

**Д.А. САННИКОВ**

*Курсовое проектирование по  
дисциплине «Тракторы и  
автомобили»*

Красноярск 2018

## **Д.А. САННИКОВ**

### *Курсовое проектирование по дисциплине «Тракторы и автомобили»*

ББК

УДК

Санников Д.А. Курсовое проектирование по дисциплине «Тракторы и автомобили». – Красноярск, 2018. – 205 с.

Учебно-методическое пособие подготовлено в соответствии с ФГОС ВО а также учебной программой дисциплины «Тракторы и автомобили» и предназначено для студентов вузов очной и заочной форм обучения по направлению 35.03.06 – Агроинженерия, профиль «Технические системы в агробизнесе» и «Технический сервис в агропромышленном комплексе».

В учебно-методическом пособии приведены необходимые исходные данные по расчету автотракторных двигателей, указаны объем и сроки выполнения, а также необходимые справочные данные. Последовательно изложены методики расчета и построения тяговых характеристики трактора, а также основные сведения по расчету двигателей и их систем. В компактном виде даны основные формулы и необходимые разъяснения к ним.

Дана методика определения и графического построения основных параметров автомобиля при его тягово-динамическом и топливно-экономическом расчете; проведен краткий анализ влияния конструктивных и эксплуатационных факторов на тяговую динамику и топливную экономичность.

Рецензенты:           1.  
                                  2.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА .....	9
1.1 Тематика курсового проекта.....	9
1.2 Структура и объем курсового проекта .....	10
1.3 Оформление проекта .....	12
1.4 Защита курсовых проектов .....	14
2 ТЯГОВЫЙ РАСЧЁТ ТРАКТОРА И АВТОМОБИЛЯ.....	16
2.1 Тяговый расчёт трактора.....	16
2.2 Тяговый расчёт грузового автомобиля.....	21
Контрольные вопросы .....	23
3 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ДВИГАТЕЛЯ.....	25
3.1 Выбор исходных данных для теплового расчета двигателя .....	25
3.2 Определение параметров рабочего тела.....	27
3.3 Расчёт параметров рабочего цикла .....	32
3.3.1 Процесс впуска.....	32
3.3.2 Процесс сжатия .....	37
3.3.4 Процесс расширения и выпуска .....	45
3.4 Построение индикаторной диаграммы.....	50
3.5 Индикаторные показатели рабочего цикла .....	56
3.6 Эффективные показатели двигателя.....	58
3.7 Определение основных размеров и удельных параметров двигателя .....	60
3.8 Внешний тепловой баланс двигателя .....	62
3.9 Анализ результатов теплового расчёта двигателя .....	64
Контрольные вопросы .....	65
4 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА.....	67
4.1 Перемещение поршня.....	68
4.2 Скорость поршня.....	68
4.3 Ускорение поршня .....	69
Контрольные вопросы .....	72

5 ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА.....	74
5.1 Силы, действующие на поршневой палец.....	74
5.2 Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала.....	83
5.3 Нагруженность шатунной шейки и определение её размеров...	87
5.4 Построение диаграммы тангенциальных сил.....	91
5.4.1 Построение диаграммы суммарной тангенциальной силы рядного 2-х цилиндрового 4-х тактного двигателя.....	91
5.4.2 Построение диаграммы суммарной тангенциальной силы для рядных 4-х тактных двигателей.....	93
5.4.3 Построение диаграммы суммарной тангенциальной силы V-образных двигателей.....	94
5.5 Расчёт параметров маховика.....	107
Контрольные вопросы.....	109
6 РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ.....	111
6.1 Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя...	111
6.2 Внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя.	115
Контрольные вопросы.....	118
7 РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ОСНОВНЫХ СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ.....	119
7.1 Расчёт смазочной системы двигателя.....	119
7.1.1 Определение основных показателей смазочной системы.....	119
7.1.2 Расчет масляного насоса.....	120
7.1.3 Расчет масляного радиатора.....	122
7.1.4 Выбор моторного масла.....	124
7.2 Расчет системы жидкостного охлаждения двигателя.....	125
7.2.1 Расчет жидкостного радиатора.....	125
7.2.2 Расчет жидкостного насоса.....	127
7.2.3 Подбор вентилятора.....	128
7.3 Расчет системы воздушного охлаждения двигателя.....	129
7.3.1 Расчет параметров оребрения.....	129
7.3.2 Расчет воздушного вентилятора.....	131
7.4 Расчет пускового устройства.....	132

Контрольные вопросы .....	134
8 РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА.....	136
8.1 Определение параметров трансмиссии .....	136
8.2 Определение показателей тяговой характеристики .....	139
8.3 Энергетический баланс .....	143
8.4 Анализ показателей тяговой характеристики .....	148
Контрольные вопросы .....	149
9 РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКОЙ И ТОПЛИВНОЙ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБИЛЯ .....	151
9.1 Определение параметров трансмиссии .....	151
9.2 Расчет и построение динамической характеристики .....	154
9.3 Анализ универсальной динамической характеристики.....	163
9.4 Расчет и построение экономической характеристики .....	164
Контрольные вопросы .....	174
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	175
ПРИЛОЖЕНИЕ А (обязательное).....	176
ПРИЛОЖЕНИЕ Б (обязательное). .....	178
ПРИЛОЖЕНИЕ В (обязательное).....	180
ПРИЛОЖЕНИЕ Г (обязательное). .....	182
ПРИЛОЖЕНИЕ Д (обязательное).....	188
ПРИЛОЖЕНИЕ Е (обязательное). .....	195
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж (обязательное).....	199
ПРИЛОЖЕНИЕ З (обязательное). .....	201
ПРИЛОЖЕНИЕ И (обязательное).....	201
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	203

## ВВЕДЕНИЕ

Федеральный государственный образовательный стандарт высшего образования по направлению подготовки 35.03.06 «Агроинженерия» предусматривает оценку технического уровня энергетических средств АПК, направлений и методов улучшения технико-экономических и экологических параметров тракторов, автомобилей и других мобильных машин. По рабочей программе дисциплины «Тракторы и автомобили» предусмотрено выполнение курсового проекта, включающего две части:

- теория и расчет двигателя внутреннего сгорания;
- теория и расчет трактора и автомобиля.

**Курсовой проект** – документ, представляющий собой форму отчетности по самостоятельной работе студента, включающий аналитическую, графическую и расчетную часть.

Курсовой проект по дисциплине «Тракторы и автомобили» имеет комплексный характер с полным расчетом энергетического средства (трактора или автомобиля) по индивидуальному заданию и включает:

- анализ и обоснование исходных данных и расчетных параметров;
- тепловой, кинематический и динамический расчет двигателя внутреннего сгорания;
- построение внешней скоростной характеристики двигателя;
- определение параметров систем двигателя;
- тягово-динамический и топливно-экономический расчеты трактора или автомобиля.

Цель курсового проекта состоит в формировании у студентов компетенции для решения профессиональных задач по эффективному использованию энергетических средств и овладении методикой и навыками самостоятельного решения задач по проектированию, расчету и оценке технико-экономических показателей энергетических средств (тракторов, автомобилей и др. мобильных машин).

Выполнение курсового проекта предусматривает решение следующих задач:

- развитие творческой самостоятельности применения полученных знаний, умение использовать литературные источники, патентную и лицензионную информацию, нормативно-

техническую документацию, результаты научных исследований и другие материалы в решении инженерных задач;

- приобретение навыков и развитие творческого подхода к оценке технического уровня энергетических средств, анализу их мощностных и экономических показателей, сравнению конструктивных разработок отдельных узлов, сборочных единиц, систем и механизмов;

- приобретение навыков расчета основных параметров рабочего цикла и показателей двигателей, динамического расчета силовых механизмов двигателей, тягово-динамического и топливно-экономического расчетов энергетических средств (тракторов и автомобилей);

- освоение методики выполнения и оформления расчетных и графических работ, обобщение и развитие навыков оценки полученных результатов, использование методов программированного расчета на ПК в процессе проектирования и оценки технико-экономических показателей энергетических средств.

Выполнение курсового проекта способствует формированию у студентов профессиональной компетенции: *готовность к обработке результатов экспериментальных исследований.*

По результатам выполнения курсового проекта студент должен **знать**:

- основы теории двигателя, автомобиля и трактора, определяющие их эксплуатационные свойства;

- основные факторы, влияющие на работу машин, и способы обеспечения работы мобильных машин и их агрегатов с максимальной производительностью, экономичностью, безопасной эксплуатацией и выполнением экологических требований;

- требования к эксплуатационным свойствам тракторов и автомобилей;

- методику и оборудование для испытаний тракторов, автомобилей, двигателей и их систем;

**уметь**:

- выполнять основные тепловые, динамические, экономические и экологические расчеты двигателя, в том числе и с применением ПК;

- выполнять основные тяговые и динамические расчеты мобильных машин для оценки качества их работы, в том числе и с использованием ПК, находить оптимальные условия их работы;
- проводить испытания двигателей, тракторов, автомобилей, оценивать эксплуатационные показатели, проводить их анализ;
- применять полученные знания для самостоятельного освоения новых конструкций тракторов и автомобилей;

**владеть:**

- опытом сравнения и выбора различных энергетических средств по назначению, эксплуатационным и экологическим показателям;
- методикой проведения испытаний двигателей внутреннего сгорания, тракторов и автомобилей, а также обработки полученных результатов;
- методикой анализа и оценки режимов работы двигателей, сравнения и выбора различных двигателей по назначению, эксплуатационным и экологическим показателям;
- методикой анализа и оценки режимов работы трактора и автомобиля, сравнения и выбора различных тракторов и автомобилей по назначению, эксплуатационным и экологическим показателям.



# 1 МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

## 1.1 Тематика курсового проекта

Курсовой проект выполняется по индивидуальному заданию в процессе изучения дисциплины «Тракторы и автомобили» (направление подготовки 35.03.06 – Агроинженерия) и состоит из двух частей:

1) расчет показателей рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания;

2) тягово-динамический и топливно-экономический расчеты трактора или автомобиля.

Форма титульного листа курсового проекта представлена в приложении А.

Задание на выполнение курсового проекта (приложение Б) выдается преподавателем индивидуально каждому студенту. Оно включает наименование (модель) прототипа энергетического средства, а также основные исходные данные с учетом условий работы и конструкции. Основные исходные данные для проектирования и расчетов формируются на базе технических параметров и показателей модельных рядов современных и распространенных самоходных энергетических средств сельскохозяйственного и дорожного назначения. Конструктивно-технологические и агротехнические параметры задаются с учетом реальных условий эксплуатации машин и имеющихся практических рекомендаций рационального их использования. Содержание курсового проекта состоит из расчетно-пояснительной записки и графической части. Расчетно-пояснительная записка оформляется с учетом требований ГОСТ 7.32-2001 «Отчет о научно-исследовательской работе. Структура и правила оформления».

Курсовой проект выполняется по одной из следующих тем:

Тягово-энергетические показатели и топливная экономичность трактора.

Тягово-динамические свойства и топливная экономичность автомобиля.

## 1.2 Структура и объем курсового проекта

Выполнение курсового проекта осуществляется по мере изучения дисциплины «Тракторы и автомобили» и состоит из расчётно-пояснительной записки объёмом 45...50 с. рукописного или машинописного текста, а также 2-х листов формата А1 графической части.

Пояснительная записка включает:

- титульный лист (приложение А);
- индивидуальное задание (приложение Б.);
- реферат;
- оглавление;
- введение;
- тяговый расчет (трактора или автомобиля с учетом индивидуального задания);
- тепловой расчет двигателя;
- кинематический расчёт КШМ;
- динамический расчёт КШМ;
- расчет внешней скоростной характеристики двигателя;
- определение основных параметров систем двигателя;
- тягово-динамический и топливно-экономический расчеты (трактора или автомобиля с учетом индивидуального задания);
- выводы и предложения;
- список использованной литературы и источников;
- приложения (по необходимости).

**Пояснительная записка** состоит из двух частей:

**Часть 1.** Расчет двигателя внутреннего сгорания. В данный период выполнения курсового проекта необходимо:

- внимательно ознакомиться с содержанием индивидуального задания, определить поставленные задачи и провести сбор необходимой информации (технической литературы, нормативной документации, патентов, чертежей, схем и т.д.);
- провести расчет потребной мощности двигателя (трактора или автомобиля с учетом индивидуального задания) с учетом заданных агротехнических, динамических, тяговых и др. параметров;
- провести тепловой расчет двигателя, включающий: определение параметров рабочего цикла; определение показателей и основных размеров двигателя; определить составляющие

теплового баланса; провести расчет и построить индикаторную диаграмму рабочего цикла проектируемого двигателя;

- определить кинематические параметры КШМ, построить графические зависимости;

- рассчитать силы, действующие в КШМ, построить графические зависимости;

- определить параметры маховика проектируемого двигателя;

- рассчитать и построить внешнюю скоростную характеристики двигателя;

- провести расчет основных систем двигателя;

**Часть 2.** Тягово-динамический и топливно-экономический расчеты трактора или автомобиля (в соответствии с вариантом задания).

В данный период в соответствии с индивидуальным заданием выполняется тема №1 (расчет трактора) или тема №2 (расчет автомобиля), для чего рекомендуется **теме №1** (расчет трактора):

- обосновать тягово-скоростные параметры проектируемого трактора, рассчитать показатели трансмиссии;

- освоить методику и выполнить расчет теоретической тяговой характеристики трактора;

- построить графически и проанализировать рассчитанную теоретическую тяговую характеристику трактора;

**в теме №2** (расчет автомобиля):

- рассчитать показатели трансмиссии;

- провести динамический расчет автомобиля, включающий определение динамического фактора;

- провести топливно-экономический расчет автомобиля;

- построить графически и проанализировать рассчитанную универсальную динамическую и топливно-экономическую характеристику автомобиля.

**Графическая часть** курсового проекта включает графики и диаграммы.

На листе 1 располагаются графические материалы:

- индикаторная диаграмма рабочего цикла проектируемого двигателя (с учетом поправки Брикса);

- диаграмма сил, приведенных к оси поршневого пальца;

- диаграмма тангенциальной силы одного цилиндра;

- диаграмма суммарной тангенциальной силы смежных цилиндров (в зависимости от варианта индивидуального задания);

- диаграмма суммарной тангенциальной силы двигателя;
- диаграмма результирующей силы, приведенной к оси шатунной шейки;

На листе 2 располагаются графические материалы:

Тема №1(трактор):

- график внешней скоростной характеристики двигателя;
- график теоретической тяговой характеристики трактора.

Тема №2 (автомобиль):

- график внешней скоростной характеристики двигателя;
- график динамической характеристики автомобиля;
- график экономической характеристики автомобиля.

Графический материал выполняют карандашом на миллиметровой бумаге формата А1, А2 или А4 а также в компьютерном исполнении.

### 1.3 Оформление проекта

Графическая часть курсового проекта должна выполняться в соответствии с требованиями методических рекомендаций вуза. Пояснительная записка оформляется на листах А4 рукописным или машинным текстом с использованием ПК с соблюдением следующих правил:

- поля: левое – 30 мм, правое – 10 мм, верхнее – 15 мм, нижнее – 20 мм;
- шрифт размером 14 пт., начертание – Times New Roman;
- межстрочный интервал – полуторный;
- отступ красной строки – 1,25;
- выравнивание текста – по ширине;
- расстановка переносов – авто;
- нумерация рисунков, таблиц и формул – сквозная в пределах раздела;
- порядковый номер таблицы проставляется в левом верхнем углу над ее названием после слова «Таблица»;
- заголовок над таблицей, по центру, точка в конце не ставится.

Текст записки должен быть кратким, технически грамотным, раскрывать сущность работы, содержать результаты расчётов и выводы.

Нумерация страниц записки должна быть сквозной: первой – является титульный лист (номер страницы не ставят); второй – задание на проектирование; третьей – реферат; четвертой – содержание; пятой – введение и т.д. Номер страницы проставляют арабскими цифрами внизу по центру на листе.

Список литературы и приложения включают в сквозную нумерацию.

Иллюстрации (таблицы, чертежи, схемы, графики), которые расположены на отдельных страницах записки, включают в общую нумерацию страниц.

Пояснительная записка должна состоять из разделов, подразделов и пунктов, которые нумеруют арабскими цифрами с точкой в конце. Введение, выводы и предложения, список литературы и приложения не нумеруют. Подразделы нумеруют арабскими цифрами в пределах раздела, а пункты – в пределах каждого подраздела, например: «3.3» (третий подраздел третьего раздела); «3.3.1» (первый пункт третьего подраздела третьего раздела).

Заголовки разделов располагают симметрично тексту и пишут прописными буквами, а заголовки подразделов и пунктов – строчными, кроме первой прописной. В конце заголовка точку не ставят. Расстояние между текстом и заголовком должно быть 10-12 мм.

Применять в расчетах следует только систему единиц СИ и единицы физических величин, рекомендуемые ГОСТ 8.417-81.

Расчетную формулу записывают на отдельной строке без указания единиц измерения. После формулы и расчетов ставят запятую и производят расшифровку значений, символов, коэффициентов и размерностей. Формулы должны иметь нумерацию арабскими цифрами сквозную или в пределах раздела, заключенную в круглые скобки на правом поле.

Таблицы и рисунки должны иметь сквозную в пределах раздела нумерацию и тематическое наименование. На все таблицы и рисунки в тексте делают ссылки.

Наименование диаграмм, рисунков и поясняющие данные помещают под иллюстрациями. Допускается выполнение графиков и диаграмм в проекте на листах формата А4, которые помещают в приложение к пояснительной записке.

Всем чертежам, входящим в проект, присваивают обозначение, которое указывается в основной надписи. Для более удобного пользования обозначение графической части кодируют условными обозначениями из 4-х (5) групп цифр и букв:

а) код курсового проекта – 03

б) код кафедры – М77;

в) номер задания;

г) код технологического документа обозначают двумя заглавными буквами, соответствующими их назначению.

Пример обозначения графического листа «Диаграммы сил в КШМ» - 03.М77.06.000.ДС.

## **1.4 Защита курсовых проектов**

Защита курсового проекта проводится до экзаменационной сессии. Выполненная работа, подписанная студентом и руководителем, представляется заведующему кафедрой или председателю комиссии по защите курсовых проектов, который проверяет соответствие исходных данных заданию и решает вопрос о допуске студента к защите.

Защиту курсового проекта проводят на заседании комиссии из 3-х преподавателей. Для доклада студенту предоставляется не более 5...6 мин. В докладе необходимо кратко изложить все разделы работы, используя при этом графический материал, с освещением новизны и эффективности предлагаемых автором решений.

После доклада члены комиссии и присутствующие на защите задают студенту вопросы по существу проекта. По содержанию, качеству оформления и результатам защиты проекта каждый член комиссии оценивает выполненную студентом работу. Затем, после согласования со всеми членами комиссии, председатель выставляет общую оценку защиты курсового проекта.

Дифференцированная оценка результатов защиты, как правило, учитывает содержание доклада, качество оформления пояснительной записки и графической части, результаты расчетов и ответы на вопросы комиссии

При защите курсовых проектов оценка «**ОТЛИЧНО**» выставляется при полном отсутствии ошибок в расчетах, высоком

качестве оформления работы и при правильных и полных ответах на все заданные вопросы при ее защите.

При защите курсовых проектов оценка *«ХОРОШО»* выставляется при отсутствии существенных ошибок в расчетах, оформлении работы в соответствии с принятыми требованиями и правильных ответах на заданные вопросы при ее защите.

При защите курсовых проектов оценка *«УДОВЛЕТВОРИТЕЛЬНО»* выставляется при наличии ошибок в расчетах, небрежного оформления работы в соответствии с принятыми требованиями и неполных либо неточных ответах на заданные вопросы при ее защите.

Курсовые проекты *не принимаются* (оценка не выставляется) при наличии существенных ошибок в расчетах, отсутствии в работе необходимых разделов, оформления работы не по принятым требованиям, а также при ошибочных ответах на заданные вопросы при ее защите. К защите не принимаются или снимаются с защиты (без выставления оценки) работы, носящие компиляционный характер или выполненные студентом не самостоятельно.

## 2 ТЯГОВЫЙ РАСЧЁТ ТРАКТОРА И АВТОМОБИЛЯ

Тяговый расчёт проводится для определения основных конструктивных параметров проектируемого трактора и автомобиля, которыми являются:

- эксплуатационная масса трактора или автомобиля;
- потребная мощность двигателя;
- расчётные скорости движения трактора на каждой передаче основной группы;

Тяговый расчёт выполняют для случая равномерного движения трактора или автомобиля по горизонтальной поверхности без отбора мощности.

### 2.1 Тяговый расчёт трактора

Сельскохозяйственный трактор проектируется для выполнения работ, соответствующих его тяговому классу, и части работ, относящихся к тяговой зоне соседнего с ним предыдущего класса. Перекрытие тяговых зон позволяет выполнять некоторые работы тракторами смежных классов для расширения сферы применения тракторов. Тяговые показатели характеризуются максимальным и минимальным тяговыми усилиями, которые определяют тяговый диапазон - это есть отношение номинального тягового усилия  $P_{НОМ}$  трактора к минимальной тяговой силе, с которой он может работать и рационально использоваться. Значение тягового диапазона  $\delta_m$ :

$$\delta_m = \frac{P_{НОМ} \cdot \Delta lim}{P'_{НОМ}}, \quad (2.1)$$

где:  $P'_{НОМ}$  - номинальная сила тяги предшествующего тягового класса по типу по ГОСТ 27021-86 «Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные. Тяговые классы», кН;  $\Delta lim$  - коэффициент возможной перегрузки.

Коэффициент возможной перегрузки при движении трактора с плугом на стерне зерновых  $\Delta lim = 1,25 \dots 1,3$ . Меньшие значения



$\Delta lim$  принимаются для универсально-пропашных тракторов, бóльшие – для тракторов общего назначения.

Для тракторов тягового класса 0,6 и ниже принимается значение  $\delta_m = 2$ .

От общей массы трактора зависят его тяговые свойства и топливная экономичность. При чрезмерно большой массе велики затраты на перекачивание, при малой массе повышаются потери на буксование. Поэтому при работе с любой силой тяги целесообразно иметь каждый раз оптимальную массу, т.е. такую, при которой сумма затрат энергии на перекачивание и буксование при прочих равных условиях имела бы минимальное значение. У тракторов с колесной формулой «4К2а» при работе с номинальной тяговой нагрузкой допустимое буксование  $\delta_{дон}$  не должно превышать 16%, при колесной формуле «4К4а» и «4К4б» допустимое буксование не должно превышать 14% , у гусеничных тракторов – не более 5%. Эксплуатационную массу трактора  $m_{\text{э}}$ , кг, определяют по формуле:

$$m_{\text{э}} = \frac{\Delta lim \cdot P_{\text{НОМ}}}{g \cdot (\varphi_{\text{к}} \cdot \lambda_{\text{к}} - f)} \cdot 10^3, \quad (2.2)$$

где:  $P_{\text{НОМ}}$  - номинальное тяговое усилие, Н;  $\varphi_{\text{к}}$  - допустимая величина коэффициента сцепления колес трактора с опорной поверхностью;  $\lambda_{\text{к}}$  - коэффициент использования сцепной массы трактора;  $f$  - коэффициент сопротивления качению;  $g$  - ускорение силы тяжести,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ .

Значения коэффициентов сопротивления движению  $f$ , при допустимом коэффициенте использования сцепной массы трактора  $\varphi_{\text{к}}$  для различных почвенных условий (таблица 2.1) следует выбирать из следующих условий, ориентируясь на прототип: для колесных тракторов на одинарных шинах (либо гусеничных на стальных гусеницах) необходимо принимать бóльшие значения  $f$  и мёньшие значения  $\varphi_{\text{к}}$ ; колесные тракторы на сдвоенных колесах (либо резиноармированных гусеницах) - принимают мёньшие значения  $f$  и бóльшие значения  $\varphi_{\text{к}}$ .

Коэффициент использования сцепной массы трактора у современных тракторов колесной формулы «4К2а» принимается  $\lambda_k = 0,75 \dots 0,85$ . У полноприводных колёсных и гусеничных тракторов  $\lambda_k = 1,0$ .

Таблица 2.1 - Коэффициенты сопротивления качению  $f$  и коэффициенты сцепления  $\varphi$  тракторов.

Вид почвы или дороги	Значения коэффициентов			
	Тракторы колесные		Тракторы гусеничные	
	$f$	$\varphi$	$f$	$\varphi$
Асфальтированное шоссе	0,04...0,05	0,8...0,9	-	-
Гравийное шоссе	0,05...0,06	0,6	-	-
Грунтовая сухая дорога	0,055...0,065	0,6...0,8	0,06...0,07	0,9...1,0
Целина, плотная залежь	0,06...0,07	0,7...0,9	0,06...0,07	1,0...1,1
Залежь 2...3-х лет	0,06...0,08	0,6...0,8	0,06...0,07	0,9...1,0
Стерня	0,08...0,1	0,6...0,8	0,08...0,1	0,8...1,0
Вспаханное поле	0,12...0,18	0,5...0,7	0,10...0,15	0,6...0,8
Поле под посев	0,16...0,18	0,4...0,6	0,12...0,16	0,8...0,7
Скошенный луг, влажный	0,08	0,6...0,8	0,07	0,7...0,9
Слежавшаяся пахота	0,08...0,12	0,5	0,08...0,1	0,6
Укатанная снежная дорога	0,05...0,06	0,3...0,4	0,06...0,07	0,5...0,7
Обледенелая дорога	0,04...0,05	0,1...0,3	0,05...0,06	0,2...0,4
Песок	0,16...0,18	0,3...0,4	0,11...0,15	0,4...0,5

Затраты энергии на трение в деталях трансмиссии и перебалтывание масла зависят от числа пар в зацеплении зубчатых колес, типа зубчатых колес, типа и состояния масла и оцениваются коэффициентом полезного действия трансмиссии  $\eta_{тр}$  и можно определить по формуле:

$$\eta_{mp} = \eta_{xx} \cdot \eta_{\text{ц}}^{n_{\text{ц}}} \cdot \eta_{\text{к}}^{n_{\text{к}}}, \quad (2.3)$$

где:  $\eta_{xx}$  - КПД, учитывающий потери в силовой передаче на холостом ходу при прокручивании трансмиссии, прогретой до температуры 40...60 °С,  $\eta_{xx} = 0,96$ ;  $\eta_{\text{ц}}$  и  $\eta_{\text{к}}$  - соответственно КПД цилиндрической и конической пар шестерён,  $\eta_{\text{ц}} = 0,985$ ;  $\eta_{\text{к}} = 0,975$ ;  $n_{\text{ц}}$  и  $n_{\text{к}}$  - соответственно число пар шестерён, находящихся в зацеплении при передаче нагрузки (принимаются по прототипу трактора).

Требуемую номинальную эксплуатационную мощность  $Ne_{\text{э}}$ , кВт, тракторного двигателя определяют из условия реализации номинального тягового усилия на заданной скорости  $V_{\text{НОМ1}}$  (м/с):

$$Ne_{\text{э}} = \frac{(P_{\text{НОМ}} + g \cdot f \cdot m_{\text{э}}) \cdot V_{\text{НОМ1}} \cdot 10^{-3}}{\eta_{mp} \cdot K_{\text{з}} \cdot (1 - \delta_{\text{дон}})}, \quad (2.4)$$

где:  $\eta_{mp}$  - КПД трансмиссии;  $K_{\text{з}} = K_{\text{М}} / \Delta \text{lim}$  - коэффициент эксплуатационной загрузки двигателя;  $P_{\text{НОМ}}$  - номинальное тяговое усилие, Н;  $\delta_{\text{дон}}$  - допустимое буксование в относительных единицах (т.е.  $\delta_{\text{дон}} / 100$ ).

Разнообразие работ, выполняемых тракторами с различными сельскохозяйственными машинами, вызывает необходимость иметь соответствующее количество передач  $z$ , обеспечивающих различные скорости движения. В целях повышения производительности тракторных агрегатов основные рабочие скорости тракторов должны иметь максимальные значения, допустимые при современном уровне агротехники. Основные рабочие скорости лежат в пределах 8...12 км/ч для колёсных тракторов и 5...8,5 км/ч для гусеничных тракторов с перспективным ростом до 15 км/ч для колёсных и до 13 км/ч для гусеничных тракторов. Транспортные передачи используют при работе трактора с прицепами для перевозки грузов. Транспортные скорости современных тракторов находятся в пределах 15...40 км/ч.

Для определения номинальных скоростей движения трактора на основных передачах предварительно определяют диапазон номинальных скоростей движения  $\delta_{V_{осн}}$ :

$$\delta_{V_{осн}} = \delta_m \cdot K_3 \quad (2.5)$$

Основной диапазон скоростей разбивают по передачам согласно закону геометрической прогрессии, знаменатель которой определяется по формуле:

$$q = z^{-1} \sqrt[z]{\frac{1}{\delta_{V_{осн}}}} \quad (2.6)$$

Полученное значение  $q$  проверяют на соответствие условию:

$$q \geq 1 / K_m \quad (2.7)$$

Если условие (2.7) не выполняется, следует, в первую очередь, увеличить число передач  $z$ , во вторую – коэффициент приспособляемости  $K_m$  дизеля, после чего проводят повторный расчет по формуле 2.6. Следует отметить, что увеличение  $K_m$  следует проводить лишь в том случае, если увеличение количества передач  $z$  не позволяет выполняться условию (2.7)

Определив знаменатель геометрической прогрессии, значения номинальных скоростей движения, в м/с, на передачах основного диапазона можно рассчитать как:

$$\begin{aligned} V_{НОМ2} &= V_{НОМ1} / q; \\ V_{НОМ3} &= V_{НОМ1} / q^2; \\ &\dots\dots \\ V_{НОМz} &= V_{НОМ1} / q^{z-1}. \end{aligned} \quad (2.8)$$

где:  $V_{НОМ1}$  - номинальная скорость движения на первой передача в м/с;  $z$  - количество рабочих передач.

При выполнении тягового расчёта трактора транспортная скорость движения берётся по заданию. Если транспортных скоростей две, то значение промежуточной транспортной скорости  $V'_{mp}$  определяют по соотношению:

$$V'_{mp} = \sqrt{V_{НОМz} \cdot V_{max}}, \text{ м/с} \quad (2.9)$$

где:  $V_{max}$  - максимальная транспортная скорость в м/с, (берется по индивидуальному заданию).

Энергонасыщенность проектируемого трактора характеризуется отношением номинальной мощности тракторного двигателя к эксплуатационной массе трактора:

$$\mathcal{E} = \frac{Ne_э}{m_э}, \text{ кВт/т} \quad (2.10)$$

Полученные результаты тягового расчёта трактора заносят в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 – Результаты тягового расчёта трактора.

$\delta_m$	$m_{max},$ кг	$\delta_{V_{осн}}$	Расчётная скорость, м/с							$Ne_э,$ кВт
			Основная группа					Транспортная		
			1	2	...	$z-1$	$z$	1*	2	
			$V_{НОМ1}$	$V_{НОМ2}$	...	$V_{НОМz-1}$	$V_{НОМz}$	$V'_{mp}$	$V_{max}$	

Примечание: \* - определяется по индивидуальному заданию.

## 2.2 Тяговый расчёт грузового автомобиля

В качестве исходных данных для проведения тягового расчета грузового автомобиля используют следующие параметры:

1) приведённый коэффициент сопротивления дороги  $\psi$ , при котором должна быть достигнута максимальная скорость автомобиля  $V_{max}$  с учётом работы его в сельском хозяйстве. Для

грузового автомобиля при движении по грунтовой сухой дороге принимается значение  $\psi = 0,04$ .

2) максимальную скорость автомобиля с полной нагрузкой на высшей передаче  $V_{max}$ , м/с (берется по индивидуальному заданию).

3) снаряжённую  $m_{CH}$  и максимальную  $m_{MAX}$  массы автомобиля (берется по индивидуальному заданию).

Снаряженная масса автомобиля  $m_{CH}$ , кг, связана с его максимальной массой  $m_{MAX}$  коэффициентом нагрузки  $\Gamma_{max}$ :

$$\Gamma_{max} = \frac{m_{max}}{m_{CH}}. \quad (2.11)$$

У современных грузовых автомобилей общего назначения с колесной формулой  $4x2$  или  $6x4$  значение коэффициента нагрузки должно находиться в пределах  $1,9 \dots 2,7$ ; для специализированных на их базе и автомобилей высокой проходимости  $\Gamma = 1,3 \dots 1,6$ . Рассчитанное значение коэффициента нагрузки округляется в бóльшую сторону до двух знаков после запятой.

Силу сопротивления воздушной среды  $P_{wmax}$ , Н, определяют по формуле:

$$P_{wmax} = K_w \cdot F \cdot V_{max}^2, \quad (2.13)$$

где:  $K_w$  – коэффициент обтекаемости автомобиля,  $H \cdot c^2 / M^4$ ;  $F$  – площадь лобовой поверхности автомобиля,  $M^2$ .

Рекомендуемые значения  $K_w$  для современных автомобилей распределены следующим образом:

- грузовые автомобили на базе легковых:  $0,30 \dots 0,40$ ;
- грузовые автомобили с кузовом типа «фургон»:  $0,40 \dots 0,55$ ;
- грузовые автомобили с кузовом типа «самосвал», «бортовая платформа», «цистерна»:  $0,50 \dots 0,65$ .

Чем больше максимальная скорость движения, тем больше рекомендуется принимать значения  $K_w$ .

Площадь лобовой поверхности  $F$  автомобиля может быть рассчитана следующим образом:

$$F = \beta \cdot B \cdot H, \text{ м}^2 \quad (2.14)$$

где:  $\beta$  - коэффициент заполнения площади (для автомобилей с кузовом «фургон»  $\beta = 0,75 \dots 0,8$ ; для остальных видов кузовов  $\beta = 0,8 \dots 0,9$ );  $B$  – ширина колеи задних колёс, м;  $H$  – габаритная высота автомобиля, м.

Значения  $B$  и  $H$  выбираются по прототипу проектируемого автомобиля (приложение Д).

Потребная мощность двигателя  $Ne_{\text{э}}$ , кВт, необходимая для движения полностью гружёного автомобиля со скоростью  $V_{\text{max}}$  (в м/с) в заданных дорожных условиях  $\psi$ , определяют по формуле:

$$Ne_{\text{э}} = \frac{(\psi \cdot m_{\text{max}} \cdot g + P_{w\text{max}}) \cdot V_{\text{max}}}{\eta_{\text{тр}} \cdot 10^3}, \quad (2.12)$$

Методика определения КПД трансмиссии автомобиля  $\eta_{\text{тр}}$  приведена в п.п. 2.1.

### Контрольные вопросы

1. По каким признакам и как классифицируются трактора?
2. Как определяют тяговый класс трактора и почему тяговое усилие легло в основу типажа тракторов?
3. Для чего необходимо знать тяговый класс трактора?
4. Какие признаки положены в основу классификации автомобилей?
5. Как построена система индексации автомобилей?
6. Какие компоновочные схемы автомобилей вы знаете, чем они отличаются?
7. Дайте характеристику трактора \_\_\_\_\_ (по заданию преподавателя).
8. Дайте характеристику автомобиля \_\_\_\_\_ по заданию преподавателя).

9. Поясните влияние почвенного фона на расчётную массу трактора.
10. Каким способом повышаются аэродинамические свойства автомобиля?
11. Почему аэродинамическое сопротивление не учитывается при определении потребной мощности тракторного двигателя?
12. Поясните методику определения потребной мощности тракторного двигателя с учетом аэродинамического сопротивления воздушной среды.
13. На каком агротехническом фоне проводится определение номинального тягового усилия?
14. Почему ограничивается буксование двигателя трактора? Каковы его предельные значения?
15. Как изменятся расчетные показатели трактора при работе с буксованием выше допустимого?
16. Почему у тракторов число рабочих передач всегда больше числа транспортных передач?
17. Какие существуют виды передач сельскохозяйственных тракторов? Каковы диапазоны их значений?
18. Какие основные показатели трактора зависят от его веса и мощности двигателя?
19. Чем характеризуется и для чего вводится понятие энергонасыщенности трактора?



## 3 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ДВИГАТЕЛЯ

### 3.1 Выбор исходных данных для теплового расчета двигателя

Основными задачами теплового расчёта двигателя является оценка индикаторных и эффективных показателей, определение его основных размеров и удельных параметров. Для проведения расчёта необходимо изучить конструкцию и особенности рабочего процесса двигателя – прототипа и в дополнение к указанным в задании выбрать исходные величины:

- 1) вид топлива и его элементарный состав (табл. 3.1);
- 2) давление  $P_o$  и температуру  $T_o$  окружающей среды, в расчетах принимают  $P_o = 0,1013$  МПа,  $T_o = 293$  (для двигателей со свободным впуском);
- 3) давление  $P_2$  и температуру  $T_2$  газов в конце процесса выпуска;
- 4) коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ ;

По выбранным исходным величинам производится расчет параметров рабочего цикла для условий сгорания 1 кг топлива. Полученные результаты при этом необходимо контролировать, сверяя их с возможными пределами изменения и значениями, характерными для прототипа.

**Коэффициент избытка воздуха  $\alpha$**  - отношение действительного количества воздуха, участвующего в процессе сгорания 1 кг топлива, к теоретически необходимому количеству воздуха для полного сгорания топлива.

При  $\alpha > 1$  (количество воздуха больше необходимого для полного сгорания топлива) называют *бедной смесью*; при  $\alpha < 1$  (количество воздуха меньше необходимого для полного сгорания топлива) называют *богатой смесью*; при  $\alpha = 1$  состав смеси называют *стехиометрическим*. Коэффициент избытка воздуха влияет на количество выделяемой теплоты и состав продуктов сгорания. Ориентировочные значения  $\alpha$  находятся в следующих пределах:

1. Карбюраторные бензиновые двигатели:
  - легковые автомобили: 0,8...0,9;
  - грузовые автомобили: 0,9...0,95;
2. Бензиновые двигатели с впрыском топлива: 0,95... 1,05.

3. Газовые двигатели:

- при работе на сжатом метановом газе: 1,0... 1,05;
- при работе на сжиженном пропано-бутановом газе: 0,9...0,95.

4. Для дизельных двигателей значения  $\alpha$  зависят от типа смесеобразования и находятся в следующих пределах:

- дизели с неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием: 1,50...1,80;
- дизели с полуразделёнными камерами и пленочным смесеобразованием: 1,20...1,40;
- вихрекамерные и предкамерные дизели: 1,25... 1,45;
- дизели с наддувом и неразделенными камерами сгорания: 1,4...2,20.

При выполнении теплового расчета значение коэффициента избытка воздуха рекомендуется выбирать кратное 0,05 для бензинового двигателя и 0,1 для дизеля.

**Давление  $P_G$  и температура  $T_G$  остаточных газов.** Перед началом процесса наполнения цилиндра в объеме камеры сгорания всегда содержится некоторое количество остаточных газов, величина которых зависит от конструктивных особенностей двигателя.

Для двигателей без наддува давление остаточных газов  $P_2$  можно определить как:

$$P_G = P_0 \cdot (1,05 \dots 1,25), \text{ МПа} \quad (3.1)$$

Для двигателей с газотурбинным наддувом:

$$P_G = P_K \cdot (0,75 \dots 0,98), \text{ МПа} \quad (3.2)$$

Для двигателей с высокой частотой вращения принимают бóльшие значения  $P_G$ .

**Температура остаточных газов  $T_G$**  в зависимости от конструктивных особенностей принимается в следующих пределах:

- двигатели с искровым зажиганием – 900...1100 К (мéньшие значения соответствуют инжекторным двигателям, бóльшие - карбюраторным);

- дизельные двигатели – 600...900 К (меньшие значения соответствуют дизелям со свободным впуском, большие – с наддувом воздуха);

- газовые двигатели – 750...1000 К (меньшие значения соответствуют системам с электронным управлением подачей газа, большие – эжекторным).

При выборе  $T_r$  следует учитывать, что с ростом частоты вращения увеличивается и температура остаточных газов, а при увеличении степени сжатия – понижается. Рекомендуется выбирать значение  $T_r$  кратное 50.

По степени *быстроходности* автотракторные двигатели условно подразделяют на тихоходные (скорость поршня 6,5...10,0 м/с), средней быстроходности (скорость поршня 10...15 м/с) и быстроходные (скорость поршня выше 15 м/с). Важным конструктивным показателем двигателей является отношение хода поршня  $S$  к диаметру цилиндра  $D$ . Если  $S/D < 1$ , то двигатель считается короткоходным; при  $S/D = 1$  – квадратным (или равноходным); при  $S/D > 1$  – длинноходным. Выполняя тепловой расчет необходимо учитывать данные факторы при выборе соответствующих поправочных коэффициентов.

### 3.2 Определение параметров рабочего тела

Все виды топлив, используемые в автотракторных двигателях, представляют собой смесь различных углеводородов и отличаются элементарным составом (табл. 3.1).

Низшая теплотворная способность жидкого топлива, МДж/кг:

$$Q_H = 33,91 \cdot C + 125,6 \cdot H - 10,89 \cdot (O - S) - 2,512 \cdot (9 \cdot H + W), \quad (3.3)$$

где  $C$ ,  $H$ ,  $O$  и  $W$  – массовые доли соответствующих углерода, водорода, кислорода и водяного пара соответственно в 1 кг топлива (табл. 3.1).

Количеством влаги  $W$  содержащимся в топливе при определении теплотворной способности в расчетах пренебрегают.

Таблица 3.1 – Средний элементарный состав жидких топлив.

Жидкое топливо	Содержание, кг		
	Углерод (С)	Водород (Н)	Кислород (О)
Дизельное топливо	0,870	0,126	0,004
Бензин автомобильный	0,855	0,145	-
Бензин авиационный	0,85	0,15	-
Спирт метиловый (метанол)	0,375	0,125	0,500
Спирт этиловый	0,522	0,130	0,348

Средний элементарный состав газообразных топлив в объемных долях представлен в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Элементарный состав газообразных топлив.

Газообразное топливо	$CH_4$ метан	$C_2H_6$ этан	$C_3H_8$ пропан	$C_4H_{10}$ бутан	$H_2$ водород	СО окс. угл.	$N_2$ азот
Природный газ (СПГ)	0,90	0,05	-	-	-	-	0,05
Сжиженный нефтяной газ (СПБТЛ)	-	0,06	0,34	0,60	-	-	-
Синтез-газ	0,52	-	-	-	0,09	0,11	0,28

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг жидкого топлива, определяется по элементарному составу топлива:

$$M_o = \frac{1}{0,21} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \text{ кмоль/кг} \quad (3.4)$$

Для полного сгорания объемной единицы газообразных топлив необходимое количество воздуха,  $m^3$  возд./ $m^3$  топл.:

$$M'_o = \frac{1}{0,208} \cdot \sum \left( n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r. \quad (3.4a)$$

Элементарный состав газообразных топлив в объемных долях:

$$\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1, \quad (3.5)$$

где:  $C_n H_m O_r$  - объемные доли каждого газа, входящего в  $1 \text{ м}^3$  газообразного топлива;  $N_2$  - объемная доля азота.

Действительное количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг жидкого и  $1 \text{ м}^3$  газообразного топлива соответственно:

$$M = \alpha \cdot M_0, \text{ кг} \quad (3.6)$$

$$M' = \alpha \cdot M_0' \text{ м}^3 \quad (3.6a)$$

Для любого вида топлива массовое количество горючей смеси (кг гор.см/кг.топл) определяется как:

$$m_1 = \alpha \cdot \mu_0 \cdot M_0 + 1, \quad (3.7)$$

где -  $\mu_0 = 28,96$  кг/моль – масса 1 кмоль воздуха.

При полном сгорании жидкого топлива ( $\alpha \geq 1$ ) продукты сгорания состоят из углекислого газа  $CO_2$ , водяного пара  $H_2O$ , избыточного кислорода  $O_2$  и азота  $N$ . Количество отдельных компонентов можно определить по зависимостям:

- углекислый газ  $CO_2$  (кмоль  $CO_2$ /кг топл):

$$M_{CO_2} = C / 12; \quad (3.8)$$

- водяной пар (кмоль  $H_2O$ /кг топл):

$$M_{H_2O} = H / 2; \quad (3.9)$$

- кислорода (кмоль  $O_2$ /кг топл):

$$M_{O_2} = 0.208 \cdot (\alpha - 1) \cdot M_0; \quad (3.10)$$

- азота (кмоль  $N_2$ /кг топл):

$$M_{N_2} = 0.792 \cdot \alpha \cdot M_0 \quad (3.11)$$

Общее количество продуктов сгорания 1 кг жидкого топлива (кмоль пр.сг/кг топл) при  $\alpha \geq 1$ :

$$M_r = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,208) \cdot M_0, \quad (3.12)$$

При неполном сгорании топлива ( $\alpha < 1$ ) продукты сгорания состоят из смеси оксида углерода  $CO$ , углекислого газа  $CO_2$ , свободного водорода  $H_2$  и азота  $N_2$ , количество отдельных компонентов можно определить по зависимостям:

- углекислый газ  $CO_2$  (кмоль  $CO_2$ /кг топл):

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} + 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot M_0; \quad (3.13)$$

- оксида углерода (кмоль  $CO$ /кг топл):

$$M_{CO} = 2 \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot M_0 \quad (3.14)$$

- водяной пар (кмоль  $H_2O$ /кг топл):

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot M_0; \quad (3.15)$$

- водорода (кмоль  $H_2$ /кг топл):

$$M_{H_2} = 2 \cdot K \cdot \frac{1-\alpha}{1+K} \cdot 0,208 \cdot M_0; \quad (3.16)$$

- азота (кмоль  $N_2$ /кг топл):

$$M_{N_2} = 0.792 \cdot \alpha \cdot M_0 \quad (3.17)$$

где:  $K$  – постоянная величина, зависящая от отношения количества водорода к оксиду углерода, содержащегося в продуктах сгорания (для бензина  $K=0,45\dots0,50$ ).

Общее количество продуктов сгорания 1 кг жидкого топлива при  $\alpha < 1$ :

$$M_{\Gamma} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,792 \cdot \alpha \cdot M_0, \text{ кмоль/кг} \quad (3.18)$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания газообразного топлива при  $\alpha \geq 1$ :

- углекислый газ  $CO_2$  (кмоль  $CO_2$ /кг топл):

$$M'_{CO_2} = \Sigma n \cdot (C_n H_m O_r); \quad (3.19)$$

- водяной пар (кмоль  $H_2O$ /кг топл):

$$M'_{CO_2} = \Sigma \frac{m}{2} \cdot (C_n H_m O_r); \quad (3.20)$$

- кислорода (кмоль  $O_2$ /кг топл):

$$M'_{O_2} = 0,208 \cdot (\alpha - 1) \cdot M'_0; \quad (3.21)$$

- азота (кмоль  $N_2$ /кг топл):

$$M'_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot M'_0 + N_2 \quad (3.22)$$

где:  $N_2$  – количество азота в топливе, кмоль.

Общее количество продуктов сгорания  $1\text{ м}^3$  газообразного топлива (моль пр. ст/моль топл) при  $\alpha \geq 1$ :

$$M_{\Gamma} = \Sigma (n + m/2) \cdot C_n H_m O_r + N_2 + (\alpha - 0,208) \cdot M'_0, \quad (3.23)$$

### 3.3 Расчёт параметров рабочего цикла

Расчёт сводится к определению абсолютных значений давления и температуры в характерных для индикаторной диаграммы точках. Такими точками являются:  $a$  - конец впуска;  $c$  - конец сжатия;  $z$  - конец сгорания;  $b$  - конец расширения.

#### 3.3.1 Процесс впуска

В процессе впуска рабочий объем цилиндра заполняется свежим зарядом. В дизельном и бензиновом двигателях с непосредственным впрыском топлива свежий заряд состоит из воздуха, а в двигателях с искровым зажиганием (карбюраторной или инжекторной системах питания) - из смеси воздуха и топлива или газа. Чем большее количество воздуха поступает в цилиндр двигателя тем большее количество топлива может быть сожжено и тем большее количество работы может быть получено, а значит, может быть достигнута и большая мощность.

Процесс впуска условно начинается в точке  $a'$  (см. рис. 3.4 и рис. 3.5), соответствующий началу открытия впускного клапана до прихода поршня в ВМТ на такте впуска. Заканчивается впуск при полном закрытии впускного клапана в точке  $a''$ , когда поршень прошел НМТ. Фактически наполнение цилиндра свежей смесью возможно при движении поршня от ВМТ к НМТ, но в начальный момент времени (точка  $r$ )  $P_T > P_0$  и в цилиндре расширяются остаточные газы до точки  $r_0$  и только после преодоления аэродинамических сопротивлений в системе впуска в цилиндр начинает поступать свежий заряд (точка  $r'$ ).

Под давлением в конце процесса впуска  $P_a$  подразумевается среднее значение давления за процесс впуска. Так как впускная система двигателя оказывает сопротивление прохождению воздушного заряда, то давление  $P_a$  для двигателя без наддува всегда меньше атмосферного, а у двигателя с наддувом –  $P_a$  выше атмосферного. Сопротивление впускной системы зависит от конструктивных факторов: при повышении частоты вращения коленчатого вала увеличивается сопротивление всасыванию, что приводит к понижению  $P_a$ ; при закрытии дроссельной заслонки значение  $P_a$  также понижается.



Давление в конце впуска  $P_a$  является основным фактором, определяющим количество свежего воздушного заряда, поступающего в цилиндр:

$$P_a = P_o - \Delta P_a, \text{ МПа} \quad (3.24)$$

где:  $\Delta P_a$  - потери давления на впуске, МПа.

Для четырёхтактных двигателей без наддува потери давления на впуске  $\Delta P_a = (0,04...0,20) \cdot P_o$ , при этом следует иметь в виду, что бóльшие значения  $\Delta P_a$  относятся к карбюраторным двигателям, у инжекторных двигателей  $\Delta P_a$  ниже. Это связано с тем, что в системе впуска инжекторного двигателя отсутствует карбюратор. Для дизельных двигателей со свободным впуском следует принимать мёньшие значения  $\Delta P_a$ , что связано с отсутствием дроссельного узла во впускной системе.

Для двигателей с наддувом давление в конце впуска  $P_a^H$ :

$$P_a^H = P_k - \Delta P_a^H - \Delta P_{ox}, \text{ МПа} \quad (3.25)$$

где:  $P_k$  – давление воздуха после нагнетателя, МПа (берется индивидуальному заданию);  $\Delta P_a^H$  - потери давления на впуске, МПа;  $\Delta P_{ox}$  - дополнительные потери давления в воздухо-воздушном охладителе надувочного воздуха (интеркулере) при его наличии, МПа.

Для современных автотракторных дизелей с наддувом:

- потери давления на впуске:  $\Delta P_a^H = (0,03...0,1) \cdot P_k$ ;
- потери давления в охладителе (интеркулере):  $\Delta P_{ox} = 0,003...0,005$  МПа.

Для определения температуры воздушного заряда  $T_a$  в конце впуска предварительно рассчитывают коэффициент наполнения  $\eta_v$  и коэффициент остаточных газов  $\gamma_r$ .

Коэффициент наполнения  $\eta_v$  представляет собой отношение действительного количества свежего заряда, поступившего в

цилиндр в процессе впуска, к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объёме цилиндра при условии, что давление и температура в нём равны давлению и температуре среды на впуске. Для четырёхтактных двигателей:

- дизельного:

$$\eta_v = \frac{T_0 \cdot (\xi \cdot P_a - P_r)}{(T_0 + \Delta T) \cdot (\xi - 1) \cdot P_0} \quad (3.26)$$

- с искровым зажиганием:

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\xi - 1} \cdot \frac{1}{P_0} \cdot (\lambda_1 \cdot \xi \cdot P_a - \lambda_2 \cdot P_r) \quad (3.26a)$$

где:  $\lambda_1$  - коэффициент, учитывающий дозарядку цилиндра;  $\lambda_2$  - коэффициент, учитывающий очистку камеры сгорания при продувке;  $\Delta T$  - подогрев заряда от поверхности цилиндра и камеры сгорания, °С;  $T_r$  - температура остаточных газов;  $\xi$  - степень сжатия (выбирается по индивидуальному заданию).

Коэффициент  $\lambda_1$ , учитывающий дозарядку цилиндра, зависит от частоты вращения коленчатого вала и момента закрытия выпускного клапана. В зависимости от частоты вращения  $\lambda_1 = 1,02 \dots 1,15$ , при этом бóльшие значения характерны для высокооборотистых двигателей, либо для двигателей с механизмом изменения фаз газораспределения на впускном распределительном валу.

Коэффициент  $\lambda_2$ , учитывающий очистку камеры сгорания при продувке: при  $\lambda_2 = 1$  продувка камеры сгорания не производится; при  $\lambda_2 = 0$  происходит полная очистка камеры сгорания от остаточных газов. В расчетах рекомендуется принимать значение  $\lambda_2$  для двигателей:

- со свободным впуском  $\lambda_2 = 0,8 \dots 1,0$ ;
- с наддувом воздуха  $\lambda_2 = 0,5 \dots 0,55$ .

Меньшие значения  $\lambda_2$  относятся к двигателям, имеющим механизм изменения фаз газораспределения или систему регулирования давления воздуха.

Подогрев заряда  $\Delta T$  от поверхности цилиндра и камеры сгорания зависит от расположения и конструкции впускного трубопровода, вида системы охлаждения, быстроходности двигателя и наличия наддува. Повышение температуры воздушного заряда улучшает испаряемость топлива, но снижает плотность воздушного заряда. В зависимости от типа двигателей принимают значения  $\Delta T$ :

- двигатели с искровым зажиганием:  $0^\circ \dots +20^\circ \text{ C}$ ;
- дизели без наддува:  $+10^\circ \dots +40^\circ \text{ C}$ ;
- двигатели с наддувом:  $-5^\circ \dots +10^\circ \text{ C}$ .

Наибольшее влияние на подогрев воздушного заряда оказывает частота вращения коленчатого вала: увеличение оборотов двигателя снижает  $\Delta T$  так как уменьшается время контакта воздуха со стенками впускного коллектора и цилиндра. Большие значения  $\Delta T$  характерны тихоходным двигателям. В дизелях с наддувом величина подогрева  $\Delta T$  снижается из-за уменьшения температурного перепада между деталями двигателя и температурой надувочного воздуха. Пониженное значение подогрева для бензиновых двигателей обусловлено потерей теплоты на испарение топлива.

В процессе выпуска цилиндр не полностью очищается от отработавших газов. Качество очистки цилиндра от отработавших газов оценивается коэффициентом остаточных газов  $\gamma_\Gamma$  - это отношение числа молей остаточных газов  $M_\Gamma$ , оставшихся в цилиндре от предыдущего цикла, к числу молей свежего заряда  $M_I$ . Также этот коэффициент косвенно характеризует качество процесса наполнения цилиндра свежим зарядом воздуха:

$$\gamma_\Gamma = \frac{\lambda_2 \cdot P_\Gamma \cdot T_0}{(\xi - 1) \cdot P_0 \cdot T_\Gamma \cdot \eta_v}, \quad (3.27)$$

Температура в конце впуска определяют по формуле:

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_{\Gamma} \cdot T_{\Gamma}}{1 + \gamma_{\Gamma}}, \text{ К} \quad (3.28)$$

При расчётах  $\eta_v$ ,  $\gamma_{\Gamma}$  и  $T_a$  для двигателей с наддувом вместо параметров  $P_o$  и  $T_o$ , входящих в формулы (3.26), (3.26а), (3.27) и (3.28), необходимо брать значения  $P_K$  и  $T_K$  – давление и температуру рабочего тела после компрессора. В этом случае температура воздуха после компрессора определится по формуле:

$$T_K = T_o \cdot \left( \frac{P_K - \Delta P_{ox}}{P_o} \right)^{\frac{(n_k - 1)}{n_k}} - \Delta T_{ox}, \text{ К} \quad (3.29)$$

где:  $n_k$  - показатель политропы сжатия в нагнетателе;  $\Delta T_{ox}$  - величина промежуточного охлаждения воздушного заряда в теплообменнике.

Для центробежных компрессоров показатель политропы сжатия выбирается следующим образом: для компрессора с охлаждаемым корпусом  $n_k = 1,4 \dots 1,8$ ; для компрессора с неохлаждаемым корпусом  $n_k = 1,8 \dots 2,0$ . При расчетах двигателя с наддувом следует иметь в виду, что промежуточное охлаждение надувочного воздуха  $\Delta T_{ox}$  целесообразно применять в случае,  $P_K \geq 0,15$  МПа и  $T_K \geq 340 \dots 350$  К. Эффективность промежуточного охлаждения в одноступенчатом воздушно-воздушном радиаторе (интеркулере) составляет  $\Delta T_{ox} = 50 \dots 60$  К.

Плотность воздушного заряда на впуске:

$$\rho_a = \frac{P_a \cdot 10^6}{R_B \cdot T_a}, \text{ кг/м}^3 \quad (3.30)$$

где  $R_B$  - удельная газовая постоянная воздуха,  $R_B = 287$  Дж/(кг·град).

### 3.3.2 Процесс сжатия

Назначение процесса сжатия состоит в обеспечении возможно более широких температурных пределов, в которых осуществляется рабочий цикл, а также в обеспечении наиболее благоприятных условий для воспламенения и полного сгорания топлива или горючей смеси. В случае внешнего смесеобразования в период сжатия происходит перемешивание воздушного заряда с топливом и его испарение, смесь становится более однородной, что облегчает образования пламени и способствует его быстрому распространению. Для двигателей дизельных в конце процесса сжатия создаётся температура, обеспечивающая надёжное воспламенение подаваемого топлива без использования постороннего источника зажигания. Сжатие рабочего тела в дизелях имеет большое значение для обеспечения их надёжного пуска, особенно при низких температурах окружающей среды.

Процесс сжатия начинается сразу после окончания впуска (см. рис. 3.4 и рис. 3.5, точка *a*) и продолжается при движении поршня от НМТ к ВМТ.

Расчет процесса сжатия сводится к определению среднего показателя политропы сжатия  $n_1$ , параметров конца сжатия: давления  $P_c$  и температуры  $T_c$  в конце сжатия. Для определения величины  $n_1$  требуется определить показатель адиабаты сжатия  $k_1$  по номограмме (рис. 3.1). Значение показателя адиабаты  $k_1$  по номограмме определяется следующим образом. Через принятое значение степени сжатия  $\xi$  проводится вертикальная линия до пересечения с соответствующей кривой температур  $T_a$  (на примере номограммы показано проведение вертикальной линии при  $\xi = 17,0$  и значении  $T_a = 310$  К). Через полученную точку пересечения проводят линию, параллельную оси абсцисс до пересечения с осью ординат, на которой нанесены в масштабе значения  $k_1$  (на примере номограммы искомое значение  $k_1 = 1,371$ , с округлением в большую сторону в масштабе шкалы). Значение показателя политропы сжатия  $n_1$  определяются для двигателей:

- дизельных:  $n_1 = k_1 \pm 0,02$ ;
- бензиновых:  $n_1 = k_1 + (0,00...0,04)$ .

При повышении частоты вращения коленчатого вала следует выбирать бóльшие значения  $n_1$ . Факторы, увеличивающие отвод

теплоты от заряда (например: износ двигателя, охлаждение цилиндра, снижение нагрузки и скорости поршня), снижают значение  $n_1$ .

Давление  $P_c$  и температура  $T_c$  на такте сжатия:

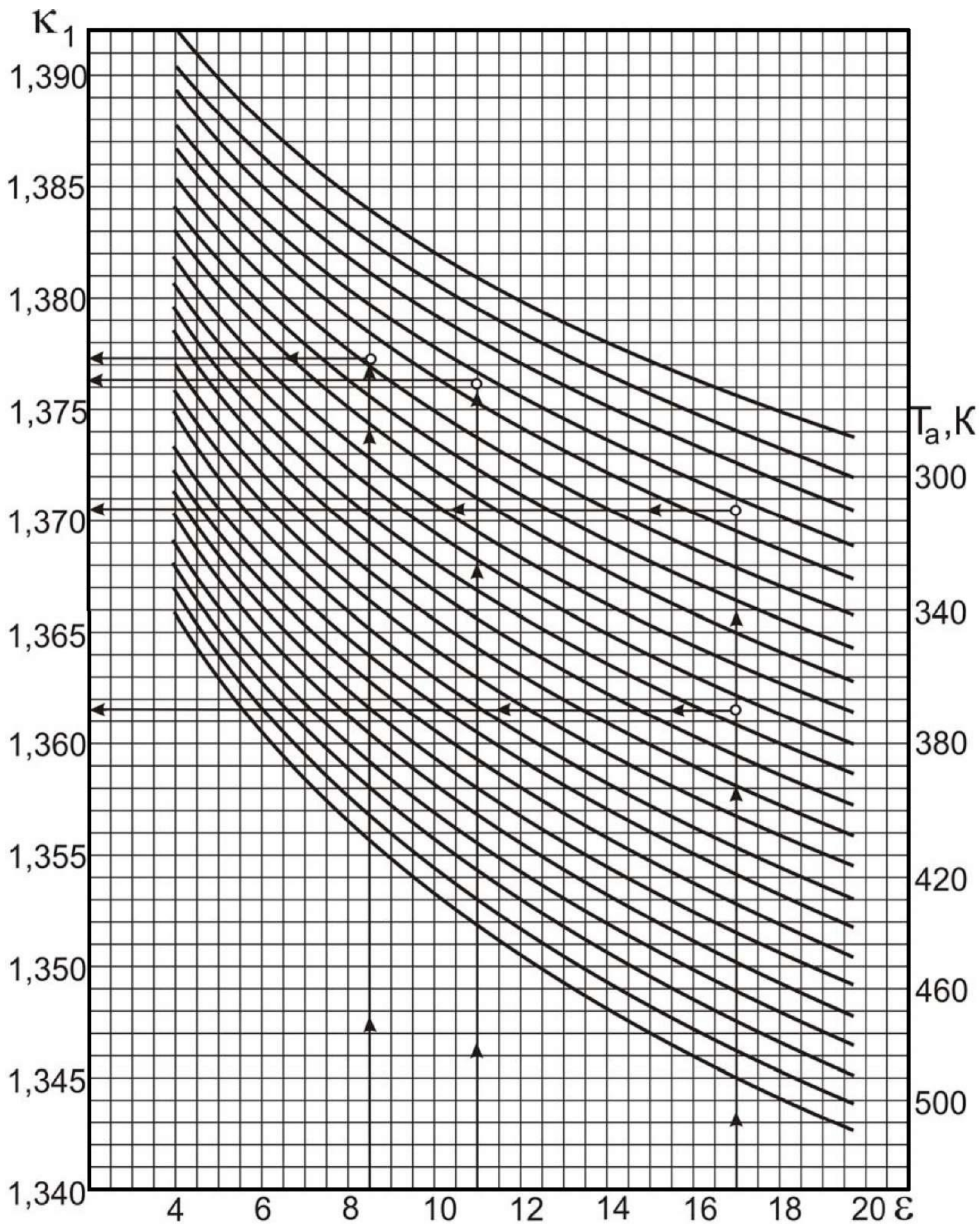


Рисунок 3.1 - Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия  $k_1$

$$P_c = P_a \cdot \xi^{n_1}, \text{ МПа} \quad (3.31)$$

$$T_c = T_a \cdot \xi^{n_1 - 1}, \text{ К} \quad (3.32)$$

Средней теплоемкость рабочего тела называют отношение количества теплоты, сообщаемой телу в заданном процессе, к изменению температуры при условии, что разность температур является конечной величиной. Величина теплоемкости зависит от температуры и давления тела, его физических свойств и характера процесса подвода теплоты. Для расчета рабочих процессов подвода теплоты используют *средние молярные теплоемкости* при постоянном объеме  $mc_V$  и при постоянном давлении  $mc_P$ , [кДж/(кмоль·град)]. Для определения значений молярных теплоемкостей в зависимости от температуры используют эмпирические зависимости и справочные таблицы.

В процессе такта сжатия в цилиндре присутствует свежий воздушный заряд после такта впуска. Для определения средней молярной теплоемкости свежей смеси (воздуха) в конце такта сжатия используют эмпирическую зависимость, кДж/(кмоль·град):

$$(mc_V)_{t_0}^{t_c} = 20,16 + 1.738 \cdot 10^{-3} \cdot T_C \quad (3.33)$$

Представленная зависимость (3.33) является примерной при определении молярной теплоемкости смеси. Для повышения точности расчетов рекомендуется воспользоваться приложением В, таблицами В1 и В2, для точного вычисления средней молярной теплоёмкости продуктов в конце такта сжатия при различных значениях  $\alpha$ . Выбранную величину  $\alpha$  и ранее определенное значение  $t_c = T_C - 273$  в приложении В рекомендуется округлять в бóльшую сторону до целого табличного значения.

Общее количество рабочей смеси с учетом остаточных газов, находящейся в цилиндре в конце сжатия, определяют как:

$$M_c = \alpha \cdot M_o \cdot (1 + \gamma_r), \text{ кмоль/кг} \quad (3.34)$$



### 3.3.3 Процесс сгорания

Процесс сгорания – это основной процесс рабочего цикла двигателя, в течение которого теплота, выделяющаяся вследствие сгорания топлива, идет на повышение внутренней энергии рабочего тела и на совершение механической работы. Целью расчета процесса сгорания является определение температуры  $T_Z$  и давления  $P_Z$  в конце видимого сгорания, а для дизеля – и объема сгорания  $V_Z$ . Для определения  $T_Z$  и  $P_Z$  в конце сгорания принимают, что процесс сгорания в двигателе с искровым зажиганием происходит при постоянном объеме (при  $V=const$ , прямая  $cz$  на рис. 3.4), а у двигателей дизельных – по смешанному циклу (при  $V=const$  и  $P=const$ , прямые  $cz'$  и  $z'z$  на рис. 3.5)

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси представляет отношение количества газов после сгорания к количеству смеси до сгорания:

$$\mu = \frac{(M_{\Gamma} + \gamma_r \cdot \alpha \cdot M_0)}{M_c}. \quad (3.35)$$

Максимальную температуру сгорания  $T_z$  для *дизельных* двигателей определяют решением уравнения:

$$\xi \cdot Q_{РАБ} + [(mc_V)_{t_0}^t + 8,315 \cdot \lambda] \cdot t_c + 2270 \cdot (\lambda - \mu) = \mu \cdot (mc_P)_{t_0}^t \cdot t_z \quad (3.36)$$

где:  $\xi$  - коэффициент полезного тепловыделения;  $Q_{РАБ}$  - теплота сгорания рабочей смеси, кДж/кмоль раб.см;  $(mc_P)_{t_0}^t$  - мольная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении;  $\lambda$  - степень повышения давления газов; 2270 – произведение универсальной газовой постоянной (8,3143 кДж/(кмоль·град)) и температуры 273 К.

Степень повышения давления газов  $\lambda$  при сгорании задается только для дизельного двигателя, ее величина зависит от количества подаваемого топлива в цилиндр, формы камеры сгорания, периода задержки воспламенения, а также способа смесеобразования и находится в следующих пределах:

- для дизелей со свободным впуском с неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием  $\lambda = 1,6...2,5$ ;
- для вихрекамерных и предкамерных дизелей со свободным впуском, а также для дизелей с неразделенными камерами и пленочным смесеобразованием  $\lambda = 1,2...1,8$ ;
- для дизелей с наддувом рекомендуемое значение  $\lambda = 1,4...1,5$ .

При выборе  $\lambda$  для дизелей следует руководствоваться следующими соображениями: чем выше  $\lambda$ , тем большее количество топлива будет сгорать при изохорном процессе. Это ведет к росту давления газов и площади индикаторной диаграммы, а, следовательно, уменьшению потери тепла и расхода топлива. Однако при большем значении  $\lambda$  увеличение давления газов ухудшает условия работы кривошипно-шатунного механизма, повышает шумность работы двигателя и снижает его механический КПД. При меньших значениях  $\lambda$  снижается экономичность двигателя (т.к. большая часть топлива сгорает при изобарном процессе, т.е. в большем объеме и при значительном теплоотводе) и нагрузки на детали КШМ.

Коэффициент полезного тепловыделения  $\xi$  выражает долю низшей теплоты сгорания, используемую на повышение внутренней энергии газа и на совершение работы. Величина  $\xi$  принимается на основе экспериментальных данных. При работе двигателя с полной нагрузкой по опытным данным величина  $\xi$  находится в пределах:

- бензиновые двигатели с впрыском топлива –  $0,90...0,96$ ;
- карбюраторные двигатели –  $0,80...0,94$ ;
- газовые двигатели –  $0,70...0,88$ ;
- дизельные двигатели –  $0,70...0,88$ .

Меньшие значения  $\xi$  характерны двигателям устаревшими системами питания топливом. Для повышения  $\xi$  необходимо снижать тепловые потери через стенки цилиндра, уменьшать догорание в процессе расширения, увеличивать скорость горения горючей смеси. При понижении нагрузки на двигатель и снижении скоростного режима работы величина  $\xi$  снижается.

Теплота сгорания рабочей смеси  $Q_{РАБ}$  (горючая смесь + остаточные газы):

- при  $\alpha \geq 1$ :

$$Q_{РАБ} = \frac{Q_H}{M \cdot (1 + \gamma_{\Gamma})}, \text{ МДж/кмоль раб. см} \quad (3.37)$$

- при  $\alpha < 1$ :

$$Q_{РАБ} = \frac{Q_H - (119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot M_0)}{M \cdot (1 + \gamma_{\Gamma})}, \text{ МДж/кмоль раб. см} \quad (3.38)$$

В уравнении (3.36) в правой части находятся две неизвестные величины:  $(mc_P)_{t_0}^{t_z}$  - мольная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении при температуре  $t_z = T_z - 273$ . Для упрощения решения уравнения (3.36), его можно преобразовать в квадратное уравнение вида:

$$A \cdot T_z^2 + B \cdot T_z - C = 0 \quad (3.39)$$

Откуда:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}, \text{ К} \quad (3.40)$$

Значения коэффициентов  $A$ ,  $B$  и  $C$  определяются как:

$$C = - \frac{\left( \frac{\xi \cdot Q_{РАБ}}{M_c} \right) \cdot 10^3 + T_c \cdot \left( (mc_V)_{t_0}^{t_c} + 8.314 \cdot \lambda \right)}{\mu}; \quad (3.41)$$

$$B = 20,16 + \frac{0,921}{\alpha} + 8,314; \quad (3.42)$$

$$A = \left( 1,55 + \frac{1,38}{\alpha} \right) \cdot 10^{-3}. \quad (3.43)$$

После подстановки в уравнение 3.40 значений величин  $A$ ,  $B$  и  $C$ , проводим вычисление значения  $T_z$ .

Максимальную температуру сгорания  $T_z$  для двигателей с *искровым зажиганием* определяют решением уравнения:

$$\xi \cdot Q_{РАБ} + (mc_V)_{t_0}^{t_c} \cdot t_c = \mu \cdot (mc_V)_{t_0}^{t_z} \cdot t_z \quad (3.36a)$$

В уравнении (3.36a) в правой части находятся две неизвестные величины:  $(mc_V)_{t_0}^{t_z}$  - мольная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном объеме при температуре  $t_z = T_z - 273$ . Аналогичным образом преобразуем уравнение (3.36a) в квадратное, где значения коэффициентов  $A$ ,  $B$  и  $C$  уравнения (3.40) определяются как::

$$C = - \frac{\left( \frac{\xi \cdot Q_{РАБ}}{M_c} \right) \cdot 10^3 + T_c \cdot (mc_V)_{t_0}^{t_c}}{\mu}; \quad (3.44)$$

$$B = 18,42 + 2,6 \cdot \alpha; \quad (3.45)$$

$$A = (1,56 + 1,38 \cdot \alpha) \cdot 10^{-3}. \quad (3.46)$$

Далее вычисляем значение  $T_z$  для двигателя с *искровым зажиганием* по формуле (3.40).

В конце такта рабочего хода (сгорания) в цилиндре присутствуют отработавшие газы. Для определения средней мольной теплоемкости продуктов сгорания используют эмпирическую зависимость, кДж/(кмоль·град):

- для *дизельного* двигателя:

$$(mc_p)_{t_0}^{t_z} = 20,16 + \frac{0,921}{\alpha} + \left( 1,55 + \frac{1,38}{\alpha} \right) \cdot 10^{-3} \cdot T_z, \quad (3.47)$$

- для двигателя с *искровым зажиганием*:

$$(mc_p)_{t_0}^{t_z} = 18,42 + 2,6 \cdot \alpha + (1,56 + 1,38\alpha) \cdot 10^{-3} \cdot T_z \quad (3.48)$$

Давление в конце сгорания для *дизельных двигателей* определяется по формуле:

$$P_z = \lambda \cdot P_c, \text{ МПа} \quad (3.49)$$

Степень предварительного (изобарного) расширения  $\rho$  для дизеля:

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}. \quad (3.50)$$

Степень последующего расширения  $\delta$  для дизеля:

$$\delta = \frac{\xi}{\rho}. \quad (3.51)$$

Для двигателей с *искровым зажиганием* давление в конце сгорания:

$$P_z = \mu \cdot P_c \cdot \frac{T_z}{T_c}, \text{ МПа} \quad (3.52)$$

а степень повышения давления  $\lambda_B$ :

$$\lambda_B = \mu \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (3.53)$$

### 3.3.4 Процесс расширения и выпуска

В результате процесса расширения тепловая энергия топлива преобразуется в механическую работу. Выпуск отработавших газов начинается в точке  $b'$  (см. рис. 3.4 и рис. 3.5) в момент открытия выпускного клапана до прихода поршня в НМТ и заканчивается после закрытия выпускного клапана. При движении поршня от НМТ к ВМТ среднее давление газов выше  $P_0$ , что препятствует движению поршня, т.е. на процесс выпуска затрачивается энергия.

Расчет процесса расширения сводится к определению среднего показателя политропы расширения  $n_2$ , параметров конца расширения: давления  $P_B$  и температуры  $T_B$  в конце расширения. Для определения величины  $n_2$  требуется определить показатель адиабаты расширения  $k_2$  по номограмме (рис. 3.2 и 3.3). В расчетах принимается, что  $n_2 = k_2$  ввиду их незначительного отличия. При этом меньшие значения  $n_2$  относятся к высокооборотным дизелям с высоким наддувом и малым  $\lambda$  в связи с ростом догорания на линии расширения. Значение  $n_2$  возрастает с увеличением коэффициента полезного тепловыделения  $\xi$ , отношения  $S/D$ , снижения нагрузки и роста частоты вращения коленчатого вала.

Показатель политропы расширения двигателя *дизельного* определяем по номограмме рис. 3.2. По имеющимся значениям  $\delta$  и  $T_z$  определяем точку пересечения (на номограмме показано проведение вертикальной линии при  $\delta = 13,25$  и горизонтальной линии при  $T_z = 2450$  К). Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки  $a = 1$ , получая какое-то значение  $k_2$ . Далее двигаемся по этой кривой  $k_2$  до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения  $a$  (на примере номограммы заданное значение  $\alpha = 1,4$ ). Ордината точки пересечения дает искомое значение  $k_2$ .

Показатель политропы расширения двигателя *с искровым зажиганием* определяем по номограмме рис. 3.3. По имеющимся значениям степени сжатия  $\xi$  и температуре в конце сгорания  $T_z$  определяем точку пересечения (на примере номограммы показано проведение вертикальной линии при  $\xi = 8,5$  и горизонтальной линии при  $T_z = 3150$  К). Через полученную точку проводим горизонталь до пересечения с вертикалью, опущенной из точки  $\alpha = 1$ , получая какое-то значение  $k_2$ . Далее двигаемся по этой кривой  $k_2$  до пересечения с вертикалью, опущенной из заданного значения  $\alpha$  (на примере номограммы заданное значение  $\alpha = 0,9$ ). Ордината точки пересечения дает искомое значение  $k_2$ .

Давление  $P_6$  и температура  $T_6$  в конце расширения для *дизельного* двигателя:

$$P_6 = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}, \quad (3.54)$$

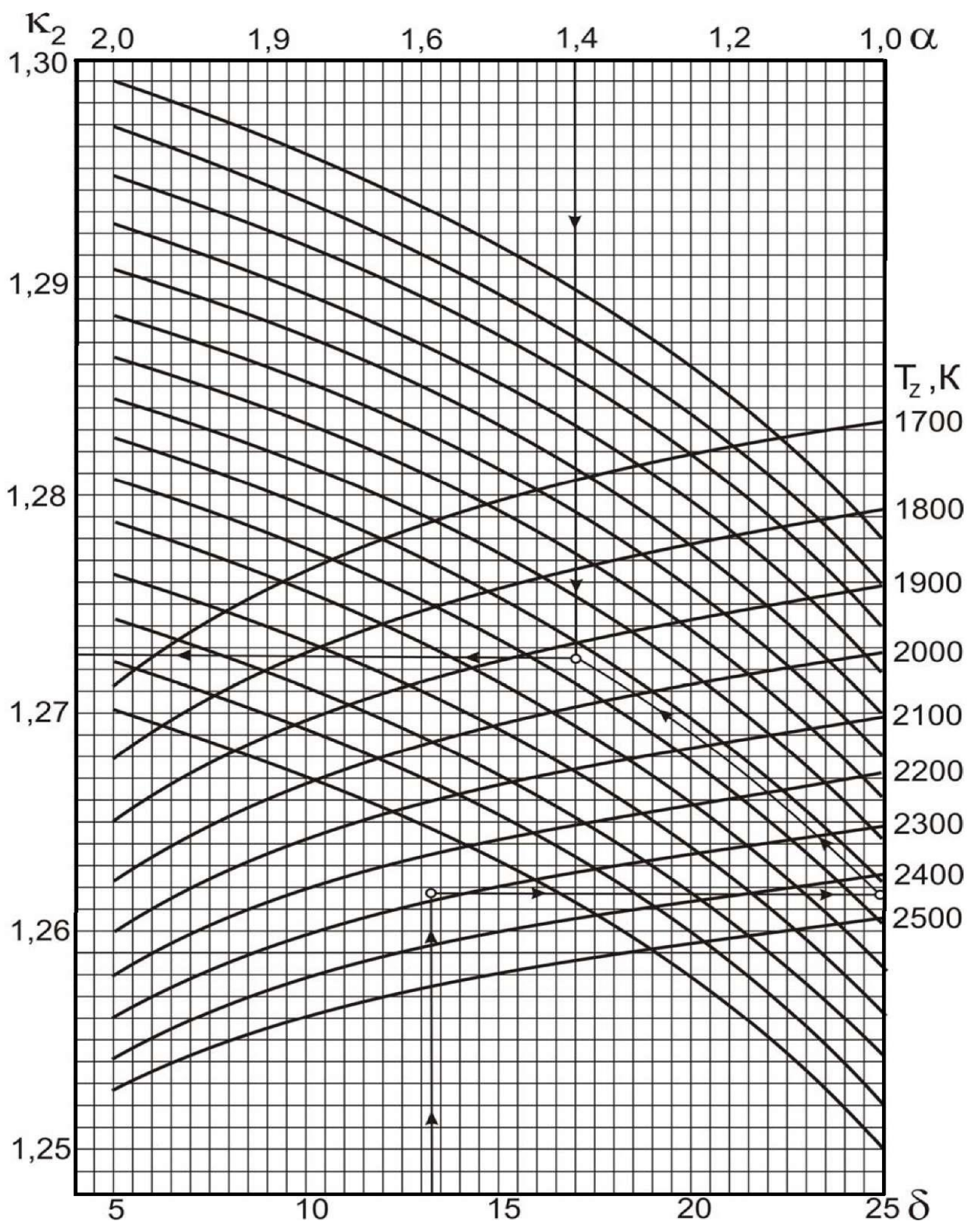


Рисунок 3.2 - Номограмма для определения показателя адиабаты расширения  $k_2$  для дизеля.

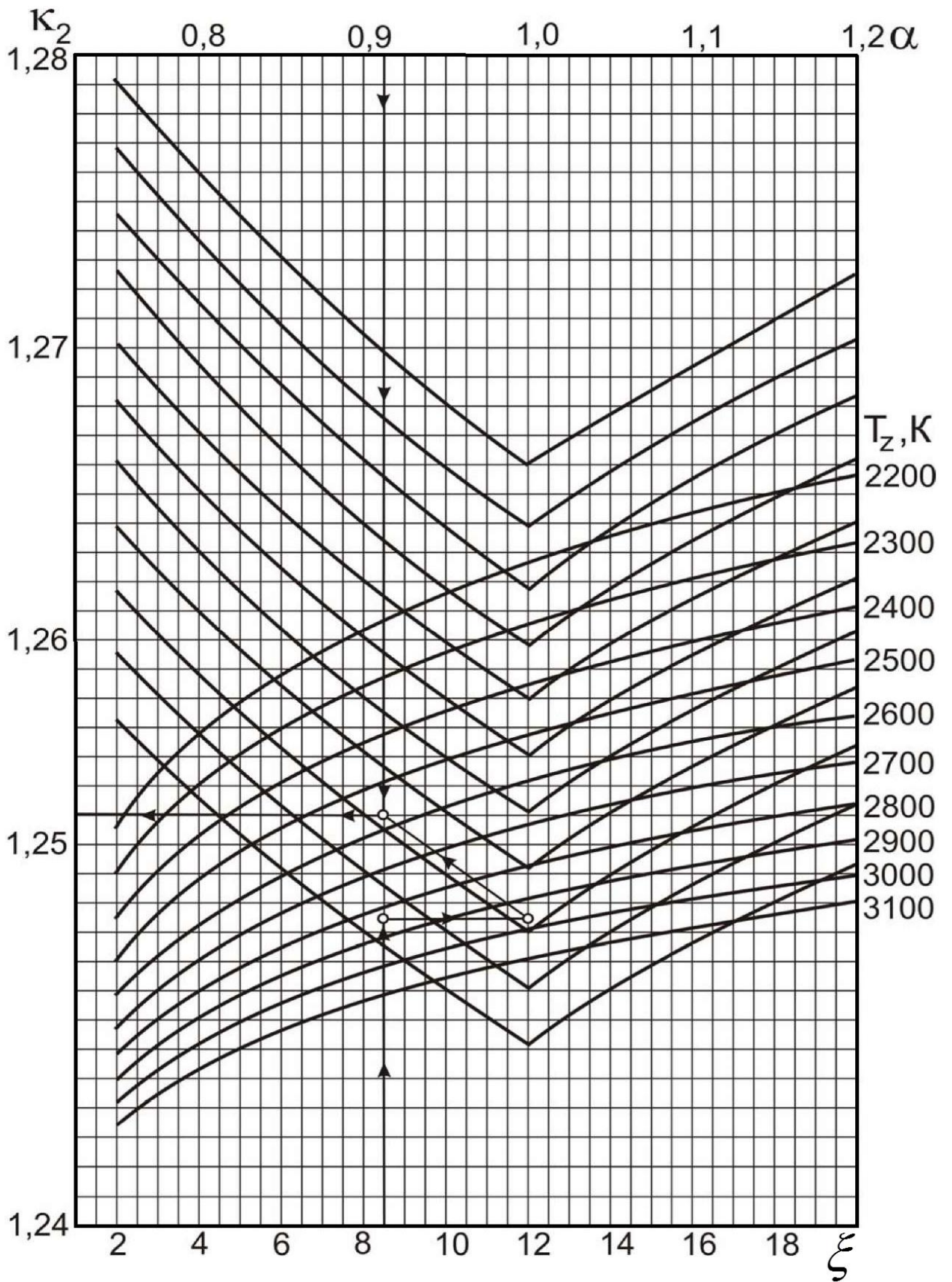


Рисунок 3.3 - Номограмма для определения показателя адиабаты расширения  $k_2$  для двигателя с искровым зажиганием.



$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}, \quad (3.55)$$

Поскольку для двигателя с *искровым зажиганием*  $\rho = 1$  и  $\delta = \xi$ , то давление  $P_{\epsilon}$  и температура  $T_{\epsilon}$  в конце расширения:

$$P_{\epsilon} = \frac{P_z}{\xi^{n_2}}, \quad (3.56)$$

$$T_{\epsilon} = \frac{T_z}{\xi^{n_2-1}}. \quad (3.57)$$

После определения параметров конца процесса расширения  $P_{\epsilon}$  и  $T_{\epsilon}$  определяем расчётную температуру остаточных газов  $T'_{\Gamma}$ :

$$T'_{\Gamma} = \frac{T_{\epsilon}}{\sqrt[3]{\frac{P_{\epsilon}}{P_{\Gamma}}}}, \text{ К} \quad (3.58)$$

Относительная погрешность, в %, выбранного значения температуры остаточных газов  $T_{\Gamma}$  определится по формуле:

$$\delta_{T_{\Gamma}} = \frac{T'_{\Gamma} - T_{\Gamma}}{T'_{\Gamma}} \cdot 100, \% \quad (3.59)$$

и не должна превышать 5%.

При расхождении значения  $T'_{\Gamma}$  необходимо скорректировать исходные данные исходя из следующих закономерностей:

- в первую очередь корректируется коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  (при его увеличении температура остаточных газов понижается);
- во вторую очередь делаются поправки к показателям политропы сжатия  $n_1$  и расширения  $n_2$ , коэффициенту полезного тепловыделения  $\xi$  и степени повышения давления газов  $\lambda$ .

### 3.4 Построение индикаторной диаграммы

По результатам теплового расчета необходимо построить индикаторную диаграмму цикла на листе миллиметровой бумаги формата А4.

*Построение индикаторной диаграммы четырехтактного двигателя с искровым зажиганием* (рис. 3.4) проводится следующим образом. В координатах « $P$  (МПа) -  $V$  (мм)» по оси абсцисс (ось  $V$ , мм) из начала координат откладывается объем камеры сжатия  $V_C$ , масштабное значение которого обычно находится в пределах 15 ... 20 мм, т.е. принимаем длину отрезка  $V_C = 15...20$  мм. Для получения нормальной конфигурации индикаторной диаграммы рекомендуется принимать масштабы диаграммы с таким расчетом, чтобы отношение высоты диаграммы к ее ширине было близко к 1,5. Тогда масштаб давлений при вышеуказанном значении  $V_C$  выбирается в пределах  $m_p = 0,02...0,04$  МПа/мм.

Тогда полный абсолютный цилиндр на чертеже будет равен:

$$V_a = \xi \cdot V_C, \text{ мм} \quad (3.60)$$

где  $\xi$  - степень сжатия двигателя;  $V_C$  – принятый масштаб камеры сжатия в мм.

Из начала координат откладываем на оси абсцисс отрезок длиной  $V_a$ . Следует отметить, что абсолютный рабочий объем  $V_a$  уже включает в себя объем камеры сжатия  $V_C$ . Через концы отрезков  $V_C$  и  $V_a$  проводят вертикальные линии, характеризующие верхнюю мертвую точку (ВМТ) и нижнюю мертвую точку (НМТ) соответственно.

В соответствии с принятой величиной  $m_p$  размечается шкала давления  $P$ , МПа; по оси ординат и на линиях ВМТ и НМТ наносятся основные точки индикаторной диаграммы:  $r$ ,  $a$ ,  $c$ ,  $z$ ,  $b$ , положение которых соответствует величинам давления  $P_G$ ,  $P_A$ ,  $P_C$ ,  $P_Z$ ,  $P_B$  (см. п.п. 3.3). Кроме этого наносится горизонтальная линия атмосферного давления  $P_0$ . Так как при рекомендуемых значениях  $m_p$  величины  $P_A$ ,  $P_B$  и  $P_G$  графически очень близки друг к другу, то допускается условно откладывать на диаграмме значения  $P_G$  и  $P_A$

на 1,0...1,5 мм соответственно выше и ниже линии атмосферного давления  $P_0$ .

После этого проводится построение линий политропы сжатия и расширения. Для построения линии политропы сжатия предварительно выбирается несколько промежуточных точек, расположенных на оси абсцисс между объёмами  $V_a$  и  $V_c$  со значениями:  $V_1 = 1,2 \cdot V_c$ ,  $V_2 = 1,4 \cdot V_c$ ,  $V_3 = 1,6 \cdot V_c$  и т.д. до значения пока  $V_x = V_a$ . Рекомендуется принимать не менее 6...8 промежуточных точек на оси абсцисс. Через концы этих полученных точек  $V_1$ ,  $V_2$ ,  $V_3$  и т.д. проводятся вверх тонкие вертикальные линии, на которых откладываются значения давления  $P_{x1}$ ,  $P_{x2}$ ,  $P_{x3}$  и т.д. Эти значения определяются из уравнения политропы сжатия:

$$P_x = P_a \cdot \left( \frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1}, \text{ МПа} \quad (3.61)$$

где:  $V_x$  - промежуточное значение на оси абсцисс ( $V_1$ ,  $V_2$ ,  $V_3$  и т.д.).

Подставляя последовательно значения  $V_1$ ,  $V_2$ ,  $V_3$  и т.д. в уравнение (3.61) получаем промежуточные значения давления на политропе сжатия. Значения давлений  $P_{x1}$ ,  $P_{x2}$ ,  $P_{x3}$  и т.д. откладываются на соответствующих вертикальных линиях.

Полученные точки, а также точки  $a$  и  $c$  соединяются плавной линией.

Для построения политропы расширения определяются давления при тех же промежуточных объемах  $V_1$ ,  $V_2$ ,  $V_3$  и т.д., находимых из уравнения политропы расширения:

$$P_x = P_b \cdot \left( \frac{V_a}{V_x} \right)^{n_2}, \text{ МПа} \quad (3.62)$$

Подставляя последовательно значения  $V_1$ ,  $V_2$ ,  $V_3$  и т.д. в уравнение (3.62) получаем промежуточные значения давления на политропе расширения. Значения давлений  $P_{x1}$ ,  $P_{x2}$ ,  $P_{x3}$  и т.д. откладываются на соответствующих вертикальных линиях.

Полученные точки, а также точки  $z$  и  $b$  соединяются плавной кривой.

Теоретическая (не скруглённая) индикаторная диаграмма (точки:  $raczbr$ ) затем округляется в точках  $c$ ,  $z$ ,  $b$ . Положение точки  $c'$  определяют углом опережения зажигания. На основе опытных данных считается, что с учётом начала процесса горения в конце такта сжатия давление выше и определяется положением точки  $c''$ :  $P_{c''} = (1,15 \dots 1,25) \cdot P_c$ , МПа. Число перед множителем  $P_c'$  зависит от величины угла опережения зажигания или угла опережения впрыскивания топлива: для современных двигателей с электронной системой управления топливоподачей рекомендуется принимать бóльшее значение перед множителем  $P_c$ .

Действительное давление в конце видимого сгорания у двигателей с *искровым зажиганием*:  $P_{z'} = 0,85 \cdot P_z$ , МПа. Положение точки  $z'$  должно быть смещено вправо от линии ВМТ на  $5^\circ \dots 15^\circ$  поворота коленчатого вала.

Точка  $b'$  должна соответствовать моменту открытия выпускного клапана. Точка  $b''$  обычно располагается на половине расстояния между точками  $a$  и  $b$ . Затем проводят линию атмосферного давления ( $P_0$ ), линию впуска  $ra$  и линию выпуска  $b'r$ .

*Индикаторная диаграмма цикла дизеля* (рис. 3.5) строится аналогично диаграмме карбюраторного двигателя, за исключением следующих отличий:

- 1) масштабное значение объема  $V_C$  рекомендуется принимается равным  $V_C = 10$  мм;
- 2) масштаб давления выбирается в пределах  $m_p = 0,03 \dots 0,05$  МПа/мм;
- 3) действительное максимальное давление цикла  $P_{z'} = P_z$ ;
- 4) линия политропы расширения строится не из точки  $z'$ , а из точки  $z$ .

Положение точки  $z$  на индикаторной диаграмме определяется степенью предварительного расширения  $\rho$ :

$$V_z = \rho \cdot V_C, \text{ мм} \quad (3.63)$$

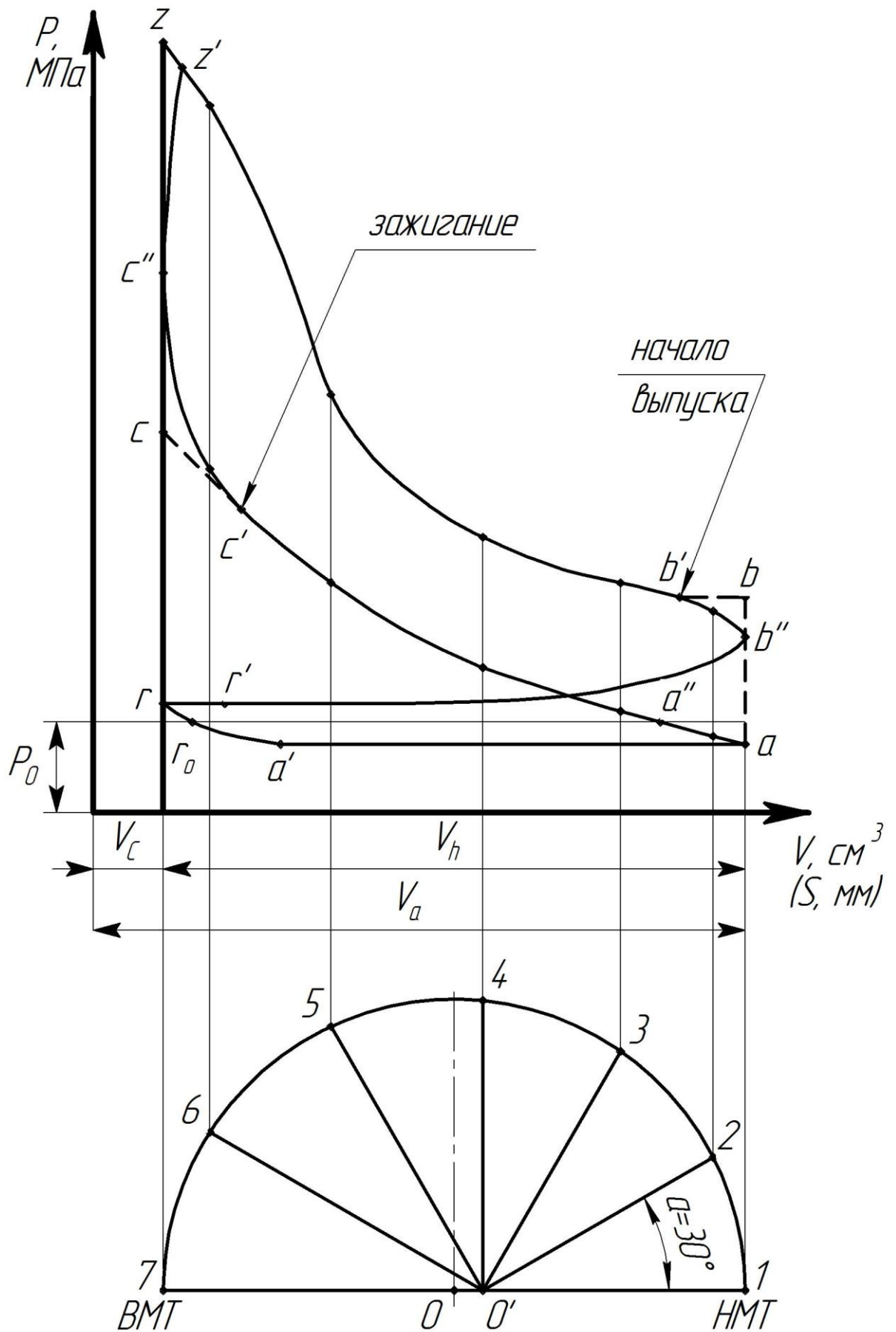


Рисунок 3.4 – Индикаторная диаграмма двигателя с искровым зажиганием

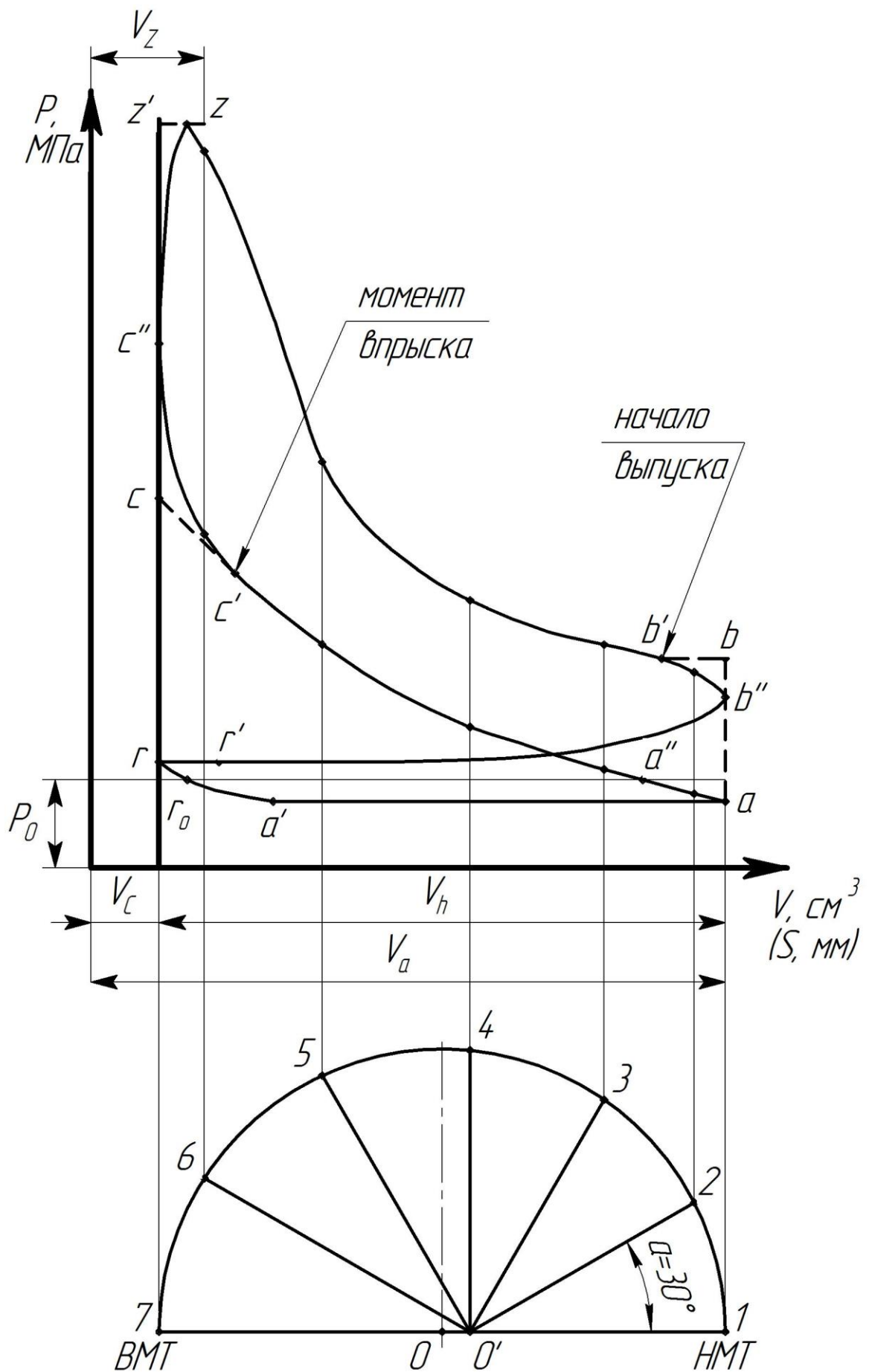


Рисунок 3.5 – Индикаторная диаграмма дизельного двигателя

Объем сгорания  $V_z$  проводят из начала координат. Дальнейшее построение аналогично построениям индикаторной диаграммы для двигателей с искровым зажиганием. Теоретическая (не скруглённая) индикаторная диаграмма дизеля скругляется в точках  $c$ ,  $z'$ ,  $z$  и  $b$ . Линию  $z'z$  у дизелей скругляют вблизи точки  $z$ . Точку округления кривой процесса сгорания на линии  $z'z$  располагают обычно на половине расстояния между точками  $z'$  и  $z$ . У двигателей с наддувом линия выпуска может проходить как выше, так и ниже линии впуска, и может совпадать с линией впуска. Положение точки  $c'$ , соответствующее началу видимого сгорания, определяется углом опережения впрыскивания топлива и периодом задержки воспламенения. Угол опережения впрыска у дизелей составляет  $8^\circ \dots 30^\circ$ , а период задержки воспламенения  $10^\circ \dots 15^\circ$ . Действительное давление  $P_c''$  аналогично больше  $P_c$ .

Для дальнейшей работы с индикаторной диаграммой под ней строят полуокружность между точками  $V_c$  и  $V_a$  с центром в точке  $O$ . Далее от точки  $O$  вправо откладывая точку  $O'$  в сторону, противоположную ВМТ (поправка Брикса). Длина отрезка  $OO'$ :

$$OO' = \frac{S \cdot \lambda_{III}}{4}, \text{ мм} \quad (3.64)$$

где:  $S$  – ход поршня, в мм;  $\lambda_{III}$  - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (берется по индивидуальному заданию).

Поправка Брикса – это величина позволяющая определять перемещение поршня и его положение при любом значении угла  $\alpha$  поворота коленчатого вала. Физический смысл этой поправки состоит в следующем: при повороте коленчатого вала на углы  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$  и т.д. ему соответствуют неравные участки пути, проходимые поршнем, т.е. положение поршня не определяет угол поворота вала. Таким образом, при повороте кривошипа на какой-то угол от ВМТ поршень проходит путь больший, чем путь, проходимый поршнем при повороте кривошипа на такой же угол от НМТ. Поправку Брикса учитывают в расчётах кинематики и динамики КШМ, а также всегда, когда требуется определение истинного мгновенного положения поршня при любом значении  $\alpha$ .

Далее из центра  $O'$  проводят лучи, угол между которыми составляет  $\alpha = 30^\circ$ . В точке пересечения луча и полуокружности (точки 1, 2, 3, 4, 5, 6 и 7) проводят тонкую вертикальную линию до пересечения с кривой политропы сжатия и расширения. По этим вертикальным линиям в динамическом расчете двигателя определяется давление при различных углах поворота коленчатого вала.

### 3.5 Индикаторные показатели рабочего цикла

Рабочий цикл двигателя характеризуется средним индикаторным давлением  $P_i$ , индикаторной мощностью  $N_i$ , индикаторным удельный расходом топлива  $g_i$  и индикаторным КПД  $\eta_i$ .

Среднее индикаторное давление  $P_i$  - это значение условного постоянного давления в цилиндре двигателя, при котором работа, произведенная рабочим телом за один такт, равнялась индикаторной работе цикла.

Для дизельного двигателя:

$$P'_{i \text{ расч}} = \frac{P_c}{\xi - 1} \cdot \left[ \lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda_p \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\xi^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{ МПа} \quad (3.65)$$

Для двигателя с искровым зажиганием:

$$P'_{i \text{ расч}} = \frac{P_c}{\xi - 1} \cdot \left[ \lambda \cdot \frac{1}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\xi^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\xi^{n_1 - 1}} \right) \right], \text{ МПа} \quad (3.66)$$

Меньшее значение индикаторного давления в дизелях без наддува, по сравнению с бензиновыми двигателями, объясняется тем, что дизели работают с большим коэффициентом избытка воздуха, что вызывает неполное использование рабочего объема цилиндра и дополнительные потери на нагревание избыточного воздуха.

Действительное среднее индикаторное давление определяют по формуле:

$$P_i = \varphi \cdot P'_{i \text{ расч}} - \Delta P, \text{ МПа} \quad (3.67)$$



где:  $\varphi$  - коэффициент полноты индикаторной диаграммы;  $\Delta P = P_{\Gamma} - P_a$  - потери части индикаторного давления на осуществление вспомогательных тактов.

Величина  $\Delta P$  в двигателях без наддува положительна, а при использовании наддува – как положительна так и отрицательна.

В связи с наличием округлений (см. рис. 3.4 и рис. 3.5), площадь действительной диаграммы меньше площади теоретической, что учитывается коэффициентом полноты диаграммы  $\varphi$ . Для двигателей с искровым зажиганием  $\varphi = 0,94...0,97$ , для дизелей  $\varphi = 0,92...0,95$ .

По построенной теоретической индикаторной диаграмме определяют среднее теоретическое индикаторное давление:

$$P'_i = m_p \cdot \frac{F_q}{l_q}, \text{ МПа} \quad (3.68)$$

где:  $F_q$  – площадь индикаторной диаграммы, мм<sup>2</sup>;  $l_q$  – длина индикаторной диаграммы, мм;  $m_p$  - принятый масштаб давлений, МПа/мм.

При расчётах часть площади диаграммы  $(P_{\Gamma} - P_a) \cdot V_h$  не учитывается.

Правильность построения индикаторной диаграммы определяется расчётным значением среднего теоретического индикаторного давления. Погрешность определения  $P'_i$  не должно превышать 5%.

$$\delta_{P'_i} = \frac{P'_{i \text{ расч}} - P'_i}{P'_{i \text{ расч}}} \cdot 100, \% \quad (3.69)$$

Индикаторный КПД характеризуют степень использования в действительном цикле теплоты от сгорания топлива, и определяется для двигателей, работающих на жидком топливе, по формуле:

$$\eta_i = 8,314 \cdot \frac{\alpha \cdot M_o \cdot P_i \cdot T_o}{Q_n \cdot \eta_v \cdot P_o} \quad (3.70)$$

Для двигателей с наддувом при расчётах индикаторного КПД в формуле (3.70)  $T_o = T_k$  и  $P_o = P_k$ .

Удельный индикаторный расход топлива, г/(кВт·ч):

$$g_i = \frac{3,6 \cdot 10^6}{Q_n \cdot \eta_i} \quad (3.71)$$

Для двигателей, работающих на газообразном топливе индикаторные показатели  $\eta_i$  и  $g_i$ , кДж/(кВт·ч):

$$\eta_i = \frac{371,2 \cdot 10^{-3} \cdot M' \cdot T_o \cdot P_i}{(Q_n \cdot \eta_V \cdot P_o)} \quad (3.72)$$

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_i \cdot 10^{-3}} \quad (3.73)$$

### 3.6 Эффективные показатели двигателя

Параметры, характеризующие работу двигателя, отличаются от индикаторных наличием необходимых затрат полезной работы на преодоление различных механических сопротивлений (трение, привод вспомогательного оборудования и др.) и на совершение процессов газообмена. Предварительно определяют среднее механическое давление  $P_m$ , МПа в двигателе:

- для дизелей с неразделённой камерой сгорания:

$$P_m = 0,089 + 0,0118 \cdot C_{II}; \quad (3.74)$$

- для дизелей с разделённой камерой сгорания:

$$P_m = 0,103 + 0,0138 \cdot C_{II}; \quad (3.75)$$

- для высокофорсированных двигателей с искровым зажиганием и впрыском топлива:

$$P_m = 0,024 + 0,0053 \cdot C_{II}; \quad (3.76)$$

- для двигателей с искровым зажиганием при  $i \leq 8$  и  $S/D \leq 1$ :

$$P_m = 0,039 + 0,0132 \cdot C_{II}. \quad (3.77)$$

где:  $C_{II}$  - скорость поршня, м/с.

Давление  $P_m$  подсчитывается без учета качества применяемых смазочных материалов и состояния двигателя.

Среднее эффективное давление представляет собой отношение эффективной работы на валу двигателя к единице рабочего объема цилиндра:

$$P_e = P_i - P_m. \quad (3.78)$$

Механический КПД показывает степень совершенства двигателя как машины трения и определяется отношением:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i}. \quad (3.79)$$

Чем больше значение  $\eta_m$  тем меньше трения присутствует в двигателе. Но при снижении нагрузки на двигатель значение  $\eta_m$  значительно уменьшается. В режиме холостого хода  $P_i = P_m$  и  $\eta_m = 0$ .

Эффективный КПД двигателя характеризует степень использования теплоты топлива с учетом всех потерь – тепловых и механических:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (3.80)$$

Более высокие значения  $\eta_e$  у дизелей, по сравнению с бензиновыми двигателями, являются следствием повышенных у них коэффициентов избытка воздуха и как следствие наиболее полного сгорания топлива. Бензиновые двигатели с впрыском топлива имеют практически равный эффективный КПД как у дизелей.

Удельный эффективный расход топлива:

$$g_e = \frac{3,6 \cdot 10^6}{Q_n \cdot \eta_e}, \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)} \quad (3.81)$$

### 3.7 Определение основных размеров и удельных параметров двигателя

Диаметр цилиндра  $D$ , см, определяют исходя из значения потребностей мощности  $Ne_3$  двигателя и заданного числа цилиндров  $i$ :

$$D = \sqrt{\frac{81,6 \cdot Ne_3 \cdot \tau}{2 \cdot \pi \cdot P_e \cdot i \cdot C_{II}}}, \quad (3.82)$$

где:  $\tau$  - коэффициент тактности, для четырёхтактного двигателя  $\tau = 4$ ;  $i$  - количество цилиндров (берется по заданию).

Зная из варианта задания отношение  $S_{ПП} / D_{ПП}$  у двигателя-прототипа, можно найти ход поршня  $S$  проектируемого двигателя:

$$S = D \cdot \left( \frac{S_{ПП}}{D_{ПП}} \right), \text{ см} \quad (3.83)$$

где:  $S_{ПП}$  и  $D_{ПП}$  - ход поршня и диаметр цилиндра соответственно у прототипа двигателя (см. Приложение Г и Д).

Полученные значения  $S$  и  $D$  округляют в большую сторону до целых значений, кратных 1 мм у бензиновых двигателей и 5 мм для дизельных двигателей.

Радиус кривошипа коленчатого вала  $r$ :

$$r = S \cdot 0,5, \text{ см} \quad (3.84)$$

Рабочий объём  $V_h$  одного цилиндра можно определить как:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S, \text{ л} \quad (3.85)$$

В формуле (3.85) диаметр цилиндра и ход поршня должны быть в *дециметрах*, поскольку рабочий объём измеряется в литрах.

Рабочий объём двигателя:

$$\sum V_{hi} = V_h \cdot i, \text{ л} \quad (3.86)$$

Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя  $n_{НОМ}$ ,  $\text{мин}^{-1}$ :

$$n_{НОМ} = \frac{30 \cdot C_{II}}{S}, \quad (3.87)$$

Полученное значение частоты вращения коленчатого вала округляют до ближайшей цифры с двумя последними нулями или до 50.

Эффективная мощность  $Ne$ , кВт, и крутящий момент  $M_n$ , Нм:

$$Ne = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n_{НОМ}}{30 \cdot \tau}, \quad (3.88)$$

$$M_n = \frac{9554 \cdot Ne}{n_{НОМ}}. \quad (3.89)$$

При расхождении значения эффективной мощности  $Ne$  с потребной мощностью  $Ne_{\text{э}}$  более чем на 5% необходимо скорректировать исходные данные и заново провести тепловой расчет:

$$\delta_N = \frac{Ne_{\text{э}} - Ne}{Ne_{\text{э}}} \cdot 100, \% \quad (3.90)$$

Массовый расход топлива  $G_T$ , г/с:

$$G_T = \frac{Ne \cdot 10^3}{Q_n \cdot \eta_e}. \quad (3.91)$$

В качестве оценочных показателей двигателя используют:

- удельную литровую мощность  $N_l$ , кВт/л:

$$N_l = \frac{P_e \cdot n_{НОМ}}{30,6 \cdot \tau} \quad (3.92)$$

- удельную поршневую мощность  $N_n$ , кВт/дм<sup>2</sup>:

$$N_n = N_l \cdot S. \quad (3.93)$$

### 3.8 Внешний тепловой баланс двигателя

Тепло, выделяющееся при сгорании топлива в цилиндрах, не может быть полностью преобразовано в полезную механическую работу. В реальном двигателе потери тепла возрастают из-за трения, теплообмена, неполноты сгорания и прочих причин. Распределение тепловой энергии топлива наглядно иллюстрируется составляющими *внешнего теплового баланса*, который позволяет определить количество теплоты, превращенной в полезную работу, т.е. установить степень достигнутого совершенства теплоиспользования и наметить пути уменьшения имеющихся потерь. По результатам расчета внешнего теплового баланса можно оценить показатели теплонапряженности деталей, рассчитать систему охлаждения, определить резервы в использовании теплоты отработавших газов и пути повышения экономичности двигателя.

Уравнение внешнего теплового баланса двигателя имеет вид:

$$Q = Q_e + Q_2 + Q_{ox} + Q_m + Q_{nc} + Q_{ост}, \quad (3.94)$$

где  $Q$  - теплота, введенная в двигатель при сгорании топлива, Дж/с;  $Q_e$  - теплота, превращенная в полезную работу, Дж/с;  $Q_2$  - теплота, унесенная с отработавшими газами, Дж/с;  $Q_{ox}$  - теплота, отведенная в окружающую среду через систему охлаждения, Дж/с;  $Q_m$  - теплота, отводимая моторным маслом, Дж/с;  $Q_{nc}$  - потери теплоты, обусловленные неполнотой сгорания топлива, Дж/с;  $Q_{ост}$  - неучтенные потери теплоты, Дж/с.

Теплота, введенная в двигатель при сгорании топлива:

$$Q = 1000 \cdot Q_H \cdot G_T, \text{ Дж/с} \quad (3.95)$$

Теплоту, эквивалентную полезной работе за 1с., можно представить как:

$$Q_e = 1000 \cdot N_e \text{ Дж/с} \quad (3.96)$$

Теплота  $Q_2$ , уносимая с отработавшими газами:

$$Q_2 = G_T \cdot \left( M_G \cdot \left( (mc_P)_{t_0}^{t_z} + 8,314 \right) \cdot (T_G - 273) \right) - \left( M \cdot \left( (mc_V)_{t_0}^{t_c} + 8,314 \right) \cdot (T_a - 273) \right) \text{ Дж/с} \quad (3.97)$$

Количество теплоты, отведённой в окружающую среду через систему охлаждения:

- при  $\alpha < 1$ :

$$Q_{ox} = C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n_{НОМ}^m \cdot \frac{(Q_H - \Delta Q)}{\alpha \cdot Q_H}, \text{ Дж/с} \quad (3.98)$$

- при  $\alpha \geq 1$ :

$$Q_{ox} = C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n_{НОМ}^m \cdot \left( \frac{1}{\alpha} \right), \text{ Дж/с} \quad (3.99)$$

где:  $C$  – коэффициент пропорциональности (для четырехтактных двигателей  $C=0,45 \dots 0,53$ );  $m$  – показатель степени (для четырехтактных двигателей  $m=0,6 \dots 0,7$ );  $\Delta Q_H$  – количество теплоты, теряемой при сгорании из-за недостатка кислорода при  $\alpha < 1$ , МДж/кг.

$$\Delta Q = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot M_o, \text{ Дж/с} \quad (3.100)$$

Теплота, передаваемая моторному маслу:

$$Q_m = (0,02 \dots 0,05) \cdot Q, \text{ Дж/с} \quad (3.101)$$

Бóльшие значения множителя перед  $Q_m$  выбирают для двигателей с воздушно-масляным или теплообменным радиатором в системе смазки.

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива при  $\alpha < 1$ :

$$Q_{nc} = \Delta Q \cdot G_T, \text{ Дж/с} \quad (3.102)$$

Остаточные (неучтённые) потери теплоты включают в себя теплоту, рассеиваемую в окружающую среду поверхностями двигателя, а также кинетическую энергию отработавших газов:

$$Q_{ост} = Q - (Q_e + Q_{ox} + Q_T + Q_{nc}), \text{ Дж/с} \quad (3.103)$$

Тепловой баланс удобно представить в относительных единицах, где каждый член выражается в процентах от количества располагаемой теплоты  $g_i = (Q_i / Q) \cdot 100\%$ ;

$$100\% = g_e + g_z + g_{ox} + g_m + g_{nc} + g_{ост} \quad (3.104)$$

Распределение теплового баланса современных двигателей показано в таблице 3.5

Таблица 3.5 – Примерные значения составляющих теплового баланса автотракторных двигателей для номинального режима работы.

Двигатель	$g_e, \%$	$g_z, \%$	$g_{ox}, \%$	$g_m, \%$	$g_{nc}, \%$	$g_{ост}, \%$
С искровым зажиганием	25...38	30...40	20...30	1...3	3...10	3...5
Дизельный	25...45	25...35	15...35	2...5	0...2	2...5

### 3.9 Анализ результатов теплового расчёта двигателя

Результаты теплового расчёта сравнивают с параметрами состояния газов, показателями рабочих циклов и основными размерами современных автотракторных двигателей, которые



приведены в таблице 3.6. Полученные значения расчётных параметров должны находиться в приведенных пределах, подтверждая правильность выполненных расчётов.

Таблица 3.6 – Параметры состояния газов, показатели циклов и основные размеры автотракторных двигателей.

Параметры		Дизельные двигатели		С искровым зажиганием		
		без наддува	с наддувом	газовые	карбюраторные	инжекторные
Давление газов, МПа	$P_a$	0,08...0,09	$(0,90...0,95) \cdot P_k$	0,080...0,095		
	$P_c$	3,5...5,8	6,0...8,0	0,9...2,0		1,0...2,5
	$P_z$	5,5...9,0	до 12,0	3,0...5,0	3,5...7,5	
	$P_B$	0,2...0,5	0,3...0,5	0,3...0,6		
Температура газов, К	$T_a$	310...350	320...400	320...380		
	$T_c$	700...900	850...1000	600...800		
	$T_z$	1700...2200	1900...2300	2200...2500	2400...3100	
	$T_B$	1000...1200	1100...1300	1300...1700		
Среднее давление цикла, МПа	$P_i$	0,60...1,05	До 2,2	0,6...1,0	0,7...1,4	До 1,6
	$P_e$	0,65...0,85	До 2,0	0,50...0,80	0,50...1,10	
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	$g_i$	160...220	160...220	10...14	210...290	180...240
	$g_e$	205...250	200...240	12...17	240...310	200...290
КПД двигателя	$\eta_i$	0,35...0,50	0,40...0,53	0,28...0,35	0,30...0,40	0,35...0,45
	$\eta_m$	0,70...0,80	0,80...0,90	0,75...0,85	0,70...0,85	0,72...0,87
	$\eta_e$	0,25...0,40	0,30...0,45	0,38...0,45	0,25...0,35	0,25...0,38
Размеры ЦПГ, мм	$D$	105...150	105...150	72...110		
	$S$	115...205	115...205	66...110		
Литраж, л	$V_{hi}$	2,08...62,4	4,6...62,4	2,6...7,0		

### Контрольные вопросы

1. Поясните суть коэффициента молекулярных изменений в химических реакциях.

2. Поясните связь параметров цикла с параметрами процессов этого цикла.
3. Почему процесс горения происходит при движении поршня, а не в ВМТ?
4. Как в теории ДВС оценивается качество процессов газообмена?
5. Отличие действительного термодинамического цикла ДВС от идеального.
6. Понятие коэффициента наполнения и его предельное значение.
7. Влияние гидравлического сопротивления впускной системы двигателя на величину коэффициента наполнения. Влияние наддува на величину коэффициента наполнения.
8. Каков суммарный эффект влияния степени сжатия на величину коэффициента наполнения?
9. Отличие реального процесса сжатия в ДВС от идеального.
10. Способы утилизации тепла, которое уносится с отработавшими газами.
11. Основные факторы, влияющие на среднее индикаторное давление и индикаторную мощность ДВС.
12. Зависимость мощности механических потерь от условий работы ДВС.
13. Топлива, применяемые в ДВС. Перечень основных требований к ним.
14. Назначение процесса сжатия рабочего тела ДВС.
15. Как рассчитать показатель  $k_1$  адиабатического процесса сжатия? Содержание и методика использования номограммы для определения  $k_1$ .
16. Как учитывается в расчётах снижение теплотворности рабочей?
17. Понятие насосных ходов поршня, их работа в цикле двигателя.
18. Влияние наддува на топливную экономичность ДВС.
19. Влияние состава топливно-воздушной смеси на среднее индикаторное давление и индикаторную мощность ДВС.
20. Что входит в понятие мощности механических потерь? Что такое "среднее давление механических потерь" и "среднее эффективное давление"?
21. Объясните влияние степени сжатия на индикаторный КПД?

## 4 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Основная задача кинематического расчёта состоит в определении закона движения поршня и шатуна. При этом принимается, что коленчатый вал вращается с постоянной угловой скоростью  $\omega = const$ . Это позволяет рассматривать все кинематические величины (путь  $S_n$ , скорость  $V_n$  и ускорение  $J_n$  поршня) в функции угла поворота коленчатого вала  $\alpha$ .

Кривошипно-шатунный механизм (КШМ) может быть центральным, когда ось цилиндра пересекает ось коленчатого вала (наиболее распространённый в автотракторных двигателях) или смещённым (дезаксиальным), когда ось цилиндра (поршневого пальца) смещена от оси коленчатого вала не более чем на 10% хода поршня для снижения нормальных давлений, воспринимаемых поршнем и гильзой (рис. 4.1).

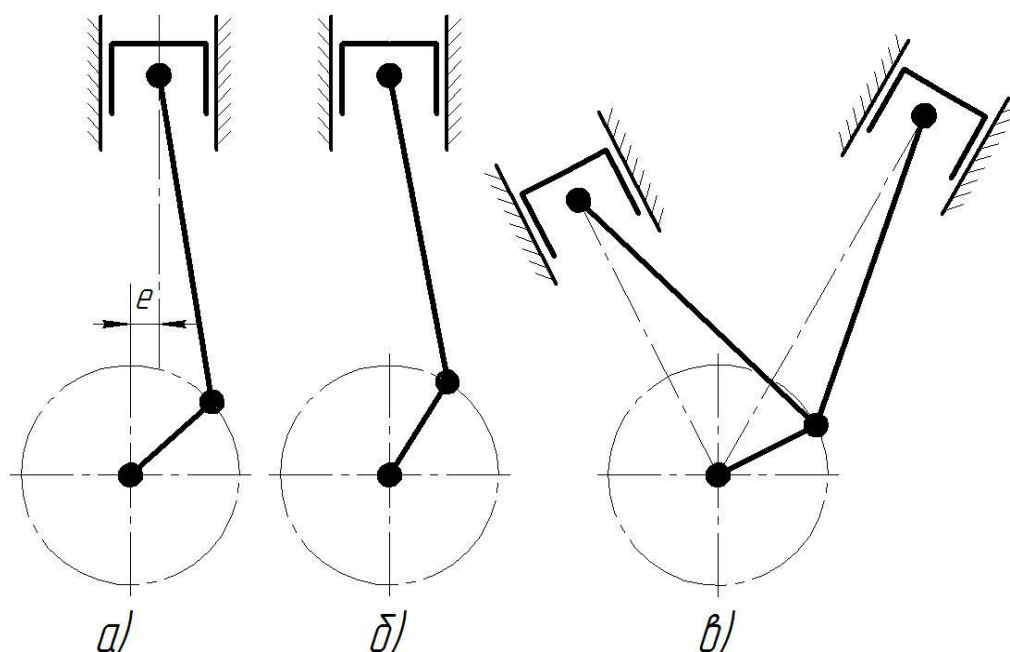


Рисунок 4.1 – Виды КШМ: а) – дезаксиальный; б), в) – центральный.

Ниже приводится кинематический расчёт центрального и дезаксиального КШМ рядного двигателя. Аналогично выполняется расчёт кинематики двигателей с  $V$  – образным расположением цилиндров, в которых применяют шатуны одинаковой длины, устанавливаемые на шатунную шейку рядом (рис. 4.1в).

## 4.1 Перемещение поршня

При практических расчётах перемещение поршня  $S_n$ , м, центрального КШМ от ВМТ в зависимости от угла поворота кривошипа определяют по формуле:

$$S_n = r \cdot \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda_{ш}}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad (4.1)$$

Перемещение поршня в дезаксиальном КШМ:

$$S_n = r \cdot \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda_{ш}}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \cdot (K \cdot \lambda_{ш} \cdot \sin \alpha) \right] \quad (4.2)$$

где  $\lambda_{ш} = \frac{r}{l_{ш}}$  - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (берется

по заданию);  $K = \frac{e}{r}$  - отношение смещения ( $e$ ) оси цилиндра относительно оси коленчатого вала к радиусу кривошипа, составляет  $K = 0,05 \dots 0,15$ .

Значения тригонометрических функций для выбранного угла  $\alpha$  берутся из таблицы 4.1. Значение радиуса кривошипа  $r = \frac{S}{2}$ , м, определяется от рассчитанного ранее значения хода поршня  $S$ .

## 4.2 Скорость поршня

Скорость поршня, м/с, является переменной величиной при  $\omega = const$ . В центральном КШМ скорость поршня определяют по формуле:

$$V_n = \omega \cdot r \cdot \left( \sin \alpha + \frac{\lambda_{ш}}{2} \cdot \sin 2\alpha \right). \quad (4.3)$$

где:  $\omega$  – угловая скорость коленчатого вала.

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{НОМ}}{30}, \text{ с}^{-1} \quad (4.4)$$

Для дезаксиального КШМ скорость поршня определяется как:

$$V_n = \omega \cdot r \cdot \left( \sin \alpha + \frac{\lambda_{uu}}{2} \cdot \sin 2\alpha - K \cdot \lambda_{uu} \cdot \cos \alpha \right). \quad (4.5)$$

### 4.3 Ускорение поршня

Ускорение поршня  $J_n$ , м/с<sup>2</sup>, в центральном КШМ:

$$J_n = \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \alpha + \lambda_{uu} \cdot \cos 2\alpha), \quad (4.6)$$

В дезаксиальном КШМ ускорение поршня:

$$J_n = \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \alpha + \lambda_{uu} \cdot \cos 2\alpha + K \cdot \lambda_{uu} \cdot \sin \alpha), \quad (4.7)$$

Значения тригонометрических функций для выбранного угла  $\alpha$  и  $2\alpha$  берутся из таблицы 4.1.

Пользуясь приведёнными выше формулами, определяют аналитическим путём значения перемещения, скорости и ускорения поршня в интервале  $\alpha = 0 \dots 360$  град. через каждые 30 град., которые заносят в таблицу 4.2. По данным расчётов строят кривые  $S_{II}, V_{II}, J_{II} = f(\alpha)$  (рис. 4.2, 4.3 и 4.4), по которым находят максимальные и минимальные значения скорости и ускорения поршня.

Таблица 4.1 – Тригонометрические значения функций  $Sin$  и  $Cos$  угла  $\alpha$  и  $2\alpha$ .

Функция	Значения $\alpha$ , град. (от ВМТ)												
	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
$Sin\alpha$	0	0,50	0,87	1	0,87	0,50	0	-0,50	-0,87	-1	-0,87	-0,50	0
$Cos\alpha$	1	0,87	0,50	0	-0,50	-0,87	-1	-0,87	-0,50	0	0,50	0,870	1
$Cos2\alpha$	1	0,506	-0,506	-1	-0,506	0,506	1	0,506	-0,506	-1	-0,506	0,506	1
$Sin2\alpha$	0	0,87	0,87	0	-0,87	-0,87	0	0,87	0,87	0	-0,87	-0,87	0

Таблица 4.2 – Результаты расчета кинематических параметров кривошипно-шатунного механизма.

Параметр	Значения $\alpha$ , град. (от ВМТ)												
	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
$S_{II}$ , м													
$V_{II}$ , м/с													
$J_{II}$ , м/с <sup>2</sup>													

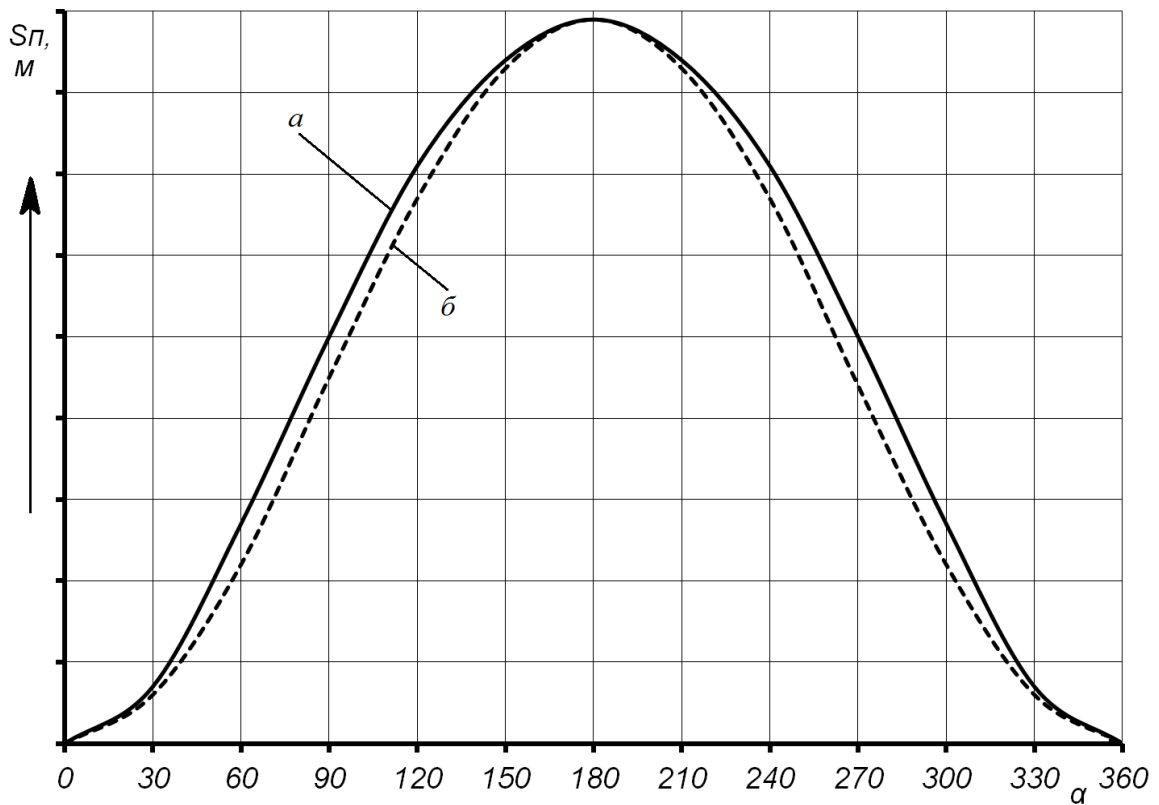


Рисунок 4.2 – Пример графика перемещения поршня  $S_{\Pi}$  в функции угла поворота коленчатого вала: а) – центрального КШМ; б) – дезаксиального КШМ.

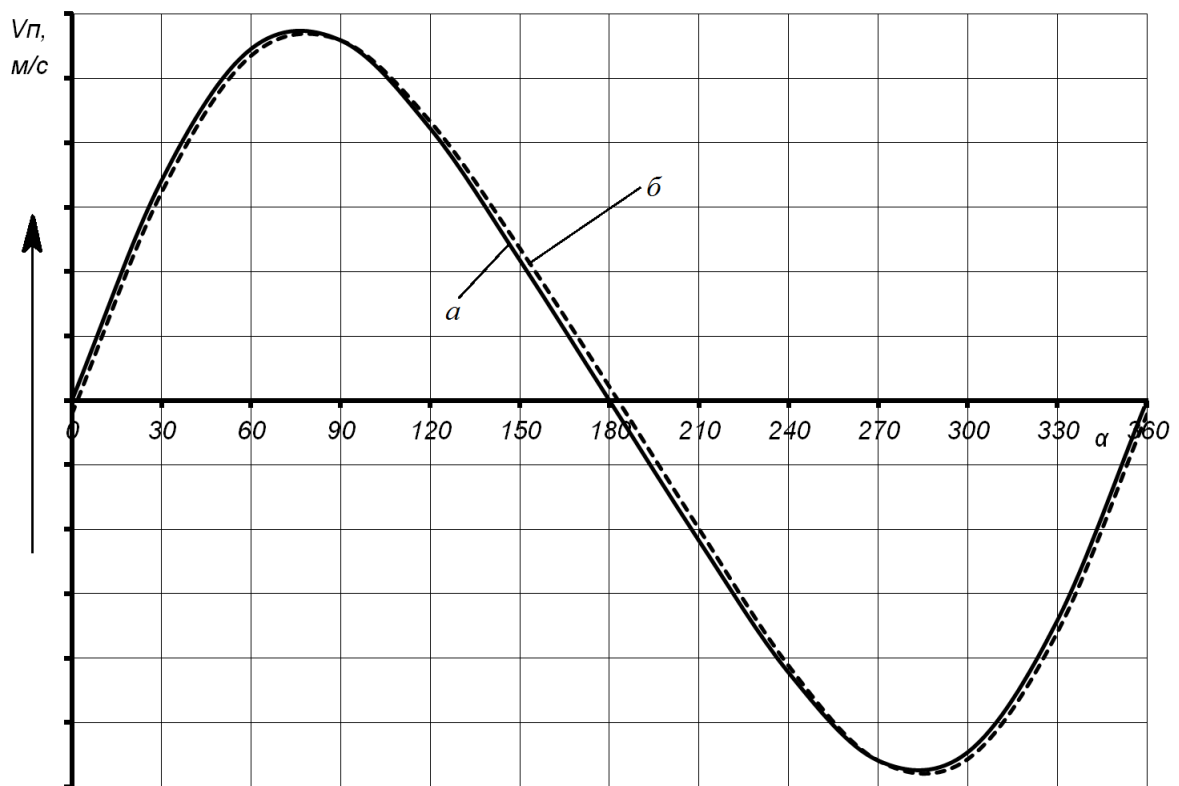


Рисунок 4.3 – Пример графика скорости поршня  $V_{\Pi}$ , в функции угла поворота коленчатого вала: а) – центрального КШМ; б) – дезаксиального КШМ.

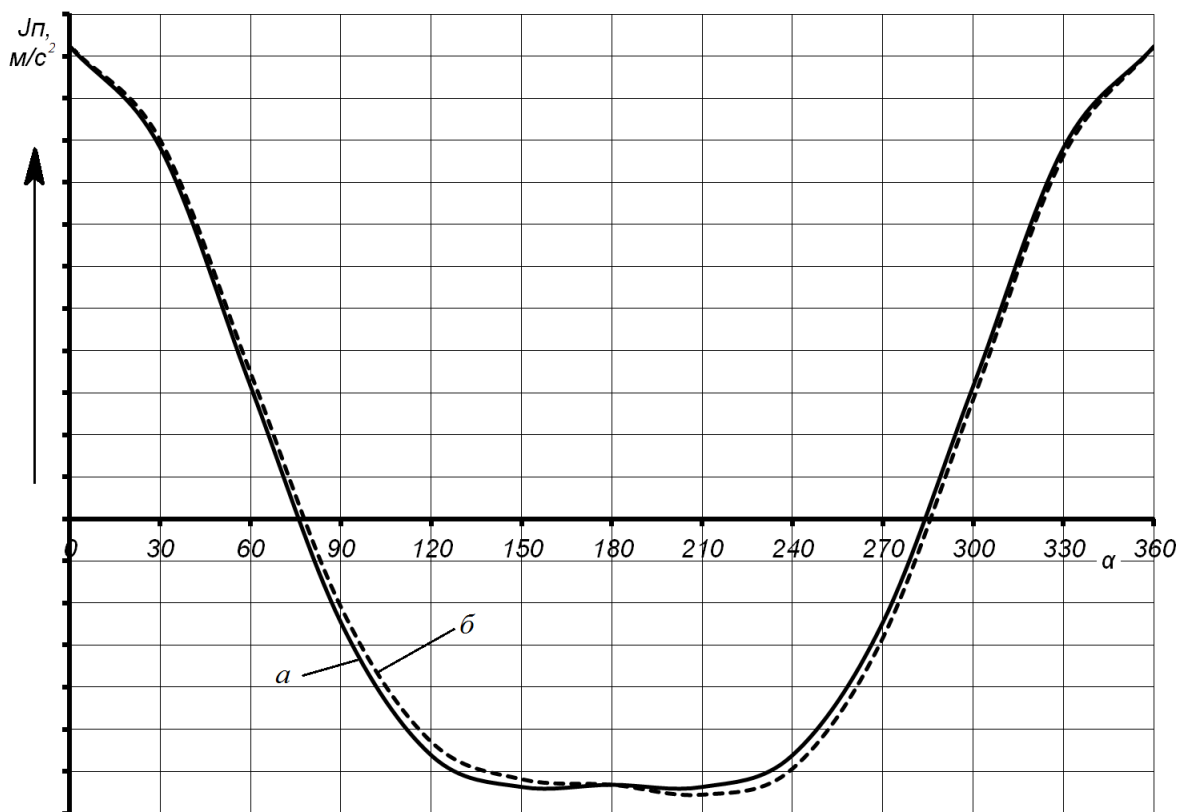


Рисунок 4.4 – Пример графика ускорения поршня  $J_{\Pi}$  в функции угла поворота коленчатого вала: а) – центрального КШМ; б) – дезаксиального КШМ.

### Контрольные вопросы

1. Какое допущение используется при определении угловой частоты вращения коленчатого вала?
2. Какие основные конструктивные схемы кривошипно-шатунных механизмов применяются в автомобильных и тракторных двигателях?
3. Какое основное отличие центрального КШМ от дезаксиального?
4. Какой кривошипно-шатунный механизм называется дезаксиальным?
5. С какой целью выполняют дезаксаж кривошипно-шатунного механизма?
6. От чего зависит полный ход поршня?
7. Как определяется безразмерный параметр КШМ?
8. Как изменятся параметры КШМ если:
  - в два раза увеличить (уменьшить) частоту вращения коленчатого вала;



- в два раза увеличить (уменьшить) ход поршня;
- в два раза увеличить (уменьшить) смещение в дезаксиальном КШМ.

9. Чем объясняется то обстоятельство, что при повороте коленчатого вала на угол  $90^\circ$  в центральном КШМ поршень перемещается на величину, превышающей половину хода?

10. При каком угле поворота кривошипа скорость поршня достигает максимального значения? Влияет ли параметр  $\lambda_{ш}$  на величину этого угла?

11. В каком положении поршня - ВМТ или Н·МТ он достигает максимального ускорения? Почему?

12. При каком значении угла поворота коленчатого вала ускорение поршня достигает максимального значения? Почему?

13. Почему в современных двигателях безразмерный показатель  $\lambda_{ш}$  находится в пределах  $0,23 \dots 0,32$ ? Какое влияние оказывает на работу двигателя?

14. Как меняется скорость (ускорение) поршня дезаксиального кривошипно-шатунного механизма со сравнением с центральным?

15. Какой основной недостаток (преимущество) дезаксиального кривошипно-шатунного механизма по сравнению с центральным?

## 5 ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Динамический расчёт КШМ заключается в определении суммарных сил и моментов, возникающих от давления газов и сил инерции, обосновании конструктивных форм и размеров базовых деталей и маховика КШМ.

В течение полного рабочего цикла ( $720^\circ$  для 4-х и  $360^\circ$  для 2-х тактных двигателей) силы, действующие в КШМ, непрерывно изменяются по величине и направлению. Поэтому для определения характера изменения этих сил по углу поворота коленчатого вала их величины рассчитывают через каждые  $30^\circ$ . Результаты динамического расчёта сводятся в таблицу 5.2.

### 5.1 Силы, действующие на поршневой палец

При работе двигателя на детали кривошипно-шатунного механизма действуют силы от давления газов  $P_G$ , силы инерции  $P_I$  возвратно-поступательно движущихся масс КШМ, центробежные силы  $P_C$  и давление на поршень со стороны картера  $P_O$ , приблизительно равное атмосферному давлению (рис. 5.1).

Силу давления газов  $P_G$  на поршень определяют по формуле:

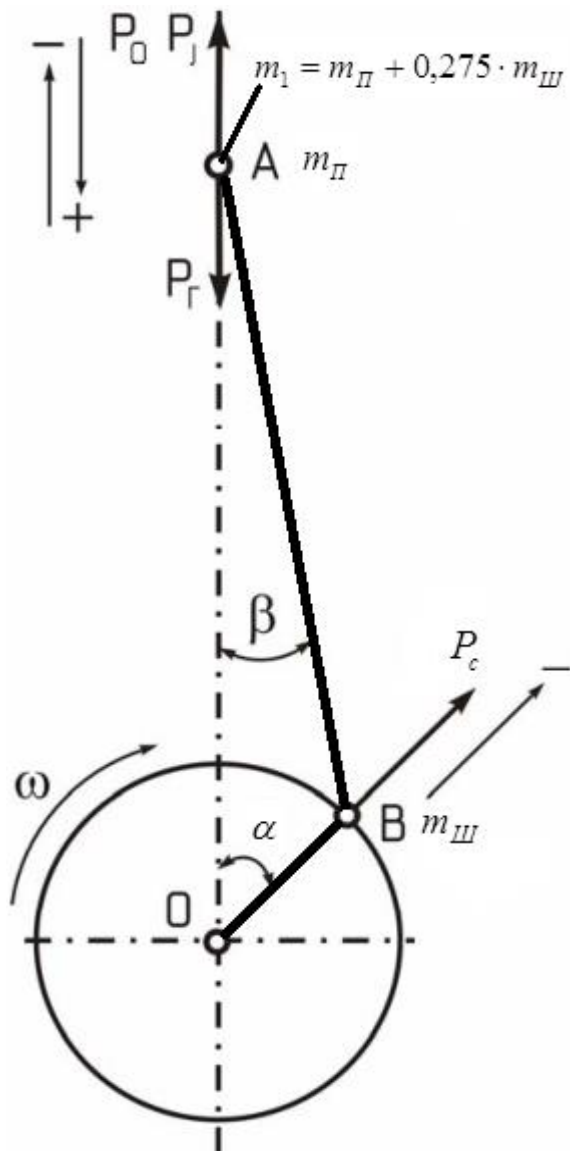
$$P_G = (P_x - P_o) \cdot F_{II} \cdot 10^2, \text{ Н} \quad (5.1)$$

где:  $P_x$  – текущие абсолютные значения давления в цилиндре по индикаторной диаграмме на протяжении полного рабочего цикла,

МПа;  $F_{II} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$  – площадь днища поршня,  $\text{см}^2$ .

Поскольку динамический расчёт двигателя связан с определением сил в функции угла поворота коленчатого вала за период  $0^\circ \dots 720^\circ$ , то для проведения дальнейших расчётов требуется определить давление газов  $P_x$  при угле  $\alpha$ , т.е. необходимо знать численное значение давления газов внутри цилиндра при любом положении коленчатого вала и соответствующем рабочем такте. Для

этих целей используют ранее построенную индикаторную диаграмму двигателя (рис. 3.4 и 3.5).



$O$  – центр вращения коленчатого вала;  
 $OB$  – радиус кривошипа коленчатого вала;  
 $AB$  – длина шатуна;  
 $\alpha$  - угол поворота коленчатого вала, град.;  
 $\beta$  – угол наклона оси шатуна к оси цилиндра, град;  
 $A$  – центр приведенной массы  $m_{\Pi}$  поршневой группы КШМ, сосредоточенной на оси поршневого пальца;  
 $B$  – центр приведенной массы  $m_{\text{Ш}}$  шатунной группы деталей КШМ, сосредоточенной на оси шатунной шейки коленчатого вала;  
 $\omega$  – угловая скорость коленчатого вала,  $\text{с}^{-1}$ .

Рисунок 5.1 – Силы (инерционные и газовые), действующие на поршневой палец с указанием точек приложения и знаков действия.

Определение значений  $P_x$  (на примере индикаторной диаграммы для дизельного двигателя, рис. 5.2) проводится в следующем порядке:

1. В диапазоне угла поворота коленчатого вала  $\alpha$  от  $0^\circ$  до  $180^\circ$  включительно (такт впуска) принято считать, что давление  $P_x$  равно  $P_a$ ;

2. В диапазоне угла поворота коленчатого вала  $\alpha$  от  $210^\circ$  до  $360^\circ$  включительно (такт сжатия) давление  $P_x$  определяется по полуокружности, построенной под индикаторной диаграммой. На полуокружности нанесены точки с «1» по «7». В точке «1», т.е. при

180°, условно считается, что давление  $P_x$  равно  $P_a$ , поэтому в расчетах такт сжатия начинается с точки «2», т.е. от 210°. Из нее (точки «2») проводят вертикальную линию до пересечения с кривой политропы сжатия на индикаторной диаграмме (точка «2'»), после чего из полученной точки проводят горизонтальную линию до совпадения с осью ординат, по которой определяют давление  $P_x$ , МПа. Аналогичным образом из точки «3» на полуокружности проводят вертикальную линию до совпадения с кривой политропы сжатия (точка «3'») и определяют давление  $P_x$  при  $\alpha = 240^\circ$ . Аналогичным образом, точка «4» соответствует углу поворота 270°, точка «5» - 300°, точка «6» - 330° и точка «7» - 360°. По соответствующим точкам «4'», «5'», «6'» определяют давление  $P_x$ . Для разных типов двигателей давление в точке «7» определяется индивидуально:

- для дизеля давление в точке «7» равно  $P_c$ ;
- для двигателя с искровым зажиганием давление в точке «7» равно  $P_z$ .

3. В диапазоне угла поворота коленчатого вала  $\alpha$  от 390° до 540° включительно (такт рабочего хода) давление  $P_x$  определяется по полуокружности, построенной под индикаторной диаграммой, но в обратном порядке движения: от точки «7» к точке «1». Для разных типов двигателей давление на такте рабочего хода определяется индивидуально:

- у двигателя с искровым зажиганием в точке «7» на такте рабочего хода, т.е. при 360°, условно считается, что давление  $P_x$  равно  $P_z$ , поэтому в расчетах такт рабочего хода начинается с точки «6», т.е. от 390°. Далее из точки «6» на полуокружности проводят вертикальную линию до совпадения с кривой политропы сжатия (точка «6''») и определяют давление  $P_x$  при  $\alpha = 390^\circ$ . Таким образом, точка «5» соответствует углу поворота 420°, точка «4» - 450°, точка «3» - 480°, точка «2» - 510° и точка «1» - 540°. По соответствующим точкам «6''», «5''», «4''», «3''» и «2''» определяют давление  $P_x$ . В точке «1» давление  $P_x$  равно  $P_e$ .

- у дизельного в точке «7» на такте рабочего хода, т.е. при 360°, условно считается, что давление  $P_x$  равно  $P_c$ , поэтому в расчетах такт рабочего хода начинается с точки «6», т.е. от 390°. Для дизельного двигателя добавляется дополнительный угол  $\alpha = 375^\circ$ , при

котором  $P_x$  равно  $P_z$ . Далее из точки «б» на полуокружности проводят вертикальную линию до совпадения с кривой политропы сжатия (точка «б''») и определяют давление  $P_x$  при  $\alpha = 390^\circ$ . Таким образом, точка «5» соответствует углу поворота  $420^\circ$ , точка «4» -  $450^\circ$ , точка «3» -  $480^\circ$ , точка «2» -  $510^\circ$  и точка «1» -  $540^\circ$ . По соответствующим точкам «б''», «5''», «4''», «3''» и «2''» определяют давление  $P_x$ . В точке «1» давление  $P_x$  равно  $P_6$ .

4. В диапазоне угла поворота коленчатого вала  $\alpha$  от  $570^\circ$  до  $720^\circ$  (такт выпуска) что давление  $P_x$  равно давлению  $P_6$ .

Значения силы  $P_T$  при соответствующем угле  $\alpha$  ( $0^\circ \dots 720^\circ$ ) поворота коленчатого вала заносят в таблицу 5.2.

*Сила инерции* возвратно-поступательно движущихся масс  $P_j$ ,  $H$ , складывается из сил инерции первого порядка  $P_{j1}$  и сил инерции второго порядка  $P_{j2}$ , период изменения, которых соответственно один оборот и половина оборота коленчатого вала двигателя:  $P_j = P_{j1} \pm P_{j2}$  (рис. 5.3). Силы инерции считают положительными, если они направлены по оси цилиндра в сторону коленчатого вала, и отрицательными, если направлены к днищу поршня. Все движущиеся детали КШМ по характеру их движения и характеру сил инерции можно разделить на три группы (рис. 5.4).

1. Детали, совершающие прямолинейное возвратно-поступательное движение (силы инерции масс, движущихся возвратно-поступательно). К этим деталям относится поршень, поршневые кольца, поршневой палец с деталями крепления, которые все объединяются в одну поршневую группу с массой  $m_{II}$ . Приведенную массу поршневой группы  $m_{II}$  считают сосредоточенной на оси поршневого пальца.

2. Детали, совершающие вращательное движение (силы инерции вращающихся масс). К ним относится кривошип, состоящий из совокупности двух половин коренной шейки, двух щеки шатунной шейки.

3. Детали, совершающие сложное плоскопараллельное движение (силы инерции масс, совершающих сложное плоскопараллельное движение). Сюда относится шатун с вкладышами и болтами нижней головки, и втулкой верхней головки, т.е. вся шатунная группа с массой  $m_{III}$ .

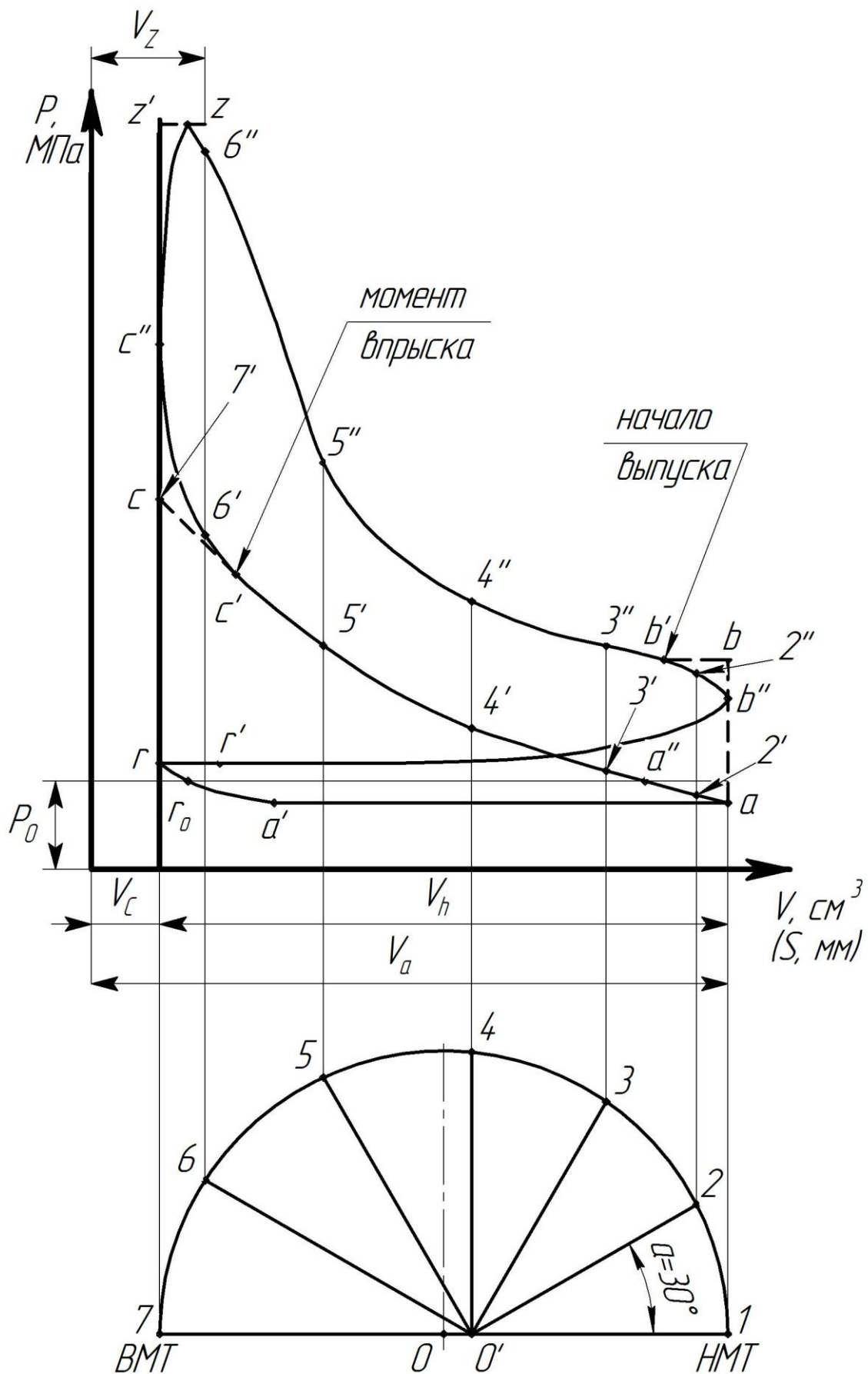


Рисунок 5.2 – К определению значений  $P_x$  по индикаторной диаграмме.

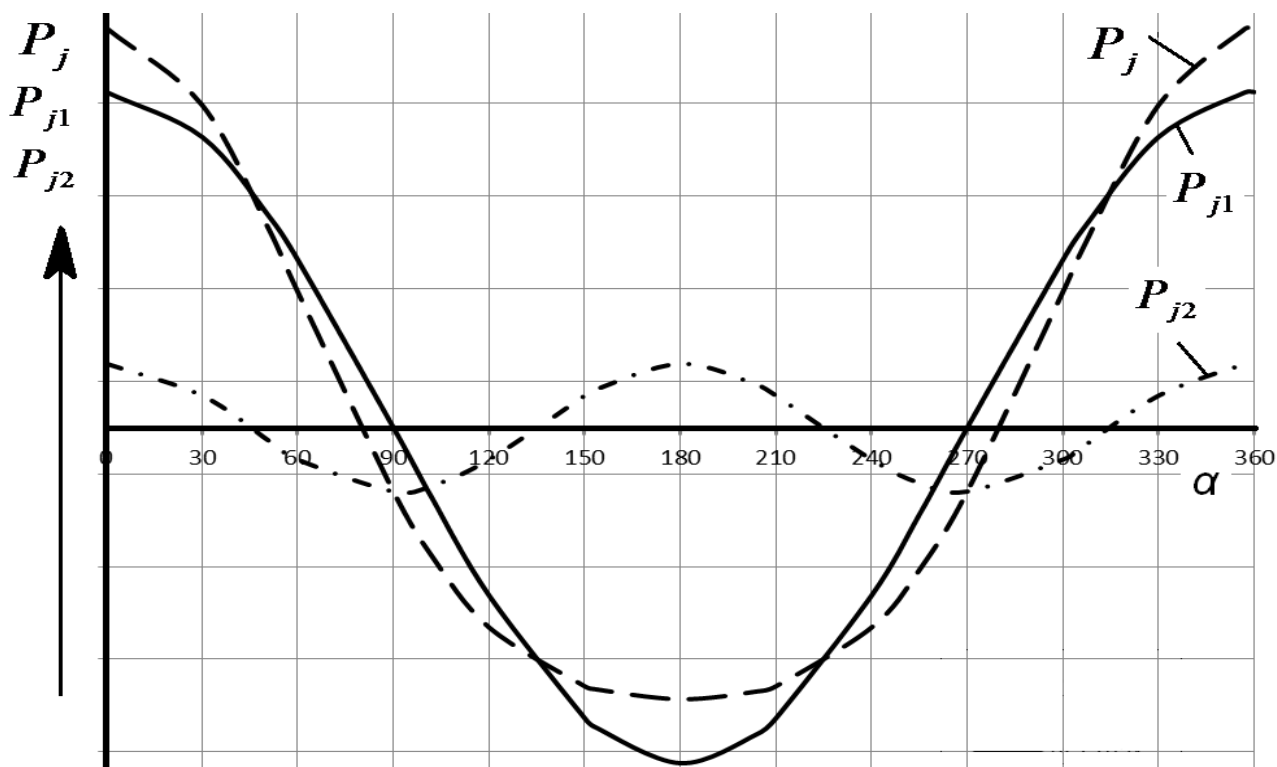


Рисунок 5.3 – К определению сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс КШМ.

Для определения величины этих сил необходимо предварительно найти соответствующие массы. Для упрощения динамического расчета действительный кривошипно-шатунный механизм заменяется динамически эквивалентной системой сосредоточенных масс, т.е. действительные массы движущихся деталей КШМ заменяют приведенными массами, сосредоточенными в характерных точках КШМ, законы движения которых известны (рис. 5.4). Динамическое действие этих масс должно быть эквивалентно действию реальных деталей. За характерные точки КШМ принимают центры поршневого пальца и шатунной шейки и точку на оси коленчатого вала. Условие приведения является равенство центробежных сил инерции действительной неуравновешенной массы и приведенной массы.

Суммарную массу  $m_1$ , кг, возвратно-поступательно движущихся частей КШМ, считают сосредоточенной на оси поршневого пальца (см. рис. 5.1) и в динамическом расчете определяют по формуле:

$$m_1 = m'_П + 0,275 \cdot m'_{Ш}, \text{ кг} \quad (5.2)$$

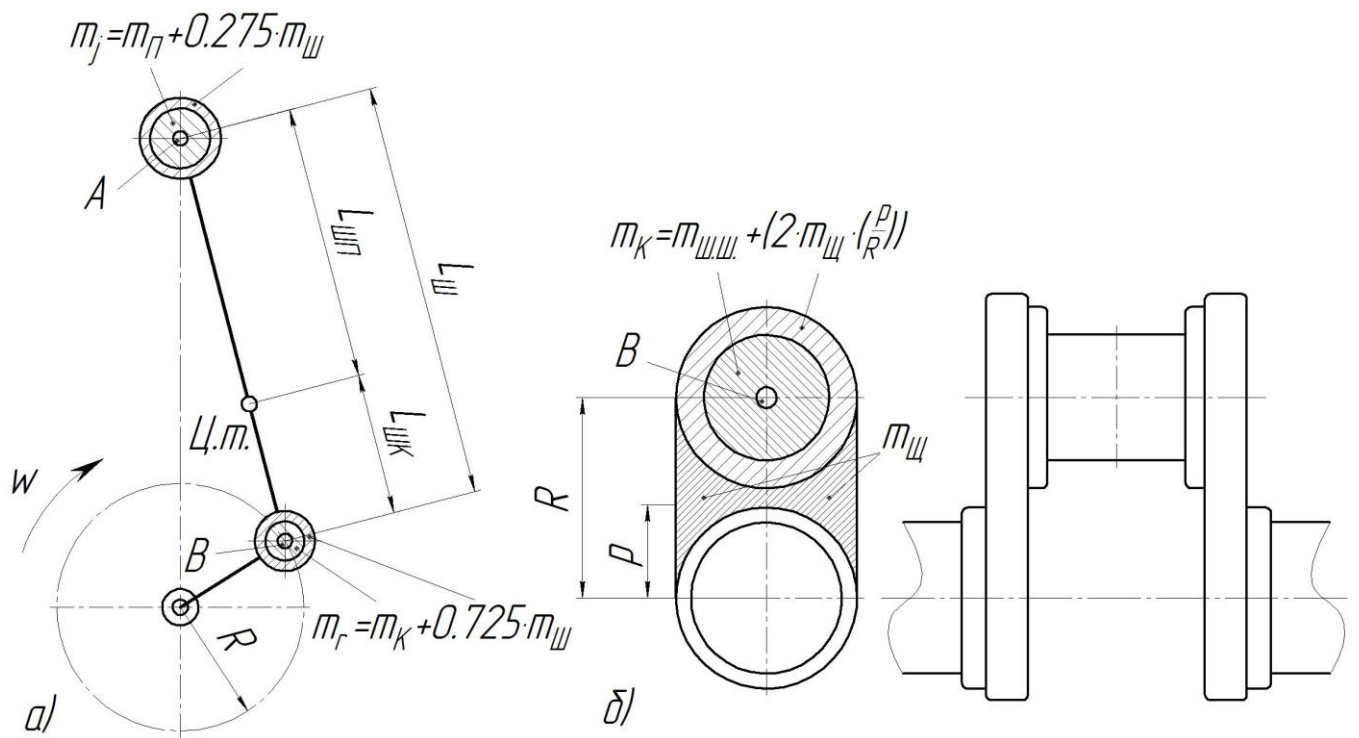


Рисунок 5.4 – Схема сосредоточенных масс, динамически эквивалентная кривошипно-шатунному механизму: а) приведённая схема кривошипно-шатунного механизма; б) приведение масс кривошипа.

$L_{Ш}$  – длина шатуна;  $R$  – радиус кривошипа;  $\rho$  – расстояние от центра масс щеки до оси кривошипа;  $L_{ШК}$  – расстояние от центра кривошипной головки оси шатунной шейки до центра тяжести шатуна;  $L_{ШП}$  – расстояние от центра поршневой головки до центра тяжести шатуна;  $Ц.т.$  – центр тяжести шатуна;  $m_r$  – массы, совершающие вращательное движение;  $m_j$  – массы, совершающие возвратно-поступательное движение;  $m_{Ш}$  – масса шатуна;  $m_{Ш.Ш.}$  – масса шатунной шейки;  $m_{Щ}$  – масса средней части щеки;  $m_{П}$  – масса поршня;  $m_K$  – масса коленчатого вала.

где:  $m'_{П}$ ,  $m'_{Ш}$  – конструктивная масса шатуна и поршневого комплекта, отнесенная к площади поршня,  $кг/м^2$ .

$$m'_{П} = \frac{m_{П} \cdot F_{П}}{1000} \quad (5.3)$$



$$m'_{Ш} = \frac{m_{Ш} \cdot F_{П}}{1000} \quad (5.4)$$

Значение массы поршневого комплекта  $m_{П}$  и массы шатуна  $m_{Ш}$  в формулах (5.4) и (5.5) при расчётах назначают на основе данных таблицы 5.1 и ориентируясь на прототип двигателя по индивидуальному заданию.

Таблица 5.1 - Конструктивные массы деталей КШМ, отнесенные к площади поршня, кг/м<sup>2</sup>.

Элементы кривошипно-шатунного механизма	Бензиновые и газовые, D = 60...100 мм	Дизели, D = 80...140 мм
Поршневая группа $m_{П} :*$		
поршень из алюминиевого сплава	8...10	15...30
чугунный поршень	15...20	25...40
Шатун $m_{Ш} :**$	10...20	25...40
Неуравновешенные части одного колена вала без противовесов $m_{К} :***$		
стальной кованый вал (сплошные шатунные шейки)	15...20	20...40
чугунный литой вал (полые шатунные шейки)	10...20	15...30

Примечания:

\* - Бóльшие величины соответствуют двигателям с большим диаметром цилиндров; \*\* - Меньшие величины следует выбрать для двигателей с  $S/D < 1$ ; \*\*\* - Бóльшие величины соответствуют двигателям с большим диаметром цилиндра и V-образным двигателям с двумя шатунами на шейке. Меньшие величины - двигателям, у которых  $S/D < 1$ .

В динамическом расчете для определения суммарной силы инерции  $P_j$  возвратно-поступательно движущихся масс КШМ используют формулу:

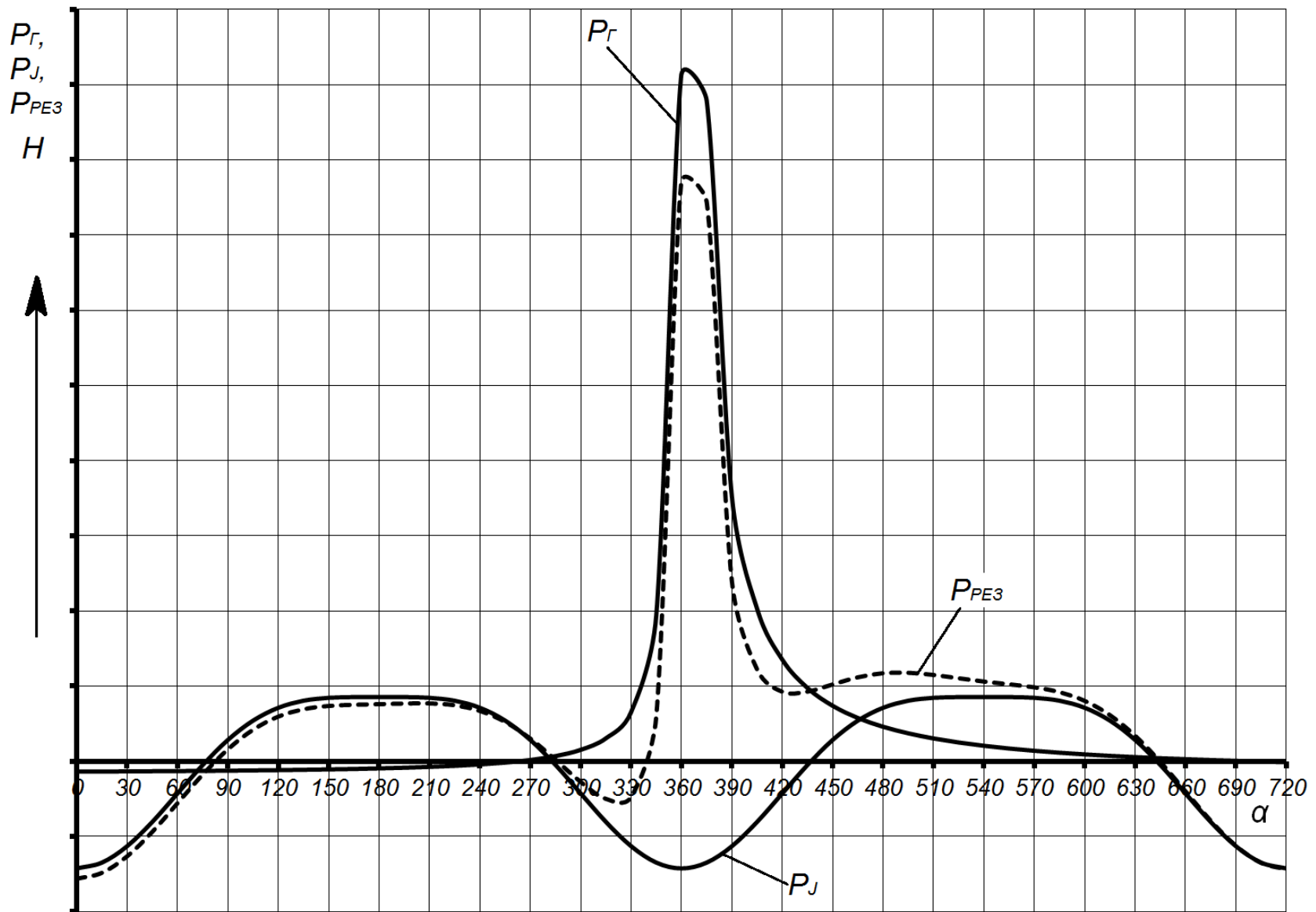


Рисунок 5.5 – Пример диаграммы сил, действующих на поршневой палец.

$$P_J = -m_I \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda_{uu} \cdot \cos 2\alpha), \text{ Н} \quad (5.5)$$

Значения тригонометрических функций для выбранного угла  $\cos \alpha$  и  $\cos 2\alpha$  берутся из таблицы 4.1. Значение радиуса кривошипа, в м, берется от рассчитанного ранее значения хода поршня  $S$ . Значение угловой скорости коленчатого вала  $\omega$ ,  $\text{с}^{-1}$ , следует брать при номинальном скоростном режиме работы двигателя (см. формулу 4.4). Значения силы  $P_J$  при соответствующем угле  $\alpha$  ( $0^\circ \dots 720^\circ$ ) поворота коленчатого вала заносят в таблицу 5.2.

Полученные закономерности изменения сил  $P_\Gamma$  и  $P_J$  за полный рабочий цикл нужно просуммировать и получить график *результатирующей силы*  $P_{рез}$ , действующей на поршневой палец вдоль оси цилиндра:

$$P_{рез} = P_J + P_\Gamma, \text{ Н} \quad (5.6)$$

Значения силы  $P_{рез}$  при соответствующем угле  $\alpha$  ( $0^\circ \dots 720^\circ$ ) поворота коленчатого вала заносят в таблицу 5.2. Далее на оси абсцисс откладывают значения угла поворота коленчатого вала  $\alpha$  с интервалом  $30^\circ$  и наносят графики сил  $P_\Gamma$ ,  $P_J$  и  $P_{рез}$  (рис. 5.5).

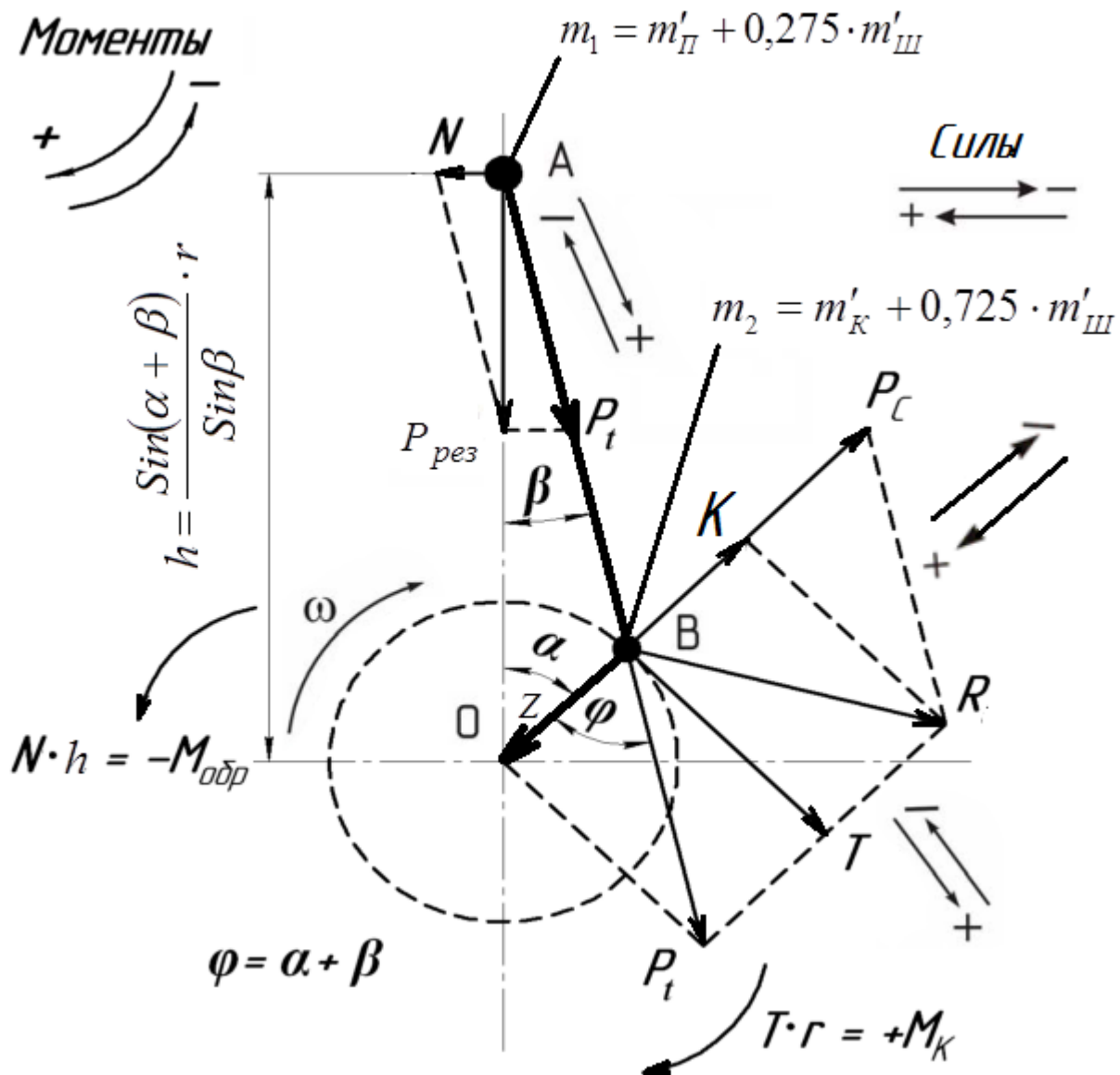
## 5.2 Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала

Из схемы сил, приведенных на рисунке 5.6, видно, что на шатунную шейку действуют направленная по оси шатуна сила  $P_t$ , которая является составляющей силы  $P_{рез}$ , а также создаваемая массой кривошипа коленчатого вала и редуцированной к кривошипу частью массы шатуна ( $0,725 \cdot m_{uu}$ ), направленная по радиусу кривошипа от оси коленчатого вала.

Нормальная сила  $N$ , перпендикулярная к оси цилиндра и действующая на его стенку:

$$N = P_{рез} \cdot \text{tg} \beta, \text{ Н} \quad (5.7)$$

Значение функции  $\text{tg} \beta$  берется из приложения Е, таблица Е.1.



$O$  – центр вращения коленчатого вала;  $OB$  – радиус кривошипа коленчатого вала;  $AB$  – длина шатуна;  $\alpha$  – угол поворота коленчатого вала, град.;  $\beta$  – угол наклона оси шатуна к оси цилиндра, град.;  $A$  – центр приведенной массы  $m_I$  поршневой группы КШМ, сосредоточенной на оси поршневого пальца;  $B$  – центр приведенной массы  $m_{III}$  шатунной группы деталей КШМ, сосредоточенной на оси шатунной шейки коленчатого вала;  $N$  – сила давления поршня на стенку цилиндра, Н;  $P_t$  – сила, направленная по оси шатуна, Н;  $P_c$  – центробежная сила, Н;  $T$  – тангенциальная сила, Н;  $Z$  – радиальная (центростремительная) сила, Н;  $K$  – суммарная сила, действующая вдоль кривошипа, Н;  $R$  – результирующая сила;  $M_{обр}$  – обратный момент, Нм;  $r$  – радиус кривошипа.

Рисунок 5.6 – Силы (суммарные) и моменты, действующие на шатунную шейку с указанием точек приложения и знаков действия.

Расчёт центробежной силы инерции вращающихся масс проводится по формуле:

$$P_c = -m_2 \cdot \omega^2 \cdot r, \text{ Н} \quad (5.8)$$

где:  $m_2$  - суммарная масса вращательно движущихся частей КШМ, сосредоточенная на шатунной шейке коленчатого вала, кг.

$$m_2 = m'_K + 0,725 \cdot m'_{Ш}, \text{ кг} \quad (5.9)$$

$$m'_K = \frac{m_{Ш} \cdot F_{П}}{1000} \quad (5.9a)$$

Значение массы коленчатого вала  $m_K$  в формуле (5.9a) при расчётах назначают на основе данных таблицы 5.1 и ориентируясь на прототип двигателя по индивидуальному заданию.

Сила, действующая по оси шатуна  $P_t$ :

$$P_t = \frac{P_{pez}}{\cos \beta}, \text{ Н} \quad (5.10)$$

где:  $\beta$  - текущие значения угла наклона оси шатуна к оси цилиндра, град.

Значение функции  $\frac{1}{\cos \beta}$  берется из приложения Е, таблица Е.2.

Геометрическая сумма сил  $P_t$  и  $P_c$  даёт результирующую силу  $R$ , действующую на шатунную шейку. Для определения результирующей  $R$  силы  $P_t$  раскладывается на две составляющие: тангенциальную силу  $T$ , перпендикулярную радиусу кривошипа и радиальную (центростремительную)  $Z$  силу, направленную по радиусу кривошипа:

$$T = P_{pez} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н} \quad (5.11)$$

$$Z = P_{pez} \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Н} \quad (5.12)$$

Для удобства проведения расчётов значения тригонометрических величин  $\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$  и  $\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ , входящих в формулы (5.11) и (5.12), приведены в приложении Е, таблицы Е.3 и Е.4 для различных значений угла поворота коленчатого вала  $\alpha$  и  $\lambda_{ш}$ .

Составляющая  $T$  считается положительной, если направление её действия совпадает с направлением вращения коленчатого вала и отрицательной, если направление её действия не совпадает с направлением вращения коленчатого вала. Составляющая  $Z$  считается положительной, если она сжимает щёки коленчатого вала и вычитается из силы  $P_c$ . Она складывается с центробежной силой  $P_c$ , если они направлены в одну сторону.

Суммарная сила, действующая вдоль кривошипа:

$$K = P_c + Z, \text{ Н} \quad (5.13)$$

Результирующую силу  $R$ , действующую на шатунную шейку, подсчитывают по формуле:

$$R = \sqrt{K^2 + T^2}, \text{ Н} \quad (5.14)$$

Сила  $R$  определяет величину и равномерность износа шатунной шейки, а так же нагружает коренную шейку коленвала двигателя. Отдельно строят графическую зависимость  $R = f(\alpha)$ . Далее определяют среднее значение результирующей силы за полный рабочий цикл ( $0^\circ \dots 720^\circ$ ) и проводят линию среднего значения  $R_{CP}$  на графике результирующей силы (рис. 5.7).

Расчётные значения искомым сил, действующих на шатунную шейку при различных углах поворота коленчатого вала, заносят в таблицу 5.2.

### 5.3 Нагруженность шатунной шейки и определение её размеров

Для определения среднего и максимального давления на шатунную шейку необходимо построить графическую зависимость  $R = f(\alpha)$  (рис. 5.7), по таблице 5.2 находят среднее  $R_{CP}$  и максимальное  $R_{MAX}$  значение силы. Конструктивные размеры шатунной шейки коленчатого вала и подшипника кривошипной головки шатуна определяются с учетом основных размеров двигателя ( $D$  и  $S$ ) и характера изменения результирующей силы. Среднее  $P_{Ш}^{cp}$  и максимальное  $P_{Ш}^{max}$  значение удельных давлений на шатунную шейку, МПа для *рядного двигателя*:

$$P_{Ш}^{cp} = \frac{R_{CP}}{d_{ш} \cdot l'_{ш}} \cdot 10^{-6}, \quad (5.15)$$

$$P_{Ш}^{max} = \frac{R_{MAX}}{d_{ш} \cdot l'_{ш}} \cdot 10^{-6}. \quad (5.16)$$

где:  $d_{ш}$  и  $l'_{ш}$  - диаметр и длина рабочей части шатунной шейки, м.

Для  $V$  – образных двигателей с двумя одинаковыми шатунами, расположенными на одной шейке, график  $R = f(\alpha)$  характеризует нагрузку шейки от каждого шатуна. Среднее  $P_{Ш}^{cp}$  и максимальное  $P_{Ш}^{max}$  значение удельных давлений на шатунную шейку, МПа для  $V$  – *образного двигателя*:

$$P_{Ш}^{cp} = \frac{R_{CP}}{d_{ш} \cdot 0,5 \cdot l'_{ш}} \cdot 10^{-6}, \quad (5.17)$$

$$P_{Ш}^{max} = \frac{R_{MAX}}{d_{ш} \cdot 0,5 \cdot l'_{ш}} \cdot 10^{-6} \quad (5.18)$$

Для двигателей с искровым зажиганием и рядном расположении цилиндров:

$$d_{ш} = (0,55 \dots 0,70) \cdot D, \text{ м} \quad (5.19)$$

$$l'_{ui} = (0,45...0,70) \cdot D, \text{ м} \quad (5.20)$$

Для рядных дизельных двигателей:

$$d_{ui} = (0,63...0,75) \cdot D, \text{ м} \quad (5.21)$$

$$l'_{ui} = (0,73...1,0) \cdot D, \text{ м} \quad (5.22)$$

Для V – образных двигателей:

- для бензиновых и газовых двигателей:

$$d_{ui} = (0,55...0,67) \cdot D, \text{ м} \quad (5.23)$$

$$l'_{ui} = (0,8...1,0) \cdot D, \text{ м} \quad (5.24)$$

- для дизелей:

$$d_{ui} = (0,55...0,75) \cdot D, \text{ м} \quad (5.25)$$

$$l'_{ui} = (0,95...1,05) \cdot D, \text{ м} \quad (5.26)$$

В формулах (5.19)...(5.26) значение величины диаметра цилиндра  $D$  принимается на основании проведенного теплового расчёта двигателя (см. п.п. 3.5, формула (3.82)). Величина  $P_{ui}^{max}$  для бензиновых двигателей находится в пределах 10...20 МПа, для V – образных двигателей 18...28 МПа. Для дизелей  $P_{ui}^{max} = 20...40$  МПа.

Значения  $P_{ui}^{cp}$  для бензиновых и газовых двигателей в пределах 3...12 МПа, для дизелей в пределах 5...16 МПа.



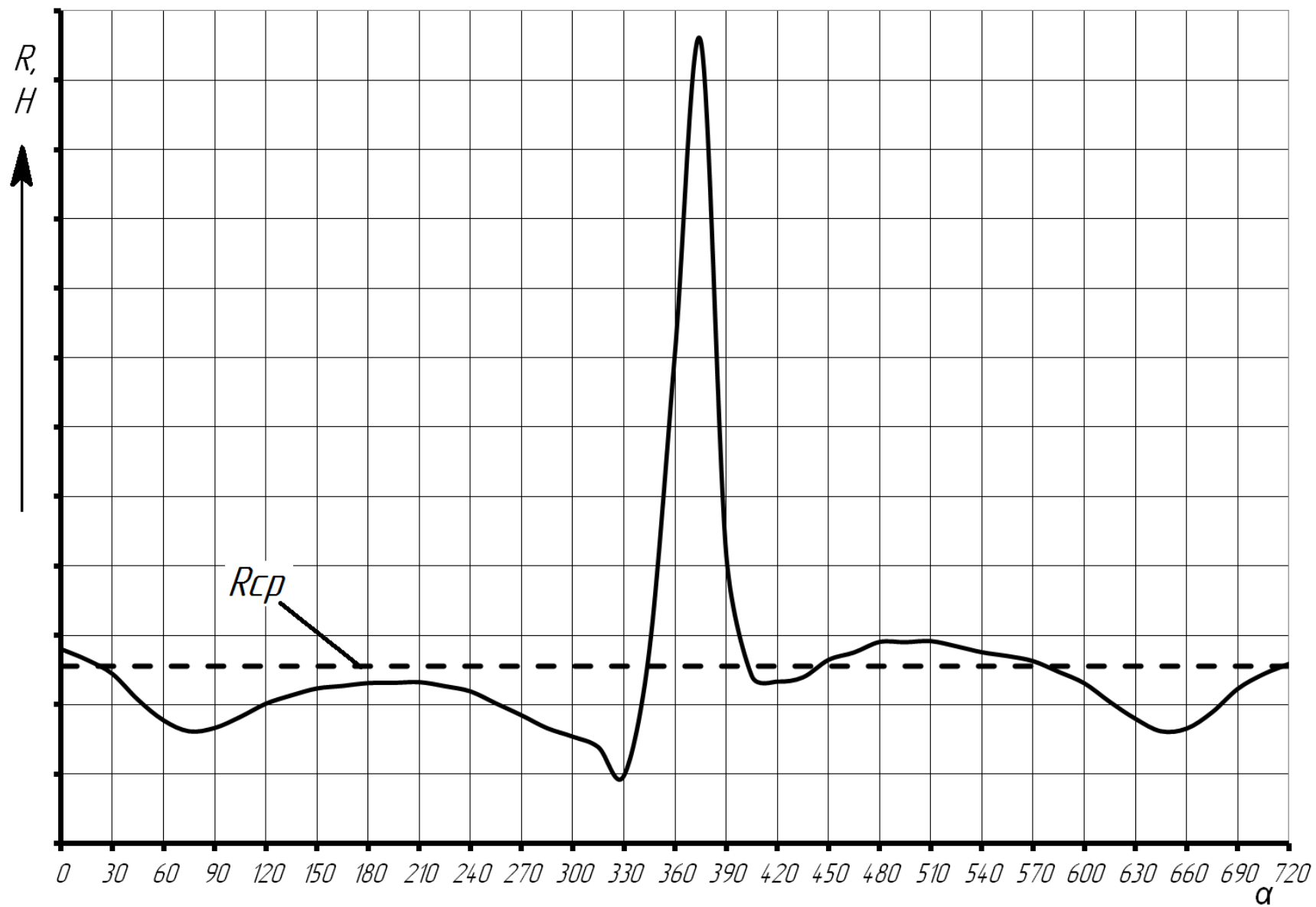


Рисунок 5.7 – Пример графика результирующей силы  $R$ , действующей на шатунную шейку.

Таблица 5.2 – Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме.

Угол поворота, $\alpha$ , град.	$P_X$ , МПа	Величина силы, $H$												
		$P_G$	$P_J$	$P_{PE3}$	$N$	$K$	$P_t$	$T$	$T + \gamma^*$	$T + (T + \gamma)^*$	$\Sigma T$	$Z$	$P_c$	$R$
0°														
30°														
...														
150°														
180°														
210°														
...														
330°														
360°														
375°**														
390°														
420°														
...														
510°														
540°														
570°														
...														
690°														
720°														

Примечание: \* - значения рассчитываются для V-образных двигателей; \*\* - определяется только для дизельного двигателя.

## 5.4 Построение диаграммы тангенциальных сил

Сначала строят диаграмму тангенциальной силы для одного цилиндра в функции угла поворота коленчатого вала за полный рабочий цикл  $T = f(\alpha)$  (рис. 5.8).

Для многоцилиндровых двигателей строится суммарная диаграмма тангенциальных усилий, действующих в каждом цилиндре. Для этого определяются углы смещения графика тангенциальных сил для отдельных цилиндров относительно графика для первого цилиндра.

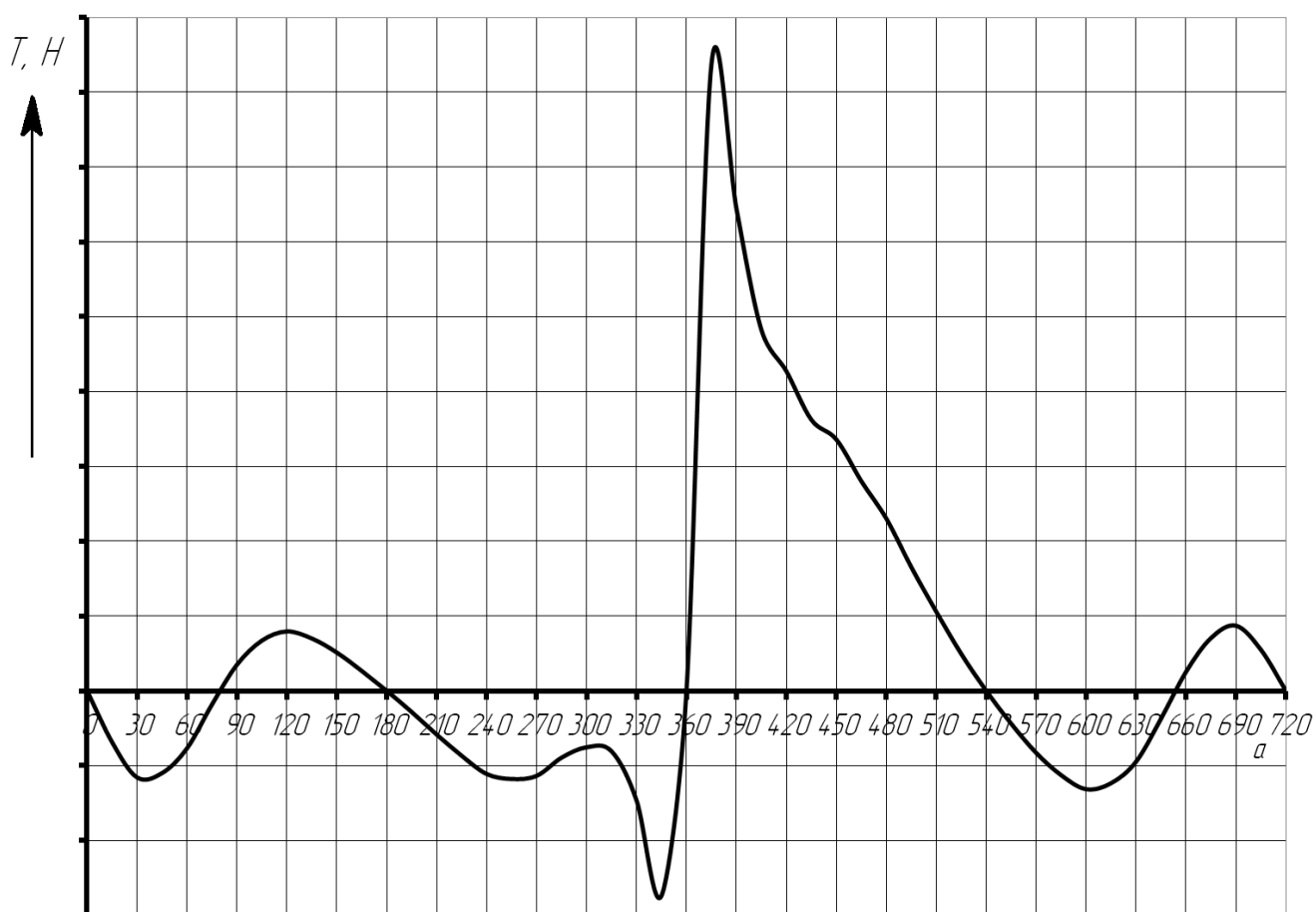


Рисунок 5.8 – Пример диаграммы тангенциальной силы одного (первого) цилиндра.

### 5.4.1 Построение диаграммы суммарной тангенциальной силы рядного 2-х цилиндрового 4-х тактного двигателя

Если двигатель рядный 2-х цилиндровый 4-х тактный и порядок его работы соответствует схеме «1-2-0-0», то исходные диаграммы

будут сдвинуты по фазе относительно друг друга вперед на  $180^{\circ}$  по углу поворота коленвала (рис. 5.9).

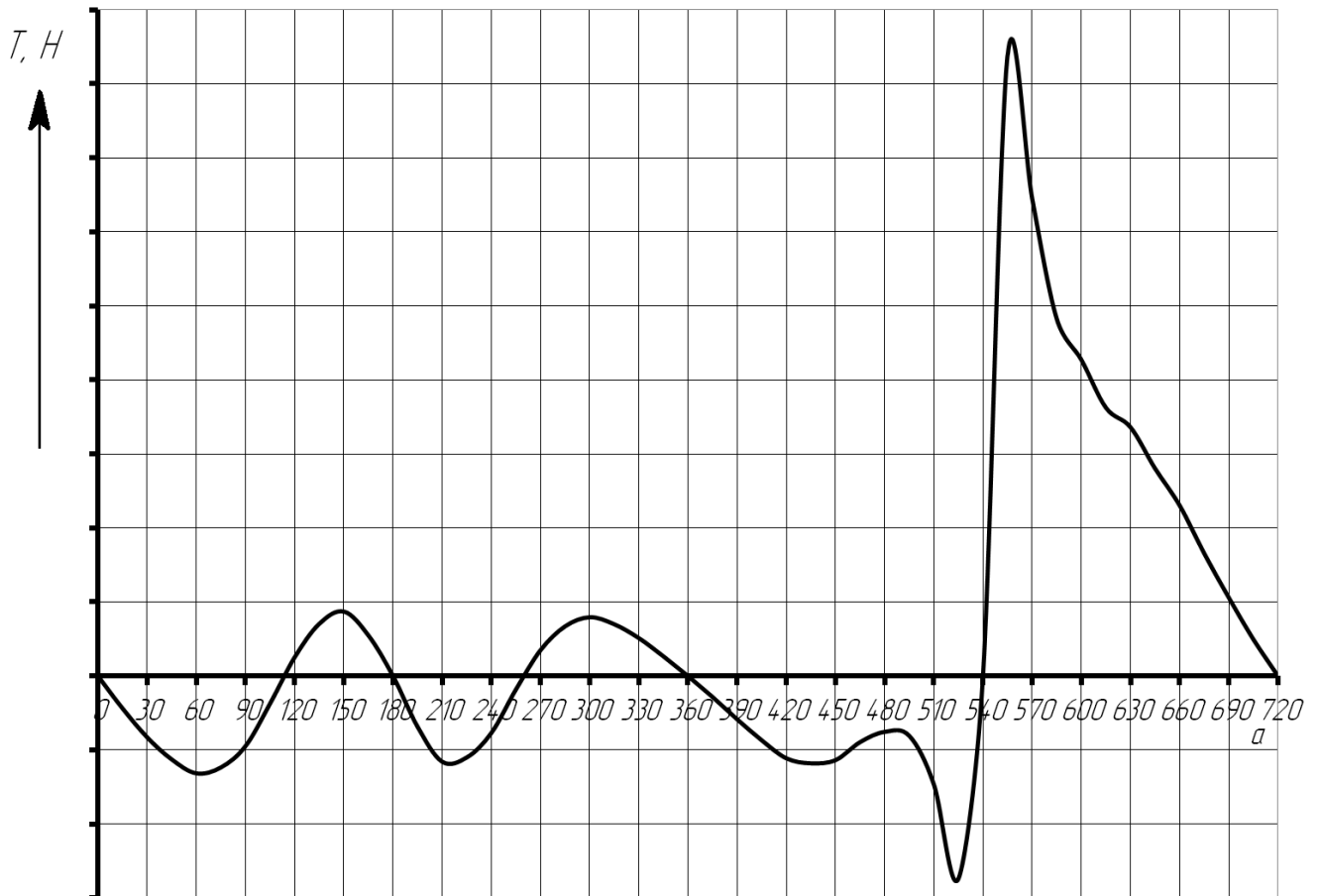


Рисунок 5.9 - Пример диаграммы тангенциальной силы одного цилиндра, смещенной на 180 градусов.

Если порядок работы цилиндров соответствует схеме «1-0-0-2», то при построении диаграммы суммарной тангенциальной силы исходные графики перед суммированием смещают вперед на  $540^{\circ}$  по углу поворота коленчатого вала (рис. 5.10).

Суммарная тангенциальная сила 2-х цилиндрового двигателя находится графическим суммированием диаграммы тангенциальной силы одного цилиндра с диаграммой тангенциальной силы второго цилиндра, смещенного на  $180^{\circ}$  либо  $540^{\circ}$  соответственно. При этом наложение и сдвиг относительно друг друга по фазе необходимо осуществить с учётом порядка работы цилиндров и взаимного расположения кривошипов коленчатого вала (рис. 5.11 и 5.12).

После построения диаграммы суммарной тангенциальной силы 2-х цилиндрового двигателя определяется ее среднее значение  $\Sigma T_{CP}$ ,

которое умножается на количество цилиндров  $i$ . После его проводят линию  $\Sigma T_{CP} \cdot i$  на диаграмме.

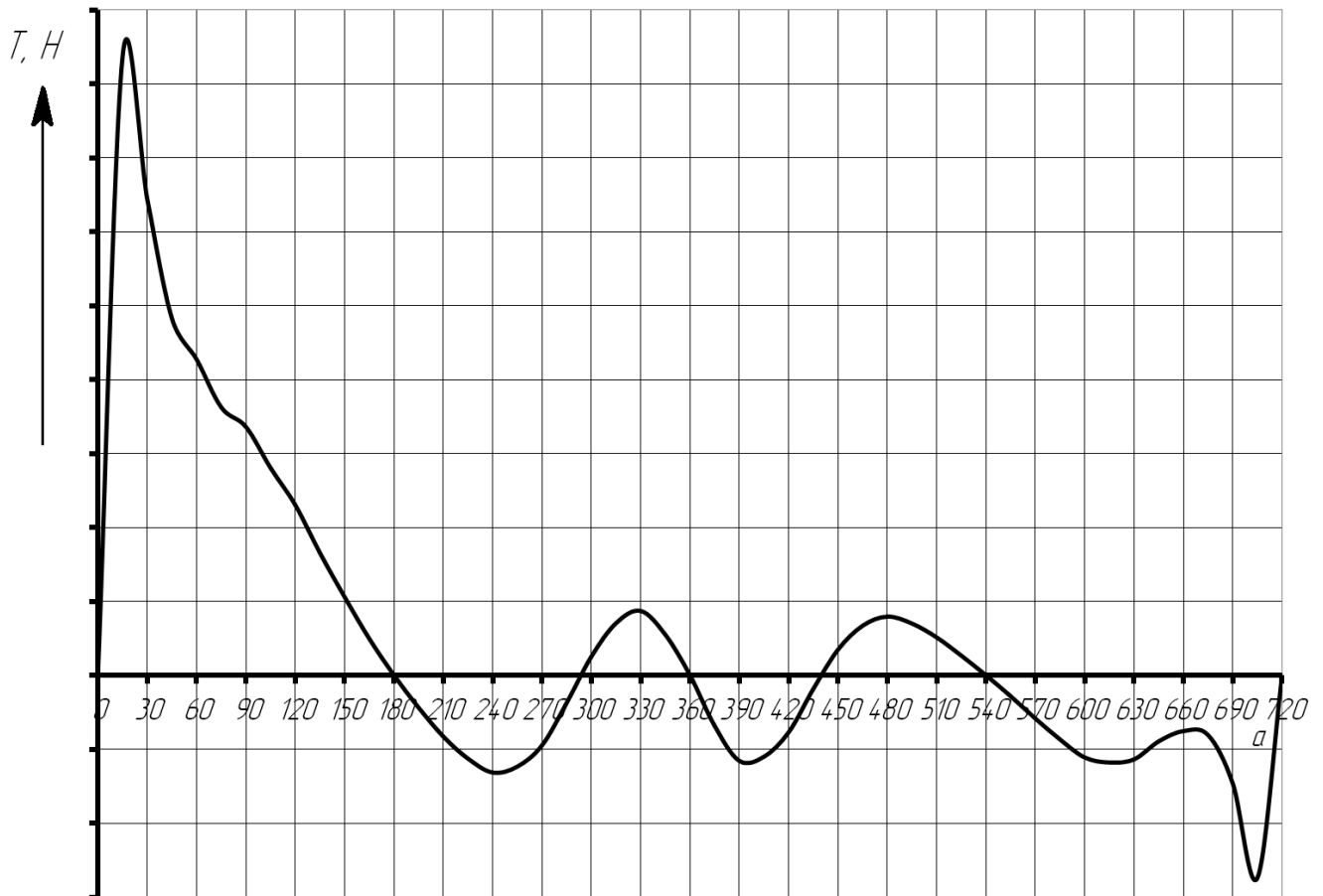


Рисунок 5.10 - Пример диаграммы тангенциальной силы одного цилиндра, смещенной на 540 градусов.

#### 5.4.2 Построение диаграммы суммарной тангенциальной силы для рядных 4-х тактных двигателей

У 4-х тактного двигателя полный рабочий цикл во всех цилиндрах независимо от их количества осуществляется за два оборота коленчатого вала. Следовательно, кривошипы коленчатого вала располагаются через  $720^{\circ}/i$ , т.е. через  $240^{\circ}$  у 3-х цилиндрового, через  $180^{\circ}$  у 4-х цилиндрового и через  $120^{\circ}$  у 6-ти цилиндрового двигателя. Отсюда следует, что диаграмма суммарной тангенциальной силы будет представлять собой периодически изменяющуюся графическую зависимость для 3-х цилиндровых двигателей через  $240^{\circ}$ , для 4-х цилиндровых двигателей через  $180^{\circ}$ , и для 6-ти цилиндровых через  $120^{\circ}$ . Исходя из этих соображений, диаграмму суммарных усилий необходимо строить в следующей последовательности.

Исходную диаграмму тангенциальной силы одного цилиндра (рис. 5.8) предварительно делят на *три* равные части для 3-х цилиндрового двигателя, *четыре* равные части для 4-х цилиндрового двигателя и на *шесть* частей для 6-ти цилиндрового двигателя (рисунки 5.13, 5.14 и 5.15). Полученные части диаграммы (3, 4 или 6 частей) необходимо наложить друг на друга и графически просуммировать их. Это будет искомой диаграммой суммарной тангенциальной силы соответственно за  $240^{\circ}$ ,  $180^{\circ}$  или  $120^{\circ}$  угла поворота коленчатого вала, т.е.  $1/3$ ,  $1/4$  или  $1/6$  частью всей диаграммы. Диаграмма суммарной тангенциальной силы двигателя за весь рабочий цикл строится путём экстраполяции полученной искомой части в область больших значений угла поворота коленчатого вала до  $\alpha = 720^{\circ}$  (рис. 5.16, 5.17 и 5.18).

После построения диаграммы суммарной тангенциальной силы рядного 3-х, 4-х или 6-ти цилиндрового двигателя определяется ее среднее значение  $\Sigma T_{CP}$ , которое умножается на количество цилиндров  $i$ . После его проводят линию  $\Sigma T_{CP} \cdot i$  на диаграмме.

### 5.4.3 Построение диаграммы суммарной тангенциальной силы V-образных двигателей

Особенность построения такой диаграммы заключается в том, что необходимо учитывать как последовательность работы цилиндров, так и продолжительность интервалов между их рабочими по углу поворота коленчатого вала, величина которых (интервалов) зависит от числа цилиндров и угла развала  $\gamma$  между правым и левым рядами цилиндров (табл. 5.3). Построение диаграммы суммарной тангенциальной силы V-образного двигателя осуществляют в следующей последовательности.

1. Предварительно строят график тангенциальной силы одного цилиндра из правого ряда  $T_{n_r} = f(\alpha)$  (см. рис. 5.8).

2. Далее на этой диаграмме наносят диаграмму тангенциальной силы смежного цилиндра из противоположного левого ряда  $T_{l_r} = f(\alpha)$ , смещённую вперед относительно диаграммы цилиндра правого ряда на угол развала блока цилиндров  $\gamma$ .

3. Диаграмму суммарной тангенциальной силы смежных цилиндров получают просуммировав оба графика.

4. Далее суммарную диаграмму тангенциальной силы двух смежных цилиндров следует разделить на равные части число, которых должно составлять: для двигателей «V 6» – 3; для двигателей «V 8» - 4 (рис. 5.19 и 5.20);

5. Полученные таким образом части диаграммы необходимо наложить друг на друга и графически просуммировать их. Построенная кривая будет часть диаграммы суммарной тангенциальной силы для всех цилиндров двигателя. Полную диаграмму суммарной тангенциальной силы необходимо построить экстраполированием части искомой диаграммы в область больших значений угла поворота коленчатого вала, вплоть до  $\alpha = 720^0$  (рис.5.21 и 5.22).

После построения диаграммы суммарной тангенциальной силы V-образного двигателя определяется ее среднее значение  $\Sigma T_{CP}$ , которое умножается на количество цилиндров  $i$ . После его проводят линию  $\Sigma T_{CP} \cdot i$  на диаграмме (рис. 5.21 и 5.22).

Таблица 5.3 – Порядок работы 4-х тактных V-образных двигателей.

Число цилиндров $i$	Угол развала цилиндров $\gamma$ , град.	Угол между кривошипами коленвала, град.	Интервал работы	Порядок работы цилиндров
6	90	120	90-150- 90-150- 90-150	1п-1л-2п-2л-3п-3л
6	120	120	120	1п-2п-3л-3п-2п-1л
8	90	90	90 / 150	1п-1л-4п-2п- 2л-3п-3л- 4л
8	90	180	90	1п-4л-2п-3л- 4п-1л-3п- 2л-1п-4л-3п-2л-4п-1л- 2п-3л
12	60	60	60	1п-6л-5п-2л-3п-4л-6п- 1л-2п-5л-4п-3л

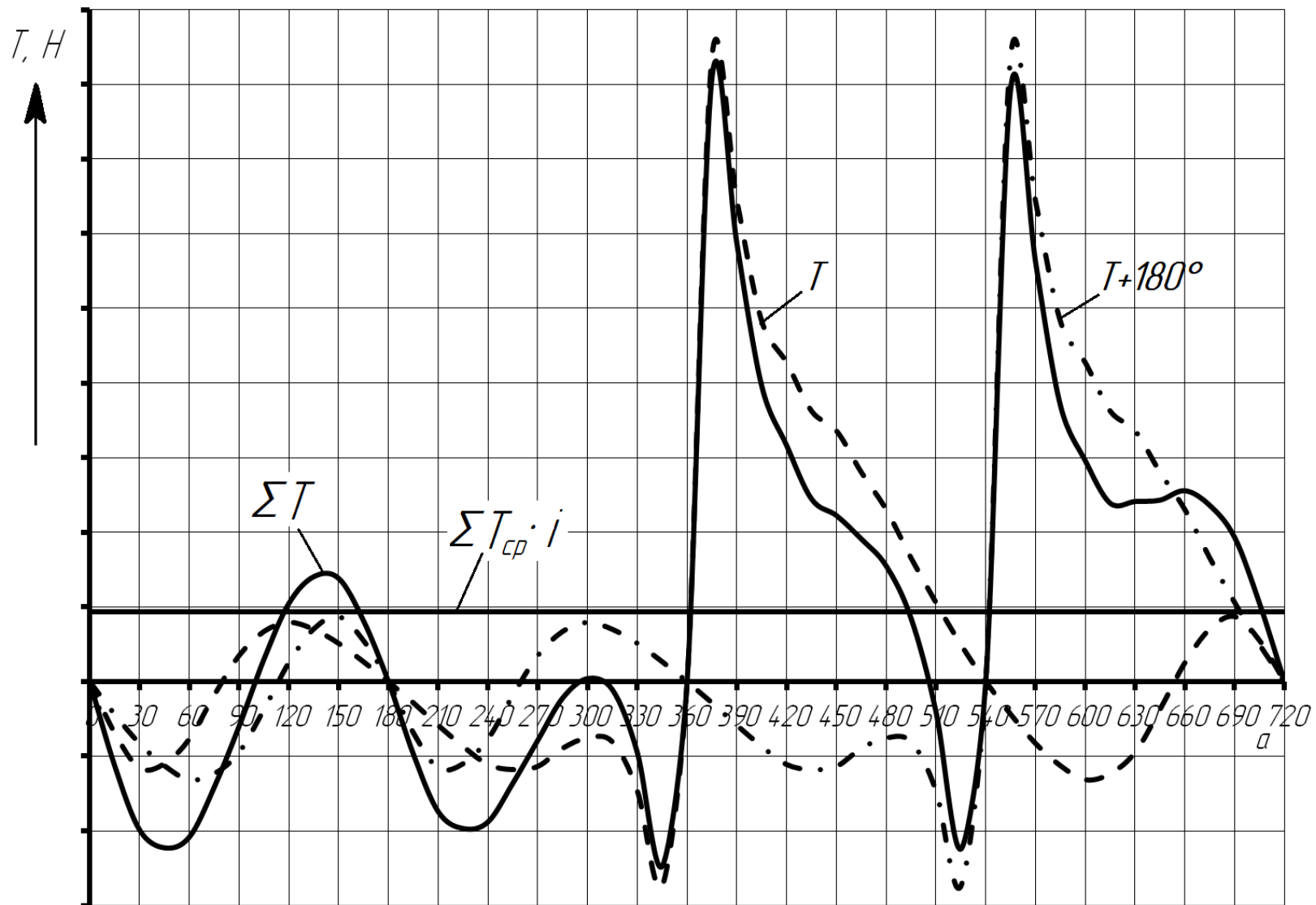


Рисунок 5.11 – Пример диаграммы суммарной тангенциальной силы 2-х цилиндрического рядного двигателя с порядком работы «1-2-0-0».



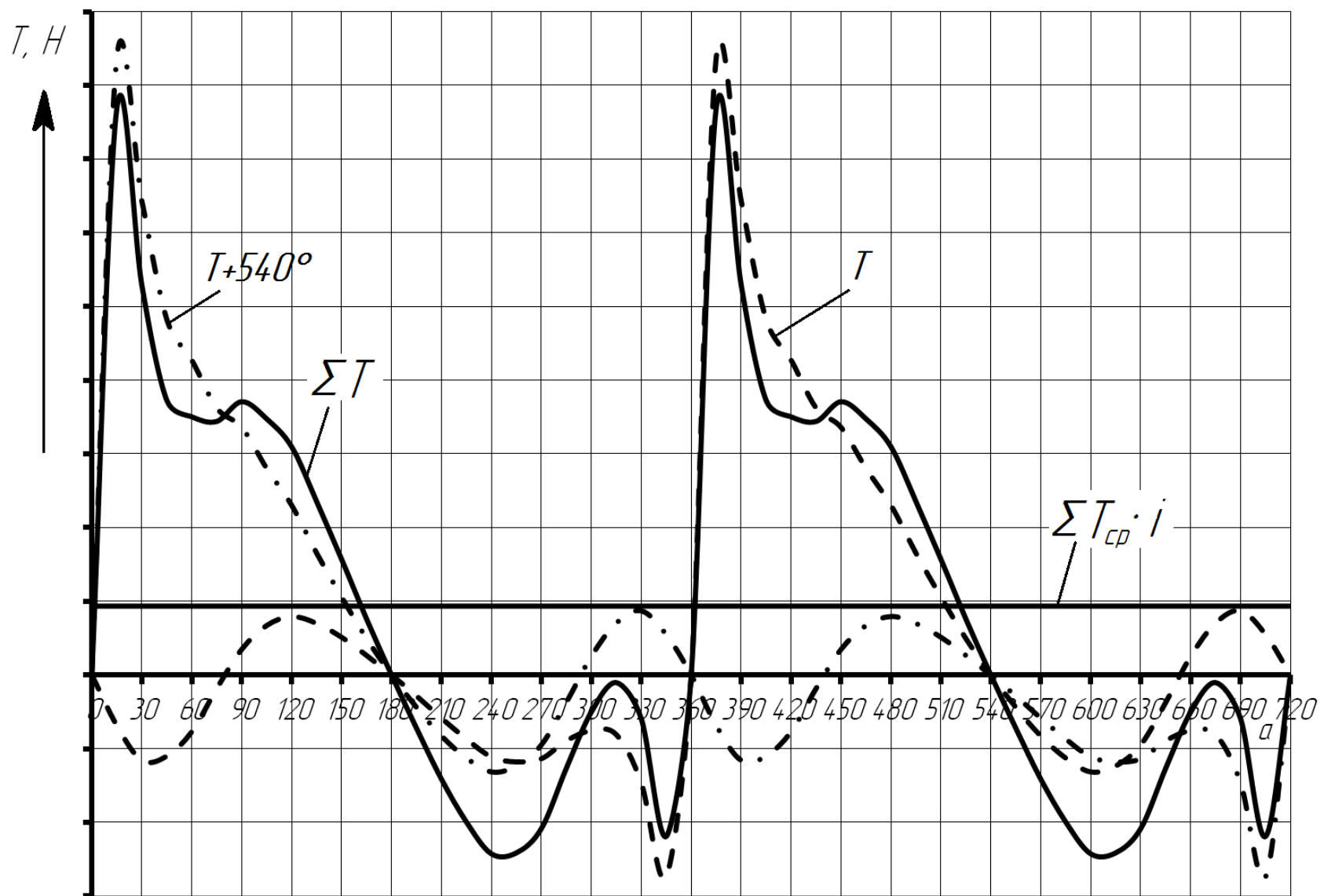


Рисунок 5.12 – Пример диаграммы суммарной тангенциальной силы 2-х цилиндрового рядного двигателя с порядком работы «1-0-0-2».

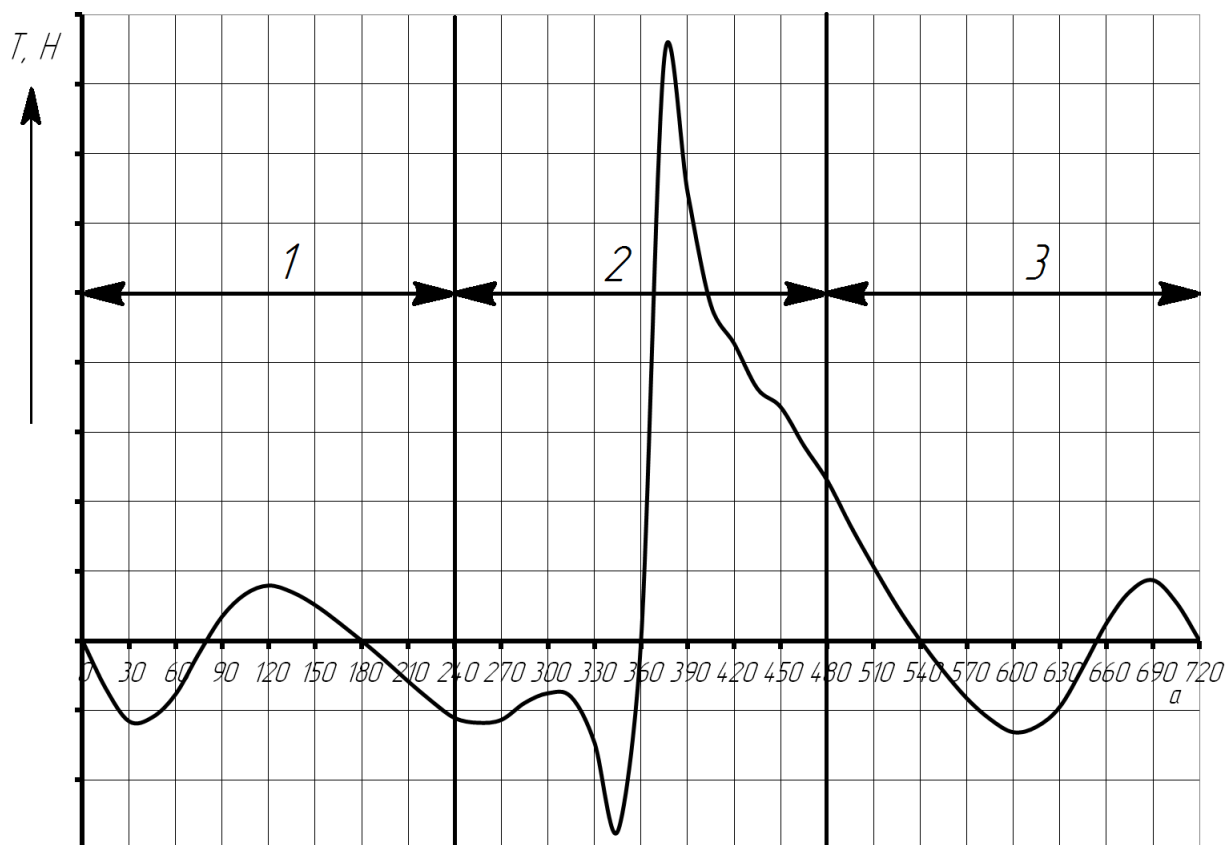


Рисунок 5.13 – Разделение диаграммы тангенциальной силы одного цилиндра на три части для 3-х цилиндрического рядного двигателя.

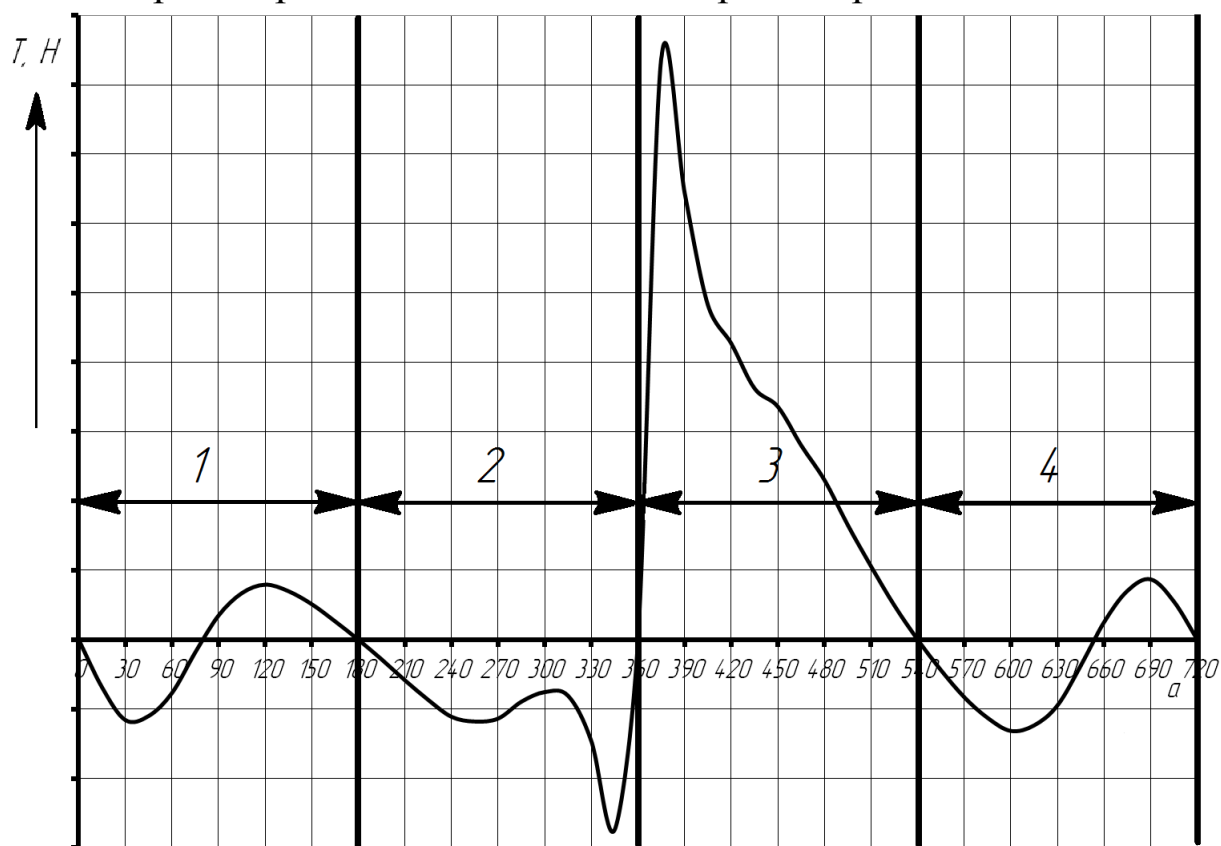


Рисунок 5.14 – Разделение диаграммы тангенциальной силы одного цилиндра на четыре части для 4-х цилиндрического рядного двигателя.

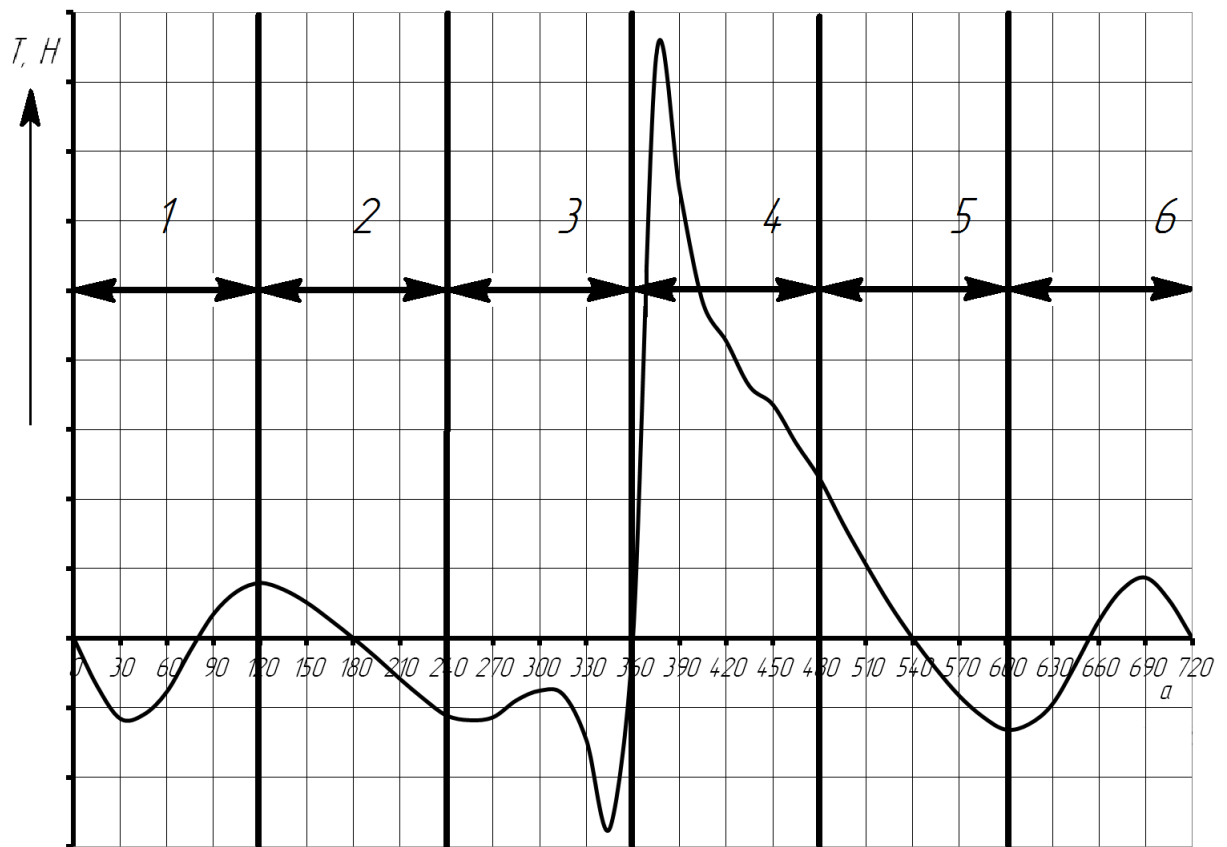


Рисунок 5.15 – Разделение диаграммы тангенциальной силы одного цилиндра на шесть частей для 6-ти цилиндрового рядного двигателя.

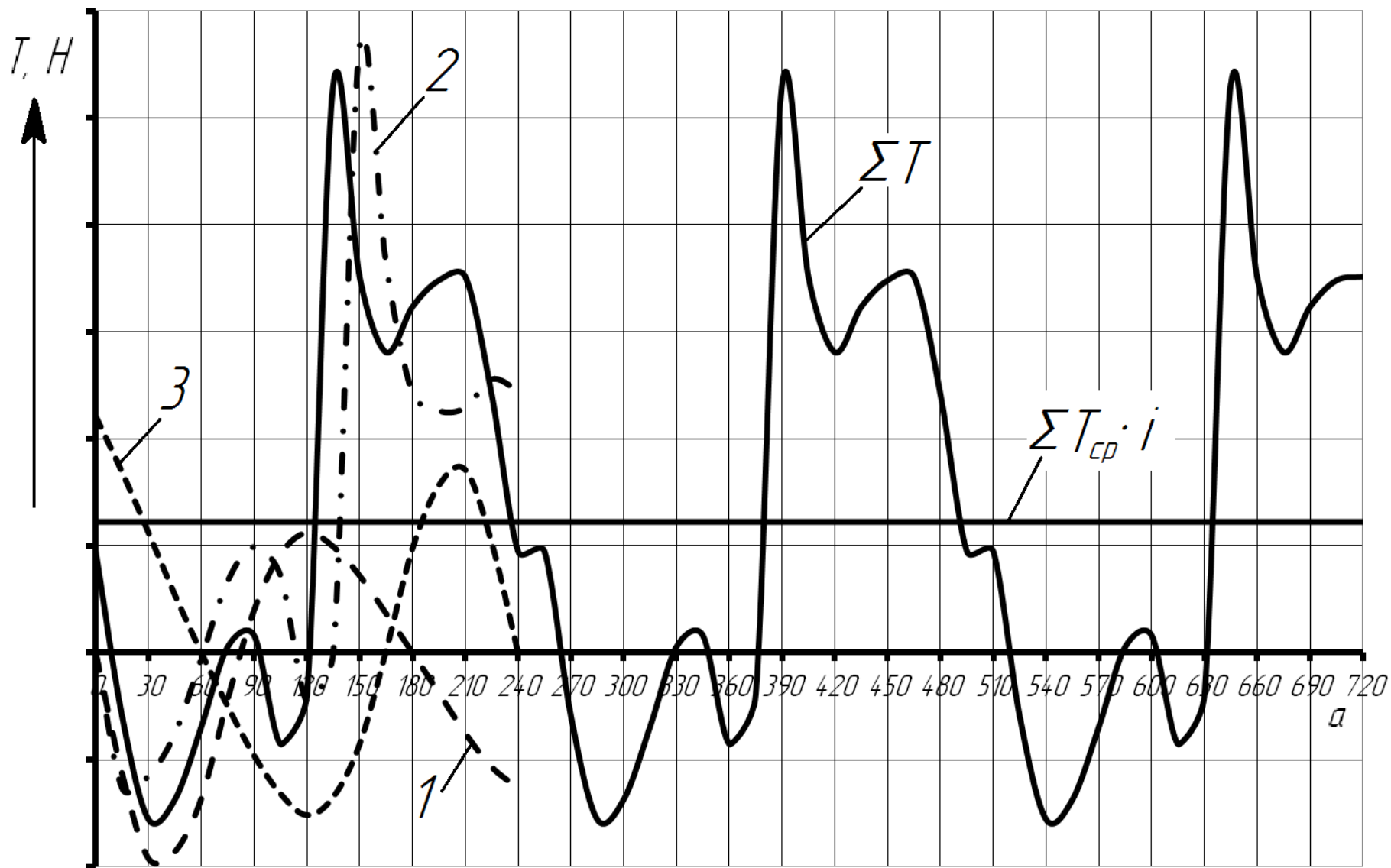


Рисунок 5.16 – Пример диаграммы суммарной тангенциальной силы 3-х цилиндрового рядного двигателя.

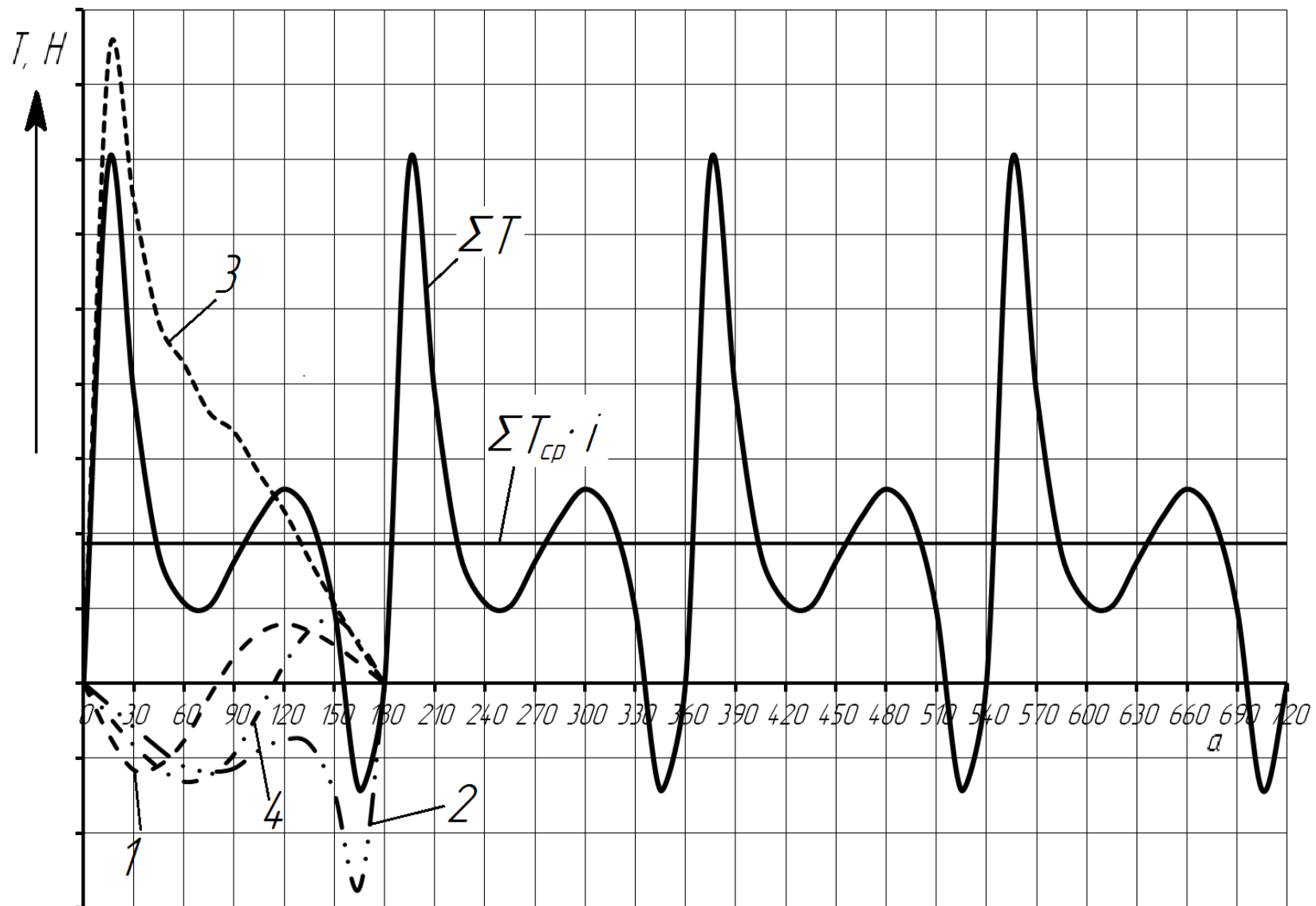


Рисунок 5.17 – Пример диаграммы суммарной тангенциальной силы 4-х цилиндрического рядного двигателя.

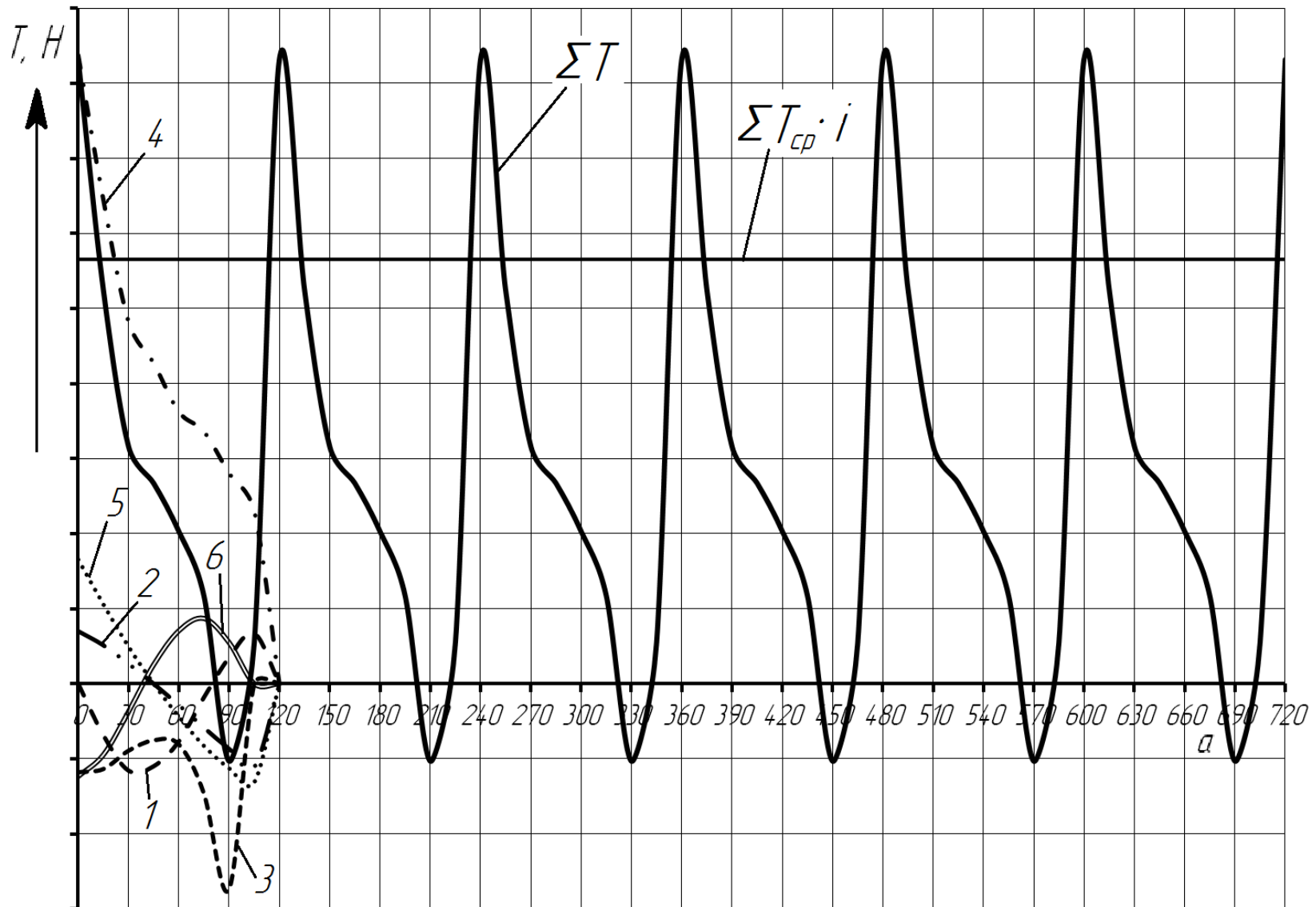


Рисунок 5.18 – Пример диаграммы суммарной тангенциальной силы 6-ти цилиндрического рядного двигателя.

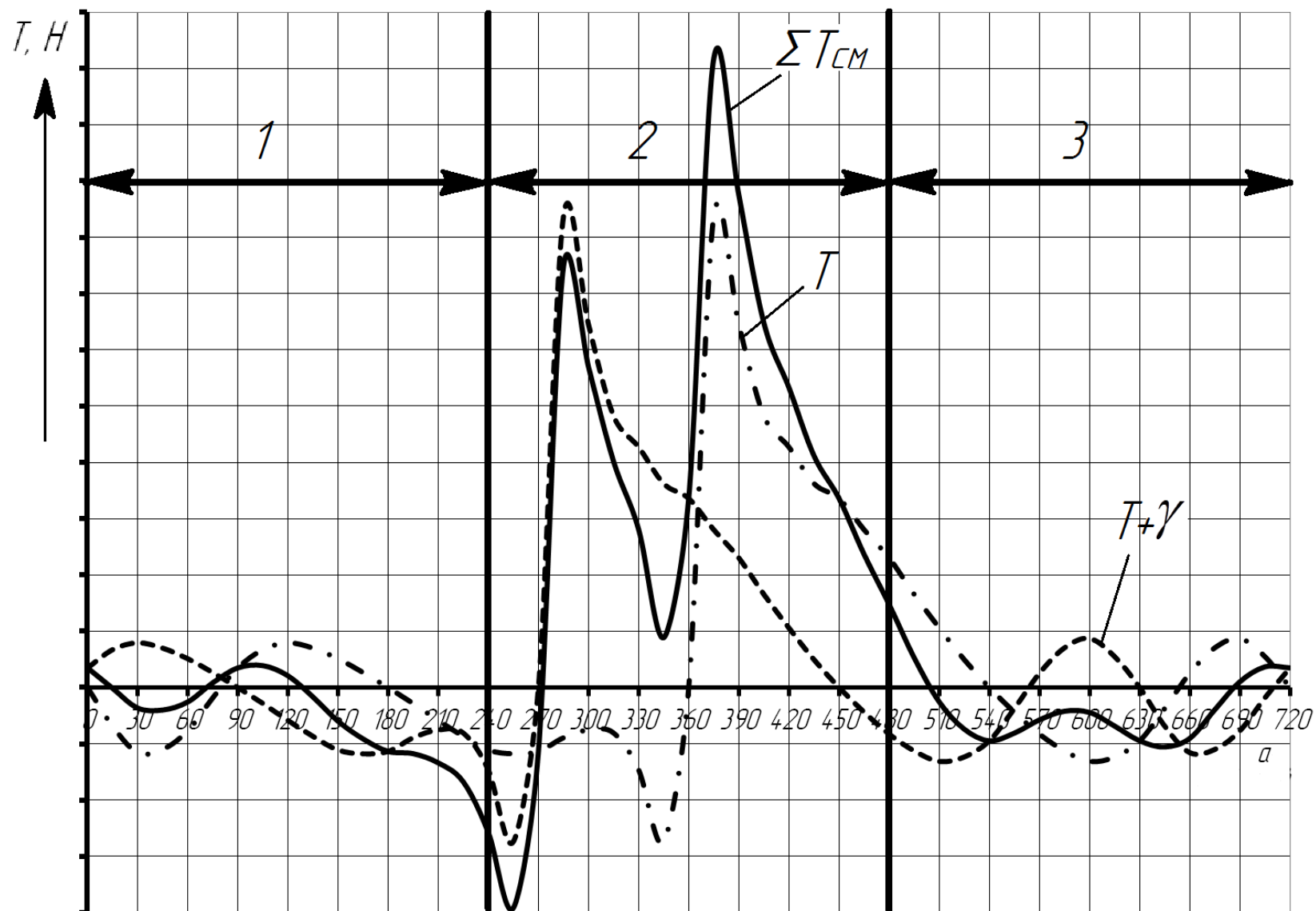


Рисунок 5.19 – Пример диаграммы суммарной тангенциальной силы двух смежных цилиндров V-образного 6 цилиндрового двигателя, разделенной на три части.

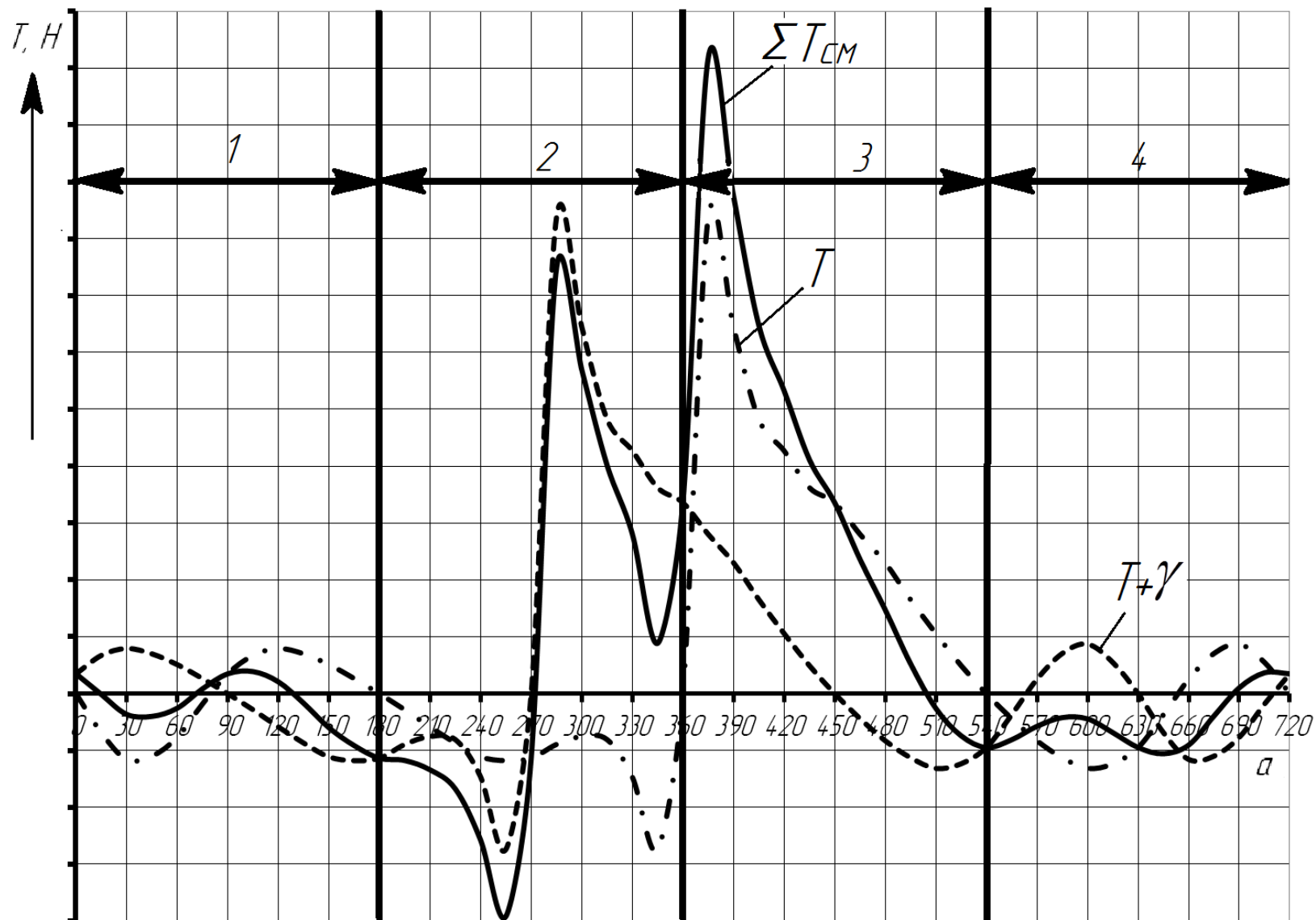


Рисунок 5.20 – Пример диаграммы суммарной тангенциальной силы двух смежных цилиндров V-образного 8 цилиндрового двигателя, разделенной на четыре части.



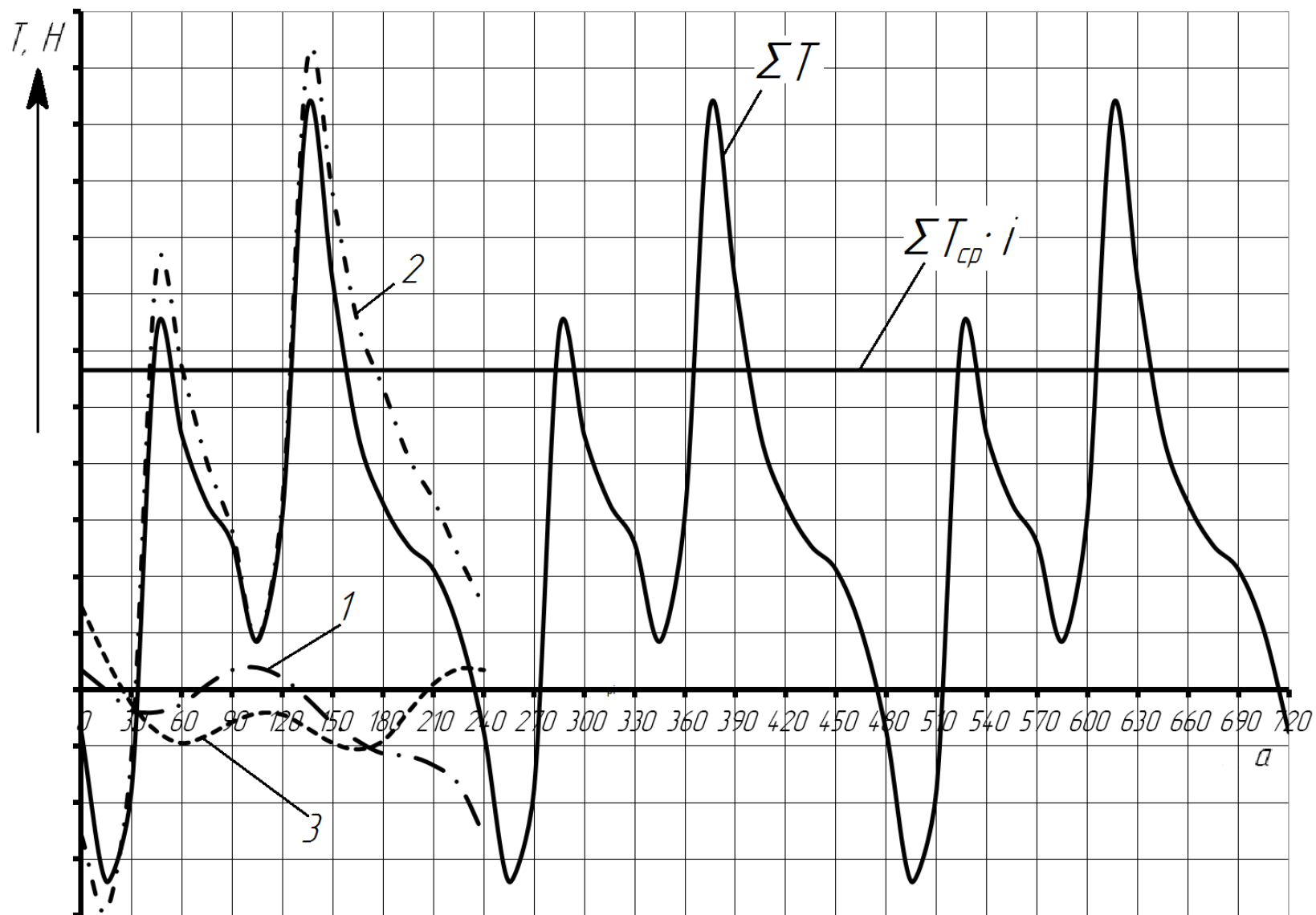


Рисунок 5.21 – Пример диаграммы суммарной тангенциальной силы V-образного 6-ти цилиндрического двигателя.

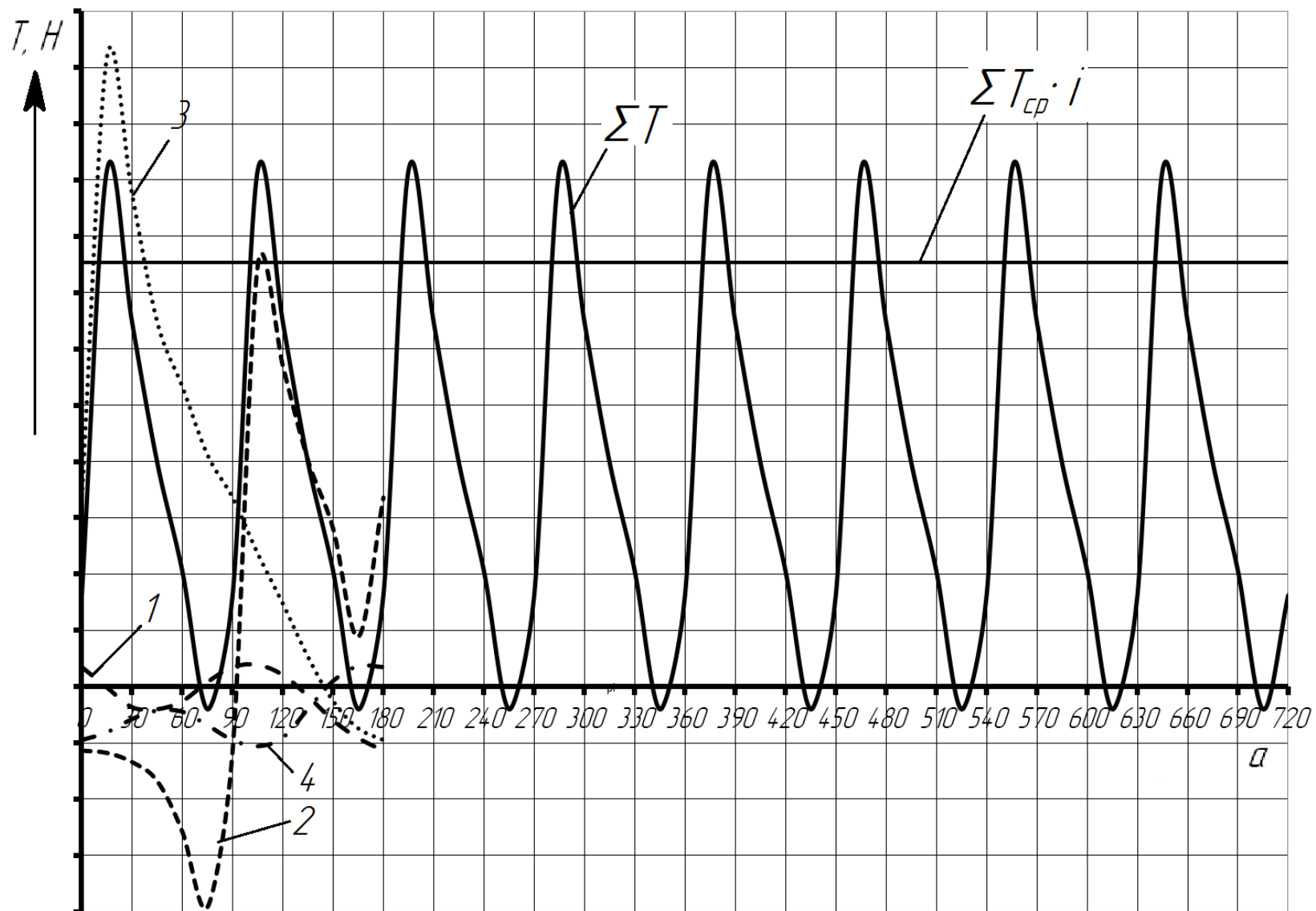


Рисунок 5.22 – Пример диаграммы суммарной тангенциальной силы V-образного 8-ми цилиндрического двигателя.

## 5.5 Расчёт параметров маховика

Диаметр маховика выбирают с учётом габаритов двигателя и возможности размещения в нем механизма сцепления:

$$D_m = (2...3) \cdot S, \quad (5.27)$$

где:  $S$  – ход поршня, м.

Прежде чем определить требуемую величину динамического момента инерции маховика, предварительно рассчитывают величину избыточной работы. Для этого на диаграмме суммарной тангенциальной силы двигателя определяют площадь участка, заключенного между ординатой  $\Sigma T_{CP} \cdot i$  и кривой  $\Sigma T$  (показано на примере диаграммы суммарной тангенциальной силы 3-х цилиндрического двигателя, рис. 5.23). Площадь этой фигуры в определённом масштабе есть избыточная работа, Н·м,

$$L_{изб} = \mu \cdot \Sigma F_{изб}, \quad (5.28)$$

где:  $\Sigma F_{изб}$  - сумма площадей, охватываемой участком кривой  $\Sigma T$  и ординатой  $\Sigma T_{CP} \cdot i$ , мм<sup>2</sup>;  $\mu$  – масштаб площади, Нм/мм<sup>2</sup>.

Величина масштаба  $\mu$  определяется по формуле:

$$\mu = \mu_1 \cdot \mu_2, \quad (5.29)$$

где:  $\mu_1$  – масштаб графика тангенциальной силы, Н/мм;  $\mu_2$  – масштаб длины диаграммы, м/мм.

Принимая во внимание, что длина диаграммы соответствует длине окружностей, описываемых кривошипом за два оборота коленчатого вала, то величина  $\mu_2$  определится из соотношения:

$$\mu_2 = \frac{4 \cdot \pi \cdot r}{l_\partial}. \quad (5.30)$$

где:  $l_d$  - длина диаграммы, мм;  $r$  - радиус кривошипа коленчатого вала, м.

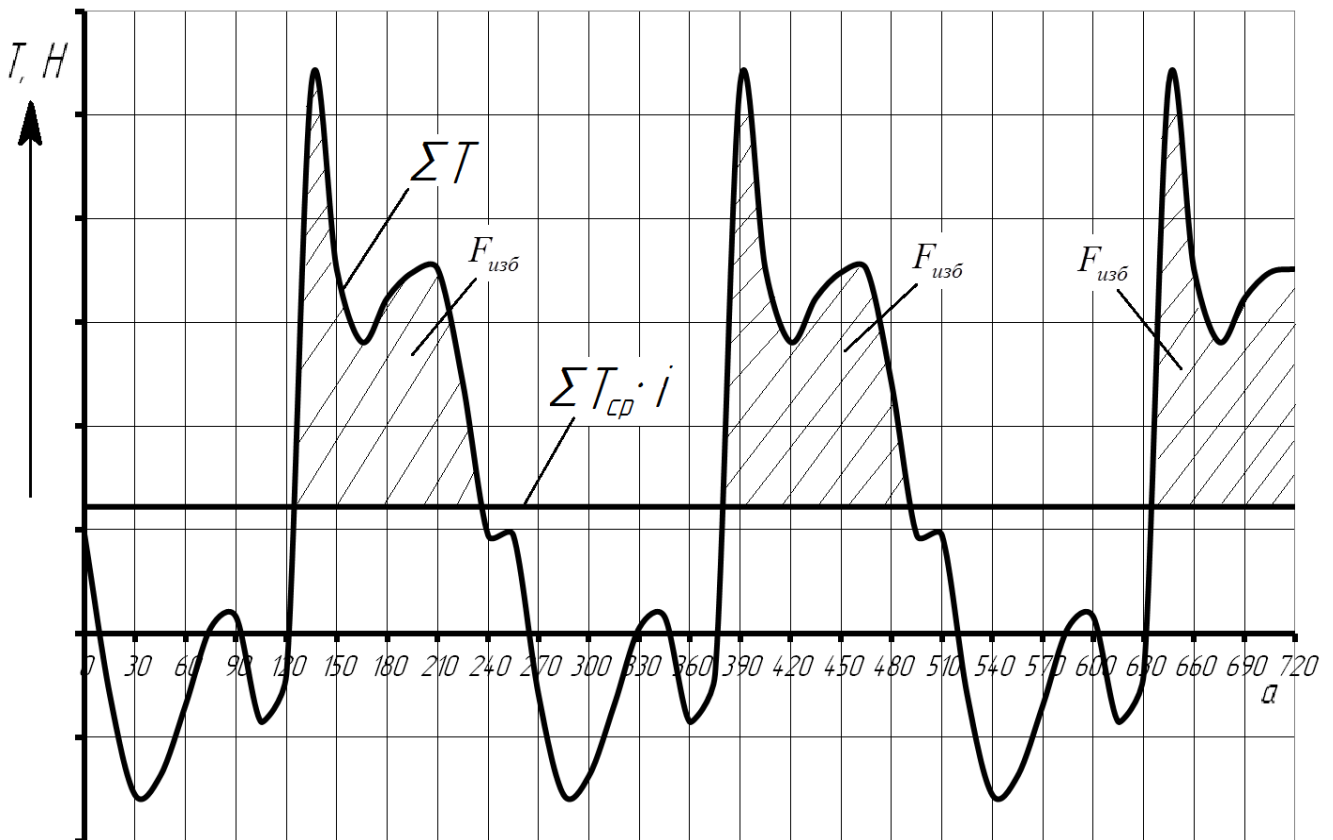


Рисунок 5.23 - К определению избыточной работы (на примере диаграммы суммарной тангенциальной силы 3-х цилиндрического двигателя).

Динамический момент инерции маховика  $J_m$ ,  $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$ , обеспечивающий заданную степень неравномерности вращения  $\delta_k$  коленчатого вала двигателя:

$$J_m = 0,8 \cdot \frac{L_{изб}}{\delta_k \cdot (\pi \cdot n_{НОМ} / 30)^2}, \quad (5.31)$$

где:  $\delta_k$  - допустимая степень неравномерности вращения коленчатого вала двигателя. Рекомендуемые значения  $\delta_k = 0,01 \dots 0,02$  (меньшие значения соответствуют многоцилиндровым двигателям).

Масса маховика  $m_m$ , кг, для обеспечения заданной неравномерности вращения:

$$m_m = J_m \cdot \left( \frac{2}{D_m} \right)^2, \quad (5.32)$$

Окружная скорость на внешнем ободе маховика, м/с:

$$V_m = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n_{НОМ}}{60}. \quad (5.33)$$

Допустимые значения окружной скорости  $v$ , м/с, маховиков (не более): чугунных - 70; стальных литых – 100; стальных штампованных – 110.

### Контрольные вопросы

1. Почему действительную массу шатуна заменяют приведенными массами, сосредоточенными в центрах поршневой и кривошипной головок соответственно?
2. Какая часть масс кривошипно-шатунного механизма совершает вращательное движение?
3. Какая часть масс кривошипно-шатунного механизма совершает возвратно-поступательное движение?
4. Как выбираются массы деталей кривошипно-шатунного механизма на этапе проектирования?
5. Как представляются силы инерции масс, совершающих возвратно-поступательное движение?
6. Как действует сила инерции масс, совершающих возвратно-поступательное движение?
7. Чем уравнивается сила инерции масс, совершающих возвратно-поступательное движение?
8. Как определяется сила инерции первого порядка масс, совершающих возвратно-поступательное движение?
9. Как определяется сила инерции второго порядка масс, совершающих возвратно-поступательное движение?
10. На какие детали двигателя воздействуют центробежные силы инерции?
11. Как уменьшить влияние сил инерции масс, совершающих возвратно-поступательное движение?
12. Как уменьшить влияние центробежных сил инерции?

13. Чем отличаются силы инерции первого и второго порядков? Как можно уменьшить силу инерции второго порядка?

14. Почему газовые силы на режиме максимального крутящего момента превышают газовые силы на режиме максимальной частоты вращения холостого хода?

15. На каком режиме необходимо находить нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма?

16. Чем определяется величина боковой силы  $N$  и какое отрицательное влияние ее на работу кривошипно-шатунного механизма?

17. От чего зависит величина силы  $P_t$ , действующей вдоль шатуна?

18. Влияет ли на величину силы  $T$  силы инерции масс, совершающих возвратно-поступательное движение?

19. От чего зависит величина крутящего момента  $M_K$ ?

20. Как возникает опрокидывающий момент  $M_{опр}$  и можно ли его уравновесить?

21. Как определяются знаки сил и моментов, действующих в кривошипно-шатунном механизме?

## 6 РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ

Скоростная характеристика двигателя показывает изменение мощности, крутящего момента, расходов топлива и других параметров от частоты вращения коленчатого вала:  $N_e, M_K, g_e, G_T = f(n_{об})$ . С достаточной степенью точности внешнюю скоростную характеристику можно построить по результатам теплового расчёта, проведенного для одного режима двигателя. При данном методе построения используются эмпирические зависимости, позволяющие рассчитать значения  $N_e, M_K, g_e, G_T$  при любой частоте вращения  $n_{об}$ . На основе построенной скоростной характеристики можно оценить динамические и экономические показатели тракторного или автомобильного двигателя, а также всей машины, на которую он устанавливается.

### 6.1 Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя

Построение внешней скоростной характеристики дизельного двигателя состоит из двух этапов: построение *регуляторной* и *корректорной* частей. *Регуляторной* частью называется участок характеристики в диапазоне от номинальной частоты вращения  $n_{НОМ}$  до частоты вращения максимального холостого хода  $n_{ХХ}^{max}$ . *Корректорной* частью называется участок характеристики в диапазоне от номинальной частоты вращения  $n_{НОМ}$  до частоты вращения максимального крутящего момента  $n_M$ .

Характеристику строят в следующей последовательности. На оси абсцисс в принятом масштабе откладывают три характерные точки:  $n_{НОМ}$  (берется по результатам теплового расчета),  $n_{ХХ}^{max}$  и  $n_M$ .

Частота вращения максимального холостого хода зависит от степени неравномерности регулятора и определяется по формуле:

$$n_{ХХ}^{max} = (1 + \delta_p) \cdot n_{НОМ}, \text{ мин}^{-1} \quad (6.1)$$

где  $\delta_p$  – степень неравномерности регулятора.

У современных дизелей  $\delta_p = 0,05 \dots 0,20$ . Меньшие значения  $\delta_p$  рекомендуется принимать для тракторных дизелей, большие – для автомобильных.

Частоту вращения максимального крутящего момента  $n_M$  можно найти из выражения:

$$n_M = n_{НОМ} \cdot K_O, \quad (6.2)$$

где  $K_O$  – коэффициент приспособляемости двигателя по частоте вращения коленчатого вала.

Для современных дизелей  $K_O = 0,625 \dots 0,765$ . При этом, чем быстрее дизель, тем меньше величина  $K_O$ : меньшие значения  $K_O$  рекомендуется принимать для автомобильных дизелей, большие – для тракторных.

Полученные значения частоты вращения коленчатого вала  $n_{XX}^{max}$  и  $n_M$  округляют до ближайшей цифры с двумя последними нулями или до 50.

При  $n_{XX}^{max}$  значения  $N_e$  и  $M_K$  равны нулю, а массовый расход топлива, затрачиваемый на преодоление трения, определяется из соотношения:

$$G_{T_{XX}}^{max} = (0,25 \dots 0,30) \cdot G_T \cdot 3.6, \text{ кг/ч} \quad (6.3)$$

где  $G_T$  – массовый расход топлива при номинальном режиме работы, берется из результатов теплового расчета двигателя.

После определения характерных частот вращения приступают к построению *регуляторной* части внешней скоростной характеристики. Регуляторная часть характеризуется тем, что с увеличением частоты вращения показатели мощности  $N_e$ , крутящего момента  $M_K$  и массового расхода топлива  $G_T$  уменьшаются по линейной зависимости.

Далее из точки  $n_{XX}^{max}$ , где  $N_e = 0$  и  $M_K = 0$ , проводят линии, соединяющие соответственно значения  $N_e$  и  $M_K$  при  $n_{НОМ}$  (рис. 6.1).



Зависимость массового расхода топлива строиться от точки  $G_T$  при  $n_{НОМ}$  до точки  $G_{Txx}^{max}$  при  $n_{XX}^{max}$ . Удельный эффективный расход топлива  $g_e$  в регуляторной части возрастает от номинального  $g_{ен}$  при  $n_{НОМ}$  до  $g_e = \infty$  при  $n_{XX}^{max}$ . В точке  $n_{XX}^{max}$  значение  $g_e$  не определяется, а линия, отражающая закономерность изменения, условно проводится вверх.

Для определения значений  $N_e$ ,  $M_K$ ,  $g_e$ ,  $G_T$  на *корректорном* участке характеристики в диапазоне частот вращения от  $n_{НОМ}$  до  $n_M$  проводят разбивку на равные части, рекомендуемое значение количества точек не менее 6...8.

Значения мощности при выбранной частоте вращения  $n_{\partial\delta}$  определяется по эмпирической зависимости:

$$N_{\partial\delta} = N_e \cdot \left[ a \cdot \frac{n_{\partial\delta}}{n_{НОМ}} + b \cdot \left( \frac{n_{\partial\delta}}{n_{НОМ}} \right)^2 - c \cdot \left( \frac{n_{\partial\delta}}{n_{НОМ}} \right)^3 \right], \text{кВт} \quad (6.4)$$

где  $a$ ,  $b$  и  $c$  – коэффициенты, зависящие от типа и конструктивных особенностей двигателя;  $n_{\partial\delta}$  - текущая частота вращения коленчатого вала.

$$a = 1 - b + c \quad (6.5)$$

$$b = \frac{1 - K_M + c \cdot (1 - K_0^2)}{1 - K_0} \quad (6.6)$$

$$c = \frac{(K_M - 1)}{(K_0 - 1)^2} \quad (6.7)$$

где:  $K_M$  - коэффициент запаса крутящего момента, берется по варианту задания.

Расчетные значения крутящего момента  $M_K$ , удельного эффективного  $g_e$  и часового  $G_T$  расхода топлива при частоте вращения коленчатого вала  $n_{\partial\delta}$ :

$$M_K = \frac{9554 \cdot N_{\partial\delta}}{n_{\partial\delta}}; \text{Нм} \quad (6.8)$$

$$g_e = g_{eH} \cdot \left[ 1.55 - 1.55 \cdot \frac{n_{\partial\delta}}{n_{НОМ}} + \left( \frac{n_{\partial\delta}}{n_{НОМ}} \right)^2 \right], \text{г/(кВт}\cdot\text{ч)} \quad (6.9)$$

$$G_T = g_e \cdot N_{\partial\delta} \cdot 10^{-3}, \text{кг/ч} \quad (6.10)$$

где  $g_{eH}$  - удельный эффективный расход топлива по результатам теплового расчета;  $n_{\partial\delta}$  - частота вращения коленчатого вала на корректорном участке характеристики,  $\text{мин}^{-1}$ .

Далее по оси ординат откладывают в принятом масштабе значения: мощности  $N_e$ , крутящего момента  $M_K$ , часового расхода топлива  $G_T$  и удельного эффективного расхода топлива  $g_e$ . При построении корректорного участка расчётные точки соединяют плавной кривой. Результаты расчетов сводят в таблицу 6.1, по которым строят внешнюю скоростную характеристику дизельного двигателя (рис. 6.1). Значения при  $n_{НОМ}$  берутся из результатов теплового расчета двигателя.

Таблица 6.1 – Результаты расчетов внешней скоростной характеристики дизельного двигателя.

№ п/п	$n_{\partial\delta},$ $\text{МИН}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	$M_K, \text{Нм}$	$G_T, \text{кг/ч}$	$g_e, \text{г/(кВт}\cdot\text{ч)}$
1	$n_{XX}^{max}$	0	0	$G_{Txx}^{max}$	
2	$n_{НОМ}$				
3	$n_{\partial\delta 1}$				
...	$n_{\partial\delta 2}$				
...	...				
...	$n_M$				

По скоростной характеристике определяют коэффициент запаса крутящего момента, который оценивает приспособляемость двигателя к изменению внешней нагрузки и характеризует способность преодолевать кратковременные перегрузки:

$$K_M = \frac{M_{Kmax}}{M_{Kном}}, \quad (6.11)$$

где:  $M_{Kmax}$  - максимальное значение крутящего момента;  $M_{Kном}$  - значение крутящего момента при  $n_{НОМ}$ .

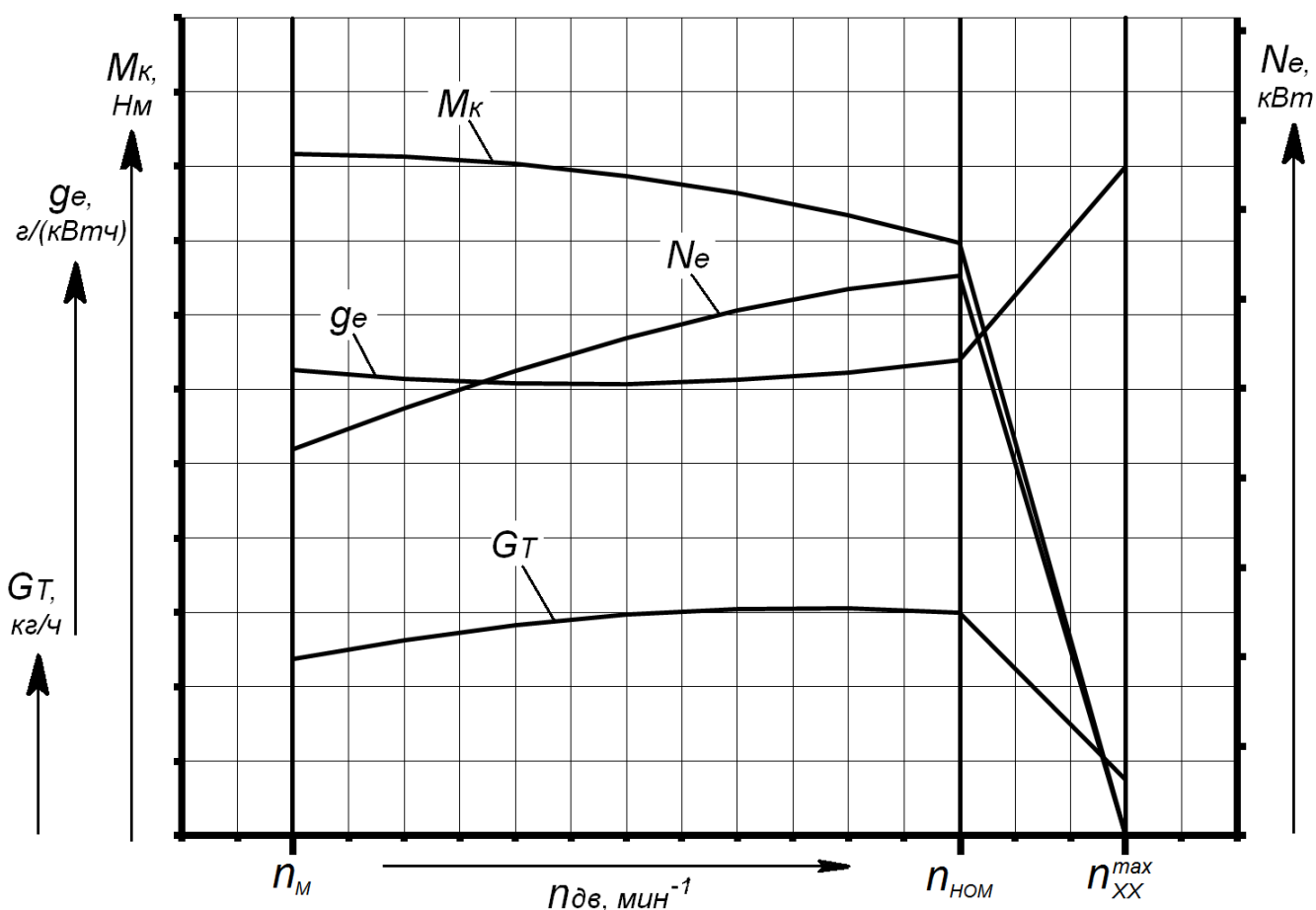


Рисунок 6.1 - Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя

## 6.2 Внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя

Построение внешней скоростной характеристики для бензиновых двигателей ведется в диапазоне от минимальной устойчивой частоты вращения коленчатого вала при полной нагрузке

$n_{min} = (0,2...0,3) \cdot n_{НОМ}$  до  $n_{max} = (1,1...1,15) \cdot n_{НОМ}$ . Полученные значения частоты вращения коленчатого вала  $n_{max}$  и  $n_{min}$  округляют до ближайшей цифры с двумя последними нулями или до 50. Построение скоростной характеристики бензинового двигателя также состоит из двух этапов: построение *регуляторной* (в диапазоне частот вращения  $(n_{НОМ} \dots n_{max})$ ) и *корректорной* ( $n_{min} \dots n_{НОМ}$ ) частей.

После определения характерных частот вращения приступают к построению *регуляторной* части. Особенностью является то, что с увеличением частоты вращения показатель мощности  $N_e$  не достигает своего нулевого значения. При этом для определения мощности в диапазоне  $n_{НОМ} \dots n_{max}$  можно воспользоваться зависимостью:

$$N_{\delta\epsilon} = \frac{n_{НОМ}}{n_{\delta\epsilon}} \cdot N_e, \text{ кВт} \quad (6.12)$$

где:  $N_e$  - значение мощности двигателя, полученное по результатам теплового расчета;  $n_{НОМ}$  - номинальная частота вращения (берется по результатам теплового расчета);  $n_{\delta\epsilon}$  - текущая частота вращения коленчатого вала.

Значение  $n_{\delta\epsilon}$  выбираются из диапазона  $n_{НОМ} \dots n_{max}$  следующим образом:

- $n_{\delta\epsilon 1} = 1,05 \cdot n_{НОМ}$ ;
- $n_{\delta\epsilon 2} = 1,10 \cdot n_{НОМ}$ ;
- $n_{\delta\epsilon 3} = n_{max} = 1,15 \cdot n_{НОМ}$ .

Далее приступают к определению значений мощности  $N_{\delta\epsilon}$  на корректорном участке в диапазоне частот вращения от  $n_{НОМ}$  до  $n_{min}$ , производят разбивку на равные части, рекомендуемое значение количества точек не менее 6...8. Значения мощности при выбранной частоте вращения  $n_{\delta\epsilon}$ :

$$N_{\delta\epsilon} = N_e \cdot \frac{n_{\delta\epsilon}}{n_{НОМ}} \cdot \left[ 1 + \frac{n_{\delta\epsilon}}{n_{НОМ}} - \left( \frac{n_{\delta\epsilon}}{n_{НОМ}} \right)^2 \right], \text{ кВт} \quad (6.13)$$

Значение крутящего момента  $M_K$  в диапазоне частоты вращения от  $n_{min}$  до  $n_{max}$  определяется по формуле 6.8. Удельный эффективный расход топлива  $g_e$  для бензинового двигателя в диапазоне частоты вращения от  $n_{min}$  до  $n_{max}$ :

$$g_e = g_{ен} \cdot \left[ 1,2 - \frac{n_{\delta e}}{n_{НОМ}} + 0,8 \cdot \left( \frac{n_{\delta e}}{n_{НОМ}} \right)^2 \right] \quad (6.14)$$

где:  $g_{ен}$  - номинальное значение удельного эффективного расхода топлива, полученное по результатам теплового расчета.

Таблица 6.2 – Результаты расчетов внешней скоростной характеристики бензинового двигателя.

№ п/п	$n_{\delta e}, \text{мин}^{-1}$	$N_e,$ кВт	$M_K,$ Нм	$G_T,$ кг/ч	$g_e,$ г/(кВт·ч)
1	$n_{\delta e3} = n_{max} = 1,15 \cdot n_{НОМ}$				
2	$n_{\delta e2} = 1,10 \cdot n_{НОМ}$				
3	$n_{\delta e1} = 1,05 \cdot n_{НОМ}$				
4	$n_{НОМ}$				
5	$n_{\delta e1}$				
...	$n_{\delta e2}$				
...	...				
...	$n_{min}$				

Значения массового расхода топлива  $G_T$ , кг/ч, рассчитывают по формуле 6.10 в диапазоне частоты вращения от  $n_{min}$  до  $n_{max}$ . Результаты расчетов сводят в таблицу 6.2, по которым строят внешнюю скоростную характеристику бензинового двигателя (рис. 6.2). Значения при  $n_{НОМ}$  берутся из результатов теплового расчета. При построении регуляторного и корректорного участка все расчётные точки соединяют плавной кривой. По формуле 6.11 определяют коэффициент запаса крутящего момента.

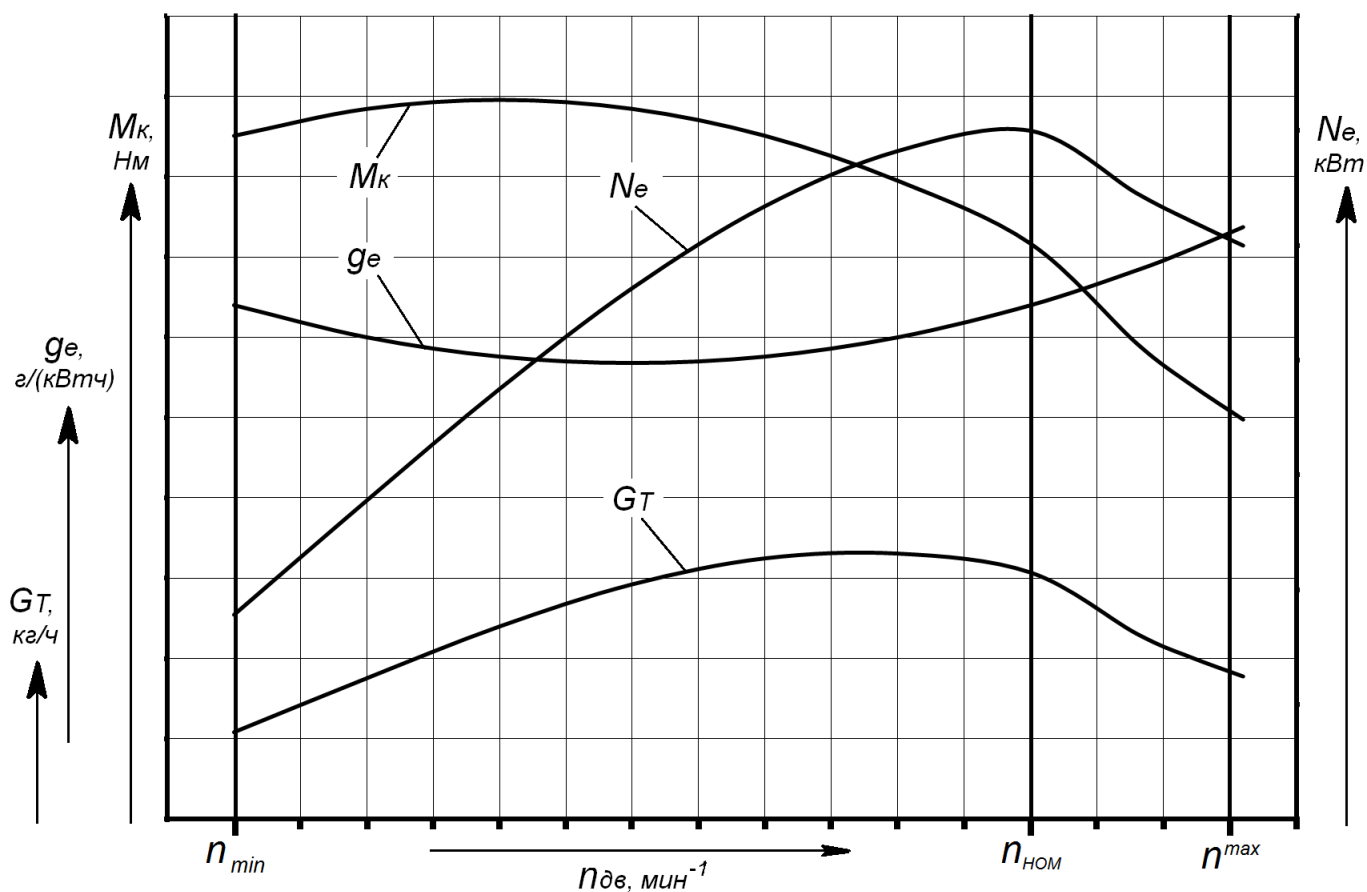


Рисунок 6.2 – Внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя

### Контрольные вопросы

1. Как изменяются эффективная мощность и эффективный крутящий момент по ВСХ?
2. Поясните изменение удельного расхода топлива по внешней скоростной характеристике.
3. Чем частичные скоростные характеристики отличаются от ВСХ?
4. Как определить наиболее экономичный режим эксплуатации ДВС?
5. Как изменяется топливная экономичность ДВС на разных режимах его эксплуатации?
6. Для чего необходимо ограничение скоростного режима двигателя?

## 7 РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ОСНОВНЫХ СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ

### 7.1 Расчёт смазочной системы двигателя

#### 7.1.1 Определение основных показателей смазочной системы

Расчет включает определение вместимости смазочной системы, конструктивных параметров масляного насоса и радиатора.

Исходной величиной для расчета элементов смазочной системы является количество масла, прокачиваемого через систему в единицу времени – *циркуляционный расход*  $V_{Ц}$ , который определяют при известном количестве теплоты  $Q_m$ , отводимом маслом от двигателя (см. формулу (3.101) п.п. 3.6):

$$V_{Ц} = \frac{Q_m}{\rho_m \cdot c_m \cdot \Delta T_m}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.1)$$

где:  $\rho_m = 900 \dots 920 \text{ кг/м}^3$  – плотность моторного масла;  $c_m = 2094 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$  – средняя удельная теплоемкость масла;  $\Delta T_m = 10 \dots 20 \text{ К}$  – температура нагрева масла в двигателе.

Производительность масляного насоса определяют на основании потребного циркуляционного расхода масла. В связи с необходимостью обеспечения требуемого давления масла в магистрали при работе двигателя в различных скоростных диапазонах с разной температурой масла, износе трущихся пар двигателя и насоса, действительную подачу  $V'_{Ц}$  насоса принимают несколько большей, чем циркуляционный расход:

$$V'_{Ц} = 2 \cdot V_{Ц} \quad (7.2)$$

При охлаждении поршней маслом и / или воздушной системе охлаждения:

$$V'_{Ц} = (2,5 \dots 3,5) \cdot V_{Ц} \quad (7.2a)$$

Объем масла в системе для уменьшения массы двигателя должен

быть по возможности малым, но достаточным для заполнения всей системы, смачивания деталей и стенок картера и создания запаса, компенсирующего расход масла между заправками двигателя. Этот расход для двигателей различных типов в зависимости от их износа составляет 0,2...0,6 % от расхода топлива. Вместимость системы смазки  $V_M$  определяют из условия:

$$V_M = q_m \cdot Ne, \text{ л.} \quad (7.3)$$

где:  $q_m$  – удельная емкость системы смазки;  $Ne$  – эффективная мощность двигателя, кВт (см. формулу (3.88) п.п. 3.5).

Удельная емкость системы смазки  $q_m$  выбирается из следующих условий:

- для бензиновых двигателей легковых автомобилей: 0,04...0,09;
- для бензиновых двигателей грузовых автомобилей и дизелей легковых автомобилей: 0,07...0,10;
- для дизелей грузовых автомобилей: 0,11...0,16;
- для тракторных дизелей: 0,18...0,60;

### 7.1.2 Расчет масляного насоса

По конструкции насосы автотракторных двигателей подразделяют на *шестеренные* и *винтовые*, отличающиеся надежностью, способностью создавать большие давления, простотой конструкции и малой стоимостью. По числу секций насосы бывают *односекционные* и *многосекционные*. Расчет масляного насоса заключается в определении размеров его шестерен.

Расчетную производительность  $V_p$  основной секции шестеренного насоса определяют по циркуляционному расходу  $V'_\Pi$  с учетом объемного коэффициента подачи:

$$V_p = \frac{V'_\Pi}{\eta_n}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.4)$$

где:  $\eta_n$  – объемный коэффициент подачи насоса, учитывающий



утечки масла через не плотности и влияние других факторов,  $\eta_n = 0,6...0,8$ .

Наружный диаметр шестерни масляного насоса:

$$D_{Ш} = \frac{60 \cdot V_{Ш}}{\pi \cdot n_{НАС}}, \text{ м} \quad (7.5)$$

где:  $V_{Ш}$  - допустимая окружная скорость шестерни на внешнем диаметре,  $V_{Ш} = 8...10$  м/с;  $n_{НАС}$  - частота вращения вала насоса (для дизелей  $n_{НАС} = (0,7...1) \cdot n_{НОМ}$ ; для двигателей с искровым зажиганием  $n_{НАС} = (1,5...2,0) \cdot n_{НОМ}$ ).

Приняв стандартный модуль зацепления ( $m = 3...6$  мм) и число зубьев  $z$  ( $z = 7...12$ ), вычисляем длину зубьев (т.е. ширину шестерни):

$$b = \frac{10^5 \cdot 60 \cdot V_{Ш}}{2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot n_{НАС}}, \text{ мм} \quad (7.6)$$

Мощность  $N_{нм}$ , затрачиваемая на привод насоса:

$$N_{нм} = \frac{10^6 \cdot V_P \cdot P_P}{\eta_{нм} \cdot 10^3}, \text{ кВт} \quad (7.7)$$

где:  $P_P$  – рабочее давление масла в системе (для бензиновых двигателей  $0,3...0,5$ , для дизелей  $0,4...0,7$  МПа);  $\eta_{нм}$  – механический КПД насоса ( $0,85...0,90$ ).

В автотракторных двигателях  $N_{нм} = 0,4...2$  кВт.

Если масляный насос имеет *дополнительную* и *радиаторную* секции, их расчетную производительность выбирают из условий:

- радиаторной:

$$V_P^{pad} = (0,20...0,35) \cdot V_P, \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.8)$$

- дополнительной:

$$V_p^{don} = (1,25 \dots 1,50) \cdot V_P, \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.9)$$

Затраты мощности на привод *дополнительной* и *радиаторной* секции:

$$N_{nm}^{rad} = \frac{10^6 \cdot V_p^{rad} \cdot P_P}{\eta_{nm} \cdot 10^3}, \text{ кВт} \quad (7.10)$$

$$N_{nm}^{don} = \frac{10^6 \cdot V_p^{don} \cdot P_P}{\eta_{nm} \cdot 10^3}, \text{ кВт} \quad (7.11)$$

Суммарные затраты мощности на привод многосекционного масляного насоса:

$$\Sigma N_{nm} = N_{nm} + N_{nm}^{rad} + N_{nm}^{don}. \quad (7.12)$$

### 7.1.3 Расчет масляного радиатора

Радиатор служит для охлаждения масла, циркулирующего в системе. На автотракторных двигателях устанавливают в основном *воздушно-масляные* или *водомаляные* теплообменники. Расчет заключается в определении площади охлаждающей поверхности радиатора, необходимой для передачи теплоты, отводимой маслом от двигателя, к охлаждающему телу.

Основной расчетной величиной является площадь поверхности охлаждения радиатора:

$$F_{Mr} = \frac{Q_{M.P.}}{k_m \cdot (T_{Mcp} - T_{Bcp})}, \text{ м}^2 \quad (7.13)$$

где:  $Q_{M.P.}$  - количество теплоты, отдаваемой радиатором, Дж/с;  $k_m$  - коэффициент теплопередачи от масла к окружающей среде, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $T_{Mcp}$  - средняя температура масла в радиаторе, К;  $T_{Bcp}$  - средняя температура охлаждающего тела, проходящего через радиатор, К.

$$Q_{M.P.} = Q_M \cdot (0,5 \dots 0,75) \quad (7.14)$$

Для масляно-воздушных радиаторов  $k_M = 40 \dots 80$  Вт/м<sup>2</sup>К. Для водомасляных: с гладкими трубками  $k_M = 150 \dots 350$  Вт/м<sup>2</sup>К; с завихрителями в масляных трубках  $k_M = 520 \dots 1160$  Вт/м<sup>2</sup>·К.

Средняя температура масла в радиаторе:

$$T_{Mcp} = \frac{(T_M^{ex} + T_M^{6yx})}{2}, \text{ К} \quad (7.15)$$

где:  $T_M^{ex}; T_M^{6yx}$  – соответственно температуру масла на входе в радиатор и на выходе из него,  $T_M^{6yx} = 353 \dots 363$  К.

Температура масла на входе в радиатор при подаче масла радиаторной секцией насоса  $V_p^{pad}$ :

$$T_M^{ex} = T_M^{6yx} + \frac{Q_M}{\rho_M \cdot c_M \cdot V_p^{pad}}, \text{ К} \quad (7.16)$$

Температура масла  $T_M^{ex}$  для автотракторных двигателей должна находиться в пределах 363..378 К. Для воздушно-масляных радиаторов средняя температура воздуха, проходящего через радиатор, принимается равной его температуре на входе  $T_{Bcp} = T_M^{ex} = 298 \dots 313$  К. Бóльшие значения  $T_{Bcp}$  имеют место при установке перед масляным радиатором охладителя наддувочного воздуха (интеркулера). Среднюю температуру охлаждающей жидкости в водомасляных теплообменниках принимают равной  $T_{Bcp} = 343 \dots 358$  К.

Для оценки совершенства охладителя масла определяют его тепловую эффективность, которая характеризует отношение действительно переданной в охладитель теплоты к максимально возможной:

$$\eta = \frac{T_M^{ex} - T_M^{вых}}{(T_M^{ex} - T_{Bcp})}. \quad (7.17)$$

### 7.1.4 Выбор моторного масла

Учитывая назначение и степень форсирования двигателя, определяют основную марку моторного масла. Подбор моторного масла проводится на основании показателя  $W$  напряженности работы масла в двигателе:

$$W = \frac{G_T}{\Sigma F_{цпг} \cdot i} \cdot \frac{N_e}{V_M} \cdot K_a \cdot K_B. \quad (7.18)$$

где: где  $G_T$  – часовой расход топлива в номинальном режиме, кг/ч;  $\Sigma F_{цпг}$  – суммарная площадь рабочих поверхностей зеркала цилиндра, днища поршня, головки цилиндра,  $m^2$ ;  $i$  – число цилиндров;  $K_a$  – коэффициент форсированности двигателя ( $K_a = 1,0$  – для безнаддувных двигателей;  $K_a = 1,3$  для двигателей с наддувом);  $K_B$  – коэффициент, учитывающий теплонпряжённость двигателя ( $K_B = 1,7$  – для двигателей воздушного охлаждения;  $K_B = 1,0$  – для двигателей жидкостного охлаждения).

Выбор моторного масла определяется следующими критериями:

- при  $W =$  до 150 – масла группы Б;
- при  $W = 151 \dots 223$  – масла группы В;
- при  $W = 224 \dots 648$  – масла группы Г;
- при  $W$  свыше 649 – масла группы Д.

По таблице Ж1 приложения Ж выбираем моторное масло согласно ГОСТ 17479.1-85 либо его аналог по API 1509.

После этого находят минимальную температуру пуска двигателя в зимнее время  $t_n$  без предварительного подогрева из условия:

$$t_n = t_m^3 + (5 \dots 10), \quad ^\circ C \quad (7.19)$$

где:  $t_m^3$  – температура застывания выбранного масла,  $^\circ C$  (таблица Ж2 приложения Ж).

## 7.2 Расчет системы жидкостного охлаждения двигателя

Систему жидкостного охлаждения наиболее целесообразно использовать в форсированных двигателях и в двигателях с относительно большим объемом цилиндра. Расчет системы охлаждения сводится к определению основных размеров поверхности охлаждения радиатора, водяного насоса и подбору вентилятора. Система охлаждения двигателя рассчитывается для номинального режима.

Расчет основных конструктивных элементов системы охлаждения проводится исходя из количества, отводимой от двигателя теплоты  $Q_{ox}$  на номинальном режиме, которое определяют по формуле (3.98) при  $\alpha < 1$ , либо по формуле (3.99) при  $\alpha \geq 1$  (см. п.п. 3.6).

Вместимость системы охлаждения  $V_{охл}$  принимают на основе соотношения:

$$V_{охл} = v_{охл} \cdot Ne, \text{ л.} \quad (7.20)$$

где:  $v_{охл}$  – удельная емкость системы.

Значение  $v_{охл}$  принимают на основе следующих соотношений:

- для легковых автомобилей: 0,18...0,33;
- для грузовых автомобилей: 0,24...0,34;
- для тракторов: 0,4...0,55.

Меньшие значения  $v_{охл}$  относятся к форсированным двигателям.

### 7.2.1 Расчет жидкостного радиатора

Расчет сводится к определению площади поверхности охлаждения радиатора, необходимой для передачи теплоты от охлаждающей жидкости к окружающему воздуху. При этом количество теплоты, отводимой от двигателя охлаждающей жидкостью ( $Q_{ж.р.}$ ), принимается равным количеству теплоты, передаваемой охлаждающему воздуху ( $Q_{возд}$ ):  $Q_{ж.р.} = Q_{возд}$ .

Расчет жидкостного радиатора ведется в следующей последовательности.

1. Количество воздуха, проходящего через радиатор (производительность вентилятора):

$$V_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{ох}}}{c_{\text{в}} \cdot \Delta T_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{возд}}}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.21)$$

где:  $c_{\text{в}}$  – средняя теплоемкость воздуха (1005 Дж/(кг К));  $\Delta T_{\text{в}}$  – температурный перепад воздуха в решетке радиатора (20...30 К);  $\rho_{\text{возд}}$  – плотность воздуха, проходящего через радиатор (1,13 кг/м<sup>3</sup>).

2. Циркуляционный расход охлаждающей жидкости, проходящий через радиатор (подача жидкости насосом):

$$G_{\text{жс}} = \frac{Q_{\text{ох}}}{c_{\text{жс}} \cdot \Delta T_{\text{жс}}}, \text{ кг/с} \quad (7.22)$$

где:  $c_{\text{жс}}$  – теплоемкость охлаждающей жидкости (4187 Дж/(кг К)) – для воды; 2093 Дж/(кг К) – для антифриза);  $\Delta T_{\text{жс}}$  – температурный перепад жидкости в радиаторе (6...15 К).

3. Площадь поверхности охлаждения радиатора:

$$F_p = \frac{Q_{\text{ох}}}{k \cdot (T_{\text{жср}} - T_{\text{вср}})}, \text{ м}^2 \quad (7.23)$$

где:  $k$  – коэффициент теплопередачи (для дизелей  $k = 85...105$  Вт/(м<sup>2</sup>К); для бензиновых двигателей  $k = 140...180$  Вт/(м<sup>2</sup>К));  $T_{\text{жср}}$  и  $T_{\text{вср}}$  – соответственно средние значения температуры охлаждающей жидкости в радиаторе и температуры воздуха, проходящего через радиатор ( $T_{\text{жср}} = 358...365$  К;  $T_{\text{вср}} = 293...313$  К)

4. Фронтальная площадь поверхности решетки радиатора, выполненная в виде квадрата для получения коэффициента обдува, равного единице:

$$F_{\text{фр}} = \frac{V_{\text{в}} \cdot 10}{v_{\text{ф}}}, \text{ м}^2 \quad (7.24)$$

где:  $v_{\phi}$  – скорость воздуха перед фронтом радиатора без учета скорости движения машины ( $v_{\phi} = 16 \dots 24$  м/с).

5. Глубина радиатора (расстояние между передней и задней стенками по ходу воздушного потока):

$$\ell_p = \frac{F_p}{(F_{\phi p} \cdot \varphi_p)}, \text{ м} \quad (7.25)$$

где:  $\varphi_p$  - коэффициент компактности радиатора ( $\varphi_p = 900 \dots 1000$  м<sup>-1</sup>)

### 7.2.2 Расчет жидкостного насоса

Охлаждающая жидкость в системе циркулирует, как правило, с помощью центробежных насосов с односторонним подводом жидкости. Жидкостной насос должен обеспечить расход жидкости через радиатор системы охлаждения.

Расчетную подачу насоса определяют по формуле:

$$V_{np} = \frac{G_{жс}}{\rho_{жс} \cdot \eta_o}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.26)$$

где:  $\rho_{жс}$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup> (для воды  $\rho_{жс} = 1000$  кг/м<sup>3</sup>; для антифриза  $\rho_{жс} = 1075$  кг/м<sup>3</sup>);  $\eta_o$  - объемный КПД насоса (0,8...0,9).

Мощность на привод насоса:

$$N_n = \frac{V_{np} \cdot H}{10^3 \cdot \eta_h \cdot \eta_m}, \text{ кВт} \quad (7.27)$$

где:  $H$  – напор, создаваемый насосом (50000...100000 Па);  $\eta_h$  – гидравлический КПД насоса (0,6...0,7);  $\eta_m$  – механический КПД насоса (0,7...0,9).

### 7.2.3 Подбор вентилятора

Вентилятор необходим для создания направленного воздушного потока, отводящего теплоту от радиатора. Привод вентилятора осуществляется от коленчатого вала клиноременной передачей. Окружные скорости ремней не должны превышать 30...35 м/с. Передаточные числа привода вентилятора достигают 0,88...1,5. В системах охлаждения автотранспортных средств применяются как центробежные так и осевые вентиляторы. Центробежные вентиляторы часто применяются в системах воздушного охлаждения, а осевые вентиляторы (преимущественно пропеллерного типа) – в системах жидкостного охлаждения.

Диаметр осевого вентилятора, м:

$$D_{\epsilon} = 1,3 \cdot \sqrt{\frac{V_{\epsilon}}{\omega_{\epsilon}}} . \quad (7.28)$$

где:  $\omega_{\epsilon}$  - скорость воздуха, проходящего через радиатор с учетом скорости движения, м/с.

$$\omega_{\epsilon} = \frac{(1,0...1,2) \cdot V_a}{3,6} \quad (7.29)$$

где:  $V_a$  - скорость движения, км/ч.

Полученное значение  $D_{\epsilon}$  округляется до ближайшего значения в размерном ряду по ГОСТ 10616-90 «Вентиляторы радиальные и осевые. Размеры и параметры»: (...0,25; 0,265; 0,280; 0,300; 0,315; 0,335; 0,355; 0,375; 0,400; 0,425; 0,450; 0,475; 0,500; 0,530; 0,560; 0,600; 0,630; 0,670...).

Мощность, затрачиваемая на привод вентилятора:

$$N_{\epsilon} = \frac{V_{\epsilon} \cdot \Delta P_{mp}}{10^3 \cdot \eta_{\epsilon}} , \quad (7.30)$$

где:  $\Delta P_{mp}$  – сопротивление воздушного тракта (600...1000 Па);  $\eta_{\epsilon}$  –



КПД вентилятора (для клепанных: 0,3...0,4; для литых: 0,6...0,7).

Мощность  $N_e$ , затрачиваемая на привод вентилятора составляет 5...8% номинальной мощности двигателя.

Частота вращения вентилятора:

$$n_e = \frac{60 \cdot U_e}{\pi \cdot D_e}, \quad (7.31)$$

где:  $U_e$  – окружная скорость лопастей вентилятора (по соображениям акустического комфорта величина скорости  $U_e$  должна находиться в пределах 70...100 м/с.)

Число лопастей вентилятора  $z$  целесообразно выбирать минимальным, насколько позволяют габариты вентилятора, обеспечивающего необходимую подачу. Обычно число лопастей  $z$  принимают равным 4...7.

Удельные затраты на функционирование системы жидкостного охлаждения:

$$N_{уд.охл} = \frac{N_n + N_e}{N_e}, \quad (7.32)$$

### 7.3 Расчет системы воздушного охлаждения двигателя

Расчет заключается в определении параметров оребрения цилиндра и головки, производительности и размеров вентилятора, а также мощности на его привод.

#### 7.3.1 Расчет параметров оребрения

Количество теплоты, отводимое системой охлаждения  $Q_e$ , определяется для номинального режима:

$$Q_e = q_B \cdot N_e, \text{ кВт} \quad (7.33)$$

где:  $q_e$  – удельное количество отводимой теплоты (в бензиновых

двигателях  $q_6 = 870 \dots 1350$ , в дизелях  $q_6 = 550 \dots 1050$  Дж/(кВт·с)).

Площадь поверхности оребрения рассчитывают для головки и цилиндра:

$$Q_6 = Q_2 + Q_4, \quad (7.34)$$

где:  $Q_2$  – количество теплоты, отводимой от головки, Дж/с ( $Q_2 = (0,45 \dots 0,60) \cdot Q_B$  – для дизелей;  $Q_2 = (0,60 \dots 0,75) \cdot Q_B$  – для бензиновых двигателей);  $Q_4$  – количество теплоты, отводимое от цилиндра ( $Q_4 = (0,40 \dots 0,55) \cdot Q_B$  – для дизелей;  $Q_4 = (0,25 \dots 0,40) \cdot Q_B$  – для бензиновых двигателей).

Площадь поверхности охлаждения ребер цилиндра:

$$F_4 = \frac{Q_4}{\alpha_6 \cdot (T_{Цср} - T_{Вср})}, \text{ м}^2 \quad (7.35)$$

Площадь поверхности охлаждения ребер головки цилиндра:

$$F_2 = \frac{Q_2}{\alpha_6 \cdot (T_{Гср} - T_{Вср})}, \text{ м}^2 \quad (7.36)$$

где:  $T_{Цср}$  – средняя температура у основания ребер цилиндра;  $T_{Гср}$  – средняя температура у основания ребер головки;  $T_{Вср}$  – средняя температура воздуха в межреберном пространстве;  $\alpha_6$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>К).

При расчётах значения  $T_{Цср}$  и  $T_{Гср}$  можно принять:

- $T_{Цср} = 403 \dots 423$  К;  $T_{Гср} = 423 \dots 473$  К – для ребер из алюминиевых сплавов;
- $T_{Цср} = 403 \dots 453$  К;  $T_{Гср} = 433 \dots 503$  К – для ребер из чугуна.

$$T_{Вср} = \frac{(T'_г + T''_г)}{2}, \text{ К} \quad (7.37)$$

где:  $T''_г$  – температура выходящего воздуха (354...373 К);  $T'_г$  – температура входящего воздуха (293 К).

Величина коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha_г = 1,37 \cdot \left( 1 + 0,0075 \cdot \frac{T_{Гср} + T_{Вср}}{2} \right) \cdot \left( \frac{v_г}{0,278} \right)^{0,73}, \quad (7.38)$$

где:  $v_г$  – скорость воздуха в межреберном пространстве. При диаметре цилиндра 75...125 мм  $v_г = 20...50$  м/с; при диаметре 125...150 мм  $v_г = 50...60$  м/с.

### 7.3.2 Расчет воздушного вентилятора

Необходимая подача вентилятором охлаждающего воздуха:

$$G_г = \frac{Q_г}{c_г \cdot (T''_г - T'_г)}, \text{ кг/с} \quad (7.39)$$

где:  $c_г$  – средняя удельная теплоемкость воздуха (1005 Дж/(кг К)).

Объемную подачу вентилятора определяют по формуле:

$$V_г = \frac{G_г}{\rho_г \cdot \eta_0}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.40)$$

где:  $\eta_0$  – объемный КПД вентилятора (0,85...0,92);  $\rho_г$  – плотность воздуха на входе в вентилятор (1,13 кг/м<sup>3</sup>).

Задаваясь окружной скоростью лопастей  $U_г = 70...100$  м/с и частотой вращения  $n_г = (1,0...1,4) n_n$ , находят наружный диаметр лопастей вентилятора:

$$D_{\epsilon} = \frac{60 \cdot U_{\epsilon}}{\pi \cdot n_{\epsilon}}. \quad (7.41)$$

Затраты мощности на привод вентилятора рассчитывают по формуле:

$$N_{\epsilon} = \frac{P_{\epsilon} \cdot V_{\epsilon}}{10^3 \cdot \eta_{\epsilon}}, \text{ кВт} \quad (7.42)$$

где:  $P_{\epsilon}$  – напор, создаваемый вентилятором (при  $D < 100$  мм  $P_{\epsilon} = 735 \dots 980$  Па; при  $D_{\epsilon} > 100$  мм  $P_{\epsilon} = 1470 \dots 2100$  Па);  $\eta_{\epsilon}$  – общий КПД вентилятора (0,6...0,7).

Для современных автотракторных двигателей на функционирование системы охлаждения затрачивается 3...8% от  $N_{\epsilon}$ .

#### 7.4 Расчет пускового устройства

Для пуска двигателя необходимо, чтобы частота вращения его вала обеспечивала условия возникновения и нормальное протекание рабочих циклов в цилиндре. Расчет сводится к определению мощности пускового устройства и возможности пуска двигателя при различной температуре окружающего воздуха.

Минимальная скорость проворачивания коленчатого вала, при котором осуществляется надёжный пуск двигателя, называется пусковой частотой вращения  $n_{\Pi min}$ . Для бензиновых двигателей  $n_{\Pi min} = 50 \dots 70$  мин<sup>-1</sup>, для дизелей  $n_{\Pi min} = 150 \dots 250$  мин<sup>-1</sup>. Она зависит от способа смесеобразования и зажигания, от температуры всасываемого воздуха и температуры двигателя, от его типа и конструктивных особенностей, степени изношенности деталей и т.п.

Основные условия для начала самостоятельной работы двигателя является превышение среднего индикаторного момента, развиваемого им в процессе пуска, над средним моментом сопротивления ДВС. Момент сопротивления  $M_{СОПР}^{\Pi}$  проворачиваемого вала двигателя зависит от температуры окружающей среды, степени сжатия, частоты вращения, вязкости масла, числа и расположения цилиндров. Мощность пускового устройства определяется моментом  $M_{СОПР}^{\Pi}$  и

пусковой частотой  $n_{\Pi min}$  конкретного двигателя.

В соответствии с требованиями ГОСТ 20000-88 «Дизели тракторные и комбайновые. Общие технические условия» конструкция дизеля должна обеспечивать возможность его пуска без применения средств тепловой подготовки дизеля к пуску или средств поддержания заданного теплового состояния в межсменный период при температуре окружающего воздуха:

- до минус 10 °С с использованием в системе смазки дизеля зимнего масла класса вязкости "8" по ГОСТ 17479.1 «Масла моторные. Классификация и обозначение»;
- до минус 20 °С с использованием в системе смазки дизеля загущенного масла класса вязкости "4з/8" по ГОСТ 17479.1.

Расчёт системы пуска двигателя выполняется в следующей последовательности:

1. С учётом типа двигателя принимают (рассчитывают) марку масла (см. п.п. 7.1.4) и определяют его кинематическую вязкость для заданной температуры окружающего воздуха по вязкостно-температурным характеристикам смазочных масел (приложение Ж, таблица Ж2). При выполнении расчетов рекомендуется принимать значение кинематической вязкости при температуре минус 18 °С.

2. Выбирают пусковую частоту вращения коленчатого вала двигателя  $n_{\Pi min}$ .

3. Определяют расчётный средний момент сопротивления проворачиванию коленчатого вала двигателя  $M_{СОПР}^{\Pi}$ :

- для 4 – цилиндровых двигателей:

$$M_{СОПР}^{\Pi} = 8,58 \cdot V_h \cdot i \cdot (0,24 + 0,033 \cdot 10^{-2} \cdot n_{\Pi min}) \cdot \nu^{0,37}, \text{Нм} \quad (7.43)$$

- для 6 – цилиндровых двигателей:

$$M_{СОПР}^{\Pi} = 8,58 \cdot V_h \cdot i \cdot (0,1 + 0,033 \cdot 10^{-2} \cdot n_{\Pi min}) \cdot \nu^{0,41}, \text{Нм} \quad (7.44)$$

- для 8 – цилиндровых двигателей:

$$M_{СОПР}^{\Pi} = 8,58 \cdot V_h \cdot i \cdot (0,11 + 0,022 \cdot 10^{-2} \cdot n_{\Pi min}) \cdot \nu^{0,39}, \text{Нм} \quad (7.45)$$

где:  $\nu$  - кинематическая вязкость моторного масла, сСт, по таблице Ж2 приложения Ж.

4. Требуемая мощность пусковой системы, кВт:

$$N_{ny} = \frac{M_{COIP}^{\Pi} \cdot n_{\Pi min}}{9554 \cdot \eta_n}, \quad (7.46)$$

где:  $\eta_n$  – механический КПД передачи от пускового устройства на основной двигатель (при применении электрических стартеров  $\eta_n = 0,85 \dots 0,90$ ).

Используя значение потребной мощности, выбирают тип и модель пускового устройства (приложение 3).

### Контрольные вопросы

1. Назначение и классификация систем охлаждения двигателей.
2. Каковы достоинства и недостатки жидкостной и воздушной системы охлаждения?
3. Объясните принцип действия принудительной системы охлаждения.
4. Почему жидкостная система охлаждения выполняется закрытой?
5. Как влияет на состояние двигателя работа при пониженной или повышенной температуре жидкости?
6. Назовите способы регулирования теплового состояния двигателя.
7. Объясните устройство и действие термостата.
8. Объясните устройство и работу жидкостного насоса, вентилятора, радиатора.
9. Объясните назначение и действие паровоздушного клапана радиатора системы охлаждения. Чем вызвано его применение?
10. Назовите марки охлаждающих жидкостей. Какие заменители охлаждающей жидкости можно использовать?
11. Назначение и классификация систем смазки двигателя.
12. Какие устройства входят в систему смазки двигателя?
13. Как осуществляется принудительная подача масла под поршень дизеля? Для чего это делается?
14. Какие клапаны предусмотрены в системе смазки двигателя?

15. В каких случаях и каким образом используется масляный радиатор системы смазки?

16. Какие детали двигателя смазываются под давлением, а какие разбрызгиванием?

17. Какой клапан определяет давление в главной масляной магистрали?

18. Назначение, устройство и работа насоса предпусковой прокачки масла дизелей.

## 8 РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА

Определив основные энергетические параметры тракторного двигателя и трактора в целом, приступают к построению теоретической тяговой характеристики трактора, которая позволяет получить наглядное представление о тяговых и топливно-экономических показателях на различных передачах в трансмиссии и скоростных режимах работы двигателя.

Теоретическая тяговая характеристика трактора (рис. 8.1) имеет ряд кривых, показывающих, как в заданных условиях, при установившемся движении на горизонтальном участке, в зависимости от тяговой нагрузки изменяются основные эксплуатационные показатели трактора – буксование движителя  $\delta$ , скорости движения  $V_{\delta}$ , тяговая мощность  $N_{кр}$ , удельный расход топлива  $g_{кр}$  и тяговый КПД  $\eta_T$ .

Тяговые характеристики считаются основным техническим документом тяговых и топливных показателей тракторов и широко используются для оценки различных эксплуатационных режимов их работы. Тяговые характеристики тракторов определяют опытным или расчётным путём. Расчётную тяговую характеристику трактора называют теоретической

### 8.1 Определение параметров трансмиссии

При выборе пневматической шины для ведущих колёс трактора следует учитывать ее нагрузочную способность, воспринимать максимальную нагрузку в вертикальной плоскости. Величина максимальной нагрузки зависит от внутреннего давления в шине и её конструкции. Выбранную шину (по прототипу трактора) проверяют на допустимую максимальную нагрузку,  $H$ , по формуле:

$$G_q = \frac{m_{\text{э}} \cdot g \cdot \lambda_{\text{к}}}{n_{\text{к}}}, \quad (8.1)$$

где:  $n_{\text{к}}$  - число ведущих колёс.



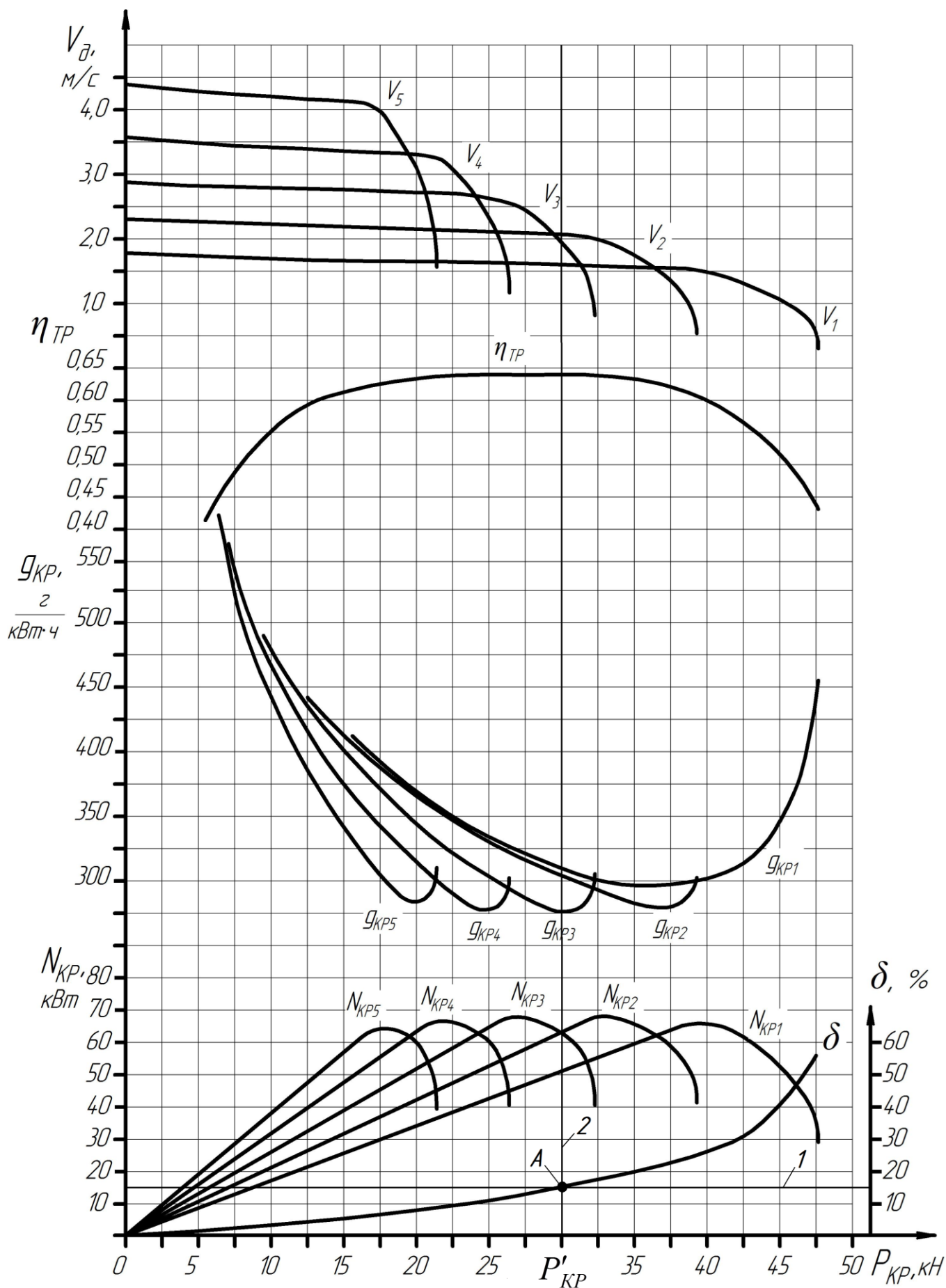


Рисунок 8.1 – Теоретическая тяговая характеристика трактора.

Шины нужной грузоподъемности подбираются по нагрузке, пользуясь приложением И таблицами И.1 и И.2, а также ориентируясь на прототип трактора по индивидуальному заданию. Радиус ведущих колес влияет на скорость и буксование тракторов и, следовательно, на их сцепные свойства. Подобрав пневматическую шину для ведущих колес трактора, определяют расчётный динамический радиус  $r_k$ :

$$r_k = [0,5 \cdot d + (0,85...0,88) \cdot b] \cdot 10^{-3}, \text{ м.} \quad (8.2)$$

где:  $d$  - посадочный диаметр шины, мм;  $b$  – ширина профиля шины, мм;

Если размер шины даётся в дюймах, то формула (8.2) принимает вид:

$$r_k = 0,254 \cdot [0,5 \cdot d + (0,85...0,88) \cdot b] \cdot 10^{-1}, \text{ м.} \quad (8.3)$$

Для гусеничных тракторов кинематический радиус ведущей звёздочки определяют по формуле:

$$r_k = \frac{Z_{зв} \cdot t_{ц}}{2\pi}, \quad (8.4)$$

где:  $Z_{зв}$  - число звеньев гусениц, укладываемых на звёздочке за один оборот;  $t_{ц}$  - шаг гусеничной цепи, м.

Значения  $Z_{зв}$  и  $t_{ц}$  выбирают по прототипу проектируемого трактора, используя данные в приложении Б.

Передаточное число трансмиссии трактора *на каждой передаче* определяют по формуле:

$$\begin{aligned}
i_{mp1} &= \frac{\pi \cdot n_{HOM} \cdot r_k}{30 \cdot V_{HOM1}}, \\
i_{mp2} &= \frac{\pi \cdot n_{HOM} \cdot r_k}{30 \cdot V_{HOM2}}, \\
&\dots \\
i_{mpz-1} &= \frac{\pi \cdot n_{HOM} \cdot r_k}{30 \cdot V_{HOMz-1}}, \\
i_{mpz} &= \frac{\pi \cdot n_{HOM} \cdot r_k}{30 \cdot V_{HOMz}}.
\end{aligned}
\tag{8.5}$$

где:  $n_{HOM}$  - номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $V_{HOMz}$  - номинальные скорости движения трактора по передачам, полученные в результате тягового расчёта, м/с (см. п.п. 2.1).

## 8.2 Определение показателей тяговой характеристики

Тяговый расчет проводят из условия движения по заданному почвенному фону при использовании стандартных шин в нормальном техническом состоянии при рекомендованном заводом-изготовителем давлении воздуха в шинах.

Силу сопротивления качению  $P_f$  определяют как произведение силы тяжести (веса) трактора умноженного на коэффициент качения:

$$P_f = f \cdot m_g \cdot g \cdot 10^{-3}, \text{ кН} \tag{8.6}$$

где:  $f$  - коэффициент сопротивления качения для выбранного сельскохозяйственного фона (см. табл. 2.1).

Значение коэффициента качения  $f$  зависит в первую очередь от типа и состояния почвенного фона, и далее от типа и состояния шины, конструкции шины, расположения слоев корда, рисунка протектора,

жесткости материала шины и давления воздуха в ней. Значение  $f$  в формуле (8.6) принимается таким же как и при расчете формулы 2.2.

Тяговое усилие на каждой передаче основной группы  $P_{KP}$ , кН:

$$\begin{aligned}
 P_{KP1} &= \frac{M_K \cdot i_{mp1} \cdot \eta_{TP} \cdot 10^{-3}}{r_k} - P_f, \\
 P_{KP2} &= \frac{M_K \cdot i_{mp2} \cdot \eta_{TP} \cdot 10^{-3}}{r_k} - P_f, \\
 &\dots \\
 P_{KPz-1} &= \frac{M_K \cdot i_{mpz-1} \cdot \eta_{TP} \cdot 10^{-3}}{r_k} - P_f, \\
 P_{KPz} &= \frac{M_K \cdot i_{mpz} \cdot \eta_{TP} \cdot 10^{-3}}{r_k} - P_f.
 \end{aligned} \tag{8.7}$$

где:  $M_K$  - крутящий момент по внешней скоростной характеристики двигателя, Нм (см. табл. 6.1);  $i_{mpz}$  - передаточное число трансмиссии на передаче  $z$ .

График буксования для проектируемого трактора можно построить, используя для этих целей имеющиеся закономерности изменения буксования  $\delta$  в зависимости от величины коэффициента использования сцепного веса  $\varphi_{кр}$  на основных почвенных фонах для различных типов ходового аппарата:

$$\delta = \left( \frac{a \cdot \varphi_{кр}}{b - \varphi_{кр}} \right) \cdot 100, \% \tag{8.8}$$

где:  $\varphi_{кр}$  - коэффициент использования сцепного веса трактора;  $a$  и  $b$  - эмпирические коэффициенты, отражающие сцепные свойства движителя (см. табл. 8.1).

Таблица 8.1 – Значение коэффициентов  $a$  и  $b$ .

Коэффициент	Колесная формула и тип движителя				Гусеничный
	4К4а		4К4б		
	Одинарные колеса	Сдвоенные колеса	Одинарные колеса	Сдвоенные колеса	
$a$	0,035	0,03	0,025	0,02	0,015
$b$	0,750	0,800	0,825	0,85	0,815

Значение  $\varphi_{кр}$  можно определить по формуле:

$$\varphi_{кр} = \frac{P_{кр}}{m_{э} \cdot g \cdot \lambda_{к}}, \quad (8.9)$$

Сцепной вес трактора в расчетах имеет постоянное значение ( $G_{сч} = m_{э} \cdot g \cdot \lambda_{к} = const$ ), а расчетное значение тягового усилия  $P_{кр}$  зависит от номера передачи и численного значения крутящего момента  $M_K$  двигателя.

Действительная скорость движения  $V_{\delta}$ , м/с, определяется на каждой передаче:

$$V_{\delta 1} = \frac{\pi \cdot n_{ДВ}}{30} \cdot \frac{r_{к}}{i_{мп1}} \cdot \left(1 - \frac{\delta}{100}\right),$$

$$V_{\delta 2} = \frac{\pi \cdot n_{ДВ}}{30} \cdot \frac{r_{к}}{i_{мп2}} \cdot \left(1 - \frac{\delta}{100}\right),$$

...

$$V_{\delta z-1} = \frac{\pi \cdot n_{ДВ}}{30} \cdot \frac{r_{к}}{i_{мпz-1}} \cdot \left(1 - \frac{\delta}{100}\right),$$

$$V_{\delta z} = \frac{\pi \cdot n_{ДВ}}{30} \cdot \frac{r_{к}}{i_{мпz}} \cdot \left(1 - \frac{\delta}{100}\right). \quad (8.10)$$

где:  $n_{ДВ}$  - значение частоты вращения коленчатого вала, определённое по внешней скоростной характеристики двигателя (см. табл. 6.1);  $\delta$  - буксование движителя трактора, значение которого берётся в долях единицы при соответствующих значениях тягового усилия  $P_{KPz}$ .

Тяговая мощность трактора  $N_{KP}$ , кВт, на рабочих передачах:

$$\begin{aligned}
 N_{KP1} &= P_{KP1} \cdot V_{\delta 1} \\
 N_{KP2} &= P_{KP2} \cdot V_{\delta 2} \\
 &\dots \\
 N_{KPz-1} &= P_{KPz-1} \cdot V_{\delta z-1} \\
 N_{KPz} &= P_{KPz} \cdot V_{\delta z}
 \end{aligned}
 \tag{8.11}$$

Удельный эффективный крюковой расход топлива  $g_{кр}$ , в г/(кВт·ч), на рабочих передачах:

$$\begin{aligned}
 g_{кр1} &= \frac{G_T}{N_{KP1}} \cdot 10^{-3}, \\
 g_{кр2} &= \frac{G_T}{N_{KP2}} \cdot 10^{-3}, \\
 &\dots \\
 g_{крz-1} &= \frac{G_T}{N_{KPz-1}} \cdot 10^{-3}, \\
 g_{крz} &= \frac{G_T}{N_{KPz}} \cdot 10^{-3}.
 \end{aligned}
 \tag{8.12}$$

где:  $G_T$  - массовый расход топлива, кг/ч, определённый по внешней скоростной характеристики двигателя, соответствующий частоте вращения  $n_{ДВ}$  (см. табл. 6.1).

При определении тягового КПД трактора  $\eta_T$  целесообразно сделать допущение, что КПД трансмиссии  $\eta_{mp}$  на всех передачах одинаковый. Тогда тяговый КПД при данной нагрузке не зависит от номера передачи и, следовательно, на тяговой характеристике трактора будет только один график, показывающий зависимость тягового КПД от тягового усилия  $P_{KPz}$ . Тяговый КПД трактора определяют по формуле:

$$\eta_T = \frac{N_{KPz}}{N_e}, \quad (8.13)$$

где:  $N_{KPz}$  - тяговая мощность трактора на передаче  $z$  в номинальном режиме работы двигателя;  $N_e$  - номинальная мощность двигателя, определённая по внешней скоростной характеристике двигателя (см. табл. 6.1);

Результаты тягового расчета сводятся в таблицу 8.3 и строят тяговую характеристику проектируемого трактора (рис. 8.1).

### 8.3 Энергетический баланс

Энергетический баланс мощности трактора представляет собой равенство между эффективной мощностью на коленчатом валу двигателя и суммой мощностей, необходимых для преодоления действующих на трактор сил сопротивления при установившейся рабочей скорости движения. Анализ этих мощностей позволяет определить оптимальный диапазон нагрузочно-скоростного режима работы трактора в составе МТА с наибольшей производительностью и наименьшими энергетическими потерями.

В общем случае *энергетический баланс* трактора при полной нагрузке двигателя и равномерном движении по горизонтальному участку имеет вид:

$$N_{e\Delta} = N_{KP} + N_{TP} + N_f + N_\delta, \quad (8.14)$$

где:  $N_{e\Delta}$  - номинальная эксплуатационная мощность двигателя, кВт;  $N_{KP}$  - тяговая мощность, кВт;  $N_{TP}$  - мощность на трение в трансмиссии,

кВт;  $N_f$  - мощность на преодоление сопротивлений качению, кВт;  $N_\delta$  - мощность на буксование движителей, кВт.

Потери мощности в трансмиссии:

$$N_{TP} = N_e \cdot (1 - \eta_{TP}), \text{ кВт} \quad (8.15)$$

Потери мощности на преодоление сопротивлений качению:

$$N_f = P_f \cdot V_g, \text{ кВт} \quad (8.16)$$

Потери мощности на буксование движителя:

$$N_\delta = (P_{KP} - P_f) \cdot \delta, \text{ кВт} \quad (8.17)$$

Подсчитывают энергетический баланс трактора на всех основных передачах для *номинального* режима двигателя. Результаты расчетов заносят в таблицу 8.2 и строятся графическое изображение энергетического баланса проектируемого трактора (рис. 8.2).

Таблица 8.2 – Энергетический баланс трактора.

Передача	1		2		...		$z-1$		$z$	
	кВт	%	кВт	%	кВт	%	кВт	%	кВт	%
$N_{kp}$										
$N_{TP}$										
$N_f$										
$N_\delta$										
Итого:										
$\eta_T, \%$										
$P_{KP}, \text{кН}$										



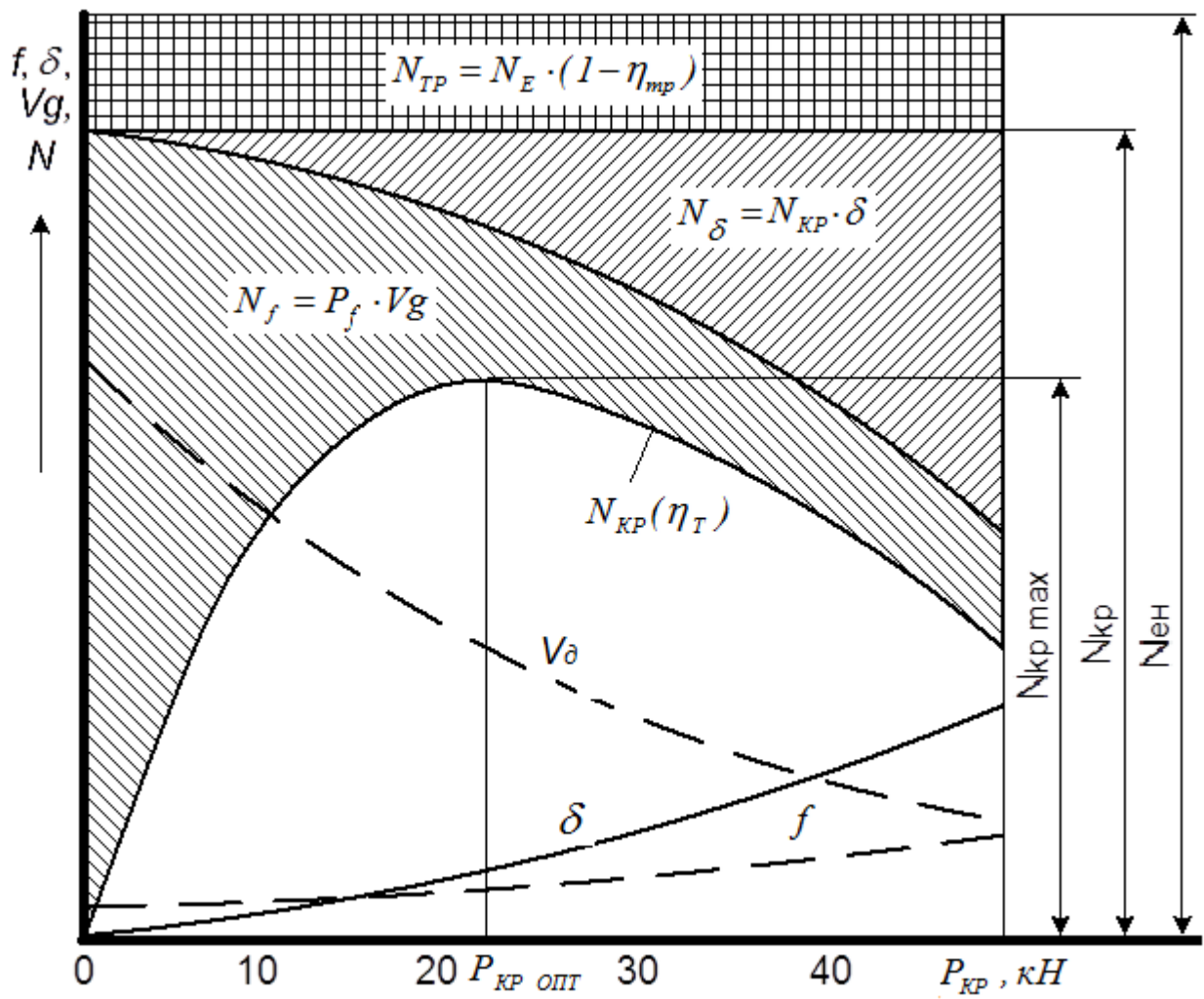


Рисунок 8.2 – Энергетический баланс трактора.

Таблица 8.3 – Результаты расчета теоретической тяговой характеристики трактора на рабочих передачах.

№ передачи в КПП	№ п/п	Показатели внешней скоростной характеристики двигателя					Показатели теоретической тяговой характеристики трактора						
		$n_{\partial\epsilon},$ мин <sup>-1</sup>	$N_e,$ кВт	$M_K,$ Нм	$G_T,$ кг/ч	$g_e,$ г/(кВт·ч)	$P_{KP},$ кН	$\varphi_{kp}$	$\delta,$ %	$V_{\partial},$ км/ч	$N_{KP},$ кВт	$\eta_T$	$g_{kp},$ г/(кВт·ч)
1	1	$n_{XX}^{max}$	0	0	$G_{Txx}^{max}$	-	0	0	0		0	-	-
	2	$n_{НОМ}$											
	3	$n_{\partial\epsilon 1}$											
	4	$n_{\partial\epsilon 2}$											
	...	...											
	...	$n_M$											
2	1	$n_{XX}^{max}$	0	0	$G_{Txx}^{max}$	-	0	0	0		0	-	-
	2	$n_{НОМ}$											
	3	$n_{\partial\epsilon 1}$											
	4	$n_{\partial\epsilon 2}$											
	...	...											
	...	$n_M$											
...	...	...											
$z-1$	...	...											

$z$	1	$n_{XX}^{max}$	0	0	$G_{Txx}^{max}$	-	0	0	0	0	-	-
	2	$n_{HOM}$										
	3	$n_{\partial\delta 1}$										
	4	$n_{\partial\delta 2}$										
	...	...										
	...	$n_M$										

## 8.4 Анализ показателей тяговой характеристики

С помощью теоретической тяговой характеристики оценивают:

1) правильность выбора номинального тягового усилия (рис. 8.1). Для этого проводят горизонтальную линию (линия 1) соответствующую допустимому буксованию (см. п.п. 2.1). В рассматриваемом примере допустимое буксование составляет 14%. Далее в точке пересечения с кривой буксования (точка А) проводят вертикальную линию (линия 2), показывающую реализуемое тяговое усилие  $P'_{KP}$  при расчётной массе трактора. В случае если реализуемое тяговое усилие  $P'_{KP}$  выше или равно заданному значению  $P_{KP}$  то расчеты выполнены верно; если  $P'_{KP}$  меньше  $P_{KP}$  то следует увеличить массу трактора на 10% и провести заново расчет теоретической тяговой характеристики трактора. В данном примере расчеты выполнялись при значении  $P_{KP} = 30$  кН, следовательно, номинальное тяговое усилие соответствует заданному тяговому классу трактора;

2) определяют действительное количество рабочих передач в трансмиссии и соответствующее им тяговое усилие (рис. 8.1): все кривые и соответствующие им передачи, расположенные правее линии 2, не могут использоваться в качестве основных рабочих из-за буксования выше допустимого (на рисунке 8.1 такими передачами являются 1 и 2); кривые и соответствующие им передачи, расположенные левее линии 2 считаются рабочими и позволяют выполнять основные технологические операции (на рисунке 8.1 такими передачами являются 3, 4 и 5 передачи). Также для определения количества рабочих передач возможно использование результатов расчета, сведенных в таблицу 8.3: для этого на каждой передаче в номинальном режиме работы двигателя определяют тяговое усилие и соответствующее ему буксование двигателя - если буксование превышает допустимое, то передача не используется как основная рабочая; при буксовании ниже допустимого передача считается рабочей.

3) действительную скорость трактора на рабочей передаче при различных нагрузках и холостом ходе;

4) определяют коэффициент запаса тягового усилия на основных рабочих передачах, который показывает способность трактора преодолевать временное увеличение нагрузки без перехода

на пониженную передачу:

$$\mu_T = \frac{P_{MAX} - P_{НОМ}}{P_{НОМ}}. \quad (8.18)$$

### Контрольные вопросы

1. Определите на каких передачах может быть достигнута наибольшая производительность и экономичность трактора.
2. Обозначьте на тяговой характеристике зону наиболее эффективной работы трактора.
3. Оцените, на каких передачах целесообразно выполнение различных технологических операций. Какие показатели будет иметь трактор при этом?
4. Сравните основные расчетные параметры трактора с соответствующими параметрами трактора-прототипа, объясните имеющиеся отличия.
5. Объясните, чем ограничивается величина,  $P_{КРМАХ}$ , допустима ли работа трактора на этом режиме по агротехническим условиям?
6. Найдите и обозначьте на графике тяговой характеристики режим номинального тягового усилия трактора  $P_{КРНОМ}$ .
7. Причины получения различной максимальной тяговой мощности на передачах при одной и той же максимальной мощности двигателя.
8. Причины снижения тяговой мощности на передачах по сравнению с потенциальной тяговой характеристикой при работе двигателя на регуляторном и корректорном участках скоростной характеристики двигателя.
9. Какая ветвь тяговой характеристики трактора на данной передаче будет изменяться при изменении корректорного коэффициента запаса крутящего момента двигателя?
10. Какая ветвь тяговой характеристики трактора на данной передаче и как будет изменяться при изменении степени неравномерности работы всережимного регулятора ТНВД двигателя?
11. Почему при работе трактора с одним и тем же тяговым сопротивлением, но на разных передачах требуются разные мощности на крюке?

12. У какого трактора, при прочих равных условиях, выше тяговый КПД - у колесного или гусеничного, и почему?
13. Какие факторы определяют буксование движителей трактора? Каким образом представляют зависимость буксования от этих факторов в тяговом расчёте и при построении ТТХ?
14. В какой связи находятся регуляторная характеристика двигателя и тяговая характеристика трактора?
15. Методика построения теоретической тяговой характеристики трактора при отборе мощности через ВОМ.
16. Почему тяговый КПД является одним из важнейших показателей экономичной работы трактора?
17. Как следует согласовывать плотность скоростного ряда трансмиссии с регуляторной характеристикой двигателя в основном диапазоне передач?
18. По каким принципам выполняют разбивку передаточных чисел коробки передач на вспомогательном, основном и транспортном диапазонах?
19. Понятие сцепного веса трактора. Как он рассчитывается?
20. Изобразите график тяговой характеристики трактора с бесступенчатой трансмиссией.
21. Как можно приблизить ступенчатую тяговую характеристику к потенциальной тяговой характеристике трактора?

## 9 РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКОЙ И ТОПЛИВНОЙ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБИЛЯ

### 9.1 Определение параметров трансмиссии

После построения внешней характеристики двигателя приступают к расчету передаточных чисел главной передачи и коробки передач автомобиля, а потом к определению показателей тягово-скоростных качеств.

Передаточное число главной передачи  $i_o$  определяют из условия реализации заданной максимальной скорости автомобиля на высшей передаче.

$$i_o = \frac{\pi \cdot n_{НОМ} \cdot r_k}{30 \cdot V_{max} \cdot i_{II}}, \quad (9.1)$$

где:  $r_k$  - расчётный радиус ведущих колёс, м.;  $i_{II}$  - передаточное число высшей передачи;  $V_{max}$  - максимальная скорость движения в м/с (берётся из задания).

Если высшая передача прямая, то  $i_{II} = 1$ . Для повышающей передачи принимают  $i_{II} = 0,75 \dots 0,88$ . При выборе значения  $i_{II}$  в расчетах следует ориентироваться на прототип автомобиля по заданию.

Расчётный радиус ведущих колёс  $r_k$ , в м, автомобиля (шины выбирают по прототипу в Приложении Д) определяют по формулам 8.2 или 8.3.

Диапазон передаточных чисел определяется максимальной скоростью автомобиля на высшей передаче, с одной стороны, и предельным подъемом пути, который автомобиль должен преодолевать на первой передаче, - с другой.

Передаточное число первой передачи  $i_{mр1}$  должно удовлетворять двум требованиям:

- не вызывать полного буксования ведущих колес автомобиля при передаче максимального крутящего момента двигателя;
- обеспечивать преодоление максимального дорожного сопротивления  $\Psi$ .

Определяется  $i_{TP1}$  максимальным значением динамического фактора автомобиля, которое может быть достигнуто на низшей передаче при условии достаточного сцепления ведущих колёс автомобиля с дорогой:

$$i_{TP1} = \frac{\varphi_K \cdot \lambda_K \cdot m_{MAX} \cdot r_k \cdot g}{M_{Kmax} \cdot \eta_{mp}}, \quad (9.2)$$

где:  $\varphi_K$  - коэффициент сцепления ведущих колёс с дорогой, величина которого зависит от состояния дорожного покрытия;  $\lambda_K$  - коэффициент нагрузки ведущих колёс автомобиля;  $M_{Kmax}$  - максимальный крутящий момент двигателя, Н·м (берется из расчётной внешней скоростной характеристики двигателя).

У автомобилей обычной проходимости и приводом на одну ось  $\lambda_K = 0,7 \dots 0,75$ ; у автомобилей повышенной проходимости с приводом на все колеса  $\lambda_K = 1,0$ . Коэффициент сцепления  $\varphi_K$  принимается в пределах  $0,5 \dots 0,8$  (меньшие значения соответствуют автомобилям обычной проходимости). При выборе значений  $\lambda_K$  и  $\varphi_K$  следует ориентироваться на прототип автомобиля по индивидуальному заданию.

Определение передаточных чисел коробки передач производится по геометрической прогрессии. Знаменатель геометрической прогрессии:

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{i_o}{i_{TP1}}} \quad (9.3)$$

где:  $z$  - число передач в трансмиссии автомобиля (берётся из задания).

Количество ступеней коробки передач  $z$  и их передаточные числа  $i_{TPZ}$  определяют способность автомобиля к преодолению подъемов, быстроте разгона, движению с различной скоростью в заданных условиях. Увеличение числа передач с одной стороны улучшает тяговые качества автомобиля и разгона, с другой стороны чрезмерное увеличение числа ступеней усложняет коробку передач и затрудняет ее использование. У автомобилей, предназначенных для



работы в сельском хозяйстве, необходимо иметь бóльше передач, чем у машин, работающих в хороших дорожных условиях.

Передаточные числа трансмиссии на остальных передачах переднего хода:

$$\begin{aligned}i_{TP1}; \\i_{TP2} &= i_{TP1} \cdot q; \\i_{TP3} &= i_{TP1} \cdot q^2; \\&\dots \\i_{TPZ} &= i_{TP1} \cdot q^{Z-1};\end{aligned}\tag{9.4}$$

Определенные расчетом передаточные числа являются ориентировочными и при проектировании коробки передач могут несколько изменяться. Передаточное число заднего хода подбирают во время компоновки коробки передач.

Передаточное число КПП:

$$\begin{aligned}i_{KПП1} &= i_{TP1} / i_0; \\i_{KПП2} &= i_{TP2} / i_0; \\i_{KПП3} &= i_{TP3} / i_0; \\&\dots \\i_{KППZ} &= i_{TPZ} / i_0;\end{aligned}\tag{9.5}$$

Полученные передаточные числа трансмиссии заносят в таблицу 9.1.

Таблица 9.1 – Передаточные числа трансмиссии проектируемого автомобиля.

№ передачи	Передаточное число:			Примечание *
	Трансмиссии $i_{TP}$	Главной передачи $i_o$	КПП $i_{KПП}$	
1				
2				
...				
$z - 1$				
$z$				

Примечание: \* - указать тип передачи (низшая, прямая, высшая).

## 9.2 Расчет и построение динамической характеристики

Кривые динамического фактора рассчитывают и строят отдельно для каждой передачи порожнего автомобиля. Путем дополнительных построений динамическую характеристику порожнего автомобиля преобразуют в универсальную динамическую характеристику, т.е. в такую характеристику, в которой масса автомобиля изменится от снаряженной до максимально допустимой при соответствующем изменении динамического фактора (рис. 9.1).

Следует отметить, что расчет динамической характеристики возможен при использовании ранее определенных значений, таких как: снаряженная масса автомобиля  $m_{CH}$ , передаточные числа трансмиссии на всех передачах  $i_{mp}$ , коэффициент полезного действия трансмиссии  $\eta_{mp}$ , радиус ведущих колес  $r_k$ . Величину крутящего момента  $M_K$  при различной частоте вращения коленчатого вала  $n_{ДВ}$  берут из ранее построенной внешней скоростной характеристики двигателя (табл. 6.1 или 6.2 в зависимости от типа применяемого двигателя).

Расчет динамической характеристики проводится в следующей последовательности:

1. По соответствующим значениям частоты вращения коленчатого вала  $n_{ДВ}$  определяют скорости автомобиля  $V$ , км/ч, на каждой передаче:

$$\begin{aligned}
V_1 &= 3.6 \cdot \left( \frac{\pi \cdot n_{ДВ} \cdot r_k}{30 \cdot i_{TP1}} \right); \\
V_2 &= 3.6 \cdot \left( \frac{\pi \cdot n_{ДВ} \cdot r_k}{30 \cdot i_{TP2}} \right); \\
&\dots \\
V_{Z-1} &= 3.6 \cdot \left( \frac{\pi \cdot n_{ДВ} \cdot r_k}{30 \cdot i_{TPz-1}} \right); \\
V_Z &= 3.6 \cdot \left( \frac{\pi \cdot n_{ДВ} \cdot r_k}{30 \cdot i_{TPz}} \right); \quad , \quad (9.7)
\end{aligned}$$

2. Сопротивление воздушной среды  $P_w$  при различных скоростях определяются по формуле (2.13) п.п. 2.2.

3. Динамическая характеристика автомобиля представляет графическую зависимость динамического фактора от скорости равномерного движения на каждой передаче переднего хода:

$$\begin{aligned}
D_1 &= \frac{(M_K \cdot i_{TP1} \cdot \eta_{mp} / r_k) - P_w}{m_{CH} \cdot g}; \\
D_2 &= \frac{(M_K \cdot i_{TP2} \cdot \eta_{mp} / r_k) - P_w}{m_{CH} \cdot g}; \\
&\dots \\
D_{Z-1} &= \frac{(M_K \cdot i_{TPz-1} \cdot \eta_{mp} / r_k) - P_w}{m_{CH} \cdot g}; \\
D_Z &= \frac{(M_K \cdot i_{TPz} \cdot \eta_{mp} / r_k) - P_w}{m_{CH} \cdot g}. \quad (9.6)
\end{aligned}$$

Результаты расчетов сводят в таблицу 9.2 или 9.3 в зависимости от типа применяемого двигателя.

Таблица 9.2 – Результаты расчета динамической характеристики грузового автомобиля с дизельным двигателем.

№ передачи	№ п/п	Показатели внешней скоростной характеристики двигателя			Показатели динамической характеристики		
		$n_{\text{дв}}$ , мин <sup>-1</sup>	$N_e$ , кВт	$M_K$ , Нм	$V$ , км/ч	$P_w$ , Н	$D$
1	1	$n_{\text{НОМ}}$					
	2	$n_{\text{дв1}}$					
	3	$n_{\text{дв2}}$					
	...	...					
	...	$n_M$					
2	1	$n_{\text{НОМ}}$					
	2	$n_{\text{дв1}}$					
	3	$n_{\text{дв2}}$					
	...	...					
	...	$n_M$					
...	...	...					
Z-1	...	...					
Z	1	$n_{\text{НОМ}}$					
	2	$n_{\text{дв1}}$					
	3	$n_{\text{дв2}}$					
	...	...					
	...	$n_M$					

Таблица 9.3 – Результаты расчета динамической характеристики грузового автомобиля с бензиновым двигателем.

№ передачи	№ п/п	Показатели внешней скоростной характеристики двигателя			Показатели динамической характеристики		
		$n_{\partial\delta}, \text{мин}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	$M_K, \text{Нм}$	$V, \text{м/с}$	$P_w, \text{Н}$	$D$
1	1	$n_{\partial\delta 3} = n_{max} = 1,15 \cdot n_{НОМ}$					
	2	$n_{\partial\delta 2} = 1,10 \cdot n_{НОМ}$					
	3	$n_{\partial\delta 1} = 1,05 \cdot n_{НОМ}$					
	4	$n_{НОМ}$					
	5	$n_{\partial\delta 1}$					
	...	$n_{\partial\delta 2}$					
	...	...					
	...	$n_{min}$					
2	1	$n_{\partial\delta 3} = n_{max} = 1,15 \cdot n_{НОМ}$					
	2	$n_{\partial\delta 2} = 1,10 \cdot n_{НОМ}$					
	3	$n_{\partial\delta 1} = 1,05 \cdot n_{НОМ}$					
	4	$n_{НОМ}$					
	5	$n_{\partial\delta 1}$					
	...	$n_{\partial\delta 2}$					
	...	...					
	...	$n_{min}$					
...	...						
Z-1	...						
Z	1	$n_{\partial\delta 3} = n_{max} = 1,15 \cdot n_{НОМ}$					
	2	$n_{\partial\delta 2} = 1,10 \cdot n_{НОМ}$					
	3	$n_{\partial\delta 1} = 1,05 \cdot n_{НОМ}$					
	4	$n_{НОМ}$					
	5	$n_{\partial\delta 1}$					
	...	$n_{\partial\delta 2}$					
	...	...					
	...	$n_{min}$					

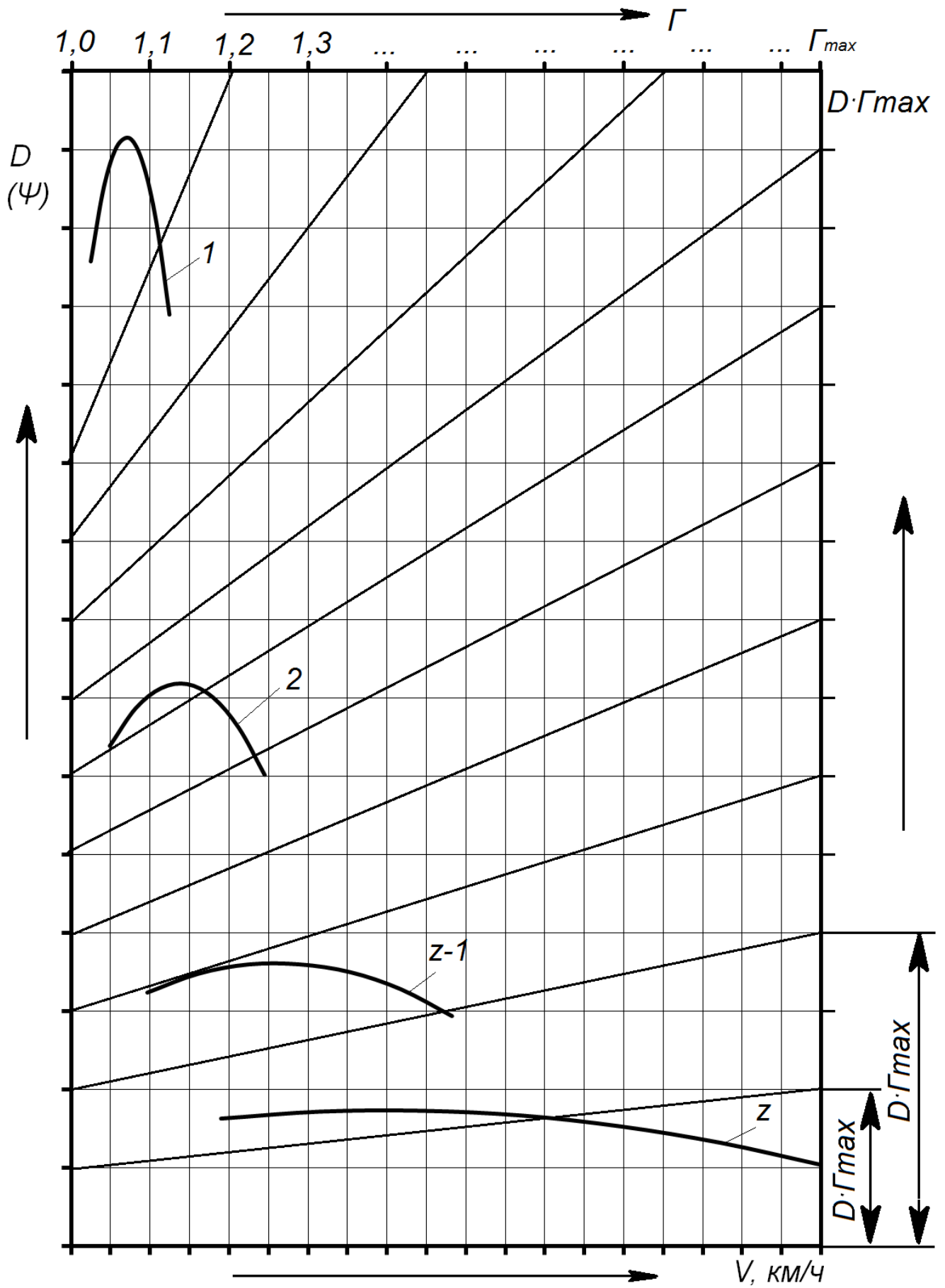


Рисунок 9.1 – Пример построения универсальной динамической характеристики

Строят динамическую характеристику автомобиля (рис. 9.1) в следующей последовательности.

1. По оси абсцисс в принятом масштабе откладывают значения скоростей движения. Из полученных точек в принятом масштабе откладывают на левой стороне графика ординаты динамического фактора для каждой скорости на всех передачах и соединяют их плавными кривыми. Полученные графические зависимости на каждой передаче в совокупности являются динамической характеристикой порожнего (т.е. при  $\Gamma = 1$ ) автомобиля.

2. На построенной динамической характеристике сверху наносят вторую ось абсцисс, на которой откладывают значения коэффициента нагрузки  $\Gamma$ . На крайней правой точке верхней оси абсцисс откладывают максимальное значение коэффициента нагрузки  $\Gamma_{max}$  (см. формулу (2.11) п.п. 2.2), и наносят ряд промежуточных значений коэффициента нагрузки  $\Gamma$ . Через них проводят вертикально линии до пересечения с нижней осью абсцисс (рис. 9.1).

3. Вертикальную линию, проходящую через точку  $\Gamma_{max}$ , необходимо принять за вторую ось ординат характеристики. На этой оси наносят шкалу значений динамического фактора, масштаб которой больше в  $\Gamma_{max}$  (т.е.  $D \cdot \Gamma_{max}$ ). Однозначные деления шкал при  $\Gamma=1$  и  $\Gamma_{max}$  соединяют прямыми линиями (лучами), которые показывают, как изменяются их значения с увеличением коэффициента нагрузки автомобиля и, пересекаясь с остальными вертикалями, образуют на них масштабную шкалу для соответствующего значения коэффициента нагрузки автомобиля.

Следует отметить, что значение динамического фактора  $D$ , нанесенного на левой оси ординат, численно равно коэффициенту дорожного сопротивления  $\Psi$ , т.е.  $\Psi=D$  (рис. 9.1).

В таком виде график универсальной динамической характеристики позволяет решить ряд задач динамики автомобиля (рис. 9.2 и 9.3).

*Задача №1. Определить, какую скорость способен развить автомобиль и на какой передаче, если известна нагрузка  $\Gamma$  и суммарное дорожное сопротивление  $\Psi$  (рис. 9.2).*

Пример №1: задаёмся коэффициентом загрузки автомобиля  $\Gamma=1,4$ , коэффициентом дорожного сопротивления  $\Psi=0,1$ . Из точки при  $\Gamma=1,4$  проводим вертикальную линию до совпадения с линией  $\Psi=0,1$  (точка А). Из полученной точки проводим горизонтальную линию до совпадения с ближайшей кривой динамического фактора (точка В), из

этой точки проводим вертикаль до оси абсцисс. Таким образом, при заданных условиях движения автомобиль способен двигаться на 4-ой передаче при 77 км/ч.

Пример №2: задаёмся коэффициентом загрузки автомобиля  $\Gamma=1,2$ , коэффициентом дорожного сопротивления  $\Psi=0,2$ . Из точки при  $\Gamma=1,2$  проводим вертикальную линию до совпадения с линией  $\Psi=0,2$  (точка А\*). Из полученной точки проводим горизонтальную линию до совпадения с ближайшей кривой динамического фактора. Но при данных условиях движения горизонтальная линия не пересекается ни с одной кривой динамического фактора. В этом случае необходимо считать, что для обеспечения движения принимается передача, которая располагается выше ранее проведённой горизонтальной линии, а скорость движения принимать максимально возможной на передаче (точка В\*). Из полученной точки проводим вертикаль до оси абсцисс. Таким образом, при заданных условиях движения автомобиль способен двигаться на 3-ей передаче при 48 км/ч.

*Задача №2. Определить наибольшее значение дорожного сопротивления  $\Psi$  которое преодолет автомобиль с данной нагрузкой  $\Gamma$  при установившемся движении с заданной скоростью  $V$  на высшей передаче (рис. 9.3).*

Для этого из точки заданной скорости  $V = 85$  км/ч проводят вертикальную линию до пересечения с кривой динамического фактора  $D$ , развиваемой на высшей передаче. Из точки пересечения (точка А) проводят горизонтальную линию до пересечения с вертикальной линией, проведенной из точки заданного значения нагрузки  $\Gamma$  (точка В). Точка пересечения этих линий будет соответствовать искомому значению дорожного сопротивления  $\Psi$  (в данном случае  $\Psi = 0,1$ ). Если точка пересечения расположится между наклонными линиями, то искомое значение суммарного дорожного сопротивления определяют интерполированием между соседними наклонными линиями.

*Задача №3. Определить нагрузку, которую может нести автомобиль при движении с заданной скоростью  $V$  по дороге с известным дорожным сопротивлением  $\Psi$  (рис. 9.3).*



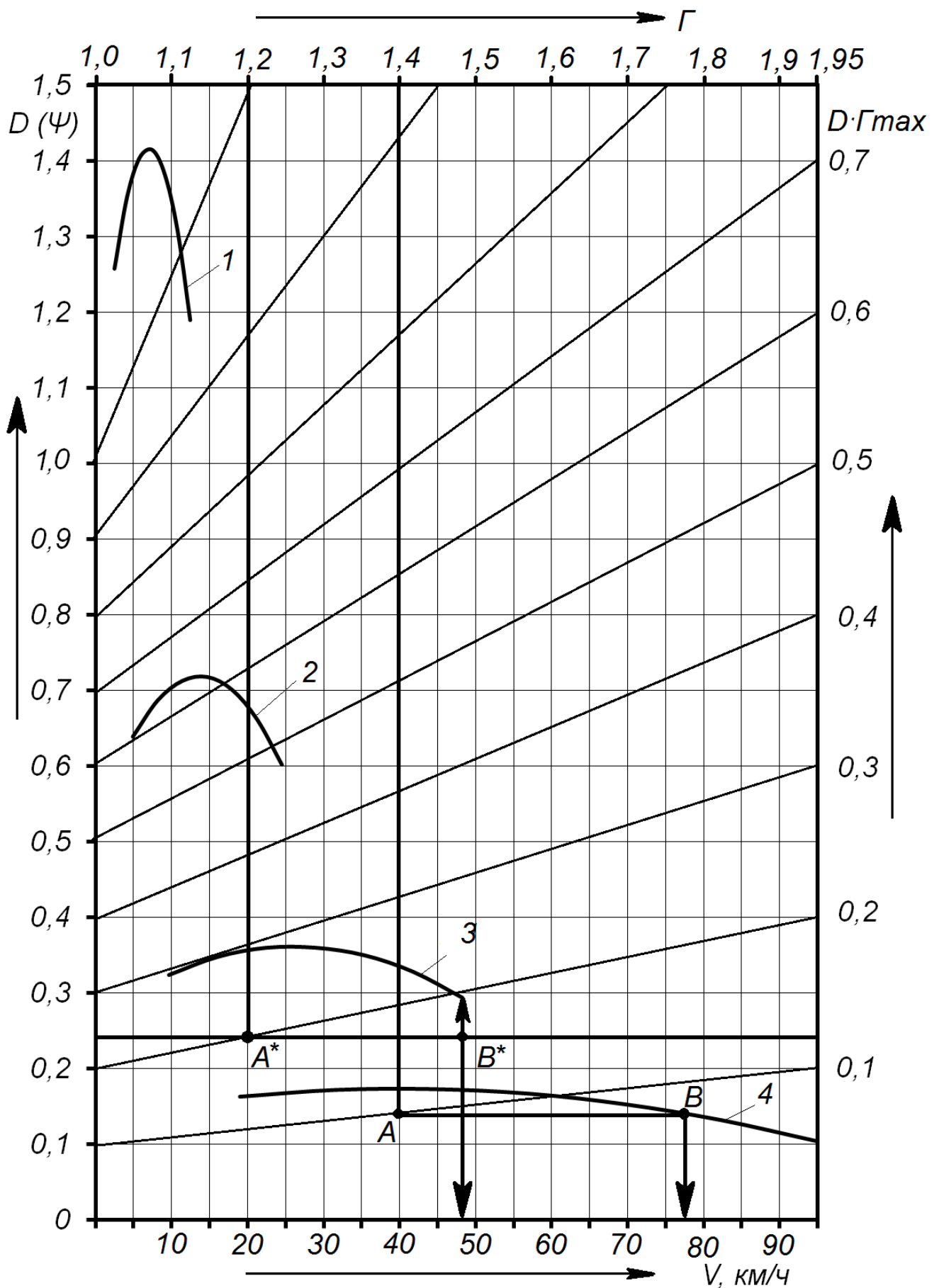


Рисунок 9.2 – К определению максимальных скоростей движения автомобиля и соответствующих им передач в трансмиссии

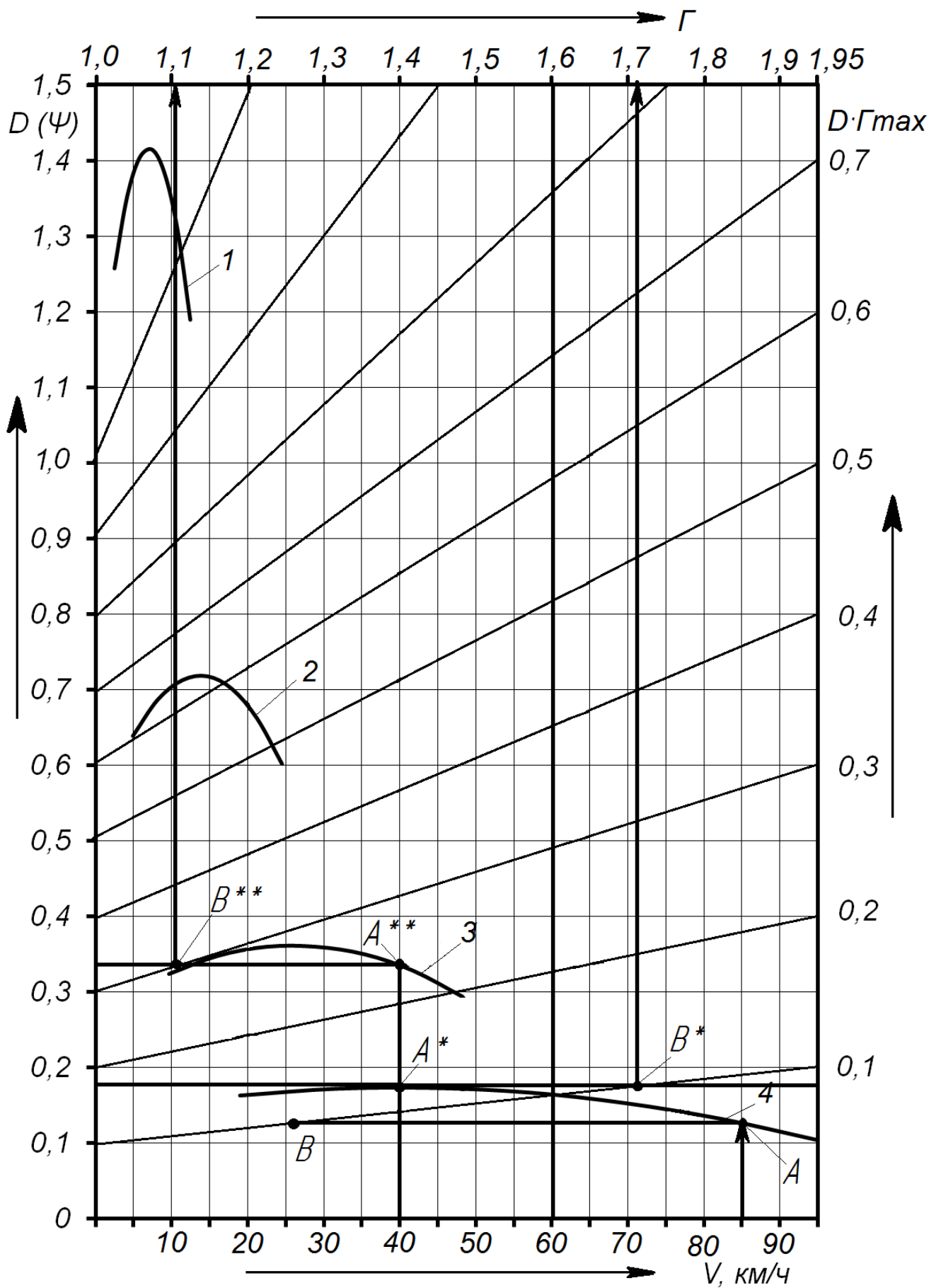


Рисунок 9.3 – К определению наибольшего значения дорожного сопротивления и нагрузки автомобиля

Задаемся скоростью движения  $V=40$  км/ч и дорожным сопротивлением  $\Psi=0,1$  и  $\Psi=0,3$ . После проводим вертикаль через заданную скорость  $V=40$  км/ч до пересечения с кривой (кривыми) динамического фактора  $D$  (точки  $A^*$  и  $A^{**}$ ). Далее из точки пересечения проводят горизонтальную линию до пересечения с наклонной линией заданного дорожного сопротивления  $\Psi=0,3$  или  $\Psi=0,1$  (точки  $B^*$  и  $B^{**}$ ). Вертикаль через эти точки покажет возможную нагрузку  $\Gamma$ , которую может иметь автомобиль при движении с заданной скоростью  $V$  по дороге с сопротивлением  $\Psi$  (в данном примере  $\Gamma=1,1$  при  $\Psi=0,3$ ; либо  $\Gamma=1,7$  при  $\Psi=0,1$ ).

### 9.3 Анализ универсальной динамической характеристики

По построенному графику универсальной динамической характеристики и таблицам 9.2 или 9.3 необходимо дать анализ динамических качеств автомобиля. Для этого необходимо заполнить таблицу 9.4, в которой следует отразить:

- максимальные значения динамического фактора  $D_{max}$  на всех передачах и соответствующие им скорости движения  $V_{Dmax}$ ;
- максимальные скорости движения  $V_{max}$  порожнего автомобиля (при  $m_{CH}$ ) на прямой (или высшей) передаче по горизонтальному асфальтированному шоссе (при  $\Psi = 0,015$ ) и сухой грунтовой дороге (при  $\Psi = 0,04$ );
- максимальные скорости движения  $V_{max}$  груженого автомобиля (при  $m_{MAX}$ ) по горизонтальному асфальтированному шоссе (при  $\Psi = 0,015$ ) и гравийно-щебеночной дороге (при  $\Psi = 0,04$ );
- величину максимально возможного подъема (в градусах) груженого автомобиля на всех передачах при движении по асфальтированному шоссе (при  $f = 0,015$ ) и сухой грунтовой дороге (при  $f = 0,04$ ) по формуле:

$$\sin \alpha = \frac{D_{max} + f \cdot \sqrt{1 - D_{max}^2 + f^2}}{1 + f^2} . \quad (9.8)$$

Таблица 9.4 – Анализ показателей универсальной динамической характеристики.

Показатель	Дорожные условия	Передача				
		1	2	...	$z - 1$	$z^*$
$D_{max}$	-					
$V_{Dmax}$	-					
$Sin \alpha$	$f = 0,015$					
	$f = 0,04$					
$V_{max}$ при $m_{CH}$	$\Psi = 0,015$	-	-	-	-	
	$\Psi = 0,04$	-	-	-	-	
$V_{max}$ при $m_{MAX}$	$\Psi = 0,015$	-	-	-	-	
	$\Psi = 0,04$	-	-	-	-	

Примечание: \* - прямая или высшая передача в трансмиссии.

#### 9.4 Расчет и построение экономической характеристики

Экономическая характеристика автомобиля (рис. 9.4) представляет собой графические зависимости, показывающие изменение расхода топлива в литрах на 100 км пробега от скорости его равномерного движения в различных дорожных условиях, характеризуемых значениями приведенного коэффициента сопротивления дороги  $\Psi$ . Строят экономическую характеристику автомобиля при движении его на прямой (высшей) передаче для четырех значений приведенного коэффициента сопротивления дороги:

- $\Psi_1 = 0,015$  (проезжая часть с твердым покрытием);
- $\Psi_2 = 0,04$  (гравийная дорога);
- $\Psi_3 = 0,07$  (дорога, с песчаным покрытием);
- $\Psi_4 = 0,1$  (дорога, с повышенным сопротивлением движению).

Необходимая мощность  $Ne_\psi$  для движения автомобиля со скоростью  $V$ , м/с, в дорожных условиях  $\Psi$  определяют по формуле:

$$Ne_\psi = \frac{[\psi \cdot g \cdot m_{MAX} \cdot V + K \cdot F \cdot V^2]}{\eta_{mp} \cdot 1000}, \text{ кВт} \quad (9.9)$$

Удельный расход топлива  $g_{\delta v}$  определяют по зависимости:

$$g_{\text{дв}} = K_1 \cdot K_2 \cdot g_e, \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)} \quad (9.10)$$

где:  $K_1, K_2$  – коэффициенты, учитывающие влияние на удельный расход топлива скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя соответственно;  $g_e$  – удельный эффективный расход топлива при соответствующей частоте вращения  $n_{\text{дв}}$  (берется из построенной внешней скоростной характеристики двигателя табл. 6.1 или 6.2 в зависимости от типа применяемого двигателя).

Значения коэффициентов  $K_1$  и  $K_2$  можно определить по эмпирическим зависимостям:

- $K_1$  – коэффициент, учитывающий изменение удельного расхода топлива в зависимости от частоты вращения коленчатого вала (для всех видов двигателей):

$$K_1 = 0,564 \cdot \left( \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{НОМ}}} \right)^2 - 0,803 \cdot \left( \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{НОМ}}} \right) + 1,284 \quad (9.11)$$

- $K_2$  – коэффициент, учитывающий влияние на удельный расход топлива нагрузочного режима работы *двигателя с искровым зажиганием*:

$$K_2 = 3,171 \cdot \left( \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{НОМ}}} \right)^2 - 4,952 \cdot \left( \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{НОМ}}} \right) + 2,917 \quad (9.12)$$

- $K_2$  – коэффициент, учитывающий влияние на удельный расход топлива нагрузочного режима работы *дизельного двигателя*:

$$K_2 = 1,722 \cdot \left( \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{НОМ}}} \right)^2 - 2,638 \cdot \left( \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{НОМ}}} \right) + 2,02 \quad (9.13)$$

Расход топлива, л/100 км. пробега, определяют по формуле:

$$Q_s = \frac{g_{\text{дв}} \cdot Ne_{\psi}}{\rho_m \cdot 10^3} \cdot \frac{100}{3,6 \cdot V}, \quad (9.14)$$

где:  $\rho_m$  – плотность топлива, кг/л; (для бензина  $\rho_m = 0,76$  кг/л; для дизельного топлива  $\rho_m = 0,83$  кг/л);  $100/3,6 \cdot V$  – время в ч., требуемое для прохождения 100 км. пути со скоростью  $V$ , м/с;  $Ne_{\psi}$  – потребная мощность двигателя, при соответствующих дорожных условиях.

Расчеты и построение экономической характеристики автомобиля проводят в следующей последовательности.

1. Расчет экономической характеристики автомобиля проводится при движении на прямой (высшей) передаче в трансмиссии в различных дорожных условиях, т.е. при  $\Psi_1$ ,  $\Psi_2$ ,  $\Psi_3$ ,  $\Psi_4$ ;

2. Частота вращения коленчатого вала определяется по внешней скоростной характеристики двигателя (см. табл. 6.1 или 6.2 в зависимости от типа применяемого двигателя);

3. По формуле (9.7), определяют значения скорости движения автомобиля при выбранных режимах работы двигателя;

4. Воспользовавшись формулой (9.9), определяют необходимую мощность двигателя  $Ne_{\psi}$  для движения с заданными скоростями и в данных дорожных условиях (при одном значении  $\Psi$ ).

5. Разделив полученные значения необходимой мощности  $Ne_{\psi}$  на мощность двигателя, взятой из внешней скоростной характеристики при соответствующем скоростном режиме, определяют отношение  $Ne_{\psi}/Ne$  и находят значения коэффициентов  $K_1$  и  $K_2$ ;

6. Определив значения коэффициентов  $K_1$  и  $K_2$  и взяв величину удельного расхода топлива при соответствующем скоростном режиме вычисляют значения удельного расхода топлива  $g_{\partial в}$  с учетом скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя;

7. Далее, воспользовавшись формулой (9.14), определяют значения  $Q_s$  при рассчитанных ранее скоростях движения автомобиля.

8. Если при расчетах необходимая мощность  $Ne_{\psi}$  окажется больше эксплуатационной мощности двигателя  $Ne$  по внешней скоростной характеристики (т.е.  $Ne_{\psi}/Ne > 1$ ), то необходимо провести расчет значения  $Ne_{\psi}$  на передачи в трансмиссии на одну ниже. Следует отметить, что определение путевого расхода топлива при значении дорожного сопротивления  $\Psi_3 = 0,07$  расчет возможен, как

правило, на передаче на одну ниже высшей (т.е. Z-1), а при  $\Psi_4 = 0,1$  расчет возможен только на передачах на две ниже высшей (т.е. Z-2).

Приняв масштабы скорости движения  $V$  и расхода топлива  $Q_s$ , строят график экономической характеристики автомобиля при различных значениях  $\Psi$  (рис. 9.4). На полученной кривой находят точку минимального расхода топлива.

Результаты расчетов экономической характеристики автомобиля для анализа заносят в таблицу 9.5 или 9.6

По экономической характеристике, можно определить:

- наиболее экономичные и максимально-возможные скорости движения автомобиля в заданных дорожных условиях;
- запас хода автомобиля (км) на наиболее экономичном и максимальном скоростном режиме в заданных дорожных условиях по формуле:

$$S_{зан} = 100 \cdot \frac{V_B}{Q_s}, \quad (9.15)$$

где:  $V_B$  – емкость бака, л.

Значение  $V_B$  принимается из условия пробега автомобиля не менее 500 км. на высшей передаче при  $\Psi = 0,015$ .

При анализе экономической характеристики выделяют точку минимального расхода топлива (на рис. 9.4 точки 1, 2, 3 и 4) и соответствующую ей скорость, которую называют экономичной. При движении машины на прямой (или высшей) передаче и скоростях от экономичной к минимально устойчивой расход топлива несколько увеличивается в связи с переходом работы двигателя на менее экономичные режимы (в том числе на режим обогащенной смеси), что соответствует характеру протекания кривой удельного расхода топлива на внешней скоростной характеристике (см. рис. 6.1 и 6.2). С увеличением скорости движения от экономичной, расход топлива возрастает из-за повышения сопротивления воздуха и работе двигателя на менее экономичном скоростном режиме. На пониженных передачах расход топлива возрастает, так как уменьшается скорость автомобиля и соответственно пройденный путь за час времени.

В технических характеристиках указывают контрольный расход топлива, полученный при равномерном движении автомобиля с

полной нагрузкой на прямой передаче по сухому асфальтированному шоссе с уклоном не больше 1,5 % и со скоростью, близкой к экономичной. Данные расчета топливной экономичности сравнивают с расходом топлива автомобиля-прототипа и делают заключение о топливной экономичности проектируемого автомобиля.

Таким образом, выполненный тяговый, динамический и топливно-экономический расчет автомобиля позволяет оценить его тягово-скоростную эффективность и топливную экономичность в заданных условиях при различных режимах эксплуатации.



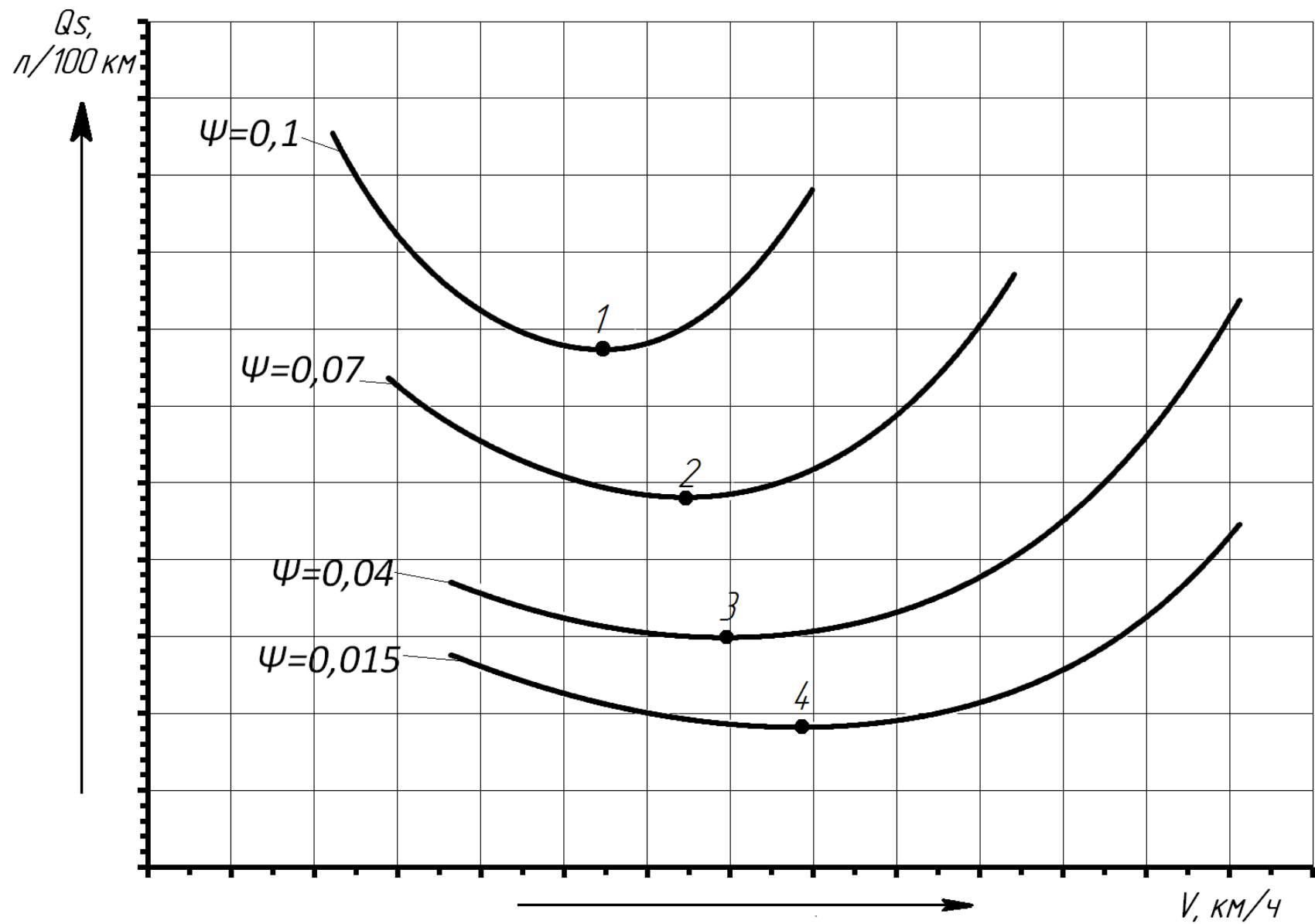


Рисунок 9.4 – Пример экономической характеристики автомобиля

Таблица 9.5 – Результаты расчета экономической характеристики грузового автомобиля с бензиновым двигателем.

№ передачи ( $i_{TP}$ )	$\psi$	№ П/П	Показатели внешней скоростной характеристики двигателя		Показатели экономической характеристики автомобиля						
			$n_{\partial\epsilon}$ , мин <sup>-1</sup>	$Ne$ , кВт	$Ne_{\psi}$ , кВт	$n_{\partial\epsilon} / n_{HOM}$	$Ne_{\psi} /$ $Ne$	$K_1$	$K_2$	$g_{\partial\epsilon}$ г/(кВт·ч)	$Q_s$ , л/100 км
Z ( $i_{TPZ}$ )	0.015	1	$n_{\partial\epsilon3} = n_{max} = 1,15 \cdot n_{HOM}$								
		2	$n_{\partial\epsilon2} = 1,10 \cdot n_{HOM}$								
		3	$n_{\partial\epsilon1} = 1,05 \cdot n_{HOM}$								
		4	$n_{HOM}$								
		5	$n_{\partial\epsilon1}$								
		...	$n_{\partial\epsilon2}$								
		...	...								
		...	$n_{min}$								
Z ( $i_{TPZ}$ )	0.04	1	$n_{\partial\epsilon3} = n_{max} = 1,15 \cdot n_{HOM}$								
		2	$n_{\partial\epsilon2} = 1,10 \cdot n_{HOM}$								
		3	$n_{\partial\epsilon1} = 1,05 \cdot n_{HOM}$								
		4	$n_{HOM}$								
		5	$n_{\partial\epsilon1}$								
		...	$n_{\partial\epsilon2}$								
		...	...								
		...	$n_{min}$								

Z ( $i_{TPZ}$ )	0.07	1	$n_{\delta 3} = n_{max} = 1,15 \cdot n_{HOM}$								
		2	$n_{\delta 2} = 1,10 \cdot n_{HOM}$								
		3	$n_{\delta 1} = 1,05 \cdot n_{HOM}$								
		4	$n_{HOM}$								
		5	$n_{\delta 1}$								
		...	$n_{\delta 2}$								
		...	...								
		...	$n_{min}$								
Z ( $i_{TPZ}$ )	0.1	1	$n_{\delta 3} = n_{max} = 1,15 \cdot n_{HOM}$								
		2	$n_{\delta 2} = 1,10 \cdot n_{HOM}$								
		3	$n_{\delta 1} = 1,05 \cdot n_{HOM}$								
		4	$n_{HOM}$								
		5	$n_{\delta 1}$								
		...	$n_{\delta 2}$								
		...	...								
		...	$n_{min}$								

Таблица 9.6 – Результаты расчета экономической характеристики грузового автомобиля с дизельным двигателем.

№ передачи ( $i_{TP}$ )	$\psi$	№ п/п	Показатели характеристики двигателя		Показатели экономической характеристики автомобиля						
			$n_{\partial\delta},$ мин <sup>-1</sup>	$Ne,$ кВт	$Ne_{\psi},$ кВт	$n_{\partial\delta} / n_{HOM}$	$Ne_{\psi} /$ $Ne$	$K_1$	$K_2$	$g_{\partial\delta}$ г/(кВт·ч)	$Q_s,$ л/100 км
$Z$ ( $i_{TPZ}$ )	0.015	1	$n_{HOM}$								
		2	$n_{\partial\delta 1}$								
		3	$n_{\partial\delta 2}$								
		...	...								
		...	$n_M$								
$Z$ ( $i_{TPZ}$ )	0.04	1	$n_{HOM}$								
		2	$n_{\partial\delta 1}$								
		3	$n_{\partial\delta 2}$								
		...	...								
		...	$n_M$								
$Z$ ( $i_{TPZ}$ )	0.07	1	$n_{HOM}$								
		2	$n_{\partial\delta 1}$								
		3	$n_{\partial\delta 2}$								
		...	...								
		...	$n_M$								

$Z$ $(i_{TPZ})$	0.1	1	$n_{HOM}$								
		2	$n_{\delta 1}$								
		3	$n_{\delta 2}$								
		...	...								
		...	$n_M$								

## Контрольные вопросы

1. Объясните применение торможения автомобиля двигателем и его влияние на топливную экономичность.
2. Каковы особенности торможения автотракторных поездов двигателем и их влияние на топливную экономичность?
3. Кратко опишите методику дорожно-эксплуатационных испытаний автомобиля на топливную экономичность.
4. Чем объясняется необходимость снижения скорости автомобиля на поворотах и как найти ее оптимальное выражение для условий.
5. Занос каких колес автомобиля (передних или задних) более опасен и почему?
6. Какие конструктивные и эксплуатационные мероприятия повышают устойчивость автомобиля против заноса?
7. Оцените влияние конструктивных ( $m_o, B, H, \eta_{mp}$ ) и эксплуатационных ( $V, m_m, \varphi$ ) факторов на топливную экономичность автомобиля.
8. Какие задачи можно решать с помощью динамической характеристики автомобиля?
9. Как изменяется сопротивление воздушной среды при движении в условиях высокогорья?
10. Назовите мероприятия (конструктивные и эксплуатационные), позволяющие повысить топливную экономичность автомобиля.
11. Возможна ли оценка топливной экономичности трактора?
12. Какие факторы (конструктивные, эксплуатационные и природные) влияют на тяговые показатели автомобиля?
13. Как изменятся тяговые показатели автомобиля при движении с прицепом?

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предоставленное учебно-методическое пособие выполнено на основе федерального государственного стандарта высшего образования и с высокой степенью детализации позволяет освоить дисциплину «Тракторы и автомобили». Полученные знания должны быть достаточными для того, чтобы правильно понять технические возможности автомобиля либо трактора с целью совершенствования их тягово-скоростных и топливно-экономических свойств в условиях эксплуатации.

Особое внимание при изучении следует уделить разработке двигателей внутреннего сгорания, поскольку заводы-изготовители используют современную технологию проектирования с применением средств вычислительной техники, оснащают двигатели электронно-управляемой системой питания топливом, изменяемыми фазами газораспределения, степенью сжатия, управления оптимальными режимами движения и торможения. Этим обосновываются высокие требования к изучению конструкции и выполнению точных расчетов двигателей.

Вопросы правильного и последовательного выполнения теплового и динамического расчетов, которые изложены в данном учебно-методическом пособии, позволят в полном объеме овладеть методикой проектирования и отвечать современным требованиям к точности.

С другой стороны автомобилестроение представляет собой динамичную систему с постоянно меняющимися требованиями к мобильной технике, поэтому при использовании учебного материала необходимо знать те проблемы, которые стоят в будущем перед инженером.

Для более глубокого изучения материала учебно-методического пособия рекомендуется ознакомиться с книгами, наименование которых представлено в разделе «Список использованных источников».

ПРИЛОЖЕНИЕ А (обязательное).

А.1 - Титульный лист курсового проекта по теме «Тягово-энергетические показатели и топливная экономичность трактора».

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Красноярский государственный аграрный университет»

Кафедра «Тракторы и автомобили»

**КУРСОВОЙ ПРОЕКТ**

по дисциплине «Тракторы и автомобили»

Тема: «Тягово-энергетические показатели и топливная  
экономичность трактора \_\_\_\_\_»  
(марка, модель)

Выполнил:  
студент \_\_\_\_\_ курса  
группы \_\_\_\_\_  
направления подготовки \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
(Фамилия Имя Отчество полностью)

К защите допущен: \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_ /  
(подпись) (инициалы, фамилия)

\_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_ /

\_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_ /

Оценка: \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_ /

(цифрой и прописью) подписи членов комиссии расшифровка подписи

Красноярск, 201\_\_ г.



А.2 - Титульный лист курсового проекта по теме «Тягово-динамические свойства и топливная экономичность автомобиля».

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Красноярский государственный аграрный университет»

Кафедра «Тракторы и автомобили»

## КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по дисциплине «Тракторы и автомобили»

Тема: «Тягово-динамические свойства и топливная  
экономичность автомобиля \_\_\_\_\_»  
(марка, модель)

Выполнил:  
студент \_\_\_\_\_ курса  
группы \_\_\_\_\_  
направления подготовки \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
(Фамилия Имя Отчество полностью)

К защите допущен: \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_ /  
(подпись) (инициалы, фамилия)

\_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_ /

\_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_ /

Оценка: \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_ /

(цифрой и прописью) подписи членов комиссии расшифровка подписи

Красноярск, 201\_\_ г.

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б (обязательное).

Таблица Б.1 – Исходные данные для выполнения курсового проекта по теме «Тягово-энергетические показатели и топливная экономичность трактора».

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение и размерность	Величина
<b>Исходные данные для тягового расчета</b>			
1	Прототип трактора		
2	Тяговый класс		
3	Номинальное тяговое усилие	$P_{KP}$ , кН	
4	Движитель (тип), колесная формула		
5	Число передач вперед:		
5.1	Основные рабочие	$Z$	
5.2	Транспортные	$Z_{TP}$	
6	Расчётные скорости:		
6.1	при номинальной силе тяги на первой рабочей передаче:	$V_{НОМ}$ , м/с (км/ч)	
6.2	максимальная транспортная скорость:	$V_{TP}$ , м/с (км/ч)	
<b>Исходные данные для теплового расчета двигателя</b>			
7	Прототип двигателя		
8	Тип системы питания топливом		
9	Вид применяемого топлива		
10	Способ подачи воздуха		
11	Тип камеры сгорания (способ смесеобразования)		
12	Давление воздуха после нагнетателя (для двигателей с наддувом)	$P_K$ , МПа	
13	Наличие / отсутствие интеркулера в системе воздухоподачи (для двигателей с наддувом)		
14	Число цилиндров	$i$	
15	Расположение цилиндров		
16	Угол развала бока цилиндров	$\gamma$ , град	
17	Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	$S_{PP}/D_{PP}$	
18	Степень сжатия	$\xi$	
19	Скорость поршня	$C_{II}$ , м/с	
20	Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	$\lambda_{III} = r / \ell_{ш}$	
21	Коэффициент приспособляемости двигателя	$K_M$	
22	Вид системы смазки		
23	Вид системы охлаждения		

Задание выдал преподаватель:

ФИО

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 \_\_\_\_ г.

Задание принял к выполнению:

Студент гр. \_\_\_\_\_

ФИО

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201 \_\_\_\_ г.

Таблица Б.2 – Исходные данные для выполнения курсового проекта по теме «Тягово-динамические свойства и топливная экономичность автомобиля».

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение и размерность	Величина
<b>Исходные данные для тягового расчета</b>			
1	Прототип автомобиля		
2	Тип кузова		
3	Класс грузоподъемности автомобиля		
4	Снаряженная масса	$m_{CH}$ , кг	
5	Максимальная масса	$m_{MAX}$ , кг	
6	Колёсная схема		
7	Число передач движения передним ходом	$Z$	
8	Максимальная скорость на высшей передаче	$V_{max}$ , м/с (км/ч)	
<b>Исходные данные для теплового расчета двигателя</b>			
9	Прототип двигателя		
10	Вид применяемого топлива		
11	Вид системы питания топливом		
12	Способ подачи воздуха		
13	Тип камеры сгорания (способ смесеобразования)		
14	Давление воздуха после нагнетателя	$P_K$ , МПа	
15	Наличие / отсутствие интеркулера		
16	Число цилиндров	$i$	
17	Расположение цилиндров		
18	Угол развала бока цилиндров	$\gamma$ , град	
19	Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	$S_{PP}/D_{PP}$	
20	Степень сжатия	$\xi$	
21	Скорость поршня	$C_P$ , м/с	
22	Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	$\lambda_{Ш} = r / \ell_{ш}$	
23	Коэффициент приспособляемости двигателя	$K_M$	
24	Вид системы смазки		
25	Вид системы охлаждения		

Задание выдал преподаватель:

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201\_\_ г.

Задание принял к выполнению:

Студент гр. \_\_\_\_\_

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201\_\_ г.

\_\_\_\_\_  
ФИО

\_\_\_\_\_  
ФИО

ПРИЛОЖЕНИЕ В (обязательное).

Таблица В.1 - Средняя мольная теплоёмкость продуктов сгорания бензина при различных значениях  $\alpha$ , кДж/(кмоль град).

$t_c$ , °C	Значения коэффициента избытка воздуха $\alpha$											
	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25
0	21,683	21,786	21,88	21,966	22,046	22,119	22,187	22,123	22,065	22,011	21,962	21,916
100	21,902	22,031	22,149	22,257	22,356	22,448	22,533	22,457	22,388	22,325	22,266	22,216
200	22,14	22,292	22,431	22,559	22,676	22,784	22,885	22,796	22,722	22,65	22,584	22,523
300	22,445	22,618	22,776	22,921	23,055	23,173	23,293	23,2	23,115	23,036	22,964	22,898
400	22,777	22,968	23,143	23,303	23,45	23,586	23,712	23,613	23,521	23,437	23,36	23,289
500	23,138	23,345	23,534	23,707	23,867	24,014	24,15	24,045	23,948	23,859	23,777	23,702
600	23,507	23,727	23,929	24,113	24,284	24,44	24,586	24,475	24,373	24,28	24,193	24,114
700	23,882	24,115	24,328	24,523	24,702	24,868	25,021	24,905	24,798	24,70	24,61	24,527
800	24,249	24,493	24,715	24,919	25,107	25,28	25,441	25,319	25,208	25,106	25,012	24,925
900	24,608	24,861	25,092	25,304	25,50	25,68	25,847	25,72	25,604	25,498	25,40	25,309
1000	24,949	25,211	25,449	25,668	25,87	26,056	26,229	26,098	25,977	25,867	25,766	25,627
1100	25,276	25,545	25,791	26,016	26,224	26,415	26,593	26,457	26,333	26,219	26,114	26,016
1200	25,59	25,866	26,118	26,349	26,562	26,758	26,94	26,8	26,672	26,554	26,446	26,345
1300	25,887	26,168	26,426	26,662	26,879	27,08	27,265	27,121	26,989	26,868	26,757	26,653
1400	26,099	26,456	26,719	26,959	27,18	27,385	27,574	27,426	27,291	27,166	27,051	26,945
1500	26,436	26,728	26,995	27,24	27,465	27,673	27,866	27,714	27,575	27,447	27,33	27,221
1600	26,685	26,982	27,253	27,501	27,729	27,941	28,136	27,981	27,836	27,708	27,588	27,477
1700	26,924	27,225	27,499	27,751	27,983	28,197	28,395	28,236	28,091	27,958	27,835	27,722
1800	27,147	27,451	27,728	27,983	28,218	28,434	28,634	28,473	28,324	28,188	28,063	27,948
1900	27,359	27,667	27,948	28,205	28,442	28,661	28,863	28,698	28,548	28,409	28,282	28,164
2000	27,559	27,87	28,153	28,413	28,652	28,873	29,078	28,91	28,757	28,616	28,487	28,367
2100	27,752	28,065	28,351	28,613	28,854	29,077	29,283	29,113	28,958	28,815	28,684	28,562
2200	27,935	28,251	28,539	28,803	29,046	29,27	29,478	29,306	29,148	29,004	28,87	28,747
2300	28,104	28,422	28,712	28,978	29,223	29,449	29,658	29,484	29,324	29,177	29,042	28,917
2400	28,268	28,588	28,879	29,147	29,394	29,621	29,832	29,655	29,494	29,345	29,209	29,082
2500	28,422	28,744	29,037	29,305	29,553	29,782	29,993	29,815	29,652	29,502	29,364	29,236
2600	28,57	28,892	29,187	29,458	29,706	29,936	30,149	29,969	29,804	29,653	29,513	29,384
2700	28,711	29,036	29,332	29,604	29,854	30,085	30,298	30,116	29,95	29,797	29,657	29,527
2800	28,847	29,173	29,47	29,743	29,994	30,226	30,44	30,257	30,09	29,936	29,794	29,663

Таблица В.2 - Средняя молярная теплоёмкость продуктов сгорания дизельного топлива при различных значениях  $\alpha$ , кДж/(кмоль град).

$t_c$ , °C	Значения коэффициента избытка воздуха $\alpha$											
	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
0	22,184	22,061	21,958	21,870	21,794	21,728	21,670	21,572	21,493	21,428	21,374	21,328
100	22,545	22,398	22,275	22,169	22,078	21,999	21,929	21,812	21,717	21,640	21,574	21,519
200	22,908	22,742	22,602	22,482	22,379	22,289	22,210	22,077	21,970	21,882	21,808	21,745
300	23,324	23,142	22,989	22,858	22,745	22,647	22,560	22,415	22,300	22,202	22,121	22,052
400	23,750	23,554	23,390	23,249	23,128	23,022	22,930	22,774	22,648	22,544	22,457	22,384
500	24,192	23,985	23,811	23,662	23,533	23,421	23,322	23,157	23,023	22,914	22,822	22,743
600	24,631	24,413	24,229	24,073	23,937	23,819	23,716	23,541	23,401	23,285	23,188	23,106
700	25,069	24,840	24,648	24,484	24,342	24,218	24,109	23,927	23,780	23,659	23,557	23,471
800	25,490	25,251	25,050	24,879	24,731	24,602	24,488	24,298	24,144	24,018	23,912	23,822
900	25,896	25,648	25,439	25,261	25,107	24,973	24,855	24,657	24,487	24,366	24,256	24,162
1000	26,278	26,021	25,804	25,620	25,460	25,321	25,199	24,993	24,828	24,692	24,578	24,481
1100	26,641	26,375	26,151	25,960	25,795	25,652	25,525	25,313	25,142	25,001	24,883	24,783
1200	26,987	26,713	26,482	26,286	26,116	25,967	25,837	25,618	25,442	25,296	25,175	25,071
1300	27,311	27,029	26,792	26,589	26,415	26,262	26,128	25,903	25,722	25,572	25,447	25,341
1400	27,618	27,328	27,085	26,877	26,698	26,541	26,404	26,173	25,986	25,833	25,705	25,596
1500	27,907	27,610	27,361	27,148	26,965	26,805	26,664	26,427	26,237	26,080	25,948	25,836
1600	28,175	27,873	27,618	27,400	27,212	27,049	26,905	26,663	26,468	26,308	26,173	26,059
1700	28,432	28,123	27,863	27,641	27,449	27,282	27,135	26,888	26,690	26,526	26,389	26,272
1800	28,669	28,354	28,089	27,863	27,668	27,497	27,348	27,096	26,894	26,727	26,587	26,469
1900	28,895	28,575	28,305	28,076	27,877	27,704	27,552	27,296	27,090	26,921	26,781	26,658
2000	29,107	28,782	28,508	28,275	28,073	27,898	27,743	27,483	27,274	27,102	26,958	26,835
2100	29,310	28,980	28,703	28,466	28,262	28,083	27,926	27,663	27,451	27,276	27,130	27,005
2200	29,503	29,169	28,888	28,648	28,441	28,260	28,101	27,834	27,619	27,442	27,294	27,168
2300	29,680	29,342	29,057	28,815	28,605	28,422	28,261	27,991	27,774	27,595	27,444	27,317
2400	29,851	29,510	29,222	28,976	28,764	28,580	28,471	28,144	27,924	27,743	27,591	27,462
2500	30,011	29,666	29,375	29,127	28,913	28,726	28,562	28,286	28,064	27,881	27,728	27,598
2600	30,164	29,816	29,523	29,272	29,056	28,868	28,702	28,424	28,199	28,015	27,860	27,729
2700	30,311	29,960	29,664	29,412	29,194	29,004	28,837	28,557	28,331	28,144	27,988	27,856
2800	30,451	30,097	29,799	29,546	29,326	29,135	28,966	28,684	28,456	28,269	28,111	27,978

ПРИЛОЖЕНИЕ Г (обязательное).

Таблица Г.1 - Техническая характеристика универсально-пропашных тракторов.

Показатели	Обозначение	Беларус 320.4М	Беларус 311	Агромаш 50ТК	Агромаш 60ТК	Беларус 622
1. Класс тяги		0,6	0,6	0,9	0,9	0,9
2. Номинальное тяговое усилие, кН	$P_{крном}$	6	6	9	9	9
3. Масса конструктивная, кг	$m_0$	1720	1450	2600	3800	2410
4. Марка двигателя		MMZ-3LD	LaIdong 3T30	Д-130	Д-130	LDW 2204
5. Эксплуатационная мощность двигателя (кВт) при частоте вращения колен. вала, мин <sup>-1</sup>	$Ne_э$	26,0	24,3	33,1	44,1	46,0
	$n_{ном}$	3000	3000	2000	2100	3000
6. Ход поршня и диаметр цилиндра, мм	$S$	90,4	87	105	105	90
	$D$	88	90	120	120	88
7. Удельный расход топлива при $Ne_э$ , не более, г/ (кВт·ч)	$g_{enom}$	310	258	250	230	329
8. Количество цилиндров и их расположение		3, рядное	3, рядное	3, рядное	3, рядное	3, рядное
9. Способ подачи воздуха в двигатель		Свободный впуск	Свободный впуск	Свободный впуск	Свободный впуск	Турбонаддув
10. Тип системы питания топливом		Механический ТНВД	Механический ТНВД	Механический ТНВД	Механический ТНВД	Механический ТНВД
11. Продольная база трактора, мм	$L$	3050	3050	3740	3740	3450
12. Колея колес: - передних, мм	$B_1$	1260; 1410	1000; 1200; 1350	1300...1540	1300...1540	1390 ... 1530

- задних, мм	$B_2$	1250;1400	1000; 1160	1200...1500	1200...1500	1410...1830
13. Размер шин:	$b_1/d_1$	7,5L – 16	7.50L-16	-	-	12,4L-16
- передних	$b_2/d_2$	12,4L – 16	12.4L-16	-	-	360/70R24
- задних, мм (дюйм)						
14. Число передач переднего и заднего хода	$z/z_1$	16 / 8	8 / 4	8 / 6	8 / 6	16 / 8

Таблица Г.2 - Техническая характеристика универсально-пропашных тракторов.

Показатели	Обозначение	Агромаш 85ТК	Беларус 82.1	Беларус 923.5	Беларус 1222	Беларус 1221.2
1. Класс тяги		1,4	1,4	1.4	2	2
2. Номинальное тяговое усилие, кН	$P_{крном}$	14	14	14	20	20
3. Масса конструктивная, кг	$m_0$	4070	4000	4800	5000	4295
3. Марка двигателя		Д-145Т	Д-243	Д-245.5С	John Deer 6068TF159	Д-245Л
4. Эксплуатационная мощность двигателя (кВт) при частоте вращения колен. вала, мин <sup>-1</sup>	$Ne_э$	62,2	60,0	70,0	96,0	77,0
	$n_{ном}$	2100	2200	2200	2100	2200
5. Ход поршня и диаметр цилиндра, мм	$S$	100	125	125	127	125
	$D$	200	110	110	106,5	110
6. Удельный расход топлива при $Ne_э$ , не более, г/ (кВт·ч)	$g_{ен}$	241	220	223	222	236
8. Количество цилиндров и их расположение		4, рядное	4, рядное	4, рядное	6, рядное	6, рядное
9. Способ подачи воздуха в двигатель		Турбонаддув	Свободный выпуск	Турбонаддув	Турбонаддув	Турбонаддув

10. Тип системы питания топливом		Common Rail	Механический ТНВД	Common Rail	Common Rail	Common Rail
11. Продольная база трактора, мм	$L$	4040	3930	4440	4600	4600
12. Колея колес:	$B_1$	1500...1700	1450...1800	1420...1970	1545...2265	1440...1990
- передних, мм						
- задних, мм	$B_2$	1400...1800	1800...2100	1800...2100	1500...1950	1450...2440
13. Размер шин:	$b_1/d_1$	-	11,2-20	360/70R24	420/70R24	360/70-R24
- передних						
- задних, мм (дюйм)	$b_2/d_2$	-	15,5R38	18,4R34 (Φ11)	520/70R38	16.9R38
14. Число передач переднего и заднего хода	$z/z_1$	16 / 8	18 / 4	14 / 4	12 / 4	16/8 (24/12)

Таблица Г.3 - Техническая характеристика тракторов общего назначения

Показатели	Обозначение	Беларус 1523	ХТЗ 17221	Беларус 2022.3	Terrion АТМ 4200	Беларус 2522ДВ
1. Класс тяги		3	3	4	4	5
2. Номинальное тяговое усилие, кН	$P_{крном}$	30	30	40	40	50
3. Масса конструктивная, кг	$m_0$	6000	8760	6680	8200	9430
4. Марка двигателя		Д-260.1S	ЯМЗ-236Д-3	Д-260.4S2	Deutz BF 6M	S40E 8,7
5. Эксплуатационная мощность двигателя (кВт) при частоте вращения колен. вала, мин <sup>-1</sup>	$Ne_3$	114	128,7	156	147	195
	$n_{ном}$	2100	2100	2100	2300	2200
6. Ход поршня и диаметр цилиндра, мм	$S$	125	140	125	126	140
	$D$	110	130	110	101	10
7. Удельный расход топлива при $Ne_3$ , не более, г/ (кВт ч)	$g_{ен}$	227	251,6	249	210	218



8. Количество цилиндров и их расположение		6, рядное	6, V-образное	6, рядное	6, рядное	6, рядное
9. Способ подачи воздуха в двигатель		Турбонаддув	Турбонаддув	Турбонаддув	Турбонаддув	Турбонаддув
10. Тип системы питания топливом		Common Rail	Common Rail	Common Rail	Common Rail	Common Rail
11. Продольная база трактора, мм	$L$	4710	6500	5230	4900	6150
12. Колея колес:						
- передних, мм	$B_1$	1540-2115	1860	1640...2190	2100	1830 и 1950
- задних, мм	$B_2$	1520-2435	1860	1800...2500	2100	2404-2744
13. Размер шин:						
- передних	$b_1/d_1$	420/70R24	23,1R26	420/70R24LS	420/85 R34	540/65R30
- задних, мм (дюйм)	$b_2/d_2$	520/70R38	23,1R26	580/70R42	520/85 R42	620/70R42
14. Число передач переднего/заднего хода	$z/z_1$	16/8 (24/12)	12/4	24/12	40/40	36/24

Таблица Г.4 - Техническая характеристика тракторов общего назначения

Показатели	Обозначение	Беларус 3022ДЦ.1	Беларус 3522	Terrion ATM 7360	К 9360 «Кировец»	К 9520 «Кировец»
1. Класс тяги		5	5	6	8	8
2. Номинальное тяговое усилие, кН	$P_{крном}$	50	50	-	80	80
3. Масса конструктивная, кг	$m_0$	11500	12300	11500	16800	22400
4. Марка двигателя		Deutz S40E 8,7 LTA M146	Deutz 2013L 06-4L	Deutz TCD 2013 L06 4V	Mercedes-Benz OM 457 LA	Mercedes-Benz OM 502 LA
5. Эксплуатационная мощность	$Ne_3$	222,8	261,0	260,0	354,0	516,0

двигателя (кВт) при частоте вращения колен. вала, мин <sup>-1</sup>	$n_{ном}$	2300	2200	2200	1800	2400
6. Ход поршня и диаметр цилиндра, мм	$S$	130	130	130	155	130
	$D$	108	108	108	128	108
7. Удельный расход топлива при $Ne_{э}$ , не более, г/ (кВт ч)	$g_{ен}$	248	250	210	260	380
8. Количество цилиндров и их расположение		6. рядное	6. рядное	6. рядное	6. рядный	8 .V-образное
9. Способ подачи воздуха в двигатель		Турбонаддув	Турбонаддув	Турбонаддув	Турбонаддув	Турбонаддув
10. Тип системы питания топливом		Common Rail	Common Rail	Common Rail	Common Rail	Common Rail
11. Продольная база трактора, мм	$L$	6100	6100	6300	7 350	7350
12. Колея колес: - передних, мм - задних, мм	$B_1$	1830-1950	2000-2150	2100	2110	2110
	$B_2$	1795-2735	2000-2550	2100	2110	2110
13. Размер шин: - передних - задних, мм (дюйм)	$b_1/d_1$	540/65R30	600/65R34	600/65 R 34	800/60R32	800/60R32
	$b_2/d_2$	580/70R42	710/70R42	710/70 R 42	900/55R32	900/55R32
14. Число передач переднего/ заднего хода	$z / z_1$	24/12	24/12	40/40	16/8	12/2

Таблица Г.5 - Технические характеристики гусеничных тракторов

Показатели	Обозначение	Т-150-09	Агромаш 90ТГА	Беларус 1502	ХТЗ 181	Агромаш «РУСЛАН»
1. Класс тяги		3	3	4	4	6
2. Номинальное тяговое усилие, кН	$P_{крном}$	30	30	40	40	60
3. Масса конструктивная, кг	$m_0$	8150	6825	12540	9470	14700

4. Марка двигателя		ЯМЗ-236Д-3	А-41СИ-02	Д-260.1S2 (Tier II)	ЯМЗ-238KM2-3	Cummins QSM11
5. Эксплуатационная мощность двигателя (кВт) при частоте вращения колен. вала, мин <sup>-1</sup>	$Ne_3$	132,4	69,1	116,0	139,7	250,0
	$n_{ном}$	2100	1750	2100	2100	2100
6. Ход поршня и диаметр цилиндра, мм	$S$	140	140	125	140	147
	$D$	130	130	100	130	125
7. Удельный расход топлива, при $Ne_3$ , не более г/ (кВт ч)	$g_{ен}$	251,6	245	249	220	219
8. Количество цилиндров и их расположение		6,V-образное	4, рядное	6, рядное	8,V-образное	6, рядное
9. Способ подачи воздуха в двигатель		Свободный впуск	Свободный впуск	Турбонаддув	Свободный впуск	Турбонаддув
10. Тип системы питания топливом		Механический ТНВД	Механический ТНВД	Механический ТНВД	Механический ТНВД	Common Rail
11. Число передач переднего хода / заднего хода	$z / z_1$	9 / 3	7 / 1	12 / 6	9 / 3	16 / 3
12. Расчетные скорости движения, км/ч	$V_{H1}-V_{HZ}$	4,26...15,31	5,3...11,17	1,36 ... 14,9	4,3...15,3	1,88...30,0
13. Число зубьев ведущего колеса гусеничного движителя	$Z_{зв}$	14	14	15	13	20
14. Шаг звена гусеницы, мм	$t_{36}$	170	170	176	170	176

ПРИЛОЖЕНИЕ Д (обязательное)

Таблица Д.1 - Технические характеристики грузовых автомобилей, изготовленных на базе легковых

Показатели	Обозначение	ВИС-2345	RF-90 Ларгус фургон	УАЗ Cargo	LADA Granta ВИС- 234900	LADA Samara ВИС 234700	NIVA ВИС 2346	СеАЗ 11116-50
1. Масса багажа, кг	$m_b$	750	750	1000	720	400	600	340
2. Допустимая полная масса прицепа, кг	$m_{np}$	400	420	600	500	450	500	300
3. Собственная масса, кг	$m_0$	1040	1340	2050	1370	1310	1350	645
4. Полная масса:	$m_a$	1690	1800	2775	1950	1710	1970	980
в т.ч. на переднюю ось,	$m_n$	790	800	1450	750	700	800	480
на заднюю (тележку), кг	$m_z$	1000	1000	1350	1250	1010	1170	500
5. Максимальная скорость, м/с	$V_{max}$	120	165	135	150	140	110	80
6. Марка двигателя		BA3-2104	Renault K4M	3M3-409	BA3 11189	BA3 11183	BA3 21213	BA3-1111
7. Максимальная мощность двигателя (кВт) при частоте вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>	$Ne_e, кВт$	52,0	77,0	112,0	64,0	59,5	58,0	20,7
	$n_n, мин^{-1}$	5600	5750	4400	3800	3500	2500	3000
8. Тип системы питания топливом		Карбюратор	Впрыск с электронным управлением	Впрыск с электронным управлением	Впрыск с электронным управлением	Впрыск с электронным управлением	Впрыск с электронным управлением	Карбюратор
9. Ход поршня и диаметр цилиндра, мм	$S/D$	76/80	79.5/80.5	94/95.5	75.6/ 82	75.6 /82	80/82	71/76

10. Контрольный расход топлива (л/100км) при соответствующей скорости движения, м/с	$Q_s$	7.5	7.0	11.5	9	9	12	7	
	$V_s$	90	90	90	90	90	90	90	
11. Габаритные размеры, мм: - длина - ширина - высота	$L$	4308	4470	5375	4450	4515	4400	3200	
	$B_a$	1660	1750	1940	1700	1660	1660	1420	
	$H$	1100	1636	2405	1500	1300	1450	1400	
12. Продольная база, мм	$B$	2800	2905	3000	2470	2785	2450	2180	
13. Колея, мм: - передних колес - задних колес	$B_1$	1365	1469	1600	1430	1400	1430	1210	
	$B_2$	1321	1466	1600	1410	1370	1410	1200	
14. Размеры шин, мм (дюйм)		175/65R13	185/65/R15	225/75R16	175/65R14	175/65R14	205/75R15	135/80R12	
15. Колесная формула		4x2	4x2	4x4	4x2	4x2	4x2	4x2	
16. Давление в шинах, мПа: - передних колес - задних колес	$P_n$	2.0	2.0	2.2	2.0	2.0	2.0	2.0	
	$P_3$	2.0	2.0	2.2	2.0	2.0	2.0	2.0	
17. Передаточное число главной передачи	$i_0$	4.7	4.9	4.6	3.9	4.1	3.9	4.54	
18. Передаточное число раздаточной коробки	$i_p$	-	-	2.56	-	-	-	-	
19. Передаточные числа коробки передач	1	$i_{kn1}$	3.667	3.727	4.155	2.75	3.636	3.67	3.7
	2	$i_{kn2}$	2.1	2.048	2.265	1.786	1.95	2.1	2.06
	3	$i_{kn3}$	1.361	1.393	1.428	1.313	1.357	1.36	1.27
	4	$i_{kn4}$	1	1.097	1.0	1.043	0.941	1.0	0.90
	5	$i_{kn5}$	0.801	0.892	0.88	0.857	0.784	0.82	-

Таблица Д.2 - Техническая характеристика грузовых автомобилей

Показатели	Обозначение	ГАЗ-А21R22-30 «ГАЗель Next»	ЗИЛ-5301 «Бычок»	ГАЗ С41R11 ГАЗон Next	ГАЗ С41А23 «Садко Next»	УРАЛ 4320 «Урал-Next»	Урал -5351 «Урал-Next»	КамАЗ - 5460
1. Грузоподъемность, кг	$m_z$	1500	3000	5000	5000	13000	12000	9500
2. Собственная масса автомобиля, кг	$m_0$	2000	3695	3700	4200	9500	9300	11100
3. Полная масса автомобиля, кг	$m_a$	3500	6950	8700	9200	22500	21300	20750
5. Максимальная скорость автомобиля с номинальной нагрузкой без прицепа, км/ч	$V_{max}$	134	80	100	100	80	90	110
6. Марка двигателя		Cummins ISF 2.8	Д-245.7	ЯМЗ-534	ЯМЗ-534	ЯМЗ-536	ЯМЗ-536	КамАЗ - 740
7. Максимальная мощность двигателя (кВт) при частоте вращения колен. вала, мин <sup>-1</sup>	$Ne_s$	88,3	90,0	109,5	109,5	176,5	176,5	191,0
	$n_n$	2700	2400	2300	2300	1900	1900	2200
8. Ход поршня и диаметр цилиндра, мм	$S/D$	94 / 100	125 / 110	128 / 105	128 / 105	105 / 128	105 / 128	120 / 120
9. Угол развала блока цилиндров, град	$\gamma$	-	-	-	-	-	-	90
10. Удельный расход топлива, г/(кВт ч)	$g_{en}$	190	210	197	197	245	245	211
11. Контрольный расход топлива (л/100км) при	$Q_s$	10.3	16	13.6	14.2	28.7	28.7	24.8
	$V_s$	при 80	при 60	при 60	при 60	при 60	при 60	при 60

скорости движения, км/ч								
12. Габаритные размеры, мм								
- длина	$L$	5630	6165	6260	6400	8387	7 580	7535
- ширина	$Ba$	2068	1820	2755	2350	2952	2550	2500
- высота	$H$	2137	2365	2400	2400	2259	2952	3350
13. Колесная формула		4x2	4x2	4x2	4x4	6x6	6x6	4x2
14. Продольная база, мм	$B$	3145	3650	3770	3770	4505	4000+1400	3190
15. Колея, мм	$B_1$	1650	1820	1740	1740	2010	2050	2026
- передних колес								
- задних колес	$B_2$	1560	1690	1690	1690	2040	2050	1850
16. Размеры шин		185/75R16	225/75R16	245/70R19, 5	12,00R18	4.00 R20	425/85 R21	315/85R21
17. Давление в шинах, мПа	$P_n$	2.2	2.0	3.5	4.2	5.5	6.2	5.3
- передних колес								
- задних колес	$P_3$	2.4	2.2	3.3	4.5	4.8	6.0	4.3
18. Передаточное число главной передачи	$i_0$	4.3	3.45	4.56	6.77	9.48	9.48	5.43
19. Передаточное число раздаточной коробки	$i_p$	-	-	-	-	2.15	2.15	-
20. Передаточные числа коробки передач	1	6,45	6.17	6.55	8.75	6.58	6.58	7.82
	2	3,56	3.40	3.933	4.432	5.56	5.56	6.38
	3	1,98	1.79	2.377	2.954	4.68	4.68	4.03
	4	1,00	1.	1.442	1.845	3.48	3.48	3.29
	5	0.86	0.78	1	1	2.62	2.62	2.5
	6	-	-	-	-	1.89	1.89	2.04
	7	-	-	-	-	1.35	1.35	1.53
	8	-	-	-	-	1.00	1.00	1.25

	9	-	-	-	-	0.75	0.75	1.0
	10	-	-	-	-	-	-	0.815

Таблица Д.3 - Техническая характеристика грузовых автомобилей.

Показатели	Обозначение	КамАЗ 4308	МАЗ 5516	КамАЗ 6520	КамАЗ 65222(6х6)	МАЗ-МАН 5405	МАЗ 6312	Hyundai HD 120
1. Грузоподъемность, кг	$m_z$	5730	19500	20000	19500	22500	16950	7700
2. Собственная масса автомобиля, кг	$m_0$	6170	13500	12950	8000	12500	9400	4630
3. Полная масса автомобиля, кг	$m_a$	11900	33000	32950	27500	25000	26500	12400
5. Максимальная скорость автомобиля с номинальной нагрузкой без прицепа, км/ч	$V_{max}$	105	80	90	90	85	85	123
6. Марка двигателя		CUMMINS 6 ISBe 210	ЯМЗ-238Д	Cummins L360	740.50-360	MAN D08	ЯМЗ-536	D6DA19
7. Максимальная мощность двигателя (кВт) при частоте вращения колен. вала, мин <sup>-1</sup>	$Ne_3$	155	243	239	265	206	229	170
	$n_n$	2700	2100	2200	2200	2400	2300	2300
8. Ход поршня и диаметр цилиндра, мм	$S/D$	107 / 124	140 / 130	120 / 120	130 / 120	125 / 108	128 / 105	130 / 155
9. Угол развала цилиндров		-	90	-	90	75	-	-
10. Удельный расход топлива, г/(кВт ч)	$g_{en}$	205	214	211	229	166	194.5	161
11. Контрольный расход топлива	$Q_s$	17	25.2	22	27	20	24	17



(л/100км) при 60 км/ч									
12. Габаритные размеры, мм - длина - ширина - высота		$L$	7340	8060	7800	8400	6065	9350	7670
		$Ba$	2500	2500	2500	2540	2500	2550	2400
		$H$	2620	3240	3055	3290	3116	3180	2505
13. Продольная база, мм		$B$	4200	4x2	3600+1140	4115+1140	3550	4400+1400	4260
14. Колесная формула			4x2	8060	6x4	6x6	4x2	6x4	4x2
15. Колея, мм - передних колес - задних колес		$B_1$	1995	2060	2021	2096	2100	2035	1865
		$B_2$	1795	2030	1821	2096	1900	2035	1765
16. Размеры шин			245/70 R19,5	12.00R20	315/80 R22,5	16.00R20	315/80R22	315/80 R22,5	245/70R19,5
17. Давление в шинах, мПа - передних колес - задних колес		$P_n$	6.7	6.2	4.3	4.5	6.0-	6.0	5.5
		$P_3$	7.5	6.7	5.3	6.5	6.2	6.2	5.8
18. Передаточное число главной передачи		$i_0$	5.43	5.49	5.11	6.88	6.78	6.67	4.27
19. Передаточные числа коробки передач	1	$i_{kni}$	6.75	7.73	13.8	13.74	12.10	11.02	6.32
	2		3.60	5.52	9.59	11.54	9.41	6.55	3.92
	3		2.13	3.94	6.81	9.44	7.31	4.64	2.78
	4		1.39	2.80	4.58	7.93	5.71	3.36	1.56
	5		1	1.96	3.01	6.5	4.46	2.46	1
	6		0.78	1.39	2.09	5.46	3.48	1.95	0.75
	7		-	1.0	1.49	4.57	2.71	1.38	-
	8		-	0.71	1.0	3.84	2.11	1.0	-
	9		-	-	-	3.01	1.64	0.73	-

	10		-	-	-	2.53	1.28	-	-
	11		-	-	-	2.07	1.0	-	-
	12		-	-	-	1.74	0.78	-	-
	13		-	-	-	1.42	-	-	-
	14		-	-	-	1.2	-	-	-
	15		-	-	-	1.0	-	-	-
	16		-	-	-	0.84	-	-	-

ПРИЛОЖЕНИЕ Е (обязательное).

Таблица Е.1 - Значение функции  $tg\beta$  при различных значениях  $\lambda_{III}$ .

$\alpha$ , град.	Знак	Значения $tg\beta$ при $\lambda_{III}$								Знак	$\alpha$ , град.
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-	360
10	+	0,042	0,043	0,045	0,047	0,049	0,050	0,052	0,054	-	350
20	+	0,082	0,086	0,089	0,093	0,096	0,100	0,103	0,106	-	340
30	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	0,156	-	330
40	+	0,156	0,162	0,169	0,176	0,182	0,189	0,196	0,202	-	320
50	+	0,186	0,194	0,202	0,210	0,218	0,226	0,234	0,243	-	310
60	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	0,276	-	300
70	+	0,230	0,210	0,250	0,260	0,270	0,280	0,291	0,301	-	290
80	+	0,241	0,252	0,263	0,273	0,284	0,295	0,306	0,316	-	280
90	+	0,245	0,256	0,267	0,278	0,289	0,300	0,311	0,322	-	270
100	+	0,241	0,252	0,263	0,273	0,284	0,290	0,306	0,316	-	260
110	+	0,230	0,240	0,250	0,260	0,270	0,280	0,291	0,301	-	250
120	+	0,211	0,220	0,230	0,239	0,248	0,257	0,267	0,276	-	240
130	+	0,119	0,194	0,202	0,210	0,218	0,226	0,234	0,243	-	230
140	+	0,156	0,162	0,169	0,176	0,182	0,189	0,196	0,202	-	220
150	+	0,121	0,126	0,131	0,136	0,141	0,146	0,151	0,000	-	210
160	+	0,082	0,086	0,089	0,093	0,096	0,100	0,103	0,106	-	200
170	+	0,042	0,043	0,045	0,047	0,049	0,050	0,052	0,054	-	190
180	+	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-	180

Таблица Е.2 - Значение функции  $\frac{I}{\cos \beta}$  при различных значениях  $\lambda_{III}$ .

$\alpha$ , град.	Знак	Значения функции $\frac{I}{\cos \beta}$ при $\lambda_{III}$								Знак	$\alpha$ , град.
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
10	+	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	+	350
20	+	1,003	1,004	1,004	1,004	1,005	1,005	1,005	1,006	+	340
30	+	0,007	1,008	1,009	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012	+	330
40	+	1,012	1,013	1,014	1,015	1,016	1,018	1,019	1,020	+	320
50	+	1,017	1,019	1,020	1,022	1,024	1,025	1,027	1,029	+	310
60	+	1,022	1,024	1,026	1,028	1,030	1,032	1,035	1,037	+	300
70	+	1,026	1,028	1,031	1,033	1,036	1,039	1,041	1,044	+	290
80	+	1,029	1,031	1,034	1,037	1,040	1,043	1,046	1,049	+	280
90	+	1,030	1,032	1,035	1,038	1,041	1,044	1,047	1,050	+	270
100	+	1,029	1,031	1,034	1,037	1,040	1,043	1,046	1,049	+	260
110	+	1,026	1,020	1,031	1,033	1,036	1,039	1,041	1,044	+	250
120	+	1,022	1,024	1,026	1,028	1,030	1,032	1,035	1,037	+	240
130	+	1,017	1,019	1,020	1,022	1,024	1,025	1,027	1,029	+	230
140	+	1,012	1,013	1,014	1,015	1,016	1,018	1,019	1,020	+	220
150	+	1,007	1,008	1,009	1,009	1,010	1,011	1,011	1,012	+	210
160	+	1,003	1,004	1,004	1,004	1,005	1,005	1,005	1,006	+	200
170	+	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	+	190
180	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	180

Таблица Е.3 – Значения величин  $\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$  при разных  $\alpha$  и  $\lambda_{III}$ .

$\alpha$ , град.	Знак	Значения функции $\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ при $\lambda_{III}$								Знак	$\alpha$ , град.
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	+	360
10	+	0,978	0,977	0,977	0,977	0,976	0,976	0,975	0,975	+	350
20	+	0,912	0,910	0,909	0,908	0,907	0,906	0,905	0,903	+	340
30	+	0,806	0,803	0,801	0,798	0,795	0,793	0,790	0,788	+	330
40	+	0,666	0,662	0,657	0,653	0,649	0,645	0,640	0,636	+	320
50	+	0,500	0,494	0,488	0,482	0,476	0,469	0,463	0,457	+	310
60	+	0,317	0,309	0,301	0,293	0,285	0,277	0,269	0,261	+	300
70	+	0,126	0,117	0,107	0,098	0,088	0,078	0,069	0,059	+	290
80	-	0,064	0,075	0,085	0,095	0,106	0,117	0,127	0,138	-	280
90	-	0,245	0,256	0,267	0,278	0,289	0,300	0,311	0,322	-	270
100	-	0,411	0,422	0,432	0,443	0,453	0,494	0,475	0,485	-	260
110	-	0,558	0,568	0,577	0,586	0,596	0,606	0,615	0,625	-	250
120	-	0,683	0,691	0,699	0,707	0,715	0,723	0,731	0,739	-	240
130	-	0,785	0,792	0,798	0,804	0,810	0,816	0,822	0,829	-	230
140	-	0,866	0,870	0,870	0,879	0,883	0,887	0,892	0,896	-	220
150	-	0,926	0,929	0,931	0,934	0,937	0,939	0,942	0,944	-	210
160	-	0,968	0,969	0,970	0,971	0,973	0,974	0,975	0,976	-	200
170	-	0,992	0,992	0,993	0,993	0,993	0,994	0,994	0,994	-	190
180	-	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-	180

Таблица Е.4 – Значения величин  $\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$  при разных  $\alpha$  и  $\lambda_{III}$ .

$\alpha$ , град.	Знак	Значения функции $\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ при $\lambda_{III}$								Знак	$\alpha$ , град.
		0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31		
0	+	0	0	0	0	0	0	0	0	-	360
10	+	0,215	0,216	0,218	0,220	0,221	0,223	0,225	0,227	-	350
20	+	0,419	0,423	0,426	0,429	0,432	0,436	0,439	0,442	-	340
30	+	0,605	0,609	0,613	0,618	0,622	0,627	0,631	0,636	-	330
40	+	0,762	0,767	0,772	0,777	0,782	0,788	0,793	0,798	-	320
50	+	0,886	0,891	0,896	0,901	0,906	0,912	0,917	0,922	-	310
60	+	0,972	0,976	0,981	0,985	0,990	0,995	0,900	1,004	-	300
70	+	1,018	1,022	1,025	1,029	1,032	1,035	1,039	1,043	-	290
80	+	1,027	1,029	1,030	1,032	1,034	1,036	1,038	1,040	-	280
90	+	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	-	270
100	+	0,943	0,941	0,939	0,937	0,936	0,934	0,932	0,930	-	260
110	+	0,861	0,858	0,854	0,851	0,847	0,844	0,840	0,837	-	250
120	+	0,760	0,756	0,751	0,747	0,742	0,737	0,733	0,728	-	240
130	+	0,646	0,641	0,636	0,631	0,626	0,620	0,615	0,610	-	230
140	+	0,524	0,519	0,513	0,508	0,503	0,498	0,493	0,488	-	220
150	+	0,395	0,391	0,387	0,382	0,378	0,373	0,369	0,360	-	210
160	+	0,265	0,261	0,258	0,255	0,252	0,248	0,245	0,242	-	200
170	+	0,133	0,131	0,129	0,127	0,126	0,124	0,122	0,121	-	190
180	+	0	0	0	0	0	0	0	0	-	180

Примечание: для промежуточных величин  $\lambda_{III}$  значения тригонометрических величин определяются интерполированием.

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж (обязательное).

Таблица Ж.1 – Эксплуатационные характеристики моторных масел.

API 1509	ГОСТ 17479.1-85		Рекомендуемая область применения
CA	A	-	Нефорсированные бензиновые двигатели и дизели
SB	Б	Б1	Малофорсированные бензиновые двигатели, работающие в условиях, которые способствуют образованию высокотемпературных отложений и коррозии подшипников
CB		Б2	Малофорсированные дизели
SD	В	В1	Среднефорсированные бензиновые двигатели, работающие в условиях, которые способствуют окислению масла и образованию отложений всех видов
CV		В2	Среднефорсированные дизели, предъявляющие повышенные требования к антикоррозионным, противоизносным свойствам масел и способности предотвращать образование высокотемпературных отложений
SG	Г	Г1	Высокофорсированные бензиновые двигатели, работающие в тяжелых эксплуатационных условиях, способствующих окислению масла, образованию отложений всех видов и коррозии
CC		Г2	Высокофорсированные дизели без наддува или с умеренным наддувом, работающие в эксплуатационных условиях, способствующих образованию высокотемпературных отложений
SH, SJ	Д	Д1	Высокофорсированные бензиновые двигатели, работающие в эксплуатационных условиях, более тяжелых, чем для масел группы Г1
CD		Д2	Высокофорсированные дизели с наддувом, работающие в тяжелых эксплуатационных условиях или когда применяемое топливо требует использования масел с высокой нейтрализующей способностью, антикоррозионными и противоизносными свойствами, малой склонностью к образованию всех видов отложений
SL, SM	Е	Е1	Высокофорсированные бензиновые двигатели и дизели, работающие в эксплуатационных условиях, более тяжелых, чем для масел групп Д1 и Д2
CF-4, CE		Е2	Отличаются повышенной диспергирующей способностью, лучшими противоизносными свойствами
CG-4	отсутствует		Для четырехтактных двигателей, работающих в тяжелых условиях, может использоваться вместо масел CD, CE и CF-4
CH-4	отсутствует		Для высокоскоростных 4-х тактных двигателей, разработанных в соответствии со стандартом 1998 на выхлопные газы. Масла CH-4 специально созданы для использования с топливом с содержанием серы до 0,5%. Может использоваться вместо CD, CE, CF-4, CG-4

Таблица Ж.2 – Классы и пределы вязкости моторных масел.

Классы вязкости по ГОСТ 17479.1-85	Вязкость при -18°С, сСт, не более	Пределы вязкости при 100 °С, сСт		Соответствующий класс по SAE J 300
		не менее	не более	
—	—	3,8	—	0W
3з	1250	3,8	—	5W
4з	2600	4,1	—	10 W
5з	6000	5,6	—	15 W
6з	10400	5,6	—	20 W
6	10400	5,6	7,0	20
8	10400	7,0	9,5	20
10	10400	9,5	11,5	30
12	10400	11,5	13,0	30
14	10400	13,0	15,0	40
16	10400	15,0	18,0	40
20	10400	18,0	23,0	50
3з/8	1250	7,0	9,5	5W/20
4з/6	2600	5,6	7,0	10W/20
4з/8	2600	7,0	9,5	10W/20
4з/10	2600	9,5	11,5	10W/30
5з/10	6000	9,5	11,5	10W/30
5з/12	6000	11,5	13,0	10W/30
5з/14	6000	13,0	15,0	15W/40
6з/10	10400	9,5	11,5	20W/30
6з/14	10400	13,0	15,0	20W/30
6з/16	10400	15,0	18,0	20W/30



ПРИЛОЖЕНИЕ 3 (обязательное).

Таблица 3.1 - Основные параметры электрических стартеров.

Модель стартера	Частота вращения		Макс. тормозной момент при $n=0$ , Нм	Мощность при $n_{НОМ}$ , кВт	Число зубьев шестерни привода
	холостого хода, мин <sup>-1</sup>	номинальная, мин <sup>-1</sup>			
СТ-2	3500	1200	30	1,9	9
СТ-103	5000	1400	60	7,3	11
СТ-130	3400	1200	30	1,8	9
СТ-142	3400	1400	50	7,3	10
СТ-230	4000	1250	22,5	1,8	9
СТ-221	5000	1400	14	1,4	11
СТ-222	5000	1300	17	2,0	11
СТ-212А	5000	1300	26	3,3	10
СТ-100	4500	1400	35	5,1	10

ПРИЛОЖЕНИЕ И (обязательное).

Таблица И.1 - Данные по шинам тракторов (выписка из ГОСТ 7463-2003 «Шины пневматические для тракторов и с/х машин. Технические условия», нормы нагрузок и давлений в шинах при скорости 30 км/ч)

Размерность шины	Нагрузка на шину, кН при внутреннем давлении, кПа										
	80	90	100	110	120	130	140	150	160	180	200
Шины ведущих колес											
9,5-32	6	6,5	6,9	7,3	7,7	8	8,4	8,85	9	9,7	10,3
11,2-20	-	-	7,65	8,1	8,5	8,9	9,3	9,7	10	10,8	11,5
11,2-28	6,95	7,5	7,95	8,45	8,9	9,25	9,7	10,1	10,4	11,2	-
13,6R38	11,5	12,3	13,2	13,9	14,8	15,6	16,4	17,2	18	-	-
14,9-30	-	-	13,6	14,6	15,1	15,9	16,7	-	-	-	-
15,5R38	-	-	14,6	15,5	16,3	16,9	17,8	18,5	19	20,6	-
16,9R30	-	-	16,4	17,3	18,2	19	19,9	20,8	21,7	-	-

16,9R38	17	18,1	19,2	20,3	21,4	22,5	23,6	24,7	25,8	-	-
18.4L30	-	-	-	21,2	22,3	23,2	24,2	25,2	26,2	28,2	-
18,4R34	-	-	21,4	22,5	23,5	24,4	25,7	-	-	-	-
21,3R24	-	-	19	20,2	21,4	22,2	23,3	24,3	-	-	-
30,5R32	-	-	-	36,8	38,9	40,3	42,3	44,1	45,8	-	-
Шины направляющих колес											
6,5-16	-	-	-	-	-	-	3,9	4	4,2	4,5	4,8
9-20	-	-	6,2	6,6	7	7,2	7,6	7,9	8,2	8,8	9,4

Таблица И.2 - Шины для тракторов и самоходных шасси (выписка из ГОСТ 7463-2003 «Шины пневматические для тракторов и с/х. машин. Технические условия»)

№	Размерность шины	Разметы шины		Нормы экпл. режимов при скорости 30 км/ч		
		Наружный диаметр $D$ , мм	Ширина профиля без на грузки $b$ , мм	Максимально допустимая нагрузка на шину, кН	Давление в шине, соотв. этой нагрузке, кПа	Стат. радиус шины, соотв. этой нагрузке, $r_{СТ}$ , мм
Шины ведущих колес						
1	9,5-32	1240±12	241	10,65	210	590+6
2	11,2-20	985±9	284	11,75	210	460±5
3	11,2-28	1210±12	284	11,2	180	567+6
4	13.6R38	1540±15	345	18	160	717+7
5	14,9-30	1402+15	378	16,65	140	650±7
6	15.5R38	1570+15	394	20,6	180	730±7
7	16.9R30	1462+15	429	22,45	170	662±7
8	16.9R38	1685+17	429	25,75	160	780+8
9	18,4L30	1520+15	490	28,20	180	693±8
10	18,4R34	1640+16	467	25,65	140	750+8
11	21.3R24	1400+15	540	25	160	640±8
12	30,5R32	1830+18	775	47,15	170	830±8
Шины направляющих колес						
1	6,5-16	760+8	175	6,15	310	362+5
2	9-20	945+9	241	11	260	442+5

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Вахламов В.К. Теория эксплуатационных свойств автомобилей. – М.: Высшая школа, 2008 – 274 с.
2. Гоц, А. Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учеб. пособие / А. Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. г. Владимир: Редакционно-издательский комплекс ВлГУ, 2005. – 124 с.
3. Грехов, Л.В. Топливная аппаратура дизелей с электронным управлением [Текст]: учеб.-практ. пособие / Л.В. Грехов. – М.: – Легион- Автодата, 2003. – 176 с.
4. Грехов, Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей [Текст]: учеб. для вузов / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.
5. Дьяков И.Ф., Р. А. Зейнетдинов Проектирование автотракторных двигателей: Учебное пособие. – Ульяновск: УлГТУ, 2004. – 168 с.
6. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания. - Харьков: ХНДУ, 2009. - 500с.
7. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для вузов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 720 с.: ил.
8. Ковылов Ю. Л. Теория рабочих процессов и моделирование процессов ДВС: учеб. / Ю. Л. Ковылов. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2013. – 416 с.: ил.
9. Комплексный расчет энергетического средства: методические указания для выполнения курсового проекта / сост. А. П. Быченин, Г. А. Ленивец, О. С. Володько [и др.]. – Кинель : РИЦ СГСХА, 2014. – 136 с.
10. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. – М.: Колос, 2004 – 504 с.
11. Лиханов В.А., Деветьяров Р.Р. Расчет автомобильных двигателей: Учебное пособие. – 2-е изд., испр. и доп. – Киров: Вятская ГСХА, 2008. – 176 с.
12. Лиханов В.А., Деветьяров Р.Р. Расчет двигателей внутреннего сгорания: Учебное пособие». - 3-е изд., испр. и доп. – Киров: Вятская ГСХА, 2008. – 69 с.
13. Луканин В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. Кн.1. – М.: Высшая школа, 2005. - 479с.

14. Луканин В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. Кн.2. – М.: Высшая школа, 2005.- 400с.
15. Луканин В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. Кн.3. – М.: Высшая школа, 2005.- 414с.
16. Лукачѐв, С.В. Основы рабочего процесса и характеристики двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособие / С.В. Лукачѐв. – 2-е изд. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 76 с.
17. Манташов А.Т. Теплотехника. Часть I. Термодинамика и теплопередача: учебное пособие. – Пермь: Изд-во ПГСХА, 2009 – 184 с.
18. Мелисаров, В.М. Тепловой расчѐт и тепловой баланс дизельного двигателя без наддува и с турбонаддувом. Расчѐт основных деталей двигателя: учебное пособие / В.М. Мелисаров, М.А. Каменская, П.П. Беспалько, А.М. Каменский. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2011. – 100 с.
19. Мелисаров, В.М. Тепловой расчѐт и тепловой баланс карбюраторного двигателя и двигателя с впрыском топлива: учебное пособие / В.М. Мелисаров, П.П. Беспалько, М.А. Каменская. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 128 с.
20. Моторные масла. Р. Балтенас, Л.С. Сафонов, А.И. Ушаков, В. Шергалис, - Москва- СПб.: Альфа-Лаб. 2000. - 272 с.
21. Остриков В.В. Топливо, смазочные материалы и технические жидкости: учебное пособие / В.В. Остриков, С.А. Нагорнов, О.А. Клейменов, В.Д. Прохоренков, И.М. Курочкин, А.О. Хренников, Д.В. Доровских. – Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2008. – 304 с.
22. Савочкин В.А. Тяговый расчет трактора. – М.: МГТУ «МАМИ», 2001.
23. Селиванов Н.И. Тракторы и автомобили: Курсовое и дипломное проектирование. – Красноярск, 2005. – 157 с.
24. Селиванов, Н.И. Эксплуатационные свойства автомобиля: учеб. пособие / Н.И. Селиванов; Краснояр. Гос. Аграр. ун-т. – Красноярск, 2010. – 222 с.
25. Старостин С.Н. Нормы учета ГСМ: нормы расхода топлив и смазочных материалов, нормы естественной убыли нефтепродуктов. – 2-е изд., перераб. и доп. М.: МЦФЭР, 2007. – 208 с. (Приложение к журналу «Налоговые споры», 1 – 2007).
26. Топливо и смазочные материалы: Учеб. пособие. Тамбов:

Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2003. 80 с.

27. Тяговый и топливно-экономический расчёт автомобиля: методические указания / сост.: В.М. Мелисаров, А.В. Брусенков, П.П. Беспалько, – Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 28 с.

28. Тяговый и топливно-экономический расчёт автомобиля: методические указания / сост.: В.М. Мелисаров, А.В. Брусенков, П.П. Беспалько, – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 28 с.

29. Шароглазов Б. А., Фарафонов М. Ф., Клементьев В. В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов: Учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания». - Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2004. - 344 с.