов в цилиндре и температуры. Для простоты принимают, что число молей газа изменяется от своего начального значения M_a до конечного pM_a пропорционально углу поворота коленчатого вала, то есть по линейной зависимости вида

$$M_v = M_a \left(1 + \frac{p-1}{\pi} \alpha \right) \quad (2.20)$$

При обработке диаграммы углом окончания сгорания (ϕ_k в первом приближении необходимо задаться исходя из того, что для высокооборотных дизелей $(\phi_n - \phi_k) = 80^\circ \dots 100^\circ$. Необходимости во втором приближении, как правило, не возникает.

Теплоемкость газа определяется как теплоемкость смеси воздуха и продуктов сгорания. С учетом принятых допущений, из уравнения (2.19) для участка сгорания-расширения в [123] была получена следующая зависимость для определения значения x_T к данному моменту времени

$$x_T = \frac{p \cdot V_n \cdot (19,84 + 214,72 \cdot 10^{-5} T_n) + \xi}{8,314 \cdot V_n \cdot \epsilon - (1,632 + 92,8 \cdot 10^{-5} T_n)}, \quad (2.21)$$

где индексом p обозначены текущие параметры, характеризующие состояние газа в цилиндре, индексом n - параметры, относящиеся к началу горения, ξ - коэффициент, учитывающий потери теплоты на диссоциацию продуктов сгорания, ϵ - коэффициент избытка воздуха.

Зависимость доли сгоревшего топлива от угла поворота коленчатого вала определяют по формуле

$$x_T \sim \frac{X_i}{X_i^{\max}}, \quad (2.22)$$

где X_i^{\max} - наибольшее на всем интервале горения топлива значение доли теплоты X_j . Момент, при котором X_i достигает максимального значения, условно определяет окончание активной фазы сгорания.

Значения X_l и x отличаются на величину тепловых потерь от газа в окружающие поверхности

$$x = x_t + x_w, \quad (2.23.)$$

Значения ψ и ϕ_2 по И.И.Вибе определяем, используя зависимость доли сгоревшего топлива от угла п.к.в.

Для этого исходное уравнение (2.16) логарифмируют и приводят к виду

$$Y = \frac{X + A}{m + 1}, \quad \text{где} \quad (2.24)$$

$$Y = n^{cp}, \quad (2.25)$$

$$X = \{\ln[-\ln(1-x)] - \ln(6,908)\}, \quad (2.26)$$

$$A = \ln(p_z), \quad (2.27)$$

Далее на график в координатах X и Y , вид которого представлен на рисунке 2.3, наносится группа точек, обозначенных символом «+», положение которых задается парой переменных X_i и Y_j . Для определения значений X_i и Y_j из графика $x=f(p)$ выбирают пары значений $(p_i$ и x_i), а затем выполняют вычисления по формулам (2.25)...(2.27). По группе точек «наилучшим» обра-

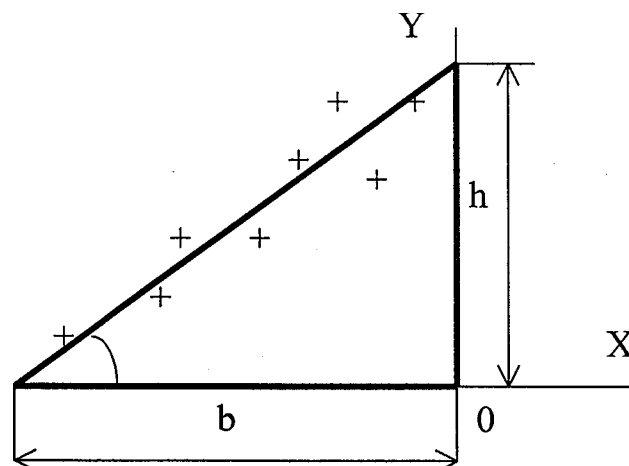


Рисунок 2.3

зом проводят линейную зависимость.

Из графика определяют величину отрезка h , отсекаемого на оси Y и величину отрезка b , отсекаемого на оси X прямой линией.

Условная продолжительность сгорания определяется из уравнения

$$(p_z = \exp(h)), \quad (2.28)$$

а показатель сгорания m - из уравнения

Описанная процедура определения m и $(p_z$ предполагает наличие графического этапа, т.е. построение рисунка 2.3. Такой подход требует значительного времени и не соответствует современному уровню развития методов вычислений и вычислительной техники.

В данной работе определение m и $(p_z$ проводилось с помощью разработанной программы, исключающей построение графиков на бумаге.

Для реализации этой идеи исходное уравнение (2.16) путем логарифмирования было приведено к виду

$$A_{1i}X_i + A_{2i}X_2 = B_i, \quad (2.30)$$

где

$$A_{1i} = \{\ln[-\ln(1-X_i)] - \ln(6,908)\}, \quad (2.31)$$

$$A_{2i} = 1, \quad (2.32)$$

$$B_i = \ln((p_i - p_u), \quad (2.33)$$

$$n_{m+1})^{-1}, \quad (2.34)$$

$$x_2 = \ln(p_z). \quad (2.35)$$

Индексом i обозначен номер какой-либо точки на графике $x=f(p)$, для которой определяется пара значений x , $(p^{\wedge}$.

Каждая точка, снятая с графика $x=f(p)$, дает одно линейное уравнение вида (2.26), поэтому сколько будет снято точек, столько и уравнений получено. При обработке диаграмм снимались 10 точек. Система десяти линейных уравнений, содержащая две неизвестные величины X_i и x_2 является переразмеренной и вследствие неизбежного разброса опытных данных - несовместной.

Для определения X_1 и x_2 была использована программа решения переменной несовместной системы линейных уравнений, приведенная в [27, с.227, программа П5.6]. Программа решает систему линейных уравнений вида $AX=B$ с переопределенной матрицей. Решением системы считается вектор неизвестных, при котором скаляр $(AX-B) \cdot (AX-B)$ принимает наименьшее значение.

Практика работы с программой [27, с.227, программа П5.6] показала, что нельзя задавать крайние значения пар переменных X_j , φ , т.е. сочетания $(\varphi=\varphi_n, x=0)$ и $(\varphi=\varphi_k, x=1)$. При таких сочетаниях возникает останов программы из-за попытки вычислить логарифм нуля.

По сути программа поиска значений m и φ_r реализует тот же подход, что и в классическом методе И.И.Вибе, но только без графического этапа и при выполнении строго формализованной процедуры аппроксимации функции, заданной группой точек, линейной зависимостью.

Величины m и p_z в формуле (2.12) не являются постоянными, а зависят для конкретного двигателя от ряда факторов, влияние которых должно быть учтено при моделировании рабочего цикла дизеля.

Двигатель БТД имеет хорошо доведенную топливную аппаратуру и рабочий процесс. Поэтому в данной работе не рассматривались вопросы влияния конструктивных параметров камеры сгорания и характеристик впрыскивания на рабочий процесс.

Принималось, что параметры рабочего процесса зависят только от частоты вращения коленчатого вала n , цикловой подачи топлива V_c и массы свежего воздуха в цилиндре M . Выбор такого набора режимных факторов, влияющих на процесс сгорания, обусловлен следующими соображениями.

От частоты вращения коленчатого вала зависит время цикла, поэтому она должна влиять на продолжительность сгорания по углу поворота коленчатого вала и на динамичность процесса сгорания. Кроме того, с изменением

частоты вращения изменяется интенсивность впрыскивания топлива, что в свою очередь приводит к изменениям характеристик смесеобразования и сгорания топлива. Влияет частота вращения и на продолжительность процессов газообмена, а также, при фиксированном передаточном отношении привода компрессора, на давление наддува.

Величина цикловой подачи топлива влияет на продолжительность впрыскивания, на качество распыливания топлива, а в сочетании с известной массой свежего воздуха в цилиндре определяют величину коэффициента избытка воздуха для сгорания. Эти факторы существенно влияют на характеристику сгорания.

Масса свежего воздуха в цилиндре является интегральным показателем, характеризующим эффективность работы системы наддува, особенно в случае, когда отсутствует охлаждение наддувочного воздуха. На величину массы свежего воздуха в цилиндре влияет как давление наддува, которое в свою очередь зависит от передаточного отношения привода компрессора, так и температура воздуха на входе в компрессор, т.е. температура окружающей среды.

Исходя из изложенного, зависимость m и cp_z от режимных параметров искали в виде, который часто используется для описания характеристик процесса сгорания [57].

$$\left(\frac{n}{n_n}\right)^A \left(\frac{M}{M_H}\right)^B \cdot \left(\frac{B_C}{B_{CH}}\right)^C, \quad (2.36)$$

$$m = m_n \left(\frac{n}{n_n}\right)^D \left(\frac{M}{M_H}\right)^J \cdot \left(\frac{B_C}{B_{CH}}\right)^H, \quad (2.37)$$

где индексом «н» обозначены параметры, относящиеся к режиму номинальной мощности.

Для определения показателей степени А, В, С, D, J, Н в формулах (2.36), (2.37), была выполнена обработка девяти индикаторных диаграмм, снятых на режимах, отличающихся частотой вращения коленчатого вала, нагрузкой /цикловой подачей топлива/ и давлением наддува. Индикаторные диаграммы получены при испытаниях развернутого дизеля 6ТД. Описание испытательного стенда приведено в главе 5. При этих испытаниях использовался двигатель, не имеющий регулирования передаточного отношения привода компрессора. Для изменения давления наддува при постоянной частоте вращения коленчатого вала применялся выпуск воздуха после компрессора в атмосферу.

Параметры дизеля, на которых снимались индикаторные диаграммы, приведены в таблице 2.1. В первой строке записаны параметры режима номинальной мощности.

Таблица 2.1

	n , <i>мин.¹</i>	N_e , <i>кВт</i>	P_s , <i>МПа</i>	$V_c \cdot 10^4$, <i>л</i>	$M_s \cdot 10^3$, <i>кг</i>	$\frac{Q}{n \cdot k \cdot v}$ <i>фгэ</i>	<i>ГЛ</i>
1(Н)	2800	662	0,290	1,64	4,57	90	0,720
2	2800	368	0,280	1,18	4,44	70,72	0,932
3	2800	367	0,220	1,21	3,76	74,87	0,775
4	2200	594	0,215	1,77	4,02	93,1	0,709
• 5	2200	294	0,208	1,03	3,84	63,1	1,037
6	2200	294	0,161	1,08	3,18	68,25	0,831
7	1600	334	0,132	1,30	2,96	75,03	0,791
8	1600	148	0,123	0,67	2,78	46,80	1,259
9	1600	146	0,117	0,75	2,48	52,05	1,033

Для определения показателей степени А, В, С, D, J, Н уравнения (2.36) и (2.37) путем логарифмирования приводились к виду

$$\ln \frac{N_e}{n} = \ln A + B \ln n + C \ln P_s - D \ln V_c + J \ln M_s + J \ln \frac{Q}{n \cdot k \cdot v} \quad (2.38)$$

$$D \cdot \ln \frac{A \cdot (M \setminus)}{\langle \pi H \cdot J} + J \cdot \ln \frac{B \cdot Y, f m_z}{\setminus B_{CH} \cdot J \setminus m_z \cdot H} + H \cdot \ln \frac{C \cdot Y, f m_z}{\setminus B_{CH} \cdot J \setminus m_z \cdot H} - \ln \frac{D \cdot Y, f m_z}{\setminus B_{CH} \cdot J \setminus m_z \cdot H}, \quad (2.39)$$

Уравнения вида (2.38) и (2.39) являются теперь линейными относительно неизвестных А, В, С, D, J, Н. В качестве коэффициентов выступают выражения, стоящие в круглых скобках. Всего таких уравнений получается шестнадцать - восемь вида (2.38) для определения $(p_z$ и восемь вида (2.39) для определения π , т.е. возникает две системы уравнений, каждая из которых содержит в себе по восемь уравнений. Для решения этих линейных систем с переопределенной матрицей (восемь уравнений, три неизвестных) применялась уже известная программа [27, с.227, программа П5.6]. Результат работы программы приведен в таблицах 2.2 и 2.3, представляющих собой ксерокопии распечатки на принтере значений искомым величин, относительных погрешностей аппроксимации в узлах, а также среднеквадратичное значение относительной погрешности аппроксимации по группе заданных точек. Среднеквадратичная относительная погрешность аппроксимации показателя сгорания составляет 3,2% , а условной продолжительности сгорания - 0,4%. Максимальная относительная погрешность в узле №3 составляет 5,2%. Такие значения среднеквадратичной погрешности позволяют сделать вывод, что структура формул (2.36) и (2.37) выбрана верно.

В результате были получены коэффициенты в эмпирических зависимостях (2.36), (2.37) , устанавливающих связь между режимными параметрами дизеля 6ТД и параметрами $(p_z$ и m в уравнении (2.16) характеристики сгорания топлива И.И.Вибе.

Эти коэффициенты имеют следующие значения

$$\begin{aligned} A=+0,185897, & \quad B= - 0,21579, & \quad C=+0,73727, \\ D=-0,5680409, & \quad J=+0,898895, & \quad H= - 0,8242067. \end{aligned}$$

Окончательно уравнения (2.36) и (2.37) приобретают вид

Таблица 2.2.

Показатели степени в эмпирической
формуле для вычисления m

$c[1] = -5.68040936756007E-0001$
 $c[2] = 8.98895101952575E-0001$
 $c[3] = -8.24206755019668E-0001$

Оценка относительной погрешности аппроксимации
в узловых точках плана эксперимента

Y -значение функции в узле, eps - относительная погрешность

$a = 1$	$Y = 9.32000000000000E-0001$	$eps = 4.00553699713120E-0002$
$z=2$	$Y = 7.75000000000000E-0001$	$eps = 2.61817181032543E-0002$
$a=3$	$y = 7.09000000000000E-0001$	$eps = 5.24968101420106E-0002$
$j=4$	$y = 1.03700000000000E+0000$	$eps = 2.86728919160067E-0002$
$a=5$	$Y = 8.31000000000000E-0001$	$eps = 1.60965442575683E-0002$
$j=6$	$Y = 7.91000000000000E-0001$	$eps = 3.24973854313258E-0003$
$z=7$	$Y = 1.25900000000000E+0000$	$eps = -2.21348506596250E-0002$
$a=8$	$Y = 1.03300000000000E+0000$	$eps = -2.44237176002284E-0002$
Средне квадр. ошибка: $3.21249657366453E-0002$		

Таблица 2.3.

Показатели степени в эмпирической
формуле для вычисления fz

$c[1] = 1.85897540190964E-0001$
 $c[2] = -2.15972023254110E-0001$
 $c[3] = 7.37276318387047E-0001$

Оценка относительной погрешности аппроксимации
в узловых точках плана эксперимента

Y -значение функции в узле, eps - относительная погрешность

$a=1$	$Y = 7.07200000000000E+0001$	$eps = -4.62667366808692E-0003$
$a=2$	$Y = 7.48800000000000E+0001$	$eps = -1.87153970910045E-0003$
$a=3$	$Y = 9.31000000000000E+0001$	$eps = -5.25405516600116E-0003$
$a=4$	$Y = 6.31000000000000E+0001$	$eps = -4.92267736217583E-0003$
$a=5$	$Y = 6.82500000000000E+0001$	$eps = -2.13517702277876E-0003$
$a=6$	$Y = 7.50300000000000E+0001$	$eps = -3.99472522137662E-0004$
$i=7$	$Y = 4.68800000000000E+0001$	$eps = 4.44168389005378E-0003$
$a=8$	$Y = 5.20500000000000E+0001$	$eps = 1.24065371037702E-0003$
Средне квадр. ошибка: $3.83094458392913E-0003$		

$$(p_z = 90 - \frac{z \sqrt{0,185897}}{\pi} \sqrt[4]{2800}; \quad f M Y^{0,21579} \sqrt[4]{4,57 \cdot 10^9} \quad (2.40)$$

$$m = 0,72 - \frac{z \sqrt{-0,5680409}}{\pi \sqrt[4]{2800}} \frac{M \sqrt{0,898895}}{\sqrt[4]{4,57 \cdot 10^9}} \sqrt{-0,8242067} \sqrt[4]{1,64 \cdot 10^{14}},$$

Хотя формулы (2.40) и (2.41) эмпирические, имеет смысл на основании знаков и значений показателей степени пояснить качественное влияние различных факторов на характеристику сгорания.

Рассмотрим вначале, как влияют выбранные параметры на условную продолжительность сгорания (p_z).

Из (2.40) следует, что с уменьшением частоты вращения коленчатого вала (p_z уменьшается, однако темп уменьшения невелик так как показатель степени A относительно мал. Такую закономерность можно объяснить тем, что при уменьшении n с одной стороны увеличивается время цикла, что и вызывает уменьшение продолжительности сгорания по углу п.к.в. С другой стороны, при снижении n уменьшается интенсивность вихря в цилиндре и интенсивность впрыскивания топлива, что приводит к ухудшению смесеобразования и увеличению продолжительности сгорания. Так как показатель A положителен, можно сделать вывод, что преобладающим оказывается фактор увеличения времени цикла при уменьшении n .

Уменьшение s_{p_z} при уменьшении массы свежего воздуха в цилиндре (показатель B отрицателен) объясняется тем, что снижение коэффициента избытка воздуха приводит к увеличению продолжительности процесса сгорания.

Влияние цикловой подачи топлива на продолжительность сгорания также совершенно закономерно - для сжигания меньшего количества топлива требуется меньше времени.

Рассмотрим теперь, как влияют выбранные параметры на показатель процесса сгорания τ . При этом будем помнить, что меньшим значениям m соответствует более «жесткий» процесс горения, у которого максимум скорости горения приближен к началу.

Из формулы (2.41) следует, что с уменьшением частоты вращения коленчатого вала и при остальных неизменных параметрах ($V_{ц}$, M), показатель m увеличивается (показатель D отрицателен), т.е. процесс сгорания становится более мягким. Объяснить это можно тем, что при постоянной цикловой подаче топлива уменьшение частоты вращения вызывает увеличение продолжительности впрыскивания, поэтому количество топлива, поданного за период задержки воспламенения, будет меньше. Уменьшение количества топлива, впрыснутого за период задержки воспламенения, способствует возникновению более «мягкого» процесса сгорания, что формально приводит к увеличению значения показателя η .

Зависимость показателя η от массы свежего заряда в цилиндре M близка к линейной, т.е. можно сказать, что уменьшение M вызывает уменьшение τ , т.е. к увеличению жесткости процесса. Объяснить это можно тем, что величина M является интегральным показателем, характеризующим работу системы наддува. В дизеле бТД, не имеющем промежуточного охлаждения наддувочного воздуха, меньшие значения M получаются при меньших»..
давлениях наддува и температурах наддувочного воздуха. Снижение температуры наддувочного воздуха приводит к увеличению периода задержки воспламенения, увеличению доли топлива, впрыснутого за этот период и, как следствие, к увеличению жесткости процесса сгорания.

Несколько сложнее объяснить, почему при уменьшении цикловой подачи топлива $V_{ц}$ показатель m увеличивается. Обратим внимание, что показатели «С» и «Н» близки по величине, но отличны по знаку. Во взаимосвязи это означает, что уменьшение цикловой подачи приводит, с одной стороны, к

снижению продолжительности сгорания, а с другой стороны, максимум скорости на характеристике выгорания топлива отдалается от момента начала горения. Однако нужно иметь в виду, что показатель m определяет положение максимума скорости горения *относительно продолжительности горения, выраженной в безразмерных единицах* $q > = \frac{P_2}{P_1} \frac{V_{ц1}}{V_{ц2}}$. Поэтому, хотя в относительных единицах u в любом случае меняется от 0 до 1, абсолютное время полного процесса горения с уменьшением $V_{ц}$ уменьшается. Можно говорить о том, что несмотря на более «позднее» возникновение максимума скорости сгорания в *относительных координатах*, положение максимума скорости в координатах, связанных с абсолютным временем, отсчитываемым от начала процесса горения, практически не изменяется. Это физически вполне объяснимо - изменение цикловой подачи топлива производится за счет изменения продолжительности подачи (отсечкой задней кромкой плунжера ТНВД) и на количестве топлива, поданного за период задержки воспламенения, не сказывается. Это обстоятельство и нашло отражение в разных знаках показателей «С» и «Н» в формулах (2.40) и (2.41).

Использование эмпирических формул (2.40) и (2.41) для определения (p_z и m позволяет учесть изменение индикаторных показателей при изменении скоростного и нагрузочного режимов дизеля 6ТД, а также параметров наддувочного воздуха. Последние могут изменяться как из-за изменения передаточного отношения привода компрессора, так и из-за изменения температуры окружающей среды. Появляется также возможность учесть влияние особенностей газообмена в отдельных цилиндрах на индикаторные показатели. В этом случае различие в индикаторных показателях будет обусловлено различием ϕ_2 и m , вызванным различием масс свежего воздуха для сгорания.

Использование эмпирических формул (2.40) и (2.41) для определения (p_z и m позволяет учесть изменение индикаторных показателей при изменении скоростного и нагрузочного режимов дизеля 6ТД, а также параметров наддувочного воздуха. Последние могут изменяться как из-за изменения передаточного отношения привода компрессора, так и из-за изменения температуры окружающей среды. Появляется также возможность учесть влияние особенностей газообмена в отдельных цилиндрах на индикаторные показатели. В этом случае различие в индикаторных показателях будет обусловлено различием ϕ_2 и m , вызванным различием масс свежего воздуха для сгорания.

При расчетах рабочего цикла дизеля задаются моментом (углом п.к.в.) начала подачи топлива в цилиндр. Момент начала сгорания определяют с учетом задержки воспламенения. Период задержки воспламенения определяется по эмпирической формуле А.И.Толстова

$$\tau_{\text{з.}} = 3,8 \cdot 10^{-2} \cdot (1 - 1,6 \cdot 10^{-4} \cdot n)^{-1} \cdot \exp \left(\frac{E}{RT_H} \right)$$

где индексом «н» обозначены параметры, относящиеся к моменту начала подачи топлива в цилиндр, а E - условная энергия активации предпламенных реакций ($E=24000 \dots 25000$ кДж/кмоль).

2.3 Расчет процессов газообмена в цилиндре

Как отмечалось, термодинамическая модель ХарГАЗТа практически не применялась ранее для изучения процессов в двухтактных двигателях из-за трудностей моделирования процессов газообмена в цилиндре. Не вдаваясь в детальное описание известных методов расчета газообмена, остановимся только на принципиальных моментах, выделяя предложенные в данной работе решения, позволившие эти трудности преодолеть.

При расчете процессов газообмена в цилиндре термодинамическими методами принимают какую-либо гипотезу о характере взаимодействия порций газа, поступающего в выделенную зону с газом, находящимся в зоне. Н.М.Глаголев [16] выделяет две гипотезы - гипотезу мгновенного перемешивания порций газа, поступающего в зону с газом в зоне и гипотезу чистого выталкивания продуктов сгорания свежим воздухом, входящим в цилиндр через продувочные окна. Очевидно, что эти гипотезы представляют собой предельные схемы описания реальных процессов в цилиндре.

В случае, если расчет газообмена в цилиндре ведется по гипотезе мгновенного перемешивания, параметры состояния газа в цилиндре расчи-

тываются путем решения системы (2.4)...(2.6), из уравнений которой исключают члены, учитывающие тепловыделение от сгорания топлива.

При расчете параметров состояния по гипотезе чистого выталкивания методика расчета несколько усложняется. В цилиндре в этом случае выделяется две зоны - зона продуктов сгорания и зона чистого воздуха. Считают, что давление в зонах одинаково, а остальные параметры состояния газа различны. Принимают также, что источником (стоком) массы для зоны чистого воздуха является впускное окно, а источником (стоком) массы для зоны продуктов сгорания - выпускное. Тогда изменение давления в цилиндре dp_i можно найти по упрощенному уравнению (2.4)

$$dp_i = \frac{1}{\gamma} \left[a - R - T_{ex} - dM_{ex} - R - T_{nci} - dM_{ncbix} - p_i - dV_i \right], \quad (2.42)$$

а затем и давление $p_{i+1} \sim p_i$ на конец i -го шага расчета.

Далее последовательность расчета такова.

По уравнению адиабаты находится температура газа $T_{ПС}$ в зоне чистых продуктов сгорания, из которой происходит истечение через выпускные окна

$$T = T_0 \left(\frac{p_i}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.43)$$

где индексом «0» обозначены параметры, относящиеся к началу расчета процесса продувки по гипотезе чистого выталкивания, а индексом «i» - текущие параметры.

Определяется текущее значение массы продуктов сгорания, а также объем, который они занимают

$$M_{nc, i+1} = M_{ПС, 0} + dM_{ncвых, i} \quad (2.44)$$

$$V_{ПС, i+1} = \frac{M_{nc, i+1}}{\rho_{ПС}}$$

по ЛСА

P_M

Объем зоны свежего воздуха $V_{s>i}$ можно найти как разность между полным текущим объемом цилиндра и объемом, занимаемым продуктами сгорания. Текущее значение массы свежего воздуха в цилиндре находится

как $M_{Si} = M_{Sii} + dM_{s,,i}$, а затем по уравнению состояния идеального газа вычисляется среднemasсовая температура в зоне свежего воздуха на конец шага счета. Таким образом, для любого момента продувки цилиндра оказываются определены термодинамические параметры состояния газа в зонах чистого воздуха и чистых продуктов сгорания.

Расчет по гипотезе чистого вытеснения не ведут до момента полного исчезновения остаточных продуктов сгорания из цилиндра, поскольку это не соответствует реальной картине процесса. Даже при самых совершенных схемах продувки в цилиндре остаются остаточные газы. Поэтому в какой-то момент продувки производят смену гипотез, т.е. от расчета по алгоритму «чистого вытеснения» переходят к расчету по алгоритму «мгновенного перемешивания» [16]. В момент смены алгоритмов производится осреднение параметров в цилиндре по обычным формулам смешения при $V = \text{const}$ двух порций газа с разными температурами и удельными теплоемкостями [115]. В результате этого определяется осредненный состав газа и осредненная температура газов в цилиндре. На графике зависимости температуры в цилиндре от угла п.к.в. в точке смены гипотез возникает разрыв.

Принципиальным вопросом, который не может быть решен в рамках термодинамических методов расчета, является вопрос выбора момента перехода от гипотезы «чистого вытеснения» к гипотезе «мгновенного перемешивания». Проблема выбора этого момента дополнительно осложняется в случае, если двигатель работает не на одном фиксированном режиме, а по скоростным, нагрузочным или иным характеристикам, если в результате регулирования системы наддува происходит изменение параметров наддувочного воздуха, если изменяется геометрия продувочных или выпускных окон.

В принятой за основу модели и программе ХарГАЗТа была предусмотрена возможность расчета как по гипотезе чистого вытеснения, так и по гипотезе мгновенного перемешивания с *принудительным* заданием мо-

мента смены гипотез, однако отсутствие данных или рекомендаций о выборе момента смены гипотез не позволяла ранее проводить оптимизационные расчеты двухтактных двигателей вообще, а дизеля 6ТД в частности.

На первом этапе данной работы с использованием базовой программы ХарГАЗТа была выполнена серия пробных расчетов дизеля 6ТД. В этих расчетах принудительно задавались различные моменты перехода от алгоритма расчетной схемы «чистого выталкивания» к алгоритму схемы «мгновенного перемешивания».

Расчеты показали, что даже на одном режиме работы *за счет подбора момента смены гипотез не удается получить сочетание коэффициента продувки и коэффициента остаточных газов, адекватное опытными данным.* Для двигателя 6ТД характерно сочетание больших значений коэффициента продувки ($\phi=1,18\dots 2$) с достаточно большим коэффициентом остаточных газов ($\gamma=0,04\dots 0,08$). Причиной этого является сложный пространственный характер течения воздуха в цилиндре, который совершенно не соответствует схеме чистого выталкивания.

Продувочные окна дизеля 6ТД (16 шт.) имеют прямоугольную форму и выполнены с переменным по высоте направлением оси канала. Это обеспечивает закрутку воздушного потока в цилиндре в период впуска. Закрутка необходима для качественного смесеобразования. Однако она приводит к тому, что область вблизи оси цилиндра плохо продувается. В то время как продувочный воздух, движущийся вблизи стенки цилиндра, достигает выпускных окон и начинает выходить в выпускной коллектор, в области вблизи продольной оси цилиндра оказываются «запертыми» остаточные газы [59, 75]. Смешение этих газов со свежим воздухом происходит относительно медленно и не соответствует схеме «мгновенного перемешивания».

Расчетное определение локальных параметров трехмерного нестационарного турбулентного течения двухкомпонентной газовой смеси в цилиндре

ре в период продувки и интегральных показателей газообмена представляет собой весьма сложную и трудоемкую задачу, решению которой посвящены самостоятельные работы [6, 7, 19, 74, 75].

В настоящей работе были предложены усовершенствования в методике и программе расчета рабочего цикла дизеля, базирующейся на термодинамической модели ХарГАЗТа, которые позволили повысить точность расчета интегральных показателей газообмена.

Суть усовершенствований заключается в следующем.

1. Было предложено изменить схему расчета процесса газообмена. Вместо сочетания алгоритмов «чистого вытеснения» и «мгновенного перемешивания» в работе предложена схема, предусматривающая на первом этапе, как и ранее, расчет по алгоритму «чистого вытеснения», а на втором этапе расчет по схеме, названной нами «прорыв воздуха с запираемостью остаточных газов». В соответствии с этой схемой *в какой-то момент* расчет по алгоритму «чистого вытеснения» прекращаем и фиксируем значение параметров состояния остаточных газов в цилиндре. Считаем, что начиная с этого момента из цилиндра выходит только чистый воздух, который прорывается от продувочных окон к выпускным, а продукты сгорания оказываются «запертыми» в области вблизи продольной оси цилиндра и их масса в процессе дальнейшей продувки не меняется. Для реализации этой схемы в уравнении (2.42) второе слагаемое в квадратных скобках должно быть изменено - вместо выражения $R'T_{ncj} - dM_{nc,вых. I}$, параметры которого относятся к зоне продуктов сгорания, нужно записать выражение $R - T_{s,,} - cM\$_{вых.}$, параметры которого относятся к чистому воздуху в цилиндре, а также принять, что $dM_{nc,вых. I} = 0$. После закрытия выходных окон производим осреднение параметров газа, находящегося в зоне чистого воздуха и в зоне продуктов сгорания.

2. Для определения момента перехода от расчета по алгоритму «чистого вытеснения» к алгоритму «прорыва воздуха с запираемостью остаточных газов»,

в данной работе использованы зависимости, заимствованные из [7]. Эти зависимости связывают интегральные показатели газообмена в цилиндре дизеля семейства ДН12/2х12, (массу свежего воздуха в цилиндре M_s , коэффициент продувки σ_p , коэффициент остаточных газов γ , наибольшее значение тангенциальной составляющей скорости вихря в камере сгорания W_t) с режимными и конструктивными параметрами и имеют вид:

$$M_s = f_1(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5), \quad (2.46)$$

$$\sigma_p = f_2(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5), \quad (2.47)$$

$$\gamma = f_3(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5), \quad (2.48)$$

$$W_t = f_4(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5), \quad (2.49)$$

где $x_1 = n$ (n - частота вращения коленчатого вала, мин.⁻¹),

$x_2 = p_2^0 / P_2$ (отношение давления во впускном ресивере к среднему

давлению в выпускном коллекторе);

$x_3 = p_2 - 10^5$ (p_2 - давление в выпускном коллекторе, Па);

$x_4 = \beta$ (угол начала открытия выпускного окна, ° п.к.в., в системе отсчета связанной с “продувочным” валом);

$x_5 = \alpha$ (максимальный угол, в градусах, между осью канала продувочного окна и радиусом цилиндра, проведенным к центру окна - “закрутка окна”). Зависимости (2.46)...(2.49) имеют одинаковую форму полиномов второй степени с парным взаимодействием

$$\begin{aligned} Y = & a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + a_4 x_4 + a_5 x_5 + \\ & a_{12} x_1 x_2 + a_{13} x_1 x_3 + a_{14} x_1 x_4 + a_{15} x_1 x_5 + \\ & a_{23} x_2 x_3 + a_{24} x_2 x_4 + a_{25} x_2 x_5 + \\ & a_{34} x_3 x_4 + a_{35} x_3 x_5 + \\ & a_{45} x_4 x_5. \end{aligned} \quad (2.50)$$

Они получены в результате аппроксимации результатов расчетного исследования процессов газообмена в цилиндре дизелей ряда ДН12/2х12, вы-

полненного с использованием программы расчета нестационарного трехмерного турбулентного течения двухкомпонентной газовой смеси [74]. Наборы значений коэффициентов $a_0 \dots a_{20}$ для определения M_s , y , p , W_t заимствованные из [7], приведены в таблице 2.4. По формулам типа (2.50) построены графики, иллюстрирующие влияние различных факторов на показатели газообмена дизеля ДН12/2х12. Эти графики, заимствованные из [7], приведены на рисунках 2.4 и 2.5.

Для определения момента перехода от одной расчетной схемы к другой нужно только одно уравнение (2.48), позволяющее определить коэффициент остаточных газов. В процессе расчета продувки по гипотезе «чистого выталкивания» на каждом шаге счета определяется значение отношения числа молей свежего воздуха, находящегося в данный момент в цилиндре, к числу молей остаточных газов $y = m_{s,i} / m_{pc,i}$,

а также, по формуле (2.48) с использованием известных текущих значений n , p_2 , cp_e и p_3 величину коэффициента остаточных газов y_r . Если $y > y_r$, то расчет ведется по алгоритму «чистого выталкивания», иначе происходит переход на алгоритм «прорыва воздуха с запираем остаточных газов».

Разумеется, такой расчет газообмена также является приближенным в силу того, что формула (2.48) аппроксимирует результаты моделирования процессов продувки, происходящих при постоянном давлении в выпускном коллекторе. В реальном дизеле давление в коллекторе является переменным. Смягчающим обстоятельством является то, что в период собственно продувки цилиндра давление в выпускном коллекторе меняется незначительно.

Несмотря на приближенный характер, предложенная модификация методики и программы расчета обеспечила приемлемое совпадение расчетных и экспериментальных данных (смотри рисунки 2.14 ... 2.19).

Таблица 2.4.. Коэффициенты уравнений регрессии аппроксимирующие характеристики газообмена дизеля ДН12/2*12

	$M_s \cdot 10^3, \text{кг}$	$\langle P$	$Y, \%$	$W_T, \text{М/С}$
ао	-117,5981	-25,489	191,6	-9,368301
аі	$2,152 \cdot 10^3$	$-5,9 \cdot 10^3$	$-3,096377 \cdot 10^2$	$-2,785462 \cdot 10^3$
а ₂	10,44314	23,98438	25,62702	12,96016
а ₃	4,059276	-0,9335118	2,065218	$9,350747 \cdot 10^2$
а ₄	1,953944	0,46	-4,138883	$-3,273165 \cdot 10^2$
а ₅	0,2951866	-0,0647879	0,475	0,0829501
а ₆	$7,002003 \cdot 10^4$	$1,718062 \cdot 10^3$	$2,303213 \cdot 10^3$	$4,929509 \cdot 10^4$
а ₇	$-7,71453 \cdot 10^5$	$-4,239865 \cdot 10^5$	$-3,812291 \cdot 10^4$	$2,942579 \cdot 10^5$
а ₈	$-3,9909 \cdot 10^5$	$4,845808 \cdot 10^5$	$2,96757 \cdot 10^4$	$1,962475 \cdot 10^5$
а ₉	$2,733 \ 832 \cdot 10^6$	$5,764196 \cdot 10^5$	$1,983586 \cdot 10^5$	$1,239845 \cdot 10^5$
аю	0,8286943	0,128523	3,939571	-0,2423416
ап	$2,697971 \cdot 10^2$	-0,1214815	-0,24601	$-2,470271 \cdot 10^2$
аю	-0,0758261	$2,429996 \cdot 10^2$	-0,203709	$-8,731532 \cdot 10^3$
аіз	$-3,541505 \cdot 10^2$	$7,930913 \cdot 10^4$	-0,1530768	$5,024243 \cdot 10^3$
аи	$-6,5 \cdot 10^4$	$2,01337 \cdot 10^3$	$-4,626672 \cdot 10^2$	$-2,232714 \cdot 10^3$
аю	$-2,2 \cdot 10^3$	$4,219584 \cdot 10^4$	$1,552332 \cdot 10^3$	$-2,437626 \cdot 10^4$
аю	$1,590837 \cdot 10^7$	$5,045142 \cdot 10^7$	$-1,617951 \cdot 10^7$	$-1,628062 \cdot 10^8$
а ₁₇	-3,215578	-2,443232	-0,7713974	-2,817512
аю	0,2515515	0,1882323	2,749871	$-1,856846 \cdot 10^2$
аю	$-8,667476 \cdot 10^3$	$-2,453 \cdot 10^3$	$2,204189 \cdot 10^2$	$3,106621 \cdot 10^4$
аго	$5,5 \cdot 10^5$	$-1,856694 \cdot 10^4$	$-2,792548 \cdot 10^3$	$-3,418719 \cdot 10^4$

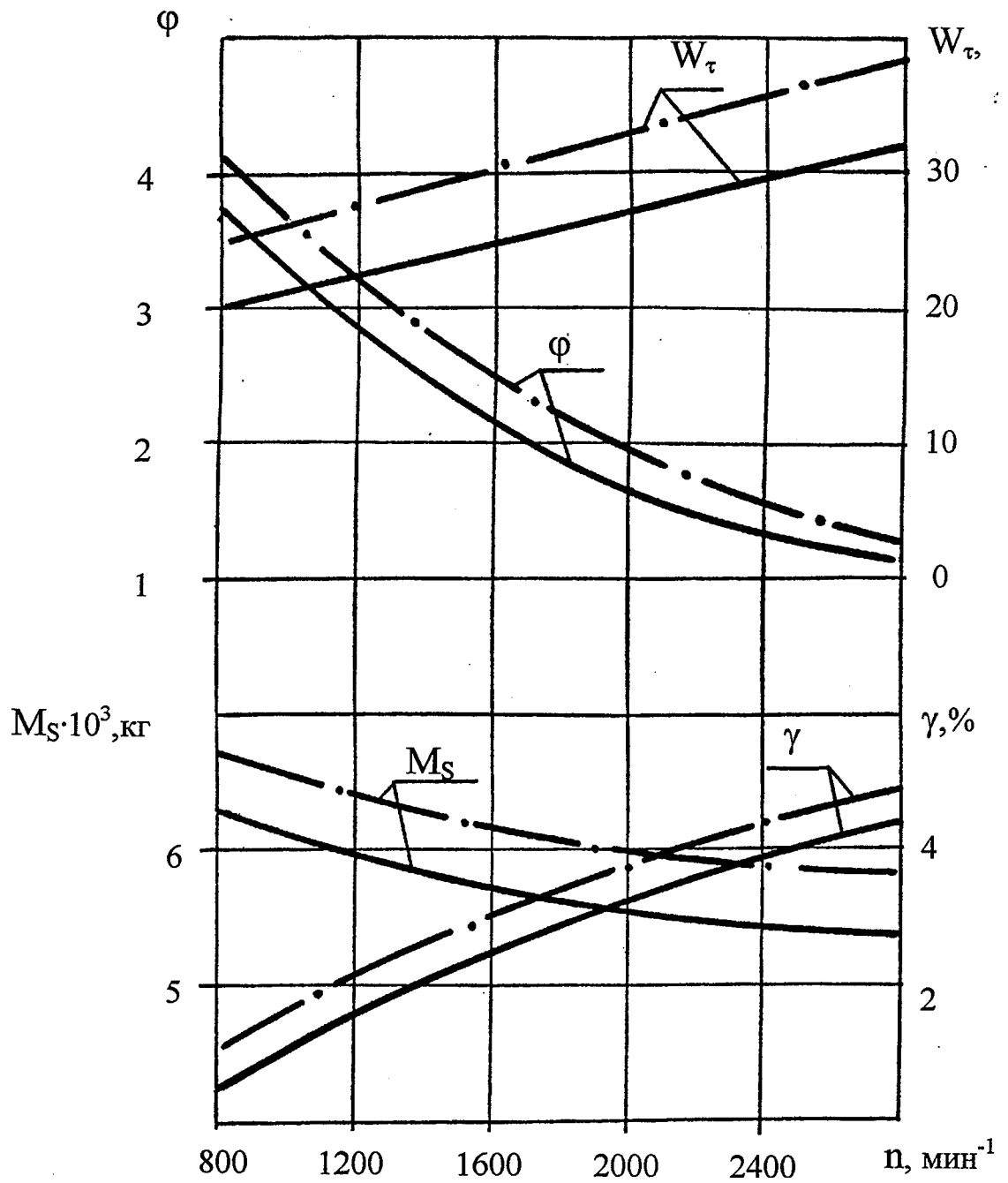


Рисунок 2.4 Влияние частоты вращения на показатели газообмена

$P_s=0,292$ МПа, ($P_s/P_T=1,22$)

$P_8=0,3107$ МПа, ($P_s/P_r=1,3$)

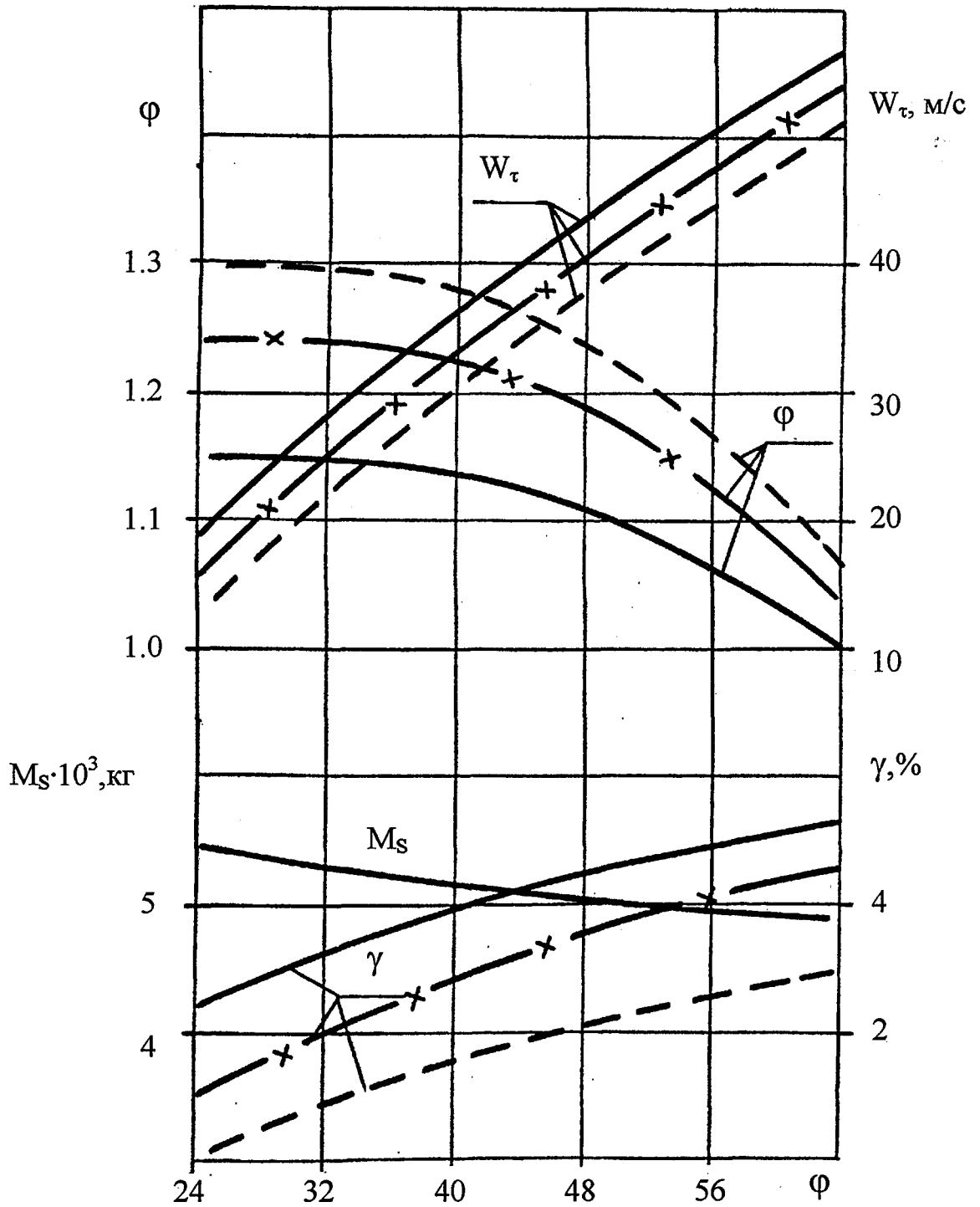


Рисунок 2.5 Влияние угла закрутки продувочных окон на показатели газообмена.

$\Pi=2200$ мин \ $P_s/P_i=1,22$ $P_T=0,239$ МПа

■ --- $\phi_e=103$ п.к.в.

—z— ($p_e=100$ п.к.в.

— $\phi_e=97$ п.к.в.

2.4 Расчет процессов в коллекторах и трубопроводах

При расчете процессов в коллекторах и трубопроводах впускной и выпускной систем в исходной системе уравнений (2.4)...(2.6) количество теплоты, подводимой к газу, и изменение массы газа в зоне вследствие сгорания топлива принимаются равными нулю, а объемы зон постоянными. Расчет ведется по алгоритму схемы «мгновенного перемешивания».

Массовые скорости газа, втекающего или вытекающего из рассматриваемого объема за временной шаг счета, в случае течения через органы газораспределения или охладитель наддувочного воздуха определяются по формулам для расчета истечения через отверстия. При этом учитываются:

- мгновенное эффективное проходное сечение окон;
- влияние состава и температуры газа на показатель адиабаты;
- характер перепада давления, вызывающего течение газа (докритический или сверхкритический).

В случае, если газ входит в объем рассматриваемой зоны через компрессор или выходит из зоны через турбину, мгновенные значения расхода определяются по характеристике компрессора или турбины. Связь между расходом газа G_K через компрессор и КПД компрессора η_K со степенью повышения давления π_K и частотой вращения рабочего колеса n_K устанавливается с использованием зависимостей, аппроксимирующих универсальную характеристику компрессора полиномами третьей степени:

$$C_K = a_1 + a_2 \pi_K + a_3 \eta_K + a_4 \pi_K^2 + a_5 \eta_K^2 + a_6 \pi_K \eta_K + a_7 \pi_K^2 \eta_K + a_8 \eta_K^2 \pi_K + a_9 \pi_K^3 + a_{10} \eta_K^3, \quad (2.46)$$

$$\eta_K = B_1 - B_2 \pi_K + B_3 \eta_K + B_4 \pi_K^2 + B_5 \eta_K^2 + B_6 \pi_K \eta_K + B_7 \pi_K^2 \eta_K + B_8 \eta_K^2 \pi_K + B_9 \pi_K^3 + B_{10} \eta_K^3, \quad (2.47)$$

где G_K - расход воздуха через компрессор;

- η_K - КПД компрессора;
- n_K - частота вращения рабочего колеса компрессора;
- π_K - степень повышения давления в ступени.

$a_i, a_g, \dots a_{10}, v_1, v_2, \dots v_{10}$ - коэффициенты, которые определялись с помощью программы [27, с.227, программа П5.6].

Температура T_k , с которой газ покидает компрессор, определяется по формуле:

$$T_k = T_0 + \frac{m_{ad}}{R C_p} \quad (2.53)$$

где $N_{адк}$ - удельная работа адиабатического сжатия в компрессоре

$$N_{адк} = -RT_0 \left(\frac{1}{\epsilon} - 1 \right)^{\frac{1}{k}} \quad (2.54)$$

η_k - КПД компрессора;

C_p - теплоемкость воздуха;

T_0 - температура воздуха на входе в компрессор;

k - показатель адиабаты.

Температура и давление газа на входе в двигатель задаются в исходных данных.

Для расчетов мгновенных параметров газа в выпускном коллекторе турбопоршневого ДВС необходимо задать зависимости КПД и расходную характеристику турбины. Для вычисления мгновенного КПД турбины η_t применяются зависимость А.Н.Шерстюка, учитывающую парциальность

$$\eta_t = \eta_{t \max} \cdot \left(\frac{b_0 + b_1 \frac{x_{ад}}{x_{опт}} + b_2 \frac{U}{C_{ад}} + b_3 \frac{U^2}{C_{ад}^2}}{b_0 + b_1 \frac{x_{ад}}{x_{опт}} + b_2 \frac{U}{C_{ад}} + b_3 \frac{U^2}{C_{ад}^2}} \right)^{\frac{1}{\epsilon}} \quad (2.55)$$

где b_0, b_1, b_2, b_3 опытные коэффициенты,

$$\frac{x_{ад}}{x_{опт}}, \quad x_{ад} = \frac{U}{C_{ад}}$$

$\eta_{t \max}$ - значение $x_{ад}$, при котором достигается максимальный к.п.д. турбины,

U - окружная скорость на среднем радиусе межлопаточного канала рабочего колеса;

Сад - скорость адиабатического истечения газа;

$\langle p_t$ - степень геометрической парциальности соплового аппарата;

α_l — угол выхода потока из соплового аппарата турбины.

При расчетах импульсных систем наддува принималось ($p_t=0,5$ при расчете систем с общим выпускным коллектором $\langle p_t = 1$).

Расходная характеристика турбины описывается формулой С Ю51 ‘

$$\frac{G_T}{\gamma} = \frac{I_{K1} I I}{V_{K-1} R \gamma^{n/k_n \epsilon / k}} \cdot \frac{1}{i_{п-1} \sqrt{\frac{1}{k+1/5}}}$$

где G_T - расход газа через турбину,

P_T, T_T - давление и температура газа перед турбиной,

f_{ca} - минимальное проходное сечение соплового аппарата турбины,

Δp_c - перепад давлений на сопловом аппарате турбины,

(2-57)

Δp_L - перепад давлений на всей ступени,

ρ - реактивность ступени.

Значения крутящего и тормозного моментов, создаваемых соответственно турбиной и компрессором, определяются по формулам:

$$M_{Tj} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{p_{Tj}}{\rho_{Tj}} \frac{1}{\omega_{Tj}}, \quad (2.58)$$

$$M_{G\Lambda} = \frac{G \cdot r}{\omega} \quad (2.59)$$

Δh_T - удельная работа адиабатного расширения газа в турбине,

ω - угловая скорость рабочего колеса турбины.

Частота вращения рабочих колес турбины и компрессора в нашем случае однозначно определяется частотой вращения коленчатого вала. Далее

вычисляется средняя за цикл разница мощностей турбины и компрессора A_{NTK} , которая передается коленчатому валу:

$$A_{NTK} = \frac{7pt}{0} \sum_{j=1}^n G_{Tj} \Delta T_{Tj} \eta_{Tj} \eta_{Kj} \quad \frac{J}{P_{K0}} \quad \frac{adj}{dr} \quad \frac{1}{T_4} \quad (2.60)'$$

где $t_{ц}$ - продолжительность цикла, с;

$\eta_{рт}$ - КПД редуктора между коленчатым валом и турбиной;

$\eta_{рк}$ - КПД редуктора между коленчатым валом и компрессором.

В случае применения преобразователя импульсов (ПИ) он устанавливается между выпускными коллекторами и турбиной. Схема течения в ПИ приведена на рисунке 2.6. Для определения граничных условий у ПИ в методе и программе ХарГАЗТа приняты следующие допущения:

- смешение потоков в камере смешения мгновенное;
- давление на срезе сопел преобразователя импульсов постоянно по сечению, но меняется во времени.

В общем случае, для мгновенно смешивающихся потоков газа в камере смешения ПИ справедливы уравнения законов сохранения массы, количества движения и энергии:

$$\sum_{\alpha=1}^m X_{\alpha} - \sum_{\beta=1}^m X_{\beta} = 0, \quad (2.61)$$

$$\sum_{k=1}^m G_k \pm Y^G \sum_{k=1}^m G_k \sim P c^k f c^k + 2iL + D, = 0, \quad (2.62)$$

$$G'_D C_P T_D + \sum_{k=1}^m G'_k C_{Pk} T_{Pk} + \sum_{k=1}^m \frac{W_k^2}{2} = 0, \quad (2.63)$$

где G_{sk} и G_D - текущие мгновенные значения массовых расходов газов, проходящих соответственно через сопла и концевое сечение камеры смешения;

$R_{тр}$ - сила трения о стенки, действующая на газовый поток в камере смешения (определяется по зависимостям для вычисления потерь давления в трубах при установившихся течениях);

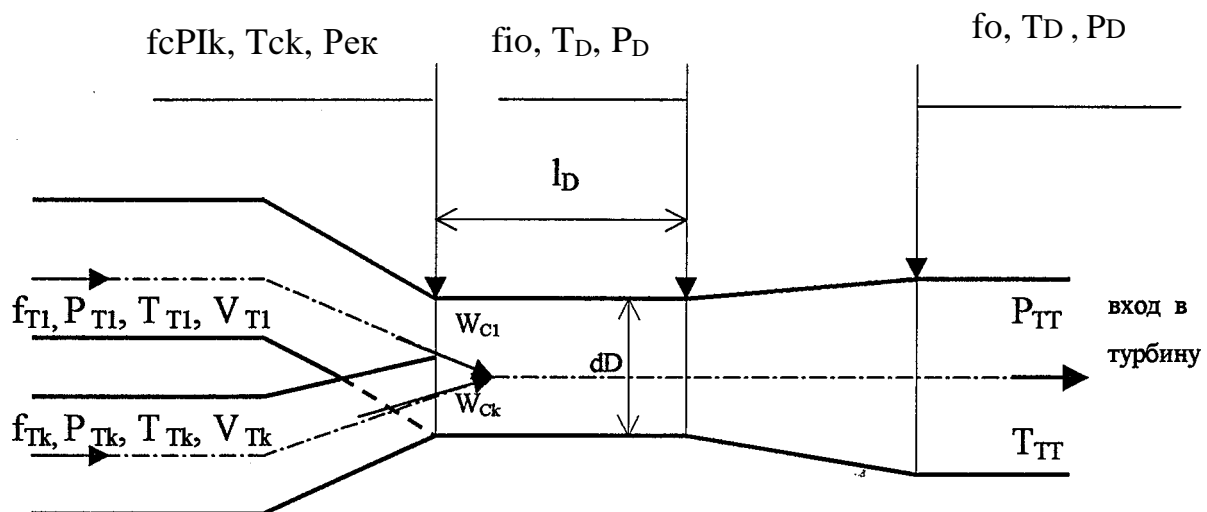


Рисунок 2.6. Расчетная схема ПИ

m - число выпускных коллекторов, соединенных с рассматриваемым ПИ.

Верхний ряд знаков в уравнении (2.62) относится к случаю прямого течения газов к турбине, нижний - к обратному течению газов через камеру смешения от турбины. Значение скорости потока, входящего через k -е сопло ПИ в камеру смешения $W_{ск}$, определяется по формулам истечения через отверстие. В зависимости от соотношений $P_c/P_{тк}$ при этом разделяются режимы надкритического и подкритического течений [115].

Система (2.61), (2.62), (2.63) образована нелинейными алгебраическими уравнениями, неизвестными в которой в конечном счете являются давления на срезе сопел ПИ, давление и температура на выходе из камеры смешения.

Детальное рассмотрение методики численного решения этой системы Юб здесь нецелесообразно, поскольку она подробно описана в [101, 105], а в данной работе никаких изменений или дополнений в методику расчета ПИ не вносилось.

2.5 Условия однозначности для математической модели

Описанная в п.п. 2.L..2.4 методика расчета носит общий характер и может быть использована для расчета практически любого двигателя с приводным нагнетателем и газовой турбиной, утилизирующей энергию отработавших газов и передающей мощность на коленчатый вал двигателя. Для расчета конкретного двигателя БТД необходимо задать условия однозначности, в число которых входят: параметры окружающей среды; частота вращения коленчатого вала; эффективная мощность двигателя; степень сжатия и характеристики цилиндра-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма; угол начала впрыскивания топлива в цилиндр; характеристики лопаточных

машин, передаточные отношения и к.п.д. их приводов; фазы газораспределения и расходные характеристики окон; схема и объемы трубопроводов и коллекторов впускной и выпускной систем; сечения сопел преобразователя импульсов и т.д.

К условиям однозначности относятся также эмпирические зависимости типа (2.40), (2.41), (2.48), (2.49) для определения характеристик сгорания и показателей газообмена, которые были рассмотрены выше.

Двухтактный дизель 6ТД имеет следующий набор параметров, составляющих условия однозначности:

- диапазон частот вращения коленчатого вала $n = 1600 \dots 2800$ мин.⁻¹,
- максимальная мощность $N_e = 735$ кВт,
- диаметр цилиндра $d = 0,12$ м,
- ход поршня $S = 2 \cdot 0,12$ м,
- длина шатуна $L = 0,21$,
- угол заклинки коленчатых валов - 12° ,
- действительная степень сжатия $\epsilon = 14,5$,
- угол начала впрыскивания топлива в цилиндр 18° до в.м.т. при частоте вращения коленчатого вала $n = 2800$ мин.⁻¹, отсчитываемый по продувочному валу,
- возможные варианты схем выпускной системы, показаны на рисунке 2.1,
- максимальный угол закрутки продувочного окна по высоте $\phi_3 = 40^\circ$, продувочных окон 16, выходных 14, выходные окна выполнены без закрутки;
- проходные сечения выпускных f_b и впускных f_s окон (геометрические) определяются по размерам окон и представлены на рисунке 2.7 в виде зависимостей от угла поворота коленчатого вала. Зависимости симметричны относительно н.м.т. соответствующего поршня, управляющего открытием окна, поэтому приведена только часть графика на участке

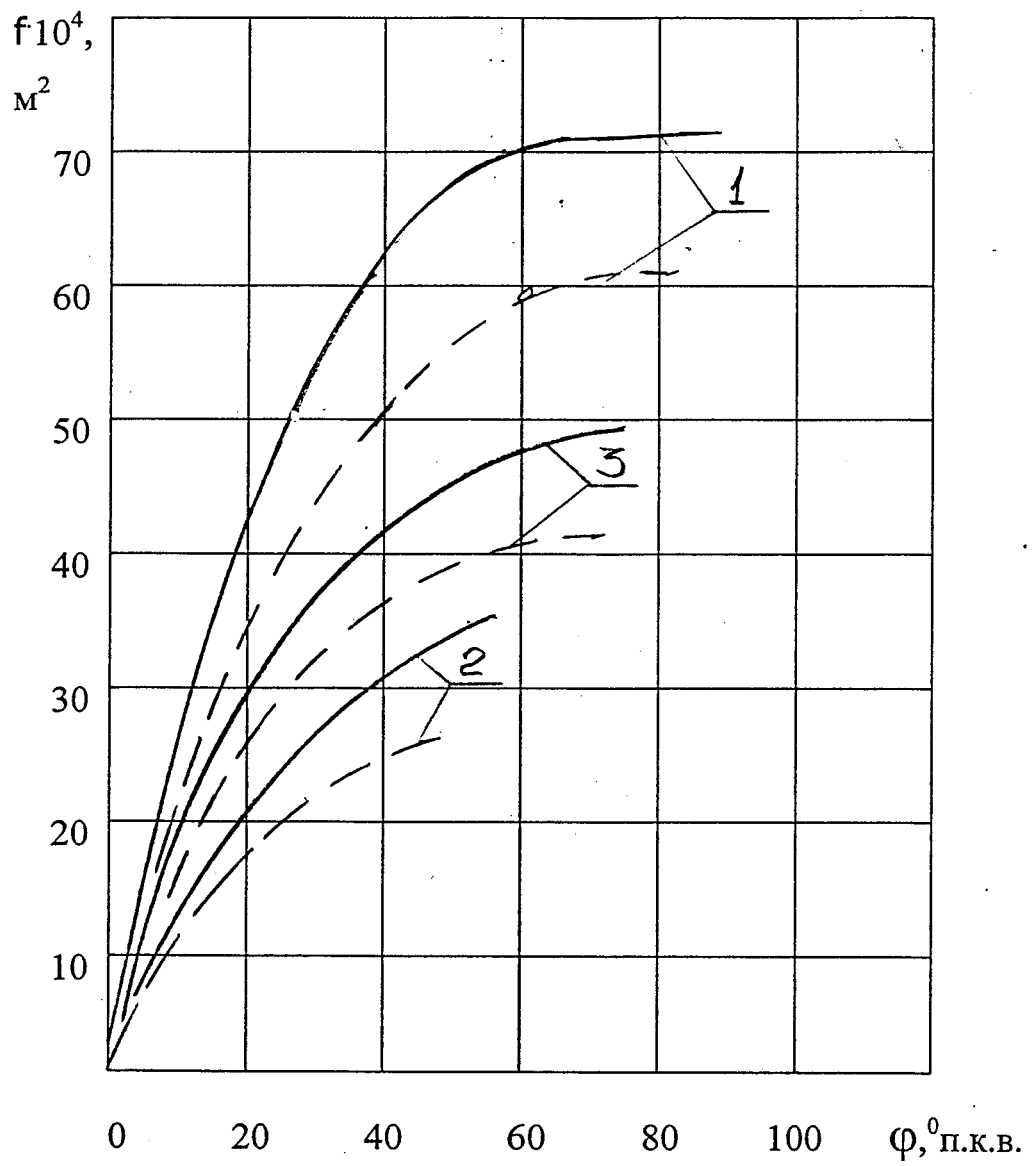


Рисунок 2.7. Изменение проходных сечений окон гильзы цилиндра дизеля ДН12/212 по углу поворота коленчатого вала.

■. f продувочного,

f продувочного \

1 - $\langle p_e = 94^\circ, \varphi_3 = 24^\circ$

2 - $\varphi_e = 112^\circ, \langle p_3 = 64^\circ$

3 - $\langle p_e = 108^\circ, \langle p_3 = 40^\circ$

гх
" "Г

z

возрастания f . В программу вводятся массив значений, снятых с шагом 10° п.к.в. Предусмотрена процедура линейной интерполяции значений f_b и f_s в промежуточных точках;

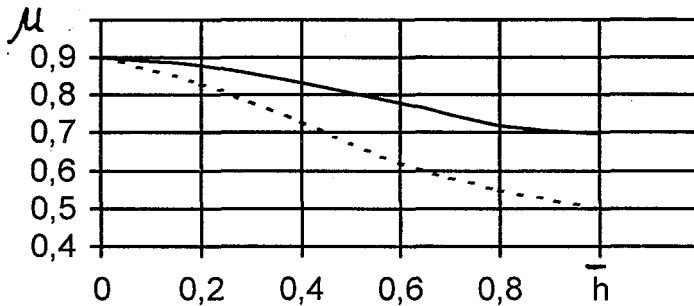


Рисунок 2.8 Коэффициенты расхода окон

впускное..... выходное

коэффициенты расхода окон определялись путем статической продувки и представлены на рисунке 2.8 в зависимости от относительной высоты h открытого участка; впускного окна ($p_d=124^\circ$ (за-

крытие впускных и продувочных окон принято одновременным, поэтому все остальные фазы газораспределения однозначно определяются в зависимости от sr_d по формулам ($p_e = \phi < \Gamma 24$, ($p_{ds} = 360 - (p_d$, ($p_{es} < Pds$ - В иссле-

довании по выбору рационального типа и параметров выпускной системы фазы газораспределения изменялись);

- сечение сопел преобразователя импульсов, если он имеется, подбиралось в ходе выполнения данной работы;
- передаточное отношение привода компрессора i_k и турбины i_t в базовом варианте двигателя были постоянны ($i_k = 11,8$, $i_t = 7,8$). Характеристики изменения i_k , i_t в зависимости от режима определялись в ходе выполнения данной работы. К.п.д приводов принимались постоянными и равными 0,98;
- характеристика осевой турбины задавалась группой параметров: расходная характеристика определялась заданием значения минимального проходного сечения соплового аппарата и реактивности. Реактивность принималась постоянной и равной 0,3. Сечение соплового аппарата

ри главу 3). В исходном варианте двигателя турбина имела минимальное проходное сечение соплового аппарата 100 см.^2 . К.п.д. турбины задавался по опытным данным. График зависимости к.п.д. турбины от

приведен на рисунке 2.9. В программе этот график аппроксимиро-

вали зависимостью (2.53);

- универсальная характеристика компрессора приведена на рисунке 2.10.;
- распределение температуры по поверхности цилиндра показано на рисунке 2.11;
- расчетное давление окружающей среды $p_0=10^5 \text{ Па}$,
- диапазон рабочих температур окружающей среды $t_0= -40 \dots +55 \text{ }^\circ\text{C}$

Отметим, что смысл использованного здесь термина «условия однозначности» не совпадает со смыслом этого термина в математике. В теории дифференциальных уравнений [34] под условиями однозначности понимают начальные и граничные условия для искомых величин. Здесь речь идет о наборе данных, индивидуальных для каждого двигателя и позволяющих вычислить *коэффициенты* в дифференциальных уравнениях, описывающих процессы в выделенных зонах. Начальные условия для искомых параметров, как уже отмечалось, задаются произвольно.

2.6 Возможности программы расчета рабочего цикла дизеля

В методике и программе ХарГАЖТа расчета параметров рабочего цикла двухтактного дизеля предусмотрена следующая последовательность вычисления:

- рассчитывается изменение параметров газа за заданный временной интервал в каждом из цилиндров;

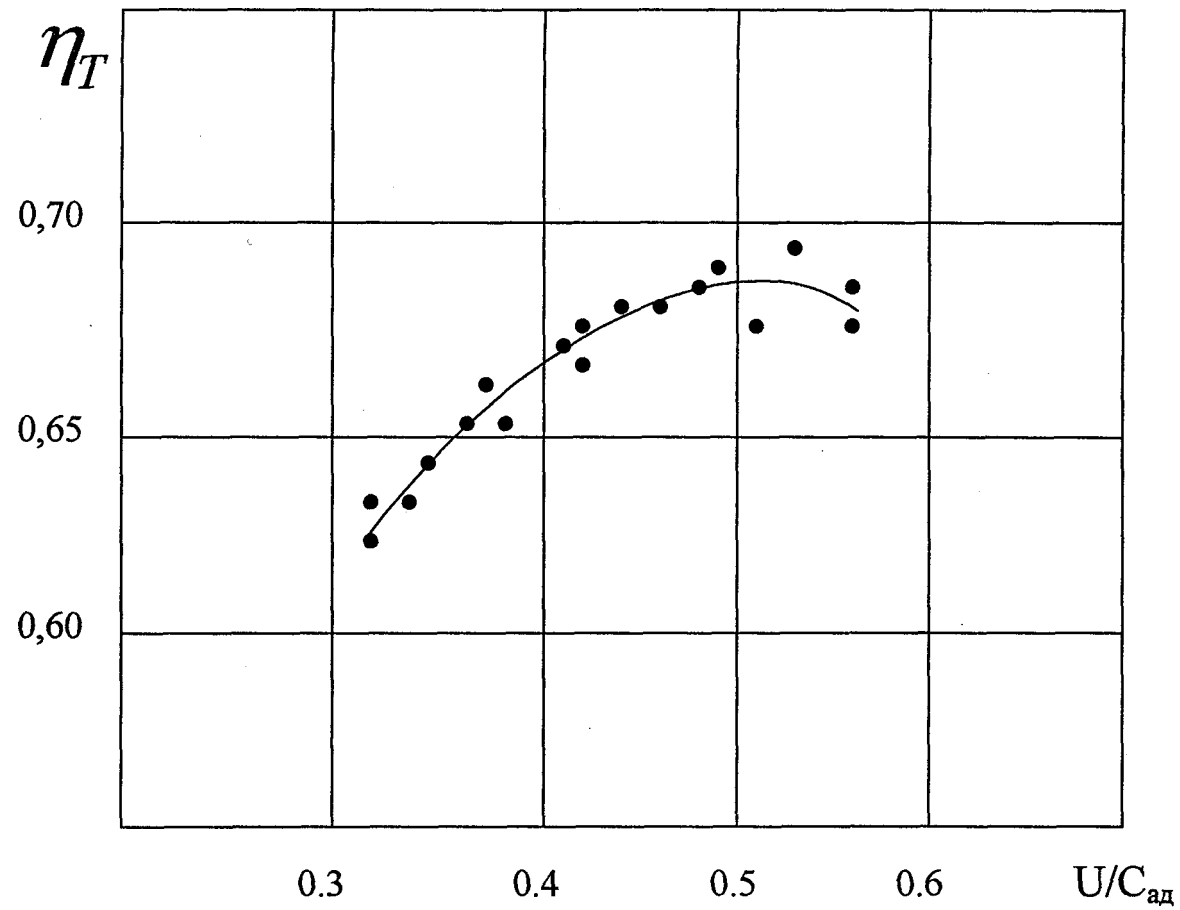


Рисунок 2.9 Зависимость $\eta_T = f(U/C_{ad}, \pi_T)$ осевой турбины

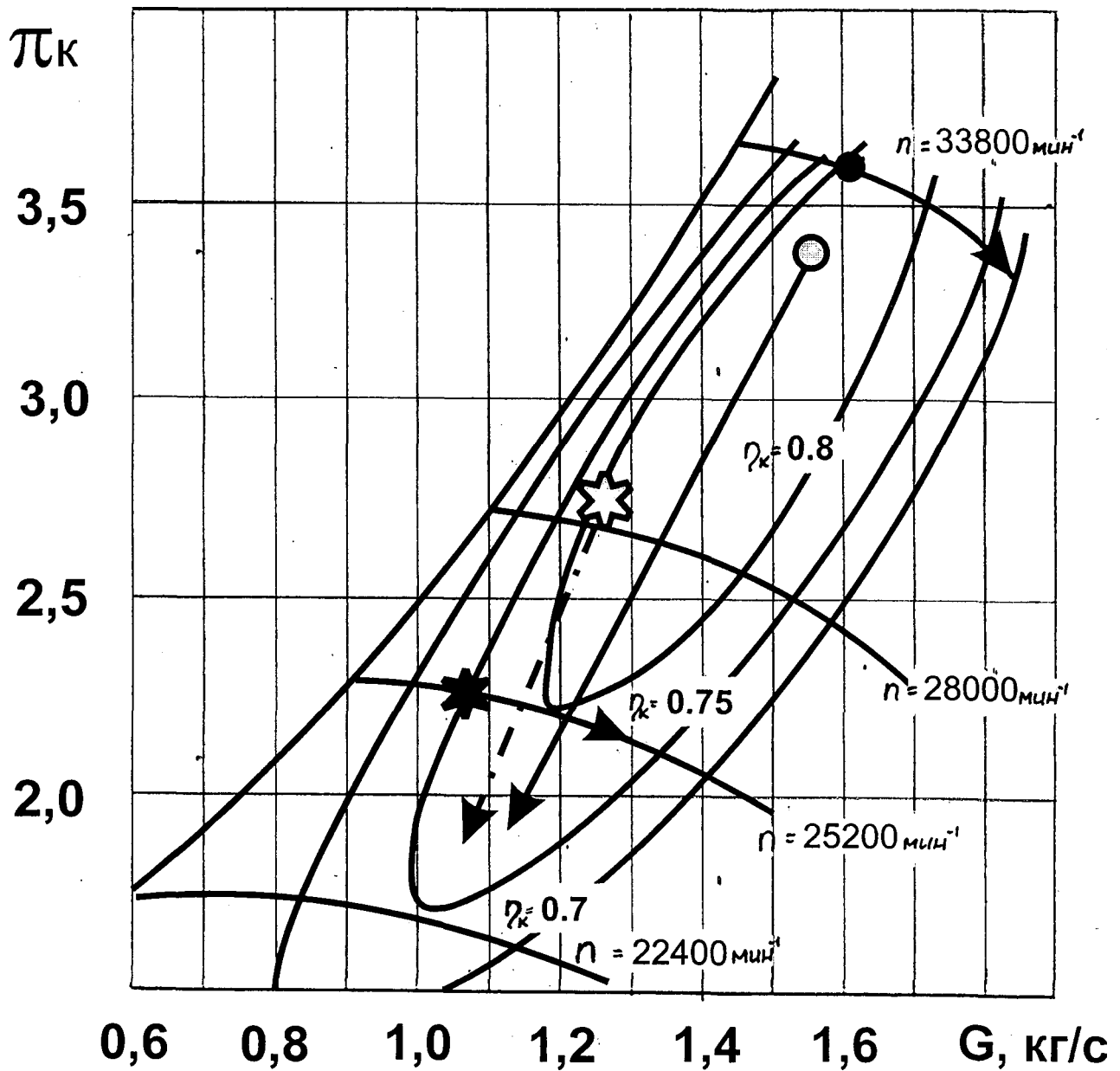


Рис.2.10 Совмещение расходных характеристик компрессора и дизеля.

Параметры на Смешной характеристике:

• - без регулирования привода, $n=2800$ мин⁻¹

- без регулирования привода, $n=2050$ мин⁻¹

○ - с регулированием, $n=2800$ мин

XX - с регулированием, $n=2050$ мин

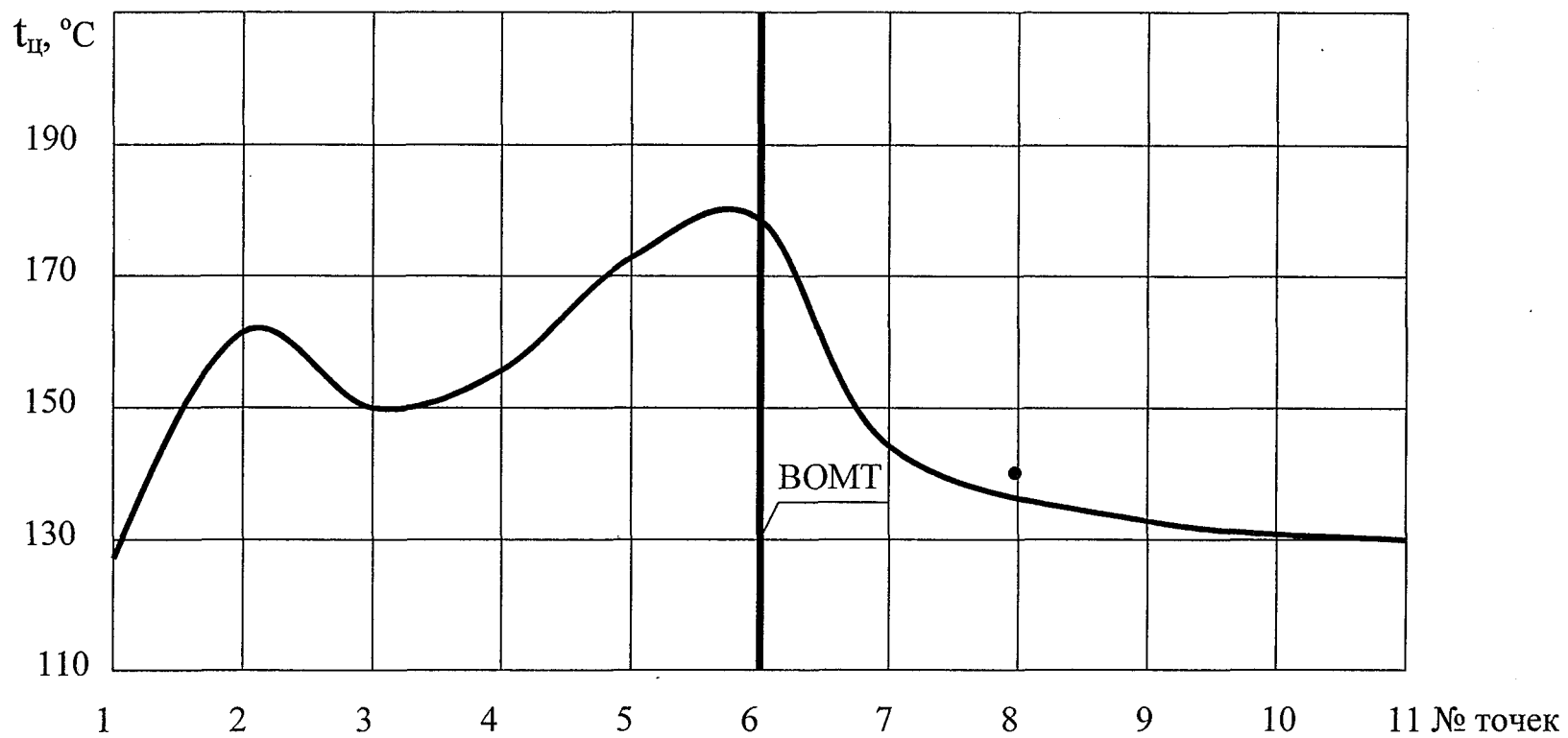


Рисунок 2.11 Температура на огневой поверхности цилиндра.

Расстояние между точками замера температуры 0,025 м

- рассчитывается изменение параметров в каждом из выпускных коллекторов;
- рассчитывается изменение параметров во впускном ресивере;
- определяются крутящие моменты, действующие на роторы турбины и компрессора, мощности турбины и компрессора при заданных передаточных отношениях их приводов;
- рассчитывается изменение параметров в элементах преобразователя импульсов (ПИ), если данное устройство имеется;
- по найденным в каждый момент времени термодинамическим параметрам состояния рабочего тела во всех цилиндрах и во всех зонах проточных частей дизеля рассчитываются интегральные показатели индикаторного процесса и газообмена для каждого цилиндра в отдельности, определяются индикаторные показатели дизеля, а затем при заданных или расчетных значениях механических потерь и эффективные.

Алгоритм расчета иллюстрируется укрупненной блок-схемой, приведенной на рисунке 2.12.

Методика позволяет рассчитывать:

- нагрузочные характеристики;
- скоростные характеристики;
- генераторные /тепловозные/ характеристики;
- регулировочные характеристики;

Возможно получение следующих регулировочных характеристик:

- по фазам начала открытия впускных и выпускных окон (фазы закрытия окон однозначно связаны с фазами открытия);
- по параметрам, характеризующим пропускную способность турбины (минимальному проходному сечению соплового аппарата);
- по степени сжатия;

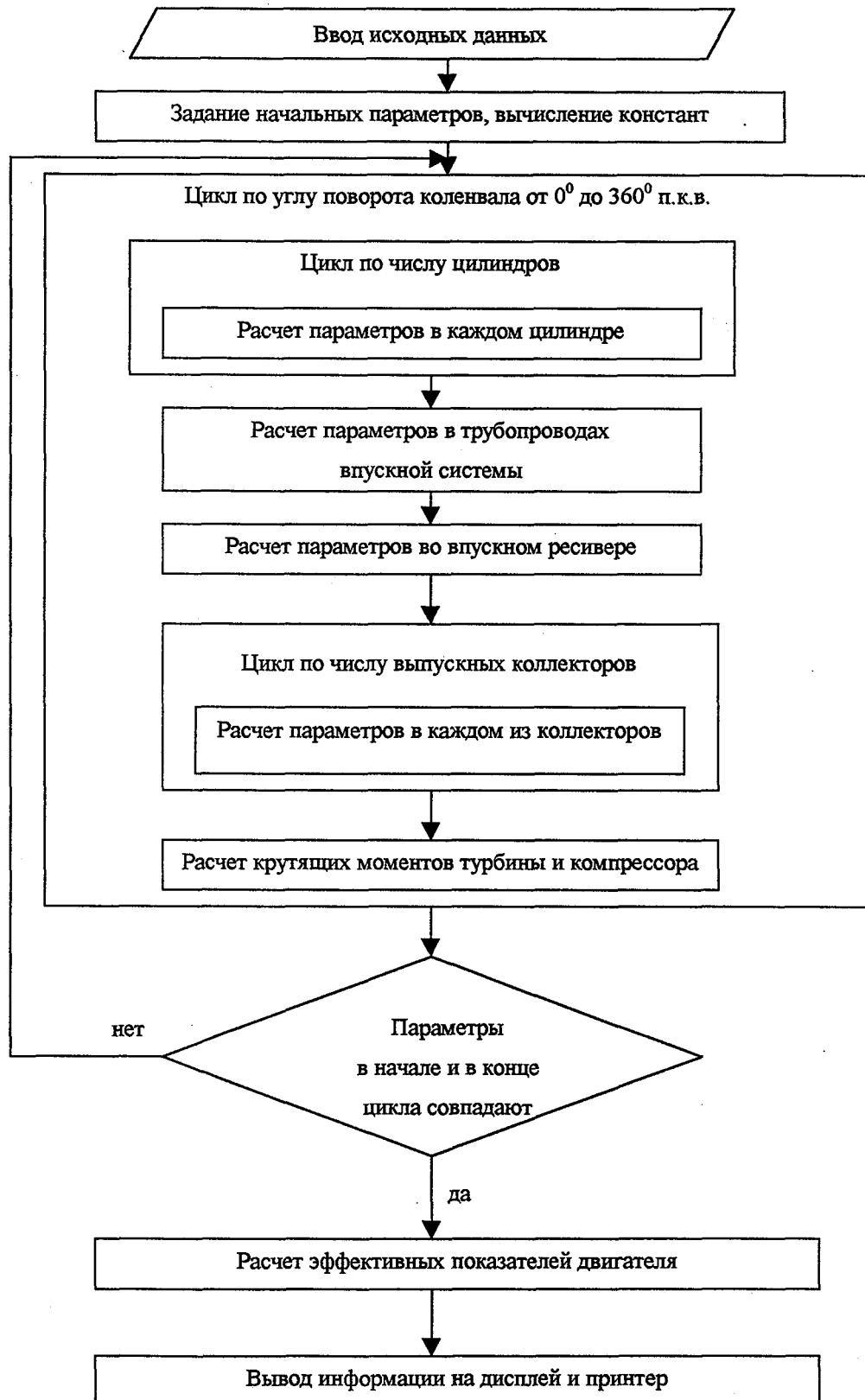


Рисунок 2.12 Укрупненная блок-схема программы.

- по углу опережения подачи топлива;
- по объемам впускных и выпускных коллекторов (тип систем может быть различен);
- по эффективности ОНВ и его гидравлическому сопротивлению;
- по параметрам окружающего воздуха;
- по передаточным отношениям приводов турбины и компрессора.

Возможность определять эффективные показатели двигателя и рассчитывать изменение давления и температуры во впускной и выпускной системах позволяет выполнять расчетную оптимизацию параметров двигателя.

Программа, реализующая описанную методику, составлена на языке Турбо-Паскаль 7.0 и ориентирована на ресурсы персональных ЭВМ типа IBM PC AT-486 и последующих модификаций. В ней около 1500 операторов и объем распечатки исходного текста - 40 листов формата А4.

Результатом работы программы является листинг в виде таблиц результатов (смотри, например, таблицы 2.5, 2.6), содержащий данные об основных параметрах рабочего цикла, индикаторных и эффективных показателях двигателя, работающего по какой-либо характеристике, диаграммы изменения по углу поворота продувочного коленчатого вала давлений в цилиндре, впускном и выпускном коллекторах, температуры газов в цилиндре (смотри рисунки 3.1 а,б,в), а также графики характеристик.

Программа расчета параметров рабочего цикла и эффективных показателей дизеля может работать в трех основных режимах:

- автономно (результатом расчета являются параметры рабочего цикла и эффективные показатели двигателя);
- в составе программного комплекса расчета характеристик дизеля (регулируемых, нагрузочных, скоростных, регуляторных, винтовых, тепловозных и др. В этом случае результатом расчета являются соответствующие характеристики);

- в составе программного комплекса оптимизации конструктивных параметров двигателя и его газоздушных систем (результатом расчета являются значения оптимальных конструктивных параметров, а также получаемые при этом значения эффективных показателей дизеля и ограничительных параметров).

В автономном режиме выполняется расчет одной точки на характеристике, определяемой заданными значениями мощности, частоты вращения коленчатого вала, набором конструктивных параметров и параметров окружающей среды.

При работе в составе программного комплекса расчета характеристик выполняется последовательный расчет нескольких режимов работы двигателя по заданной характеристике, отличающихся или частотой вращения коленчатого вала и мощностью, или только мощностью, или каким либо регулировочным параметром, например передаточным отношением привода компрессора. Вторым режимом отличается от первого лишь числом рассматриваемых точек дизеля и формой выводов результатов расчета. Так, например, результаты расчета регулировочной характеристики выводятся в виде графиков (смотри рисунки 4.5...4.7). Аналогично строятся скоростные и нагрузочные характеристики.

В третьем варианте программа расчета параметров дизеля работает под управлением программы оптимизации, которая реализует алгоритм поиска сочетания конструктивных и регулировочных параметров, обеспечивающих минимум удельного эффективного расхода топлива при ограничениях на максимальное давление сгорания P_z и среднюю температуру газа перед (или за) турбиной. Затем, при необходимости, строится характеристика дизеля с оптимальными параметрами.

2.7 Методика оптимизации конструктивных параметров дизеля

Задача оптимизации - определение значений конструктивных и регулировочных параметров X_b, X_2, \dots, X_n , обеспечивающих на заданном режиме минимальный удельный эффективный расход топлива $g_e(X_b, X_2, \dots, X_n)$ при выполнении ограничений на максимальное давление сгорания ($P_{zmax} < 13510^5$ Па) и на максимальное значение средней температуры газов перед турбиной ($T_{Tmax} < 1023$ К). В такой постановке задача оптимизации является условной. Задачу условной оптимизации можно преобразовать в задачу безусловной оптимизации с использованием метода штрафных функций. В соответствии с этим методом вместо функции цели $g_e(X_i, X_2, \dots, X_n)$ рассматривают вспомогательную функцию $L(X_i, X_2, \dots, X_n)$:

$$L(X_b, X_2, \dots, X_n) = g_e(X_b, X_2, \dots, X_n) + f_1 + f_2 \quad (2.57)$$

0, если $P_z < P_{zmax}$,

где $f_1 =$

$$S_i' \frac{(P - P_i)}{P_{zmax} - P_i} \quad \text{если } P_z < P_{zmax},$$

0, если $T_T < T_{Tmax}$

$$c \frac{(T - T_{Tmax})}{T_{Tmax}} \quad \text{если } T_T > T_{Tmax}$$

Срезки парабол f_1 и f_2 выполняют роль штрафов, накладываемых на целевую функцию L в случае нарушения условий типа неравенств. Изменяя значения коэффициентов δ_1 и δ_2 можно управлять величиной штрафа. Значения δ_1 и δ_2 должны быть такими, чтобы штрафы f_1 и f_2 были заведомо больше любого возможного уменьшения $g_e(X_b, X_2, \dots, X_n)$, полученного в условиях выхода за допустимые значения P_z и T_T (или T_T). В данной работе было при-

нято $5_1=50$ кг/(кВтч), $5_2=50$ кг/(кВтч). При таких значениях коэффициентов превышение допустимых значений ограничительных параметров на 1% вызывает приращение функции цели на 2%. Значение функции цели $L(X_1, X_2, \dots, X_n)$ вычисляется в программе расчета показателей рабочего цикла (ПРЦ) и эффективных показателей дизеля.

Для решения задачи безусловной оптимизации программа ПРЦ передается под управление программы - менеджера (ПМ), реализующей алгоритм метода прямого поиска оптимума Хука-Дживса. Метод Хука-Дживса характеризуется несложной стратегией поиска, относительной простотой вычислений и невысоким уровнем требований к объему памяти ЭВМ. Эти качества метода облегчают создание работоспособных программ. Процедура Хука-Дживса представляет собой комбинацию "исследующего" поиска в окрестностях заданной начальной точки с циклическим изменением переменных и ускоряющегося поиска по образцу с использованием определенных эвристических правил [115]. Стратегия поиска оптимума по методу Хука-Дживса в случае, если целевая функция L зависит от двух переменных, иллюстрируется рисунком 2.13, заимствованным из [88, с.98].

Для проведения исследующего поиска необходимо задать величину шага,

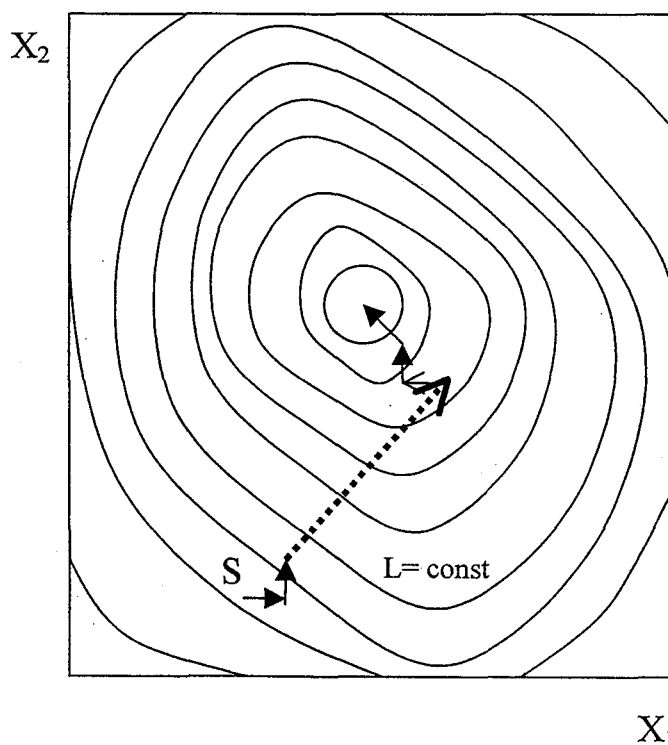


Рисунок 2.13. Стратегия Хука-Дживса.

которая может быть различной для разных координатных направлений и изменяться в процессе поиска оптимума. Исследующий поиск начинается в заданной исходной точке S . В этой точке вычисляется значение функции цели L_0 . Затем, одна из координат меняется на

величину шага и вычисляется новое значение L_2 в пробной точке. Если значение целевой функции L_2 не превышает значения L_1 , то шаг поиска рассматривается как успешный. В противном случае следует вернуться в предыдущую точку и сделать шаг в противоположном направлении с последующей проверкой целевой функции. После перебора всех p координат исследующий поиск прекращается. Полученную в результате исследующего поиска новую точку принимают за базовую. Поиск по образцу заключается в реализации серии шагов из полученной базовой точки вдоль прямой, соединяющей эту точку с предыдущей базовой точкой (для первого шага предыдущей базовой точкой является исходная точка). Прямая, проходящая через две базовые точки, является образцом. На рисунке 2.13 образец показан пунктиром. Как только движение по образцу не приводит к уменьшению целевой функции L , последняя базовая точка фиксируется и в ее окрестности производится новый исследующий поиск. Этот поиск дает новый образец. Движение по новому образцу совершается с уменьшенными шагами по координатам.

В данной работе поиск прекращался после того, как значение L прекращало убывать после четырехкратной смены образца.

Для того, чтобы иметь гарантию, что в результате поиска найденные параметры $X_1, X_2 \dots X_n$ обеспечивают глобальный минимум, процесс поиска должен выполняться несколько раз с разными координатами исходной точки. Одинаковый (точнее, отличающийся на малую величину) конечный результат нескольких процессов оптимизации дает основание сделать вывод, что оптимум является глобальным. Окончательная оценка полученного решения должна быть сделана на основе анализа технических характеристик объекта. В случае с новым дизелем окончательная оценка успешности поиска может быть дана на основании анализа регулировочных характеристик, построенных по оптимизируемым параметрам. Регулировочные характеристики по сути представляют собой графическую интерпретацию процедуры иссле-

дующего поиска в районе оптимальной точки, проводимого по одному координатному направлению.

В данной работе при выборе типа выпускной системы оптимизация конструктивных параметров дизеля БТД выполнялась отдельно для каждого из трех вариантов, приведенных на рисунке 2.1. Это обусловлено тем, что вывод об эффективности собственно систем можно делать только в случае, если каждая из них будет иметь оптимальные конструктивные параметры.

2. 8 Проверка модели и программы расчета параметров рабочего цикла дизеля БТД на адекватность

Доработанная математическая модель рабочего цикла двухтактного дизеля с противоположно движущимися поршнями и программа расчета на ЭВМ его характеристик проверялись на адекватность опытным данным.

В качестве пробных были рассчитаны нагрузочные характеристики дизеля БТД при различных значениях частот вращения коленчатого вала.

На рисунках 2.14, 2.15 и 2.16 и в таблицах 2.5 и 2.6 приведены нагрузочные характеристики при $n = 2800$ мин⁻¹ при неизменном значении передаточного отношения $i_k = 11,8$.

На рисунках 2.17, 2.18 и 2.19 и в таблицах 2.7 и 2.8 приведены нагрузочные характеристики при $n = 2050$ мин.⁻¹ и $i_k = 11,8$.

На этих же рисунках приведены также точки, объединенные пунктирными кривыми, соответствующие данным эксперимента, которые показывают адекватность расчетных и экспериментальных данных по мощности, удельному эффективному расходу топлива g_e , давлению наддува p_k , температуре выпускных газов t_T и коэффициенту избытка воздуха a .

На рисунках 5.5 и 5.6 приведены расчетные и экспериментальные осциллограммы давления в выпускном коллекторе дизеля БТД, имеющего вы-

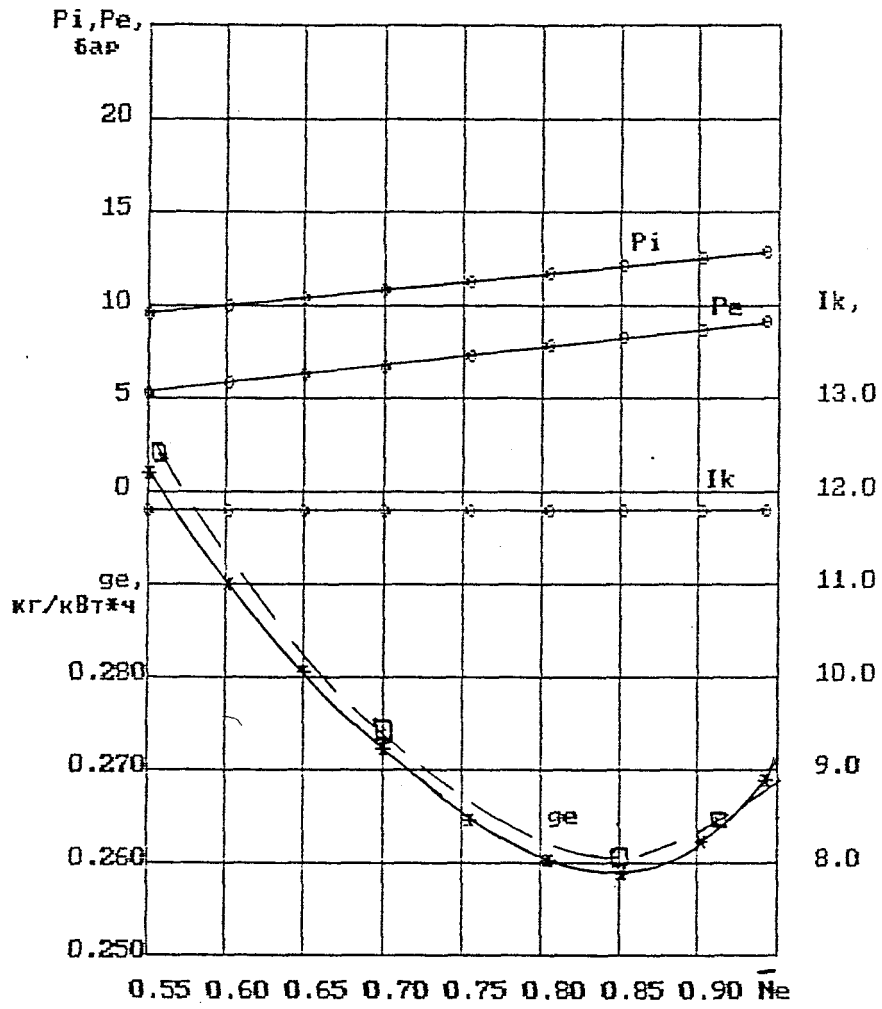


РИСУНОК 4- Нагрузочная характеристика
ПРИ $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

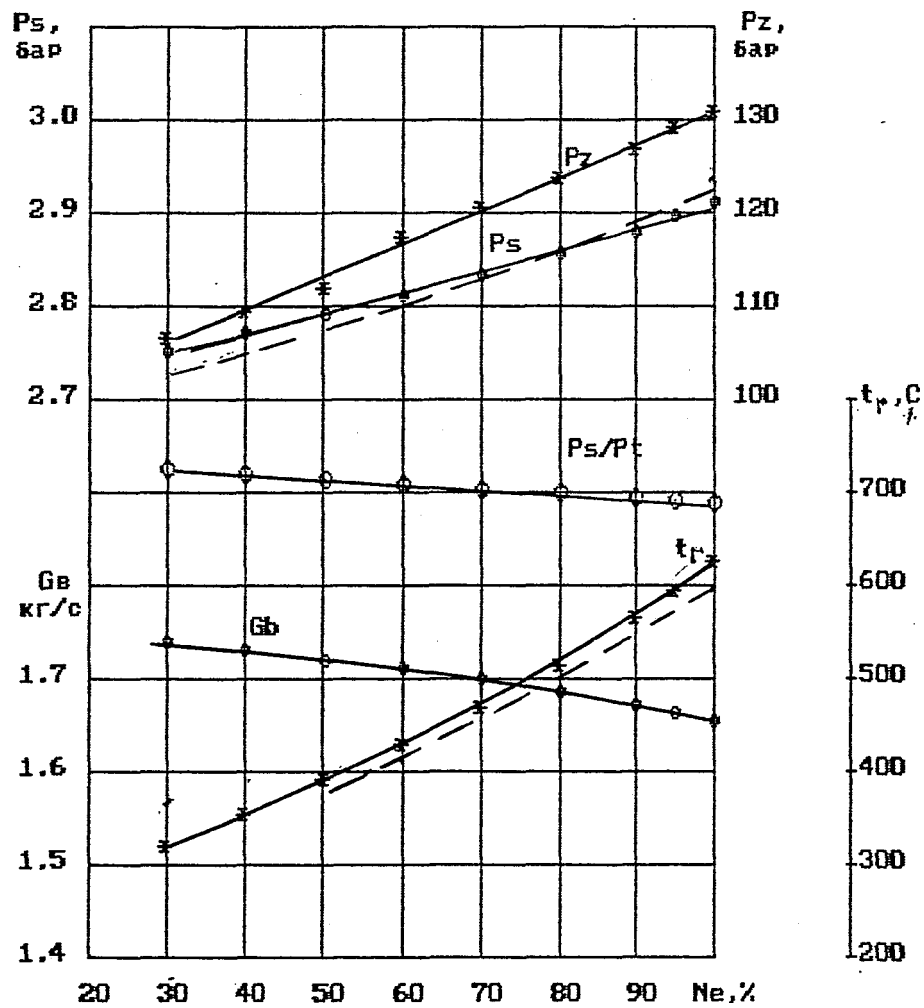
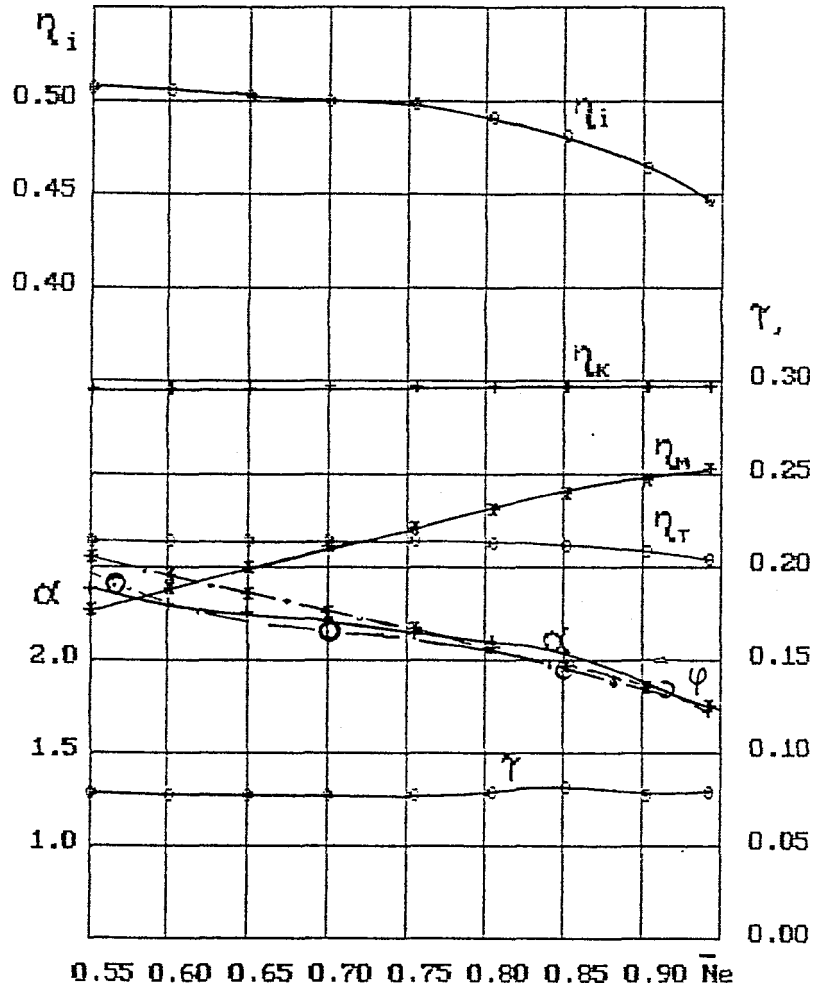


РИСУНОК 2*/5 Нагрузочная характеристика
ПРИ $n=2800.0$ мин⁻¹



РИСУНОК^1. {o. Нагрузочная характеристика при n=2900 мин⁻¹"}.

Таблица **SE**. Параметры дизеля по нагрузочной характеристике, $n=25>00$ *Огли*

	n	η_e	d_e , кг/кВтч	P_I , бар	P_e , бар	G_s , кг/с	P_k , бар	P_T , бар	T_s , К
1	2.8'	0.942	0.2688	12.92	9.12	1.64	2.89	2.57	439
2	2.8	0.903	0.2624	12.53	8.73	1.66	2.86	2.52	438
3	2.8	0.851	0.2590	12.11	8.23	1.67	2.84	2.48	436
4	2.8	0.805	0.2603	11.77	7.79	1.68	2.83	2.46	435
5	2.8	0.755	0.2646	11.36	7.30	1.69	2.81	2.43	434
6	2.8	0.700	0.2722	10.89	6.77	1.69	2.80	2.41	434
7	2.8	0.650	0.2805	10.47	6.29	1.70	2.79	2.40	433
8	2.8	0.601	0.2899	10.05	5.81	1.70	2.78	2.38	433
9	2.8	0.550	0.3021	9.61	5.32	1.71	2.78	2.36	433

Таблица 2.6. Параметры дизеля по нагрузочной характеристике, $n=28C6>_{MW}$

	K	P_z , бар	η	T			β	γ		H_k , кМт	N_t , кВт
1	685	129	1.75	0.08	0.76	0.12	0.45	0.61	0.80	270.89	147.79
2	833	131	1.86	0.08	0.76	0.13	0.46	0.62	0.79	272.12	136.98
3	783	133 •	1.97	0.08	0.75	0.15	0.48	0.62	0.79	273.48	126.75
4	753	134'	2.07	0.08	0.75	0.16	0.49	0.63	0.79	273.97	120.15
5	728	135	2.17	0.08	0.75	0.16	0.50	0.63	0.79	274.38	114.42
6	708	133	2.26	0.03	0.75	0.17	0.50	0.63	0.79	274.68	109.73
7	690	133	2.35	0.08	0.75	0.17	0.50	0.63	0.79	274.90	105.60
8	673	132	2.46	0.08	0.75	0.18	0.51	0.63	0.79	275.12	101.39
9	655	131	2.56	0.08	0.75	0.19	0.51	0.63	0.79	275.31	97.21

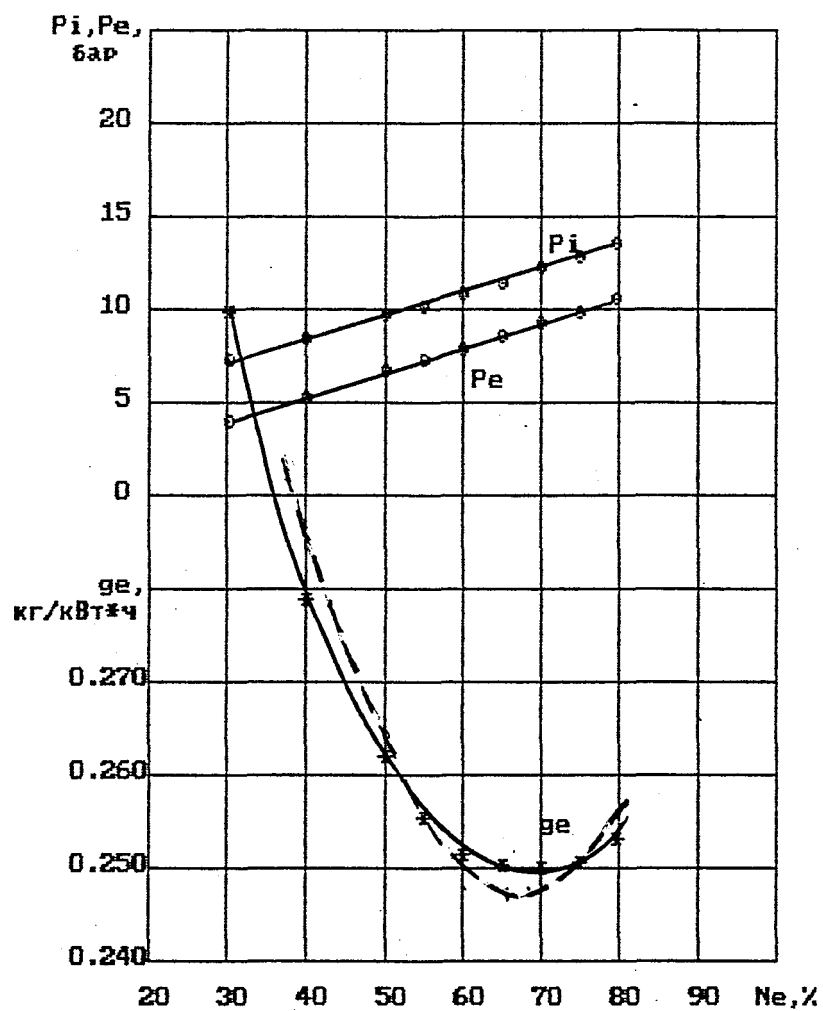


РИСУНОК 2.17 Нагрузочная характеристика
при $n=2$ (К50.0 МУМ)^т

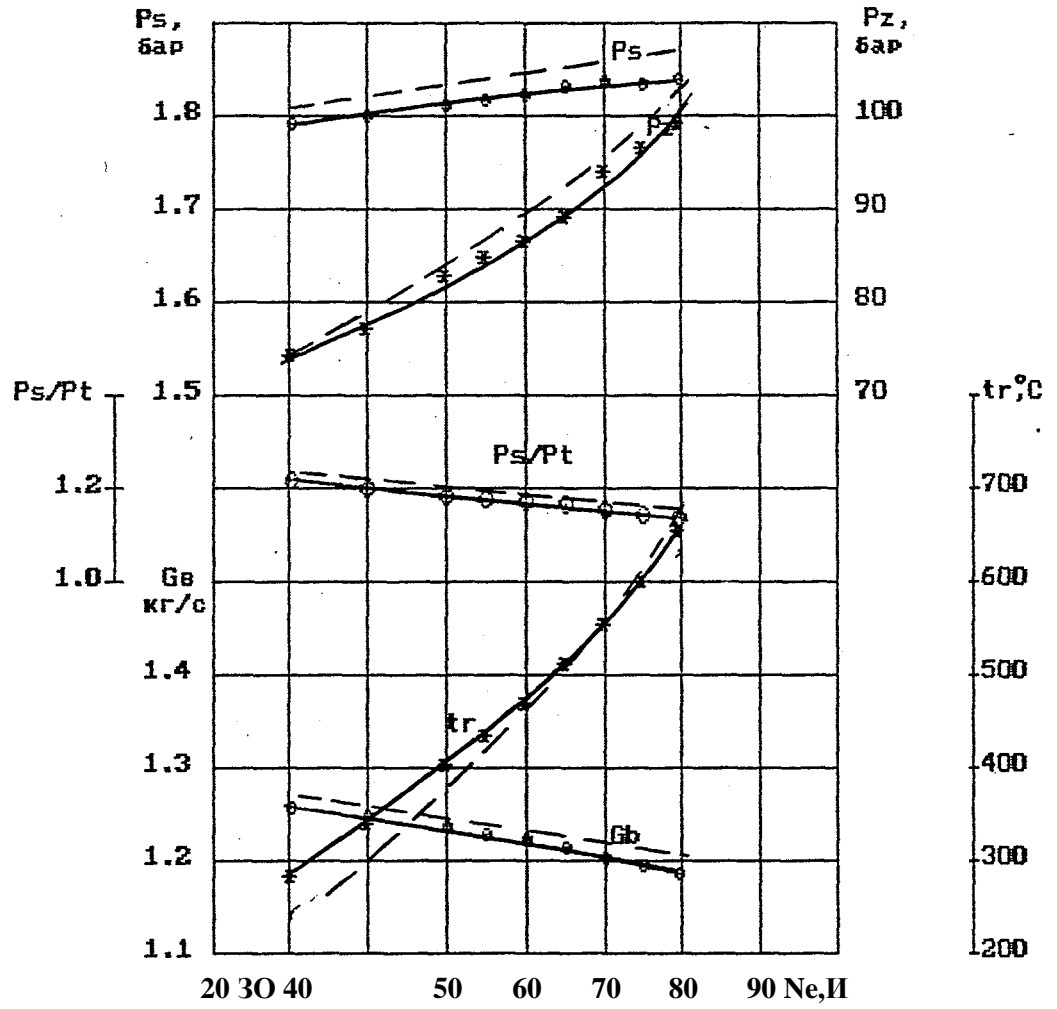


РИСУНОК 2.1S Нагрузочная характеристика
ПРИ $n=2050.0 \text{ мин}^{-1}$

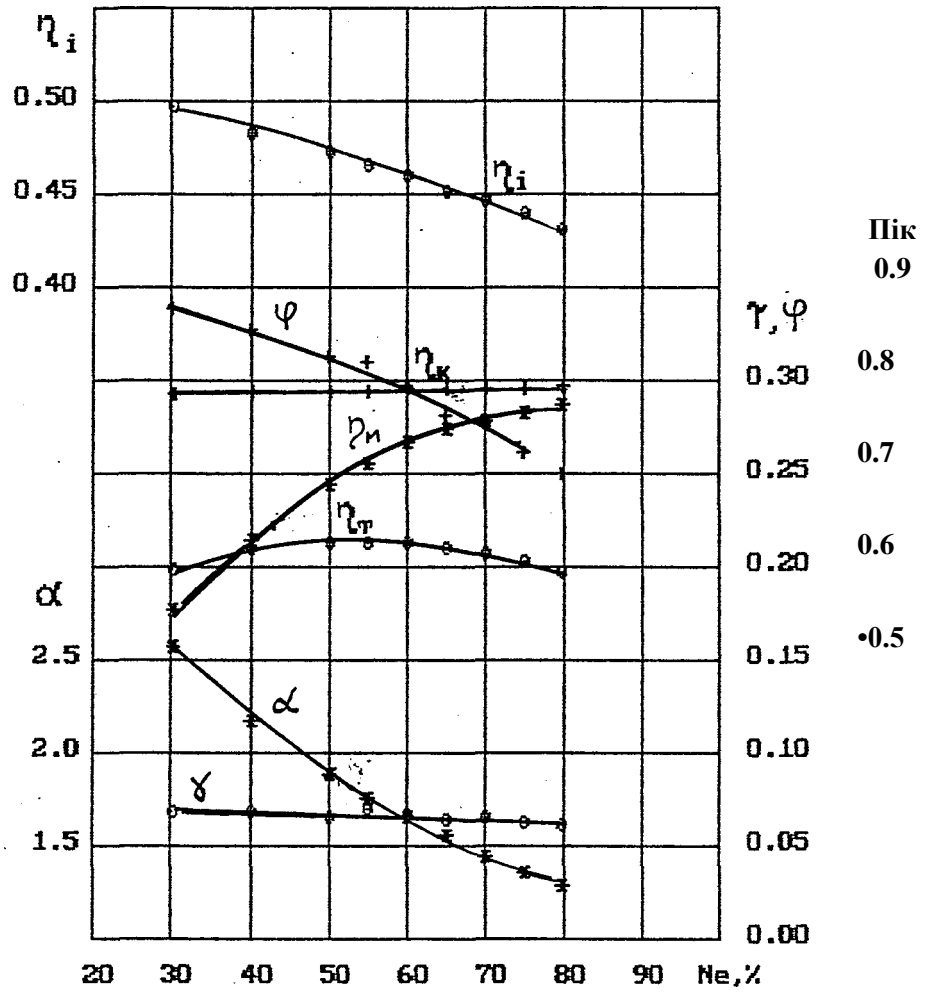


РИСУНОК /J7 Нагрузочная характеристика
ПРИ $n=2050.0$ мци^(с)

Таблица 2.7. Параметры двигателя по нагрузочной характеристике, $n = 2050$ мин/»'

	ik	Ne	де, кг/кВтч	Pi, Саp	Pe, саp	Gs, кг/с	Pк, Саp	Pт, Баp	Ts, К
1	11.9	0.798	0.2530	13.59	10.52	1.18	1.87	1.71	373
2		0.751	0.2506	12.92	9.91	1.19	1.86	1.69	370
3		0.701	0.2500	12.23	9.28	1.20	1.85	1.67	368
4		0.649	0.2503	11.46	8.58	1.21	1.84	1.65	366
5		0.600	0.2513	10.80	7.92	1.22	1.83	1.64	365
6		0.550	0.2553	10.21	7.26	1.23	1.83	1.62	364
7		0.499	0.2620	9.65	6.65	1.24	1.82	1.61	364
8		0.401	0.2738	8.41	5.29	1.25	1.81	1.58	363
9		0.302	0.3098	7.25	4.02	1.26	1.80	1.55	362

Таблица <?. 8. Параметры дизеля по нагрузочной характеристике, $n = 2030$.

	Tr> К	Pz, саp	O(T	Tvs	V	Ъ	Ъ	Ъс	Nк, кВт	Nт, кВт
1	925	99	1.28	0.06	0.80	0.25	0.43	0.59	0.79	104.88	59.41
2	871	96	1.36	0.06	0.79	0.26	0.44	0.60	0.79	105.28	55.31
3	823	94	1.44	0.07	0.78	0.28	0.45	0.61	0.79	105.65	51.51
4	780	89	1.56	0.06	0.78	0.28	0.45	0.62	0.79	106.08	47.65
5	739	86	1.66	0.07	0.76	0.30	0.46	0.62	0.79	106.35	43.84
6	703	85	1.75	0.07	0.76	0.31	0.47	0.63	0.79	106.58	40.43
7	673	83	1.89	0.07	0.76	0.31	0.47	0.63	0.79	106.78	37.56
8	611	77	2.17	0.07	0.75	0.33	0.48	0.62	0.79	107.09	31.33
9	553	74	2.57	0.07	0.74	0.34	0.50	0.60	0.79	107.34	25.44

пусковую систему с ПИ на режимах внешней характеристики при $n=3300$ мин.⁻¹ и $n=2050$ мин.⁻¹.

Сопоставление расчетных и экспериментальных данных позволяет оценить величину относительного различия 5 значений основных параметров дизеля, которое составляет на режимах *внешней* характеристики:

для удельного эффективного расхода топлива $\zeta_{ge}=0,011$ при $n=2800$ мин.⁻¹ и $\zeta_{ge}=0,016$ при $n=2050$ мин.⁻¹;

для максимального давления сгорания $\zeta_{pz}=0,03$ при $n=2800$ мин.⁻¹ и $\zeta_{pz}=0,04$ при $n=2050$ мин.⁻¹;

для давления во впускном ресивере $\zeta_{ps}=0,01$ при $n=2800$ мин.⁻¹ и $\zeta_{ps}=0,017$ при $n=2050$ мин.⁻¹;

для температуры газов за турбиной $\zeta_{T_r}=0,05$ при $n=2800$ мин.⁻¹ и $\zeta_{T_r}=0,05$ при $n=2050$ мин.⁻¹.

Полученные относительные различия расчетных и экспериментальных параметров находятся в пределах реально существующих различий, обусловленных допусками на изготовление и регулировку, между параметрами однотипных двигателей. Поэтому можно сделать вывод, что усовершенствованная математическая модель и программа для ЭВМ позволяют адекватно определять основные характеристики двигателя 6ТД и могут быть использованы для решения задач исследования.

2.9 Выводы

1. Выбрана базовая математическая модель для расчета параметров рабочего цикла и характеристик дизеля 6ТД и установлены причины ее ограниченного применения для расчета двухтактных двигателей.
2. Выполнена обработка индикаторных диаграмм, полученных при испытаниях дизеля 6ТД и найдены значения эмпирических констант, входящих в

уравнение, устанавливающее зависимость характеристик сгорания от режимных факторов. С позиций теории ДВС сделан качественный анализ причин, определяющих знак эмпирических констант.

3. Предложена новая схема расчета процессов газообмена в цилиндре двухтактного двигателя с прямоточной продувкой, названная «прорыв воздуха с запиранием остаточных газов».
4. Базовая программа расчета характеристик дизеля дополнена зависимостями, позволяющими адекватно рассчитывать характеристики сгорания топлива и процессы газообмена в двухтактном двигателе 6ТД.
5. Выполнена идентификация составляющих математической модели двухтактного двигателя 6ТД (характеристик лопаточных машин, окон и т.д).
6. Выполнены пробные расчеты рабочего цикла дизеля 6ТД и сопоставление результатов расчета с опытными данными. Установлено, что приемлемое соответствие между результатами расчета и эксперимента основных параметров двигателя позволяет применять усовершенствованную математическую и программу для решения задач исследования.
7. Программа расчета характеристик двухтактного двигателя впервые подключена к программе оптимизации, реализующий алгоритм метода Хука-Дживса в сочетании с методом штрафных функций для учета ограничений на параметры цикла. Это позволяет проводить непосредственную многофакторную условную оптимизацию конструктивных параметров дизеля с различными системами наддува.

3. ВЫБОР ТИПА ВЫПУСКНОЙ СИСТЕМЫ ДИЗЕЛЯ 6ТД

3.1 Проблема выбора типа выпускной системы

Прототипом двухтактного транспортного дизеля 6ТД (6ДН12/2х12) был двигатель 5ТДФ (5ДН12/2х12) [20], имеющий общий на пять цилиндров выпускной коллектор. Конструктивно выпускных коллекторов фактически два, верхний и нижний. Но выпуски из цилиндров в эти коллекторы происходят одновременно и с одинаковыми параметрами потока, а процессы в коллекторах идентичны. Поэтому при моделировании рабочего цикла можно считать, что двигатель 5ТДФ имеет один выпускной коллектор, но объем его равен удвоенному объему реальных коллекторов. Аналогичная ситуация с соотношением расчетного и реального числа коллекторов имеет место и при анализе процессов в дизеле 6ТД.

При увеличении числа цилиндров до шести возник вопрос о выборе рационального типа выпускной системы. Основанием для постановки такого вопроса является то, что изменился сдвиг фаз работы цилиндров. Если у дизеля 5ТДФ цилиндры работали через 72° , то у дизеля 6ТД - через 60° . Изменение сдвига фаз работы цилиндров сказывается на условиях газообмена, а следовательно, и на показателях двигателя.

Исходя из условий компоновки и допустимых массо-габаритных показателей, возможно применение выпускных систем, схемы которых приведены на рисунке 2.1. Это система с общим выпуском из всех цилиндров в один коллектор, система с двумя коллекторами, каждый из которых собирает выпуски из трех цилиндров, работающих со сдвигом фаз 120° , а также система с преобразователями импульсов (ПИ). Из литературных данных известны две

закономерности, относящихся к *четырёхтактным* дизелям, имеющим газотурбинный наддув со *свободным турбокомпрессором* [103, 117, 121]:

- по мере возрастания уровня форсирования по среднему эффективному давлению разница в показателях дизеля, оборудованного разными системами, уменьшается;
- при переходе по внешней характеристике от режима номинальной мощности к режиму максимального крутящего момента, импульсная система обеспечивает *большее* значение давления наддува, лучшие тяговые и экономические показатели, чем система с общим коллектором и система с ПИ.

Для двухтактного двигателя, не имеющего свободного турбокомпрессора, только первый вывод может быть принят как бесспорный. Это связано с тем, что различие показателей дизелей с разными системами обусловлено, в первую очередь, разной величиной отношения размаха колебаний давления к среднему давлению в выпускном коллекторе. При одинаковом среднем давлении чем больше будет относительный размах колебаний - тем выше энергетическая ценность газового потока [103]. В то же время, колебания давления перед турбиной отрицательно сказываются на ее окружном и эффективном к.п.д. Снижение к.п.д. турбины в значительной мере снижает положительный эффект от увеличения работоспособности выпускных газов. По мере роста уровня форсирования, относительный размах колебаний давления во всех системах уменьшается, поэтому уменьшается и разница показателей двигателя с разными системами выпуска. Однако уменьшение разницы показателей не означает, что различие между ними исчезает вовсе.

Вывод о влиянии типа выпускной системы дизеля со *свободным ТК* на *внешнюю* характеристику, нельзя автоматически переносить на двигатель, имеющий компрессор и турбину, жестко связанные с коленчатым валом.

На момент начала выполнения данной работы отсутствовали данные о количественном влиянии типа выпускной системы на показатели рабочего цикла дизеля 6ТД и его эффективные показатели. Это делало актуальным проведение исследования по научному обоснованию выбора типа выпускной системы.

Сравнивать показатели дизеля, оборудованного разными выпускными системами, можно только в случае, если каждая из них имеет оптимальные / параметры. Нарушение этого условия может привести к ошибочным выводам. Данные об *оптимальных* параметрах трех различных выпускных систем дизеля 6ТД отсутствовали, поскольку экспериментальная доводка одновременно нескольких систем - процесс трудоемкий, длительный и дорогостоящий, а потому экономически нецелесообразный.

В данной работе исследование по изучению количественного влияния типа выпускной системы на показатели дизеля проводилось в три этапа. На первом выполнялась оптимизация конструктивных параметров каждой системы с учетом ограничений на максимальное давление сгорания и температуру газов перед турбиной. Критерием оптимальности был минимум удельного эффективного расхода топлива на режиме максимальной мощности. На втором этапе проводился расчет нагрузочных характеристик дизеля с разными выпускными системами. На третьем этапе выполнялось собственно сравнение характеристик и анализ полученных результатов.

3.2 Выбор оптимизируемых конструктивных параметров дизеля 6ТД с разными выпускными системами и результаты оптимизации

Для оптимизации конструктивных параметров систем воздухообеспечения дизеля 6ТД применялась усовершенствованная автором программа расчета параметров рабочего цикла двухтактного дизеля, работающая под

управлением программы-менеджера, реализующей алгоритм Хука-Дживса. Методики моделирования и оптимизации описаны в главе 2.

При выборе набора конструктивных параметров выпускной системы, подлежащих оптимизации, исходили из того, что они должны оказывать «сильное» влияние на характеристики двигателя и должна существовать принципиальная возможность реализации оптимальных значений этих параметров. Разумеется, понятия «сильное» и «слабое» влияние не являются четко определенными и носят качественный характер. Так например, на основании общих закономерностей, присущих рабочим процессам ДВС, можно утверждать, что передаточное отношение привода компрессора влияет на характеристики двигателя *сильнее*, чем форма (окружность, прямоугольник и т.д.) поперечного сечения выпускного коллектора, хотя последний фактор также влияет на диссипативные процессы в коллекторе, а следовательно, и на характеристики двигателя в целом [99]. Подобны примеров соотношения между «сильным» и «слабым» влиянием можно привести множество.

Для оптимизации выбраны:

- угол начала открытия продувочных окон (ρ_d ,
- передаточное отношение привода компрессора i_k ;
- минимальное проходное сечение соплового аппарата турбины f_{CA} ;
- минимальное проходное сечение сопел преобразователя импульсов $f_{ПИ}$ (если ПИ имеется в выпускной системе).

Результаты оптимизации, выполненной для режима максимальной мощности, приведены в таблице 3.1. Там же приведены значения параметров рабочего цикла дизеля, полученные при условии, что конструктивные параметры каждой системы оптимальны.

Расчетные значения оптимальных конструктивных параметров системы с преобразователями импульсов совпадают с параметрами серийной вы-

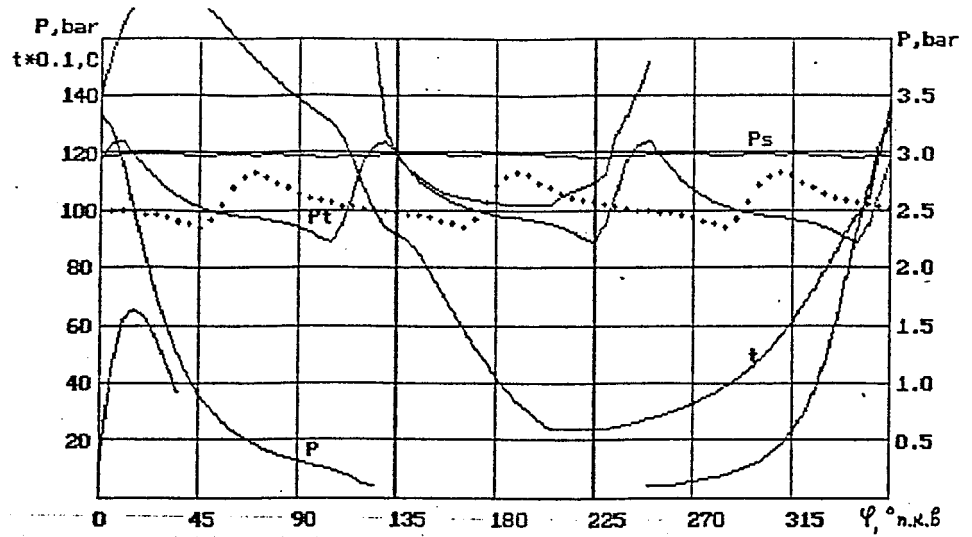
пускной системы. Это закономерно, поскольку именно эта система подвергалась экспериментальной доводке разработчиком двигателя - ХКБД.

Таблица 3.1 Параметры дизеля с разными выпускными системами

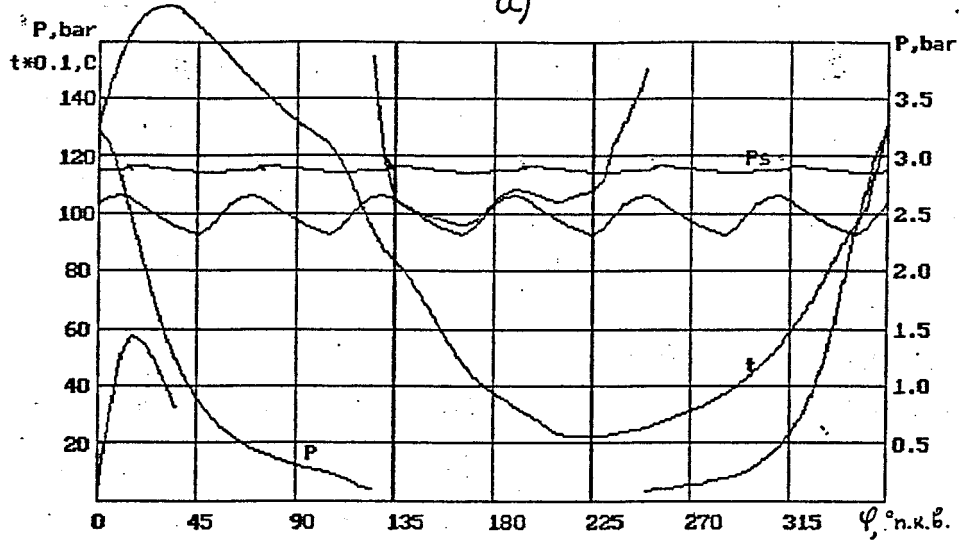
Параметры		Импульсная	Общ. выпуск	С ПИ
Эффективные	τ , мин. ¹	2800	2800	2800
	N_e , кВт.	735	735	735
	g_e , кг/кВтч.	0,270	0,2625	0,2631
Конструктивные	$\langle \alpha \rangle$, °	128	128	128
	I_k	12,2	ИД	11,9
	f_{cAIOW}	82	88	82
	$f_{\text{пи}} \cdot 10^4$? М ²	-	-	22
Показатели цикла	P_s , МПа	0,299	0,288	0,292
	P_z , МПа	13,4	12,9	13,1
	T_K	894	899	896
	a	1,58	1,69	1,7
	γ	0,08	0,08	0,08
	T_{vs}	0,73	0,75	0,76
	L_i	0,44	0,45	0,45
	$T m$	0,69	0,71	0,71
	L_i	0,57	0,6	0,61
	N_k , кВт.	309	278	277.
	N_t , кВт	156	156	152,5
	G_s , кг/с	1,76	1,67	1,65

На рисунках 3.1а, 3.1б, 3.1в приведены диаграммы изменения по углу поворота продувочного коленчатого вала (Пр. вала) основных параметров дизеля, имеющего три разные выпускные системы:

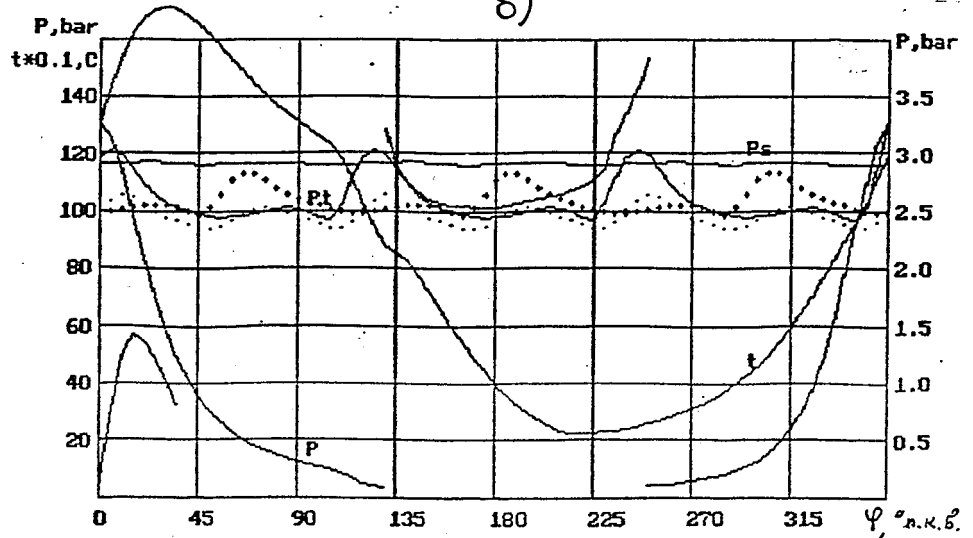
- давления газов в цилиндре (P) в двух масштабах. В процессе сжатия, горения, расширения в масштабе, указанном на шкале слева, в процессе газообмена — на шкале справа;



a)



б)



в)

Рисунок 3.1. Диаграммы
параметров по сжиганию п.кз-

- давления газов в выпускных коллекторах (P_t). Сплошная кривая - в большем коллекторе, прерывистая с крестиками - в коллекторе меньшего объема (два коллектора в случае импульсной системы или с ПИ, рисунки 3.1а и 3.1в);
- давления воздуха во впускном ресивере (P_s);
- температуры (средней) газов в цилиндре t ;
- давления газов после диффузора преобразователя импульсов перед сопловым аппаратом турбины (только для схемы с ПИ, на рисунке 3.1 в показано точками).

Диаграммы относятся к режиму максимальной мощности и позволяют выявить различия в рабочих процессах, обусловленные различием конструкции выпускной системы. Рассмотрим качественную сторону процессов, происходящих в цилиндрах и коллекторах в период газообмена [92, 96].

Рисунок 3.1а позволяет сделать вывод, что при использовании импульсной выпускной системы размах колебаний давления в выпускных коллекторах максимальный и составляет 0,09 МПа. В начальной фазе продувки имеет место повышенное противодавление в выпускном коллекторе, что неблагоприятно влияет на скорость удаления остаточных газов из цилиндра. Однако далее, в период, когда выпускные и продувочные окна максимально открыты (вблизи н.м.т) отношение давлений достигает максимума, что способствует хорошей очистке цилиндра и компенсирует пониженную скорость очистки в начальной фазе. Повышенное давление в коллекторе в начальной фазе выпуска оказывает не только отрицательное, но и положительное влияние на показатели дизеля, так как приводит к некоторому повышению давления в цилиндре до прихода поршней в н.м.т., а это, в свою очередь, способствует получению дополнительной индикаторной работы. В случае импульсной системы импульсы давления от следующего по порядку работы цилиндра практически не препятствуют продувке предыдущего, по порядку работы,

цилиндра. Процессы в разных коллекторах происходят независимо. Некоторое различие в форме импульсов давления обусловлено тем, что коллекторы имеют разный объем. В меньшем по объему коллекторе размах колебаний больше. Колебания давления во впускном ресивере незначительны.

Рассмотрим теперь особенности процессов в случае системы с общим выпускным коллектором (рисунок 3.16). Видно, что размах колебаний давления в коллекторе меньше и первая фаза продувки протекает при более низком противодавлении в коллекторе, чем в случае импульсной системы. Однако, при общем коллекторе на процесс продувки предыдущего по порядку работы цилиндра накладывается выпуск из следующего по порядку работы цилиндра. Это приводит к тому, что в период, когда выпускные и продувочные окна максимально открыты (вблизи н.м.т.), возникает повышенное противодавление в коллекторе, что уменьшает скорость истечения газов из цилиндра через выпускное окно.

В случае системы с преобразователями импульсов, характер изменения давления в цилиндрах и выпускных коллекторе качественно одинаков с характером изменения этих параметров в импульсной системе, но размах колебаний давления несколько меньше (0,06 МПа против 0,08 МПа в импульсной). Существенно то, что размах колебаний давления перед турбиной в системе с ПИ составляет всего 0,025 МПа против 0,08 МПа в импульсной и 0,04 МПа в системе с общим выпуском. В результате эффективный к.п.д. турбины в системе с ПИ оказывается наибольшим (0,61). Большее значение к.п.д. компенсирует понижение располагаемой работы газового потока, которое возникает из-за снижения размаха пульсаций.

Показатели дизеля с ПИ на режиме номинальной мощности практически одинаковы с показателями системы с общим выпускным коллектором.

Необходимо отметить, что к.п.д. турбины на уровне 0,61 является для

пространства, отведенного для размещения турбины, так и тем, что в газовом потоке, поступающем на турбину, пульсирует не только давление, но и температура. Если в начальной фазе выпуска в коллектор, а затем и в турбину, поступают отработавшие газы с температурой от 1000... 1100 °С (см. диаграмму изменения температуры в цилиндре на рисунке 3.1 в) то в период собственно продувки в коллектор поступает практически чистый воздух с температурой 160... 180° С. Такие значительные колебания температуры и давления перед турбиной в течение одного цикла неизбежно приводят к колебаниям $U/С_{ад}$, а следовательно, к снижению среднего за цикл к.п.д. турбины. В четырехтактных двигателях, где уровни продувки ниже, турбины имеют больший к.п.д.

3.3 Результаты расчета нагрузочных характеристик дизеля 6ТД с тремя типами выпускных систем

Для анализа влияния типа выпускной системы был выполнен расчет нагрузочных характеристик дизеля с тремя типами выпускных систем при частоте вращения коленчатого вала 2800 мин.⁻¹. Температура окружающей среды принималась +20°С. На рисунке 3.2 приведены нагрузочные характеристики дизеля с импульсной выпускной системой, на рисунке 3.3 - с общим выпускным коллектором, на рисунке 3.4 - с преобразователями импульсов.

На рисунке 3.4 пунктиром показаны нагрузочные характеристики, полученные экспериментальным путем на двигателе 6ТД, имеющем доведенную выпускную систему с преобразователями импульсов. Можно сделать вывод, что в области высоких нагрузок абсолютное расхождение расчетного и экспериментального значений удельных эффективных расходов топлива составляет 3 г/кВтч, а относительное 1,14%. Такое расхождение, по нашему мнению, является допустимым, поскольку различие в расходе топлива до 2%

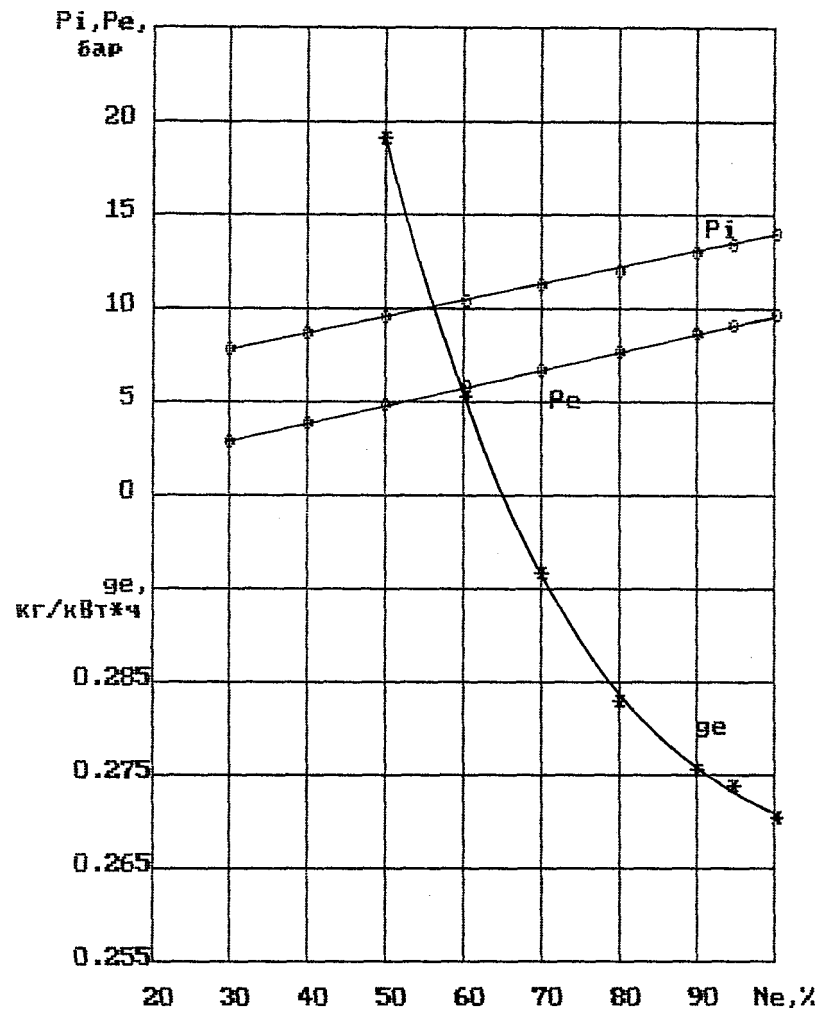
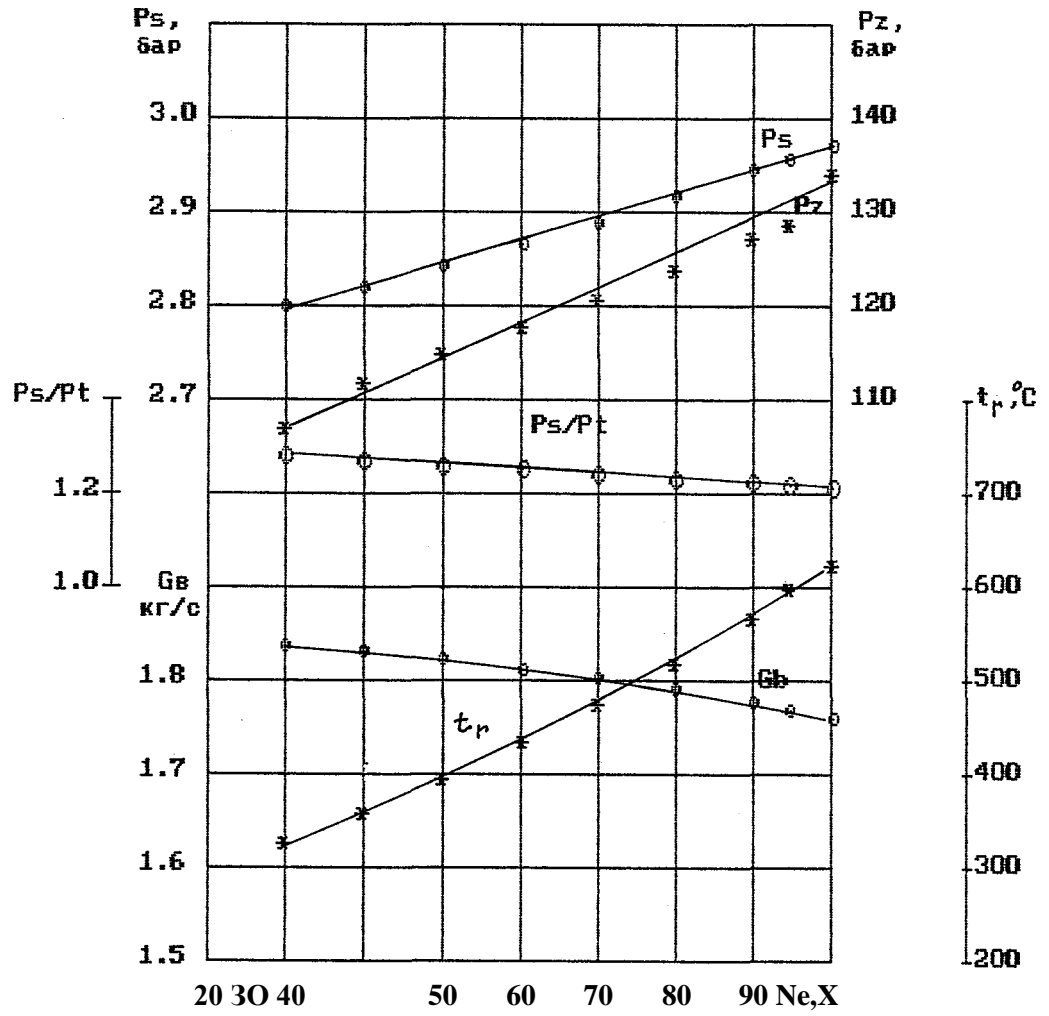
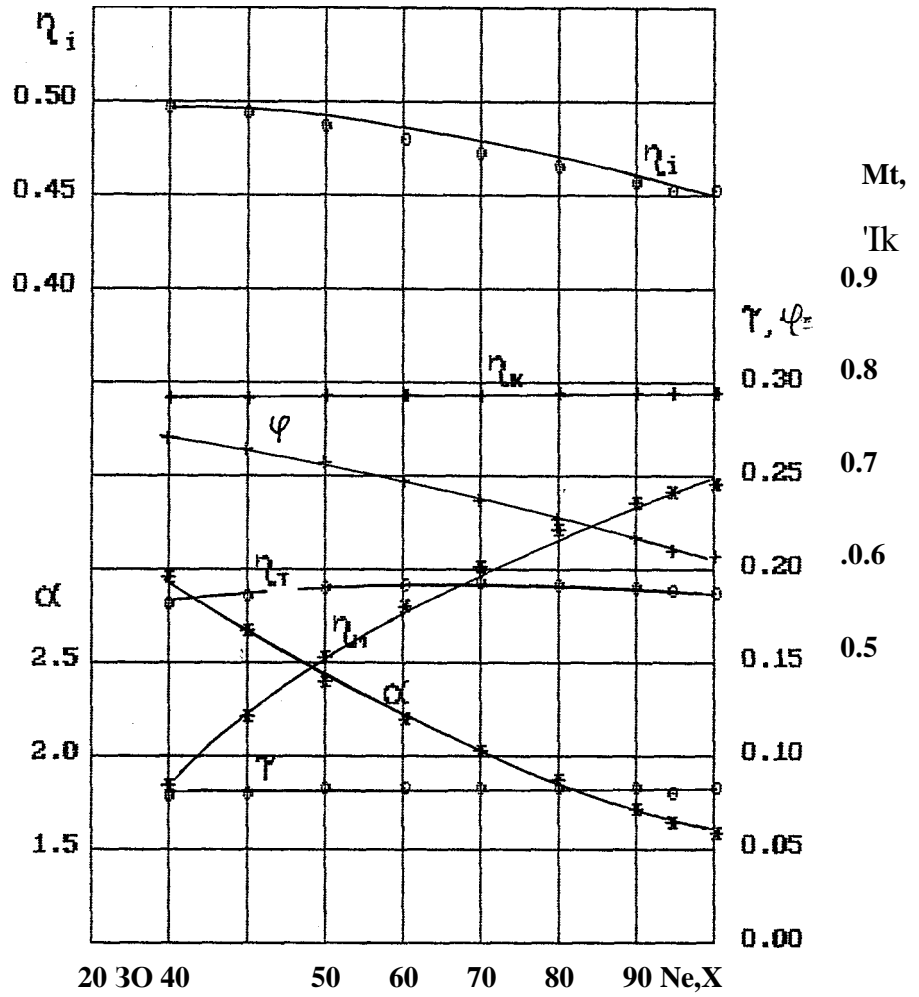


РИСУНОК 3.2о Нагрузочная характеристика
ПРИ $n=2800.0$ мин;⁻¹



Рисынок3.25. Нагрузочная характеристика
ПРИ $n=28(Ю,0 \text{ MWM}''^*$



Рисинок

○○○

Нагрузочная характеристика
ПРИ $n=2000.0 \text{ мин}^{-1}$

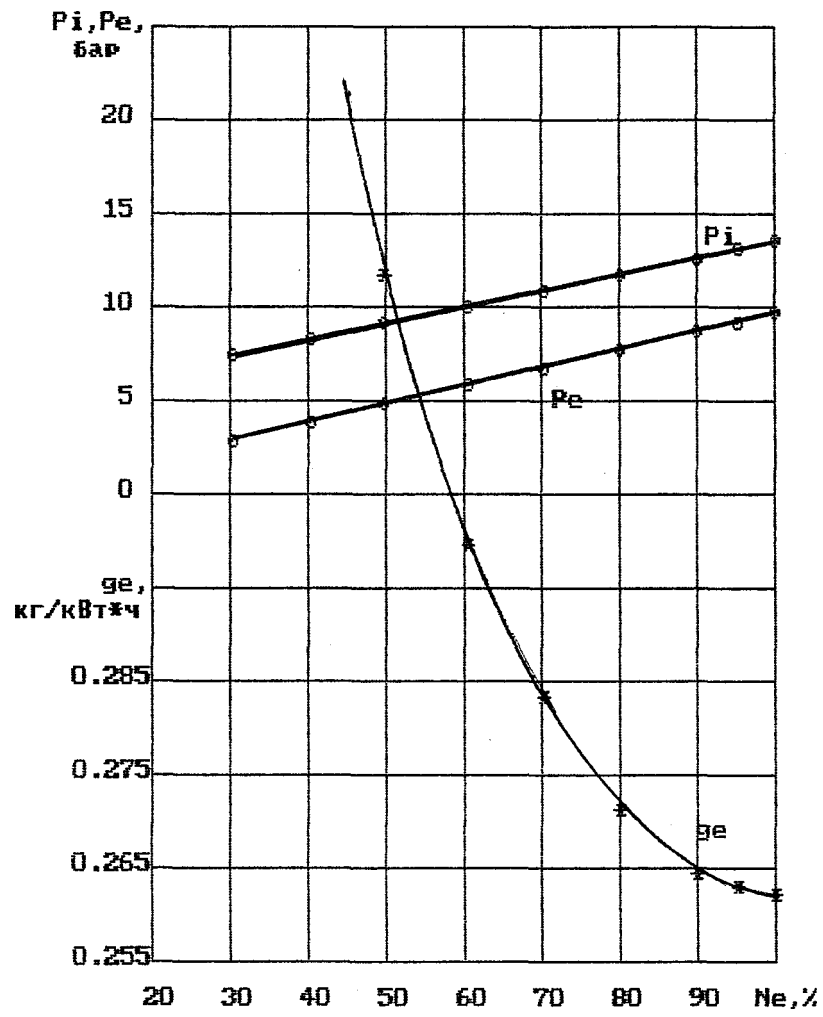


РИСУНОК 3.3d Нагрузочная характеристика
ПРИ $n=2800.0 \text{ MW}^1$

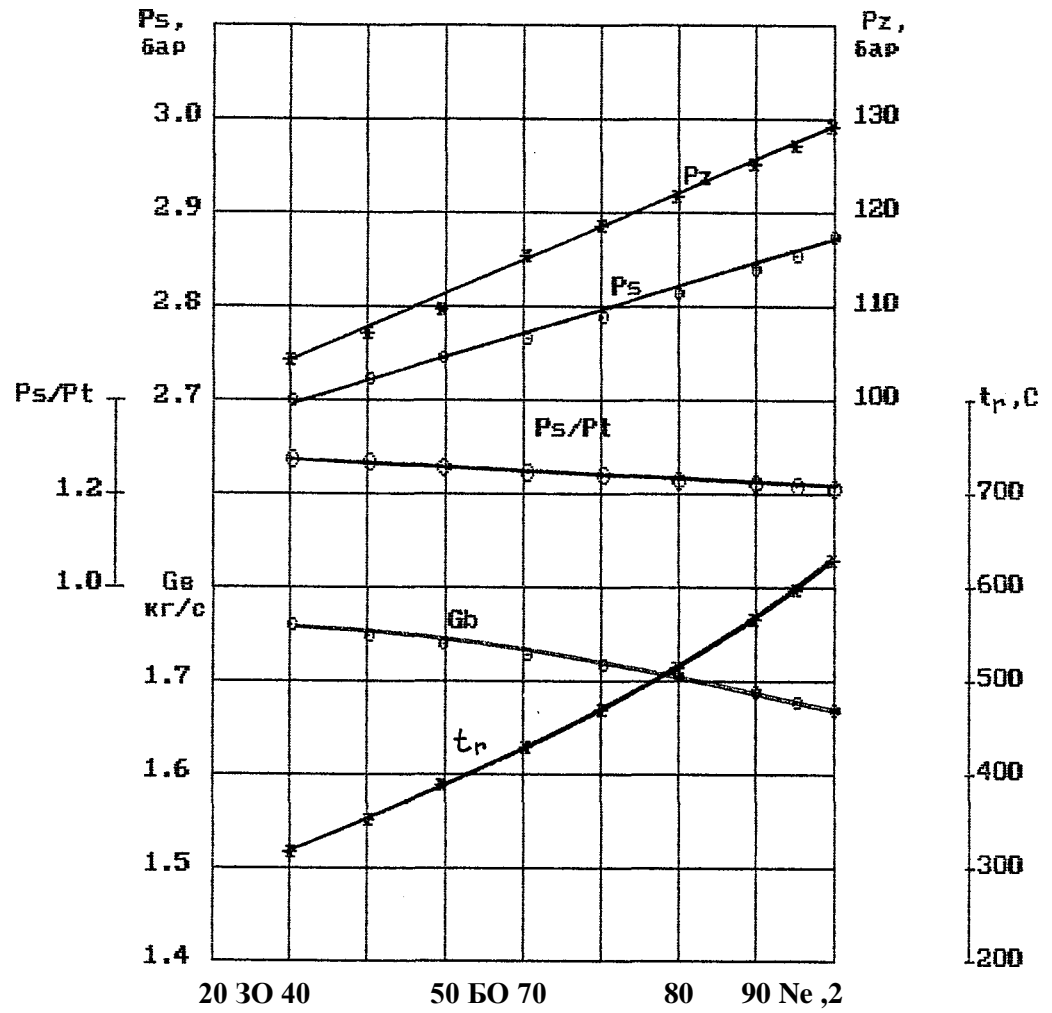


РИСУНОК 3.3s Нагрузочная характеристика
ПРИ $n=2800,0$ МИ/МИН

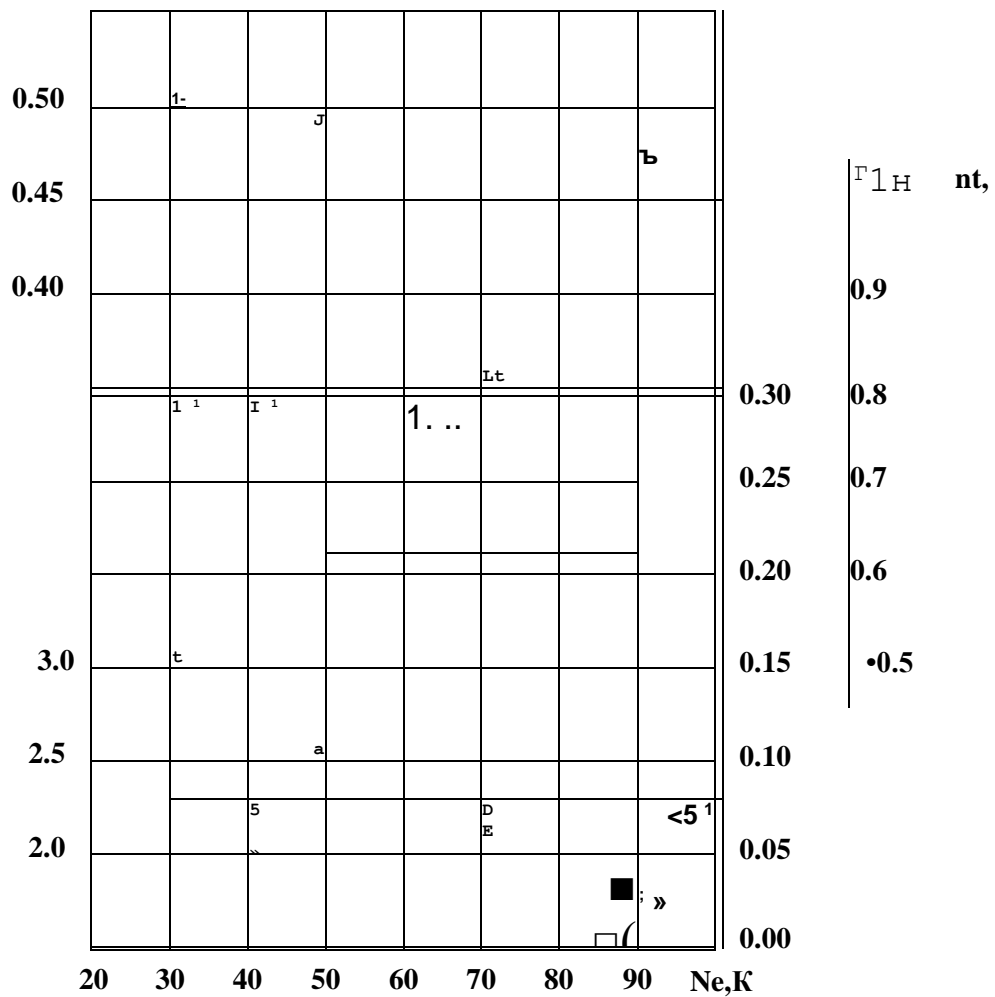


РИСУНОК 5.30. Нагрчзочная характеристика яри n=2800.0 MUU¹¹

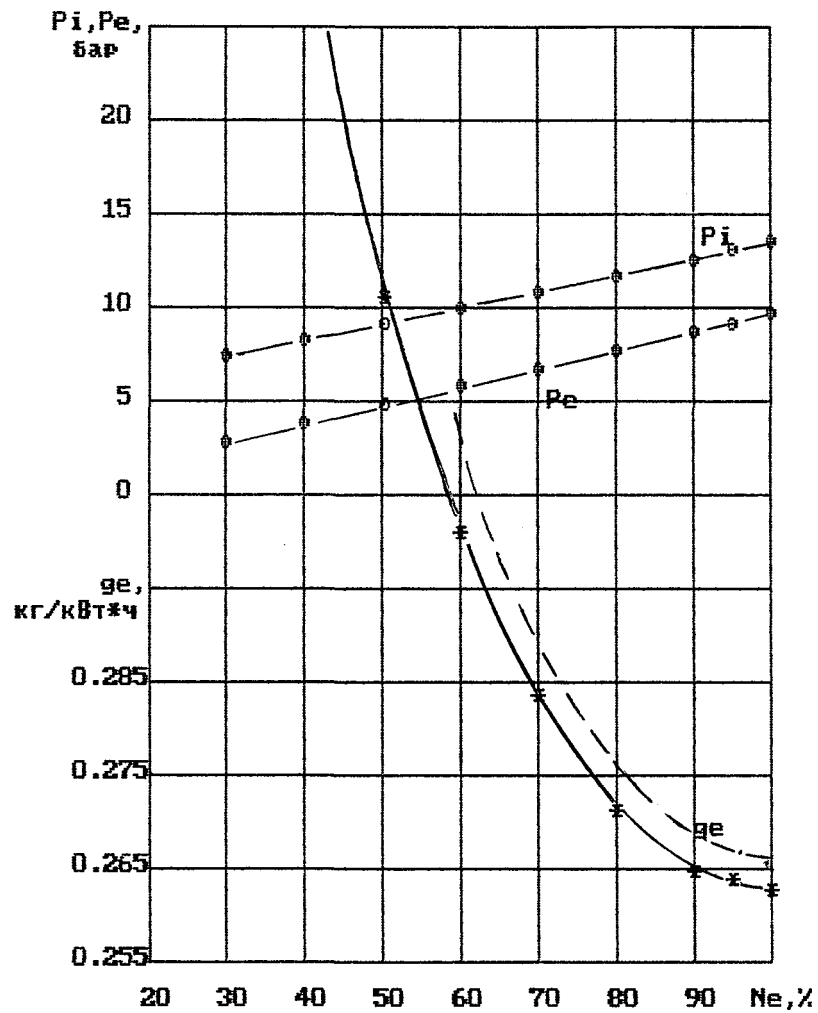


РИСУНОК Нагрузочная характеристика
ПРИ $n=2800,0 \text{ мин}^{-1}$

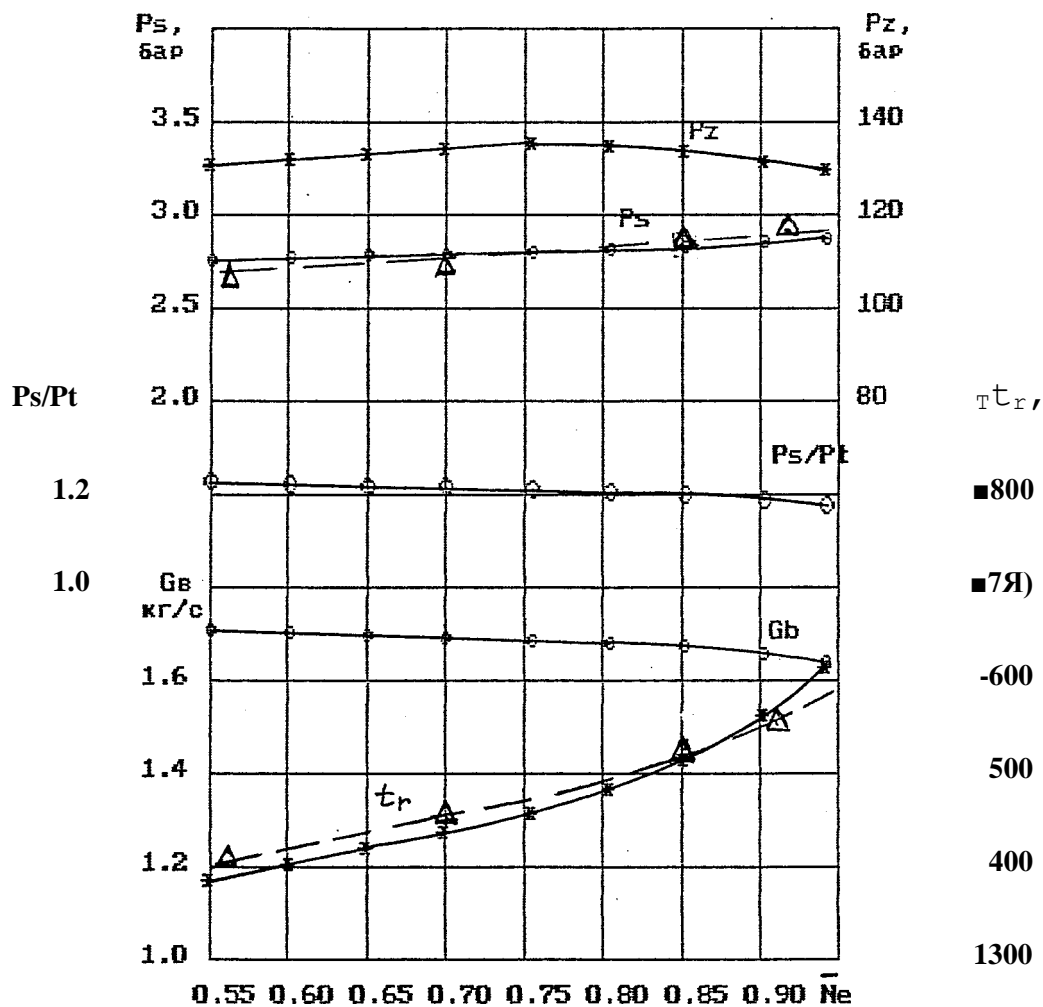


РИСУНОК 3-4^ - Нагрузочная характеристика
ПРИ $\mu = 2 \text{ \&Omicron} \text{ мик}$

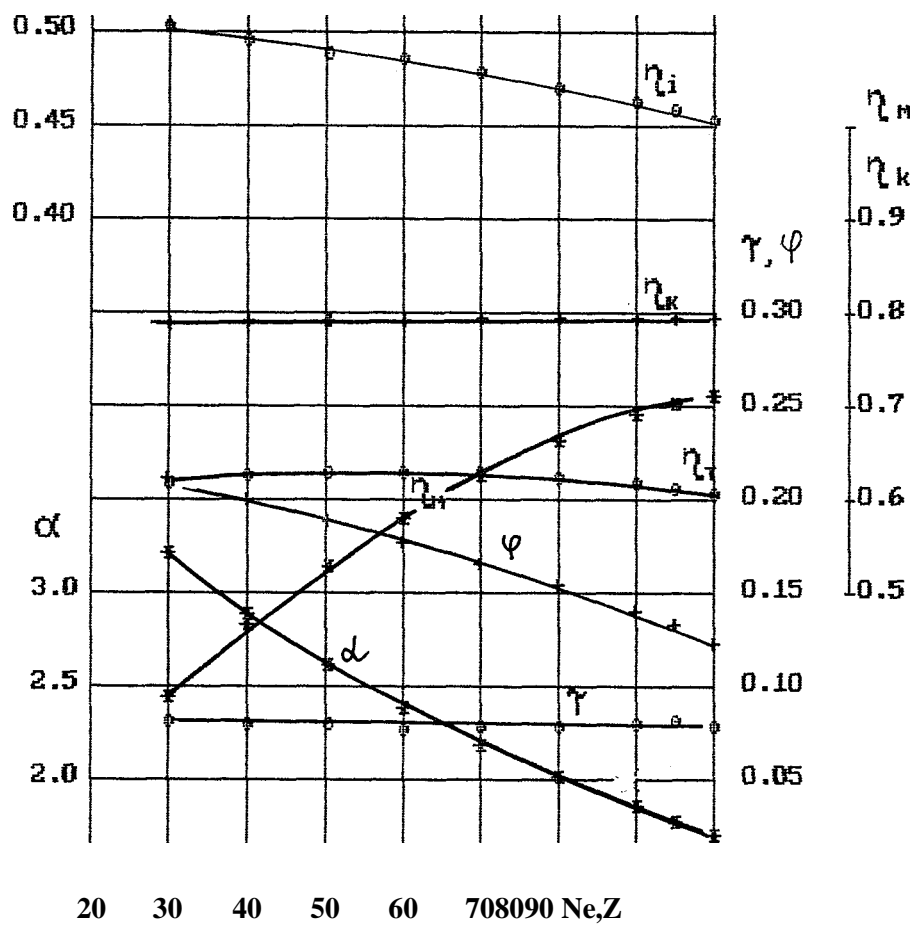


РИСУНОК 3.4^ Нагрузочная характеристика
ПРИ $n=2800.D$ мм''

может возникать при испытаниях разных двигателей одной марки. С уменьшением нагрузки относительное различие между результатами расчета и эксперимента возрастает и при мощности, составляющей 60% от максимальной доходит до 3%. Причиной увеличения расхождения между результатами расчета и эксперимента при уменьшении нагрузки является, на наш взгляд, то, что с понижением нагрузки в реальном двигателе увеличивается неравномерность цикловых подач топлива по цилиндрам [26]. Это приводит к ухудшению индикаторных показателей и топливной экономичности дизеля. В математической же модели эффект различия цикловых подач топлива по цилиндрам не учитывается. Поэтому чем меньше цикловая подача, тем больше будет неравномерность подач по цилиндрам, тем больше будет разница между результатами расчета и эксперимента.

Сравнение нагрузочных характеристик при $n = 2800$ мин.⁻¹ доказывает, что система с общим выпуском и система с преобразователями импульсов обеспечивают практически одинаковые показатели дизеля. Разница показателей находится в пределах погрешности вычислений, присущей любым численным методам [13, с. 22]. Эта погрешность порождена ошибками округления чисел, ошибками, возникающими при замене дифференциальных уравнений разностными, ошибками, обусловленными принятыми эвристическими признаками, по которым программа определяет момент окончания расчета. Пробные расчеты показали, что для удельного эффективного расхода топлива погрешность собственно расчета не превосходит 1г/кВтч. Погрешность математической модели можно оценить только путем сопоставления результатов расчета и эксперимента.

Одинаковость эффективных показателей дизеля, оборудованного системой с общим выпускным коллектором и системой с преобразователями

импульсов обусловлена практически одинаковыми интегральными показателями газообмена, а следовательно, и индикаторного процесса.

Импульсная выпускная система обеспечивает худшие индикаторные и эффективные показатели дизеля по сравнению с системой с ПИ и с общим коллектором. Разница удельных эффективных расходов топлива на режиме максимальной мощности составляет 7 г/кВтч. Главной причиной худших показателей дизеля с импульсной системой является пониженный к.п.д. турбины, который равен 0,57 против 0,61 у турбины, работающей в системе с ПИ. Это является следствием наличия кинематической парциальности турбины с двумя входами, параметры в которых различны. Различие давлений и температур во вводах порождает увеличение потерь на «выколачивание» газа из межлопаточных каналов рабочего колеса. Заниженный к.п.д. приводит к относительно заниженной мощности турбины N_t (смотри таблицу 3.1). Подчеркнем, что речь идет об *относительно* заниженной мощности, поскольку, как это следует из таблицы 3.1, абсолютные значения N_t в системах импульсной и с общим выпуском одинаковы и составляют 156 кВт, однако при импульсной системе эта мощность реализуется при относительно большем расходе рабочего тела (сначала отработавших газов, затем продувочного воздуха) через турбину. Увеличивается дисбаланс мощности турбины и компрессора, который составляет $309 - 156 = 153$ кВт у импульсной и $287 - 156 = 131$ кВт у системы с общим выпуском. Как следствие, уменьшается механический к.п.д. дизеля. Для получения равной мощности при меньшем механическом к.п.д. требуется увеличить подачу топлива. Но это приводит к снижению коэффициента избытка воздуха для сгорания, увеличению продолжительности сгорания, к снижению индикаторного к.п.д. Вот почему при импульсной системе для получения минимального удельного эффективного расхода топлива необходимо несколько увеличить передаточное отношение привода компрессора и давление наддува. Увеличение давления наддува

призвано компенсировать снижение коэффициента избытка воздуха, и, таким образом, предотвратить более резкое снижение индикаторного к.п.д. Но увеличение давления наддува требует больших затрат мощности на привод компрессора. В результате параметры цикла стабилизируются при больших давлениях наддува, больших дисбалансах мощностей турбины и компрессора, большем расходе воздуха и топлива.

Средние температуры газов после турбины в случае импульсной системы практически не отличаются от сравниваемых вариантов, так как заниженное значение коэффициента избытка воздуха для сгорания компенсируется повышенным суммарным расходом воздуха через двигатель.

Необходимо отметить, что в случае импульсной системы максимальная мощность двигателя достигается при гранично-допустимых значениях максимального давления сгорания и при пониженном коэффициенте избытка воздуха для сгорания. Оба эти фактора влекут за собой увеличение тепловой и механической напряженности деталей цилиндро-поршневой группы, а в конечном счете, к снижению надежности двигателя.

Исходя из того, что применение импульсной системы влечет за собой существенное ухудшение экономичности и снижение надежности, был сделан вывод о нецелесообразности ее применения на дизеле 6ТД. Поэтому импульсная система в дальнейшем не рассматривалась.

Нагрузочные характеристики при $n = 2800$ мин.¹ не позволяют сделать окончательный выбор в пользу системы с ПИ или системы с общим выпуском. Исходя из того, что дизель 6ТД транспортный, было принято решение выполнить сравнение нагрузочных характеристик при частоте вращения коленчатого вала 2050 МИН.¹. При работе по внешней характеристике на этой частоте достигается максимальный крутящий момент. Мерой изменения крутящего момента по внешней характеристике является коэффициент приспособляемости. Влияние коэффициента приспособляемости на эксплуата-

ционные показатели колесных и гусеничных машин подробно описано в [116].

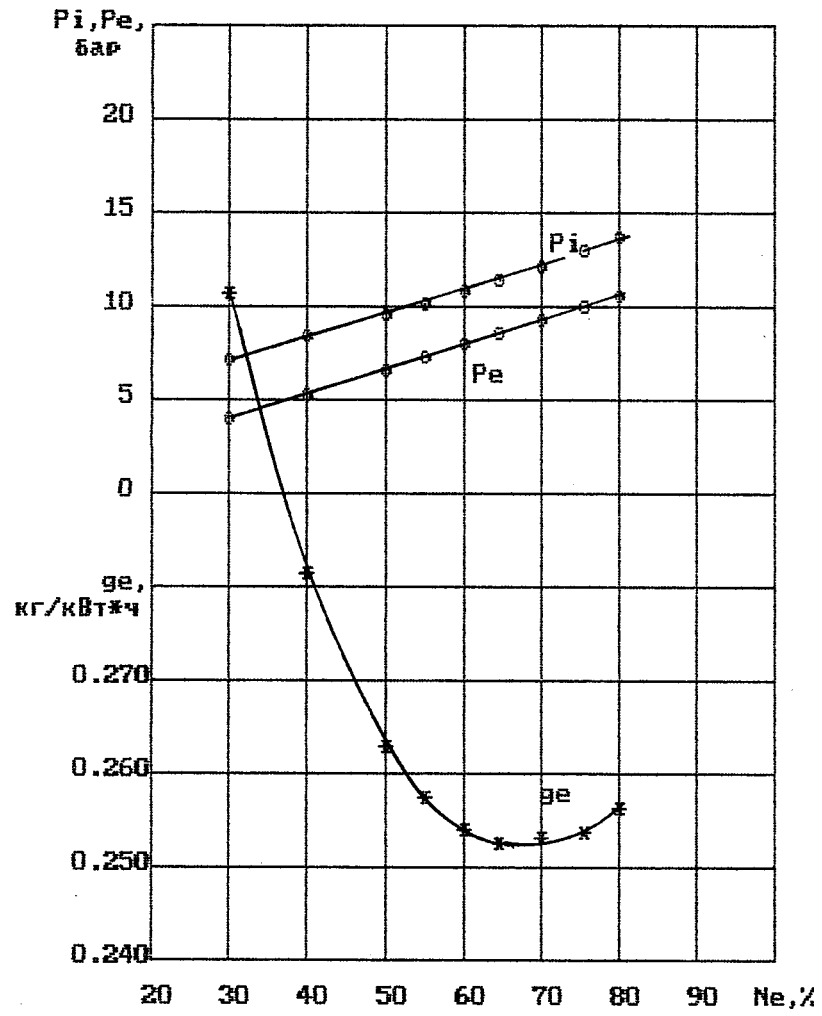
На рисунках 3.5 и 3.6 приведены нагрузочные характеристики дизеля соответственно и общим выпускным коллектором и с ПИ при $n = 2050$ мин.⁻¹. На рисунке 3.7 и 3.8 - диаграммы изменения основных параметров цикла дизеля со сравниваемыми системами при $n = 2050$ мин.⁻¹ и $K\Gamma_e = 798$ кВт.

Первый и главный вывод, который может быть сделан на основании рассмотрения приведенных на рисунках 3.5 и 3.6 нагрузочных характеристик таков: система с преобразователями импульсов при частоте вращения коленчатого вала при $n = 2050$ мин.⁻¹ обеспечивает меньший на 2...3 г/кВтч, по сравнению с системой с общим выпускным коллектором, удельный эффективный расход топлива. Рассмотрим основные причины, обуславливающие преимущества системы с ПИ.

Сравнение диаграмм давления в выпускном коллекторе, приведенных на рисунках 3.7 и 3.8 показывает, что размах колебаний в коллекторах системы с ПИ больше, чем в общем выпускном коллекторе. Первая фаза продувки в системе с общим коллектором происходит более интенсивно, однако при положении поршня вблизи н.м.т. выпуск из следующего по порядку работы цилиндра приводит к повышению давления в коллекторе и подавлению продувки. Затем давление в коллекторе падает и продувка возобновляется. Характер изменения отношения давлений P_s / P_t в период продувки существенно неравномерный - от $\approx 1,2$ на угле 165° до $P_s / P_t = 1$ на угле 185° .

В системе с ПИ, несмотря на большой размах колебаний давления в коллекторах, давление в цилиндре в период продувки и P_s / P_t изменяется от

носительно слабо. Максимальное значение P_s / P_t не превышает 1,13, но зато



Риснок3.5<X Нагрузочная характеристика
ПРИ $n=2050,0 \text{ миц}^{1*}$

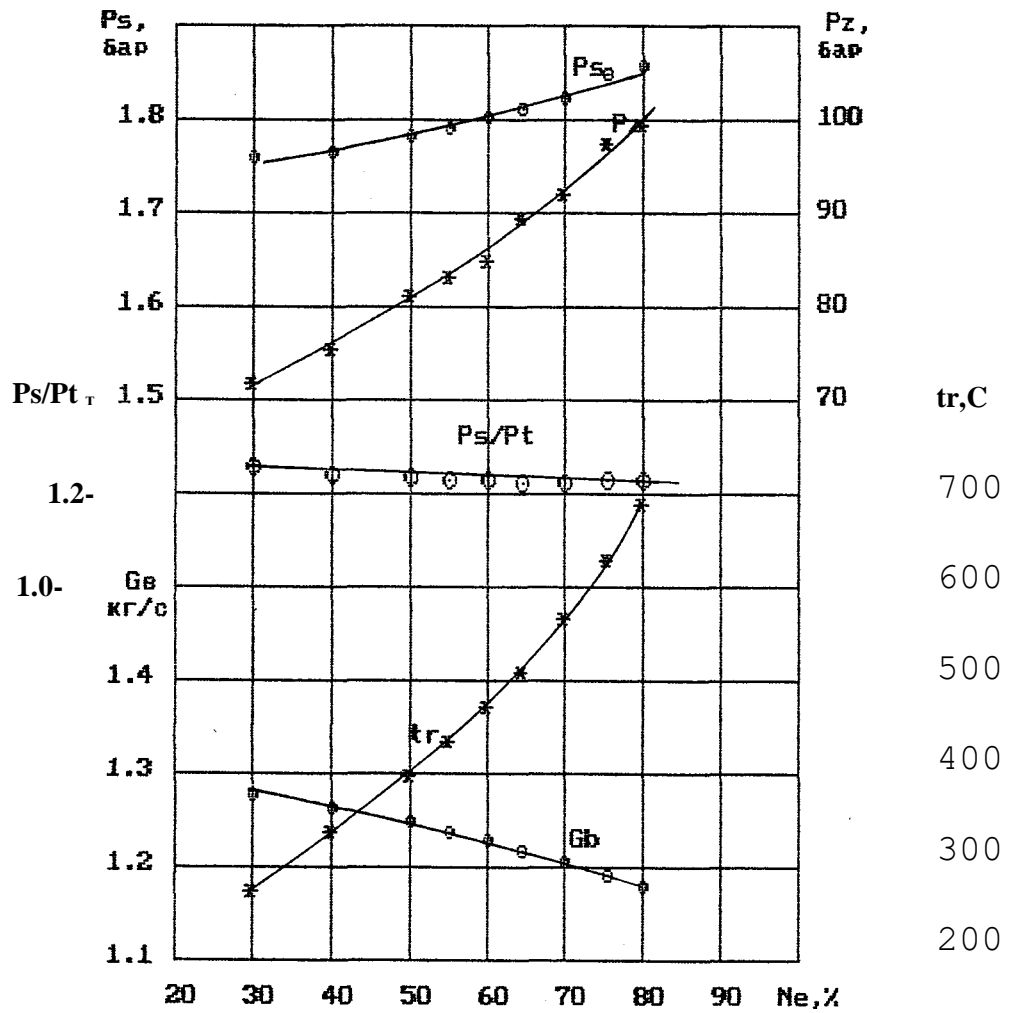


РИСУНОК 3.55[^]- Нагрузочная характеристика
ПРИ $n=2050.0 \text{ мин}^{-1}$

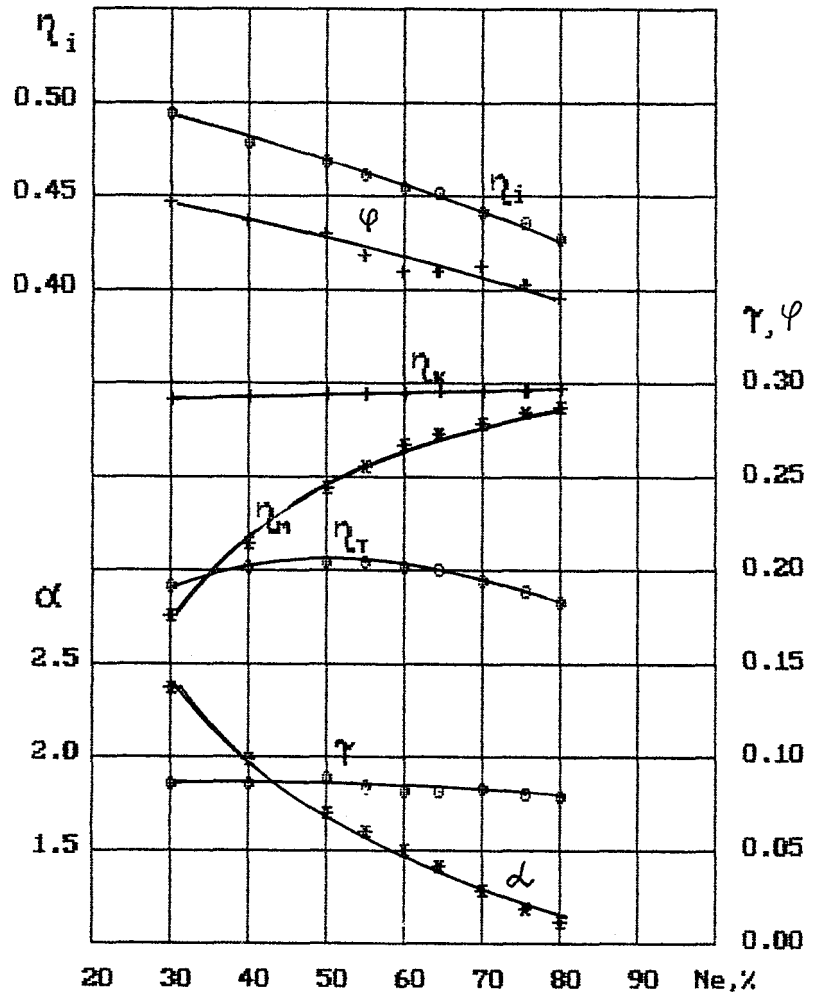


РИСУНОК 0*0 Нагрузочная характеристика
ПРИ $p = 2050.0$ кПа

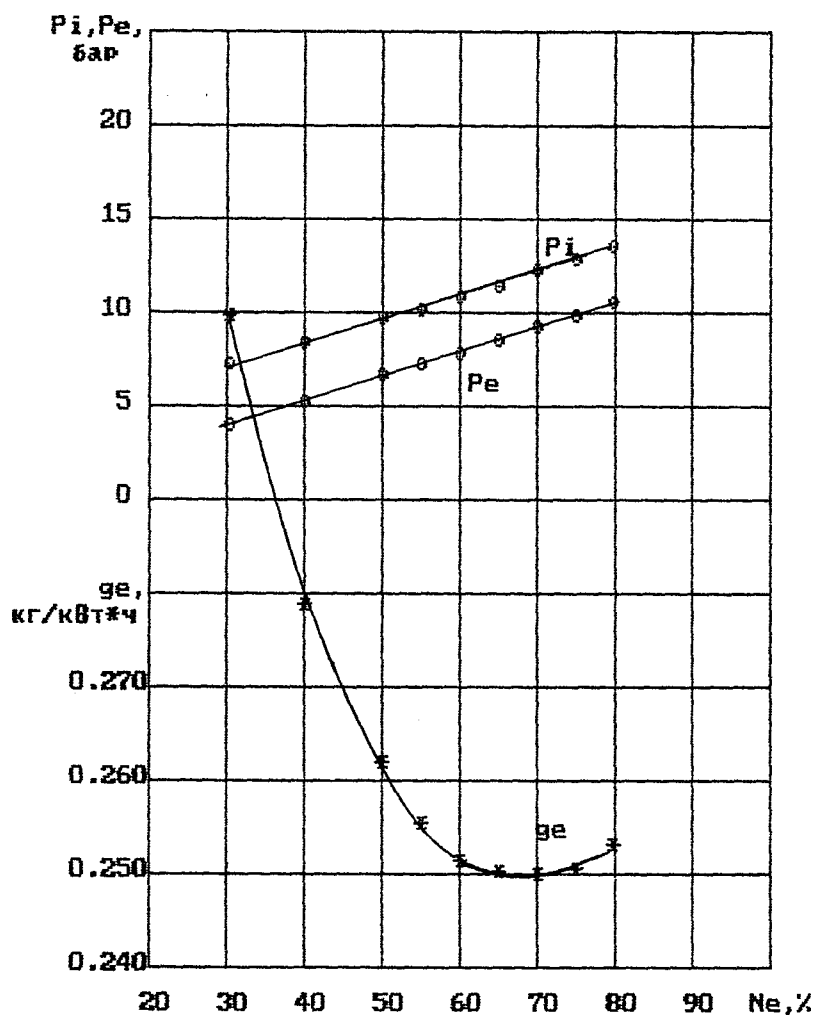
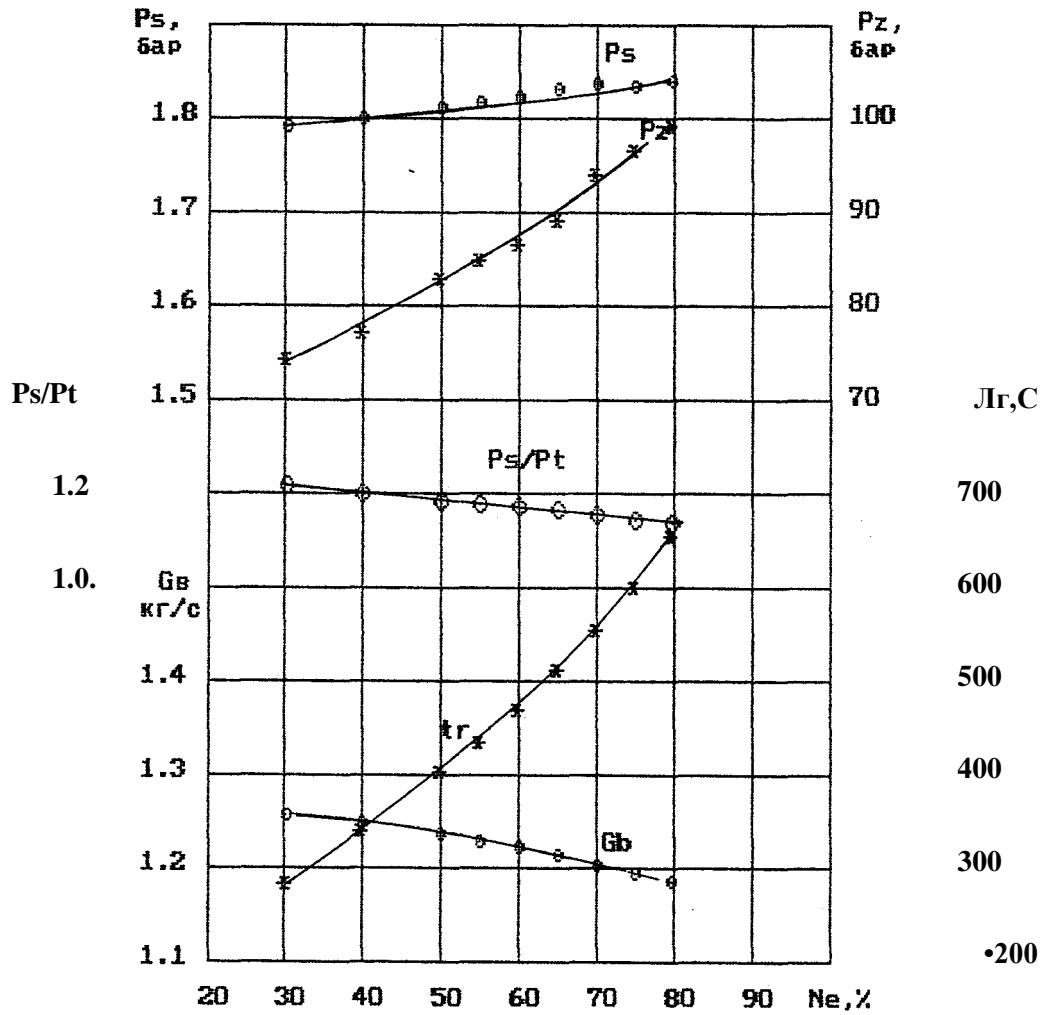


РИСУНОК 3.6а. Нагрузочная характеристика
ПРИ $n = 2050.0 \text{ мин}^{-1}$



Риснок 3.6S. Нагрузочная характеристика
ПРИ $p=2050.0 \text{ мм}^2$

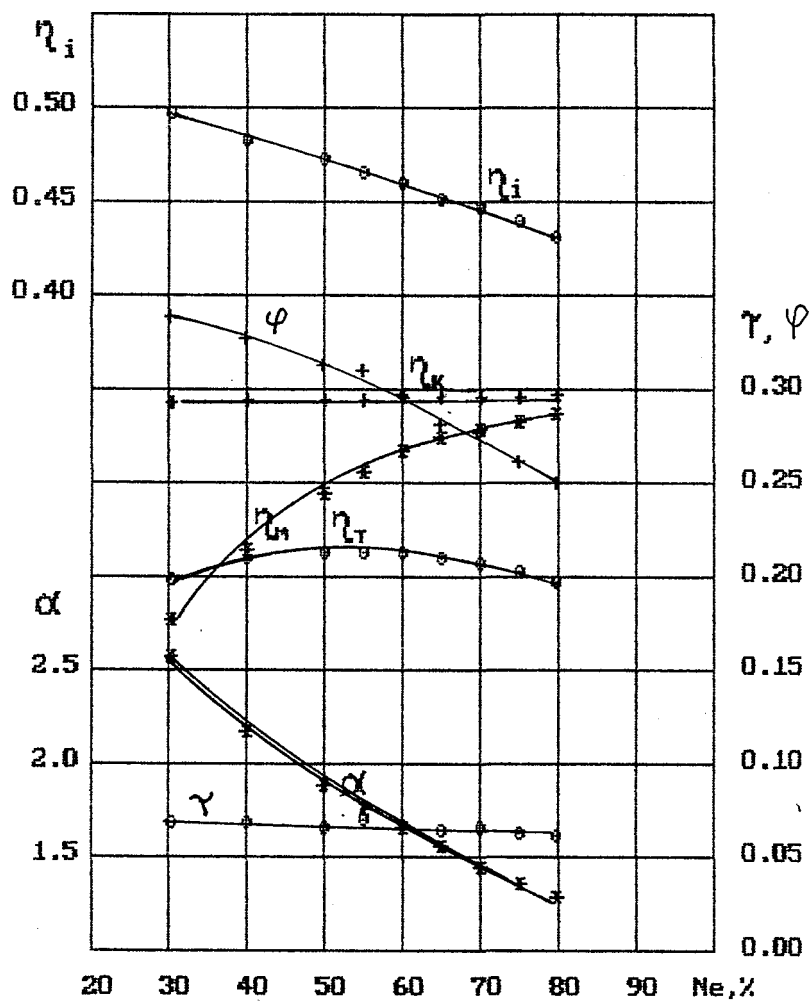


РИСУНОК 3.6о Нагрузочная характеристика
ПРИ $n=2050.0$ мин⁻¹*

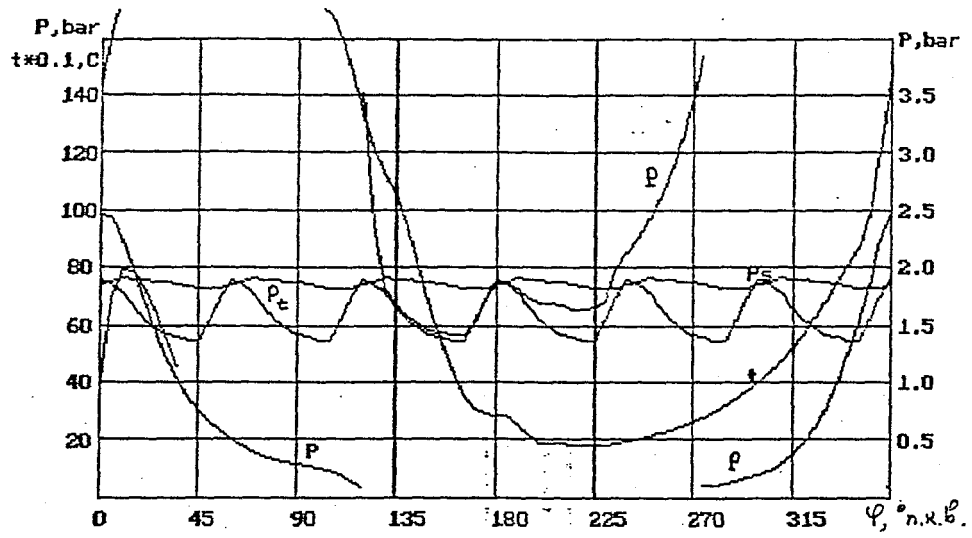


Рисунок 3.7 Диаграммы изменения параметров по углу п.к.в.
Общий выпускной коллектор, $n = 2050$ мин.

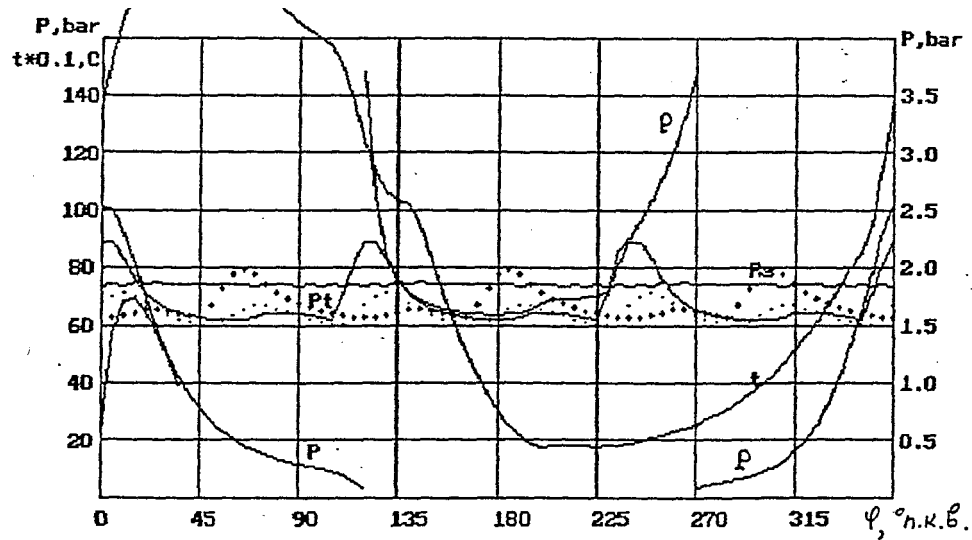


Рисунок 3.8 Диаграммы изменения параметров по углу п.к.в.
Выпускная система с ПИ, $n = 2050$ мин.¹¹

изменение его за период продувки незначительно. Существенным для объяснения причин, поясняющих происхождение эффекта снижения является то, что в конечной фазе продувки давление в коллекторе и в цилиндре повышается. Повышение давления в цилиндре приводит к увеличению плотности заряда и массы свежего воздуха в цилиндре. В результате, коэффициент наполнения, отнесенный к параметрам во впускном ресивере, в системе с ПИ составляет 0,82, а в системе с общим коллектором 0,79. Коэффициент утечки продувочного воздуха в системе с ПИ 0,18, в системе с общим коллектором 0,2. Таким образом, изменение характера колебаний в выпускном коллекторе приводит к перераспределению потока наддувочного воздуха - снижению коэффициента продувки и увеличению массы свежего воздуха в цилиндре. В результате коэффициент избытка воздуха для сгорания в системе с ПИ составляет 1,49, а в системе с общим выпуском 1,42. Различие коэффициентов избытка воздуха приводит к различию индикаторных к.п.д., а следовательно, и к разнице в удельных эффективных расходах топлива. Мощности турбины при сравниваемых системах практически одинаковы и равны 65кВт. Это происходит вследствие того, что в системе с общим коллектором размах колебаний давления перед турбиной больше, чем в системе с ПИ, а следовательно, больше располагаемая работа потока, но к.п.д. турбины меньше (0,57 в системе с общим коллектором против 0,58 в системе с ПИ).

3.4 Выводы

1. Выполнена многофакторная оптимизация конструктивных параметров трех типов выпускных систем дизеля 6ТД: - импульсной; системы с общим на шесть цилиндров выпускным коллектором; системы с преобразователями импульсов (ПИ). Для режима максимальной мощности определены оптимальные значения передаточного отношения привода компрес-

сора, фаз газораспределения, сечения соплового аппарата турбины, а также, в случае системы с ПИ, проходные сечения сопел преобразователя.

2. Установлено, что примененные на серийном двигателе, имеющем систему с ПИ, значения конструктивных параметров, определяющих показатели газообмена, являются оптимальными.
3. Установлено, что двигатель с импульсной выпускной системой, работающий по нагрузочной характеристике при максимальной частоте вращения коленчатого вала, имеет удельный эффективный расход топлива на 6...8г/кВтч больше, чем двигатель с общим выпускным коллектором и двигатель, имеющий систему с ПИ. Основная причина пониженной экономичности дизеля с импульсной выпускной системой - снижение к.п.д. турбины, вызванное парциальным подводом рабочего тела.
4. Двигатели с общим выпускным коллектором и системой с ПИ, работающие по нагрузочной характеристике при максимальной частоте вращения коленчатого вала, имеют практически одинаковые показатели рабочего цикла и эффективные показатели.
5. Двигатель с ПИ, работающий по нагрузочной характеристике при частоте вращения коленчатого вала, соответствующей режиму максимального крутящего момента, имеет удельный эффективный расход топлива на 2..3г/кВтч меньше, чем двигатель с общим выпускным коллектором. Система с ПИ обеспечивает на режиме максимального крутящего момента относительно большие значения коэффициентов наполнения и избытка воздуха для сгорания, меньшие значения температуры выпускных газов перед турбиной.
6. На шестицилиндровом двухтактном транспортном дизеле 6ТД целесообразно применять выпускную систему с ПИ, имеющую оптимальные конструктивные параметры как обеспечивающую лучшие экономические по-

казатели и меньшую тепловую и механическую напряженность деталей

4. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ ПРИВОДА КОМПРЕССОРА

4.1 Постановка задачи оптимизации

В двухтактных дизелях, как правило, необходимо иметь приводную ступень компрессора, так как мощности турбины обычно недостаточно для сжатия всего потока воздуха до конечного давления наддува на всех режимах работы [59, 120,/25].

В случае двухступенчатой системы наддува (например, схема дизеля 1 ОД 100) имеется как приводной компрессор, так и свободный турбокомпрессор [/32,/33, W

Каждая из этих схем имеет свои преимущества и недостатки. Применение двухступенчатой системы с двумя последовательными нагнетателями требует увеличения габаритов двигателя. Кроме того, наличие свободного турбокомпрессора приводит к увеличению продолжительности переходных процессов, особенно при разгоне. Система наддува со свободным турбокомпрессором способна самостоятельно уменьшать давление наддува при уменьшении нагрузки. Это качество является положительным в случае работы дизеля по регуляторным (нагрузочным) характеристикам. Но при уменьшении частоты вращения коленчатого вала давление наддува уменьшается, и это свойство в случае, если двигатель транспортный, является недостатком.

В случае одноступенчатой системы наддува компрессор приводится от коленчатого вала, а турбина отдает мощность либо на коленчатый вал, либо через дифференциальную передачу на вал компрессора. Такие схемы применяются на дизелях типа БТД. Схема обеспечивает малые массо-габаритные показатели дизеля и лучшую динамику разгона, но в случае фиксированного передаточного отношения привода компрессора не обладает способностью к

саморегулированию давления в зависимости от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала;

Самой простой является схема с постоянным передаточным отношением привода нагнетателя. Но очевидно, что фиксированное передаточное отношение может быть оптимальным только для одного расчетного режима работы дизеля, который характеризуется сочетанием заданных значений эффективной мощности N_e и частоты вращения коленчатого вала n при заданной температуре t_0 окружающей среды.

Как правило, в качестве расчетного режима при выборе постоянного передаточного отношения привода компрессора выбирают либо режим максимальной мощности, либо режим максимального крутящего момента. Последнее характерно для транспортных дизелей с повышенными требованиями к значению коэффициента приспособляемости. Но в любом случае, при фиксированном передаточном отношении привода, работа дизеля на всех эксплуатационных режимах, кроме одного расчетного, происходит при параметрах системы воздухообеспечения, отличных от оптимальных. Это приводит к повышенному эксплуатационному расходу топлива [367-

Как отмечалось в главе 1, радикальным средством улучшения характеристик системы наддува и дизеля в целом является применение регулируемого привода компрессора.

В результате исследований, описанных в главе 3, для двигателя, не имеющего регулируемого привода нагнетателя, были выбраны тип выпускной системы с преобразователем импульсов и ее основные параметры, в том числе фазы газораспределения. Необходимость отдельного исследования по выбору типа выпускной системы и характеристик регулирования системы наддува обусловлена тем, что ГП «Завод им.В.А.Малышева» выпускает двигатели различных модификаций и система с регулированием наддува является лишь одной из перспективных разработок.

Выбор оптимальных значений передаточного отношения привода компрессора при условии выполнения ограничений на ряд параметров рабочего цикла является основной задачей, решаемой в данной главе [98].

Задачу оптимизации поставим следующим образом: при принятой схеме системы воздухообеспечения на каждом режиме эксплуатационной характеристики найти значение передаточного отношения привода нагнетателя, т.е. установить функциональную связь вида

$$i_k = f(N_e, n, t_0), \quad (4.1)$$

обеспечивающую выполнение условий

$$g_e(N_e, n, t_0, i) \rightarrow \min, \quad (4.2)$$

$$P_z(N_e, n, t_0, i) < P_{z, \max}, \quad (4.3)$$

$$t(N_e, n, t_0, i_k) < t_{\max}, \quad (4.4)$$

где i_k - передаточное отношение привода компрессора,

N_e - эффективная мощность дизеля,

n - частота вращения коленчатого вала,

t_0 - температура входящего в компрессор воздуха,

:

g_e - удельный эффективный расход топлива,

p - максимальное давление сгорания,

t_T - средняя температура газов перед турбиной,

"

$p_{z, \max}, t_{\max}$ - максимально допустимые значения P_z и t .

Выражение вида (4.1) содержит основную информацию, необходимую для выбора конструктивных параметров исполнительных систем и механизмов.

/ В данной работе не ставилась задача создания и исследования исполнительных механизмов, обеспечивающих изменение частоты вращения рабочего колеса центробежного компрессора.

4.2 Результаты выбора оптимальной характеристики изменения передаточного отношения привода компрессора двигателя 6ТД

Характеристика изменения передаточного отношения привода компрессора i_k определялась путем решения оптимизационной задачи (4.1)...(4.4) с помощью модернизированной программы расчета параметров рабочего цикла двухтактного дизеля, работающей под управлением программы оптимизации, описанных в главе 2. Расчет оптимальных значений i_k выполнялся в нескольких точках нагрузочных характеристик при разных температурах окружающей среды. В таблицах 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 приведены результаты работы программы оптимизации, настроенной на решение задачи (4.1)...(4.2).

Таблица 4.1 Результаты оптимизации i_k при $n=2800$ мин.¹

	$N_e,$ <i>кВт (л.с.)</i>	$V_{ц} \cdot 10^4,$ кг	$g_e,$ <i>кг/кВтч</i>	$P_z,$ <i>МПа</i>	T_t, K	i_k
$t = 0^\circ C$ II	699 (950)	1,66	0,240	13,2	813	10,4
	588 (800)	1,39	0,239	12,0	737	10
	478 (650)	1,195	0,252	10,6	696	9,4
	404 (550)	1,058	0,264	9,8	670	9
$t = 0^\circ C$ i	699 (950)	1,0844	0,266	13,2	988	И,9
	588 (800)	1,48	0,254	12,1	877	И
	478 (650)	1,256	0,265	10,2	832	10,1
	368 (500)	1,04	0,285	8,5	812	9,2
$t = +55^\circ C$	699 (950)	2,01	0,290	13,2	1081	12,9
	588 (800)	1,586	0,272	11,8	957	11,7
	478 (650)	1,29	0,272	10,0	890	10,5
	404 (550)	1,14	0,285	8,5	860	9,7

Таблица 4.2. Результаты оптимизации i_k при $n=2600$ мин.¹

	Ne, кВт (л.с.)	$B_{ц} \cdot 10^4$, кг	ge, кг/кВтч	Pz, МПа	T _t ,К	i_k
- t=30°C	735 (1000)	1,87	0,238	13,5	852	11
	662 (900)	1,64	0,232	12,8	779	10,7
	551 (750)	1,38	0,235	11,4	715	10,2
	441 (600)	1,17	0,248	10	676	9,6
o o + o	735 (1000)	2,1	0,267	13,5	1003	12,9
	625 (850)	1,69	0,253	12,6	893	П,9
	515 (700)	1,375	0,250	11,2	818	11,0
	368 (500)	1,06	0,270	8,7	756	9,7
o o i	698 (950)	2,14	0,287	13,5	1083	13,6
	625 (850)	1,796	0,269	12,8	980	12,8
	515 (700)	1,43	0,260	11,2	888	11,6
	404 (550)	1,17	0,271	9,1	842	10,4

Таблица 4.3. Результаты оптимизации i_k при $n=2050$ мин.¹

	Ne, кВт (л.с.)	$B_{ц} \ll 10^4$, кг	ge, кг/кВтч	Pz, МПа	T _t ,К	i_k
o o t _t	622 (900)	1,938	0,230	13	840	12,3
	588 (800)	1,79	0,225	12	762	12
	478 (650)	1,44	0,223	10,5	685	. И,5
	368 (500)	1,18	0,238	9	630	Н,1
t=+20°C	622 (900)	2,12	0,252	13,5	976	14
	588 (800)	1,92	0,241	12,6	891	13,4
	478 (650)	1,49	0,230	10,9	785	12,4
	368 (500)	1,196	0,240	9	721	11,5
o o +	622 (900)	2,34	0,278	13,5	1075	15,5
	588 (800)	2,07	0,260	12,7	981	14,6
	478 (650)	1,58	0,244	10,8	864	13,3
	368 (500)	1,22	0,245	8,5	806	11,9

Таблица 4.4. Результаты оптимизации i_k при $n=1600$ мин.⁻¹

	Ne, кВт (л.с.)	Вц-10 ⁴ , кг	ge, кг/кВтч	Pz, МПа	T _t ,К	i _k
σ_{Φ}	515 (700)	2,145	0,240	10,9	821	14
	441 (600)	1,74	0,228	10,1	726	13,5
	368 (500)	1,41	0,221	8,7	650	13
	294 (400)	1,17	0,230	7,4	612	12,5
σ_{Φ} + σ_{Ω}	515 (700)	2,24	0,251	12,3	909	16
	441 (600)	1,81	0,237	11,3	811	15,2
	368 (500)	1,44	0,226	10,2	723	14,4
	294 (400)	1,17	0,230	8,5	680	13,6
t=+55 °C	515 (700)	2,39	0,268	12,7	952	17,6
	441 (600)	1,92	0,251	11,6	862	16,6
	368 (500)	1,517	0,237	10,6	783	15,6
	294 (400)	1,21	0,237	9,1	736	14,6

Необходимо отметить, что при температуре окружающей среды +55° на режимах *внешней характеристики* не удалось найти решения системы (4.1)...(4.4), при котором одновременно выполняются ограничения на максимальное давление сгорания и максимальную температуру газов перед турбиной.

При температуре +55° нужно либо ограничивать мощность по внешней характеристике, либо изменить существующее ограничение на максимальную температуру газов перед турбиной (сейчас $T_{t \max} = 1023\text{K}$). Так, при $n=2800$ мин.⁻¹ для сохранения допустимого значения температуры газов перед турбиной Ne нужно снизить до 879 л.с. или на 7%, при $n=2600$ мин.⁻¹ до 891 л.с. или на 6,2%, при $n=2050$ мин.⁻¹ до 840 л.с. или на 6,6%. Таким образом, повышение температуры окружающей среды до +55°С потребует снижения мощности по внешней характеристике на 6% ... 7%. Необходимость снижения мощности дизеля при повышении температуры окружающей среды свя-

зана еще и с проблемой обеспечения отвода теплоты от поверхности радиатора системы охлаждения в воздух. Но анализ работы системы охлаждения в разных условиях выходит за рамки данного исследования и здесь не рассматривается.

Повышение допустимой температуры перед турбиной потребует решения проблем обеспечения термочности деталей цилиндро-поршневой группы, выпускных коллекторов и турбины. Попытки снизить температуру газов путем увеличения продувки не приводят к желаемому результату так как при этом увеличивается дисбаланс мощностей компрессора и турбины, что, в свою очередь, приводит к увеличению подачи топлива, снижению коэффициента избытка воздуха для сгорания, увеличению температуры газов в конце процесса расширения.

Поэтому оптимизация на режимах внешней характеристики при температуре $t_0 = +55$ °С проводилась только с ограничениями на p_z .

По данным таблиц 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 были построены графики (рисунки 4.1, 4.2, 4.3, 4.4) изменения оптимальных значений передаточного отношения привода компрессора $i_{k\ opt}$ по нагрузочным характеристикам при постоянных значениях температуры окружающей среды. Эти зависимости имеют практически линейный характер относительно N_e и их можно аппроксимировать уравнением:

$$i_{k\ opt} = 1,133335238 - 3,583333208 * 10^{-7} * N_e + 0,01 * (t_0 - 20) + 0,0058020456 * (t_0 + 273) * (6,4 - t_0) * 10^{-4}. \quad (4.5)$$

Приведенные на рисунках графики $i_{k\ opt} = f(N_e, n, t_q)$ и описывающая их формула (4.5) могут быть использованы в программе управления передаточным отношением привода компрессора только при работе дизеля БТД на электрический генератор, когда достаточно просто определить мощность тока, а затем, с учетом к.п.д. генератора, мощность двигателя N_e .

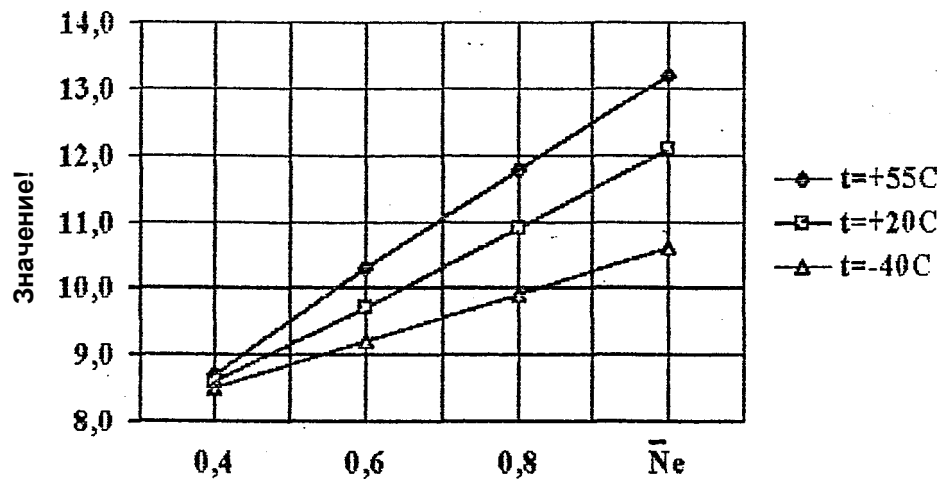


Рисунок 4.1 Оптимальное значение i при $i=2800$ мин."

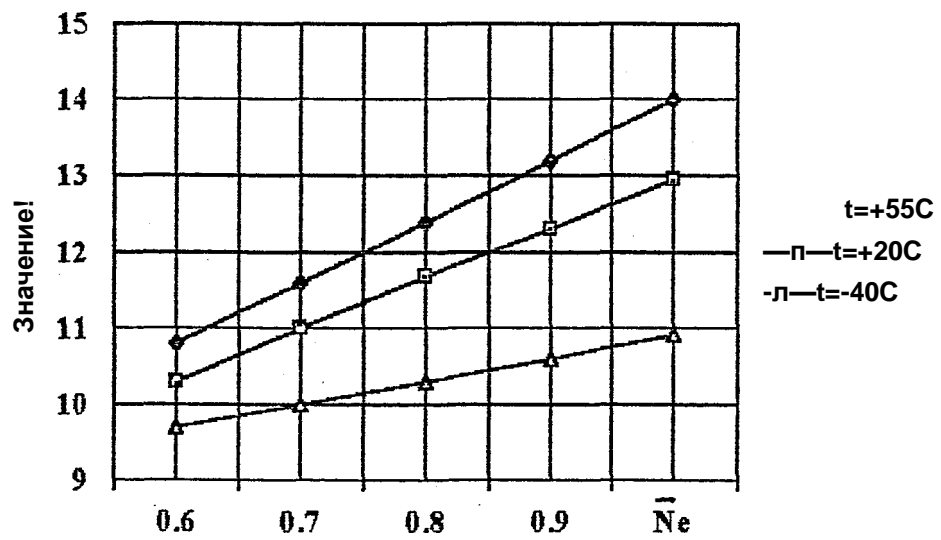


Рисунок 4.2 Оптимальное значение i при $i=2600$ мин."

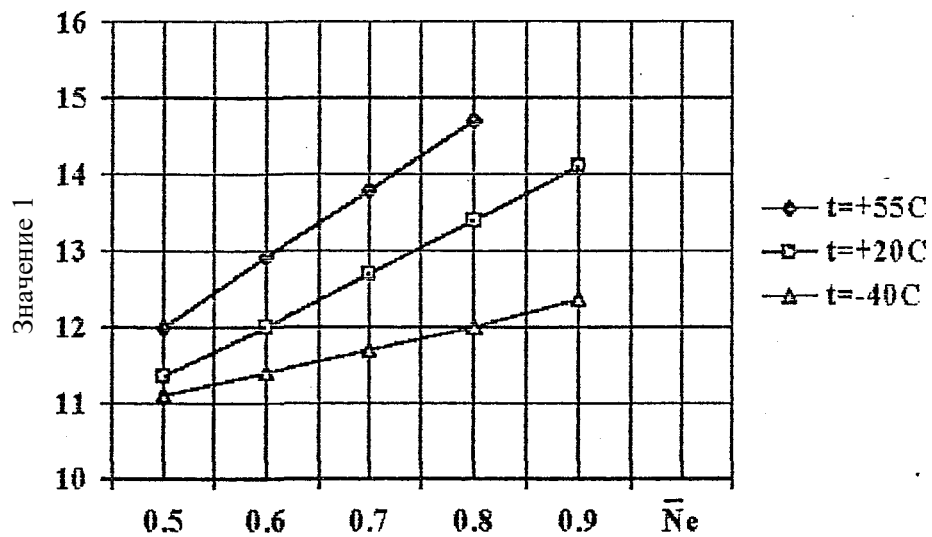


Рисунок 4.3 Оптимальное значение i при $\mu = 2050 \text{ мин.}^{-1}$

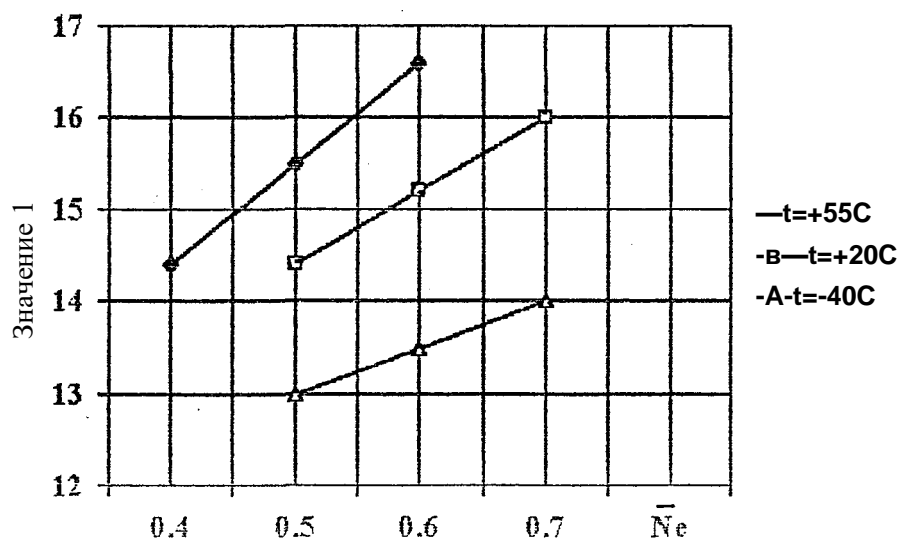


Рисунок 4.4 Оптимальное значение i при $\mu = 1600 \text{ мин.}^{-1}$

Значительно сложнее измерить Ne дизеля в НТМ с механической или гидравлической трансмиссией. В этом случае регулирование должно осуществляться не по мощности, а по какому-либо иному параметру, который достаточно просто измерить на работающем двигателе.

Наиболее подходящим, на наш взгляд, параметром является положение рейки топливного насоса высокого давления и зависящая от этого положения цикловая подача топлива. Если известна характеристика насоса в виде $V_4=f(n,h)$, где h - смещение рейки ТНВД от начала отсчета, то по измеренным величинам n и h можно определить цикловую подачу топлива. Поэтому характеристику оптимального регулирования передаточного отношения искали в виде $i_k = f(n, t_0, V_4)$, а конкретно в виде уравнения регрессии

$$i_k = c_1 + c_2 \cdot n + c_3 \cdot T_0 + c_4 \cdot V + c_5 \cdot n \cdot T_0 + c_6 \cdot n \cdot V + c_7 \cdot T_0 \cdot V, \quad (4.6)$$

где $c_1 \dots c_7$ - эмпирические коэффициенты,

$$n = n \cdot 10^{-3}, \quad V = V_{ц} \cdot 10^4,$$

T_0 - температура воздуха на входе в дизель, К.

Поскольку формула (4.6) линейна относительно $c_1 \dots c_7$, то для определения их значений по данным таблиц 4.1, 4.3, 4.4 использовалась программа решения систем линейных уравнений с переопределенной матрицей [27, с.227, программа П5.6]. Всего имели 36 линейных уравнений, содержащих 7 неизвестных. Результат работы программы показан в таблице 4.5, представляющей из себя распечатку на принтере значений коэффициентов $c_1 \dots c_7$, относительной погрешности аппроксимации в заданных точках, а также относительной среднеквадратичной ошибки аппроксимации. Относительная среднеквадратичная ошибка аппроксимации равна 2,7%, что позволяет сделать вывод о том, что структура формулы (4.6) подходит для описания характеристики регулирования передаточного отношения привода компрессора.

Полученные уравнения представляют собой искомую характеристику изменения передаточного отношения привода компрессора наддувочного

Таблица 4.5.

Коэффициенты полинома для вычисления
передаточного отношения привода компрессора

c[1]= 1.14446172446932E+0001
c[2]=-9.05982458292833E-0G01
c[3]= 1.83147202949527E-0002
cC4]=-2.23523390*?01519E+0000
c[5]=-9.55041322269730E-0003
c[6]= 4.6117004383400GE-0001
c[7]= 1.27198433286205E-0002

Оценка относительной погрешности аппроксимации
в узловых точках плана эксперимента

Y-значение функции в узле, ерв - относительная погрешность

j=1 Y= 1.04000000000000E+000i	ерв= 9.87329989147715E-0003
j=2 Y= 1.00000000000000E+000i	eps= 2.48019060379283E-0002
j=3 Y= 9.40000000000000E+0000	ерв= 4.45461422239992E-0003
j=4 Y= 9.00000000000000E+0000	ерв=-9.04652490410035E-0003
j=5 Y= 1.19000000000000E+0001	ep5= 2.76729551428293E-0002
j=6 Y= 1.10000000000000E+0001	epe= 4.02094784252536E-0002
j=7 Y= 1.01000000000000E+000i	eps= 1.64046015737718E-0002
j=8 Y= 9.20000000000000E+0000	eps=-1.44777131912659E-0002
j=9 Y= 1.29000000000000E+0001	eos= 2.07303663749796E-0002
3=10 Y= 1.17000000000000E+0001	eps- 3.72784338677296E-0002
j=11 Y= 1.05000000000000E+000i	ерв= 1.82562210097781E-0002
j=12 Y= 9.70000000000000E+0000	ep5=-1.27924799557937E-0002
j=13 Y= 1.23000000000000E+0001	eps=-1.92620686165956E-0002
j=14 Y= 1.20000000000000E+0001	eps=-2.40989994895823E-0002
j=15 Y= 1.15000000000000E+0001	eps=-1.76806201852525E-0002
j=16 I = 1.10000000000000E+000i	eps=-1.51456041678378E-0002
j=17 Y= 1.40000000000000E+0001	eps=-2.74083967712311E-0002
j=18 Y= 1.34000000000000E+0001	eps=-3.70374477291918E-0002
j=19 Y= 1.24000000000000E+0001	eps=-3.61578972447685E-0002
3=20 Y= 1.15000000000000E+0001	eps=-5.49440665785055E-0002
j=21 Y= 1.55000000000000E+0001	eps=-2.69292332744995E-0002
3=22 Y= 1.46000000000000E+0001	epe=-3.69307758043898E-0002
j=23 Y= 1.33000000000000E+0001	eps=-3.20958957409315E-0002
3=24 Y= 1.19000000000000E+0001	eps=-6.63241200005758E-0002
j=25 Y= 1.40000000000000E+0001	eps= 1.09052254055390E-0002
3=26 Y= 1.35000000000000E+0001	ерв= 1.82629353063780E-0002
j=27 Y= 1.30000000000000E+000i	eps= 1.77268441033135E-0002
3=28 Y= 1.25000000000000E+0001	eps= 6.59006167585168E-0003
j=29 Y= 1.60000000000000E+0001	ерв= 7.6114416296147E-0003
3=30 Y= 1.52000000000000E+0001	eps= 1.84530116356280E-0002
j=31 Y= 1.44000000000000E+0001	ерв= 2.12097299813476E-0002
3=32 Y= 1.36000000000000E+0001	eps= 7.89700154123252E-0003
j=33 Y= 1.76000000000000E+0001	eps= 1.23374149917742E-0002
j=34 Y= 1.66000000000000E+0001	eps= 2.85704510314094E-0002
j=35 Y= 1.56000000000000EW1	eps= 3.53969510642830E-0002
j=36 Y= 1.46000000000000E+000i	eps= 2.5571212046930 5E-0002
Средняя квадратичная погрешность	2.72811801594015E-0002

воздуха дизелей типа БТД, обеспечивающую в эксплуатации минимальный расход топлива. Основанием утверждать, что регулирование передаточного отношения позволит снизить именно *эксплуатационный* расход топлива является то, что оптимальное передаточное отношение привода компрессора подбиралось практически для всех возможных установившихся режимов работы дизеля (за исключением режимов холостого хода и близких к нему).

Как отмечалось в главе 2, результатом работы программы оптимизации являются выводимые на экран монитора значения оптимизируемых параметров, в данном случае i_k . Промежуточные этапы поиска оптимума полезной информации не несут и на экран или принтер не выводятся. При эксплуатации программы оптимизации возникает ощущение работы с «черным ящиком», на выходе из которого - оптимальные параметры. Для того, чтобы наглядно продемонстрировать работу программы, а также для того, чтобы количественно оценить влияние на показатели рабочего цикла отклонений i_k от оптимальных значений, целесообразно выполнить расчет нескольких регулировочных, по передаточному отношению привода компрессора, характеристик. Программное обеспечение позволяет получить *бесконечно большое* число таких характеристик, отличающихся сочетанием частоты вращения коленчатого вала, мощности и температуры, поэтому здесь есть смысл привести только несколько из них.

На рисунках 4.5, 4.6, 4.7 приведены регулировочные характеристики по i_k при $n = 2800 \text{ мин.}^{-1}$, $N_e = 685,5 \text{ кВт}$ и $t = +20 \text{ }^\circ\text{C}$;

на рисунках 4.8, 4.9, 4.10 - при $n = 2800 \text{ мин.}^{-1}$, $N_e = 662 \text{ кВт}$, $t = +55 \text{ }^\circ\text{C}$;

на рисунках 4.11, 4.12, 4.13 - при $n = 1600 \text{ мин.}^{-1}$, $N_e = 514,7 \text{ кВт}$, $t = +20 \text{ }^\circ\text{C}$;

на рисунках 4.14, 4.15, 4.16 - при $n = 1600 \text{ мин.}^{-1}$, $N_e = 441 \text{ кВт}$, $t = +55 \text{ }^\circ\text{C}$.

Анализ полученных регулировочных характеристик позволяет сделать следующие выводы.

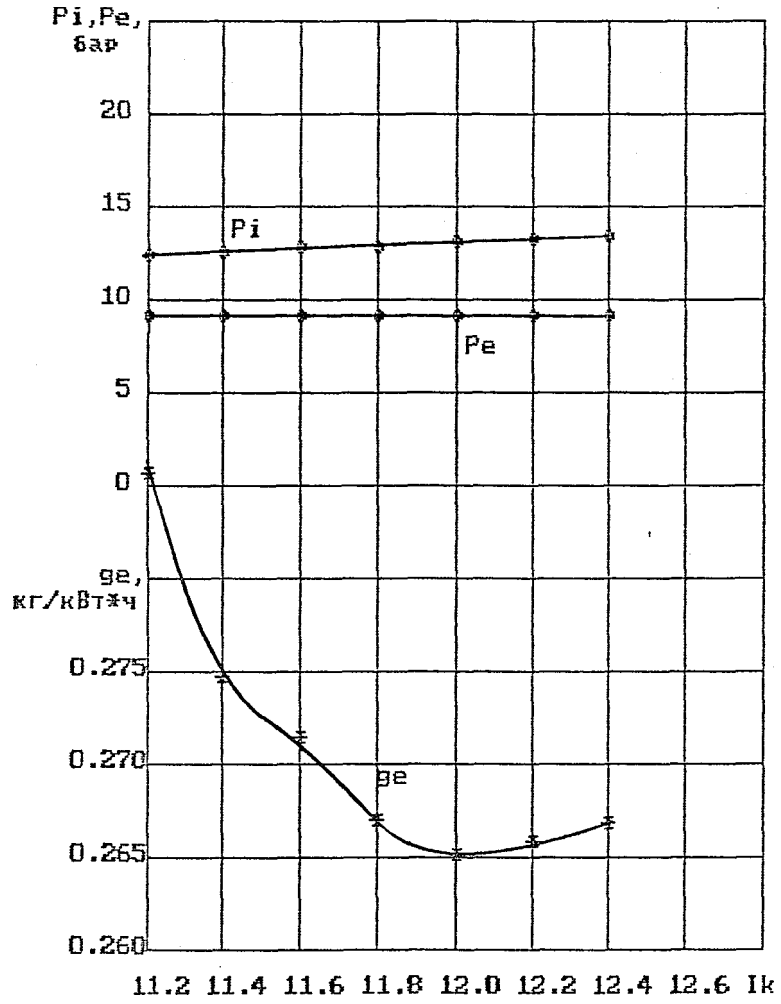


РИСУНОК 45- Регулировочная характеристика
 ПРИ $n=2<80Э$ мин^{1/2}.

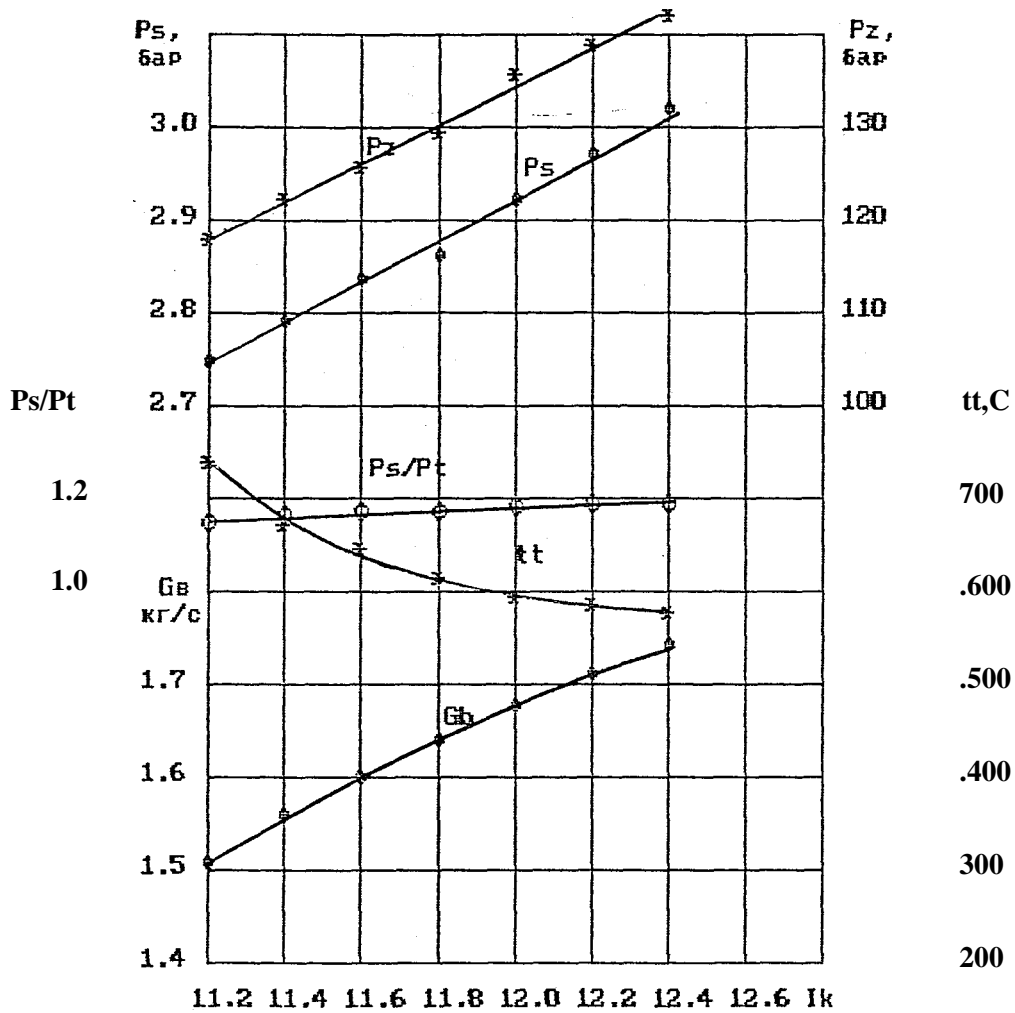
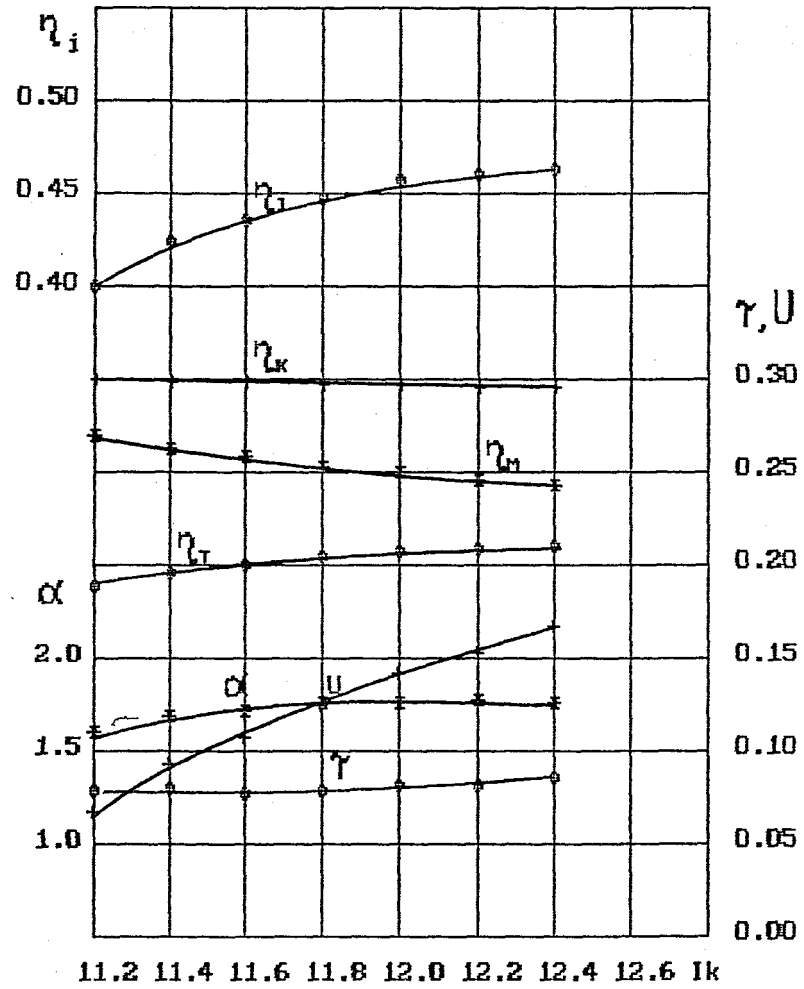


РИСУНОК 4.6. Регулировочная характеристика ПРИ П:2§<ЭОМЫ»



РИСУНОК^./- Регулировочная характеристика ПРИ $\Pi=28\text{€}>0$

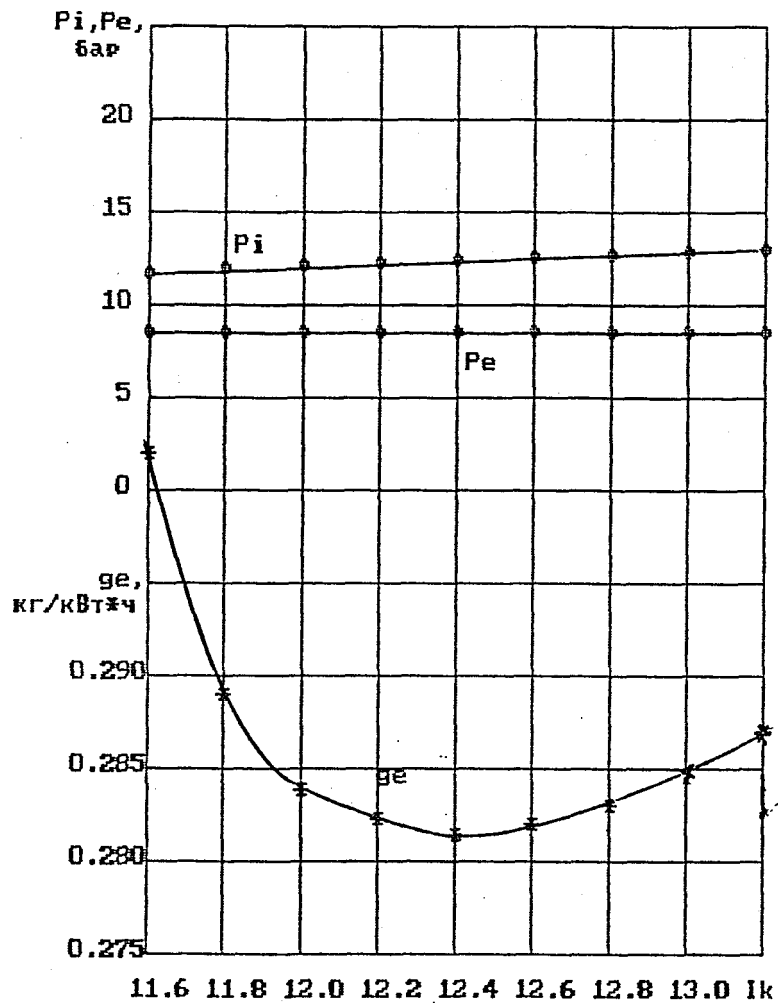


РИСУНОК 4.8. Регулировочная характеристика
ПРИ $n=2 \xi$ ОсЭ. мим'*

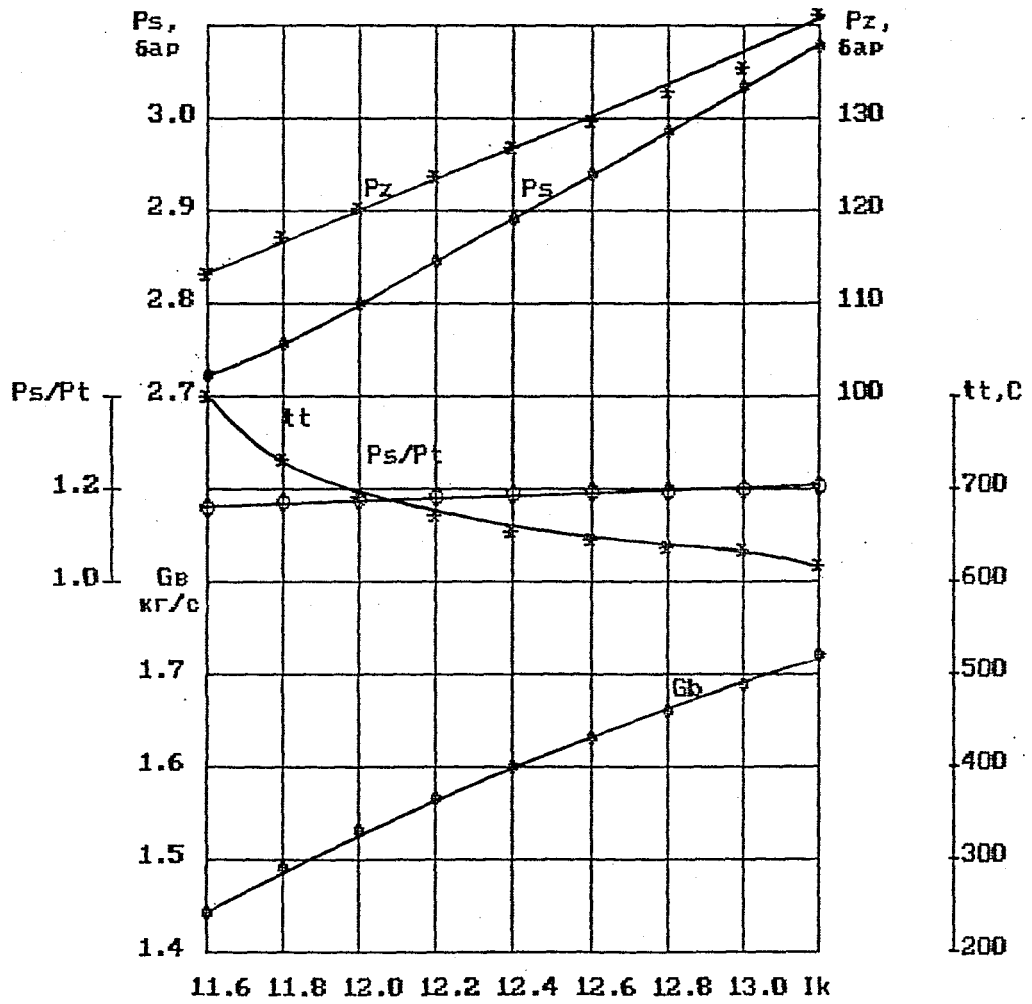


РИСУНОК 4-9- Регулировочная характеристика

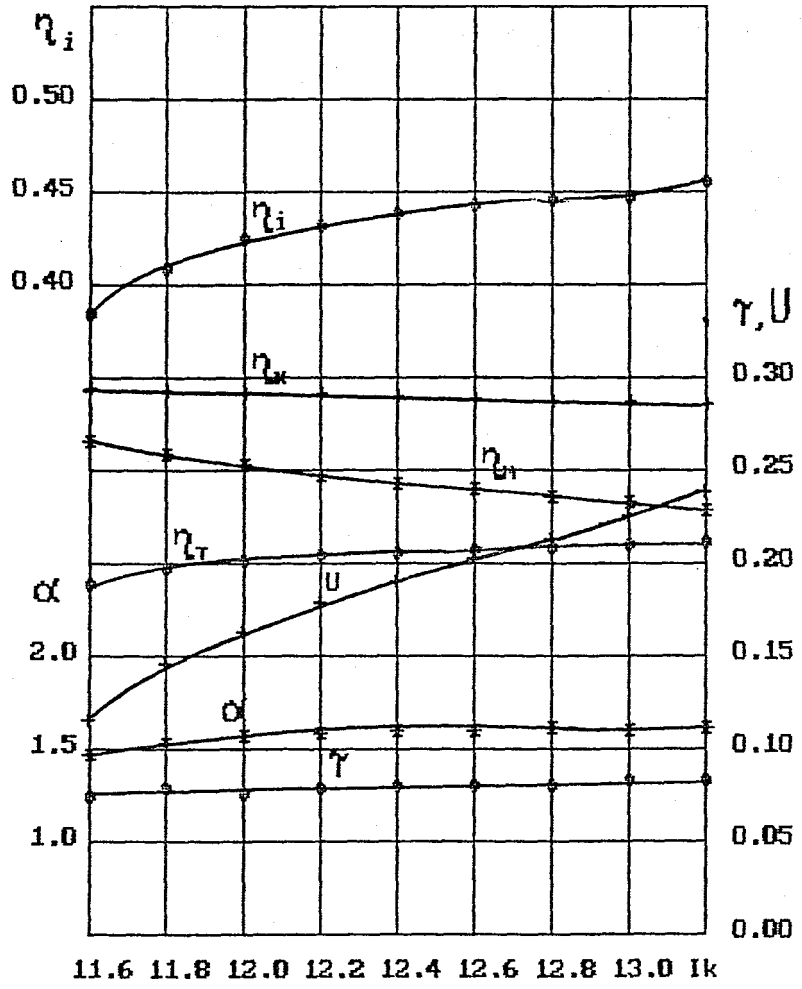
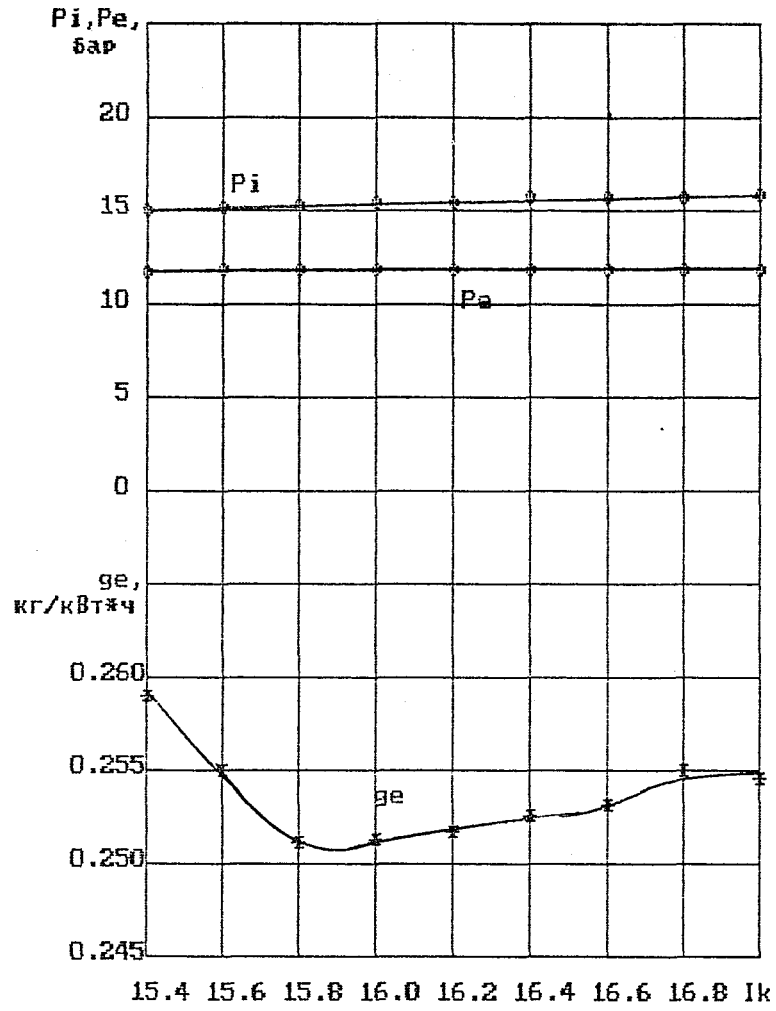


Рисунок 4. Угнли PОВочная характеристика при $\pi = 2300$ мнбгч .



РисчнокЧ-/; Регулировочная характеристика
 при $n=1, 600. \text{ мW}$

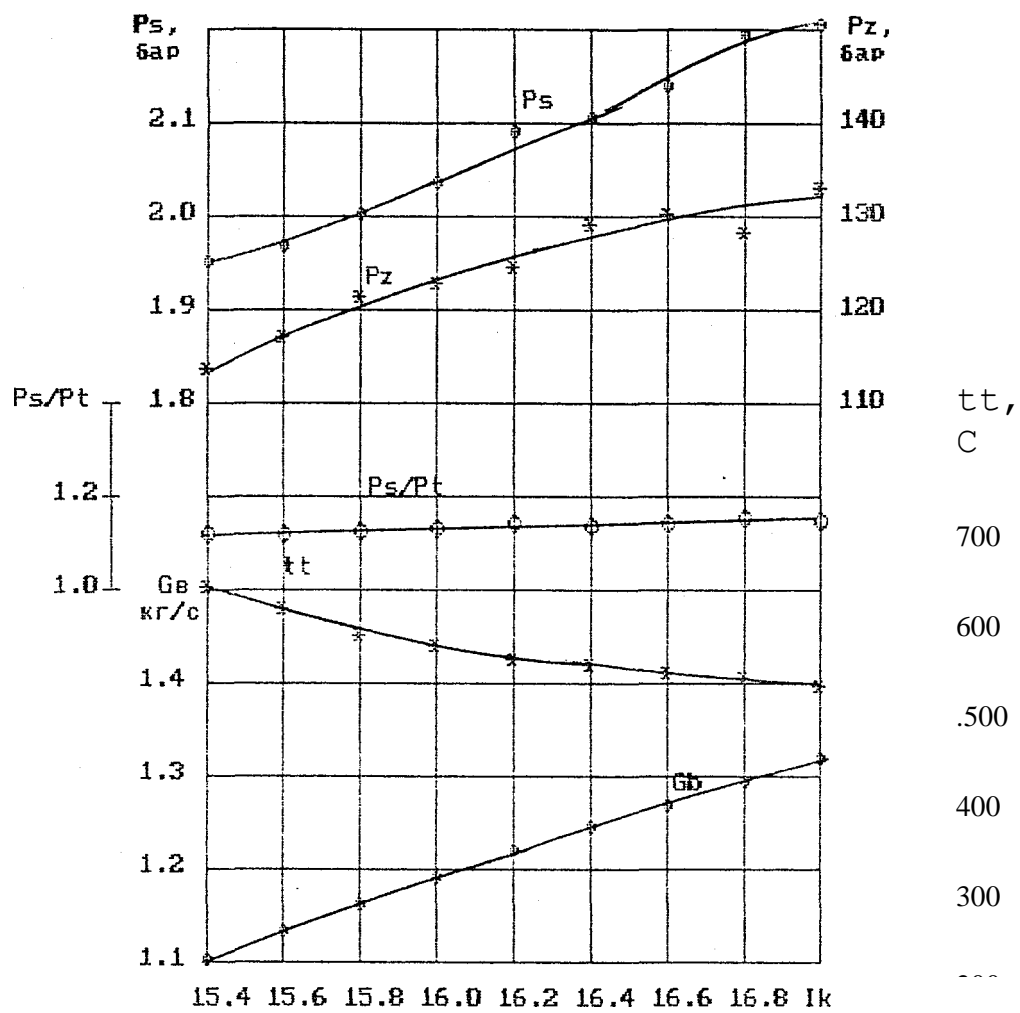


Рисунок 4. Регулировочная характеристика
при $n=1$ 600.мміЛ

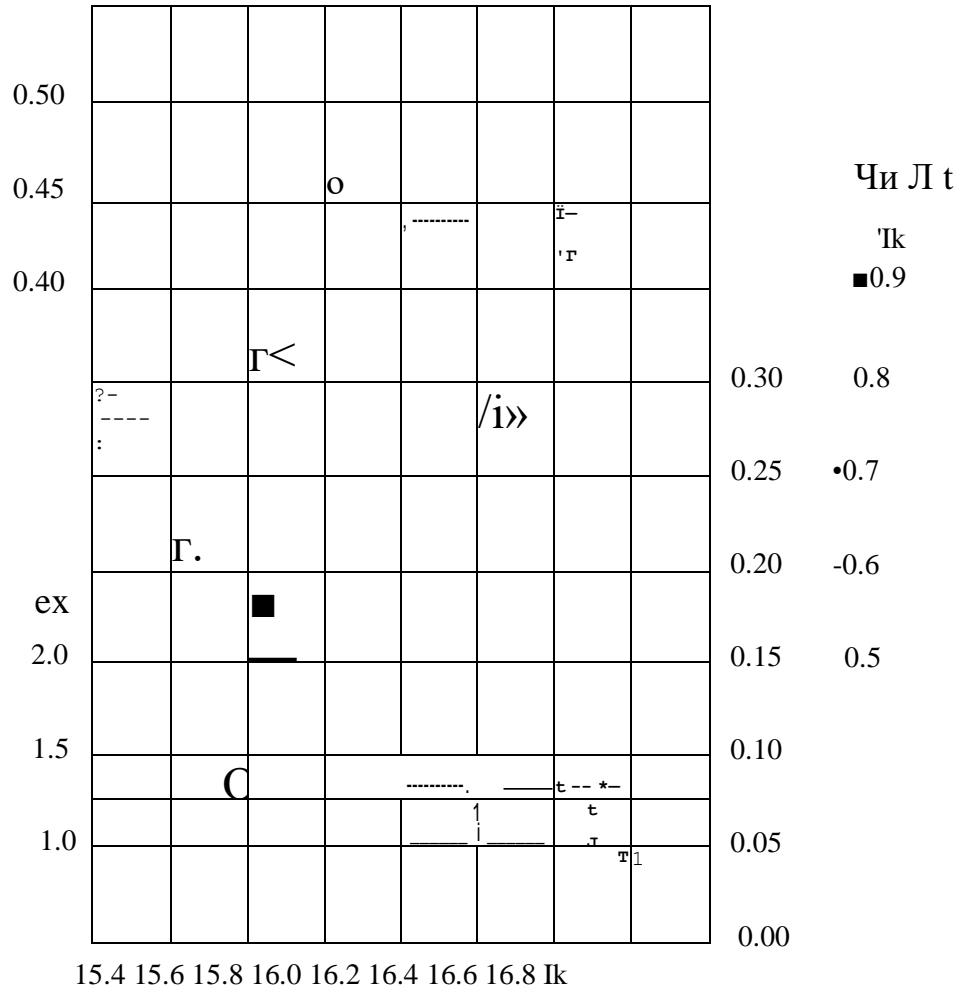
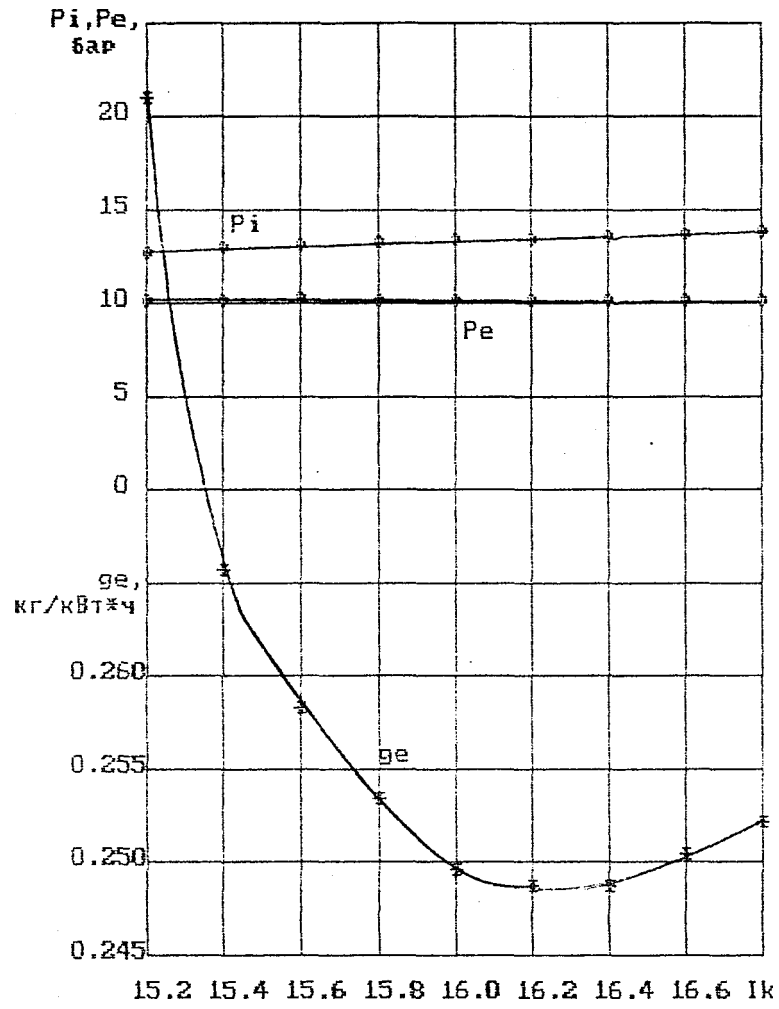
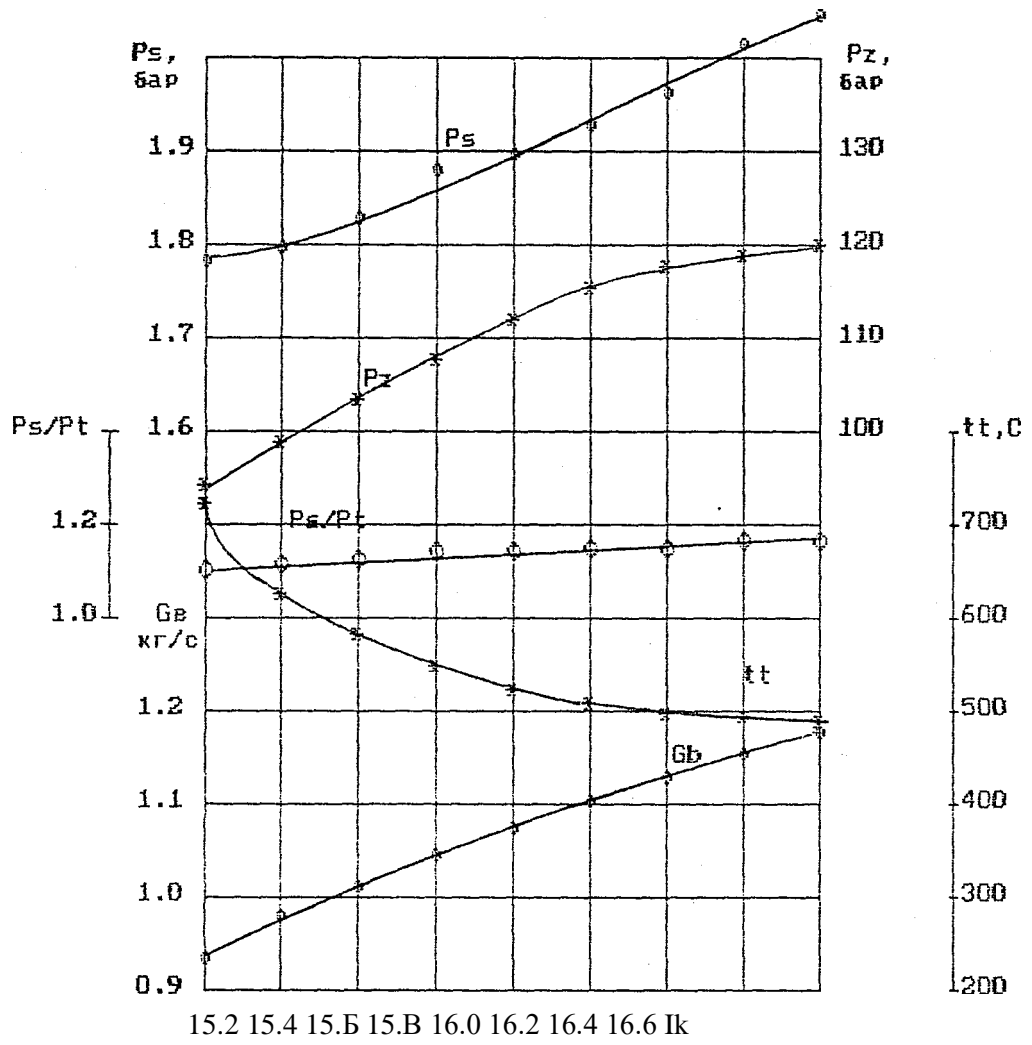


РИСУНОК 4-3 Регулировочная характеристика
ПРИ $n=1600 \text{ м}^4/\text{ч}^4$.



Риснок4.^ Регулировочная характеристика
ПРИ П=1 600



Риснок4/5 Регулировочная характеристика
 при $n=160$ (7. мин⁻¹).

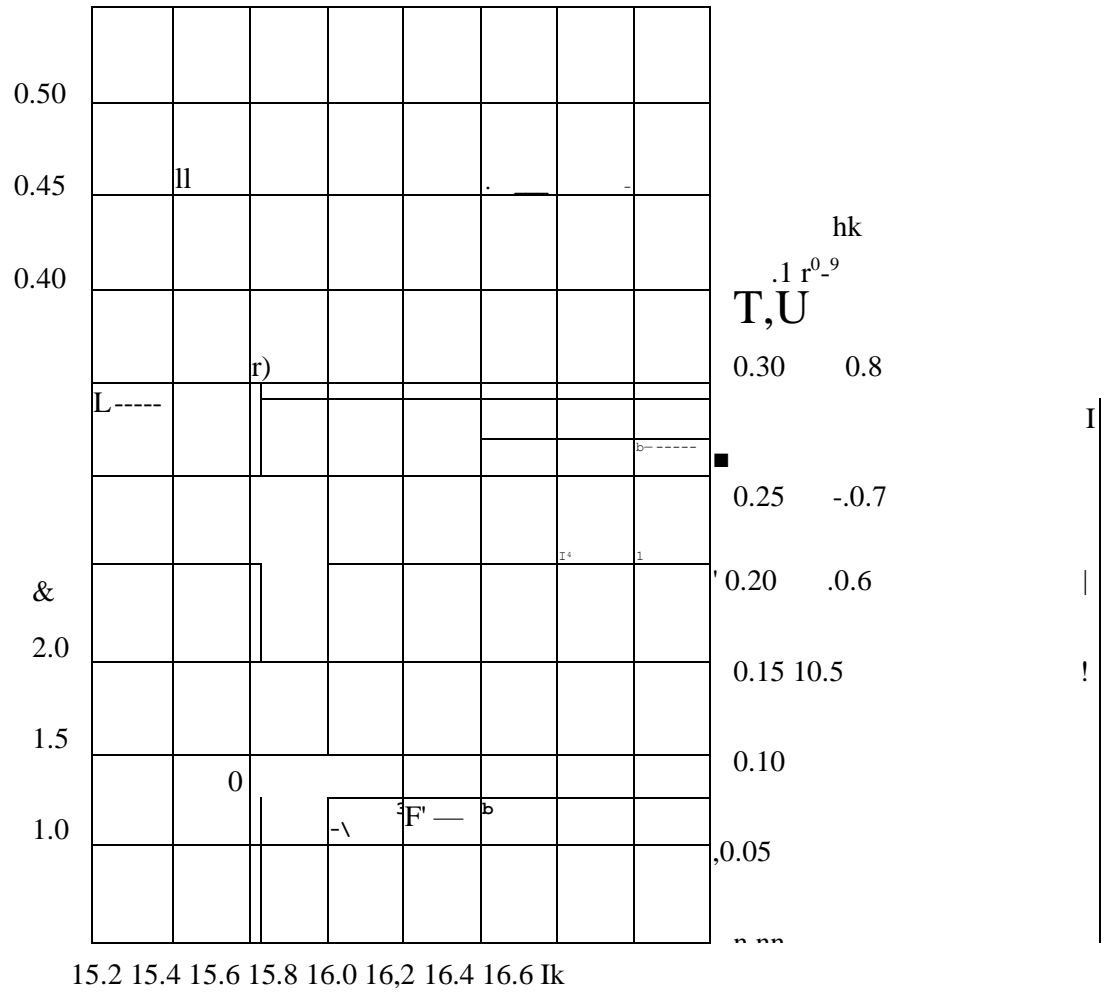


РИСУНОК S'./6 Регулировочная характеристика
 ПРИ $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$.

С увеличением передаточного отношения привода компрессора z_k и, следовательно, с увеличением частоты вращения ротора компрессора, растет степень повышения давления воздуха в компрессоре $\gamma_{ГК}$ и давление во впускном ресивере p_s . Как следствие, возрастают максимальное давление сгорания p_z , расход воздуха (на рисунках обозначен, как G_e), коэффициент утечки продувочного воздуха, к.п.д. турбины η_T , коэффициент избытка воздуха a и уменьшаются температуры выпускных газов перед турбиной t_T . В результате увеличивается индикаторный к.п.д. дизеля $\eta_{iГ}$, что способствует уменьшению удельного эффективного расхода топлива g_e в начальной фазе роста i_k . Однако, с ростом i_k увеличиваются затраты мощности на привод компрессора. При этом, несмотря на некоторый рост мощности, отдаваемой силовой турбиной за счет незначительного увеличения ее к.п.д., механический к.п.д. дизеля с ростом i_k уменьшается. В результате наступает состояние, после которого уменьшение механического к.п.д., вызванное ростом i_k , преобладает над увеличением индикаторного к.п.д. и g_e начинает возрастать.

По *нагрузочным* характеристикам с уменьшением эффективной мощности оптимальное значение передаточного отношения привода компрессора i_k уменьшается.

С уменьшением частоты вращения коленчатого вала при одних и тех же значениях эффективной мощности оптимальные значения i_k_{opt} увеличиваются.

С уменьшением температуры окружающего воздуха до $t_0 = -40^\circ\text{C}$ (смотри таблицы 4.1...4.4) из-за роста плотности воздуха возрастают значение p_s . Вследствие этого, а также вследствие увеличения периода задержки воспламенения, вызванного понижением температуры в цилиндре, возрастает максимальное давление сгорания p_z . Так, при значениях $n=2800$ мин.⁻¹ и $N=700$ кВт. p_z возрастает настолько, что уже при $z_k=10,6$ достигается его предельная величина $p_{zimax} = 3,5$ МПа.

С увеличением температуры окружающей среды до $t_0 = +55^\circ\text{C}$ плотность воздуха уменьшается, p_s снижается на 0,01...0,015 МПа и требуется увеличение $i_{к\text{ опт}}$.

4.3 Выбор фаз газораспределения для дизеля с регулируемым, передаточным отношением привода компрессора наддувочного воздуха.

Полученная характеристика изменения передаточного отношения привода компрессора (4.5) определялся при следующих штатных значениях фаз газораспределения:

- начало открытия продувочных окон ($\rho_j = 128^\circ$ н.к.в. (по продувочному валу, считая от в.м.т.));
- начало открытия выпускных окон $\langle p_e = 104^\circ$ н.к.в.;
- окончание закрытия окон $\phi^{\wedge}\phi_e - 232^\circ$ н.к.в.

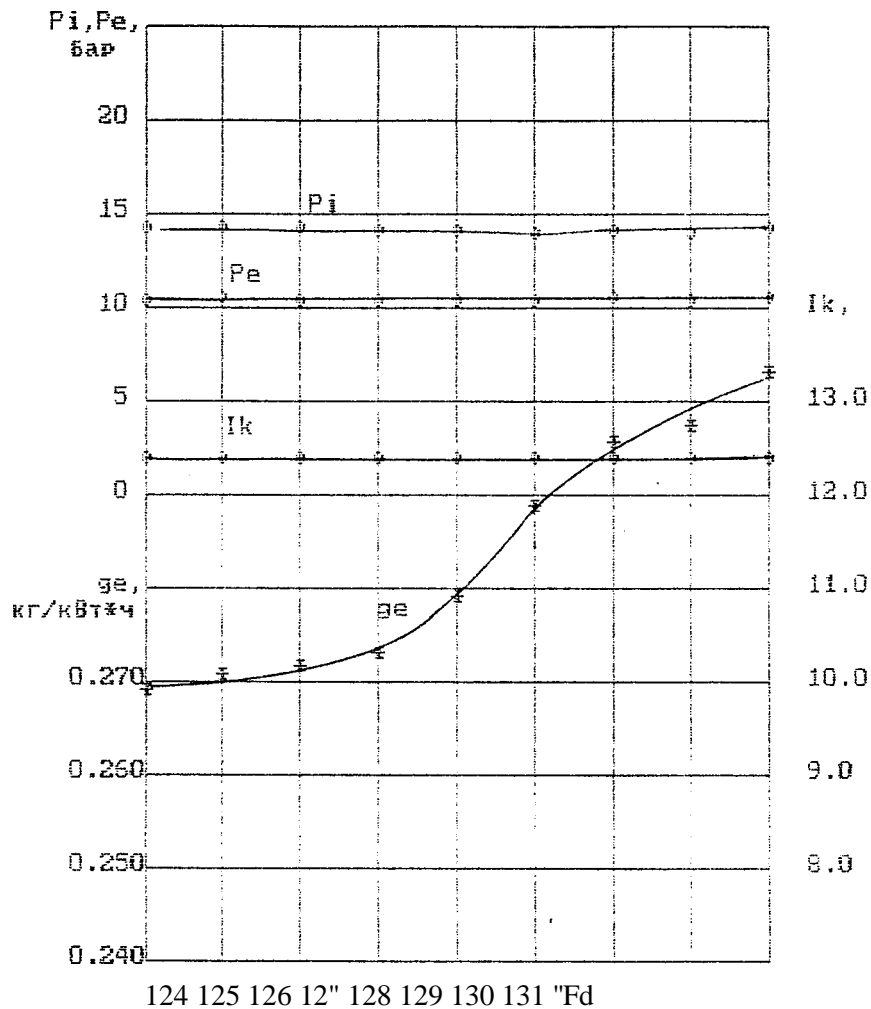
Штатные фазы открытия и закрытия окон использовались на предыдущих этапах исследования исходя из производственной необходимости обеспечения максимальной унификации двигателя с регулируемым наддувом и серийного двигателя. Одновременное изменение конструкции привода компрессора и фаз для производства нежелательно. Однако на начальном этапе работы у нас отсутствовала уверенность, что в случае регулирования передаточного отношения привода компрессора существующие фазы газораспределения будут оптимальными. Основанием для этого являлось то, что изменение давления наддува на частичных скоростных и нагрузочных режимах (увеличение или уменьшение) обязательно повлечет за собой изменение расхода воздуха через двигатель. В то же время известно, что значения фаз газораспределения существенно влияют как на показатели газообмена, так и на индикаторные и эффективные показатели дизеля. Поэтому в данной работе

проводилась проверка соответствия существующих фаз газораспределения оптимальным значениям.

Проверка проводилась путем анализа регулировочных, по ϕ^{\wedge} , характеристик дизеля, построенных на режиме с максимальным значением среднего эффективного давления ($n = 2600 \text{ мин.}^{-1}$, $N_e = 1000 \text{ л.с.}$), при трех постоянных значениях i_k и $\theta_o = +20^\circ \text{C}$.

На рисунках 4.17, 4.18, 4.19 приведены результаты расчета регулировочных характеристик при $i_k = 12,4$; на рисунках 4.20, 4.21, 4.22 - при $i_k = 12,8$; на рисунках 4.23, 4.24, 4.25 - при $i_k = 13,2$.

Результаты расчета регулировочных характеристик показывают, что с уменьшением ϕ^{\wedge} при фиксированном значении передаточного отношения привода компрессора i_k за счет увеличения время-сечений продувочных и выпускных окон увеличивается расход воздуха G_s . В результате, при постоянном значении частоты вращения рабочего колеса центробежного компрессора с ростом G_s несколько уменьшается его к.п.д. (η_k) и давление наддува (p^{\wedge}). С другой стороны, рост расхода воздуха способствует интенсификации процесса сгорания за счет роста коэффициента избытка воздуха a . При этом возрастает максимальное давление сгорания p_z и уменьшается температура выпускных газов t_T . Это приводит к увеличению индикаторного к.п.д. η_i . Снижение t_T приводит к уменьшению мощности турбины, а снижение давления наддува - к некоторому уменьшению мощности компрессора. Дисбаланс мощностей турбины и компрессора с уменьшением ϕ^{\wedge} увеличивается, что приводит к незначительному снижению механического к.п.д. η_m . В результате увеличение индикаторного к.п.д. оказывается преобладающим и удельный эффективный расход топлива g_e уменьшается. Однако, при ранних фазах открытия окон, максимальное давление сгорания становится выше допустимого $p_{z \max} = 13,5 \text{ МПа}$.



РНС4НОК4. / Z Регулировочная характеристика
 ПРИ n: 2 600 МУВ^{-1}

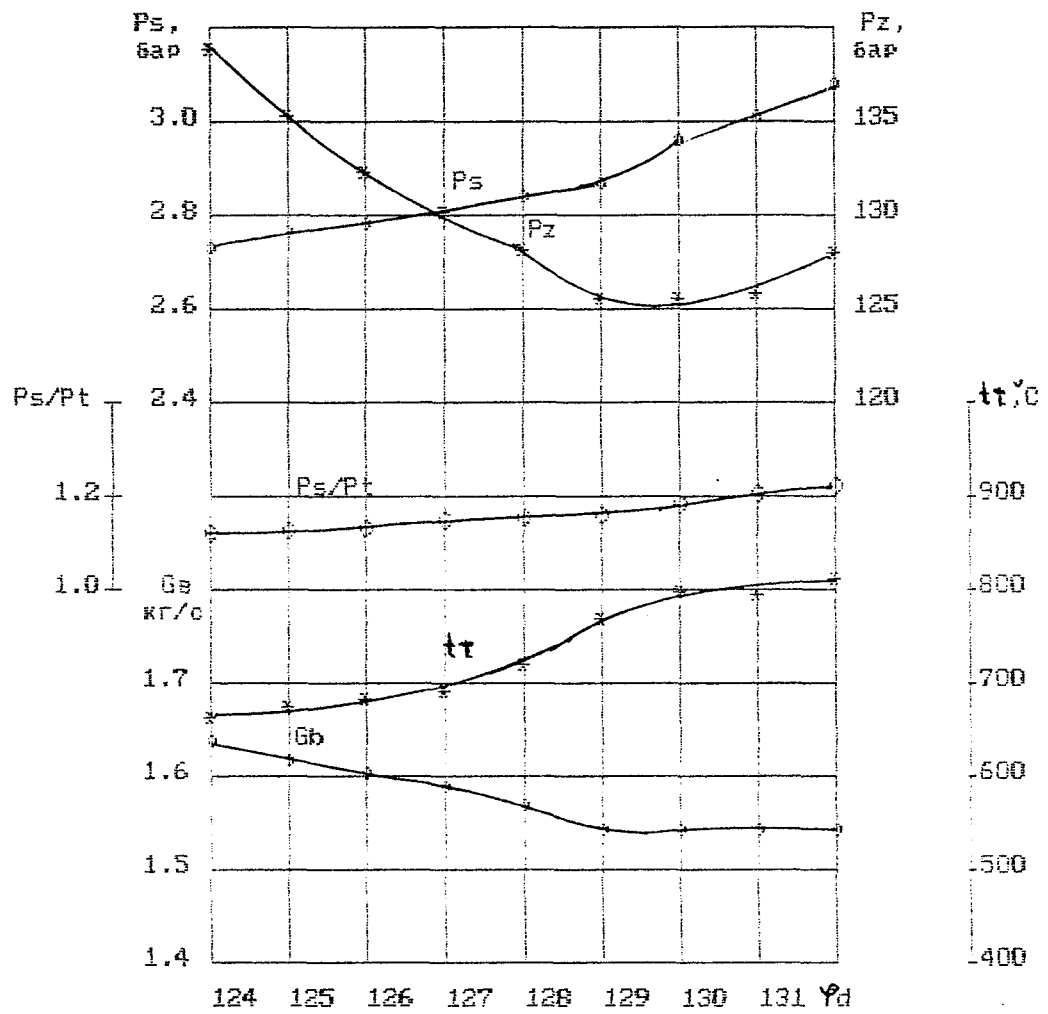


Рисунок 1.1 - Регулировочная характеристика
 при $n = 2 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$

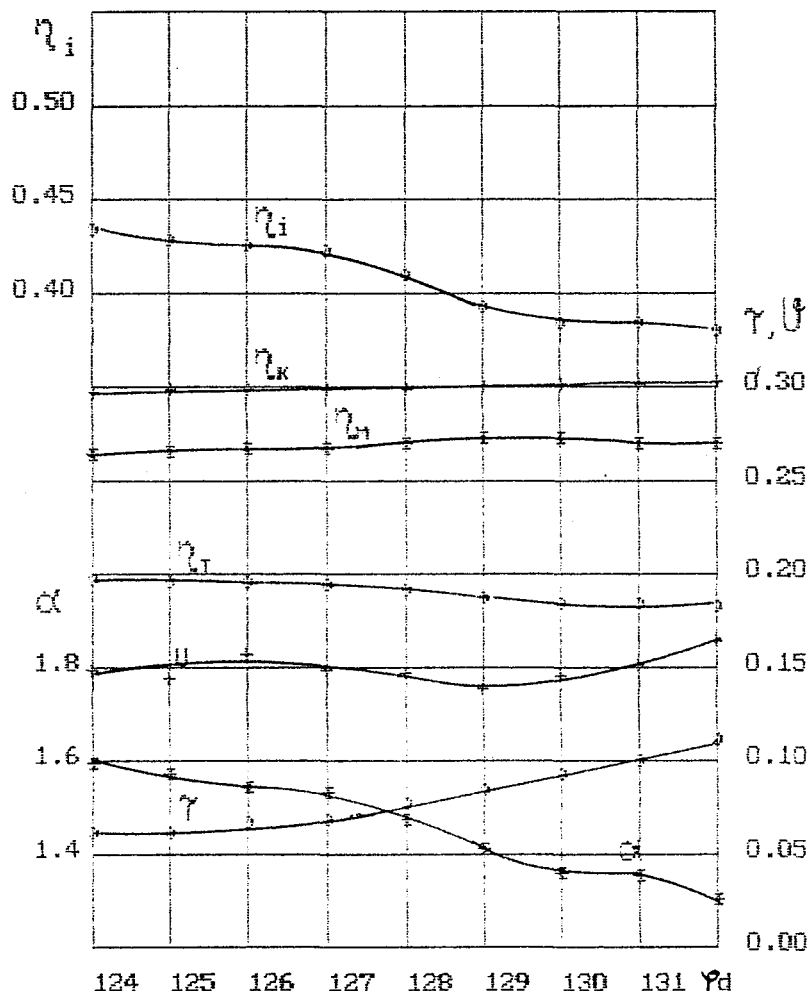


РИСУНОК 4 ^Регулировочная пара кт ери стика
ПРИ П— 2 ЙО мич⁴

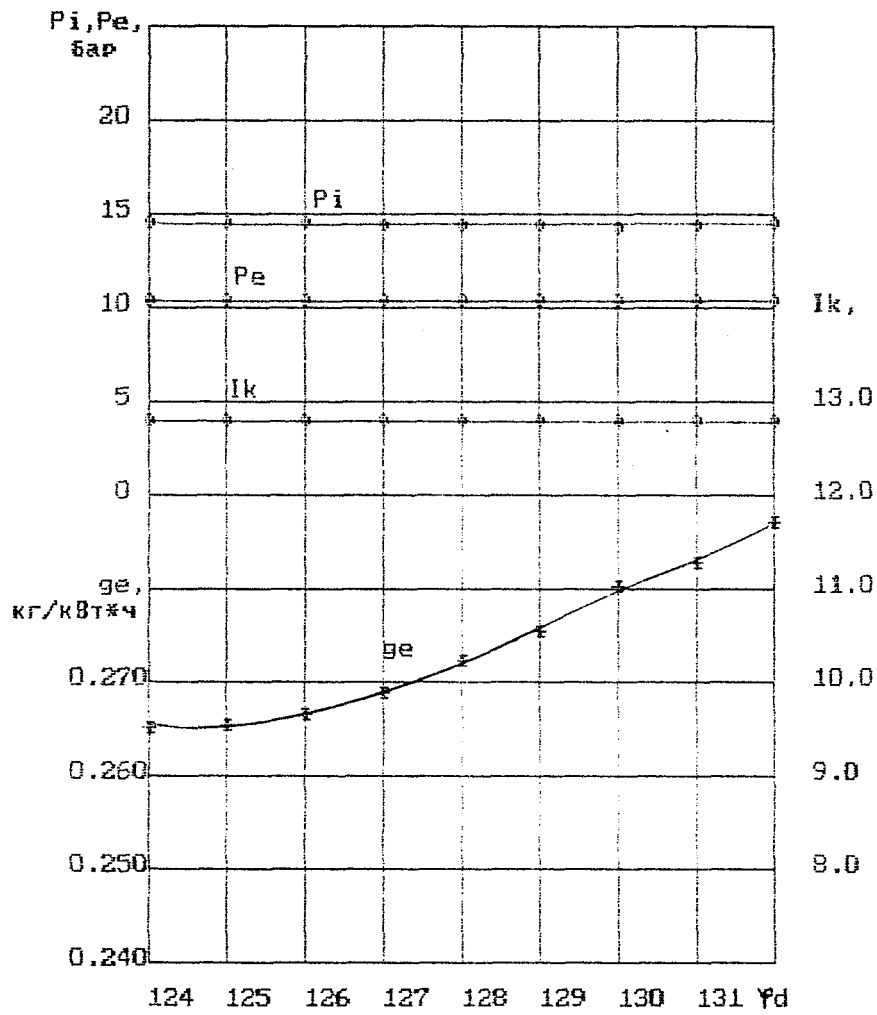


РИСУНОК 4.20.Р СТУЛМРО характеристика
ПРИ П— 2 & QO ими

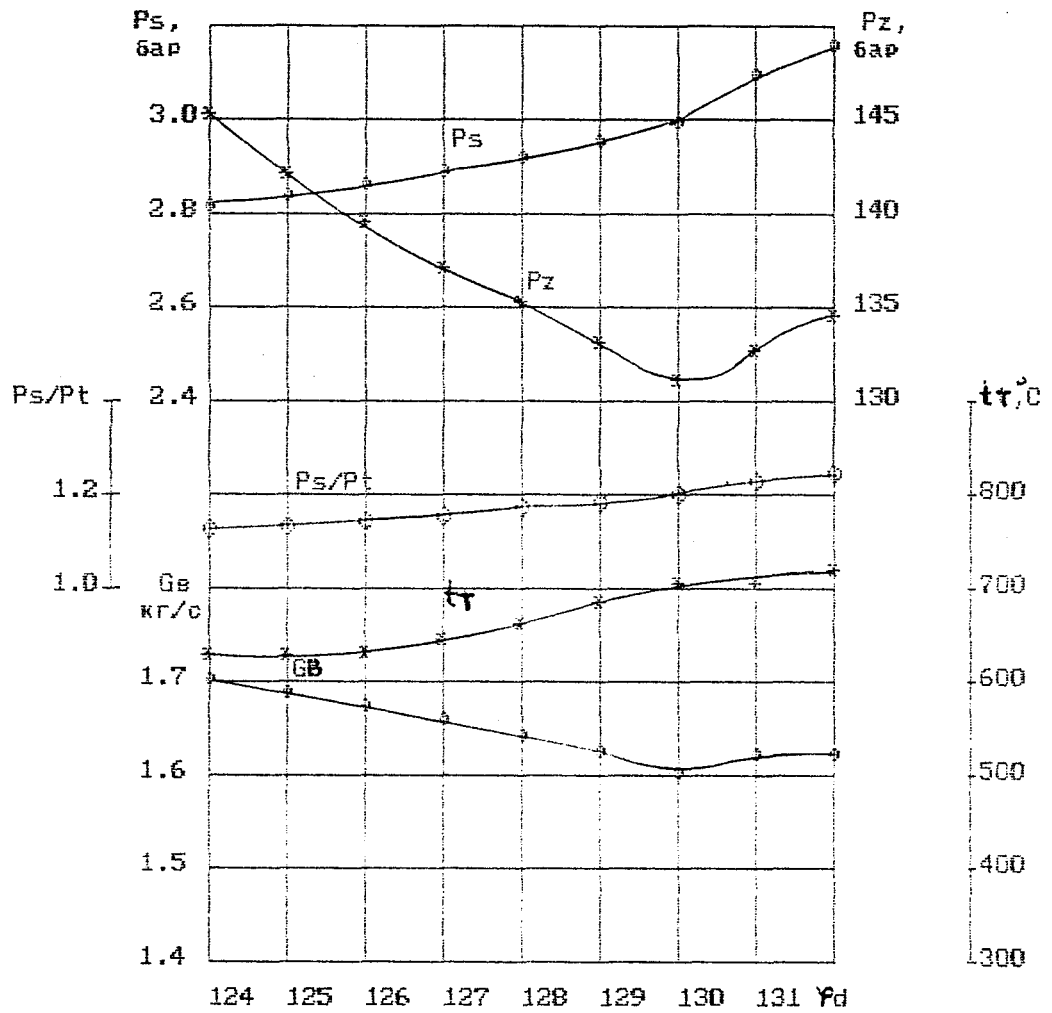


Рисунок 42/. Регулировочная характеристика
 ПРН П-2 €*£}£^ мм'

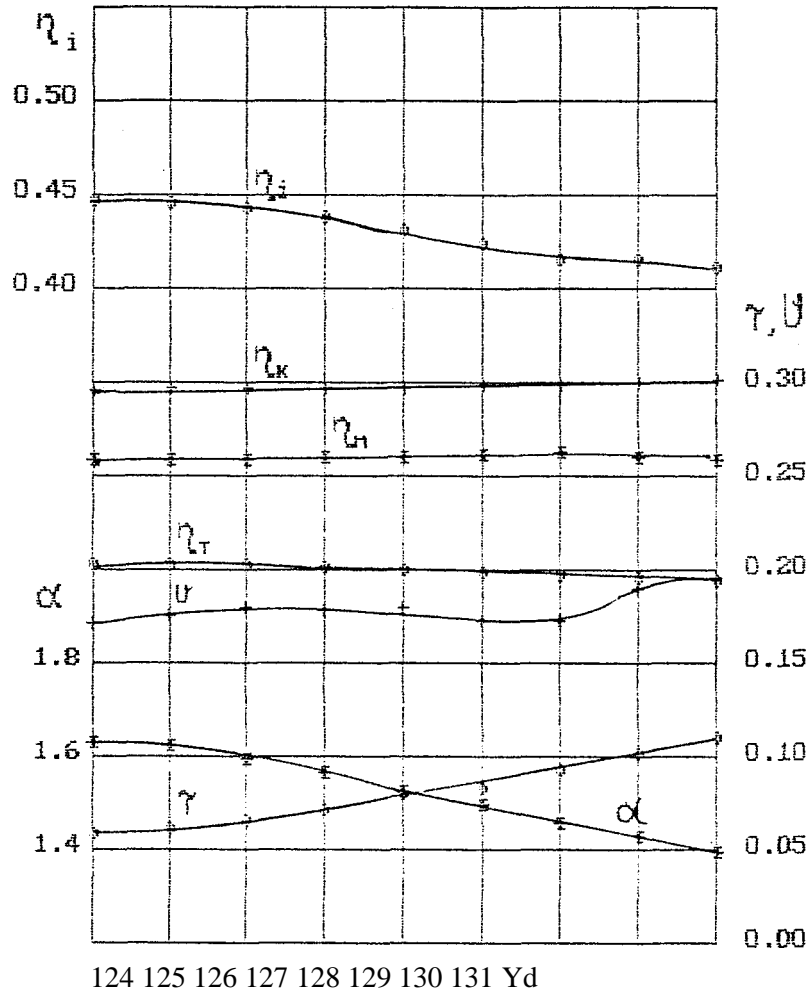


РИСУНОК 4.2. Взаимная характеристика при $\Pi = 2600 \text{ MW}$

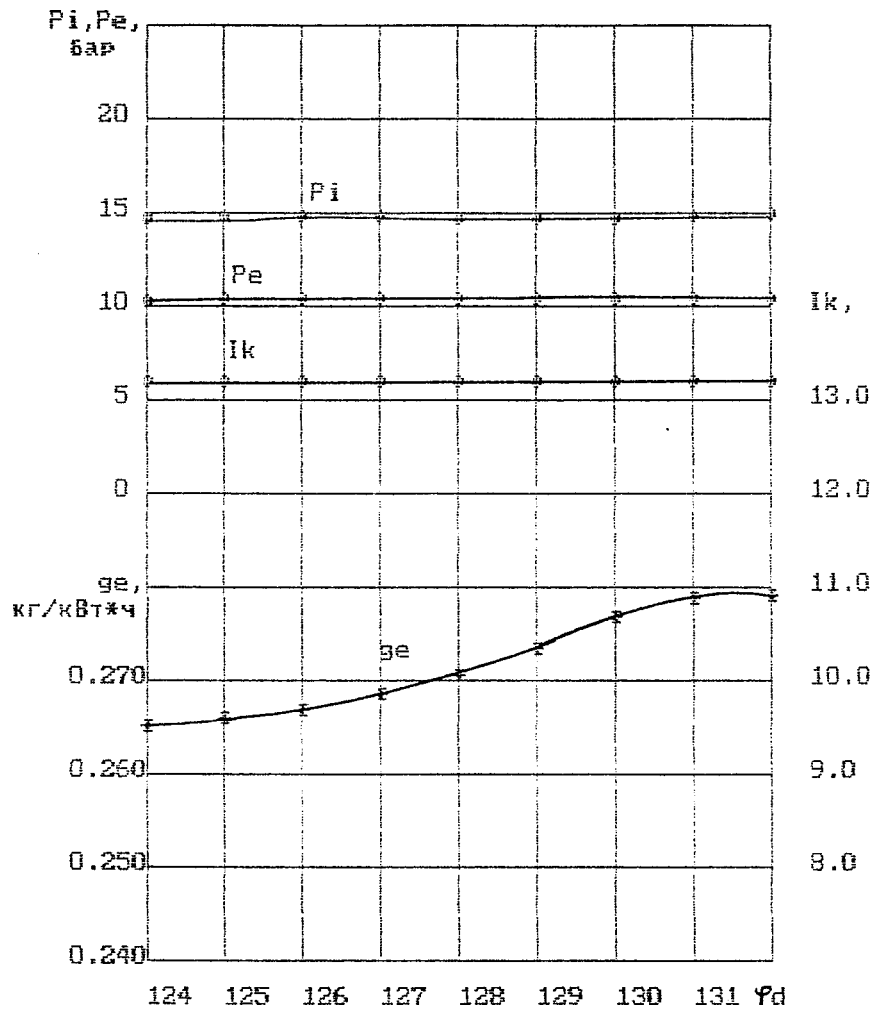


РИСУНОК 1.000 Д егуямровзчная характеристика ПРИ П= 2 ВОО мин"

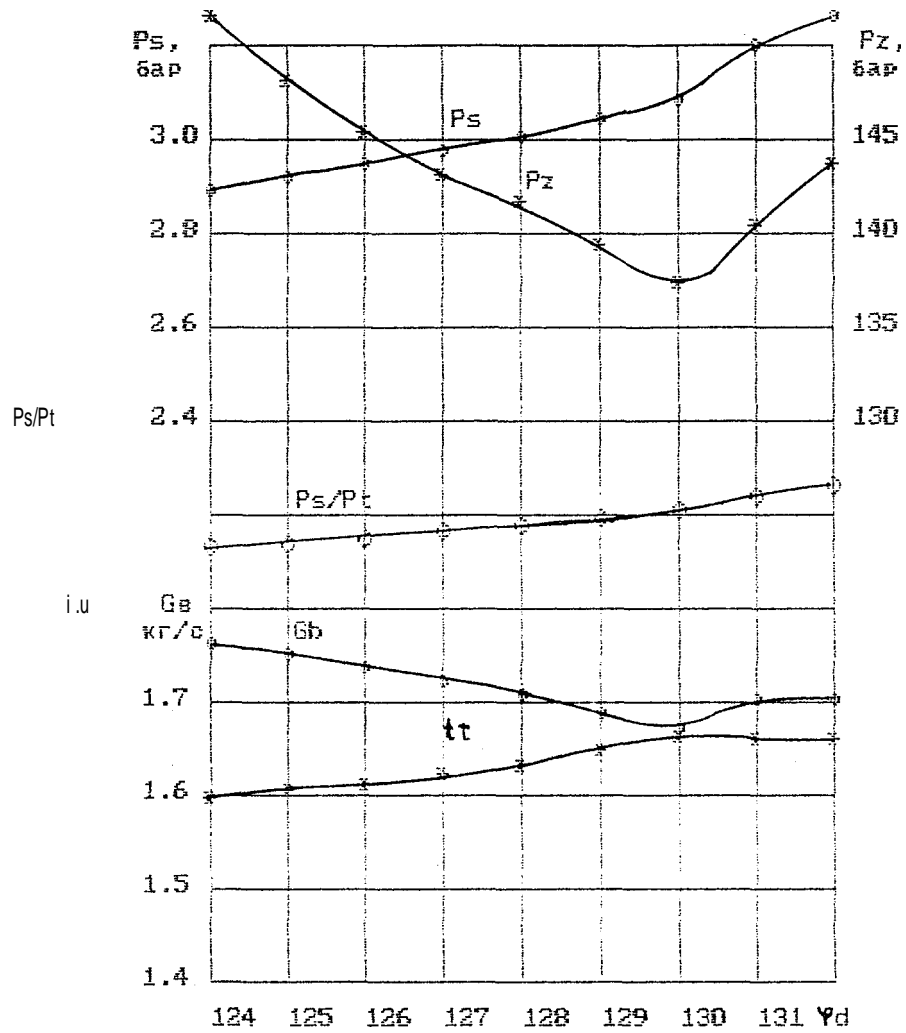
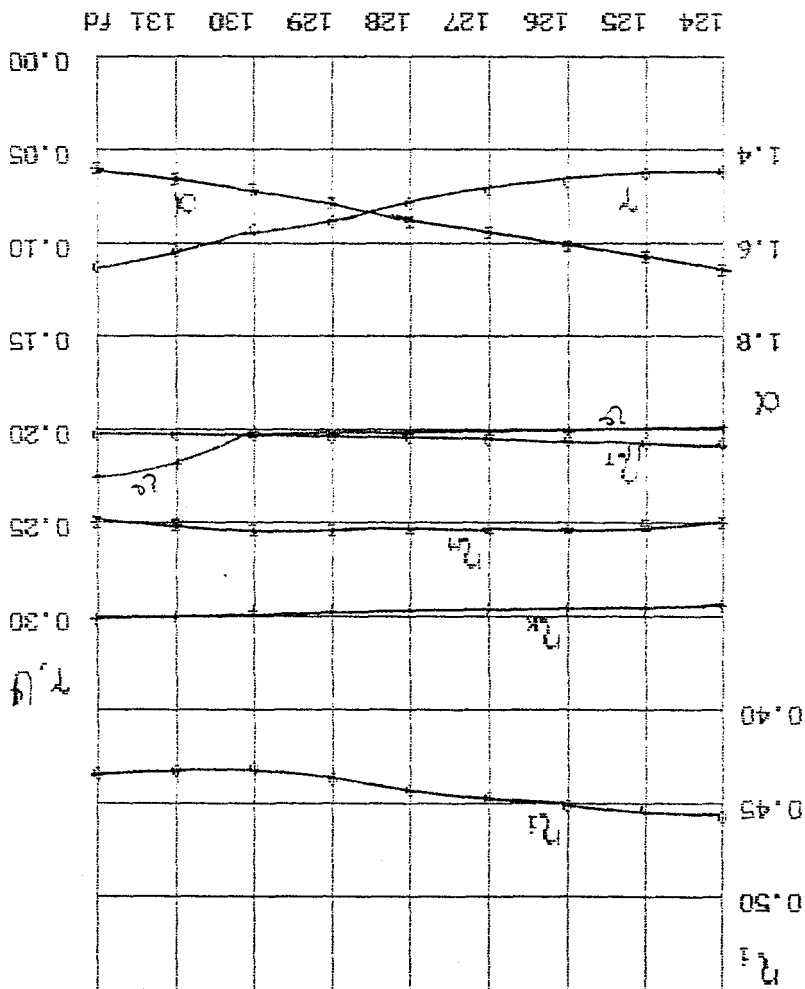


Рисунок 3. Регулировочная характеристика
 ПРИ П-с
 МЛН

Иван Е. Ф. /лиц
 Целина в области



С целью обобщения полученных результатов регулировочные характеристики были перестроены. На рисунке 4.26 представлено изменение параметров дизеля и *необходимого* угла начала открытия продувочных окон ϕ^{\wedge} в зависимости от передаточного отношения привода i_k , при условии сохранения $t_{\text{г}}=13,5\text{МПа}$.

Анализ данных, приведенных на рисунке 4.26 позволяет сделать выводы о характере совместного влияния передаточного отношения и фаз газораспределения на показатели рабочего цикла дизеля БТД. Снижение значения i_k ниже оптимального ($z_{k\text{о,в}}=12,8$) приводит к уменьшению давления наддува p_k , расхода воздуха G_s , отношения p_s/p_m и коэффициента утечки продувочного воздуха. В результате увеличивается механический к.п.д. Угол ϕ^{\wedge} уменьшается, что вызывает увеличение время-сечения окон и, как следствие, увеличение коэффициента наполнения r/v_s и коэффициента избытка воздуха a , снижению индикаторного к.п.д. В результате рост механического к.п.д. преобладает над падением индикаторного и удельный эффективный расход топлива g_e снижается. Уменьшение утечки продувочного воздуха приводит к росту температуры выпускных газов относительно ее предельного значения (на рисунке предельное значение показано пунктиром).

При увеличении значения i_k относительно оптимального $i_{k\text{иОпт}}=12,8$ возрастает давление наддува, что приводит к увеличению давлений и температур цикла и, как следствие, температуры выпускных газов перед турбиной выше предельной величины. Кроме того, увеличиваются потери на привод компрессора и уменьшается механический к.п.д., что приводит к росту удельного эффективного расхода топлива.

В результате проведенного исследования установлено, что штатные фазы газораспределения являются оптимальными и для дизеля с регулируемым передаточным отношением привода компрессора. Поэтому изменять эти фазы не требуется.

0,1 ст, u, y,
0,001 ФI,
<5

ПЛI .a.,
а к.р у, МПа,
Г' I IX JL5"Т.
0, Iр spT,

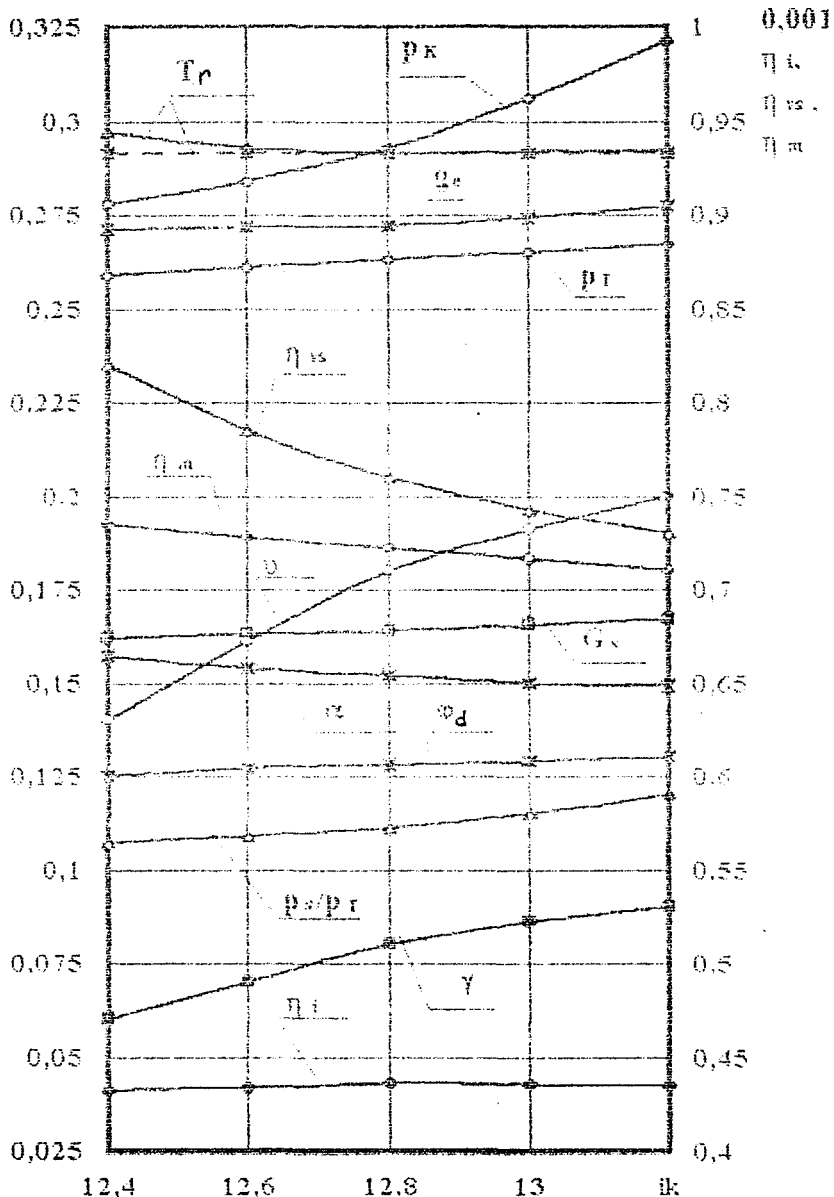


Рисунок 4,26. Изменение параметров дизеля типа БТД и необходимого угла начала открытия продувочных окон

В J Д В И С И ? M O C T И O Г И с Ч ? ? Ц I - I Г O Ч Н O Г O O I O Ш O H И Я H I) И P i o я л

4.4 Расчет нагрузочных и внешних характеристик дизеля с оптимальным регулированием передаточного отношения привода компрессора.

При оптимальной характеристике регулирования (4.5) передаточного отношения привода компрессора были построены нагрузочные характеристики. Частота вращения коленчатого вала в этих расчетах принималась равной 2800, 2600, 2050, 1600 мин.⁻¹, температуры окружающей среды - (-40°C, +20 °C, +55 °C). Оценивалась максимально возможная мощность дизеля при заданной частоте вращения коленчатого вала и параметры дизеля на частичных нагрузках. Критерием достижения максимально возможной мощности было максимальное давление сгорания и температура газов в выпускном коллекторе перед турбиной.

Полный набор рисунков, на которых размещены характеристики, занимает 36 листов (одна характеристика - 3 рисунка; характеристики строились при трех температурах окружающей среды; частота вращения коленчатого вала принимала 4 значения; итого 3-3-4=36). Поэтому в рукописи диссертации для примера приведены нагрузочные характеристики при $n=2800$ мин.⁻¹.

Нагрузочные характеристики дизеля 6ТД при температуре окружающей среды $t_0 = -40^\circ\text{C}$ приведены на рисунках 4.27 4.29; при $t_0 = +55^\circ\text{C}$ - на рисунках 4.30 4.32;

Нагрузочные характеристики позволяют определить максимально возможную мощность при заданной частоте вращения коленчатого вала, а затем построить и внешнюю характеристику. Характер протекания внешней характеристики оказывает определяющее влияние на эксплуатационные качества колесных и гусеничных машин [116].

На рисунке 4.33 приведены результаты расчета внешней характеристики

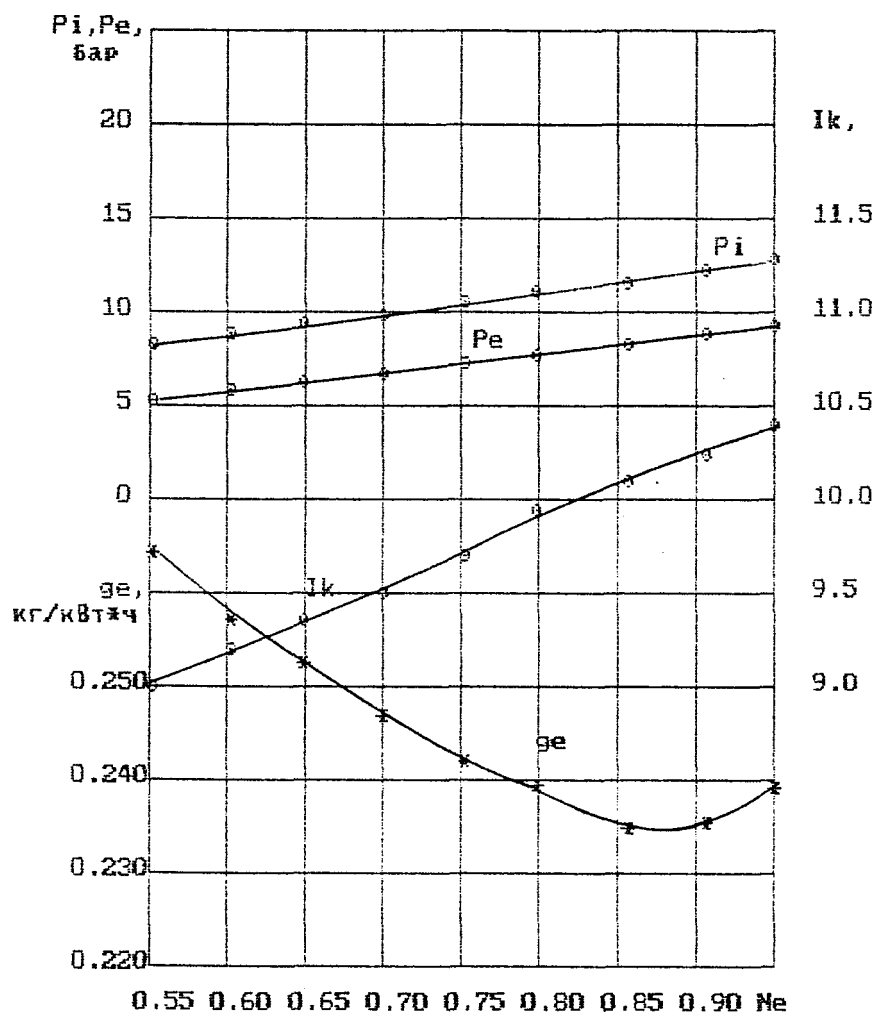


РИСУНОК 4.2^А Нагрузочная характеристика
ПРИ $n = 2800 \text{ рад}^{-1}$

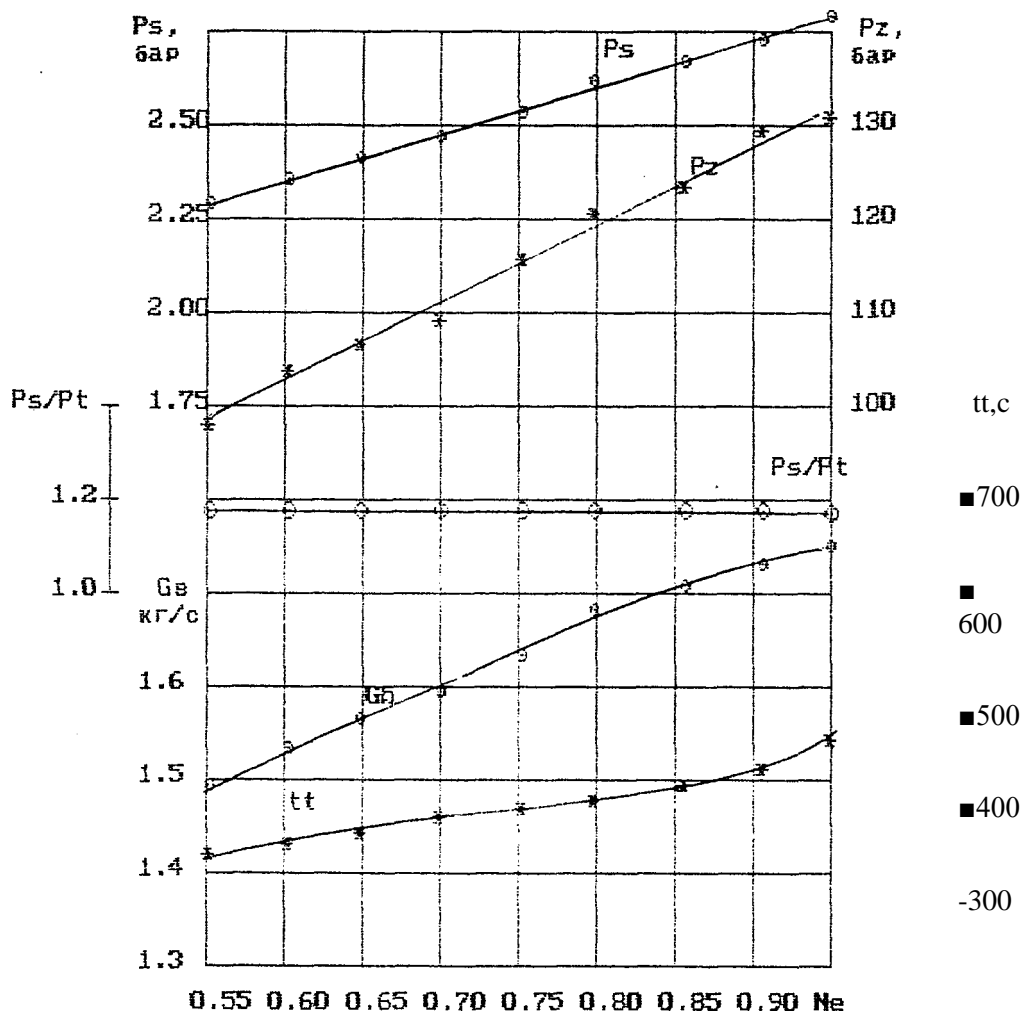


РИСУНОК 4.2<3- Нагрузочная характеристика
ПРИ $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$

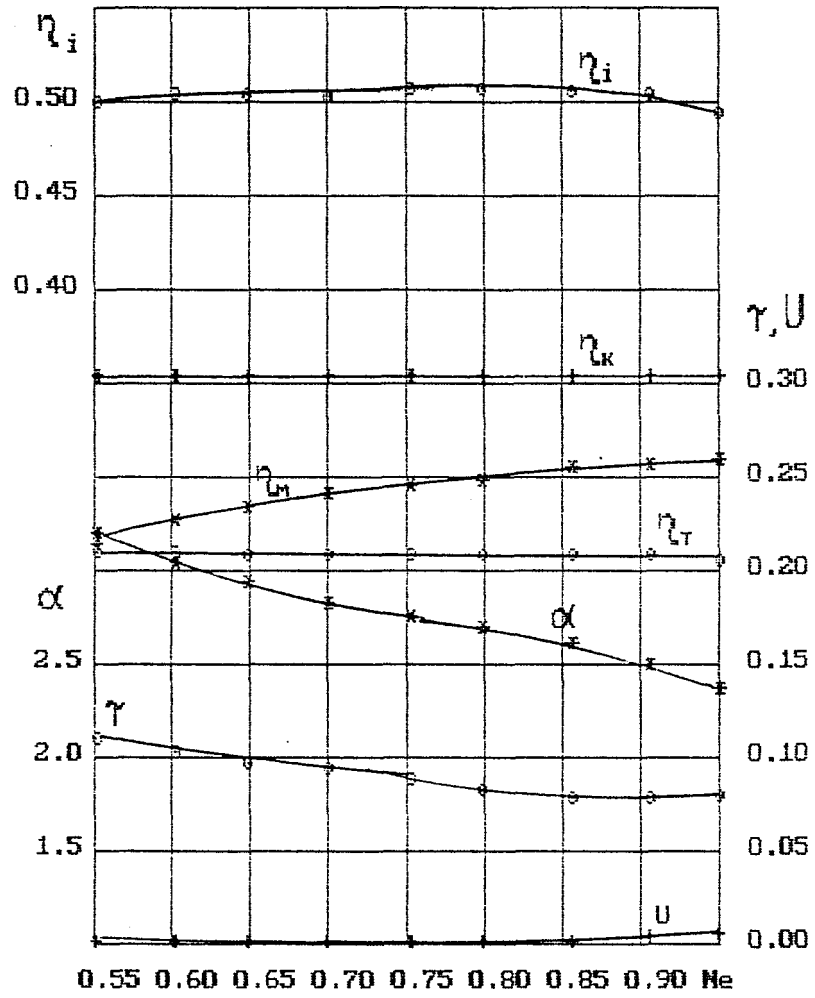


РИСУНОК 4.23. Нагрузочная характеристика
ПРИ П— 2 80<Э Мда"

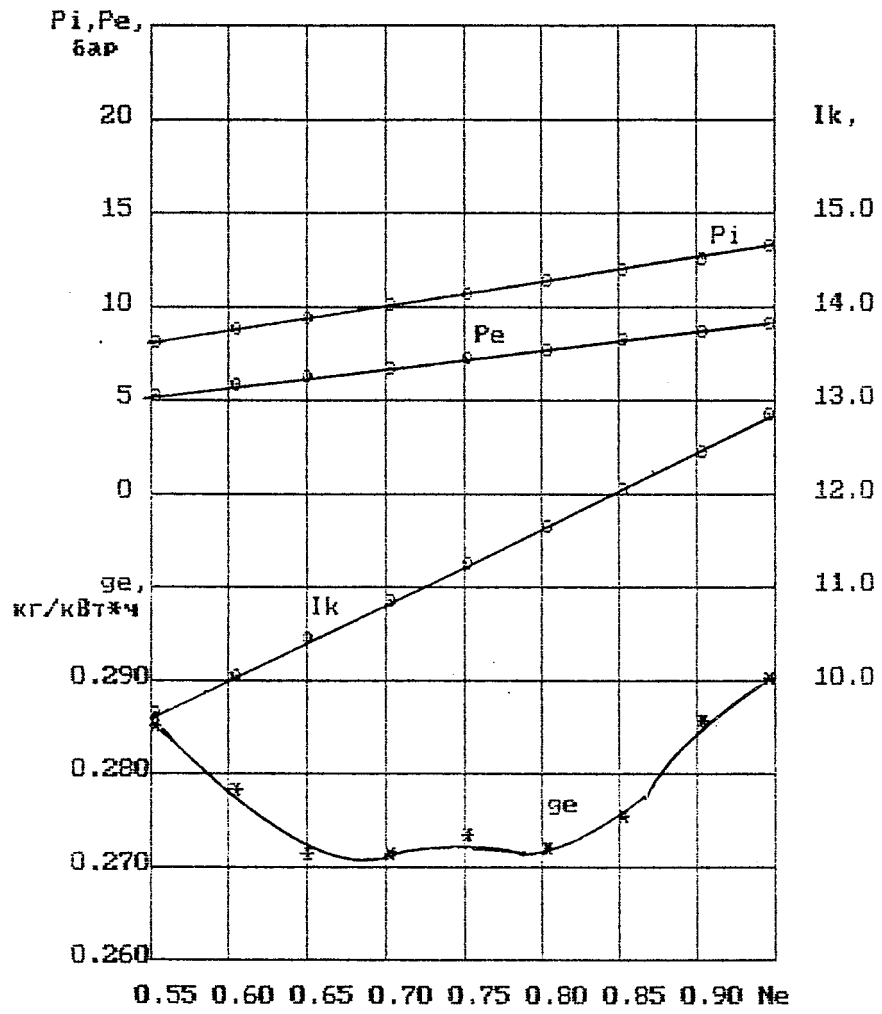


РИСУНОК 1.30- Нагрузочная характеристика
ПРИ $P=2800 \text{ Mww}$

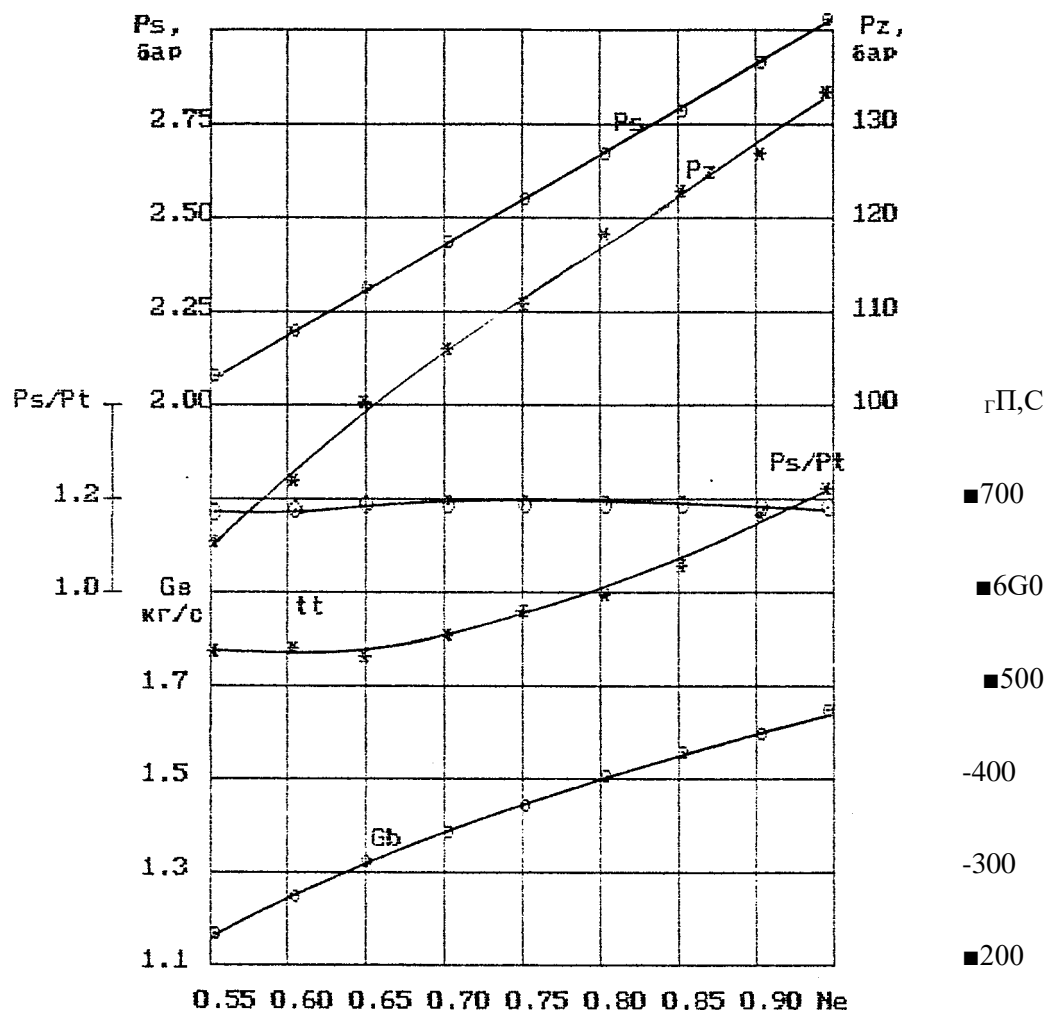


РИСУНОК 4.3/. Нагрузочная характеристика
ПРИ $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$

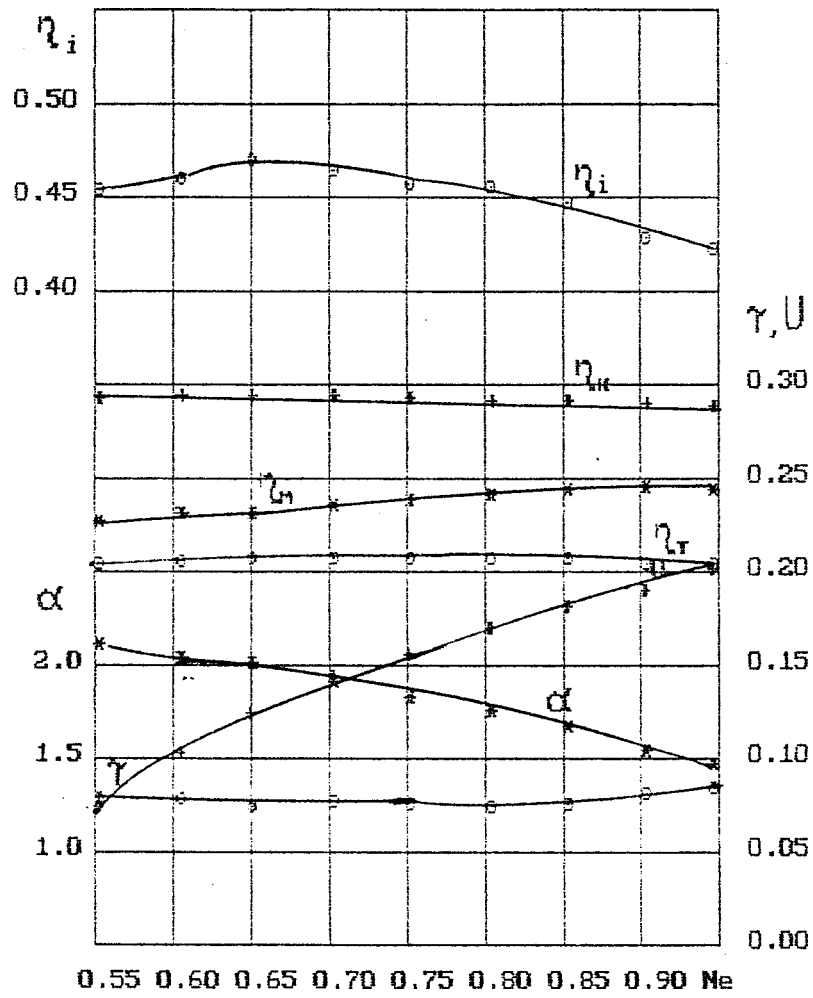


РИСУНОК 4.3^А. Нагрузочная характеристика
ПРИ $\pi = 2800 \text{ м}^3/\text{м}^3$

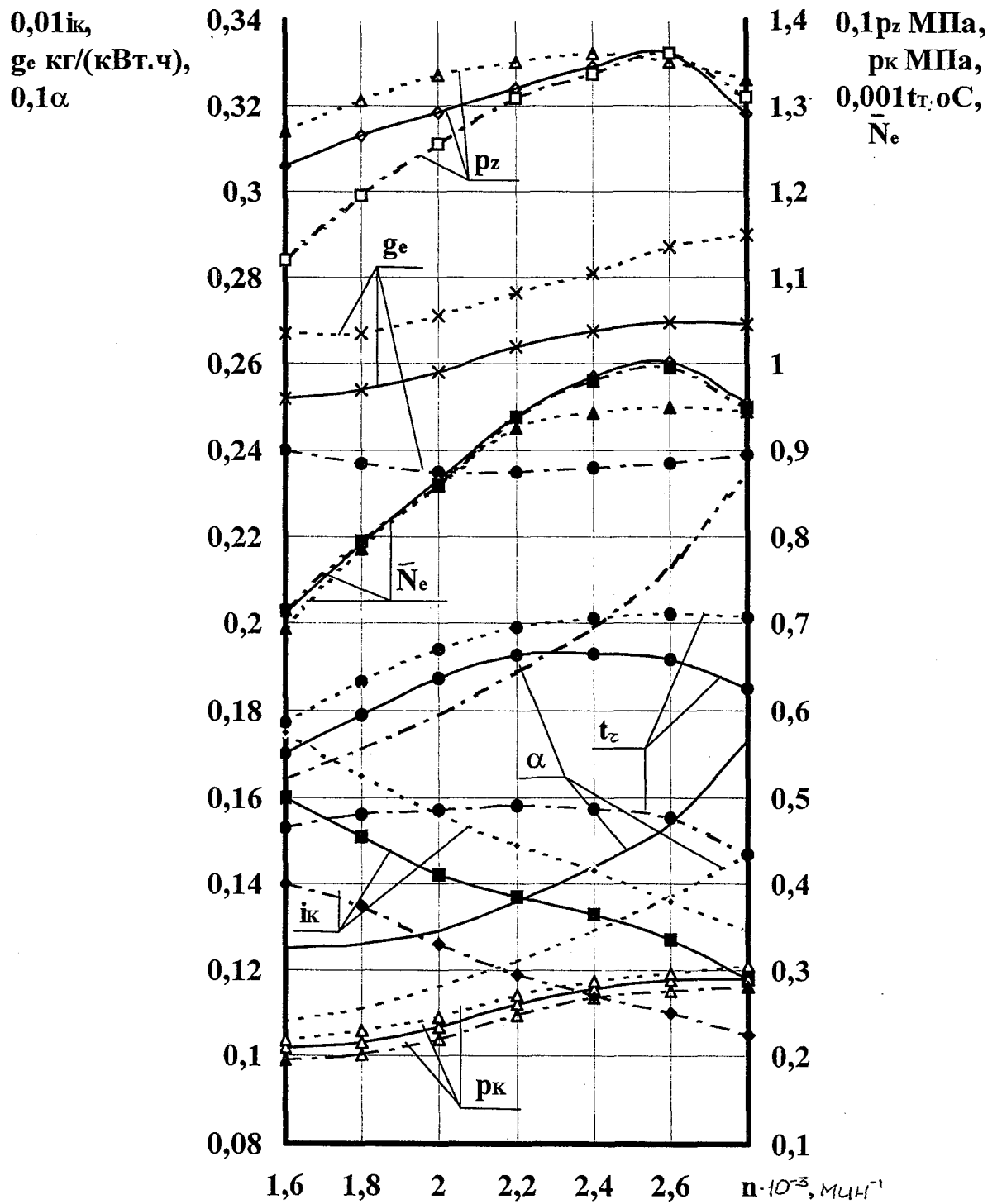


Рисунок 4.55 Изменение параметров работы дизеля 459М и передаточного отношения привода компрессора по внешней

характеристике при различных температурах окружающей

- $t_o = +20$ оС;

. - $t_o = -40$ оС;

$t_o = +55$ о

Информация рисунка 4.33 позволяет сделать вывод, что при увеличении температуры окружающей среды до $t_0 = +55^\circ\text{C}$ из-за снижения плотности воздуха уменьшается коэффициент избытка воздуха, что вынуждает увеличивать давление наддува путем увеличения передаточного отношения привода компрессора на 1...2 единицы. С другой стороны, увеличение давления наддува связано с риском возникновения помпажа компрессора. Последнее обстоятельство ограничивает возможное увеличение передаточного отношения привода компрессора, в связи с чем дизель работает при очень низких значениях коэффициента избытка воздуха на режимах крутящего момента и близких к нему (α 1,15... 1,2). Из-за снижения коэффициента избытка воздуха значительно, по сравнению с нормальными температурами окружающей среды, уменьшаются значения индикаторного к.п.д. η_i . Кроме того, из-за роста передаточного отношения привода компрессора уменьшается механический к.п.д. η_{jm} . В результате, рост температуры окружающей среды приводит на всех режимах внешней характеристики к увеличению удельного эффективного расхода топлива g_e .

Снижение температуры окружающей среды до -40°C приводит к увеличению плотности воздуха, что позволяет повысить коэффициент избытка воздуха для сгорания а при пониженном давлении наддува. На режиме максимальной мощности при $n=2800$ мин.⁻¹ α достигает значения 2,1. Увеличение α вызывает рост индикаторного к.п.д. и снижение удельного эффективного расхода топлива. Имеет место увеличение максимального давления сгорания на частичных скоростных режимах внешней характеристики, что связано с изменением /увеличением/ периода задержки воспламенения и увеличением жесткости сгорания. Однако значение p_z не превышает предельно допустимого.

Выводы

1. Выполнена серия оптимизационных расчетов, на основании которых определены оптимальные значения передаточного отношения привода компрессора двигателей типа БТД при различных частотах вращения коленчатого вала, различных мощностях и температурах окружающей среды.
2. Получена аналитическая зависимость оптимального передаточного отношения привода компрессора от частоты вращения коленчатого вала, эффективной мощности и температуры окружающей среды.
3. Установлено, что в случае работы дизеля при температуре окружающей среды $+55^{\circ}\text{C}$ необходимо либо понизить мощность по внешней характеристике на 6..7%, либо поднять допустимую температуру газов перед турбиной.
4. Установлено, что при переходе к регулируемому передаточному отношению привода компрессора оптимальные значения фаз газораспределения остаются такими же, как и в базовом варианте двигателя, имеющем фиксированное передаточное отношение.
5. Выполнены расчеты нагрузочных характеристик дизеля БТД с оптимальным регулированием передаточного отношения привода компрессора.
6. По нагрузочным характеристикам построены внешние характеристики дизеля с оптимально регулируемым передаточным отношением привода компрессора.
7. Установлено количественное влияние изменения температуры окружающей среды в диапазоне от -40°C до $+55^{\circ}\text{C}$ на величину оптимального передаточного отношения привода компрессора и параметры цикла дизелей БТД при работе по нагрузочным и внешним характеристикам.

5. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИЗЕЛЯ 6ТД

5.1 Стенд и измерительная аппаратура

Экспериментальные исследования дизеля 6ТД проводились на разных этапах выполнения работы с разными целями: на первом этапе на основании опытных данных была получена информация, необходимая для идентификации математической модели, в первую очередь для определения констант в уравнениях, описывающих характеристику сгорания топлива (смотри п.2.2). На втором этапе опытные данные использовались для проверки математической модели на адекватность путем сопоставления данных расчета и эксперимента (смотри п.2.8). На заключительном этапе экспериментальные исследования проводились для проверки обоснованности результатов и выводов, полученных расчетным путем.

Испытания развернутого двигателя 6ТД проводились на стендах Харьковского конструкторского бюро по двигателестроению.

Схема испытательного стенда приведена на рисунке 5.1. Системы, входящие в стенд, обеспечивали подачу топлива и воздуха, нагружение двигателя, его охлаждение, отвод отработавших газов.

Стенд был оборудован типовым набором измерительной аппаратуры, позволяющей контролировать частоту вращения коленчатого вала, крутящий момент, развиваемый двигателем, расход топлива на установившемся режиме работы (весовым методом), расход воздуха на входе в двигатель (мерной шайбой), температуру воды и масла на входе в двигатель и выходе из него, давление масла в системе смазки, температуру и давление наружного воздуха.

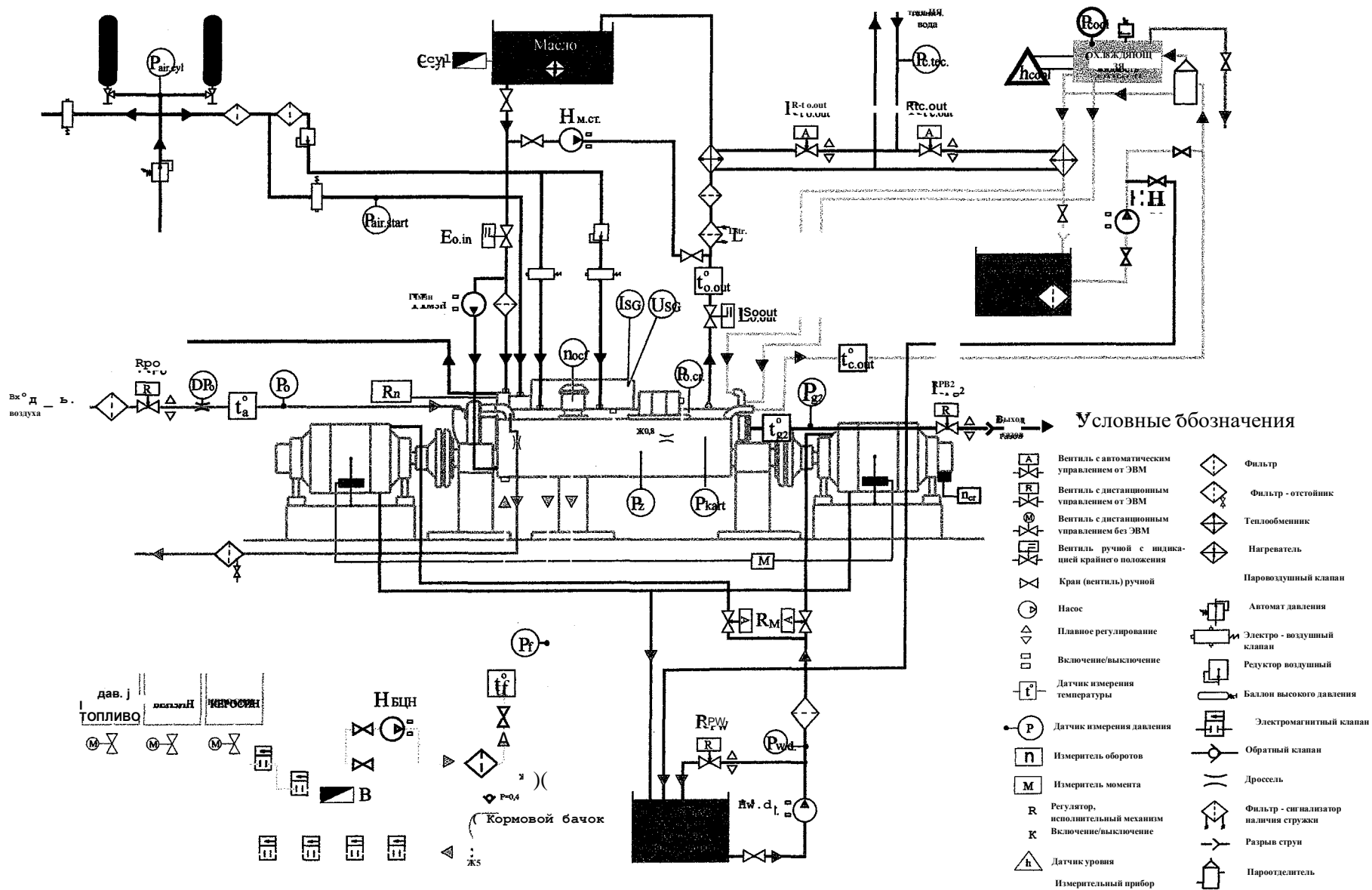


Рисунок 5.1а Схема стенда

	Обозначение	Единица измерения	Предел допуска		Предел допуска погрешности (ВЛП) >	Примечание
			Нижний	Верхний		
Крутящий момент	M	кГМ	0	350	±1	
! Атмосферное давление	Pa	мм.рт.ст.	600	800	+3	
Сопротивление воздуха на впуске в двигатель	Po	мм.вод.ст.	*100	-2000	+5	
Температура воздуха перед нагнетателем	ta	°C	±10	70	+2	
Перепад давления воздуха на мерной шайбе	DPo	мм.вод.ст.	-450	-750	+5	
Максимальное давление сгорания	Pz	кгс/см ²	100	150	+3	6 точек
Сопротивление (противодавл.) на выпуске из двигателя	Pë2	кгс/см ²	0	0,4	±0,02	
Давление газа в картерах	Pkar	мм.вод.ст.	±2000	+2000	±5	
Температура выпускных газов после турбины	tg2	°C	200	800	±10	
Температура топлива перед топливоподкач. насосом	tf	°C	30	70	+1	
12 Давление топлива на входе в блок	Pf.in	кгс/см ²	0	4	±0,2	
В Давление топлива на выходе из блока (до жиклера)	Pf.out	кгс/см ²	2	4	+0,2	
14 Расход топлива	B	кг/ч	10	250	±1,0	
Положение крана входа масла	Eo.in					Конечный
	Po.cr	кгс/см ²	1,5	6	±0,1	
Поток масла через двигатель	Go	кг/ч	7000	12000	±0,1	
Температура масла на входе в двигатель	to.in	°C	70	150	±1	
Положение крана выхода масла	Eo.out					Конечный
Температура масла на выходе из двигателя	to.out	°C	70	150	+1	
Наличие металлической стружки в масляной системе	.Lstr.					Прибор
Расход масла на угар	CJyl	кг/ч	2	6	±0,2	
22 Давление охлаждающей жидкости в расширит. бачке	Pcool	кгс/см ²	1,0	3,5	±0,1	
23 Уровень охлад. жидкости в расширительном бачке	hcool	мм	250 (min)	500	±5	Датчик
24 Температура охлад. жидкости на выходе из двигателя	tc.out	°C	60	ISO	±1	
Температура охлад. жидкости на выходе из двигателя	tc.out	°C	60	ISO	±1	
Температура охлад. жидкости на выходе из двигателя	tc.out	°C	60	150	±1	
Давление воды в системе технического водоснабжения	Pw.tex.	кгс/см ²	0	4	±5%	
Давление воды, подаваемой тормозам	Pw.d.	кгс/см ²	0	6	±5%	
Давление воздуха в пусковых баллонах	Pair.cyl	кгс/см ¹	50	250	±2,5	
Давление воздуха перед подогревателем	Pair.star	кгс/см ²	4	15	±0,2	
Сила тока СГ	ISG	A	0	400	±10	
Напряжение СГ	Use	B	0	50	±0,5	
Частота вращения ротора МЦФ	ПочГ	об/мин	4000	9000	±150	

ЭЛЕМЕНТЫ ДИСТАНЦИОННОГО УПРАВЛЕНИЯ

Обозначение	Наименование	Примечание
nfa	НараУСф	
	Регулятор крутящего момента (на тормозах)	SM
	Исполнительное устройство управления частотой вращения двигателя	Rn
	Регулятор сопротивления воздуха на всасывании (заслонка)	Rpo
	Регулятор сопротивления воздуха за турбиной (заслонка)	Rp.
5 I	Выключатель топливного центробежного насоса	K-БШН
■ OII	Выключатель масляного насоса	KM3H
MII	Выключатель масляного стенового насоса	RM.CT
Щ	Регулятор температуры масла на выходе из двигателя	Rto.out
1	Регулятор температуры охлаждающей жидкости на выходе из двигателя	Rto.out
ЩЛ	Регулятор давления воды, подаваемой тормозам	Rpw.d.
HM	Выключатель водяного насоса тормозов	K-w.d.

Условные обозначения:

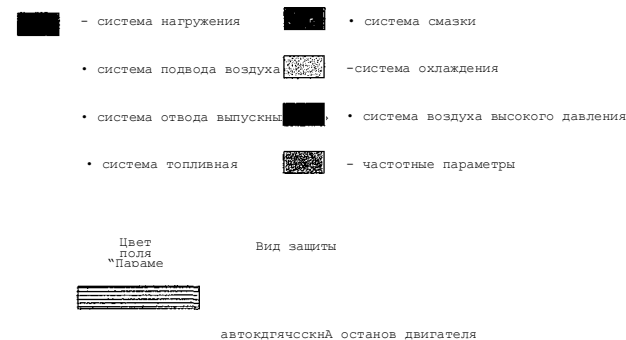


Рисунок 5.16 Обозначения к схеме испытательного стенда

Кроме указанных типовых измерений для изучения параметров рабочего цикла стенд был укомплектован датчиками и вторичной аппаратурой, позволявшими проводить измерения:

- средних статических давлений на входе в компрессор и после него, в выпускных коллекторах, перед сопловым аппаратом турбины;
- средней температуры воздуха во впускном ресивере t_s (датчик устанавливался в районе шестого цилиндра);
- средней температуры газов в нижнем выпускном коллекторе $t_{кон}$, перед t_c и за турбиной t_f ;
- мгновенных давлений во впускном ресивере;
- мгновенного давления в коллекторах и перед турбиной;
- давления газа в цилиндре в период сжатия, сгорания, расширения и в период продувки.

Измерения статических давлений проводилось образцовыми манометрами типа МТИ, класс 0,6.

Измерения средних температур газов в выпускных коллекторах и перед турбиной проводились термопарами хромель-алюмель, работающих в комплекте с прибором ЭПВ2-11А класса 0,5 с ценой деления 5°C .

Измерение средней температуры воздуха в воздушном ресивере производилось термопарой хромель-копель с записью на прибор ЭПВ-11А класса 0,5 с ценой деления 2°C .

Запись изменения давления в выпускных коллекторах и перед турбиной производилось с использованием комплекта измерительной аппаратуры, в который входили серийные тензодатчики давления типа РД81.26.0472, изготавливаемые в ГП «Завод им. В.А.Малышева», тензометрический усилитель переменного тока УТС-12 и шлейфный осциллограф Н-102 с записью сигнала на фотопленку.

Индицирование цилиндров производилось электропневматическим индикатором МАИ-5М с использованием мембранных охлаждаемых датчиков давления ДМ-4.

Максимальное давление сгорания определялось по индикаторным диаграммам в цилиндре, снятым «сильной» пружиной с масштабом $\sigma=0,111$ МПа/мм, давление в цилиндре в период газообмена - по индикаторной диаграмме, снятой «слабой» пружиной с масштабом $\sigma=0,00444$ МПа/мм.

На рисунке 5.2 приведена уменьшенная до формата А4 ксерокопия - образец исходной индикаторной диаграммы, полученной на специальной графитизированной бумаге для пневмоэлектрических индикаторов типа МАИ. Для повышения достоверности на каждом режиме снималось не менее двух диаграмм. Положение в.о.м.т. определялось по диаграммам изменения давления в цилиндре в процессах сжатия и расширения.

Первичная обработка индикаторных диаграмм заключалась в построении контура диаграммы. Контур диаграммы проводился как средняя линия между линиями обвода разброса точек. Методика дальнейшей обработки индикаторных диаграмм описана в п. 2.2.

Для проверки адекватности математической модели в той части, которая касалась моделирования процессов в выпускных коллекторах, снимались осциллограммы давления в коллекторах и перед турбиной дизеля 6ТД без регулируемого наддува, имеющего выпускную систему с ПИ на режимах внешней характеристики при $n=2800$ мин.⁻¹ и $n=2050$ мин.⁻¹. Осциллограммы приведены на рисунках 5.3 и 5.4. Данные осциллограммы прошли только первичную техническую обработку, которая заключалась в проявлении фотопленки, получении с негатива увеличенных фотографий и перевода фотографий путем сканирования в форму электронного документа, который может быть распечатан на принтере.

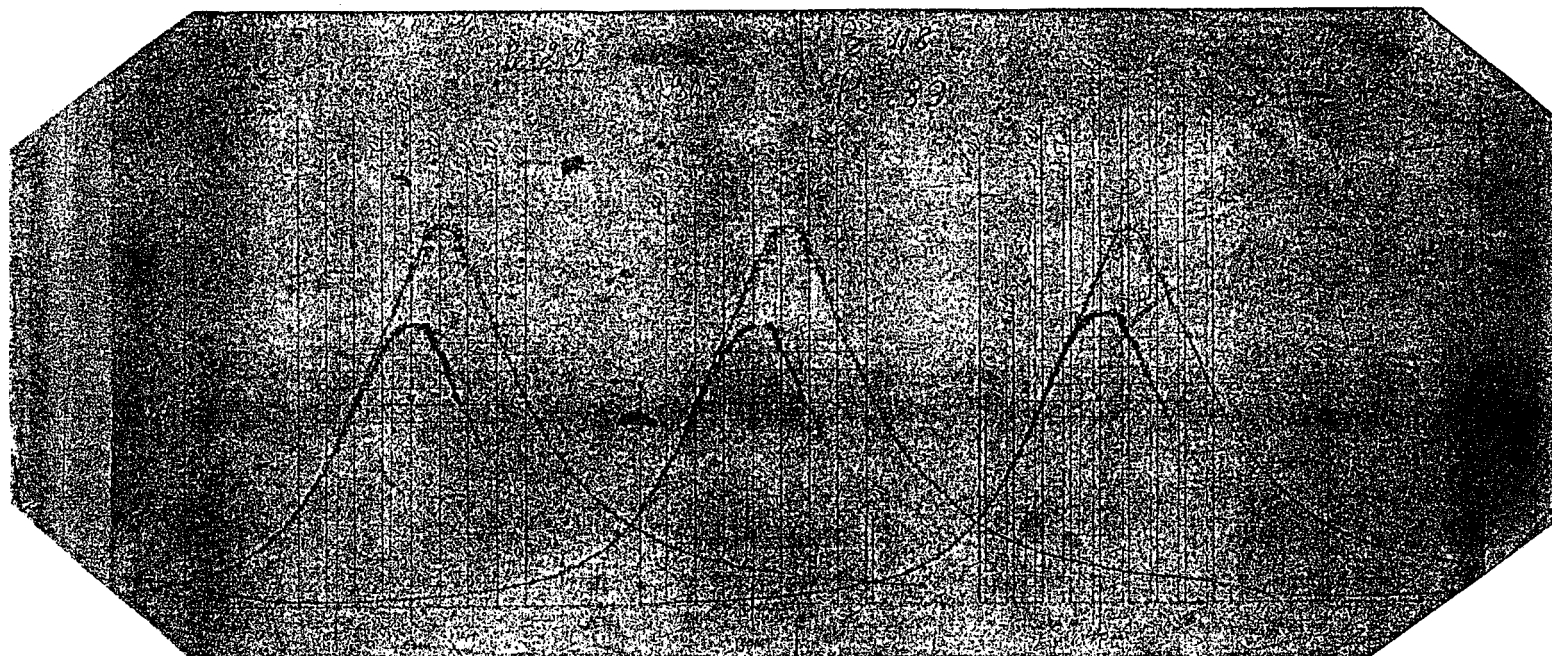


Рисунок 5.2. Образец индикаторной диаграммы.

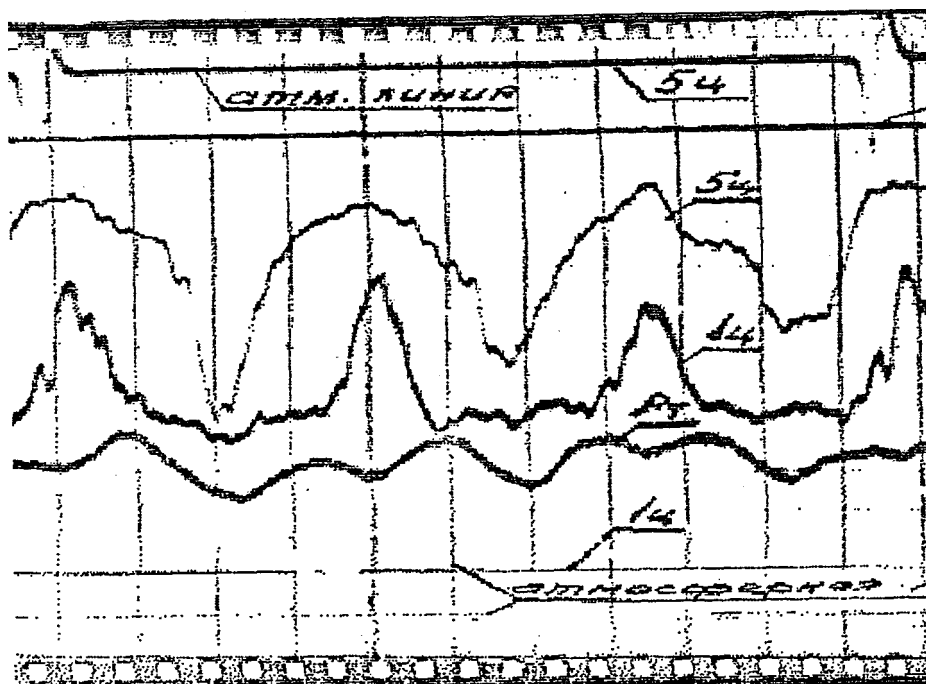


Рисунок 5.3 Образец осциллограммы давлений в выпускных коллекторах и перед турбиной при $n = 2800$ мин.



Рисунок 5.4 Образец осциллограммы давлении, $n = 2050$ мин. .

Для того, чтобы сделать кривые давления на осциллограммах различными, исключить их взаимное наложение, отметки атмосферного давления разных датчиков устанавливались на противоположных боковых сторонах фотопленки и менялась полярность подключения гальванометров, управляющих движением светового луча. Поэтому часть кривых на первичных осциллограммах выглядит перевернутыми.

На рисунке 5.5 и рисунке 5.6 приведены расшифрованные экспериментальные осциллограммы давления в коллекторах. Максимальная относительная разница давлений, полученных расчетным и экспериментальным путем составляет 8%...10%. На этих же рисунках показаны диаграммы, полученные расчетным путем с использованием доработанной автором методики и программы, описанных в главе 2. Объяснение характера процессов, протекающих в цилиндрах и коллекторах, дано в предыдущих главах.

Испытания двигателя проводились на дизельном топливе ГОСТ 305-82 и масле М16ИХП-3.

Методика и результаты оценки погрешности прямых и косвенных измерений приведены в Приложении А.

5.2 Нагрузочные, внешняя и тепловозная характеристики дизеля 6ТД с регулируемым наддувом

Для проверки обоснованности и достоверности рекомендаций по выбору оптимального значения передаточного отношения привода компрессора были проведены сравнительные испытания дизеля 6ТД с фиксированным и с изменяемым передаточным отношением привода. Изменение передаточного отношения проводилось с помощью разработанного в ХКБД механизма, защищенного патентами. Как уже отмечалось, в данной работе *не ставилась*

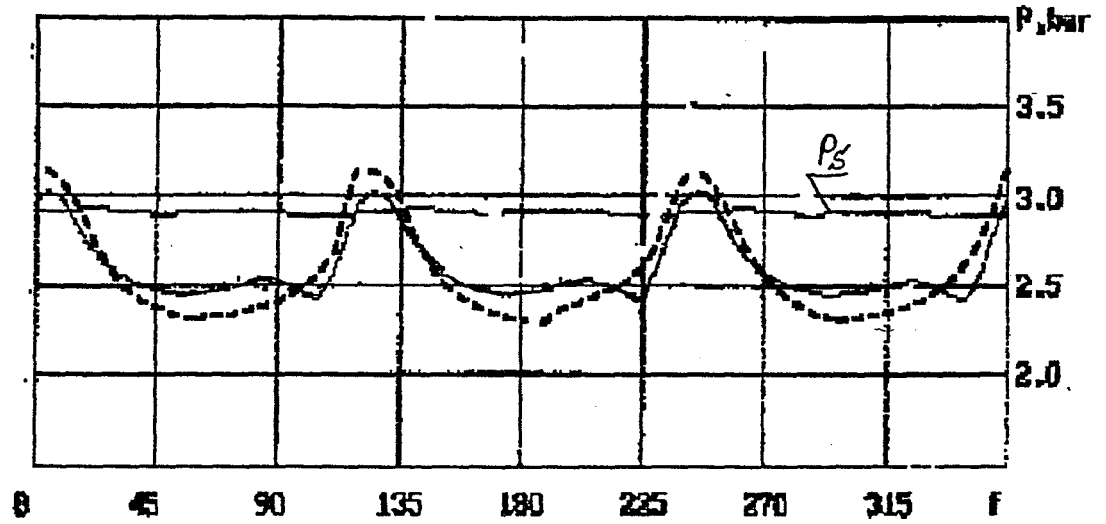


Рисунок 5.5 Оциллограммы давления в выпускном коллекторе при $n = 2800$ мин.^{*1}

■ расчет,
— эксперимент.

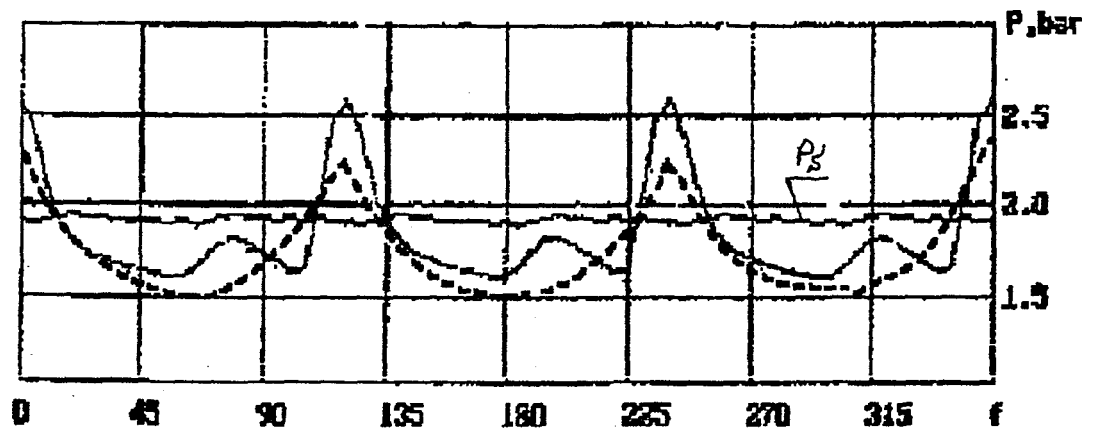


Рисунок 5.6 Оциллограммы давления в выпускном коллекторе дизеля 6ТД при $n = 7050$ мин.^{*1}.

----- расчет,
----- эксперимент.

задача исследования собственно механизма, обеспечивающего изменение передаточного отношения привода компрессора, поскольку таких механизмов может быть несколько (смотри главу 1), а изучалось лишь влияние изменения передаточного отношения на характеристики дизеля 6ТД. В ходе испытаний измерялись параметры двигателя при работе по нагрузочным характеристикам, а также при работе по внешней характеристике.

На рисунках 5.7, 5.8, 5.9 приведены нагрузочные характеристики при $n=2800$ мин.⁻¹, $n=2050$ мин.⁻¹ и $n=1600$ мин.⁻¹

На рисунке 5.10 - внешняя характеристика.

На рисунках 5.7...5.10 кроме характеристик серийного и опытного двигателя, полученных в эксперименте, приведены характеристики, полученные расчетным путем для двигателя с оптимальным регулированием наддува. Это позволяет сопоставить характеристики серийного и опытного двигателя, а также расчетные характеристики с опытными.

Анализ нагрузочных характеристик позволяет сделать ряд выводов:

- на режиме максимальной мощности снижение удельного эффективного расхода топлива в случае применения регулируемого наддува составляет 14,5 г/кВтч, или 9,5% от исходного уровня;
- по мере снижения нагрузки эффективность применения регулирования наддува возрастает. Так, при $n=2800$ мин. и $N_e=441$ кВт абсолютное снижение удельного эффективного расхода топлива составляет 38 г/кВтч, а относительное 22%;
- на режиме максимального крутящего момента при одинаковой мощности ($n=2050$ мин.⁻¹, $N_e=588$ кВт) применение регулируемого привода позволяет снизить удельный эффективный расход топлива на 7,3 г/кВтч или на 12,5%;
- выигрыш в удельном эффективном расходе топлива при $n=1600$ мин.⁻¹ и $N_e=522$ кВт составляет 12,5%;

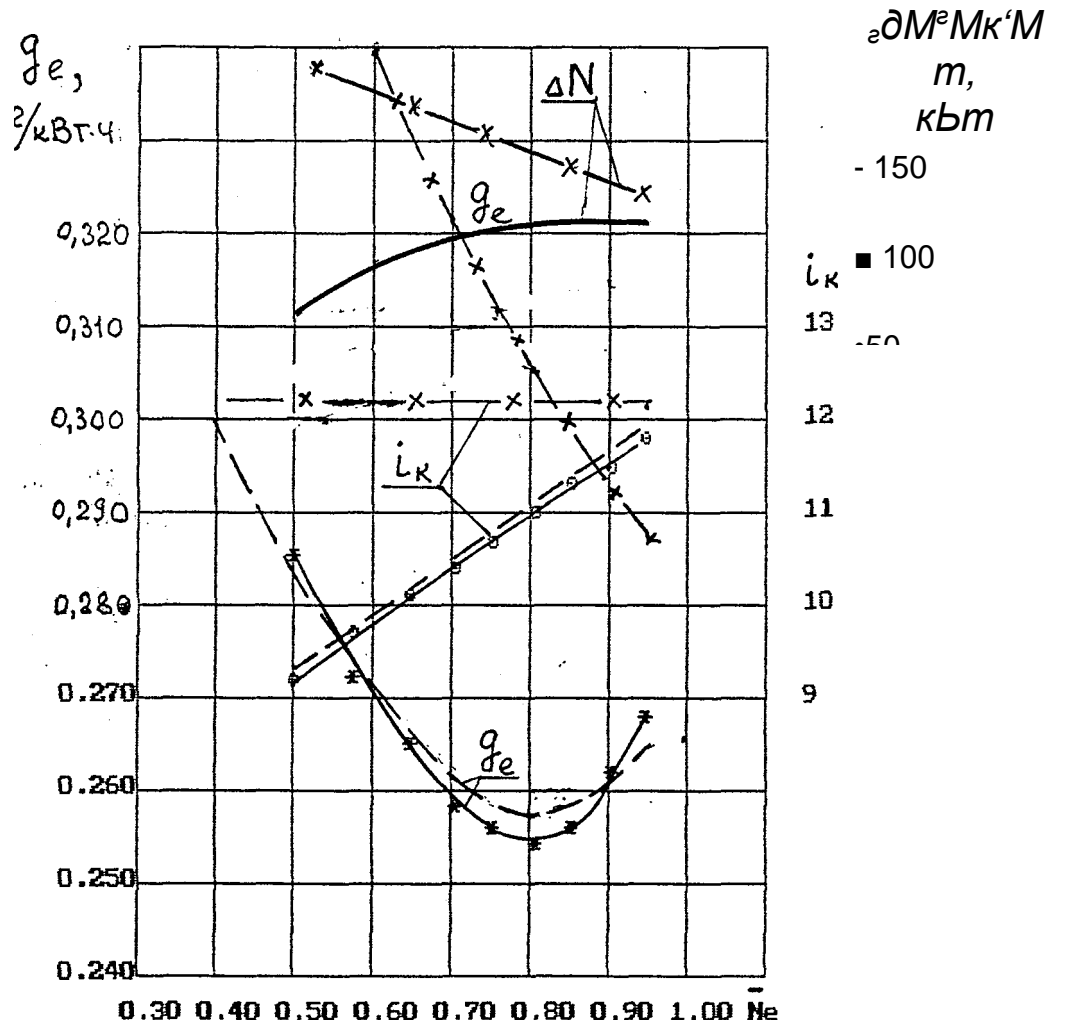


РИСУНОК Нагрузочная характеристика
ПРИ $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$

серийный,
опытный,
расчёт }

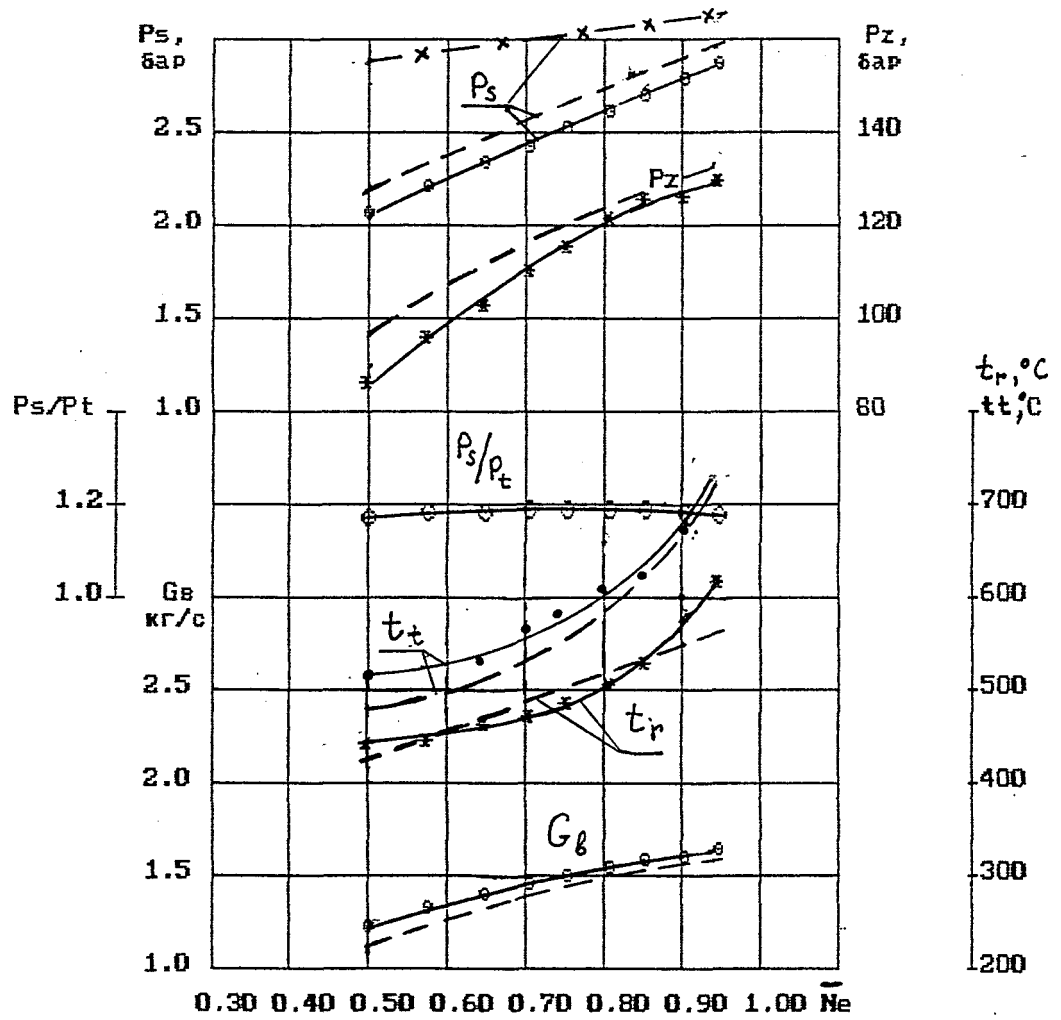


РИСУНОК 5.75. Нагрузочная характеристика
ПРИ $n = 2800 \text{ мин.}^{-1}$

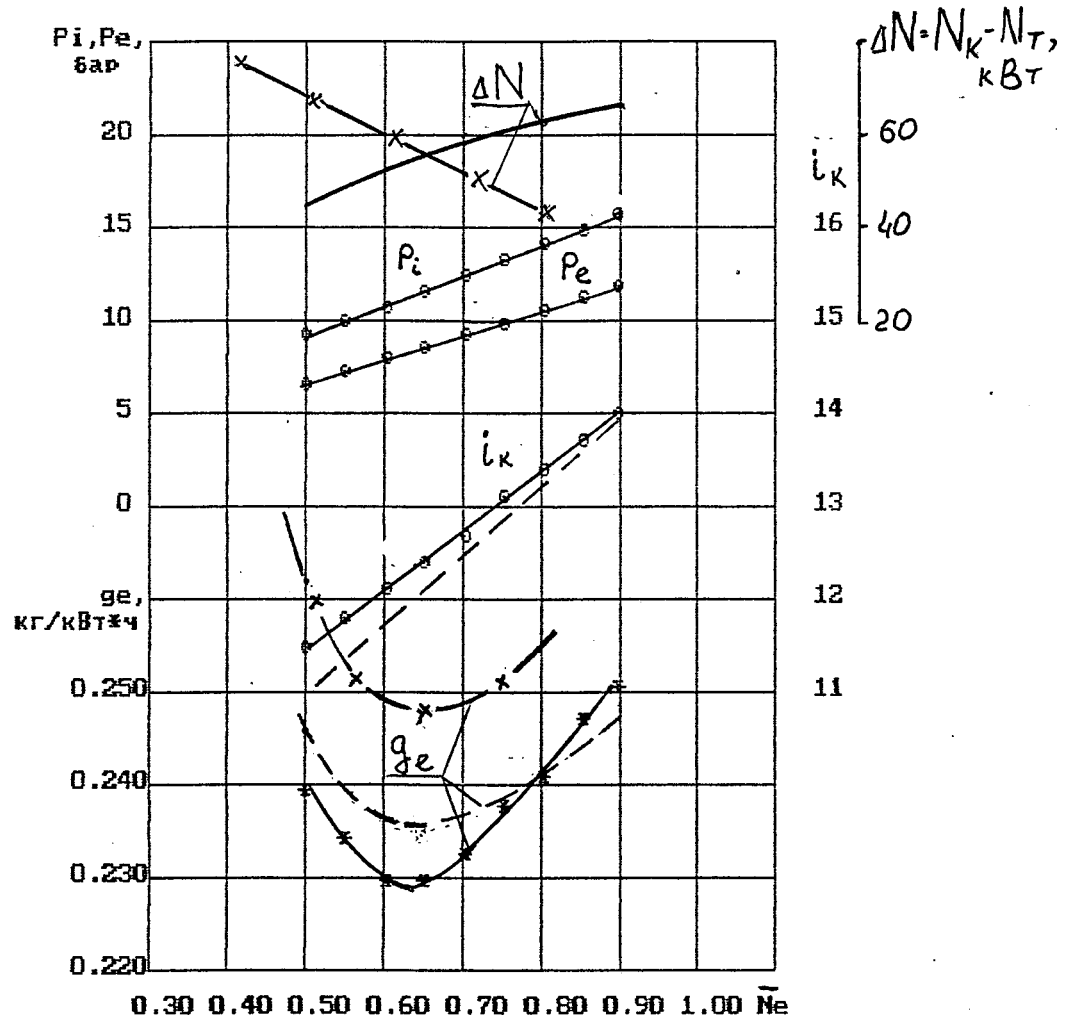


РИСУНОК 5 Нагрузочная характеристика

ПРИ $n = 5000$ об/мин $MIIN \sim 1$

---- к --- х • серииный

расчёт

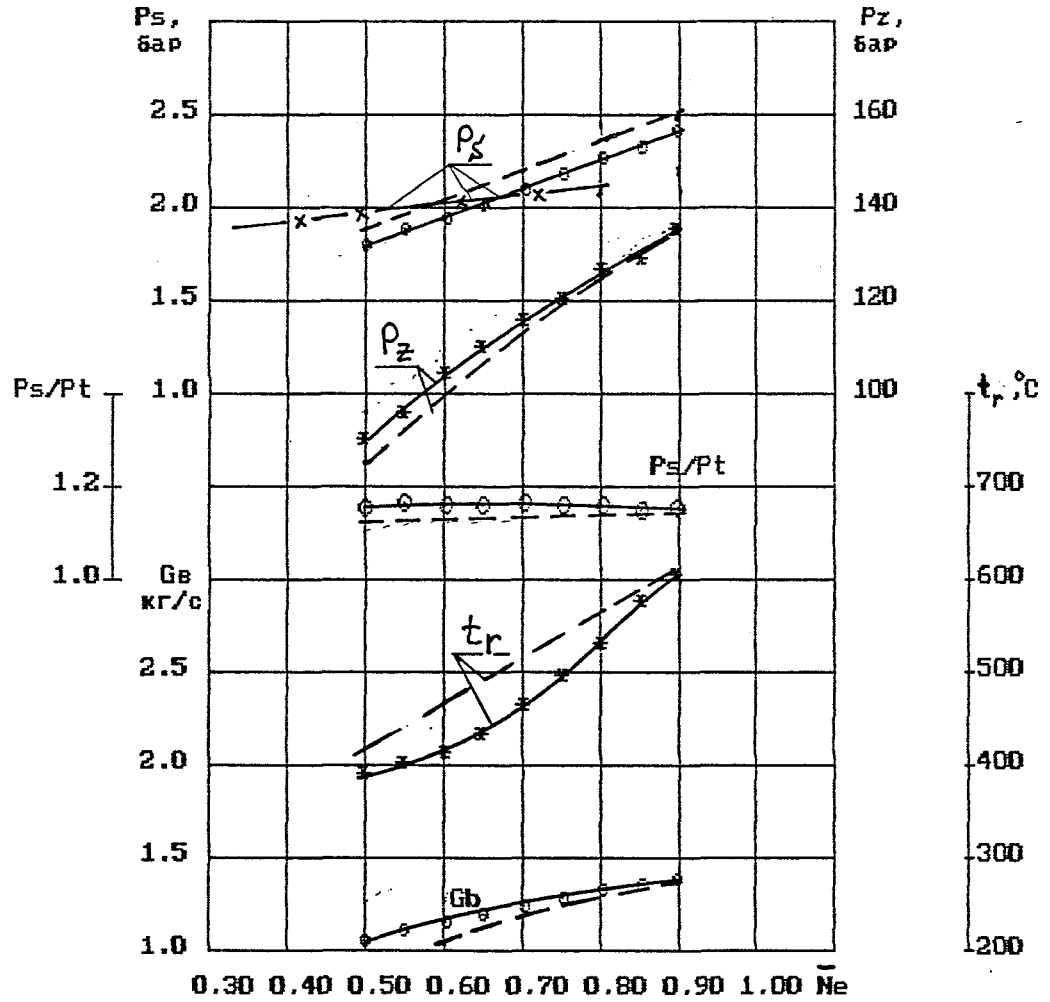


РИСУНОК 5\86. Нагрузочная характеристика
 ПРИ $n = 3 \& 3i$ MW'''

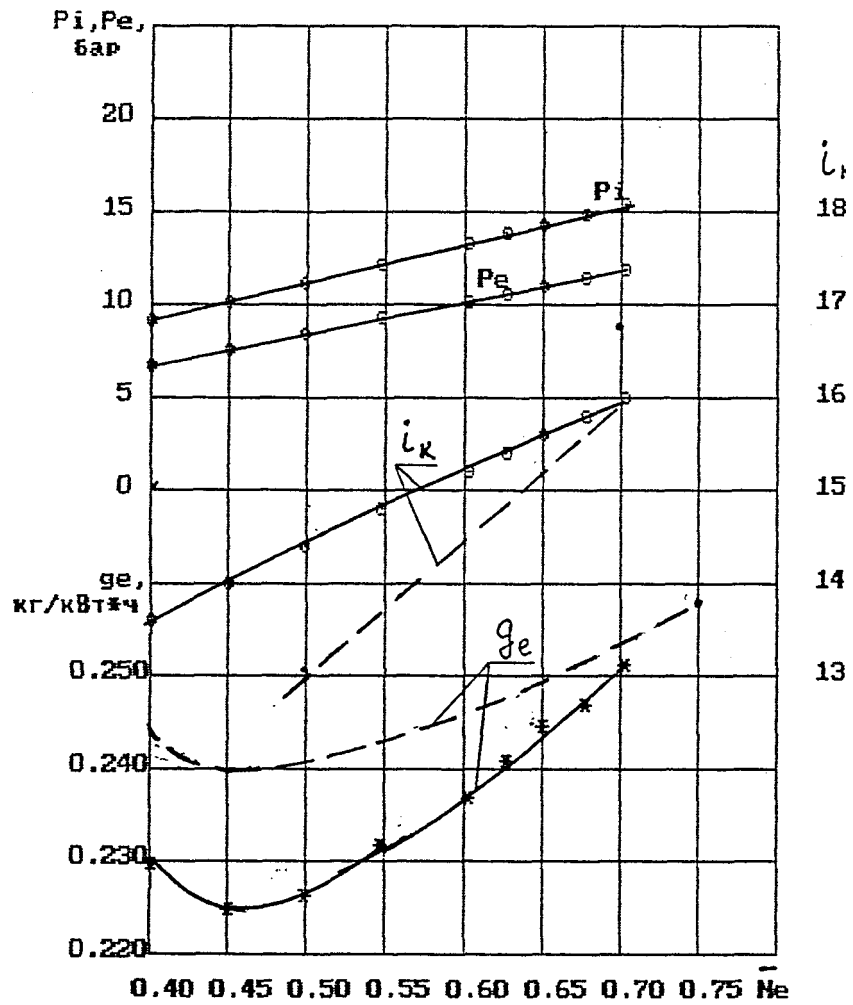


РИСУНОК 5. *3CI Нагрузочная характеристика

----- рлчет,
 ----- опытный Эизель,

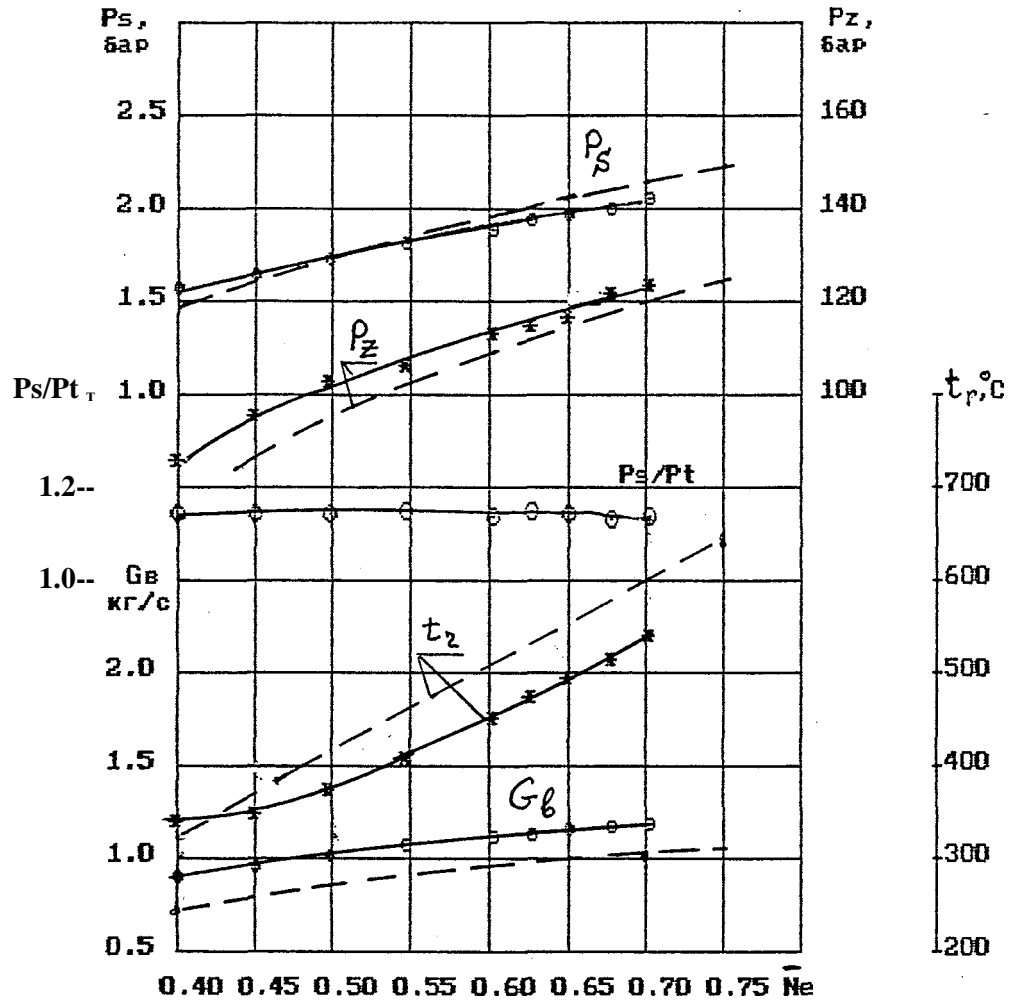


РИСУНОК 5.9s. Нагрузочная характеристика
ПРИ $n = -600 \text{ мин}^{-1}$

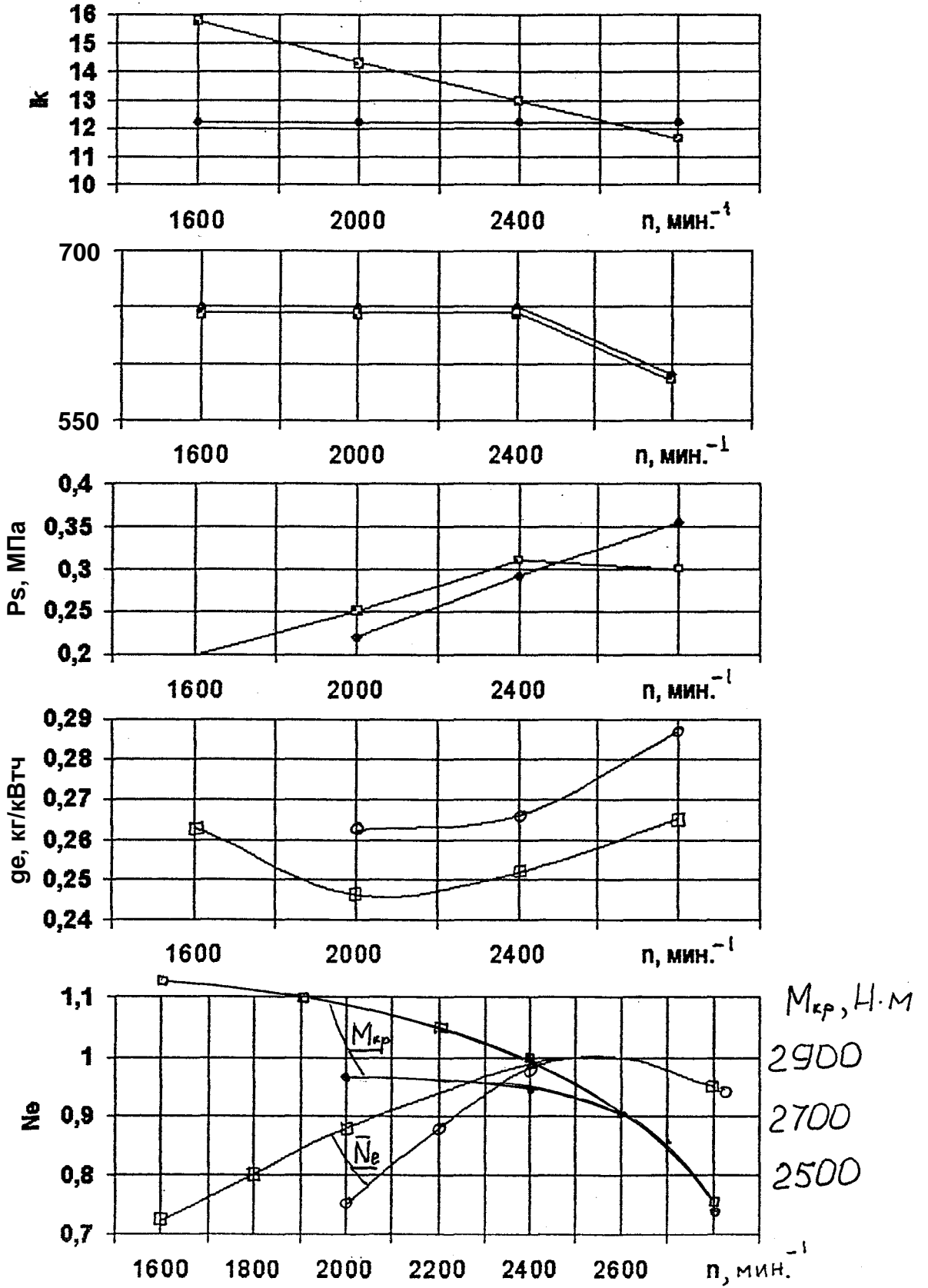


Рисунок 5.10 Внешние характеристики

-o- серийный —s— опытный

Анализ внешней характеристики позволяет сделать вывод, что применение регулируемого привода компрессора позволяет повысить давление наддува на частичных скоростных режимах, за счет этого повысить массовый заряд свежего воздуха в цилиндре и создать условия для эффективного сжигания увеличенного количества топлива. В результате можно «поднять» внешнюю характеристику, т.е. увеличить максимальное значение мощности и крутящего момента на частичных скоростных режимах. Коэффициент приспособляемости по мощности увеличивается с 1,2 до 1,36, т.е. на 13%.

Поднятие внешней характеристики не приводит к снижению удельного эффективного расхода топлива, но улучшает тяговые характеристики транспортного агрегата.

В данной работе *не выполнялось* математическое моделирование рабочего цикла дизеля на режимах холостого хода, что связано с нерешенной проблемой адекватного описания процессов сгорания при нестабильных от цикла к циклу и по цилиндрам малых цикловых подач топлива. Но для транспортного двигателя важным показателем, влияющим на общий расход топлива в эксплуатации, является расход топлива на холостом ходу. Поэтому для того, чтобы компенсировать эту ограниченность расчетных методов, в ходе экспериментальных исследований были сняты характеристики холостого хода двигателя, которые приведены на рисунке 5.11 и описаны в [95].

Из рисунка 5.11 следует, что при минимальной частоте вращения коленчатого вала разница в расходе топлива в случае штатной и опытной систем практически отсутствует. Это объясняется тем, что на этом режиме турбина не развивает мощность, а мощность, затрачиваемая на сжатие воздуха в компрессоре, мала по сравнению с потерями на трение и привод вспомогательных механизмов. Но по мере роста частоты вращения коленчатого вала различие в расходах топлива увеличивается и на режиме с $n=2800$ мин⁻¹ составляет 43 кг/час, или 60%. Характеристика расхода топлива на режиме хо-

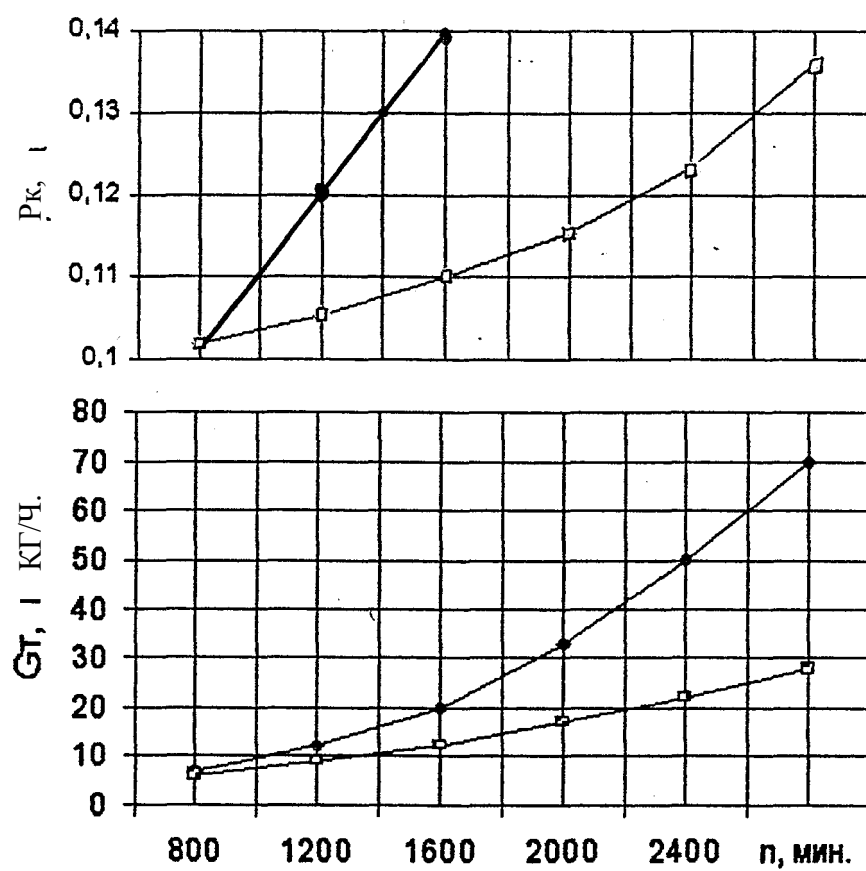


Рисунок 5.11 Параметры дизеля на холостом ходу

—♦—серийный —а—ОПЫТНЫЙ

лостого хода дает информацию о предельной относительной величине экономии топлива за счет регулирования наддува при снижении нагрузки.

Нагрузочные характеристики позволяют построить генераторные /тепловозные/ характеристики дизеля 6ТД. Они представляют практический интерес в связи с тем, что дизель 6ТД является перспективным силовым агрегатом для дизель-поезда. Мощность по тепловозной характеристике меньше, чем максимально возможная при данной частоте вращения коленчатого вала.

На рисунке 5.12 приведено изменение удельного эффективного расхода топлива по тепловозной характеристике дизеля 6ТД со штатной и опытной /регулируемой/ системой наддува. Снижение g_e , обеспечиваемое за счет регулирования, составляет от 5% до 15% в зависимости от режима работы. Для того, чтобы определить конкретное значение экономии топлива при эксплуатации дизель-поезда, необходимо иметь гистограмму распределения времени работы дизеля по позициям контроллера машиниста. На рисунке 5.13 приведена обобщенная гистограмма загрузки **на режимах тяги** силовой установки дизель-поездов ДР 1А на дорогах Украины. Гистограмма была получена методом хронометража режимов работы тепловозного дизеля. Работы по сбору и обобщению материалов о загрузке дизелей проводились в Харьковской государственной академии железнодорожного транспорта под руководством проф. В.Ф.Головки. Автор выражает благодарность проф. В.Ф.Головки, предоставившему данную гистограмму, что позволило выполнить оценку эффекта снижения эксплуатационного расхода топлива тепловозным дизелем за счет регулирования наддува.

Методика расчета среднеэксплуатационного расхода топлива по известной тепловозной характеристике и гистограмме распределения времени работы по позициям подробно описана в [120].

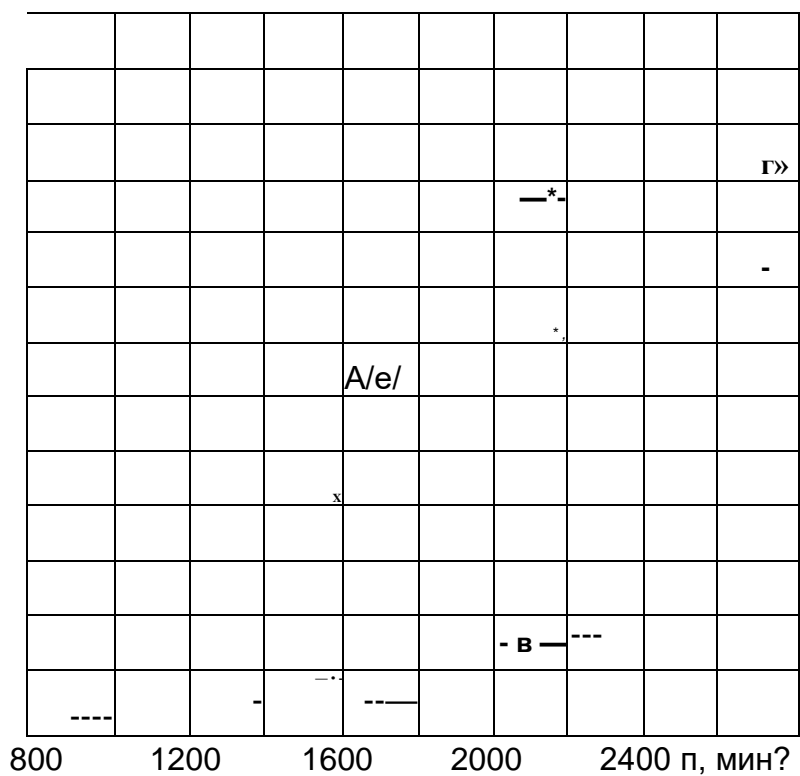


Рисунок 5.12 Т епловозная характеристик

у—внешняя ----- тепл.—*—де штати.-®— де опыти.

штати . в —, ., >> ік.опыти

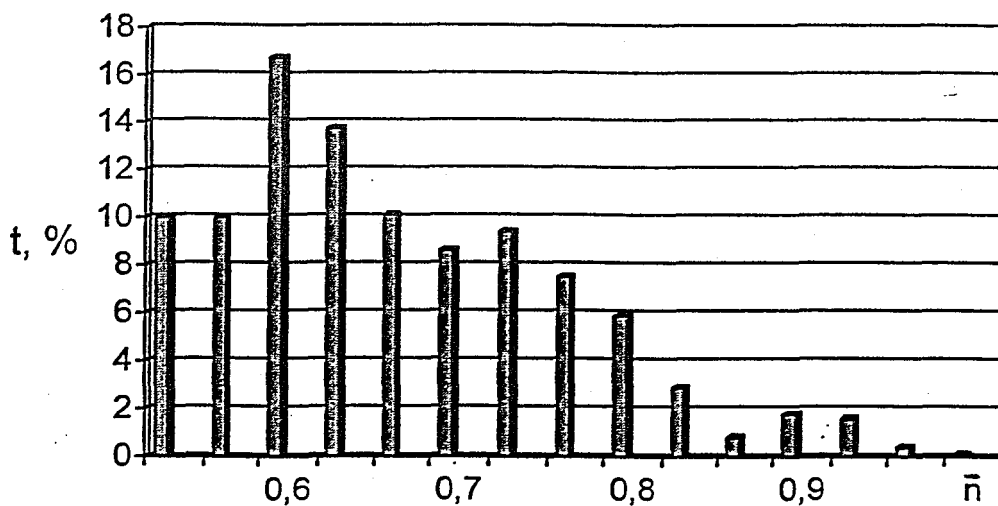


Рисунок 5.13 Гистограмма режимов работы дизель поездов на дорогах Украины

Нас в данном случае интересует относительное изменение эксплуатационного расхода топлива на режимах тяги 5, значение которого можно найти по формуле

где n - число позиций на тепловозной характеристике, t_i - относительное время работы на данной позиции, индексом «р» обозначены параметры дизеля с регулируемым наддувом, индексом «с» - серийного. Значения относительной мощности N_e и эффективного расхода топлива g_e берутся из рисунка (5.12), значения t - из гистограммы рисунок (5.13).

По формуле (5.1) получено, что при работе дизеля БТД в составе силовой установки дизель-поезда и регулировании i_k можно получить относительное снижение эксплуатационного расхода топлива $\delta=0,107$.

Причиной снижения расхода топлива на режимах частичных нагрузок при регулировании частоты вращения коленчатого вала является снижение мощности, затрачиваемой на сжатие воздуха в компрессоре и уменьшение дисбаланса мощностей турбины и компрессора. На этих режимах для сжигания топлива с высоким индикаторным к.п.д. высокое давление наддува не требуется и избыточная мощность, потребляемая компрессором, расходуется по существу бесполезно. Причиной улучшения тяговых характеристик является увеличение давления наддува и массы свежего воздуха в цилиндре при работе по внешней характеристике.

В результате проведенного экспериментального исследования подтверждены рекомендации по выбору передаточного отношения привода компрессора и определены значения показателей, характеризующих эффективность этого средства улучшения эксплуатационных характеристик дизеля

ВЫВОДЫ.

1. В результате анализа тенденций развития систем газотурбинного наддува установлено, что перспективным путем улучшения эксплуатационной топливной экономичности и тяговых характеристик дизеля 6ТД является применение оптимального типа выпускной системы и регулирование частоты вращения рабочего колеса компрессора при изменении частоты вращения коленчатого вала, нагрузки и температуры окружающей среды.
2. Усовершенствована базовая математическая модель и программа расчета параметров рабочего цикла и характеристик дизеля, разработанная в ХарьГАЖТ: применена новая схема расчета газообмена, введены полученные автором эмпирические зависимости, позволившие адекватно рассчитывать характеристики тепловыделения в двухтактном двигателе 6ТД (6ДН12/2х12). Установлено, что соответствие между результатами расчета и эксперимента основных параметров двигателя позволяет применять усовершенствованную математическую модель и программу для решения задач исследования.
3. Программа расчета параметров рабочего цикла и эффективных показателей двухтактного двигателя впервые подключена к программе оптимизации, реализующий алгоритм метода Хука-Дживса в сочетании с методом штрафных функций для учета ограничений на параметры цикла. Это позволяет проводить непосредственную многофакторную условную оптимизацию конструктивных параметров двухтактного дизеля с различными системами наддува.
4. В результате проведенной многофакторной оптимизации конструктивных параметров трех типов выпускных систем дизеля 6ТД: - импульсной, системы с общим на шесть цилиндров выпускным коллектором и системы с преобразователями импульсов, определены оптимальные значения передаточного отношения привода компрессора, фаз газораспределения, ми-

нимального проходного сечения соплового аппарата турбины, а также, в случае системы с ПИ, проходных сечений сопел преобразователя.

5. Установлено, что двигатель с импульсной выпускной системой, работающий по нагрузочной характеристике при максимальной частоте вращения коленчатого вала, имеет удельный эффективный расход топлива на 6...8г/кВтч больше, чем двигатель с общим выпускным коллектором и двигатель, имеющий систему с ПИ. Система с ПИ обеспечивает на режиме максимального крутящего момента относительно большие значения коэффициентов наполнения и избытка воздуха для сгорания, меньшие значения температуры выпускных газов перед турбиной и меньший на 2...3 г/кВтч удельный эффективный расход топлива, чем система с общим выпускным коллектором. Поэтому на дизеле 6ТД целесообразно применять выпускную систему с ПИ, имеющую оптимальные конструктивные параметры, как обеспечивающую лучшие экономические показатели и меньшую тепловую и механическую напряженность деталей ЦИИ'.
6. Определены оптимальные значения передаточного отношения привода компрессора двигателей типа 6ТД при различных частотах вращения коленчатого вала, различных мощностях и температурах окружающей среды. Критерием оптимальности был минимум удельного эффективного расхода топлива при условии соблюдения ограничений на максимальное давление сгорания и температуру газов перед турбиной.
7. Показано, что при переходе к регулируемому передаточному отношению привода компрессора оптимальные значения фаз газораспределения остаются такими же, как и в базовом варианте двигателя, имеющем фиксированное передаточное отношение.
8. Показано, что при температуре окружающей среды +55°С /что является предельной на планете/ необходимо ради сохранения допустимых значений температуры газов перед турбиной либо уменьшить на 6...7% мощ-

ность дизеля на режимах внешней характеристики, либо обеспечить работоспособность деталей ц.п.г. и турбины при повышенных температурах.

9. Проведено экспериментальное исследование двигателя с фиксированным и с регулируемым по оптимальной характеристике передаточным отношением привода компрессора, в результате которого установлено следующее:

- в случае регулируемого наддува на режиме максимальной мощности снижение удельного эффективного расхода топлива составляет 9,5%, а на режиме максимального крутящего момента при одинаковой мощности 12,5% от исходного уровня;
- по мере снижения нагрузки эффективность регулирования наддува возрастает и на холостом ходу при частоте вращения коленчатого вала 2800 мин.⁻¹ расход топлива по сравнению с серийным двигателем снижается на 60%.
- применение регулируемого привода компрессора позволяет повысить максимальное значение мощности и крутящего момента на частичных скоростных режимах. Коэффициент приспособляемости по мощности увеличивается на 13%.

10. При использовании дизеля 6ТД на дизель-поезде, регулирование передаточного отношения привода компрессора по оптимальной характеристике позволит снизить эксплуатационный расход топлива на 10,7 % по сравнению с базовым вариантом.

И. Применение регулируемого наддува позволит обеспечить двигателям типа 6ТД и машинам, на которых они установлены, конкурентоспособность на мировых рынках не только на ближайшую, но и на длительную перспективу.

Литература

- 1 .А.С. 169062 СССР, МКИ³ 04Д27/00. Двухтактный транспортный двигатель. / Г.А.Абрамов, Е.Е.Александров, Е.Н.Алымов и др. №30113601. Заявлено 09.03.81. Оpub. в вып.17 “Сборник рефератов изобретений” сер.Ш-1982, вып.17.
- 2 .А.С.481471 СССР, МКИ³В60К25/00; 02В37/06. Привод компрессора ДВС /А.Я.Беликов и др./ №1651421. Заявлено20.04.71. Оpubл.25.08.75. Бюл. №31 “Открытия. Изобретения”. -1975, №31, с.53.
- 3 .А.С.543773 СССР, МКИ³ 02В37/00. Устройство для наддува ДВС. А.С.Эпштейн, В.В .Погребняк, В.П.Тернопол и др. №2101698. Заявлено 21.01.75, Оpub. 25.01.77 Бюл. №3 “Открытия. Изобретения”-1977, №3, с.100.
- 4.А.С.727867 СССР, МКИ³ 02Д23/02; 02В37/00. Устройство для наддува ДВС. Б.В.Фрадкин, А.П.Плугатарев. Заявлено28.03.77; Оpub.15.04.80 Бюл.№14 “Открытия. Изобретения”, -1980, №14, с.170.
- 5 .Авт. свид. СССР№280097, кл.02В37/00, БИ №27, 1970.
- 6 .Алехин С.А., Пелепейченко В.И. Выбор параметров системы воздухообмена тепловозной модификации дизеля ДН12/2х12 из условия достижения заданных показателей газообмена // Харьков, 1994 - 15 с. - Деп. в ГНТБ Украины, №125-Ук 95, 16.01.95.
- 7 .Алехин С.А., Пелепейченко В.И. Многофакторные зависимости для определения показателей газообмена цилиндра дизеля ДН12/2Х12 // Харьков, 1994 - 12 с. - Деп. в ГНТБ Украины, №128-Ук 95, 16.01.95.
- 8 .Байков Б.П., Бордюков В.Т. Газотурбинный наддув дизелей автотранспортного назначения. -В кн.: Двигатели внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1965, с.301-329.

- 9 .Барский И.А. О диапазоне соплового регулирования газовой турбины. Энергомашиностроение. 1960, №5, с.24-25.
- Ю.Белоусов В.Н., Бутов В.И. Регулируемый турбокомпрессор для наддува транспортных дизелей. Тракторы и сельхозмашины, 1971, №3, с.7-8.
- 11 .Белоцерковский О.М., Давыдов Ю.М. Метод крупных частиц в газовой динамике. - М.: Наука, 1982. - 391 с.
- 12 .Бордуков В.Т. Применение турбокомпрессора с регулируемой турбиной для наддува дизелей. Энергомашиностроение, 1959, №9, с.6-8.
- 13 .Вибе И.И. Новое о рабочем цикле дизеля. -М.: Машгиз, 1962.-207 с.
- 14 .Гигаури К.Ш., Дабанидзе Б.А., Мchedlishvili Д.Г. Некоторые вопросы автоматического регулирования газотурбинного наддува карбюраторных двигателей в высотных условиях. В кн.: Механика машин. Тбилиси: Мецниереба, 1974, с.40-48.
- 15 .Гигаури К.Ш., Дербандзе Б.А., Мchedlishvili Д.Г. Автоматическое регулирование газотурбинного наддува карбюраторного двигателя по высотам. В кн.: Механика машин. Тбилиси: Мецниереба, 1975, с.69-93.
- 16 .Глаголев Н.М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. - Киев: Машгиз, 1950. - 480 с.
- 17 .Гончар Б.М. Уточненный способ расчета и построения индикаторной диаграммы двигателя. /Исследование рабочего процесса в дизелях. ТЦИДИ. Вып.25. 1955.
- 18 .ГОСТ 10448-80 Дизели судовые, тепловозные, промышленные. Приемка. Методы испытаний.
- 19 .Давыдов Ю.М., Круглов М.Г., Меднов А.А., Нефедов В.А. Численное исследование течения в двигателях внутреннего сгорания методом крупных частиц. - М.: ВЦ АН СССР, 1983. - 59 с.
- 20 .Двигатель 5ТД. -М.: Военное издательство. 1977.-144 с.
- 21 .Двигатель 6ТД. -М.: Военное издательство. 1988.-144 с.

- 2 2. Дейч Р.С. Схемы автоматического регулирования турбокомпрессора транспортного дизеля. Тр. ЦНИДИ, 1962, вып.44, с.22-23.
- 23 .Дехович Д.А. Особенности работы регулируемой центростремительной турбины на переменных режимах. В кн.: Проблемы развития комбинированных ДВС. -М.: Машиностроение, 1968, с. 193-204.
- 24 .Дехович Д.А. Улучшение внешней характеристики двигателя 16ЧН26/26 путем регулируемого перепуска воздуха из компрессора в турбину. Энергомашиностроение, 1971, №6, с.39.
- 25 .Дехович Д.А., Иванов Г.И., Круглов М.Г. и др. Агрегаты воздухообеспечения комбинированных двигателей внутреннего сгорания. -М., "Машиностроение", 1973,296с.
- 26 .Дизели. Справочник. /Под ред. Ваншейдта В.А., Иванченко Н.Н., Коллерова Л.К. - Л.: Машиностроение, 1977. - 480 с.
- 27 .Дьяконов В.П. Справочник по алгоритмам и программам на языке бейсик для персональных ЭВМ: Справочник. - М.: Наука, гл. ред. физ.-мат. лит., 1989.-240 с.
- 28 .Дьяченко В.Г. Дифференциальные уравнения процесса газообмена двигателей внутреннего сгорания // Двигатели внутреннего сгорания. - Вып. 11.- Харьков: Изд-во ХГУ, 1970. - С. 17-24.
- 29 .Зайдель А.Н. Погрешности измерения физических величин. - Л.: Наука. - 112с.
- 30 .Заявка ФРГ №2618779, кл.0209/00, опубл. 1977.
- 31 .Иванов Г.И., Перфилов В.Г. Расширение диапазона работы центробежного компрессора. Энергомашиностроение, 1961, №5, с.36-38.
- 32 .Иванов П.В. Особенности работы двигателя совместно с турбокомпрессором с регулируемой турбиной. Энергомашиностроение, 1963, №5, с.20-24.
- 33 .Иванов П.В. Энергетические возможности импульсной системы наддува четырехтактных дизелей. -Труды ЦНИДИ, Л.: вып.41, с. 17-21.

- 34 .Калиткин Н.Н. Численные методы. -М.: Наука. 1978. - 512 с.
- 35 .Камкин С.В. Эффективность использования энергии газов при наддуве малооборотных дизелей. -Энергомашиностроение, 1970, №10, с.31-33.;
- 36 .Кельштейн Д.М. Угол установки сопловых лопаток для новой конструкции входного направляющего аппарата турбины. -Двигатели внутреннего сгорания.-Харьков: Изд-во Харьк. Ун-та, 1966, вып.3, с.71-74.
- 37 .Кириллов Н.Н. Характеристики турбинных ступеней при различных углах поворота направляющих лопаток. -Энергомашиностроение, 1961, с.7-11.
- 38 .Коваль И.А., Симсон А.Э., Еременко Б.С. Усовершенствование системы газотурбинного наддува дизелей СМД-17/18К. -Тракторы и сельхозмашины, 1975, №8, с.6-8.
- 39 .Комаров В.А. К расчету характеристик двухтактного турбопоршневого двигателя, механически связанного с агрегатами наддува. -Труды ЦНИДИ. Рабочие процессы дизелей. Л., 1975, вып.67, с.32-39.
- 40 .Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин. Уч.пособие. 4.1 / Н.К.Рязанцев. - К.: ИСИ, 1993. - 252 с.
- 41 .Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин. Уч.пособие. 4.2 / Н.К.Рязанцев. - Харьков: ХГПУ, 1996. - 388 с.
- 42 .Круглов В.Н., Рыбальченко А.Г. Регулирование турбонаддува ДВС. Двигателестроение. -1983, №8, с.30-32.
- 43 .Круглов М.Г. Агрегаты воздухообеспечения комбинированных двигателей внутреннего сгорания. -М.: Машиностроение, 1973, с.296.
- 44 .Круглов М.Г. Термодинамика и газодинамика двухтактных ДВС. М., Машиностроение, 1963.
- 45 .Круглов М.Г., Дмитриев В.П. Влияние диаметра выпускного трубопровода на показатели газообмена и работы двухтактного двигателя. -Известия ВУЗов. Машиностроение, 1963, №12, с. 158-166.

- 46 .Круглов М.Г., Егоров Я.А. Расчетно-экспериментальное определение параметров газа в выпускной системе двигателя при импульсном наддуве. —В сб.: Проблемы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1972, с. 109-123.
- 47 .Круглов М.Г., Федюшин В.Ф. Расширение диапазона работы комбинированного двухтактного двигателя. М., 1977, с.21 (Труды МВТУ им. Баумана).
- 48 .Кузнецов Т.Ф. и др. Совместная работа тепловозного двигателя и агрегатов наддува с дополнительным разгоном турбокомпрессора в переходном режиме.-“Энергомашиностроение”, 1971, №2, с. 18-20.
- 49 .Левкович С.А., Зеленов В.В. Определение расхода газа через регулируемую ступень турбины турбокомпрессора. -Двигатели внутреннего сгорания. -Харьков: Изд-во Харьк. Ун-та, 1971, вып.13, с.86-92.
- 50 .Лившиц С.П. Аэродинамика центробежных компрессорных машин. М.-Л., Машиностроение, 1966, с.340.
- 51 .Математическое моделирование рабочего цикла развернутого дизеля 10Д100 /Симсон А.Э., Розенблит Г.Б., Круshedольский А.Г., Пелепейченко В.И., Шаройко Н.А., Теслик А.Г.; - ХИИТ, Харьков, 1985.-14 с,- Деп. в ЦНИИТЭИМПС 1.08.85, №3020.
- 52 .Методика диагностирования технического состояния тепловозных дизелей в эксплуатации./ Симсон А.Э., Подчесов Э.Н., Круshedольский А.Г., Шаройко Н.А. //Межвуз. сб. науч. тр. Повышение топливной экономичности тепловозных дизелей и теплопотребляющих установок ж.-д. транспорта. - Харьков, ХИИТ, 1986. - С.11-18.
- 53 .Мизернюк Г.Н., Козлов В.С. Исследование характеристик комбинированного ДВС с регулируемыми агрегатами наддува. -Там же, 1977, вып.26, с.87-91.

- 54 .Мороз В.И. Математическое планирование исследования при оптимизации показателей турбопоршневого дизеля. -В кн.: Двигатели внутреннего сгорания. Харьков: Вища школа, 1976, вып.24, с.96-102.
- 55 .Нейман К. Влияние скорости сгорания на рабочий процесс бескомпрессорного дизеля. /Сб. монографий из иностранной литературы “Двигатели внутреннего сгорания”, ОНТИ, 1936.
- 56 .Нейман К. Кинетический анализ процесса сгорания в дизеле. /Сб. монографий из иностранной литературы “Двигатели внутреннего сгорания” , Т.1V, Машгиз, 1936.
- 57 .Одинцов В.И. Методика расчета продолжительности процесса сгорания в мало - и среднеоборотных ДВС с учетом влияния конструктивных факторов //Двигателестроение. - 1990. -№4.- С.27.
- 58 .Орлин А.С. и др. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей. М., “Машиностроение”, 1971.
- 59 .Орлин А.С., Круглов М.Г. Комбинированные двухтактные двигатели. - М.: Машиностроение, 1968. - 576 с.
- 60 .Орлин А.С., Терский О.В. К исследованию процессов в выпускных системах двухтактных комбинированных двигателей. -Вестник машиностроения, 1966, №3, с.25-30.
- 61 .Патент Великобритании № 1440313, кл. 1Т, опубл. 1976.
- 62 .Патент США №3069070, фирма Вортингтон, США, IX-X, 1963, с.50.
- 63 .Патент США №3173242, кл.60-13, опубл. 1965.
- 64 .Патент США №3188797, кл.60-13, опубл. 1965.
- 65 .Патент США №3396534, кл.60-13, опубл. 1967.
- 66 .Патент США №3906725, кл.60-600, опубл. 1975.
- 67 .Патент США №3922108, кл.415-116.
- 68 .Патент США №3972644, кл.415-163, опубл. 1976.
- 69 .Патент США №4075849, кл.60-602, опубл. 1978.

- 70 .Патент США №4084378, кл.60-602, опубл. 1978.
- 71 .Патент США №4098085, кл.60-600, опуб. 1978г.
- 72 .Патент США №4120156, кл.60-602, опубл. 1978.
- 73 .Патент ФРГ №2333525, кл.01Д9/04, опубл. 1975.
- 74 .Пелепейченко В.И. Моделирование турбулентного движения заряда в цилиндре двигателя внутреннего сгорания на основе метода крупных частиц. // Харьков, 1994 - 13 с. - Деп. в ГНТБ Украины, №127-Ук 95, 16.01.95.
- 75 .Пелепейченко В.И. Улучшение показателей двигателей внутреннего сгорания на основе совершенствования локальных характеристик процессов газообмена. /Дисс. д-ра техн. наук. Харьков, ХарГАЖТ, 1995.
- 76 .Пелепейченко В.И., Каминский В.Н., Мамин Б.В. Выбор системы газотурбинного наддува для дизеля КамАЗ-740. // Тезисы докладов Всесоюзной Научно-Техн. конф. “Проблемы создания и использования двигателей с высоким наддувом”. Харьков, 1979. с.191-192.
- 77 .Пелепейченко В.И., Курдюков А.П., Сахаревич В.Д., Таратушка В.А.. Выбор системы КМ ГТН перспективного дизеля 12ЧН14/14 для маневренного тепловоза. // Повышение топливной экономичности тепловозных дизелей и теплоэнергетических установок. Межвуз. Сборник науч, трудов. Харьков: ХИИТ, 1986. с.51-63.
- 78 .Пелепейченко В.И., Поляковский Г.М., Боцман В.А. Пути повышения надежности радиально-осевых турбин турбокомпрессоров высокофорсированных дизелей. Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции “Современный уровень и пути совершенствования экономических и экологических показателей двигателей внутреннего сгорания”. Москва, 1982, с. 122.
- 79 .Перфилов В.Г. Исследование центробежного компрессора с поворотными лопатками диффузора. -Энергомашиностроение, 1972, №9, с.24-26.

- 80 .Перфилов В.Г. Регулирование турбокомпрессором. -В кн.: Агрегаты воздухообеспечения комбинированных двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1973, с. 194-221.
- 81 .Перфилов В.Г. Улучшение характеристик ТПД регулированием турбокомпрессора. -В кн.: Турбопоршневые двигатели. М.: Машиностроение, 1965, с.86-93.
- 82 .Поляковский П.В., Кельштейн Д.М. Анализ систем газотурбинного наддува автотракторных дизелей. -В кн.: Двигатели внутреннего сгорания. Харьков: Вища школа, 1978, вып.28, с.53-58.
- 83 .Портнов Л.А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. Теория, рабочий процесс, характеристики. -М.: Машгиз, 1963, с.639.
- 84 .Процессы в перспективных дизелях /Под ред. А.Ф.Шеховцова.-Х.: Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992.-352 с.
- 85 .Работа дизелей в условиях эксплуатации /Под ред. А.К.Костина. - Л.: Машиностроение, 1989.-284 с.
- 86 .Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. Х.:, Изд-во Харьк. ун-та, 1980. - 168 с.
- 87 .Райков И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания. М.: «Высшая школа» . 1975. -320 с.
- 88 .Реклейтис Г., Рейнвиндран А., Регсдейл К. Оптимизация в технике: В 2-х книгах. Пер. с англ.-М.: Мир, 1986.-343 с.
- 89 .Ровенский И.Л., Анимов Ю.А. Расширение полезного диапазона характеристик центробежного компрессора транспортного двигателя. “Двигателестроение”, 1989, №4, с.27-28.
- 90 .Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. -М.: Машиностроение, 1977. - 216 с.

- 91 .Рыбальченко А.Г. Автоматическое регулирование турбонаддува дизелей. Киев-Донецк. Головное издательство издательского объединения. “Вища школа”, 1984, с. 152.
- 92 .Рязанцев Н.К., Алехин С.А., Перерва П.Я., Бородин Ю.С., Бородин Д.Ю. Улучшение процесса газообмена двухтактного транспортного двухтактного дизельного двигателя 6ДН 12/2х12 за счет совершенствования конфигурации и размеров впускных окон цилиндра *И Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. Сб. научных трудов ХГПУ.- Харьков, 1998,-4.2. С.93-96.*
- 93 .Рязанцев Н.К., Бородин Д.Ю., Перерва П.Я., Алехин С.А., Куницын П.Е., Бородин Ю.С. Улучшение эксплуатационной топливной экономичности транспортного двухтактного дизельного двигателя 6ДН12/2Л2 *И Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. Сб. научных трудов ХГПУ.-Харьков, 1998,-4.2. С.97-100.*
- 94 .Рязанцев Н.К., Бородин Ю.С., Бородин Д.Ю., Перерва П.Я., Краюшкин И.А. Расширение диапазона работы транспортного двухтактного газотурбинного дизельного двигателя 6ДН12/2Л2 // *Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. Сб. научных трудов ХГПУ.- Харьков, 1998,-4.2. С.89-92.*
- 95 .Рязанцев Н.К., Краюшкин И.А., Куницын П.Е., Перерва П.Я., Бородин Д.Ю., Овчаров Е.Н. Совершенствование эксплуатационных характеристик транспортных 2-х тактных двигателей типа 6ДН за счет использования дифференциального привода компрессора наддувочного воздуха // *Авиационно-космическая техника и технология: труды Государственного Аэрокосмического Университета им. Жуковского ”Харьковский Авиационный Институт”.*(18-22 сентября 1998г) -Харьков: Гос. Аэрокос. УНТД “ХАИ”, 1998 -С27-30.

- 96 .Рязанцев Н.К., Куницын П.Е., Перерва П.Я., Бородин Д.Ю. Выбор оптимальных размеров разделенных выпускных коллекторов высокооборотного двухтактного дизельного двигателя типа 6ТД // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье: Тр. междунар, научно-техн. конф.-Харьков, 1999.Ч.2.-с354-357.
- 97 .Рязанцев Н.К., Пелепейченко В.И., Бородин Ю.С., Алехин С.А., Бородин Д.Ю. Оценка эффективности турбонаддува транспортного двухтактного газотурбинного дизельного двигателя 6ДН 12/2х12 с различными типами выпускной системы // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье. Сб. научных трудов ХГПУ.-Харьков, 1998,-4.2. С.107-111.
- 98.Рязанцев Н.К., Пелепейченко В.И., Перерва П.Я., Бородин Д.Ю. Выбор оптимального закона изменения привода компрессора наддувочного воздуха высокооборотного двухтактного дизельного двигателя типа 6ТД // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье: Тр. междунар, научно-техн. конф.-Харьков, 1999.Ч.2.-с350-353.
- 99 .Рязанцев Н.К., Перерва П.Я., Пелепейченко В.И., Бородин Д.Ю. Исследование влияния особенностей выпускной системы на протекание процесса газообмена транспортного двухтактного газотурбинного двигателя типа 6ДН// Авиационно-космическая техника и технология: труды Государственного Аэрокосмического Университета им. Жуковского "Харьковский Авиационный Институт".(18-22 сентября 1998г) -Харьков: Гос. Аэрокс. УНТД "ХАИ", 1998-С79-81.
- 100 .Рязанцев Н.К., Петренко Ю.Г., Анимов Ю.А. и др. Влияние конструкции выходных элементов рабочего колеса на характеристики центробежного компрессора//Энергомашиностроение. 1977. №4. С. 12-14.

- 101 .Сахаревич В.Д. Оптимизация конструктивных параметров систем воздухообеспечения дизелей по среднеэксплуатационному расходу топлива. - Дисс. докт. техн. наук. - Харьков: ХИИТ, 1984.- 527 с.
- 102 . Симсон А.Э. Выбор рациональной выхлопной системы двухтактного двигателя с газотурбинным наддувом. -В сб.: Рабочие процессы. Тепловозные и судовые двигатели. Харьков: Транспорт, 1961, точ.ХХХП, с. 149-162.
- 103 .Симсон А.Э. Газотурбинный наддув дизелей. - М.: Машгиз, 1964. - 248с.
- 104 .Симсон А.Э., Сахаревич В.Д. Оптимизация систем воздухообеспечения дизелей по среднеэксплуатационному расходу топлива //Двигателестроение,- 1985.-с.3-5.
- 105 .Симсон А.Э., Сахаревич В.Д., Круshedольский А.Г. Методика расчета системы турбонаддува с преобразователями импульсов. // Вопросы диагностики и совершенствования работы двигателей внутреннего сгорания. // Труды РИИЖТ. Ростов-на-Дону, 1978. Вып. 146. с.67-75.
- 106 .Симсон А.Э., Ерощенко С.А., Круshedольский А.Г. Определение параметров состояния газа в элементах многоколлекторных выпускных систем дизелей. - В кн.: Двигатели внутреннего сгорания. Харьков: «Основа», 1990. С.9-15.
- 107 .Симсон А.Э., Сахаревич В.Д., Оптимизация систем воздухообеспечения дизелей по среднеэксплуатационному расходу топлива. // Двигателестроение. 1985. с.3-5.
- 108 . Симсон А.Э., Сахаревич В.Д., Пелепейченко В.И. Метод определения расходной характеристики турбины, работающей в импульсной системе наддува ДВС. // Вопросы теплообмена и гидродинамики транспортных и промышленных установок. Вып.634. М.:МИИТ,1979. с.69-79.
- 109 .Симсон А.Э., Сахаревич В.Д., Пелепейченко В.И., Петросян В.А. Оптимизация конструктивных параметров дизеля и турбокомпрессора. // Тезисы

докладов Всесоюзной Научно-Техн. конф. “Актуальные проблемы развития двигателей внутреннего сгорания”. Л.: Судостроение, 1990. с.16-17.

110 .Симсон А.Э., Счастный Е.Е., Лесовицкий И.В., Пелепейченко В.И. Оценка путей реализации характеристики двигателя постоянной мощности дизеля 6ЧН12/14. Ден. ЦНИИТЭТЯЖМАШ, 4.09.89, №445, ТМ-89.

111 . Система регулирования двигателя внутреннего сгорания с наддувом : Пат. 2055995 Россия, МКИ⁶ F 02 В 37/00 / Шапран В.Н., Жигин В.И., Петухов С.В.; Ряз. высш. воен, автомоб. инж. уч-ще.- № 5022677/06; Заявл. 16.1.92; Опубл. 10.3.96, Бюл. №7.

П2.Соболь В.Н., Зельдес Н.Л., Погребняк В.В. Регулирование воздухообеспечения двигателя с помощью закрутки потока перед колесом центробежного компрессора. -“Энергомашиностроение”, 1973, №6, с.21-23.

113 .Степанов Г.Ю. Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей. -М.: Машгиз, 1958, с.350.

114 .Стечкин Б.С. и др. Теория реактивных двигателей. Лопаточные машины. -М.: Оборонгиз, 1956, с.548.

115 .Техническая термодинамика: Учебник для вузов / В.А.Кириллин, В.В.Сычев, А.Е.Шейндлин. - М.:Энергоатомиздат. 1983. - 416 с.

116 .Тракторные моторно-трансмиссионные установки с двигателями постоянной мощности / С.И.Дорменев, А.П.Банник, И.А.Коваль, Ю.Б.Моргулис. - М.: Машиностроение. 1987. - 184 с.

И7.Турбонаддув высокооборотных дизелей /А.Э. Симсон, В.Н.Каминский, Ю.Б.Моргулис и др. - М.: Машиностроение, 1976. - 206 с.

118 .Фрадкин Б.В. Регулируемый гидромеханический привод турбокомпрессора двухтактного турбопоршневого двигателя (Вопросы оборонной техники). Сер. XX-1980. Вып.92, с.4-8.

- И9.Ханин Н.С. Особенности рабочего процесса радиально-осевой турбины на пульсирующем потоке. -Известия ВУЗов. Машиностроение, 1973, №1, с.105-109.
- 120 .Хомич А.З. Топливная эффективность и вспомогательные режимы тепловозных дизелей. - М.: Транспорт. 1987. -271 с.
- 121 .Циннер К. Наддув двигателей внутреннего сгорания. Пер. с нем. Л.: Машиностроение, 1978. - 216 с.
- 122 .Ципленкин Г.Е. Возможный диапазон регулирования лопаточным диффузором центробежного компрессора для наддува дизелей. - Тр.НАМИ, 1970, вып. 124, с.48-54.
- 123 .Шошин Ю.С. О методике исследования тепловыделения в период горения топлива в двигателях с воспламенением от сжатия. //Энергомашиностроение. 1958. №1.
- 124 .Шокотов Н.К., Мороз В.И. О влиянии постановки вариатора между коленвалом и турбокомпрессором тепловозного дизеля на его топливную экономичность. - Деп. в НИИИНФОРМТЯЖМАШ, №203-Харьков, 1977. - С.8.
- 125 .A variable geometry turbocharger for an internal combustion engine: Заявка 2319811 Великобритания, МПК⁶ F 01 D 17/14 I Walscham Brian Ernest; Holstel Engineering Co. Ltd.- №9620596.8; Заявл. 3.10.96; Оpubл. 3.6.98; НПК FIT.
- 126 .An improvement of part load performance of diesel engines operating at constant speed conditions I Abdel-Rahman A. A., Ibrahim M.K., Said A. A. II Proct. Inst. Meeh. Eng. A.-1994.-208,№1.-С. 21-25.- Англ.
- 127 .Diesel and Gas Turbine Progress. N6, VI, 1968, p.54-55.
- 128 .Gas and Oil Power, N738, XI-XII, 1967, p.167-167.
- 129 .Hydraulic supercharging system: Пат. 5421310 США, МКИ⁶ F 02 B 33/40 I Kapich Davorin.- №214226; Заявл. 17.3.94; Оpubл.6.6.95; НКИ 123/565.

- 130 . Muzio L.J., Starkman E.S., Caretto L. The Effect of Temperature Variation in the Engine Combustion Chamber on Formulation and Emission of Nitrogen Oxides. - SAE Paper 700182, 1970, 20 p.
- 131 .Riband Y., Avram P. Etudes theorique et experimentale d'un compresseur centrifuge a taux de compression eleve, en regime partiel.- Entropie, 1974, N58, p.9-16.
- 132 .Turbo charger arrangement for an internal combustion engine: Пат. 5623825 США, МКИ⁶ F 02 В 37/12 / Kempka Karl-Heinz, Stratz Peter; MC Micro Kompakt Car AG.- №708891; Заявл. 5.9.96; Опубл. 29.4.97; НКИ 60-602.
- 133 .Turbocharged internal combustion engine: Пат. 5611201 США, МКИ⁶ F 01 В 29/10 I Sumser Siegfried, Schmidt Erwin, Schillings Herbert; Stirling Thermal Motors, Inc.-№536996; Заявл. 29.9.95; Опубл. 18.3.97; НКИ 60-517.
- 134 .Turbocharged internal combustion engine: Пат. 5697217 США, МПК⁶ F 02 В 37/007 I Ramsden John Nigel, Drake Ian Walter; GEC - Alsthom Diesel Ltd.-№787860; Заявл. 23.1.97; Опубл. 16.12.97; НКИ 60-612.
- 135 .Turbocharger with supplementary air drive: Заявка 2319305 Великобритания, МПК⁶ F 02 С 6/12 I Bevan Philip Gerald.- № 9623279.8; Заявл. 8.11.96; Опубл. 20.5.98; НКИ FIG.
- 136 .Yoshimo Masaji И Nippon kogvo daigaku kenkyu hokoku=Rept Res. Nippon Inst. Technol.-1997.-27,№2.-С.253-256.-Яп.
- 137 .Zigler G. Regeleingriff am turbolader eines Diesel motors - MTZ. 1978. N7.

ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗМЕРЕНИЙ

В ходе экспериментальных исследований определялись основные параметры двигателя 6ТД, на основании которых были сделаны основные выводы о влиянии регулирования передаточного отношения привода нагнетателя на основные показатели дизеля 6ТД, а именно:

- частота вращения коленчатого вала, n ;
- давление над дува, P_k ;
- температура газов перед турбиной, T_t ;
- температура газов за турбиной, T_r ;
- расход топлива, B ;
- расход воздуха через компрессор, G_s ;
- крутящий момент, $M_{кр}$;
- максимальное давление сгорания, P_z ;
- эффективная мощность, N_e ;
- удельный эффективный расход топлива, g_e .

Схема стенда для испытания дизеля 6ТД приведена на рисунке 5.1а. На рисунке 5.1б приведены максимальные значения абсолютных погрешностей прямых измерений.

Как отмечалось, стенд и методика проведения испытаний соответствовали стандарту [18].

Значения n , P_k , T_t , T_r , $M_{кр}$, B , определялись путем прямых измерений, а N_e , G_s , P_z и g_e - путем косвенных.

Приведенные на рисунке 5.1б максимальные значения абсолютных погрешностей прямых измерений определялись при поверке и тарировке измерительных приборов.

Оценка погрешностей измерений, производимых при экспериментальных исследованиях дизеля 6ТД, выполнялась с использованием известных методов, описанных в [29], а результаты оценки погрешностей имеют вспомогательный характер. Поэтому описание методов и результатов оценки погрешности экспериментальных исследований помещено в данное приложение.

Для оценки достоверности прямых измерений использованы следующие критерии:

1) при условии однократного измерения:

-абсолютная ошибка результата прямого измерения

$$G_n = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n A_{ai}^2}$$

где A_{ai} - абсолютные предельные погрешности элементов измерительного комплекса, определяемые по классу точности прибора или при поверке /тарировке/, n - число элементов измерительного комплекса, вносящих по-

грешность в результаты измерения,

относительная среднеквадратичная ошибка результата измерений

$$\sigma = \frac{G_n}{C_n}$$

где C_n - результат измерения.

2) при условии серии измерений одного параметра:

абсолютная средняя квадратичная погрешность результата серии измерений

$$G_n = \pm \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (\Delta a_i)^2}$$

где Δa_i - погрешность отдельного измерения;

n - число измерений;

абсолютная погрешность результата измерений

где t_a - коэффициент Стьюдента для заданной надежности p и числа произведенных измерений t ;
относительная погрешность результата серии измерений

$$\epsilon_n = \frac{Aa}{a} 100,$$

3) для оценки результатов косвенных измерений, определяемых зависимостью вида $y=f(z_1, z_2, \dots, z_j)$

абсолютная средняя квадратичная ошибка

$$G_y = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial f}{\partial z_i} \Delta z_i \right)^2}$$

где Δz_i - погрешность измеряемой величины;

относительная ошибка косвенного измерения

$$\delta_y = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial \ln f}{\partial z_i} \Delta z_i \right)^2}$$

Ниже рассмотрены примеры оценки погрешностей измерений, проведенных в экспериментальных исследованиях.

Оценка погрешности измерения мощности

Эффективная мощность двигателя в ходе измерений определялась по формуле $N_e = 1,025 \cdot 10^{-3} \cdot M \cdot n$, кВт,

где M - крутящий момент кГс-м;

n - частота вращения коленчатого вала, мин.⁻¹.

Оценим относительную ошибку измерения N_e на режиме номинальной мощности ($n=2800$ мин.⁻¹, $N_e=735$ кВт).

Нагрузка на дизель создается двумя гидравлическими тормозами, каждый из которых создает тормозной момент 128 кГс*м.

Относительная максимальная ошибка измерения крутящего момента $\delta M = 1/128 = 7,8 \cdot 10^{-3}$.

Относительная максимальная ошибка измерения частоты вращения коленчатого вала тахогенератором $\delta_{\pi} = 5/2 \cdot 800 = 1,78 \cdot 10^{-3}$.

Относительная ошибка измерения эффективной мощности на режиме номинальной мощности

$$S_{Ne} = N_p, +8; = \pm 8 \cdot 10^{-3} / (1,78 \cdot 10^{-3}) = 8 \cdot 10^{-3}$$

На режиме максимального крутящего момента ($\pi = 2050$ мин.⁻¹, $N_e = 735$ кВт) $\delta_{\pi} = 5/2050 = \pm 2,44 \cdot 10^{-3}$ и $S_{Ne} = \pm 6,5 \cdot 10^{-3}$.

Таким образом, на режимах внешней характеристики максимальная относительная ошибка измерения мощности не превосходит $\pm 0,025$ (или 2,5%)

Оценка относительной ошибки измерения удельного эффективного расхода топлива

Удельный эффективный расход топлива определяется по формуле $g = \frac{B}{N_e}$

где B - часовой расход топлива, N_e - эффективная мощность, кВт.

На режиме номинальной мощности $B = 202,8$ кг/час, $\delta_B = 1/202,8 = 4,93 \cdot 10^{-3}$, $S_{Ne} = \pm 8 \cdot 10^{-3}$, следовательно

$$= \pm 9,3 \cdot 10^{-3} \cdot (8 \cdot 10^{-3})^2 = 9,4 \cdot 10^{-3}$$

На режиме максимального крутящего момента $B = 162$ кг/час, $\delta_B = 1/162 = 6,17 \cdot 10^{-3}$, $\delta_{N_e} = \pm 6,5 \cdot 10^{-3}$, $\delta_{g_e} = 8,96 \cdot 10^{-3}$.

Допустимая максимальная относительная ошибка $\delta_{g_e} = 3,5 \cdot 10^{-2}$ (3,5%). Таким образом, ошибка измерения удельного эффективного расхода топлива не превосходит допустимого значения.

а

Оценка относительной ошибки измерения расхода воздуха

Расход воздуха определялся с помощью суживающего устройства /дрессельной шайбы/. На шайбе измерялся перепад давлений δp . Максимальная абсолютная погрешность измерения равна ± 5 мм.вод.ст. (± 49 Па). Максимальная относительная погрешность $\delta_p = \pm 5/450 = \pm 0,011$.

Расход вычислялся по формуле

$$G_s = C - 4XP \quad ,$$

где $C \sim \sqrt{t-6} k_t d_{20}^2 p^{0,5}$,

β - коэффициент расхода,

ξ - коэффициент, учитывающий расширение среды,

k_t - поправочный множитель, учитывающий тепловое расширение шайбы при температуре среды, отличной от 20°C,

d_{20} - диаметр отверстия шайбы при температуре 20°C,

ρ - плотность среды.

Значения поправочных коэффициентов β , ξ , k_t не являются постоянными, но они изменяется в узких пределах. Диаметр шайбы d_{20} - величина постоянная. Плотность воздуха на входе в шайбу входит в степени 0,5. Поэтому при технических измерениях часто принимают, что $C = \text{const}$ на всех режимах. Значение C можно определить для характерного режима измерения расхода либо расчетным путем, либо путем тарировки.

Если принять $C = \text{const}$, то относительная погрешность измерения расхода $\delta_y = 0,5 * \xi p = 0,5 * 0,011 = 0,0055$ (0,5%).

Реально относительную погрешность технических измерений с помощью шайбы оценивают величиной δ_c %. Увеличение δ_c связано с дополнительными погрешностями, вызванными непостоянством значения коэффициента C , а также наличием некоторых, хотя и незначительных по амплитуде, пульсаций расхода воздуха на входе в компрессор. Последние вызваны периодичностью процессов продувки-наполнения цилиндров.

Допустимая погрешность измерения расхода воздуха составляет $\pm 5\%$.

Оценка ошибки измерения температуры выпускных газов

Наиболее сложно оценить погрешность измерения средней температуры выпускных газов. Приведенная на рисунке 5.16 величина предельной абсолютной погрешности измерения температуры газов в выпускном коллекторе $\pm 10^\circ\text{C}$ - это погрешность регистрации собственной температуры инерционной термо-

Методическая погрешность измерения температуры возникает из-за лучистого теплообмена термопары с более холодными стенками коллектора и значительных колебаний параметров потока /температуры, скорости, плотности/, в который погружена термопара.

Поэтому собственная температура термопары не совпадает ни со средней температурой газа, ни, тем более, с мгновенной температурой газа.

Обычно приемлемым считают [26] абсолютную погрешность измерения средне-массовой температуры газов перед турбиной $\pm 25^\circ\text{C}$.

Оценка ошибки измерения максимального давления сгорания

Максимальное давление сгорания P_z определялось по индикаторным диаграммам, снятым пневмоэлектрическим индикатором МАИ-5М. Абсолютное значение P_z находилось по формуле

$$P_z = \frac{h_n}{h_t} \cdot \frac{133,33 \cdot B}{10^6}, \text{ МПа,}$$

P_t - давление тарировки измерительного канала, МПа, h_n - расстояние по ленте диаграммы от линии нулевой отметки до точки на кривой давления, мм, h_t - расстояние от нулевой отметки до линии известного давления (тарировочной линии), мм, B - барометрическое давление, мм.рт.ст.

Максимальная относительная погрешность измерения P_z определяется по формуле

$$S_{P_z} = \sqrt{S_{P_t}^2 + 8^2 h_t + 5^2 P_t + 5^2 B},$$

Максимальная относительная ошибка определения давления тарировки $S_{P_t} = 0,006$ (манометр с пределом измерения 160 кг/см^2 , класс 0,6).

При определении ошибки снятия ординат с ленты диаграммы исходим из того, что абсолютная погрешность измерения с помощью линейки составляет 1 мм. Ошибка измерения ординаты при определении максимального давления сгорания оценим величиной $\pm 2 \text{ мм}$. Увеличенная погрешность обусловлена разбросом отдельных точек в зоне максимального давления.

При $P_t = 13,5 \text{ МПа}$ измеренная ордината максимального давления $h_n = 119 \text{ мм}$, измеренная ордината тарировочной кривой $h_t = 115 \text{ мм}$ при

$P_T=13\text{МПа}$. Абсолютная погрешность измерения барометрического давления $\Delta B=\pm 3\text{мм.рт.ст.}$. Отсюда получим значения относительных погрешностей:

$$\delta P^A=0,006, \delta P^B=0,0017, \delta P^C=0,00869, \delta P^D=0,004.$$

Окончательно относительная погрешность измерения максимального давления сгорания $\delta P_z=\pm 0,0204$. Абсолютная ошибка измерения максимального давления при $P=13,5\text{МПа}$ составляет $\pm 0,27\text{МПа}$.

Міністерство промислової політики України

тт

Казенне підприємство
"ХАРКІВСЬКЕ КОНСТРУКТОРСЬКЕ
БЮРО З ДВИГУНОБУДУВАННЯ"

В их. N

від

" Утверждаю "

На N

Головного конструктора КП "Харь-
ковское конструкторское бюро
по двигателестроению"
И.А.Краюшкин
1999г.



АКТ

об использовании в КП "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению" результатов диссертационной работы " Улучшение технико-экономических показателей двухтактного дизеля 6ТД на основе выбора оптимальных параметров системы наддува", выполненной аспирантом БОРОДИНЫМ Д.Ю.

Настоящий акт составлен комиссией, созданной по распоряжению главного инженера КП "ХКБД" Васильченко В.Л. в составе:

председатель - начальник научно-исследовательского отдела, кацд.техн.наук, Куницын П. Е.,

члены комиссии - начальник лаборатории агрегатов наддува

Петренко Ю.Г.,

- начальник сектора, канд.техн.наук,

Акимов Ю.А.


Комиссия отмечает:

1. Диссертационная работа выполнена в соответствии с основными направлениями Государственной программы развития производства двигателей внутреннего сгорания, утвержденной постановлением Каби-

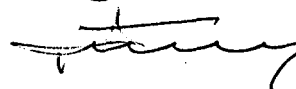
нета Министров Украины № 95 от 16.06.1996 г. и планом создания новой техники КП "ХКБД".


2. Предложенные в диссертации рекомендации по выбору оптимальной выпускной системы и ее конструктивных параметров, а также рекомендации по выбору оптимальной характеристики регулирования передаточного отношения привода нагнетателя наддувочного воздуха в зависимости от частоты вращения коленчатого вала, нагрузки и температуры окружающей среды приняты для использования / внедрения / при разработке перспективных модификациях дизеля 6ТД.

Председатель комиссии

 Д. Е. Куницын

Члены комиссии

 Ю. Г. Петренко

 Ю. А. Анимов