

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ**

На правах рукописи

**УДК 621.43**

**Васлиев Ахрор Анварович**

**«Расчетно-аналитический комплекс  
при изучении ДВС»**

Специальность: 5А521206 – Испытание и эксплуатация ДВС

**ДИССЕРТАЦИЯ**

**на соискание академической степени магистра**

Работа рассмотрена и допускается к защите  
Зав. кафедрой «АТД и Э», д.т.н.  
доц. Базаров Б.И.

Научный руководитель,  
к.т.н., доцент  
Сенчило А.Г.

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2009 г.

Руководитель отдела  
магистратуры, доцент

Зиядуллаев К.Ш.

Ташкент – 2009

Ташкентский автомобильно-дорожный институт  
Факультет «Автомобильный транспорт»  
Кафедра «Автотракторные двигатели»

**«УТВЕРЖДАЮ»**  
Ректор ТАДИ, проф.  
Мухитдинов А.А.

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 200 г.

### **ИНДИВИДУАЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ**

на диссертационную работу  
на соискание академической степени магистр

Магистрант: Васлиев Ахрор Анварович

Код и название специальности: 5А521206 – Испытание и эксплуатация ДВС

Тема: «Расчетно-аналитический комплекс при изучении ДВС»

#### **Введение.**

#### **1. Обзор и анализ технической литературы.**

- 1.1. Назначение и классификация ДВС.
- 1.2. Особенности конструкций современных дизелей.
- 1.3. Особенности конструкций современных ДВС с искровым зажиганием.
- 1.4. Анализ существующих расчетно-аналитических методов при изучении и конструировании ДВС.
- 1.5. Выводы по главе. Цели и задачи исследования.

#### **2. Разработка расчетно-аналитического комплекса при изучении ДВС с применением компьютерных технологий.**

- 2.1. Тепловой расчет дизелей.
- 2.2. Тепловой расчет двигателей с искровым зажиганием.
- 2.3. Расчетно-аналитическое построение скоростных, нагрузочных и регулировочных характеристик ДВС.
- 2.4. Расчетно-аналитическое исследование динамики ДВС.
- 2.5. Прочностные расчеты основных деталей ДВС.
- 2.6. Выводы по главе.

#### **3. Экспериментальное исследование характеристик ДВС.**

Методика исследования, стенды, измерительная аппаратура, результаты. Выводы по главе.

#### **Заключение.**

#### **Список использованной литературы.**

#### **Приложение.**

Магистрант  
Научный руководитель,  
доцент  
Зав. Кафедрой «АТД»  
д.т.н., доцент

Васлиев А.А.

Сенчило А.Г.

Базаров Б.И.

## Разрешение

Я, Васлиев Ахрор Анварович, разрешаю использование своей магистерской диссертации на тему: «Расчетно-аналитический комплекс при изучении ДВС» в научных и учебных целях библиотекой Ташкентского автомобильно-дорожного института и коллективом кафедры «АТД и Э», а также разрешаю копировать из нее интересующую информацию.

В случае использования диссертации в коммерческих целях прошу уведомить меня по следующему адресу:

Ташкент, Якасарайский район, ул. Андижан, д 13. Тел. 254 – 58 – 72.

25 июня 2009 г.

Васлиев А.А.

## А н н о т а ц и я

Диссертационная работа посвящена разработке расчетно-аналитического комплекса при изучении ДВС адаптированного для использования стандартных электронных таблиц (программы Excel) современных ПК. Предназначена для конструкторов, научных работников, слушателей Высшей школы.

Работа состоит из Предисловия, введения, разделов 1, 2, 3, заключения, списка литературы, приложения, написана на 127 страницах (включая список литературы и приложение), содержит 16 рисунков, 23 таблицы.

В предисловии и введении рассмотрены труды И.А. Каримова, являющиеся основополагающими руководящими документами, определяющими основные направления исследований, их актуальность.

В разделе 1 дан обзор и анализ технической литературы. Освещены общие вопросы назначения и классификации ДВС. Рассмотрены особенности конструкций и тенденции развития современных ДВС с искровым зажиганием и автотракторных дизелей. Выполнен анализ ряда существующих методик расчета и расчетно-аналитических методов при изучении и конструировании ДВС. Сделаны выводы, сформулированы цели и задачи исследования.

Раздел 2 посвящен разработке расчетно-аналитического комплекса при изучении ДВС с применением компьютерных технологий (электронных таблиц).

Предложены математические модели, разработанные на базе программы «Excel», позволяющие выполнять следующие расчеты: тепловые расчеты и расчет теплового баланса карбюраторного и дизельного двигателей, расчет и построение их индикаторных диаграмм, а также внешних скоростных характеристик с учетом влияния различных атмосферных условий. Сделаны выводы.

В разделе 3 – экспериментальное исследование характеристик ДВС, описаны методика исследования, испытательные стенды, измерительная аппаратура, особенности обработки полученных результатов. Выполнено экспериментальное снятие и построение внешней скоростной и нагрузочной характеристик дизеля (ЯМЗ – 236).

В заключении, сделаны выводы и обобщения, предложены практические рекомендации.

Работа выполнялась в Ташкентском автомобильно-дорожном институте, на кафедре «Автотракторные двигатели и экология».

## Р Е З Ю М Е

диссертационная работа Васлиева Ахрора Анваровича на тему:  
«Расчетно-аналитический комплекс при изучении ДВС», представлена  
на соискание академической степени магистра  
по специальности 5А521206 – Испытание и эксплуатация ДВС

**Ключевые слова:** Двигатели внутреннего сгорания, карбюраторный, дизельный, математическая модель, тепловой расчет параметров, тепловой баланс, индикаторная диаграмма, скоростная и нагрузочная характеристики, теоретическое и экспериментальное исследование.

**Объект исследования:** Двигатели внутреннего сгорания - карбюраторный и дизельный.

**Цель работы:** Разработка обобщенного, доступного для широкого круга инженерных и научных работников, конструкторов, студентов ВУЗов и др. исследователей расчетно-аналитического комплекса для расчета и исследования карбюраторных и дизельных ДВС на предварительной стадии их конструирования, при изучении курса «Теория двигателей внутреннего сгорания», а также для выполнения сравнительной оценки параметров уже существующих моделей.

**Метод исследования:** Расчетно-аналитический, экспериментальный.

**Полученные результаты и их новизна:** Разработан и предложен обобщенный расчетно-аналитический метод исследования двигателей внутреннего сгорания на стадии их проектирования. На базе стандартного математического обеспечения современных ПК (электронных таблиц), разработаны математические модели, позволяющие выполнять следующие расчеты карбюраторных и дизельных ДВС :

- тепловой расчет;
- расчет теплового баланса;
- расчет и построение индикаторных диаграмм;
- расчет и построение внешних скоростных характеристик.

Расчеты могут выполняются на всех стадиях проектирования, а также позволяют оценивать технико-экономическую эффективность готовых образцов.

Положительной особенностью моделей является использование в них (в виде стандартных примечаний) большого количества справочного материала и технических рекомендаций по данной тематике, что существенно облегчает труд Пользователя, освобождает его от поисковой технической работы, способствует творческому подходу при решении тех или иных задач.

Предложенные математические модели позволяют выполнять расчеты, как в полном, охватывающем все стадии расчета, так и в «блочном» режимах. Во всех случаях, при введении исходных данных и анализе полученных результатов допускается «гибкое», произвольное их изменение, в зависимости от решения поставленных перед оператором-конструктором задач.

**Практическая значимость:** Предложенный расчетно-аналитический комплекс при изучении ДВС позволяет выполнять исследования карбюраторных и дизельных двигателей на стадии их проектирования, программно адаптирован к современным ПК и готов к применению его Пользователем без каких либо доработок и дополнительных затрат. Он предназначен для широкого круга научных, инженерных работников, конструкторов и исследователей, а также применим в качестве учебно-практического пособия при курсовом и дипломном проектировании для студентов Высшей школы, обучающихся специальности «Испытание и эксплуатация ДВС», раздел – «Теория двигателей внутреннего сгорания».

Метод экспериментального исследования характеристик ДВС в стендовых условиях позволяет объективно оценивать их показатели в соответствии с требованиями существующей нормативно-технической документации, Государственными стандартами. Он может быть рекомендован как для предприятий и организаций испытывающих данный вид двигателей, так и для применения в учебном процессе в Высших учебных заведениях соответствующего профиля при проведении лабораторных работ по курсу «Двигатели внутреннего сгорания» раздел «Характеристики ДВС».

**Степень внедрения и экономическая эффективность:** Результаты представленной работы внедрены на кафедре «Автомобильные двигатели и экология» Ташкентского автомобильно-дорожного института. Они используются в качестве учебно-практических пособий при выполнении дипломных и курсовых проектов, а также при проведении лабораторных работ по курсу «Двигатели внутреннего сгорания».

**Область применения:** Научно-производственные объединения, научно-исследовательские институты, конструкторские бюро, организации и предприятия, проводящие разработку и испытания двигателей внутреннего сгорания, учебные заведения Высшей школы, широкий круг пользователей.

## Содержание

|  |            |
|--|------------|
| ПРЕДИСЛОВИЕ . . . . .  | 9          |
| <b>Введение . . . . .</b>  | <b>13</b>  |
| <b>1. Обзор и анализ литературы. . . . .</b>   | <b>15</b>  |
| 1.1. Назначение и классификация ДВС . . . . .  | 15         |
| 1.2. Особенности конструкций и тенденции развития современных<br>ДВС с искровым зажиганием. . . . .  | 16         |
| 1.3. Особенности конструкций и тенденции развития современных<br>автотракторных дизелей . . . . .  | 20         |
| 1.4. Анализ существующих расчетно-аналитических методов при<br>изучении и конструировании ДВС . . . . .  | 22         |
| 1.5. Выводы по главе. Цели и задачи исследования . . . . .   | 22         |
| <b>2. Разработка расчетно-аналитического комплекса при изучении<br/>ДВС с применением компьютерных технологий<br/>(электронных таблиц) . . . . .</b> | <b>27</b>  |
| <b>2.1. Тепловой расчет и тепловой баланс ДВС . . . . .</b>  | <b>27</b>  |
| 2.1.1. Общие положения . . . . .   | 27         |
| 2.1.2. Тепловой расчет карбюраторного двигателя . . . . .  | 29         |
| 2.1.3. Тепловой баланс карбюраторного двигателя . . . . .  | 43         |
| 2.1.4. Расчет и построение индикаторной диаграммы карбюраторного<br>двигателя . . . . .  | 47         |
| 2.1.5. Тепловой расчет дизеля . . . . .  | 52         |
| 2.1.6. Тепловой баланс дизеля. . . . .   | 63         |
| 2.1.7. Расчет и построение индикаторной диаграммы дизеля . . . . .   | 66         |
| <b>2.2. Расчет и построение скоростных характеристик<br/>двигателей . . . . .</b>  | <b>72</b>  |
| 2.2.1. Общие положения. . . . .  | 72         |
| 2.2.2. Расчет и построение внешней скоростной характеристики<br>карбюраторного двигателя. . . . .  | 76         |
| 2.2.3. Расчет и построение внешней скоростной характеристики<br>дизеля . . . . .   | 90         |
| 2.3. Выводы по главе . . . . .   | 100        |
| <b>3. Экспериментальное исследование характеристик ДВС . . . . .</b>   | <b>102</b> |
| 3.1. Методика исследования, стенды, измерительная аппаратура . . . . .   | 102        |

|   |     |
|---|-----|
| 3.2. Обработка результатов испытаний. . . . .   | 108 |
| 3.3. Снятие и построение внешней скоростной и нагрузочной<br>характеристик дизеля . . . . . | 113 |
| 3.4. Выводы по главе . . . . .  | 117 |
| <b>Заключение.</b> . . . . .  | 118 |
| <b>Список литературы.</b> . . . . .   | 121 |
| <b>Приложение</b> . . . . .   | 123 |

## ПРЕДИСЛОВИЕ

«Когда мы говорим о сути и значении Конституции нашей страны, то в первую очередь следует отметить одну истину: все наши успехи и достижения за прошедший период в сфере законодательства и реализации политики в деле строительства правового государства, демократического общества, защиты интересов, прав и свобод человека, как наивысших и приоритетных ценностей, неразрывно связаны с требованиями и нормами, закрепленными в Основном Законе» [1, 3]. И.А. Каримов.

Всемирный финансово-экономический кризис, разразившийся в 2008 году, и приобретающий сегодня все большие масштабы обуславливает актуальность и непреходящую практическую ценность труда Президента Республики Узбекистан И.А. Каримова **«Мировой финансово-экономический кризис, пути и меры по его преодолению в условиях Узбекистана»** [ 2].

Ниже приводятся некоторые важнейшие тезисы, содержащиеся в этой работе.

«Самая актуальная проблема сегодняшнего дня – это разразившийся в 2008 году мировой финансовый кризис, его воздействие и негативные последствия, поиск путей выхода из ситуации.

Получив начало с провалов и несостоятельности ипотечного кредитования в США, кризис нашел свое масштабное отражение в кризисе ликвидности важнейших банков и финансовых структур, катастрофическом падении индексов и рыночной стоимости крупнейших компаний на ведущих фондовых рынках мира. Все это, в свою очередь, явилось причиной серьезного спада производства, резкого снижения темпов роста экономики во многих странах, со всеми вытекающими отсюда негативными последствиями.

Состоявшийся в ноябре в Вашингтоне Саммит 20 крупнейших государств, объединяющих около 85 процентов мирового совокупного продукта, подтвердил все возрастающие масштабы глобального финансового кризиса.

Принятая в Узбекистане собственная модель реформирования и модернизации, ставя перед собой целью достижение национальных интересов в долгосрочной перспективе, изначально подразумевала отказ от настойчиво навязываемых нам методов шоковой терапии, навязанных обманчивых представлений о саморегулировании рыночной экономики.

**Мы выбрали эволюционный подход в процессе перехода от административно-командной к рыночной системе управления, путь постепенных и поэтапных реформ, действуя по известному принципу: «не построив нового дома, не разрушай старый».**

И что было особенно важным – для того, **чтобы не подвергаться влиянию стихии и хаоса, мы четко определили, что в переходный период именно государство должно взять на себя ответственность главного реформатора.**

В Узбекистане созданы достаточный запас прочности и необходимая ресурсная база для того, чтобы обеспечить устойчивую и бесперебойную работу нашей финансово-экономической, бюджетной, банковско-кредитной системы, а также предприятий и отраслей реальной экономики.

Узбекистан зарекомендовал себя как надежный и платежеспособный партнер, где созданы практически беспрецедентные условия для привлечения иностранного капитала.

О многом говорит сам по себе факт, что за последние два года объем освоенных иностранных инвестиций увеличился более чем в 2,5 раза.

В целом общий объем капитальных вложений в 2009 году с учетом иностранных и внутренних инвестиций в экономику страны составит не менее 25 процентов от валового внутреннего продукта страны.

Разумеется, все эти факты ни в коей мере не говорят о том, что **принимающий все большие размеры мировой финансовый кризис не окажет воздействия на нашу страну и пройдет мимо нас. Это было бы самым наивным, и я бы сказал, непростительным заблуждением.**

Каждый из нас должен отдавать себе отчет в том, что Узбекистан сегодня – это составная часть мирового пространства и глобального финансово-экономического рынка.

Для нейтрализации воздействия мирового финансового кризиса и преодоления его последствий у нас в стране есть все необходимые условия. За истекший период сформирован достаточно прочный фундамент экономического и финансового потенциала страны, созданы надежные механизмы управления финансово-банковской инфраструктурой.

**Поддержка банковской системы, модернизация, техническое обновление и диверсификация производства, широкое внедрение инновационных технологий – надежный путь преодоления кризиса и выхода Узбекистана на новые рубежи на мировом рынке.**

У нас есть сегодня все основания заявить о том, что принятая нами модель перехода к социально ориентированной свободной рыночной экономике, базирующейся на известных пяти принципах, с каждым годом нашего продвижения вперед оправдывает свою правильность и состоятельность.

В первую очередь такие принципы, как деидеологизация, прагматичность экономической политики, выраженной как приоритет экономики над политикой, возложение роли главного реформатора на государство, обеспечение верховенства закона, проведение силь-

ной социальной политики, поэтапность и постепенность в реализации реформ – все это, особенно в экстремальных условиях разразившегося мирового финансового и экономического кризиса, доказывают свою актуальность и жизненность.

В настоящее время Антикризисная программа мер по предотвращению и нейтрализации последствий мирового экономического кризиса после апробирования и своего утверждения доведена до конкретных исполнителей, как в отраслевом, так и в территориальном плане.

Говоря коротко, Антикризисная программа находится в действии, и итоги января месяца 2009 года свидетельствуют о скромных, но достаточно убедительных результатах ее реализации.

Коротко хотел бы остановиться на конкретных разделах – комплексах мероприятий, направленных на решение следующих ключевых задач.

**В первую очередь**, это дальнейшее ускоренное проведение модернизации, технического и технологического перевооружения предприятий, широкое внедрение современных гибких технологий. Это прежде всего касается базовых отраслей экономики, экспортоориентированных и локализуемых производств.

**Во-вторых**, реализация конкретных мер по поддержке предприятий экспортеров в обеспечении их конкурентоспособности на внешних рынках в условиях резкого ухудшения текущей конъюнктуры, создание дополнительных стимулов для экспорта.

**В-третьих**, повышение конкурентоспособности предприятий за счет введения жесткого режима экономии, стимулирования снижения производственных затрат и себестоимости продукции.

**В-четвертых**, реализация мер по модернизации электроэнергетики, сокращению энергоемкости и внедрению эффективной системы энергосбережения. Дальнейшее повышение конкурентоспособности нашей экономики, рост благосостояния населения во многом зависят от того, насколько бережно, экономно мы научимся использовать имеющиеся ресурсы и в первую очередь электро- и энергоресурсы.

**В-пятых**, в условиях падающего спроса на мировом рынке ключевую роль в сохранении высоких темпов экономического роста играет поддержка отечественных производителей путем стимулирования спроса на внутреннем рынке.

Большое место в реализации этой задачи играет расширение программы локализации производства, объемы которой предусмотрено увеличить в 3 – 4 раза.

В принятых программах по стимулированию расширения производства продовольственных и непродовольственных товаров предусмотрена широкая система стимулов для отечественных предприятий- производителей.

Оценивая содержание и основные задачи, подлежащие решению в Антикризисной программе, хотел бы заострить внимание на очень важном, на мой взгляд, принципиальном вопросе.

Речь идет о том, что, сосредоточивая все внимание, силы и ресурсы на борьбе с последствиями мирового экономического кризиса, мы ни в коей мере не должны забывать о перспективе.

Говоря другими словами, мы должны думать о посткризисном периоде нашего развития, выработке глубоко продуманной долгосрочной Программы целевых проектов по модернизации и техническому обновлению базовых отраслей нашей экономики, внедрению современных инновационных технологий, призванных дать мощный толчок по выходу Узбекистана на новые рубежи, обеспечивающие конкурентоспособность нашей страны на мировом рынке.

Убежден, что реализация выработанных нами антикризисных мер позволит не только достойно противостоять вызовам и угрозам мирового финансово-экономического кризиса, предотвратить его негативное влияние на нашу экономику, но выйти после его завершения еще с более сильной, устойчивой, сбалансированной экономикой, занять свою прочную нишу на мировых рынках, обеспечить на этой основе динамичный экономический рост, последовательное решение задач по дальнейшему повышению уровня жизни и благосостояния нашего населения».

## **Введение**

«Сегодня, рассуждая о стратегии строительства мирной и благополучной жизни, ее законодательных основах, мы должны выделить два ее главных принципа.

**Первый** – критический анализ всесторонне оправдавшего себя опыта развитых демократических государств и внедрение его в процесс построения нового общества в нашей стране.

**Второй** – учитывать древнюю традицию и богатую историю нашего народа, его духовные ценности, традиции и обычаи, которые наши предки сохраняли и оберегали в течении многих столетий...» [3].

**И.А. Каримов. Доклад на торжественном заседании, посвященном 14-летию Конституции Республики Узбекистан 7 декабря 2006 г.**

«Весь мир един и взаимосвязан. Наш общий долг оставить планету нашим детям и внукам благоустроенной и пригодной для достойной и счастливой жизни. Неразрывны экология среды обитания, природы и экология духовности.

Республика располагает мощной развитой энергетической базой. Разведанные запасы газа составляют около 5 триллионов кубометров, угля – свыше 2 млрд. тонн, 140 месторождений нефти – свыше 5 млрд. тонн. Узбекистан входит в десятку стран – крупнейших экспортеров газа» [4].

**И.А. Каримов. Узбекистан 5 лет независимости. 1996 г.**

«Основные направления экономического и социального развития Республики Узбекистан на период до 2020 года предусматривают с целью неуклонного повышения материального и культурного уровня жизни народа обеспечить быстрое продвижение вперед на всех ключевых направлениях развития экономики, создать производственный потенциал, намного превышающий уровень времен, когда Узбекистан использовали лишь, как сырьевую базу» [5].

**Каримов И.А. Собрание сочинений. -Ташкент: ФАН, 2001.**

На основании изучения и творческого анализа вышеуказанных трудов И.А. Каримова [2, 3, 4, 5] было определено основное направление и содержание настоящего исследования, сформулированы его цели конкретные задачи.

Прогресс в автомобильной и тракторной промышленности, дальнейшее увеличение грузооборота автотранспорта, значительное расширение парка машин с двигателями внутреннего в сельском хозяйстве и строительстве, предполагает не только количественный их

рост, но и главным образом, высокий качественный уровень современных ДВС [7, 8, 9, 10, 11]. Обеспечение такого уровня достигается в процессе исследования, проектирования и их экспериментальной доводки. Выполнение поставленных задач возможно только при наличии профессионально подготовленных высококлассных специалистов. В свою очередь, формирование таких специалистов возможно только при непрерывном совершенствовании учебного процесса на всех стадиях обучения, от средней до высшей школы [6]. Одним из перспективных путей повышения эффективности обучения является широкое внедрение в высшую школу современных «компьютерных» технологий, разработка теоретической, расчетно-аналитической базы, основанной на широком применении персональных ЭВМ (ПК). Как правило, такие программы, наряду с высоким обучающим воздействием на слушателя, обладают научной и практической значимостью, и вполне пригодны для использования их в исследовательских целях, при проектировании, совершенствовании или экспертной оценки того или иного вида машин (ДВС).

Учитывая все вышеизложенное, в настоящей работе поставлена задача, на основании изучения существующих методик, разработать расчетно-аналитический комплекс, с применением стандартных математических программ (электронных таблиц) современных ПК, специализированный для изучения курса ДВС слушателями высшей школы, использования его при выполнении научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ. Полученные результаты могут быть предметом экспорта, как в ближнее, так и в дальнее зарубежье.

## 1. Обзор и анализ литературы

### 1.1. Назначение и классификация ДВС

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) – это устройство, в котором химическая энергия топлива посредством сгорания переходит в тепловую энергию, а выделившееся тепло преобразуется в механическую работу. ДВС на сегодняшний день является основной энергетической установкой абсолютного большинства автотранспортных средств, строительных машин, других машин и механизмов.

ДВС бывают поршневые, роторно-поршневые (РПД), газотурбинные (ГТД) [7, 9, 10, 11].

Поршневые ДВС классифицируют по следующим признакам:

- по способу осуществления газообмена – двух- и четырехтактные, с наддувом и без наддува;
- по способу воспламенения смеси – с воспламенением от сжатия (дизели), с принудительным зажиганием смеси от постороннего источника энергии (искровые, форкамерно-факельные);
- по способу смесеобразования – с внешним\* и внутренним смесеобразованием;
- по способу регулирования мощности при неизменной частоте вращения коленчатого вала – с качественным, количественным\*\* и смешанным регулированием;
- по роду применяемого топлива – работающие на легком, тяжелом, газообразном, смешанном топливе и многотопливные;
- по способу охлаждения – с жидкостным и воздушным охлаждением;
- по расположению цилиндров – однорядные с вертикальным, горизонтальным и наклонным расположением; двухрядные ( в том числе с V-образным и оппозитным расположением), звездообразные;
- по назначению – стационарные, наземно-транспортные, судовые авиационные.

\* (\*\*\*) Отметим определенную условность терминов «внешнее смесеобразование» и «количественное регулирование». Практически во всех двигателях смесеобразование в той или иной мере продолжается внутри цилиндра, а наряду с количеством смеси изменяется обычно и ее состав, т.е. качество.

Перед моторостроительной промышленностью в настоящее время стоят большие и важные задачи. Наряду с увеличением агрегатных и удельных мощностей, улучшением экономичности, пусковых качеств намечены дальнейшее повышение надежности и износостойкости, снижение шумоизлучения и токсичности отработавших газов. Последнее особенно важно для двигателей машин, работающих в больших городах, крупных населенных пунк-

тах, строительных площадках и карьерах с ограниченной естественной вентиляцией окружающей среды.

Вместе с коллективами автомобильных, тракторных и моторных заводов в усовершенствование автотракторных двигателей весомый вклад внесли научно-исследовательские и проектные институты, коллективы ряда ведущих кафедр высших учебных заведений.

## **1.2. Особенности конструкций и тенденции развития**

### **ДВС с искровым зажиганием**

На сегодняшний день в абсолютном большинстве ДВС с искровым зажиганием в качестве моторного топлива используется бензин.

Основным типом современных автомобильных бензиновых двигателей с рабочим объемом до 2 л остается четырехтактный, 4-цилиндровый двигатель с инжекторной или карбюраторной системами питания и жидкостным охлаждением. Двигатели автомобилей особо малого класса с рабочим объемом до 1 л в отдельных случаях выполняются в 2- или 3-цилиндровых вариантах (Ока, Tico, Matiz). Они отличаются низким расходом топлива при удовлетворительной уравниваемости. Ведущими мировыми лидерами таких двигателей являются «Suzuki», «Ford», «Volkswagen» и др. [17, 18, 19].

В классе 2 ... 2,5 л в Европе в основном выпускаются 4-, 5- и 6-цилиндровые рядные двигатели.

Количество цилиндров, отношение  $S/D$ , расположение агрегатов систем питания и зажигания определяются в основном компоновкой автомобиля. В частности, специфические требования к общей длине, расположению систем впуска и выпуска переднее приводных автомобилей предъявляются при поперечном расположении двигателя. Это приводит к необходимости делать блок со слитыми цилиндрами, увеличивать отношение  $S/D$ , применять турбонаддув.

В США, в связи с увеличением стоимости бензина, ведущие фирмы ведут работы по оснащению автомобилей 6-цилиндровыми V-образными двигателями взамен 8-цилиндровых.

У большинства современных бензиновых двигателей степень сжатия, в зависимости от сорта бензина составляет  $\epsilon = 8 \dots 10$ . Большая степень сжатия требует более дорогого топлива, но позволяет снизить расход топлива на 5 ... 8 %. Перспективными мероприятиями, позволяющими повысить  $\epsilon$ , являются ужесточение допусков на объем камер сгорания и оптимизация угла опережения зажигания. Так по данным исследовательского центра фирмы «Esso» (Великобритания) разница в величине степени сжатия у автомобилей одной модели составляет 1,5, а между цилиндрами одного двигателя доходит до 1,0. Устранение этого может снизить расход топлива до 1,8 ... 2 %.

Создание компактных камер сгорания с высокой степенью и интенсивной турбулизацией смеси в конце сжатия, переход на переобедненные смеси, применение электронных систем зажигания позволили фактически создать новый процесс, обеспечивающий уровень эксплуатационного расхода топлива легкового автомобиля, близкого к уровню расхода дизельными двигателями.

Продолжается совершенствование систем питания с впрыском бензина.

По данным фирмы «Bosch» и специалистов других фирм, системы электронного впрыска бензина с форсунками во впускных каналах позволяют легко реализовать оптимальные конструктивные схемы и геометрические соотношения впускных трактов двигателей, повысить возможную степень сжатия вследствие более равномерного распределения топлива по цилиндрам и снижения температур заряда и деталей камеры сгорания благодаря переносу процесса испарения к впускному каналу. При этом мощность двигателя увеличивается на 10 ... 15 %. Дальнейшее развитие систем впрыска на оптимизацию комплексных микропроцессорных систем управления двигателем, усовершенствование датчиков измерения расхода воздуха, в отдельных случаях упрощение систем путем впрыска бензина одной форсункой в центральную зону впускного трубопровода.

Созданные микропроцессорные системы (например, ECCS, фирма Nissan Motor) получают сигналы от датчиков частоты вращения и положения коленчатого вала по углу поворота, положения дроссельной заслонки, расхода воздуха, скорости автомобиля, температуры охлаждающей жидкости, состава и температуры ОГ и др., вырабатывают сигналы, управляющие подачей топлива, углом опережения зажигания, степенью рециркуляции отработавших газов для корректирования  $\alpha$ .

Наряду с усовершенствованием топливоподающей аппаратуры большое внимание уделяется повышению качества смесеобразования на всем протяжении впускного тракта и повышению наполнения цилиндров. Снижение аэродинамических сопротивлений впускного тракта достигается, главным образом, за счет совершенствования каналов в головке цилиндра и конструкции клапанных щелей. Для этого разрабатываются двигатели с четырьмя клапанами (Nexia ДОНС, ВАЗ 110) и двумя распределительными валами.

При использовании динамических явлений в системах впуска и выпуска особое внимание в настоящее время обращается на согласование колебаний давления в системах, а также фаз газораспределения. Этим достигается большая эффективность газообмена – взаимосвязанных процессов очистки цилиндров и наполнения их свежим зарядом.

Как известно, традиционное регулирование мощности двигателя с внешним смесеобразованием и количественным регулированием смеси неэффективно из-за существенного увеличения потерь на газообмен и ухудшения процесса сгорания на частичных нагрузках. В

этой связи предпринимаются попытки осуществить другие методы регулирования мощности ДВС. Один из таких методов заключается в ступенчатом изменении рабочего объема путем отключения части цилиндров. При выключении группы цилиндров двигателя при частичных нагрузках остальные цилиндры одновременно переводятся на работу при большем крутящем моменте (нагрузке). Данный метод, в настоящий момент принят многими фирмами мира как один из наиболее перспективных и эффективных методов повышения топливной экономичности бензиновых двигателей. Современный уровень развития средств электронного управления позволяет разработать конструкцию ДВС с автоматическим отключением групп цилиндров в зависимости от потребляемой автомобилем мощности, обеспечив его работу на режимах, близких к оптимальным.

Используются два способа отключения цилиндров двигателя при работе на частичных нагрузках: только отключением топливоподачи или с отключением привода клапанов.

Использование наддува в двигателях с искровым зажиганием. Попытки применения наддува в ДВС относятся к началу XX века. Если прежде наддув применялся в бензиновых двигателях, как правило, для повышения их литровой мощности и соответственно скоростных и динамических качеств автомобилей, то в настоящий период решающее значение, особенно для серийных моделей, приобретает возможность повышения экономичности автомобилей. Улучшение экономичности при наддуве, главным образом, достигается тем, что при одних и тех же мощностных показателях двигатели с наддувом имеют меньшие величины рабочих объемов и количество цилиндров по сравнению с двигателями без наддува. Следствием этого является более рациональная загрузка цилиндров двигателя на частичных нагрузках, уменьшение газодинамических потерь, а также возможность снизить в некоторых случаях массу двигателя и автомобиля в целом, несмотря на установку дополнительных агрегатов наддува. Повышению топливной экономичности двигателей с наддувом способствует и их устойчивая работа на переобедненных смесях. Применение турбонаддува позволяет увеличить эффективный к. п. д. двигателя до 15 % при нагрузке, составляющей 0,25 от полной.

Вместе с тем применение наддува в бензиновых двигателях вызывает целый ряд проблем, в частности, в связи с повышенной опасностью возникновения детонации и калильного зажигания.

Совершенствованием автомобильных двигателей с наддувом активно занимаются такие известные фирмы как «Saab», «Ford», «Renault», «Mitsubishi».

Технические характеристики некоторых моделей современных бензиновых двигателей представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1.

## Основные технические характеристики бензиновых четырехтактных двигателей

| Параметры  | Nexia<br>SOHC  | Nexia<br>DOHC  | BA3<br>2103     | BA3<br>21083    | 3M3<br>2203     | ЗИЛ<br>375      | ЗИЛ<br>114      | ГАЗ<br>52-04   | MeM3<br>968A  |
|--|----------------|----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|----------------|---------------|
| 1  | 2              | 3              | 4               | 5               | 6               | 7               | 8               | 9              | 10            |
| Номинальная мощность, $N_N$ , кВт (л.с.)                             | 55<br>(74,8)   | 66<br>(89,8)   | 56,5<br>(77)    | 53,9<br>(73,4)  | 69,7<br>(95)    | 132<br>(180)    | 220<br>(300)    | 55<br>(75)     | 36,8<br>(50)  |
| Частота вращения при номинальной мощности, $n_N$ , мин <sup>-1</sup> | 5400           | 4800           | 5600            | 5600            | 4500            | 3200            | 4400            | 2600           | 4700          |
| Число и расположение цилиндров                                       | 4 – P          | 4 – P          | 4 – P           | 4 – P           | 4 – P           | 8 – V           | 8 – V           | 6 – P          | 4 – V         |
| Степень сжатия $\epsilon$  | 8,6+0,2        | 9,2+0,2        | 8,5             | 9,9             | 8,2             | 6,5             | 9,5             | 6,7            | 8,4           |
| Отношение S/D  | 1,065          | 1,065          | 1,053           | 0,866           | 1,0             | 0,88            | 0,88            | 1,341          | 0,868         |
| Диаметр цилиндра, D, мм  | 76,5           | 76,5           | 76              | 82              | 92              | 108             | 108             | 82             | 76            |
| Ход поршня, S, мм  | 81,5           | 81,5           | 80              | 71              | 92              | 95              | 95              | 110            | 66            |
| Рабочий объем $d$ в с, $V_L$ , дм <sup>3</sup> /л                    | 1,498          | 1,498          | 1,451           | 1,5             | 2,445           | 6,959           | 6,959           | 3,484          | 1,197         |
| Удельная мощность, $N_L$ , кВт/дм <sup>3</sup>                       | 36,7           | 44,05          | 38,9            | 35,9            | 28,5            | 19,0            | 31,6            | 15,8           | 30,7          |
| Скорость поршня $V_{п. ср.}$ при $n_N$ , м/с                         | -              | -              | 14,93           | -               | 13,8            | 10,13           | 13,93           | 9,53           | 10,34         |
| Максимальный крутящий момент, $M_{e max}$ , Н*м (кгс*м)              | 123<br>(12,5)  | 137<br>(14)    | 105,9<br>(10,8) | 106,9<br>(10,9) | 186,4<br>(19,0) | 466<br>(47,5)   | 559,2<br>(57,0) | 206<br>(21)    | 80,4<br>(8,2) |
| Частота вращения при $M_{e max}$ , $n_M$ , мин <sup>-1</sup>         | 3200 –<br>3400 | 3400 –<br>4600 | 3500            | 3400 –<br>3600  | 2200 –<br>2400  | 1800 –<br>2000  | 2700 –<br>2900  | 1400 –<br>1600 | 3200          |
| Среднее эффективное давление при $N_N$ , $P_e$ , МПа                 | -              | -              | 0,83            | -               | 0,76            | 0,71            | 0,86            | 0,73           | 0,78          |
| Минимальный удельный расход топлива $g_e$ , г/(кВт*ч); г/(л.с.*ч)    | -              | -              | 307<br>(225)    | 290<br>(213)    | 307<br>(225)    | 320<br>(235)    | 293<br>(215)    | 341<br>(250)   | 327<br>(240)  |
| Расположение клапанов  | Верхнее        |                | Верх.           | Верх.           | Верх.           | Верх.           | Верх.           | Нижнее         | Верх.         |
| Охлаждение   | Жидкостное     |                | Жидкостное      |                 |                 |                 |                 |                | Возд.         |
| Порядок работы цилиндров   | 1-3-4-2        |                | 1-3-4-2         | 1-3-4-2         | 1-3-4-2         | 1-5-4-2-6-3-7-8 |                 | 1-5-3-6-4-2    | 1-3-4-2       |

### 1.3. Особенности конструкций и тенденции развития современных автотракторных дизелей

Согласно отечественным и зарубежным прогнозам, поршневой двигатель внутреннего сгорания сохранится в качестве основной энергетической установки самоходных машин до 2020 г. и далее. Предпочтение будет отдаваться наиболее экономичным двигателям — дизелям [17, 18, 19].

Численность парка дизелей в развитых странах уже сегодня превышает 50 млн шт. и продолжает непрерывно увеличиваться. Расширяется производство и эксплуатация дизелей в Узбекистане.

Растет суммарная мощность дизельных энергетических установок, используемых в качестве резервных и аварийных источников электропитания.

На сегодняшний день в мировой практике наметились следующие пути совершенствования двигателей этого типа.

Улучшение топливной экономичности путем:

- применения камер с непосредственным впрыскиванием топлива; увеличения давлений наддува; внедрения элементов адиабатности с переходом на турбо-компаундные и компаундные двигатели; реализации в последних цикла Ренкина с высокой степенью утилизации тепла ; повышения эффективности процессов смесеобразования и горения топлива за счет роста давлений впрыскивания; увеличения механического КПД двигателя и турбокомпрессоров; осуществления оптимального управления процессом топливоподачи в зависимости от режимов работы, условий окружающей среды, физико-химических свойств топлив; изменения состояния двигателя в процессе эксплуатации с использованием гибких, вплоть до адаптивных, систем с электронным регулированием;

- увеличения удельной мощности и снижения удельных массовых показателей двигателей путем увеличения средних эффективных давлений при одновременном росте допускаемых максимальных давлений цикла;

- уменьшения выбросов токсичных продуктов сгорания и дымности за счет совершенствования процессов топливоподачи, смесеобразования и горения топлива оптимального сочетания схем камер сгорания, газодинамической обстановки в них и параметров процесса впрыскивания топлива путем применения систем топливоподачи с электронным регулированием;

- повышения надежности (срока службы) дизелей за счет совершенствования технологии изготовления, применения новых материалов (пластмасс, композитов, керамики, специальных смазок и др.), совершенствования методов расчета на прочность и надежность;

- автоматизации и дистанционного управления работой дизелей, силовых установок и транспортных средств в целом с применением микропроцессорной техники;

- адаптации дизелей к работе на различных альтернативных топливах не нефтяного происхождения, сжиженных и сжатых газах, а также на нефтяных топливах облегченного и утяжеленного фракционного состава.

При совершенствовании дизелей широко используются автоматизированные методы проектирования (САПР) с применением ЭВМ, что позволяет проводить вычислительный эксперимент для нахождения оптимальных технических решений и сокращает срок создания дизелей.

Основные оценочные параметры. Основные параметры тракторных и комбайновых дизелей регламентируются ГОСТ 20000—88, в соответствии с которым удельный расход топлива при номинальной мощности не должен превышать 238 г/(кВт\*ч) для дизелей с рабочим объемом цилиндров до 4 л, 234 г/(кВт\*ч) для дизелей с рабочим объемом цилиндров св. 4 до 10 л и св. 10 л — 231 г/(кВт\*ч). На дальнейшие перспективы для тракторных и комбайновых дизелей приняты более жесткие нормативы: удельный расход топлива в 2010 г. должен составлять не более 210- 220г/(кВт\*ч).

Ресурс тракторных дизелей должен быть не менее 8000— 10 000 ч и не менее 7000 ч для дизелей воздушного охлаждения. Дизели должны быть оборудованы всережимными регуляторами частоты вращения, обеспечивая степень неравномерности 8% для тракторов и 5% для зерноуборочных комбайнов.

Наряду с удельным расходом топлива на отдельных режимах для оценки экономичности дизелей (ГОСТ 18309—90) предусмотрен показатель — оценочный расход топлива, который подсчитывается как среднеарифметическое значение из 10 значений  $g_e$  по регуляторной ветви регуляторной характеристики, определенных через равные интервалы мощности, в диапазоне от режима максимальной мощности до режима, соответствующего 50% номинальной мощности. Под номинальной подразумевается назначаемая предприятием-изготовителем эффективная мощность дизеля при номинальной частоте вращения, полной подаче топлива, стандартных атмосферных условиях и нормальных параметрах топлива. Номинальная мощность определяется без навесных агрегатов, эксплуатационная — с навесными агрегатами.

Максимальная мощность — наибольшее значение эффективной мощности, полученной при максимальной подаче топлива. Номинальная частота вращения — частота вращения коленчатого вала дизеля, при которой назначаются номинальная и эксплуатационная мощности.

Предельное значение минимального удельного расхода топлива по скоростной характеристике регламентируется ГОСТ 23.465—89. Оценку экономичности автомобильных

дизелей производят по тринадцатиступенчатому циклу в соответствии с ОСТ 37.001.234—91. Наиболее объективно дают представление о топливной экономичности дизелей многопараметровые характеристики, по которым можно подсчитать эксплуатационные расходы топлива.

Топливная аппаратура для автомобильных дизелей должна обеспечивать до капитального ремонта пробег автомобиля свыше 500 тыс. км.

Технические характеристики некоторых моделей современных автотракторных дизелей представлены в таблице 1.2.

#### **1.4. Анализ существующих расчетно-аналитических методов при изучении и конструировании ДВС**

Расчет параметров двигателей внутреннего сгорания широко освещен в специальной учебной и технической литературе [7, 8, 9, 10].

При выполнении настоящих исследований были рассмотрены наиболее широко рекомендуемые методики расчета ДВС на стадии их проектирования [7, 8, 9, 10], а также методики предложенные МАДИ (каф. АТД) и другими исследовательскими институтами.

В рассмотренных методиках рассматриваются вопросы расчета двигателя, выбора его основных параметров, прочностные расчеты, то есть освещен широкий комплекс задач, решаемых конструкторами при проектировании автотракторных двигателей.

Основным недостатком описанных методик является то, что они, главным образом, носят общий, описательный характер. Это не позволяет применять их непосредственно в практическом ключе, без соответствующей переработки, дополнения большим количеством справочных материалов, другой технической документации, без глубокого творческого подхода к их анализу и возможности использования для аналитических исследований.

Таким образом, рассмотренные методы являются принципиально важными и необходимыми при конструировании ДВС, но требуют, на их основе, разработки методик расчетов, позволяющих практически вести, как конструкторские инженерные расчеты, так и выполнять аналитические исследования научными работниками соответствующих организаций с целью их дальнейшего совершенствования.

#### **1.5. Выводы по главе. Цели и задачи исследования**

Прогресс в автомобильной и тракторной промышленности, дальнейшее увеличение грузооборота автотранспорта, значительное расширение парка машин с двигателями внутреннего в сельском хозяйстве и строительстве, предполагает не только количественный их рост, но и главным образом, высокий качественный уровень современных ДВС. Обеспечение такого уровня достигается в процессе исследования, проектирования и их экспериментальной доводки. Выполнение поставленных задач возможно только при наличии

Таблица 1.2.

## Основные технические характеристики четырехтактных дизелей

| Параметры  | Д – 20       | Д–37М         | Д – 50        | А – 41         | ЯМЗ<br>236     | ЯМЗ<br>238 Н   | В – 306        | ЯМЗ<br>240     | КамАЗ<br>740   |
|--|--------------|---------------|---------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| 1  | 2            | 3             | 4             | 5              | 6              | 7              | 8              | 9              | 10             |
| Номинальная мощность, $N_N$ , кВт (л.с.)                             | 14,7<br>(20) | 29,4<br>(40)  | 36,8<br>(50)  | 66<br>(90)     | 132,4<br>(180) | 235,4<br>(320) | 220,7<br>(300) | 264,8<br>(360) | 154,4<br>(210) |
| Частота вращения при номинальной мощности, $n_N$ , мин <sup>-1</sup> | 1800         | 1600          | 1600          | 1750           | 2100           | 2100           | 1500           | 2100           | 2600           |
| Число и расположение цилиндров                                       | 1 – Р        | 4 – Р         | 4 – Р         | 4 – Р          | 6 – V          | 8 – V          | 12 – V         | 12 – V         | 8 – V          |
| Степень сжатия $\epsilon$  | 15,0         | 16,0          | 16,0          | 16,5           | 16,5           | 16,5           | 15,0           | 16,5           | 17,0           |
| Отношение S/D  | 1,12         | 1,143         | 1,137         | 1,077          | 1,077          | 1,077          | 1,200          | 1,077          | 1,0            |
| Диаметр цилиндра, D, мм  | 125          | 105           | 110           | 130            | 130            | 130            | 150            | 130            | 120            |
| Ход поршня, S, мм  | 140          | 120           | 125           | 140            | 140            | 140            | 180            | 140            | 120            |
| Рабочий объем $d$ в с, $V_{л}$ , дм <sup>3</sup> /л                  | 1,72         | 4,15          | 4,75          | 7,43           | 11,14          | 14,86          | 38,15          | 22,29          | 10,85          |
| Удельная мощность, $N_{л}$ , кВт/дм <sup>3</sup>                     | 8,55         | 7,09          | 7,74          | 8,88           | 11,89          | 15,84          | 5,78           | 11,88          | 14,2           |
| Скорость поршня $V_{п. ср.}$ при $n_N$ , м/с                         | 8,4          | 6,4           | 6,7           | 8,17           | 9,8            | 9,8            | 9,0            | 9,8            | 10,4           |
| Максимальный крутящий момент, $M_{e max}$ , Н*м (кгс*м)              | 90<br>(9,2)  | 211<br>(21,5) | 245<br>(25,0) | 411,6<br>(42)  | 667<br>(68)    | 1178<br>(120)  | 1618<br>(165)  | 1834<br>(187)  | 636<br>(65)    |
| Частота вращения при $M_{e max}$ , $n_M$ , мин <sup>-1</sup>         | 1400         | 1200          | 1000          | 1100 –<br>1300 | 1300 –<br>1500 | 1300 –<br>1500 | 1100           | 1300 –<br>1500 | 1400 –<br>1650 |
| Среднее эффективное давление при $N_N$ , $P_e$ , МПа                 | 0,57         | 0,532         | 0,581         | 0,597          | 0,679          | 0,905          | 0,463          | 0,679          | 0,658          |
| Минимальный удельный расход топлива $g_e$ , г/(кВт*ч); г/(л.с.*ч)    | 279<br>(205) | 252<br>(185)  | 265<br>(195)  | 252<br>(185)   | 238<br>(175)   | 238<br>(175)   | 231<br>(170)   | 238<br>(175)   | 224<br>(165)   |
| Расположение клапанов  | Верхнее      |               |               |                |                |                |                |                |                |
| Охлаждение   | Жидкостное   |               |               |                |                |                |                |                |                |

профессионально подготовленных высококлассных специалистов. В свою очередь, формирование таких специалистов возможно только при непрерывном совершенствовании учебного процесса на всех стадиях обучения, от средней до высшей школы. Одним из перспективных путей повышения эффективности обучения является широкое внедрение в высшую школу современных «компьютерных» технологий, разработка теоретической, расчетно-аналитической базы, основанной на широком применении персональных ЭВМ (ПК). Как правило, такие программы, наряду с высоким обучающим воздействием на слушателя, обладают научной и практической значимостью, и вполне пригодны для использования их в исследовательских целях, при проектировании, совершенствовании или экспертной оценки того или иного вида машин (ДВС).

Учитывая все вышеизложенное, **целью настоящей работы является** – разработка расчетно-аналитического комплекса, **с применением стандартных математических программ (электронных таблиц) современных ПК**, специализированного для изучения курса ДВС слушателями высшей школы, с возможностью использования его для выполнения научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ.

При этом **поставлены следующие задачи:**

- разработать методику теплового расчета карбюраторного двигателя;
- разработать методику расчета теплового баланса карбюраторного двигателя;
- разработать методику расчета и построения индикаторной диаграммы карбюраторного двигателя;
- разработать методику теплового расчета дизеля;
- разработать методику расчета теплового баланса дизеля ;
- разработать методику расчета и построения индикаторной диаграммы дизеля;
- выполнить расчет и построение внешней скоростной характеристики карбюраторного двигателя;
- выполнить расчет и построение внешней скоростной характеристики дизеля;
- при разработке указанных методик предусмотреть работу слушателя с компьютером в диалоговом режиме;
- выполнить экспериментальное исследование ДВС при работе по внешней скоростной и нагрузочной характеристиках.

Наряду с этим, при определении направления исследования, также анализировалась его **инвестиционная привлекательность.**

Как отметил И.А.Каримов [2]: «Главным фактором ускорения структурных преобразований послужило создание в республике благоприятного инвестиционного климата. В раз-

витие экономики в 2008 году за счет всех источников финансирования было вложено инвестиций в размере 6,4 млрд. долларов США с ростом по сравнению с 2007 годом на 28,3 процента, а объем инвестиций по отношению к ВВП составил 23 процента.

При этом около 50 процентов всех освоенных инвестиций направлено на модернизацию и техническое перевооружение производства.

Обращает на себя внимание продолжающийся за последние годы последовательный устойчивый рост объемов иностранных инвестиций в экономику Узбекистана. В 2008 году освоено около 1,7 млрд. долларов США с ростом против 2007 года на 46 процентов. И что особенно важно, 74,0 процента иностранных инвестиций составляют прямые инвестиции. Несмотря на продолжающийся мировой кризис, в 2009 году объем иностранных инвестиций в экономику нашей страны увеличивается 1 млрд. 800 млн.долларов, из которых свыше трех четвертей – это прямые инвестиции.»

На основании всего вышеизложенного, и в случае успешной реализации поставленных задач, полученные результаты могут быть предметом экспорта, как в ближнее, так и в дальнее зарубежье.

## 2. Разработка расчетно-аналитического комплекса при изучении ДВС с применением компьютерных технологий (электронных таблиц)

### 2.1. Тепловой расчет и тепловой баланс ДВС

#### 2.1.1. Общие положения

Тепловой расчет позволяет с достаточной степенью точности аналитическим путем определить основные параметры вновь проектируемых двигателей, а также оценивать степень совершенства действительного цикла реально существующих ДВС [7, 8, 9].

**Мощность и частота вращения коленчатого вала.** При расчете двигателя величина номинальной мощности обычно задаются или ее определяют с помощью тяговых расчетов. *Номинальной мощностью*  $N_e$  называют эффективную мощность, гарантируемую заводом-изготовителем для определенных условий работы. В автомобильных и тракторных двигателях номинальная мощность равна максимальной мощности при номинальной частоте вращения коленчатого вала.

Частота вращения коленчатого вала характеризует тип двигателя, его динамические качества. В настоящее время частота вращения коленчатого вала легковых автомобилей колеблется в пределах 4500 ... 6000 мин<sup>-1</sup>, грузовых (карбюраторных) 3000 ... 4000 мин<sup>-1</sup>. Тракторных и автомобильных (грузовых) дизелей – 1500 ... 2600 мин<sup>-1</sup>.

**Число и расположение цилиндров.** Выбор числа цилиндров и их расположение зависят от мощностных, динамических и конструктивных факторов. В настоящий момент наиболее распространены четырех- и шести цилиндровые автомобильные двигатели. Количество цилиндров во многом определяется литражом двигателя.

**Размеры цилиндра и скорость поршня.** Размеры цилиндра – диаметр ( $D$ ) и ход поршня ( $S$ ) – являются основными конструктивными параметрами ДВС. Величина  $D$  для различных двигателей находится приблизительно в следующих пределах:

- для карбюраторных двигателей легковых автомобилей, мм . . . 60 – 100;
- для карбюраторных двигателей грузовых автомобилей, мм . . . 60 – 100;
- для тракторных дизелей, мм . . . . . 70 – 150;
- для автомобильных дизелей, мм . . . . . 80 – 130.

Ход поршня обычно характеризуется относительной величиной  $S/D$ . Короткоходные двигатели имеют отношение  $S/D < 1$ , а длинноходные –  $S/D > 1$ .

Автомобильные карбюраторные двигатели проектируются с невысоким отношением  $S/D = 0,7 – 1,0$ ; дизели и тракторные дизели -  $S/D = 1,1 – 1,3$ .

Скорость поршня  $V_{п. ср.}$  является критерием быстроходности двигателя. Двигатели подразделяют на тихоходные  $V_{п. ср.} < 6,5$  м/с и быстроходные -  $V_{п. ср.} > 6,5$  м/с.

В современных АТД  $V_{п. ср.}$  обычно изменяется в пределах:

- для карбюраторных двигателей легковых автомобилей, м/с . . 12 – 15;
- для карбюраторных двигателей грузовых автомобилей, м/с . . . 9 – 12;
- для автомобильных газовых двигателей, м/с . . . . . 7 – 11;
- для тракторных дизелей, м/с . . . . . 5,5 – 10,5;
- для автомобильных дизелей, м/с . . . . . 6,5 – 12.

**Степень сжатия.** Величина степени сжатия является одной из важнейших характеристик двигателя. Ее выбор в первую очередь зависит от способа смесеобразования и рода топлива. Для искровых двигателей степень сжатия прежде всего определяется детонационной стойкостью топлива. В современных карбюраторных двигателях  $\epsilon = 6 - 12$ . Однако, в последние годы наметилась тенденция к некоторому понижению  $\epsilon$ , что позволяет снизить токсичность продуктов сгорания и продлить срок службы двигателей. Как правило, даже двигатели легковых автомобилей высокого класса имеют  $\epsilon$  не более 10.

Минимальная степень сжатия для дизелей должна обеспечить в конце процесса сжатия получение минимальной температуры, необходимой для самовоспламенения впрыснутого топлива.

Для современных дизелей  $\epsilon = 14 - 22$ . увеличение степени сжатия более 22 нецелесообразно, так как приводит к высоким давлениям сгорания, падению механического к.п.д. и утяжелению двигателя.

Выбор степени сжатия для дизелей прежде всего зависит от формы камеры сгорания и способа смесеобразования:

- для дизелей с неразделенными камерами сгорания и  
объемным смесеобразованием . . . . . 14 – 17;
- для вихрекамерных дизелей . . . . . 16 – 20;
- для предкамерных дизелей . . . . . 16,5 – 21;
- для дизелей с наддувом . . . . . 11 – 17.

На основе установленных или заданных исходных данных (тип двигателя, мощность  $N_e$ , частота вращения коленчатого вала  $n$ , число  $i$  и расположение цилиндров, отношение  $S/D$ , степень сжатия  $\epsilon$ ) производят тепловой расчет двигателя, в результате которого определяют основные энергетические, экономические и конструктивные параметры двигателя. По результатам теплового расчета строят индикаторную диаграмму, они также используются для построения скоростной характеристики и выполнения динамического и прочностных расчетов.

**Особенности теплового расчета ДВС при использовании компьютерных технологий.**

Внедрение компьютерных технологий в исследовательский и учебный процессы

предполагает, в первую очередь, широкое использование возможностей «стандартного набора» программ, составляющих основу математического обеспечения большинства современных компьютеров.

В частности, в настоящей работе, предложена методика применения программы «Microsoft Excel» - электронные таблицы для выполнения теплового расчета ДВС (ТР ДВС) и последующего, на основе полученных данных, компьютерного построения индикаторной диаграммы двигателя.

При составлении данной методики, в том числе учитывалось, одно из ее назначений - использование в учебном процессе. В этой связи она ориентирована таким образом, чтобы слушатель при расчетах работал с компьютером в диалоговом режиме. Для этого ввод «исходных данных» для каждого раздела осуществляется последовательно и автономно после выполнения предыдущих расчетов и их анализа.

### 2.1.2. Тепловой расчет карбюраторного двигателя

В задании к тепловому расчету выдаются следующие параметры: мощность двигателя  $N_e$ , кВт; номинальная частота вращения коленчатого вала  $n_N$ ,  $\text{мин}^{-1}$ ; степень сжатия  $\epsilon$ ; коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ ; отношение хода поршня к диаметру цилиндра; число и расположение цилиндров  $i$ ; тактность двигателя; вид топлива, его элементарный состав, молекулярная масса  $m_t$ , кг/кмоль, низшая теплота сгорания  $H_u$ , кДж/кг (табл. 2.1) [7, 8].

При проведении теплового расчета для нескольких скоростных режимов обычно выбирают 3 – 4 основных режима:

- режим минимальной частоты вращения коленчатого вала, обеспечивающий устойчивую работу двигателя,  $n_{\min} = 600 - 1000 \text{ мин}^{-1}$ ;
- режим максимального крутящего момента,  $n_M = (0,4 - 0,6)n_N$ ;
- режим максимальной (номинальной) мощности при  $n_N$ ;
- режим максимальной скорости движения автомобиля при  $n_{\max} = (1,05 - 1,2) n_N$ .

С учетом этого в данном примере расчет последовательно производится для  $n_e = 1000, 3200, 5600$  и  $6000 \text{ мин}^{-1}$  (табл. 2.1, строка 0.3, столбцы F,G,H, I).

Оптимальные (с точки зрения получения удовлетворительной экономичности и токсичности ОГ) значения коэффициента избытка воздуха составляют  $\alpha = 0,95 - 0,98$ . Примем  $\alpha = 0,96$  на основных режимах, а на режиме минимальной частоты вращения  $\alpha = 0,86$  (табл. 2.1, строка 0.5, столбцы F,G,H, I).

В соответствии с известной последовательностью расчетных уравнений, изложенной в специальной литературе [8], результаты расчета содержат девять разделов.

В разделе I рассчитываются параметры рабочего тела. Здесь студентом дополнительно вводится значение постоянной  $K$ , зависящей от отношения количества  $H_2$  к  $CO$  в продук-

тах сгорания. Раздел II посвящен определению параметров окружающей среды и остаточных газов в цилиндре двигателя. Для выполнения расчетов в этом разделе необходимо ввести: давление  $P_0$ , МПа и температуру  $T_0$ ,  $^{\circ}\text{K}$  окружающего воздуха; приращение температуры подогрева свежего заряда (смеси)  $\Delta T$ ,  $^{\circ}\text{C}$ ; давление остаточных газов  $P_r$ , МПа и их температуру  $T_r$ ,  $^{\circ}\text{K}$ . При расчете процесса впуска (раздел III) дополнительно вносятся значения удельной газовой постоянной для воздуха  $R_v$ , Дж/(кг\*град); суммарного коэффициента  $(\beta^2 + \xi)$ , учитывающего гашение скорости и сопротивление впускной системы, отнесенной к сечению в клапане; скорости движения заряда в сечении клапана  $\omega_{\text{кл}}$ , м/с; коэффициента очистки  $\varphi_{\text{оч}}$  и коэффициента дозарядки  $\varphi_{\text{доз}}$ . В разделе IV выполняется расчет процесса сжатия. Здесь дополнительно вносятся значения показателя политропы сжатия  $n_1$ .

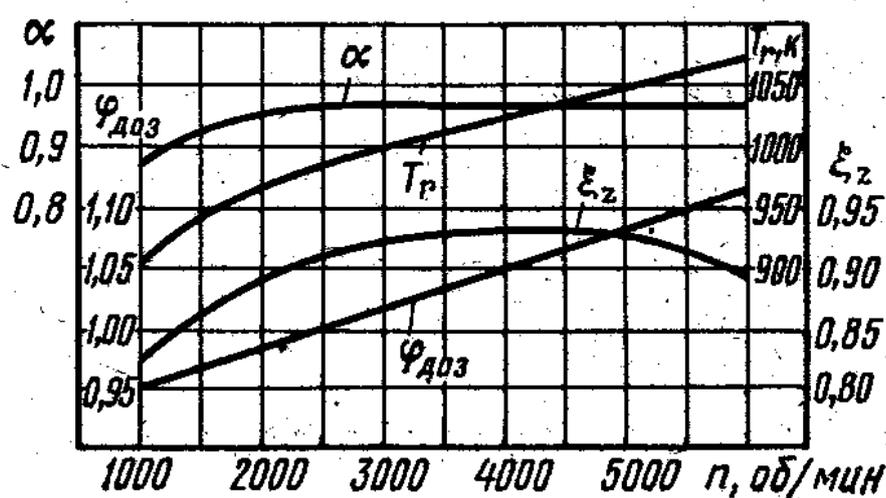


Рис. 2.1. Исходные параметры для теплового расчета карбюраторного двигателя

При выборе  $n_1$  необходимо учитывать, что с уменьшением частоты вращения теплоотдача от газов в стенки цилиндра увеличивается, а  $n_1$  уменьшается по сравнению с показателем адиабаты  $k_1$ , определяемому по графику (рис. 2.2) [6], более значительно. Для выбранных расчетных частот вращения коленчатого вала и рассчитанных температур  $T_a$ , значения  $n_1$  приняты соответственно 1,37; 1,376; 1,377; 1,377 (см. строку 4.1, столбцы F, G, H, I табл. 2.1)

Далее определяются давление, температура конца сжатия, средняя мольная теплоемкость свежей смеси (воздуха), остаточных газов, рабочей смеси. При этом нахождение средней мольной теплоемкости остаточных газов в конце сжатия традиционным способом представляет известные трудности, связанные с использованием массива справочных данных, имеющих в литературе в форме термодинамических таблиц и необходимости последующего расчета ее значений методом экстраполяции. Это задерживает выполнение расчетов и нарушает целостность «компьютерной технологии».

Для возможности «непрерывного» использования компьютера при тепловом расчете

на кафедре АТД ТАДИ, на основании анализа табличных значений, для карбюраторных двигателей предложена и апробирована следующая эмпирическая зависимость:

$$(mc''_v)_{t_c} = 23,867 + 0,00417*(t_c - 500) + 1,47*(\alpha - 0,9), \quad (2.1)$$

где

$(mc''_v)_{t_c}$  – средняя мольная теплоемкость остаточных газов в конце сжатия, кДж/(кмоль\*град);

$t_c$  – температура в конце сжатия, °С;

$\alpha$  – коэффициент избытка воздуха.

Сравнительные расчеты показали, что в диапазоне температур  $t_c = 400 \dots 600$  °С и изменения коэффициента избытка воздуха  $\alpha = 0,8 \dots 1,0$  погрешность значений, полученных по данной формуле, не превышает  $\pm 0,1$  %.

В разделе V выполняется расчет процесса сгорания. Студентом дополнительно вводится коэффициент использования теплоты  $\xi_z$ . Величина его при  $n_e = 5600$  и  $6000$  мин<sup>-1</sup> в результате значительного догорания топлива в процессе расширения снижается, а при  $n_e = 1000$  мин<sup>-1</sup>  $\xi_z$  интенсивно уменьшается в связи с увеличением потерь тепла через стенки цилиндра и неплотности между поршнем и цилиндром ( строка 5.1, столбцы F, G, H, I табл. 2.1).

Решение системы приведенных уравнений сводится к решению квадратного уравнения с известными коэффициентами. В разделе VI рассчитываются процессы расширения и выпуска. Для этого вносятся значения показателя политропы расширения  $n_2$ . Средний показатель политропы расширения  $n_2$  оценивается по величине среднего показателя адиабаты  $k_2$ , определяемого по номограмме (рис. 2.3) [8].

Здесь же осуществляется проверка величины ранее принятой в разделе II температуры остаточных газов  $T_r$ . В случае расхождения расчетной и принятой величин температур остаточных газов более чем на 3%, ранее введенные значения корректируются до получения удовлетворительной сходимости.

Далее в разделах VII и VIII соответственно определяются индикаторные параметры рабочего цикла и эффективные показатели двигателя. Дополнительными исходными данными являются значения коэффициента полноты диаграммы  $\phi_i$  и предполагаемой средней скорости поршня  $V'_{п.ср.}$ , м/с.

В разделе IX выполняется расчет основных параметров цилиндра и двигателя в целом. Здесь студент принимает решение и назначает окончательные значения диаметра цилиндра и хода поршня. По ним проверяется и корректируется «ошибка» при выборе средней скорости поршня  $V'_{п.ср.}$ , рассчитывается литраж двигателя  $V_{л.}$ , дм<sup>3</sup>; эффективная мощность двигателя

$N_e$ , кВт; крутящий момент  $M_e$ , Н\*м; часовой расход топлива  $G_T$ , кг/ч; литровая мощность  $N_L$ , кВт/л.

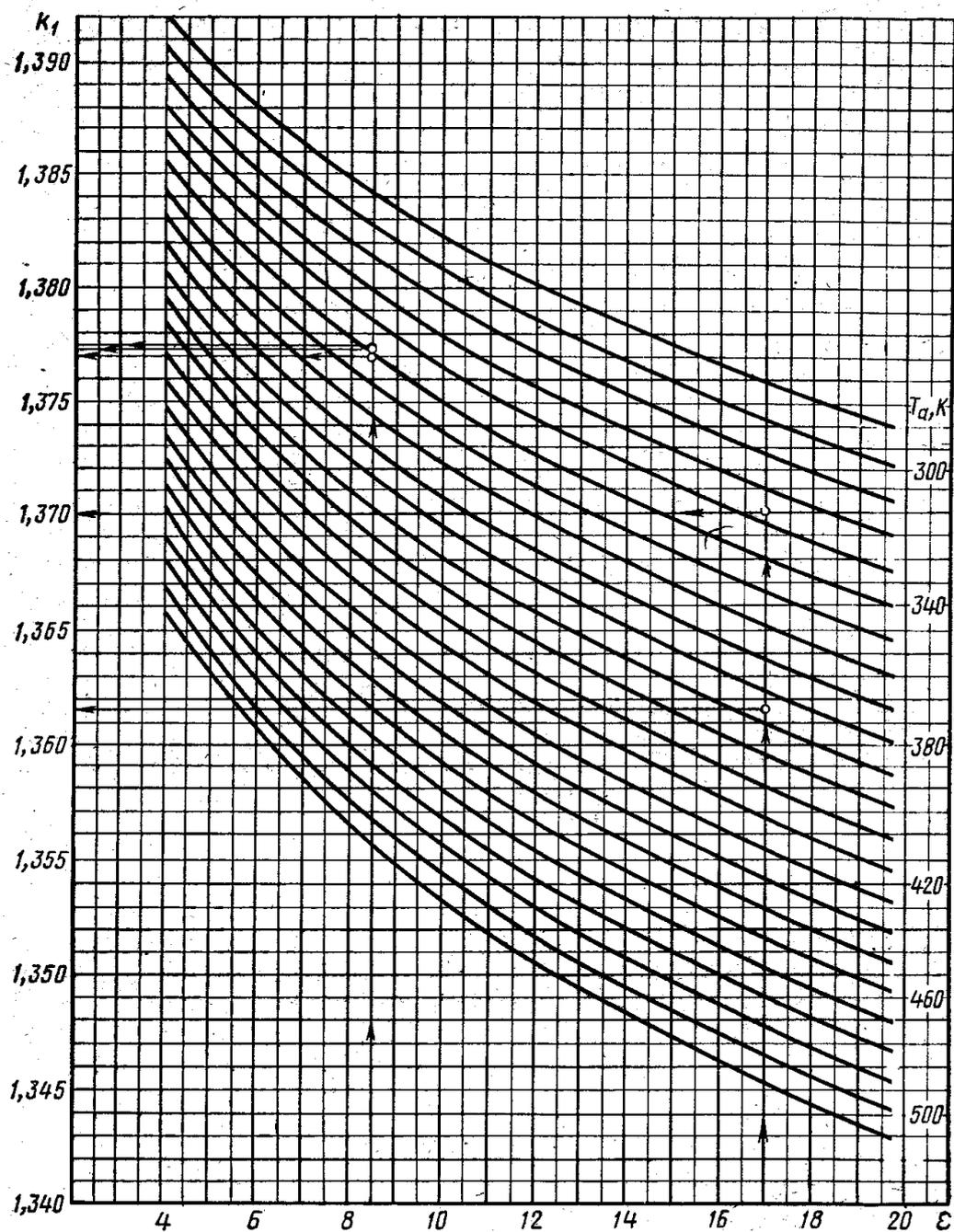


Рис. 2.2. Номограмма для определения показателя адиабаты сжатия  $k_1$

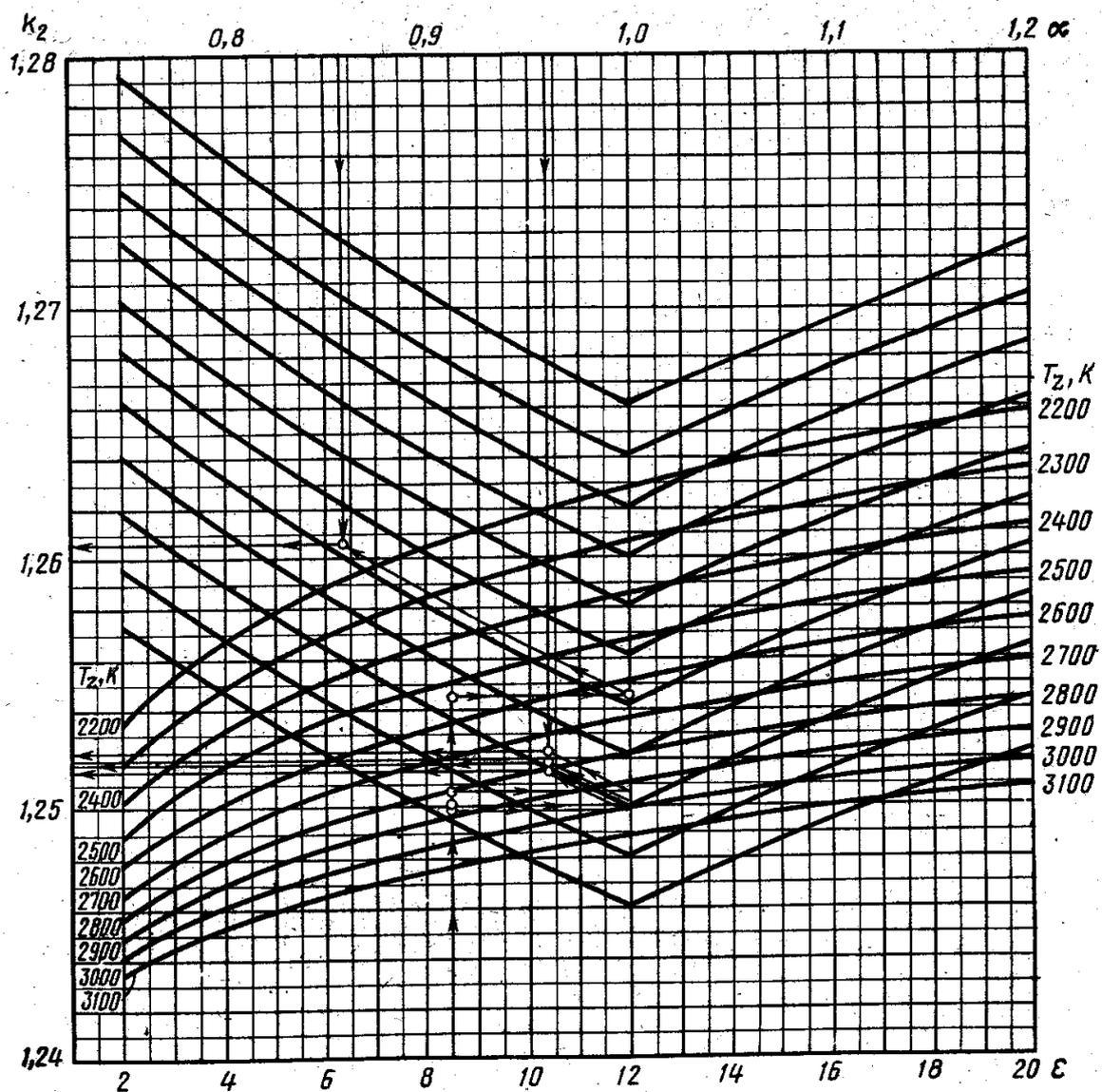


Рис. 2.3. Номограмма для определения показателя адиабаты расширения  $k_2$  для карбюраторного двигателя

На основании полученных данных, далее выполняются расчеты политроп сжатия и расширения для построения индикаторной диаграммы, характерных на ней точек. Возможны также расчеты внешней скоростной характеристики и теплового баланса двигателя, выполнение теоретических исследований влияния отдельных параметров двигателя (степени сжатия, состава смеси, вида топлива и др.) на его остальные показатели и геометрические размеры.

Таблица 2.1.

### Тепловой расчет карбюраторного двигателя

Задача: Рассчитать рабочий цикл автомобильного карбюраторного четырехтактного двигателя.  
По данным расчета определить его основные размеры и предполагаемую экономичность

| A   | B  | C                 | D              | E     | F         | G         | H         | I         |           |
|-----|--|-------------------|----------------|-------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
|     | <i>Исходные данные:</i>  |                   |                |       | <b>B0</b> | <b>B1</b> | <b>B2</b> | <b>B3</b> | <b>B4</b> |
| №   | Наименование вводимого параметра   | Ед.               | Обоз.          | Знач. | Знач.     | Знач.     | Знач.     | Знач.     |           |
| 0.1 | Мощность   | кВт               | $N_e$          | 60    | 60        | 60        | 60        | 60        |           |
| 0.2 | Номинальная частота вращения кол./вала   | мин <sup>-1</sup> | $n_N$          | 5600  | 5600      | 5600      | 5600      | 5600      |           |
| 0.3 | Текущая частота вращения кол./вала   | мин <sup>-1</sup> | $n_e$          | 5600  | 1000      | 3200      | 5600      | 6000      |           |
| 0.4 | Степень сжатия   | -                 | $\epsilon$     | 8,5   | 8,5       | 8,5       | 8,5       | 8,5       |           |
| 0.5 | Коэффициент избытка воздуха  | -                 | $\alpha$       | 0,96  | 0,86      | 0,96      | 0,96      | 0,96      |           |
| 0.6 | Отношение хода поршня к диаметру цилин.  | -                 | S/D            | 1     | 1         | 1         | 1         | 1         |           |
| 0.7 | Число и расположение цилиндров (P, V)  | -                 | I              | 4     | 4         | 4         | 4         | 4         |           |
| 0.8 | Топливо: бензин (элементарный состав)  | марка             | АИ-93          | “-    | “-        | “-        | “-        | “-        |           |
|     | содержание углерода  | -                 | C              | 0,855 | 0,855     | 0,855     | 0,855     | 0,855     |           |
|     | содержание водорода  | -                 | H              | 0,145 | 0,145     | 0,145     | 0,145     | 0,145     |           |
|     | содержание кислорода   | -                 | O <sub>T</sub> | 0     | 0         | 0         | 0         | 0         |           |
|     | молекулярная масса топлива   | кг/кмоль          | $m_T$          | 115   | 115       | 115       | 115       | 115       |           |
|     | низшая теплота сгорания  | кДж/кг            | $H_u$          | 44000 | 44000     | 44000     | 44000     | 44000     |           |
| 0.9 | Тактность двигателя  | -                 | $\dot{i}$      | 4     | 4         | 4         | 4         | 4         |           |
|     | <b>Результаты расчета</b>  |                   |                |       |           |           |           |           |           |
|     | <b>I. Параметры рабочего тела</b>  |                   |                |       |           |           |           |           |           |
|     | <i>Исходные данные:</i>  |                   |                |       |           |           |           |           |           |
| 1.1 | Постоянная, зависящая от отношения количества H <sub>2</sub> к СО в продуктах сгорания | -                 | K              | 0,5   | 0,5       | 0,5       | 0,5       | 0,5       |           |

| A   | B  | C           | D            | E             | F           | G          | H          | I          |
|---|--|-------------|--------------|---------------|-------------|------------|------------|------------|
|   | <b>Расчет:</b>   |             |              |               |             |            |            |            |
| 1.2   | Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива:               |             |              |               |             |            |            |            |
|   | $l_0=(1/0,23)*(8/3*C + 8*H - O_T)$   | кг          | $l_0$        | <b>14,957</b> | 14,957      | 14,957     | 14,957     | 14,957     |
|   | $L_0=(1/0,208)*(C/12 + H/4 - O_T/32)$  | кмоль       | $L_0$        | <b>0,5168</b> | 0,5168      | 0,5168     | 0,5168     | 0,5168     |
|   | *при расчетах содержание $O_2$ в воздухе принято по объему 20,8 %; по массе - 23 %.  |             |              |               |             |            |            |            |
| 1.3   | Действительное количество воздуха для сгорания 1 кг топлива при принятом $\alpha$    | кг          | $\alpha*l_0$ | <b>14,358</b> | 12,863      | 14,358     | 14,358     | 14,358     |
|   |  | кмоль       | $\alpha*L_0$ | <b>0,4962</b> | 0,4445      | 0,4962     | 0,4962     | 0,4962     |
| 1.4   | Суммарное количество свежей смеси:   |             |              |               |             |            |            |            |
|   | $G_1=1 + \alpha*l_0$   | кг          | $G_1$        | <b>15,358</b> | 13,863      | 15,358     | 15,358     | 15,358     |
|   | или $M_1=1/m_T + \alpha*L_0$   | кмоль       | $M_1$        | <b>0,5048</b> | 0,4532      | 0,5048     | 0,5048     | 0,5048     |
| 1.5   | Количество отдельных компонентов продуктов сгорания (при $K=0,5$ ), кмоль / кг топл. |             |              |               |             |            |            |            |
|   | а) $mCO_2=(C/12)-(2*(1-\alpha)/(1+K))*0,208*L_0$                                     |             | $mCO_2$      | <b>0,0655</b> | 0,0512      | 0,0655     | 0,0655     | 0,0655     |
|   | б) $mCO=(2*(1-\alpha)/(1+K))*0,208*L_0$  |             | $mCO$        | <b>0,0057</b> | 0,0201      | 0,0057     | 0,0057     | 0,0057     |
|   | в) $mH_2O=(H/2)-(2*K*(1-\alpha)/(1+K))*0,208*L_0$                                    |             | $mH_2O$      | <b>0,0696</b> | 0,0625      | 0,0696     | 0,0696     | 0,0696     |
|   | г) $mH_2=(2*K*(1-\alpha)/(1+K))*0,208*L_0$   |             | $mH_2$       | <b>0,0029</b> | 0,0100      | 0,0029     | 0,0029     | 0,0029     |
|   | д) $mN_2=0,792*\alpha*L_0$   |             | $mN_2$       | <b>0,3930</b> | 0,3520      | 0,3930     | 0,3930     | 0,3930     |
| 1.6   | Суммарное количество продуктов сгорания:   |             |              |               |             |            |            |            |
|   | $M_2=mCO_2 + mCO + mH_2O + mH_2 + mN_2$  | кмоль       | $M_2$        | <b>0,5367</b> | 0,4958      | 0,5367     | 0,5367     | 0,5367     |
|   | или $M_2=C/12 + H/2 + 0,792*\alpha*L_0$  | кмоль       | $M_2$        | <b>0,5367</b> | 0,4958      | 0,5367     | 0,5367     | 0,5367     |
| 1.7   | Приращение объема $\Delta M= M_2 - M_1$  | кмоль       | $\Delta M$   | <b>0,0319</b> | 0,0426      | 0,0319     | 0,0319     | 0,0319     |
| <b>II. Параметры окружающей среды и остаточные газы</b> |  |             |              |               |             |            |            |            |
|   | <b>Исходные данные:</b>  |             |              |               |             |            |            |            |
| 2.1   | Параметры окружающей среды:  |             |              |               |             |            |            |            |
|   | давление   | МПа         | $P_0$        | <b>0,1</b>    | <b>0,1</b>  | <b>0,1</b> | <b>0,1</b> | <b>0,1</b> |
|   | температура  | $^{\circ}K$ | $T_0$        | <b>293</b>    | <b>293</b>  | <b>293</b> | <b>293</b> | <b>293</b> |
| 2.2   | Приращение температуры подогрева свежего заря-                                       | $^{\circ}C$ | $\Delta T$   | <b>8</b>      | <b>19,5</b> | <b>14</b>  | <b>8</b>   | <b>7</b>   |

| A                          | B  | C                  | D                      | E             | F            | G             | H            | I             |
|----------------------------|--|--------------------|------------------------|---------------|--------------|---------------|--------------|---------------|
| 2.3                        | Давление остаточных газов  | МПа                | $P_r$                  | <b>0,118</b>  | <b>0,104</b> | <b>0,1082</b> | <b>0,118</b> | <b>0,1201</b> |
| 2.4                        | Температура остаточных газов   | $^{\circ}\text{K}$ | $T_r$                  | <b>1060</b>   | <b>900</b>   | <b>1000</b>   | <b>1060</b>  | <b>1070</b>   |
| <b>III. Процесс впуска</b> |  |                    |                        |               |              |               |              |               |
| <i>Исходные данные:</i>    |  |                    |                        |               |              |               |              |               |
| 3.1                        | Удельная газовая постоянная для воздуха  | Дж/(кг*<br>*град)  | $R_b$                  | <b>287</b>    | <b>287</b>   | <b>287</b>    | <b>287</b>   | <b>287</b>    |
| 3.2                        | Суммарный коэффициент, учитывающий гашение   | -                  | $\beta^2 + \xi$        | <b>2,8</b>    | <b>2,8</b>   | <b>2,8</b>    | <b>2,8</b>   | <b>2,8</b>    |
| 3.3                        | Скорость движения заряда в сечении клапана   | м/с                | $\omega_{\text{кл}}$   | <b>95</b>     | <b>95</b>    | <b>95</b>     | <b>95</b>    | <b>95</b>     |
| 3.4                        | Коэффициент очистки  | -                  | $\varphi_{\text{оч}}$  | <b>1</b>      | <b>1</b>     | <b>1</b>      | <b>1</b>     | <b>1</b>      |
| 3.5                        | Коэффициент дозарядки  | -                  | $\varphi_{\text{доз}}$ | <b>1,1</b>    | <b>0,95</b>  | <b>1,025</b>  | <b>1,1</b>   | <b>1,11</b>   |
| <i>Расчет:</i>             |  |                    |                        |               |              |               |              |               |
| 3.6                        | Плотность заряда на впуске   | кг/м <sup>3</sup>  | $\rho_0$               | <b>1,189</b>  | 1,189        | 1,189         | 1,189        | 1,189         |
|                            | $\rho_0 = P_0 * 10^6 / (R_b * T_0)$  |                    |                        |               |              |               |              |               |
| 3.7                        | Давление в конце впуска (при $P_k = P_0$ )   | МПа                | $P_a$                  | <b>0,0850</b> | 0,0995       | 0,0951        | 0,0850       | 0,0828        |
|                            | $P_a = P_0 - (\beta^2 + \xi) * 0,5 * (\omega_{\text{кл}} / \rho_N)^2 * n_e^2 * \rho_0 * 10^{-6}$   |                    |                        |               |              |               |              |               |
| 3.8                        | Коэффициент остаточных газов (при $T_k = T_0$ )  | -                  | $\gamma_r$             | <b>0,0495</b> | 0,0505       | 0,0461        | 0,0495       | 0,0510        |
|                            | $\gamma_r = ((T_0 + \Delta T) / T_r) * ((\varphi_{\text{оч}} * P_r) / (\varphi_{\text{доз}} * \varepsilon * P_a - \varphi_{\text{оч}} * P_r))$     |                    |                        |               |              |               |              |               |
| 3.9                        | Температура конца впуска (при $T_k = T_0$ ; $\varphi = 1$ )  | $^{\circ}\text{K}$ | $T_a$                  | <b>336,8</b>  | 341,7        | 337,5         | 336,8        | 337,3         |
| A                          | B  | C                  | D                      | E             | F            | G             | H            | I             |
|                            | $T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma_r * T_r) / (1 + \gamma_r)$   |                    |                        |               |              |               |              |               |
| 3.10                       | Коэффициент наполнения   | -                  | $\eta_v$               | <b>0,878</b>  | 0,875        | 0,917         | 0,878        | 0,860         |
|                            | $\eta_v = (T_0 / (T_0 + \Delta T)) * (1 / (\varepsilon - 1)) * (1 / P_0) * (\varphi_{\text{доз}} * \varepsilon * P_a - \varphi_{\text{оч}} * P_r)$ |                    |                        |               |              |               |              |               |

| A  | B   | C      | D                      | E      | F      | G      | H      |        |
|--|---|--------|------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| <b>IV. Процесс сжатия</b>  |   |        |                        |        |        |        |        |        |
| <i>Исходные данные:</i>  |   |        |                        |        |        |        |        |        |
| 4.1  | Показатель политропы сжатия   | -      | $n_1$                  | 1,377  | 1,37   | 1,376  | 1,377  | 1,377  |
| <i>Расчет:</i>   |   |        |                        |        |        |        |        |        |
| 4.2  | Давление в конце сжатия   | МПа    | $P_c$                  | 1,618  | 1,867  | 1,807  | 1,618  | 1,576  |
|  | $P_c = P_a * \epsilon^{n_1}$  |        |                        |        |        |        |        |        |
| 4.3  | Температура в конце сжатия  | $^0K$  | $T_c$                  | 754,7  | 754,3  | 754,7  | 754,7  | 755,9  |
|  | $T_c = T_a * \epsilon^{(n_1-1)}$  |        |                        |        |        |        |        |        |
| 4.4  | Средняя молярная теплоемкость в конце сжатия, кДж/(кмоль*град):                                     |        |                        |        |        |        |        |        |
|  | а) свежей смеси (воздуха)   |        | $(mc_v)_{t_c}^{t_c}$   | 21,871 | 21,87  | 21,871 | 21,871 | 21,874 |
|  | $(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 * 10^{-3} * t_c$ , где $t_c = T_c - 273$                         | $^0C$  | $t_c$                  | 481,7  | 481,3  | 481,7  | 481,7  | 482,9  |
|  | б) остаточных газов   |        | $(mc''_v)_{t_0}^{t_c}$ | 23,879 | 23,73  | 23,879 | 23,879 | 23,884 |
|  | $(mc''_v)_{t_0}^{t_c} = 23,867 + 0,00417 * (t_c - 500) + 1,47 * (\alpha - 0,9)$                     |        |                        |        |        |        |        |        |
| **в диапазоне температуры $t_c = 400 - 600 ^0C$ и $\alpha = 0,8 - 1,0$ погрешность по данной формуле не превышает $\pm 0,1 \%$ . |   |        |                        |        |        |        |        |        |
|  | в) рабочей смеси  |        | $(mc'_v)_{t_0}^{t_c}$  | 21,966 | 21,959 | 21,959 | 21,966 | 21,971 |
|  | $(mc'_v)_{t_0}^{t_c} = (1/(1 + \gamma_r)) * ((mc_v)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r * (mc''_v)_{t_0}^{t_c})$ |        |                        |        |        |        |        |        |
| <b>V. Процесс сгорания</b>   |   |        |                        |        |        |        |        |        |
| <i>Исходные данные:</i>  |   |        |                        |        |        |        |        |        |
| 5.1  | Коэффициент использования теплоты   | -      | $\xi_z$                | 0,91   | 0,82   | 0,92   | 0,91   | 0,89   |
| <i>Расчет:</i>   |   |        |                        |        |        |        |        |        |
| 5.2  | Коэффициент молекулярного изменения горючей   | -      | $\mu_0$                | 1,063  | 1,094  | 1,063  | 1,063  | 1,063  |
| 5.3  | Коэффициент молекулярного изменения рабочей   | -      | $\mu$                  | 1,060  | 1,089  | 1,060  | 1,060  | 1,060  |
| A  | B   | C      | D                      | E      | F      | G      | H      | I      |
| 5.4  | Количество теплоты, потерянное вследствие   | кДж/кг | $\Delta H_u$           | 2479,7 | 8679,1 | 2479,7 | 2479,7 | 2479,7 |

|  |   |             |             |               |             |              |              |              |
|--|---|-------------|-------------|---------------|-------------|--------------|--------------|--------------|
|  | химической неполноты сгорания топлива   |             |             |               |             |              |              |              |
|  | $\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0$  |             |             |               |             |              |              |              |
| 5.5                                      | Теплота сгорания рабочей смеси, кДж/кмоль р.см.   |             | $H_{p,см.}$ | <b>78362</b>  | 74196       | 78617        | 78362        | 78254        |
|  | $H_{p,см.} = (H_u - \Delta H_u) / (M_1 \cdot (1 + \gamma_T))$   |             |             |               |             |              |              |              |
| 5.6                                      | Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль*град):   |             |             |               |             |              |              |              |
|  | $(mc''_v)_{to}^{tz} = (1/M_2) \cdot (mCO_2 \cdot (mc''_{vCO_2})_{to}^{tz} + mCO \cdot (mc''_{vCO})_{to}^{tz} + mH_2O \cdot (mc''_{vH_2O})_{to}^{tz} + mH_2 \cdot (mc''_{vH_2})_{to}^{tz} +$ |             |             |               |             |              |              |              |
|  | $+ mN_2 \cdot (mc''_{vN_2})_{to}^{tz}) = (1/M_2) \cdot (mCO_2 \cdot (39,123 + 0,003349 \cdot t_z) + mCO \cdot (22,490 + 0,00143 \cdot t_z) +$   |             |             |               |             |              |              |              |
|  | $+ mH_2O \cdot (26,670 + 0,004438 \cdot t_z) + mH_2 \cdot (19,678 + 0,001758 \cdot t_z) + mN_2 \cdot (21,951 + 0,001457 \cdot t_z)) = \Sigma A + \Sigma B \cdot t_z,$                       |             |             |               |             |              |              |              |
|  | где: $\Sigma A = (1/M_2) \cdot (mCO_2 \cdot 39,123 + mCO \cdot 22,490 + mH_2O \cdot 26,670 + mH_2 \cdot 19,678 + mN_2 \cdot 21,951);$   |             |             |               |             |              |              |              |
|  |   |             | $\Sigma A$  | <b>24,653</b> | 24,294      | 24,653       | 24,653       | 24,653       |
|  | $\Sigma B = (1/M_2) \cdot (mCO_2 \cdot 0,003349 + mCO \cdot 0,00143 + mH_2O \cdot 0,004438 + mH_2 \cdot 0,001758 + mN_2 \cdot 0,001457)$  |             |             |               |             |              |              |              |
|  |   |             | $\Sigma B$  | <b>0,0021</b> | 0,002       | 0,0021       | 0,0021       | 0,0021       |
| 5.7                                      | Температура в конце видимого процесса сгорания: $\xi_z \cdot H_{p,см.} + (mc'_v)_{to}^{tc} \cdot t_c = \mu \cdot (mc''_v)_{to}^{tz} \cdot t_z$  |             |             |               |             |              |              |              |
|  | или $\Sigma B \cdot t_z^2 + \Sigma A \cdot t_z - H' = 0,$   |             |             |               |             |              |              |              |
|  | где: $H' = (\xi_z \cdot H_{p,см.} + (mc'_v)_{to}^{tc} \cdot t_c) / \mu,$ тогда  |             | $H'$        | <b>77246</b>  | 65543       | 78191        | 77246        | 75711        |
|  | $t_z = (-\Sigma A + (\Sigma A^2 + 4 \cdot \Sigma B \cdot H')^{0,5}) / (2 \cdot \Sigma B)$   | $^{\circ}C$ | $t_z$       | <b>2575,0</b> | 2267,6      | 2601,7       | 2575,0       | 2531,4       |
|  | $T_z = t_z + 273$   | $^{\circ}K$ | $T_z$       | <b>2848,0</b> | 2540,6      | 2874,7       | 2848,0       | 2804,4       |
| 5.8                                      | Максимальное давление сгорания теоретич.  | МПа         | $P_z$       | <b>6,474</b>  | 6,853       | 7,299        | 6,474        | 6,199        |
|  | $P_z = P_c \cdot \mu \cdot T_z / T_c$   |             |             |               |             |              |              |              |
| 5.9                                      | Максимальное давление сгорания действит.  | МПа         | $P_{zd}$    | <b>5,503</b>  | 5,825       | 6,204        | 5,503        | 5,269        |
|  | $P_{zd} = 0,85 \cdot P_z$   |             |             |               |             |              |              |              |
| 5.10                                     | Степень повышения давления: $\lambda = P_z / P_c$   | -           | $\lambda$   | <b>4,00</b>   | 3,67        | 4,04         | 4,00         | 3,93         |
| <b>VI. Процессы расширения и выпуска</b> |   |             |             |               |             |              |              |              |
| <i>Исходные данные:</i>                  |   |             |             |               |             |              |              |              |
| 6.1                                      | Показатель политропы расширения   | -           | $n_2$       | <b>1,251</b>  | <b>1,26</b> | <b>1,251</b> | <b>1,251</b> | <b>1,252</b> |
|  |   |             |             |               |             |              |              |              |
|  |   |             |             |               |             |              |              |              |

| A   | B  | C                  | D            | E             | F           | G           | H           | I           |
|---|--|--------------------|--------------|---------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
|   | <b>Расчет:</b>   |                    |              |               |             |             |             |             |
| 6.2   | Давление в конце процесса расширения<br>$P_b = P_z / \epsilon^{n_2}$   | МПа                | $P_b$        | <b>0,445</b>  | 0,462       | 0,502       | 0,445       | 0,425       |
| 6.3   | Температура в конце процесса расширения<br>$T_b = T_z / \epsilon^{(n_2-1)}$  | $^{\circ}\text{K}$ | $T_b$        | <b>1664,4</b> | 1456,4      | 1680,0      | 1664,4      | 1635,4      |
| 6.4   | Проверка ранее принятой температуры остаточных<br>$T_r' = T_b / (P_b / P_r)^{1/3}$   | $^{\circ}\text{K}$ | $T_r'$       | <b>1069,2</b> | 885,9       | 1007,4      | 1069,2      | 1073,0      |
| 6.5   | $\Delta = 100(T_r' - T_r) / T_r$   | %                  | $\Delta$     | <b>0,9</b>    | -1,7        | 0,7         | 0,9         | 0,3         |
| <b>VII. Индикаторные параметры рабочего цикла</b> |  |                    |              |               |             |             |             |             |
|   | <b>Исходные данные:</b>  |                    |              |               |             |             |             |             |
| 7.1   | Коэффициент полноты диаграммы  | -                  | $\phi_i$     | <b>0,96</b>   | <b>0,96</b> | <b>0,96</b> | <b>0,96</b> | <b>0,96</b> |
|   | <b>Расчет:</b>   |                    |              |               |             |             |             |             |
| 7.2   | Теоретическое среднее индикаторное давление<br>$P_i' = (P_c / (\epsilon - 1)) * ((\lambda / (n_2 - 1)) * (1 - (1 / \epsilon^{(n_2 - 1)})) - (1 / (n_1 - 1)) * (1 - (1 / \epsilon^{(n_1 - 1)})))$ | МПа                | $P_i'$       | <b>1,112</b>  | 1,132       | 1,257       | 1,112       | 1,058       |
| 7.3   | Среднее индикаторное давление: $P_i = \phi_i * P_i'$   | МПа                | $P_i$        | <b>1,068</b>  | 1,086       | 1,207       | 1,068       | 1,016       |
| 7.4   | Индикаторный к.п.д.<br>$\eta_i = P_i * l_0 * \alpha / (0,001 * H_u * \rho_0 * \eta_v)$   | -                  | $\eta_i$     | <b>0,334</b>  | 0,305       | 0,361       | 0,334       | 0,324       |
| 7.5   | Индикаторный удельный расход топлива<br>$g_i = 3600 / (0,001 * H_u * \eta_i)$  | г/(кВт*ч)          | $g_i$        | <b>245,2</b>  | 268,0       | 226,5       | 245,2       | 252,5       |
| <b>VIII. Эффективные показатели двигателя</b>     |  |                    |              |               |             |             |             |             |
|   | <b>Исходные данные:</b>  |                    |              |               |             |             |             |             |
| 8.1   | Средняя скорость поршня  | м/с                | $V'_{п.ср.}$ | <b>14,5</b>   | <b>2,6</b>  | <b>8,5</b>  | <b>14,5</b> | <b>15,9</b> |

| A  | B   | C         | D           | E            | F            | G           | H            | I            |
|--|---|-----------|-------------|--------------|--------------|-------------|--------------|--------------|
|  | <b>Расчет:</b>  |           |             |              |              |             |              |              |
| 8.2  | Среднее давление механических потерь<br>$P_M=0,034+0,0113*V'_{п.ср.}$           | МПа       | $P_M$       | <b>0,198</b> | 0,063        | 0,130       | 0,198        | 0,214        |
| 8.3  | Среднее эффективное давление: $P_e=P_i-P_M$                                     | МПа       | $P_e$       | <b>0,870</b> | 1,023        | 1,077       | 0,870        | 0,802        |
| 8.4  | Механический к.п.д.: $\eta_M=P_e/P_i$   | -         | $\eta_M$    | <b>0,815</b> | 0,942        | 0,892       | 0,815        | 0,790        |
| 8.5  | Эффективный к.п.д.: $\eta_e=\eta_i*\eta_M$                                      | -         | $\eta_e$    | <b>0,272</b> | 0,288        | 0,322       | 0,272        | 0,256        |
| 8.6  | Эффективный удельный расход топлива<br>$g_e=3600/(0,001*N_u*\eta_e)$            | г/(кВт*ч) | $g_e$       | <b>300,9</b> | 284,6        | 253,8       | 300,9        | 319,7        |
| <b>IX. Основные параметры цилиндра и двигателя</b> |   |           |             |              |              |             |              |              |
|  | <b>Расчет:</b>  |           |             |              |              |             |              |              |
| 9.1  | Литраж двигателя<br>$V_L=30*\dot{I}*N_e/(P_e*\eta_N)$ ( $\dot{I}$ -тактность=4) | л         | $V_L$       | <b>1,48</b>  | 1,26         | 1,19        | <b>1,48</b>  | 1,60         |
| 9.2  | Рабочий объем одного цилиндра: $V_h=V_L/I$                                      | л         | $V_h$       | <b>0,37</b>  | 0,31         | 0,30        | 0,37         | 0,40         |
| 9.3  | Диаметр цилиндра (расчетный)<br>$D'=(10^6*4*V_h/(3,14*(S/D)))^{1/3}$            | мм        | $D'$        | <b>77,8</b>  | 73,7         | 72,4        | 77,8         | 79,9         |
| <b>9.4</b>   | <b>Окончательно примем диаметр цилиндра</b>                                     | <b>мм</b> | <b>D</b>    | <b>79,0</b>  | <b>79,0</b>  | <b>79,0</b> | <b>79,0</b>  | <b>79,0</b>  |
| 9.5  | Ход поршня (расчетный)<br>$S'=10^6*4*V_h/(3,14*D^2)$                            | мм        | $S'$        | <b>77,8</b>  | 73,7         | 72,4        | 77,8         | 79,9         |
| <b>9.6</b>   | <b>Окончательно примем ход поршня</b>   | <b>мм</b> | <b>S</b>    | <b>79,0</b>  | <b>79,0</b>  | <b>79,0</b> | <b>79,0</b>  | <b>79,0</b>  |
| 9.7  | Полученная средняя скорость поршня<br>$V_{п.ср.}=S*n_N/(3*10^4)$                | м/с       | $V_{п.ср.}$ | <b>14,75</b> | <b>2,63</b>  | <b>8,43</b> | <b>14,75</b> | <b>15,80</b> |
| 9.8  | $\Delta=100*(V'_{п.ср.}-V_{п.ср.})/V_{п.ср.}$                                   | %         | $\Delta$    | <b>-1,67</b> | <b>-1,27</b> | <b>0,87</b> | <b>-1,67</b> | <b>0,63</b>  |

| A  | B  | C     | D          | E             | F             | G             | H             | I            |
|--|--|-------|------------|---------------|---------------|---------------|---------------|--------------|
| <b>По окончательным значениям S и D определим основные параметры двигателя</b> |  |       |            |               |               |               |               |              |
|  | <b>Тогда:</b>  |       |            |               |               |               |               |              |
| 9.9  | Литраж двигателя                                     | мм    | $V_L$      | <b>1,55</b>   | 1,55          | 1,55          | <b>1,55</b>   | 1,55         |
|  | $V_L=3,14*D^2*S*I/(4*10^6)$                          |       |            | <b>1,00</b>   | <b>0,18</b>   | <b>0,57</b>   | <b>1,00</b>   | <b>1,07</b>  |
| <b>9.10</b>  | <b>Мощность двигателя на номинальном режиме</b>      | кВт   | $N_N$      | <b>62,86</b>  | 73,90         | 77,79         | <b>62,86</b>  | 57,97        |
|  | $N_{eN}=P_e*V_L*n_N/(30*I)$ ( $I$ -тактность=4)      |       |            | <b>1,00</b>   | <b>0,18</b>   | <b>0,57</b>   | <b>1,00</b>   | <b>1,07</b>  |
| 9.11   | Мощность двиг. при текущих значениях $n_e$           | кВт   | $N_e$      | <b>62,86</b>  | <b>13,20</b>  | <b>44,45</b>  | <b>62,86</b>  | <b>62,11</b> |
|  | $N_e=P_e*V_L*n_e/(30*I)$ ( $I$ -тактность=4)         |       |            |               |               |               |               |              |
| 9.12   | Крутящий момент на номинальном режиме                | Н*м   | $M_{eN}$   | <b>107,24</b> | 126,08        | 132,72        | <b>107,24</b> | 98,91        |
|  | $M_{eN}=(3*10^4/3,14)*(N_e/n_N)$                     |       |            | <b>1,00</b>   | <b>0,18</b>   | <b>0,57</b>   | <b>1,00</b>   | <b>1,07</b>  |
| 9.13   | Крутящий момент при текущих значениях $n_e$ :        | Н*м   | $M_e$      | <b>107,24</b> | <b>126,08</b> | <b>132,72</b> | <b>107,24</b> | <b>98,91</b> |
| 9.14   | Часовой расход топлива на номинальном режиме:        | кг/ч  | $G_{TN}$   | <b>18,91</b>  | 21,03         | 19,74         | <b>18,91</b>  | 18,53        |
|  | $G_{TN}=N_N*g_{eN}*10^{-3}$                          |       |            | <b>1,00</b>   | <b>0,18</b>   | <b>0,57</b>   | <b>1,00</b>   | <b>1,07</b>  |
| 9.15   | Часовой расход топлива при текущих значениях $n_e$ : | кг/ч  | $G_{Te}$   | <b>18,91</b>  | <b>3,76</b>   | <b>11,28</b>  | <b>18,91</b>  | <b>19,86</b> |
|  | $G_{Te}=N_e*g_e*10^{-3}$                             |       |            |               |               |               |               |              |
| 9.16   | Литровая мощность двигателя                          | кВт/л | $N_L$      | <b>40,60</b>  | 47,74         | 50,25         | <b>40,60</b>  | 37,45        |
|  | $N_L = N_N / V_L$                                    |       |            | <b>1,00</b>   | <b>0,18</b>   | <b>0,57</b>   | <b>1,00</b>   | <b>1,07</b>  |
| <b>X. Данные для построения индикаторной диаграммы</b>                         |  |       |            |               |               |               |               |              |
| 10.1   | Ход поршня   | мм    | $S$        | <b>79,0</b>   | 79,0          | 79,0          | <b>79,0</b>   | 79,0         |
| 10.2   | Показатель политропы сжатия                          | -     | $n_1$      | <b>1,377</b>  | 1,37          | 1,376         | <b>1,377</b>  | 1,377        |
| 10.3   | Показатель политропы расширения                      | -     | $n_2$      | <b>1,251</b>  | 1,26          | 1,251         | <b>1,251</b>  | 1,252        |
| 10.4   | Степень сжатия                                       | -     | $\epsilon$ | <b>8,5</b>    | 8,5           | 8,5           | <b>8,5</b>    | 8,5          |
| 10.5   | Максимальное давление сгорания теоретическое         | МПа   | $P_z$      | <b>6,474</b>  | 6,853         | 7,299         | <b>6,474</b>  | 6,199        |

| <b>A</b> | <b>B</b>                             | <b>C</b> | <b>D</b> | <b>E</b>     | <b>F</b> | <b>G</b> | <b>H</b>     | <b>I</b> |
|----------|--------------------------------------|----------|----------|--------------|----------|----------|--------------|----------|
| 10.6     | Давление в конце впуска              | МПа      | $P_a$    | <b>0,085</b> | 0,100    | 0,095    | <b>0,085</b> | 0,083    |
| 10.7     | Давление в конце сжатия              | МПа      | $P_c$    | <b>1,618</b> | 1,867    | 1,807    | <b>1,618</b> | 1,576    |
| 10.8     | Давление в конце процесса расширения | МПа      | $P_b$    | <b>0,445</b> | 0,462    | 0,502    | <b>0,445</b> | 0,425    |
| 10.9     | Давление остаточных газов            | МПа      | $P_r$    | <b>0,118</b> | 0,104    | 0,1082   | <b>0,118</b> | 0,1201   |
| 10.10    | Давление окружающей среды            | МПа      | $P_0$    | <b>0,1</b>   | 0,1      | 0,1      | <b>0,1</b>   | 0,1      |

Таблица 2.2.

| Параметры внешней скоростной характеристики<br>карбюраторного двигателя по результатам теплового расчета |       |           |        |        |          |          |
|--|-------|-----------|--------|--------|----------|----------|
| $n_e$  | $N_e$ | $g_e$     | $M_e$  | $G_T$  | $\eta_v$ | $\alpha$ |
| мин <sup>-1</sup>  | кВт   | г/(кВт*ч) | Н*М    | кг/ч   | -        | -        |
| 1000   | 13,20 | 284,5     | 126,11 | 3,76   | 0,875    | 0,86     |
| 3200   | 44,45 | 253,8     | 132,72 | 11,28  | 0,917    | 0,96     |
| 5600   | 62,86 | 300,9     | 107,24 | 18,914 | 0,878    | 0,96     |
| 6000   | 62,11 | 319,7     | 98,91  | 19,86  | 0,860    | 0,96     |

### 2.1.3. Тепловой баланс карбюраторного двигателя

Тепловой баланс двигателя выполним на основании данных полученных в тепловом расчете для тех же частот вращения коленчатого вала. Дополнительными исходными данными являются коэффициент пропорциональности « $c$ » и показатель степени « $m$ » (см. табл. 2.3). Для четырехтактных двигателей  $c = 0,45 \dots 0,53$ ;  $m = 0,6 \dots 0,7$ . В расчетах примем  $c = 0,5$ ; для  $n_e = 1000 \text{ мин}^{-1}$   $m = 0,6$ ; на всех остальных скоростных режимах  $m = 0,65$ . Полный расчет теплового баланса двигателя представлен в таблице 2.3 и в виде программы в «file TP ДВС 01 E» (см. электронное приложение). Графическое изображение распределения составляющих теплового баланса карбюраторного двигателя в зависимости от частоты вращения коленчатого вала показано на рисунке 2.4.

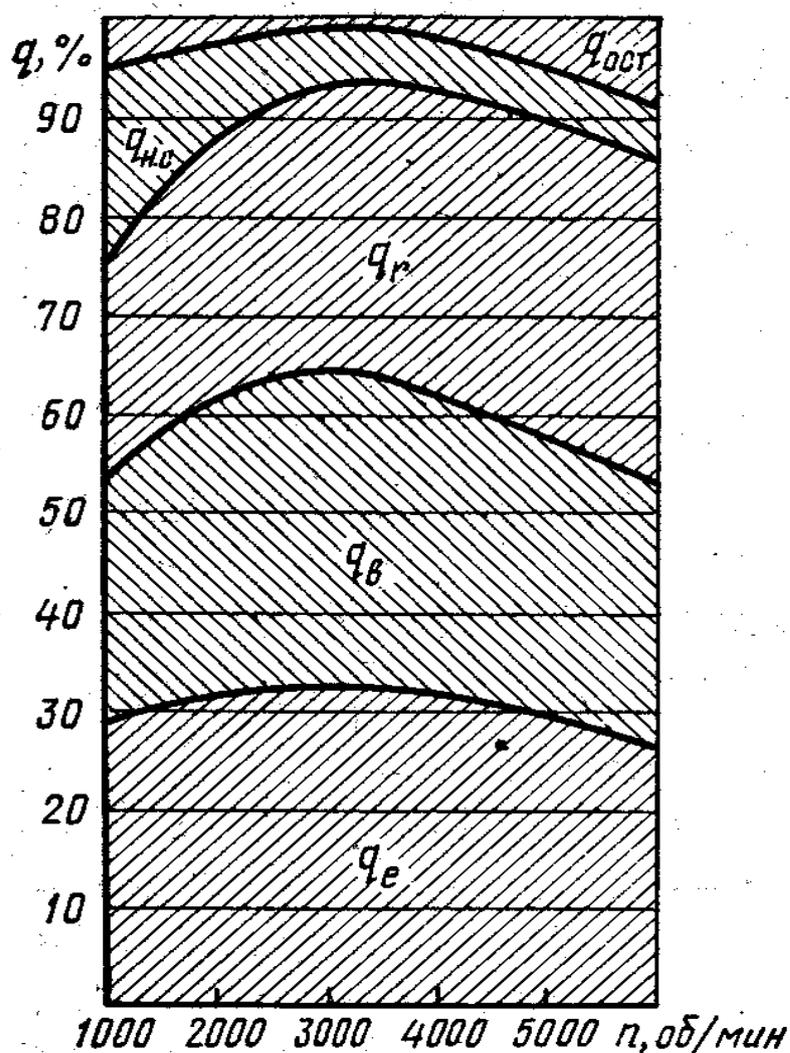


Рис. 2.4. Зависимость составляющих теплового баланса карбюраторного двигателя от частоты вращения коленчатого вала

Таблица 2.3.

Тепловой баланс карбюраторного двигателя при различных частотах вращения коленчатого вала ( по ВСХ) по результатам теплового расчета

| <b>A</b> | <b>B</b>   | <b>C</b>          | <b>D</b>        | <b>E</b>      | <b>F</b>  | <b>G</b>  | <b>H</b>  | <b>I</b>  |
|----------|--|-------------------|-----------------|---------------|-----------|-----------|-----------|-----------|
|          | <b>1. Исходные данные:</b>   |                   |                 | <b>B 0</b>    | <b>B1</b> | <b>B2</b> | <b>B3</b> | <b>B4</b> |
| <b>№</b> | <b>Наименование вводимого параметра</b>  | Ед.               | Обоз.           | <b>Знач.</b>  | Знач.     | Знач.     | Знач.     | Знач.     |
| 1.1      | Низшая теплота сгорания  | кДж/кг            | H <sub>u</sub>  | <b>44000</b>  | 44000     | 44000     | 44000     | 44000     |
| 1.2      | Мощность двигателя   | кВт               | N <sub>e</sub>  | <b>62,86</b>  | 13,20     | 44,45     | 62,86     | 62,11     |
| 1.3      | Часовой расход топлива   | кг/ч              | G <sub>T</sub>  | <b>18,91</b>  | 3,76      | 11,28     | 18,91     | 19,86     |
| 1.4      | Коэффициент пропорциональности   | -                 | c               | <b>0,5</b>    | 0,5       | 0,5       | 0,5       | 0,5       |
| 1.5      | Число цилиндров  | -                 | I               | <b>4</b>      | 4         | 4         | 4         | 4         |
| 1.7      | Диаметр цилиндра (принятый)  | см                | D               | <b>7,9</b>    | 7,9       | 7,9       | 7,9       | 7,9       |
| 1.8      | Показатель степени   | -                 | m               | <b>0,65</b>   | 0,6       | 0,65      | 0,65      | 0,65      |
| 1.9      | Частота вращения колен./ вала двигателя  | мин <sup>-1</sup> | n <sub>e</sub>  | <b>5600</b>   | 1000      | 3200      | 5600      | 6000      |
| 1.10     | Количество теплоты, потерянное из - за химической неполноты сгорания топлива                     | кДж/кг            | ΔH <sub>u</sub> | <b>2479,7</b> | 8679,1    | 2479,7    | 2479,7    | 2479,7    |
|          | ΔH <sub>u</sub> =119950*(1-α)*L <sub>0</sub>   |                   |                 |               |           |           |           |           |
| 1.11     | Коэффициент избытка воздуха  | -                 | α               | <b>0,96</b>   | 0,86      | 0,96      | 0,96      | 0,96      |
|          | <b>2. Результаты расчета</b>   |                   |                 |               |           |           |           |           |
| 2.1      | Общее количество теплоты, введенной в двига-   | Дж/с              | Q <sub>o</sub>  | <b>231172</b> | 45902     | 137900    | 231172    | 242686    |
| 2.2      | Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1   | Дж/с              | Q <sub>e</sub>  | <b>62858</b>  | 13200     | 44452     | 62858     | 62114     |
| 2.3      | Теплота, передаваемая окружающей среде   | Дж/с              | Q <sub>b</sub>  | <b>62292</b>  | 11115     | 43297     | 62292     | 65149     |
|          | Q <sub>b</sub> = [c*I*(D^(1+2*m))*(n^m)*(H <sub>u</sub> - ΔH <sub>u</sub> )]/(α*H <sub>u</sub> ) |                   |                 |               |           |           |           |           |

| A    | B  | C           | D                     | E                           | F                           | G                           | H                           | I                           |
|------|--|-------------|-----------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| 2.4  | Теплота, унесенная с отработанными газами  | Дж/с        | $Q_r$                 | <b>73684</b>                | 10044                       | 40154                       | 73684                       | 77769                       |
|      | $Q_r = (G_r/3,6) * \{ M_2 * [(m_{cV})_{to}^{tr} + 8,315] * t_r - M_1 * [(m_{cV})_{to}^{t^0} + 8,315] * t_0 \}$ |             |                       |                             |                             |                             |                             |                             |
| 2.5  | Теплоем. остаточных газов, кДж/(кмоль*град)  |             | $(m_{cV})_{to}^{tr}$  | <b>25,19</b>                | 24,28                       | 24,93                       | 25,19                       | 25,21                       |
|      | $(m_{cV})_{to}^{tr} = 23,867 + 0,00417 * (t_r - 500) + 1,47 * (\alpha - 0,9)$                                  |             |                       |                             |                             |                             |                             |                             |
| 2.6  | Температура остаточных газов: $t_r = T_r' - 273$   | $^{\circ}C$ | $t_r$                 | <b>796,2</b>                | 612,1                       | 734,4                       | 796,2                       | 800,0                       |
| 2.7  | Теплоем. свежего заряда, кДж/(кмоль*град)  |             | $(m_{cV})_{to}^{t^0}$ | <b>20,653</b>               | 20,653                      | 20,653                      | 20,653                      | 20,653                      |
|      | $(m_{cV})_{to}^{t^0} = 20,6 + 2,638 * 10^{-3} * t_0$ , где   |             |                       |                             |                             |                             |                             |                             |
|      | $t_0 = T_0 - 273$  | $^{\circ}C$ | $t_0$                 | <b>20</b>                   | 20                          | 20                          | 20                          | 20                          |
| 2.8  | Теплота, потерянная из-за химической неполноты   | Дж/с        | $Q_{н.с.}$            | <b>13028</b>                | 9054                        | 7772                        | 13028                       | 13677                       |
|      | $Q_{н.с.} = \Delta H_u * G_r/3,6$  |             |                       |                             |                             |                             |                             |                             |
| 2.9  | Неучтенные потери теплоты  | Дж/с        | $Q_{ост}$             | <b>19310</b>                | 2490                        | 2226                        | 19310                       | 23977                       |
|      | $Q_{ост} = Q_o - (Q_e + Q_b + Q_r + Q_{н.с.})$   |             |                       |                             |                             |                             |                             |                             |
|      | <b>Выразим тепловой баланс в %</b>   |             |                       |                             |                             |                             |                             |                             |
| 2.10 | Теплота, эквивалентная эффективной работе  | Дж/с<br>%   | $Q_e$                 | <b>62858</b><br><b>27,2</b> | <b>13200</b><br><b>28,8</b> | <b>44452</b><br><b>32,2</b> | <b>62858</b><br><b>27,2</b> | <b>62114</b><br><b>25,6</b> |
| 2.11 | Теплота, передаваемая окружающей среде   | Дж/с<br>%   | $Q_b$                 | <b>62292</b><br><b>26,9</b> | <b>11115</b><br><b>24,2</b> | <b>43297</b><br><b>31,4</b> | <b>62292</b><br><b>26,9</b> | <b>65149</b><br><b>26,8</b> |
| 2.12 | Теплота, унесенная с отработанными газами  | Дж/с<br>%   | $Q_r$                 | <b>73684</b><br><b>31,9</b> | <b>10044</b><br><b>21,9</b> | <b>40154</b><br><b>29,1</b> | <b>73684</b><br><b>31,9</b> | <b>77769</b><br><b>32,0</b> |

| <b>A</b>    | <b>B</b>                                     | <b>C</b>    | <b>D</b>                | <b>E</b>      | <b>F</b>     | <b>G</b>      | <b>H</b>      | <b>I</b>      |
|-------------|--|-------------|-------------------------|---------------|--------------|---------------|---------------|---------------|
| <b>2.13</b> | <b>Теплота, потерянная из-за химической</b>  | <b>Дж/с</b> | <b>Q<sub>н.с.</sub></b> | <b>13028</b>  | <b>9054</b>  | <b>7772</b>   | <b>13028</b>  | <b>13677</b>  |
|             | <b>неполноты сгорания топлива</b>            | <b>%</b>    |                         | <b>5,6</b>    | <b>19,7</b>  | <b>5,6</b>    | <b>5,6</b>    | <b>5,6</b>    |
| <b>2.14</b> | <b>Неучтенные потери теплоты</b>             | <b>Дж/с</b> | <b>Q<sub>ост</sub></b>  | <b>19310</b>  | <b>2490</b>  | <b>2226</b>   | <b>19310</b>  | <b>23977</b>  |
|             |  | <b>%</b>    |                         | <b>8,4</b>    | <b>5,4</b>   | <b>1,6</b>    | <b>8,4</b>    | <b>9,9</b>    |
| <b>2.15</b> | <b>Общее количество теплоты, введенной в</b> | <b>Дж/с</b> | <b>Q<sub>о</sub></b>    | <b>231172</b> | <b>45902</b> | <b>137900</b> | <b>231172</b> | <b>242686</b> |
|             | <b>двигатель с топливом</b>                  | <b>%</b>    |                         | <b>100,0</b>  | <b>100,0</b> | <b>100,0</b>  | <b>100,0</b>  | <b>100,0</b>  |

## 2.1.4. Расчет и построение индикаторной диаграммы карбюраторного двигателя

Расчет индикаторной диаграммы начинается с заполнения «служебной таблицы». Исходными данными, полученными на основании теплового расчета являются:  $S$  – ход поршня;  $n_1$  – показатель политропы сжатия;  $n_2$  – показатель политропы расширения;  $\varepsilon$  – степень сжатия;  $P_z, P_a, P_c, P_b, P_r, P_0$  – соответственно максимальное давление цикла, давления

| Служебная таблица |       |
|-------------------|-------|
| $S$               | 102   |
| $n_1$             | 1,376 |
| $n_2$             | 1,26  |
| $\varepsilon$     | 9     |
| $P_z$             | 6,576 |
| $P_a$             | 0,084 |
| $P_c$             | 1,721 |
| $P_b$             | 0,413 |
| $P_r$             | 0,12  |
| $P_0$             | 0,1   |

конца впуска, конца сжатия, конца расширения, конца выпуска, атмосферное. Для автоматизации процесса заполнения «служебной таблицы» указанные показатели выводятся в нижней части листа, на котором содержится программа теплового расчета (см. file TP ДВС 01E, лист 1). Далее необходимо полученные значения «очистить» от содержащихся в их ячейках математических формул, вычленив только численные значения. С этой целью целесообразно ячейки выделить, копировать, перенести в редактор «Word», снова выделить копировать и вернуть в «Excel» в тот же лист (обычно в свободное место ниже копируемой области) или сразу непосредственно вставить в лист, содержащий программный блок расчета индикаторной диаграммы. Далее все расчеты выполняются в

автоматическом режиме. Результаты расчета заносятся в таблицы 2.4, 2.5, 2.6. При этом целесообразна «ручная» коррекция расчетного процесса. В частности, подбираются соответствующие масштабы  $M_s$  – хода поршня и давлений  $M_p$  (ячейки B2, B3 таблицы 2.4). Полученные значения отслеживаются в ячейках C5 – C7; F1 и других ячейках. Индикаторную диаграмму строят для номинального режима работы двигателя. Рекомендуемые масштабы диаграммы: хода поршня  $M_s = 1,0; 0,8; 0,5$  мм в мм, давлений –  $M_p = 0,02; 0,025; 0,04; 0,05; 0,07 - 0,10$  МПа в мм [8]. Однако в данном случае (при использовании программы «Excel») масштабы  $M_s$  и  $M_p$  могут иметь и иные значения, определяемые максимальным заполнением кривыми давлений и параметрами хода поршня от в.м.т. до в.м.т., выбранного пространства графической матрицы «мастера построения диаграмм».

Таблица 2.4.

### Основные показатели двигателя

| A               | B    | C                  | D     | E         | F     | G                  | H     | I         | J    |
|-----------------|------|--------------------|-------|-----------|-------|--------------------|-------|-----------|------|
| $S, \text{ мм}$ | 79   | $P_z, \text{ МПа}$ | 6,474 | $P_z/M_p$ | 215,8 | $P_b, \text{ МПа}$ | 0,445 | $P_b/M_p$ | 14,8 |
| $M_s$           | 0,55 | $P_a, \text{ МПа}$ | 0,085 | $P_a/M_p$ | 2,8   | $P_r, \text{ МПа}$ | 0,118 | $P_r/M_p$ | 3,9  |
| $M_p$           | 0,03 | $P_c, \text{ МПа}$ | 1,618 | $P_c/M_p$ | 53,9  | $P_0, \text{ МПа}$ | 0,1   | $P_0/M_p$ | 3,3  |

|                                |       |       |       |               |                 |       |               |        |   |
|--------------------------------|-------|-------|-------|---------------|-----------------|-------|---------------|--------|---|
| $n_1$                          | 1,377 | $n_2$ | 1,251 | $\varepsilon$ | 8,5             | -     | -             | -      | - |
| $AB=S/M_s$ , мм                | 143,6 | -     | -     | -             | $P_{c''}$ , МПа | 2,023 | $P_{c''}/M_p$ | 67,4   |   |
| $OA=AB / (\varepsilon-1)$ , мм | 19,2  | -     | -     | -             | $P_{zd}$ , МПа  | 5,503 | $P_{zd}/M_p$  | 183,43 |   |
| $OB=OA+AB$ , мм                | 162,8 | -     | -     | -             | -               | -     | $z_d$ , мм    | 2,0    |   |

Для указанной матрицы максимальный ход поршня составляет 180 масштабных единиц (мм), а высота ординаты давлений – 220. Точное значение, в абсолютных единицах, может быть получено путем наведения курсора на какую-либо точку графика. При этом на площади рисунка высветятся её искомые значения в цифровом виде.

При использовании электронных таблиц построение политроп сжатия и расширения целесообразно выполнять аналитическим методом.

Политропа сжатия определится

$$P_{xc}=P_a*(V_a/V_x)^{n_1}$$

или  $P_{xc} = P_a*(OB/OX)^{n_1}$ , МПа. (2.2)

Отсюда

$$P_{xc}/M_p = (P_a/M_p)*(OB/OX)^{n_1}, \text{ мм.} \quad (2.3)$$

Для политропы сжатия отношение  $V_a/V_x$  изменяется в пределах от 1 до  $\varepsilon$ .

Политропа расширения

$$P_{xp}=P_b*(V_b/V_x)^{n_2}$$

или  $P_{xp} = P_b*(OB/OX)^{n_2}$ , МПа. (2.4)

Отсюда

$$P_{xp}/M_p=(P_b/M_p)*(OB/OX)^{n_2}, \text{ мм.} \quad (2.5)$$

Для политропы расширения отношение  $V_b/V_x$  также изменяется в пределах от 1 до  $\varepsilon$ .

Полученные по данным уравнениям значения автоматически сводятся в таблицы 2.5а, 2.5б. Для повышения точности построений выбрано одиннадцать расчетных точек. В случае повторного использования матрицы для расчета другого двигателя, необходимо учитывать возможное отличие заданной степени сжатия  $\varepsilon$  от предыдущей, которое займет ячейку 1.3 в таблицах. Тогда в ячейках (2.3 – 11.3) последующие значения должны быть меньше предыдущих. Эта коррекция заданного отношения  $OB/OX$  выполняется «вручную».

Таблица 2.5а.

| Политропа сжатия |           |         |                 |                   |                |
|------------------|-----------|---------|-----------------|-------------------|----------------|
| № точек          | $OX$ , мм | $OB/OX$ | $(OB/OX)^{n_1}$ | $P_{xc}/M_p$ , мм | $P_{xc}$ , МПа |
| 1                | 2         | 3       | 4               | 5                 | 6              |
| 1                | 19,2      | 8,5     | 19,046          | 54,0              | 1,619          |
|                  |           |         |                 |                   | точка с        |
| 2                | 20,3      | 8       | 17,521          | 49,6              | 1,489          |

|    |       |     |        |      |         |
|----|-------|-----|--------|------|---------|
| 3  | 23,3  | 7   | 14,578 | 41,3 | 1,239   |
| 4  | 27,1  | 6   | 11,790 | 33,4 | 1,002   |
| 5  | 32,6  | 5   | 9,172  | 26,0 | 0,780   |
| 6  | 40,7  | 4   | 6,746  | 19,1 | 0,573   |
| 7  | 54,3  | 3   | 4,539  | 12,9 | 0,386   |
| 8  | 65,1  | 2,5 | 3,532  | 10,0 | 0,300   |
| 9  | 81,4  | 2   | 2,597  | 7,4  | 0,221   |
| 10 | 108,5 | 1,5 | 1,748  | 5,0  | 0,149   |
| 11 | 162,8 | 1   | 1,000  | 2,8  | 0,085   |
|    |       |     |        |      | точка а |

Таблица 2.5б.

| Политропа расширения |          |          |                                  |                                 |                 |
|----------------------|----------|----------|----------------------------------|---------------------------------|-----------------|
| №                    | OX,      | OB/OX    | (OB/OX) <sup>n<sub>2</sub></sup> | P <sub>xp</sub> /M <sub>p</sub> | P <sub>xp</sub> |
| точек                | мм       | -        | -                                | мм                              | МПа             |
| <b>1</b>             | <b>2</b> | <b>3</b> | <b>7</b>                         | <b>8</b>                        | <b>9</b>        |
| 1                    | 19,2     | 8,5      | 14,545                           | 215,7                           | 6,472           |
|                      |          |          |                                  |                                 | точка z         |
| 2                    | 20,3     | 8        | 13,482                           | 200,0                           | 6,000           |
| 3                    | 23,3     | 7        | 11,408                           | 169,2                           | 5,077           |
| 4                    | 27,1     | 6        | 9,407                            | 139,5                           | 4,186           |
| 5                    | 32,6     | 5        | 7,489                            | 111,1                           | 3,333           |
| 6                    | 40,7     | 4        | 5,665                            | 84,0                            | 2,521           |
| 7                    | 54,3     | 3        | 3,953                            | 58,6                            | 1,759           |
| 8                    | 65,1     | 2,5      | 3,146                            | 46,7                            | 1,400           |
| 9                    | 81,4     | 2        | 2,380                            | 35,3                            | 1,059           |
| 10                   | 108,5    | 1,5      | 1,661                            | 24,6                            | 0,739           |
| 11                   | 162,8    | 1        | 1,000                            | 14,8                            | 0,445           |
|                      |          |          |                                  |                                 | точка b         |

Скругление индикаторной диаграммы.

Фазы газораспределения устанавливаются с учетом быстроходности рассчитываемого двигателя, с целью получения хорошей очистки цилиндра от отработавших газов и обеспечения дозарядки в пределах, принятых в расчетах. При номинальной частоте вращения коленчатого вала  $n = 5600 \text{ мин}^{-1}$  выберем следующие фазы газораспределения: начало открытия впускного клапана (точка г') –  $18^{\circ}$  до прихода поршня в в.м.т., закрытие (точка а'') –  $60^{\circ}$  после прохода поршнем н.м.т.; начало открытия выпускного клапана (точка б') - за  $55^{\circ}$  до прихода поршня в н.м.т., закрытие (точка а') через  $25^{\circ}$  после прохода поршня в.м.т. Угол опережения зажигания (точка с') принимается равным  $35^{\circ}$ , продолжительность периода задержки воспламенения (точка f) –  $5^{\circ}$ . В соответствии с принятыми фазами газораспределения и углом опережения зажигания определим положение точек г', а', а'', с', f, б' по формуле для перемещения поршня

$$AX=0,5*AB*((1-\cos\varphi) + (\lambda/4)*(1-\cos2*\varphi)), \text{ мм}, \quad (2.6)$$

где  $\lambda'$  - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Таблица 2.6.

| Обозн. точек   | Положение точек              | $\varphi^0$ | $(1-\cos\varphi)+(\lambda'/4)*$<br>$*(1-\cos2*\varphi)$ | Расстояние точек от в.м.т. (AX), мм |
|----------------|------------------------------|-------------|---|-------------------------------------|
| г'             | 18 <sup>0</sup> до в.м.т.    | 18          | 0,0625  | 4,5                                 |
| а'             | 25 <sup>0</sup> после в.м.т. | 25          | 0,1190  | 8,5                                 |
| а''            | 60 <sup>0</sup> после н.м.т. | 120         | 1,6061  | 115,3                               |
| с'             | 35 <sup>0</sup> до в.м.т.    | 35          | 0,2275  | 16,3                                |
| f              | 30 <sup>0</sup> до в.м.т.    | 30          | 0,1694  | 12,2                                |
| б'             | 55 <sup>0</sup> до н.м.т.    | 125         | 1,6684  | 119,8                               |
| z <sub>д</sub> | 12 <sup>0</sup> после в.м.т. | 12          | 0,0280  | 2,0                                 |

Выбор величины  $\lambda'$  производится при проведении динамического расчета, а при построении индикаторной диаграммы предварительно принимается равным  $\lambda' = 0,285$ .

Расчеты ординат точек г', а', а'', с', f, б' также автоматически сводятся в таблицу 2.6.

Положение точки с'' определяется из выражения  $P_{c''} = (1,15 - 1,25)*P_c$ , МПа.

Примем  $P_{c''} = 1,25*P_c = 1,25*1,619 = 2,023$  МПа. Тогда  $P_{c''}/M_p = 2,023 / 0,03 = 67,4$  мм.

Действительное давление сгорания  $P_{zd} = 0,85*P_z = 0,85*6,472 = 5,503$  МПа. Тогда  $P_{zd}/M_p = 5,503 / 0,03 = 183,43$  мм (см. данные в таблице 2.4).

Нарастание давления от точки с'' до точки z<sub>д</sub> составляет  $P_{zd} - P_{c''} = 5,503 - 2,023 = 3,480$  МПа или  $(P_{zd} - P_{c''})/12^0 = 3,48 / 12 = 0,29$  МПа / град п.к.в., где 12<sup>0</sup> положение точки z<sub>д</sub> по горизонтали.

Соединяя плавными кривыми точки г, а', с', с'' и z<sub>д</sub>, б', б'' (точка б'' располагается обычно между точками б и а) и линией выпуска б'', г', г, получим скругленную действительную индикаторную диаграмму г а' а с' f с'' z<sub>д</sub> б' б'' г.

Построение индикаторной диаграммы осуществляется с помощью функции «Мастер диаграмм». Для этого полученные расчетные данные (таблицы 2.4, 2.5а, 2.5б, 2.6) копируются, и с листа 2 переносятся (1:1) на новый лист 3, который связан с графической матрицей, расположенной на листе 4. Такая диаграмма с автоматическим указанием фамилии студента и номера варианта приведена на рисунке 2.5. Для лучшего понимания и усвоения слушателями изучаемого материала часть построения диаграммы выполняется «в ручную». В частности, на полученные автоматически графики политроп сжатия и расширения студентами наносятся все характерные точки (а, а'', с, с', f, с'', z, z<sub>д</sub>, б', б, б'', г, г'). Для облегчения нанесения точек (б', с', f, г', а'') предусмотрена дополнительная координатная шкала параллельная оси X. На оси ординат справа указываются абсолютные величины давлений (МПа), наносит-

ся линия соответствующая давлению  $P_0$ , линии выпуска и впуска, плавными кривыми соединяются точки  $b'$  и  $b''$ , точка  $b''$  и линия выпуска, точка  $f$  соединяется с точкой  $c''$ , далее точка  $c''$  с точкой  $z_d$ , на кривых стрелками указывается направление движения поршня. Под рисунком на горизонтальной линии указываются точки  $O, A, B$ .

**Васлиев А.**

**Вариант В3**

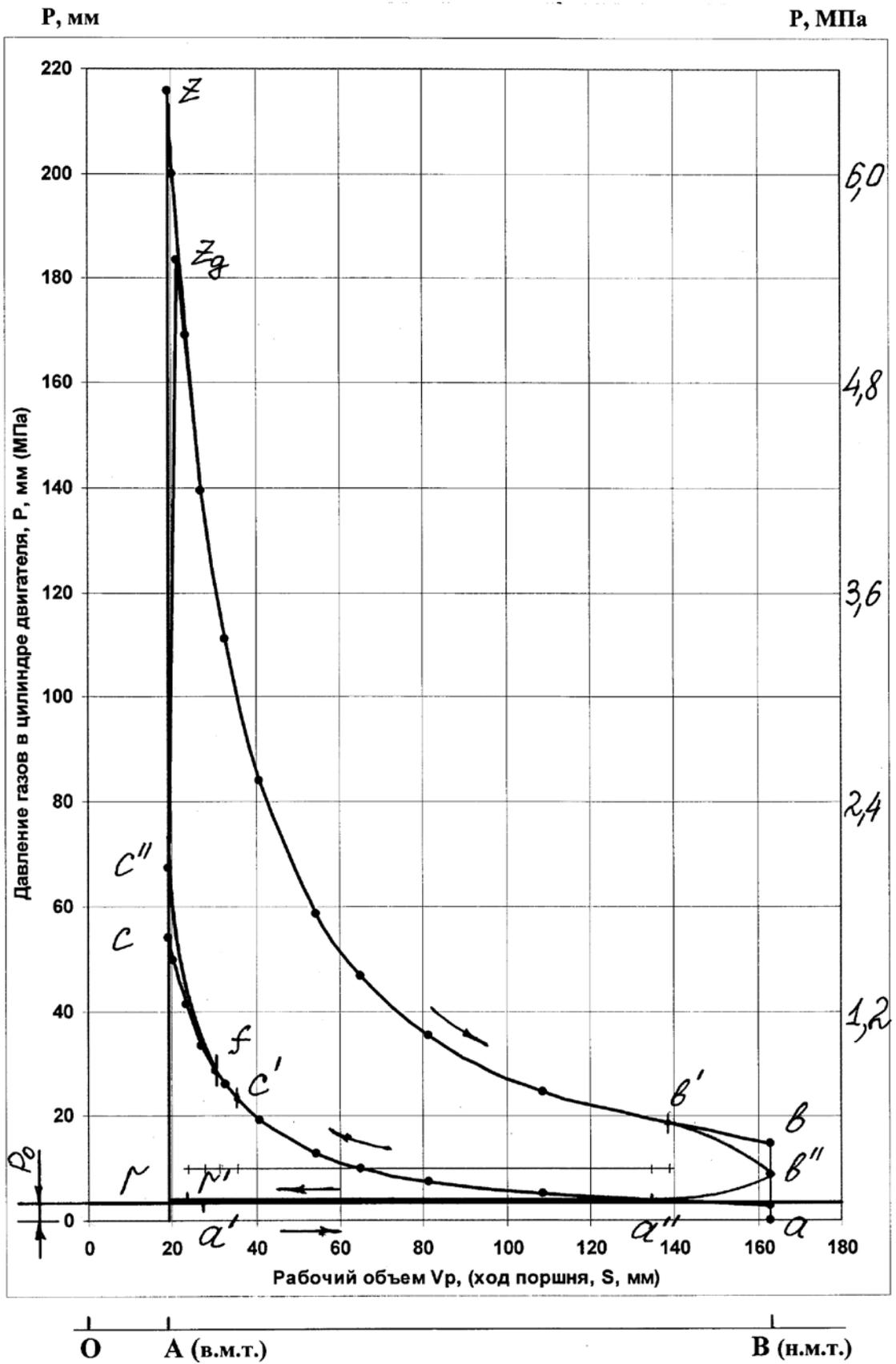


Рис. 2.5. Индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя

### 2.1.5. Тепловой расчет дизеля

Произвести расчет четырехтактного дизеля, предназначенного для грузового автомобиля. Дизель восьмицилиндровый с неразделенными камерами сгорания, объемным смесеобразованием, частотой вращения коленчатого вала при максимальной мощности  $n_N = 2600$  мин<sup>-1</sup> и степенью сжатия  $\epsilon = 17$ . Расчет выполнить для двух вариантов двигателя: а) дизель без наддува с эффективной мощностью  $N_e = 170$  кВт; б) дизель с турбонаддувом  $P_k = 0,17$  МПа (центробежный компрессор с охлаждаемым корпусом и лопаточным диффузором и радиальная турбина с постоянным давлением перед турбиной).

Полный расчет, его последовательность представлены в таблице 2.7 и виде программы в «file TP ДВС 02 E» (см электронное приложение).

В строках 0.1 – 0.8 таблицы 2.7 вводятся в соответствии с заданием все необходимые исходные данные.

В разделе I рассчитываются параметры рабочего тела.

В разделе II – параметры окружающей среды и остаточные газы. Здесь студентом дополнительно вносятся: давление  $P_0$ , МПа и температуру  $T_0$ , °К окружающего воздуха (атмосферные условия); давление  $P_k$  и температура  $T_k$  на входе в двигатель; показатель политропы сжатия компрессора  $n_k$ ; температура остаточных газов (без наддува)  $T_r$  и коэффициент повышения давления остаточных газов  $k_r$ .

В разделе III рассчитываются параметры процесса впуска. Дополнительными исходными данными являются: приращение температуры подогрева свежего заряда (без наддува)  $\Delta T$ ; значения удельной газовой постоянной для воздуха  $R_b$ ; суммарного коэффициента  $(\beta^2 + \xi)$ , учитывающего гашение скорости и сопротивление впускной системы, отнесенной к сечению в клапане; скорости движения заряда в сечении клапана  $\omega_{кл}$ . Естественный подогрев заряда в дизеле без наддува может достигать 15 ... 20 °С, а при наддуве за счет уменьшения температурного перепада между деталями двигателя и температурой надувочного воздуха величина подогрева сокращается.

В разделе IV выполняется расчет процесса сжатия. Здесь дополнительно вносятся средние значения показателя политропы сжатия  $n_1$ . При работе дизеля на номинальном режиме можно с достаточной степенью точности принять показатель политропы сжатия приблизительно равным показателю адиабаты, который определяется по номограмме рис. 2.2 [8].

Как отмечалось выше для нахождения средней мольной теплоемкости остаточных газов в конце сжатия на основании анализа табличных значений, для дизельных двигателей предложены и апробированы следующие эмпирические зависимости:

для дизелей без наддува

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_c} = 24,484 + 0,00395 \cdot (t_c - 700) + 1,45 \cdot (1,3 - \alpha); \quad (2.7)$$

для дизелей с наддувом

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_c} = 24,484 + 0,00395 \cdot (t_c - 700) + 1,45 \cdot (1,35 - \alpha), \quad (2.8)$$

где

$(mc''_v)_{t_0}^{t_c}$  – средняя мольная теплоемкость остаточных газов в конце сжатия, кДж/(кмоль\*град);

$t_c$  – температура в конце сжатия, °С;

$\alpha$  – коэффициент избытка воздуха.

Сравнительные расчеты показали, что в диапазоне температур  $t_c = 600 \dots 800$  °С и изменения коэффициента избытка воздуха  $\alpha = 1,2 \dots 1,5$  погрешность значений, полученных по данным формулам, не превышает  $\pm 0,1$  %.

Далее в разделе V производится расчет процесса сгорания. Для этого необходимо дополнительно задаться коэффициентом использования теплоты  $\xi_z$  и степенью повышения давления в дизеле  $\lambda$ . Коэффициент использования теплоты  $\xi_z$  для современных дизелей с неразделенными камерами сгорания и хорошо организованным струйным смесеобразованием можно принять для двигателя без наддува  $\xi_z = 0,82$ , а при наддуве, в связи с повышением теплонапряженности двигателя и созданием более благоприятных условий для протекания процесса сгорания –  $\xi_z = 0,86$ .

Степень повышения давления в дизеле, в основном, зависит от величины цикловой подачи топлива. С целью снижения газовых нагрузок на детали КШМ целесообразно иметь максимальное давление сгорания не выше 11 ... 12 МПа. В связи с этим для дизеля без наддува  $\lambda = 2,0$ , а с наддувом –  $\lambda = 1,5$ . Далее решение системы приведенных уравнений (строки 5.6 – 5.8) сводится к решению квадратного уравнения с известными коэффициентами ( $\Sigma A$ ,  $\Sigma B$ ,  $\Sigma C$ ).

В разделе VI рассчитываются процессы расширения и выпуска. Для этого вводятся значения показателя политропы расширения  $n_2$ . Средние показатели адиабаты и политропы расширения для дизелей выбираются следующим образом. На номинальном режиме можно принять показатель политропы расширения, с учетом достаточно больших размеров цилиндра, несколько меньше показателя адиабаты расширения, который определяется по номограмме (рис. 2.6) [8]. Принятые значения  $n_2$  (строка 6.1, табл. 2.7).

Здесь же осуществляется проверка величины ранее принятой в разделе II температуры остаточных газов  $T_r$ . В случае расхождения расчетной и принятой величин температур остаточных газов более чем на 3%, ранее введенные значения корректируются до получения удовлетворительной сходимости.

В разделах VII, VIII определяются индикаторные параметры рабочего цикла и эффек-

тивные показатели двигателя. Дополнительными исходными данными являются значения коэффициента полноты диаграммы  $\phi_i$  и предполагаемой средней скорости поршня  $V'_{п.ср.}$ , м/с.

В разделе IX выполняется расчет основных параметров цилиндра и двигателя в целом. Здесь студент принимает решение и назначает окончательные значения диаметра цилиндра и хода поршня. По ним проверяется и корректируется «ошибка» при выборе средней скорости поршня  $V'_{п.ср.}$ , рассчитывается литраж двигателя  $V_{л}$ ,  $\text{дм}^3$ ; эффективная мощность двигателя  $N_e$ , кВт; крутящий момент  $M_e$ ,  $\text{Н}^*\text{м}$ ; часовой расход топлива  $G_T$ , кг/ч; литровая мощность  $N_{л}$ , кВт/л.

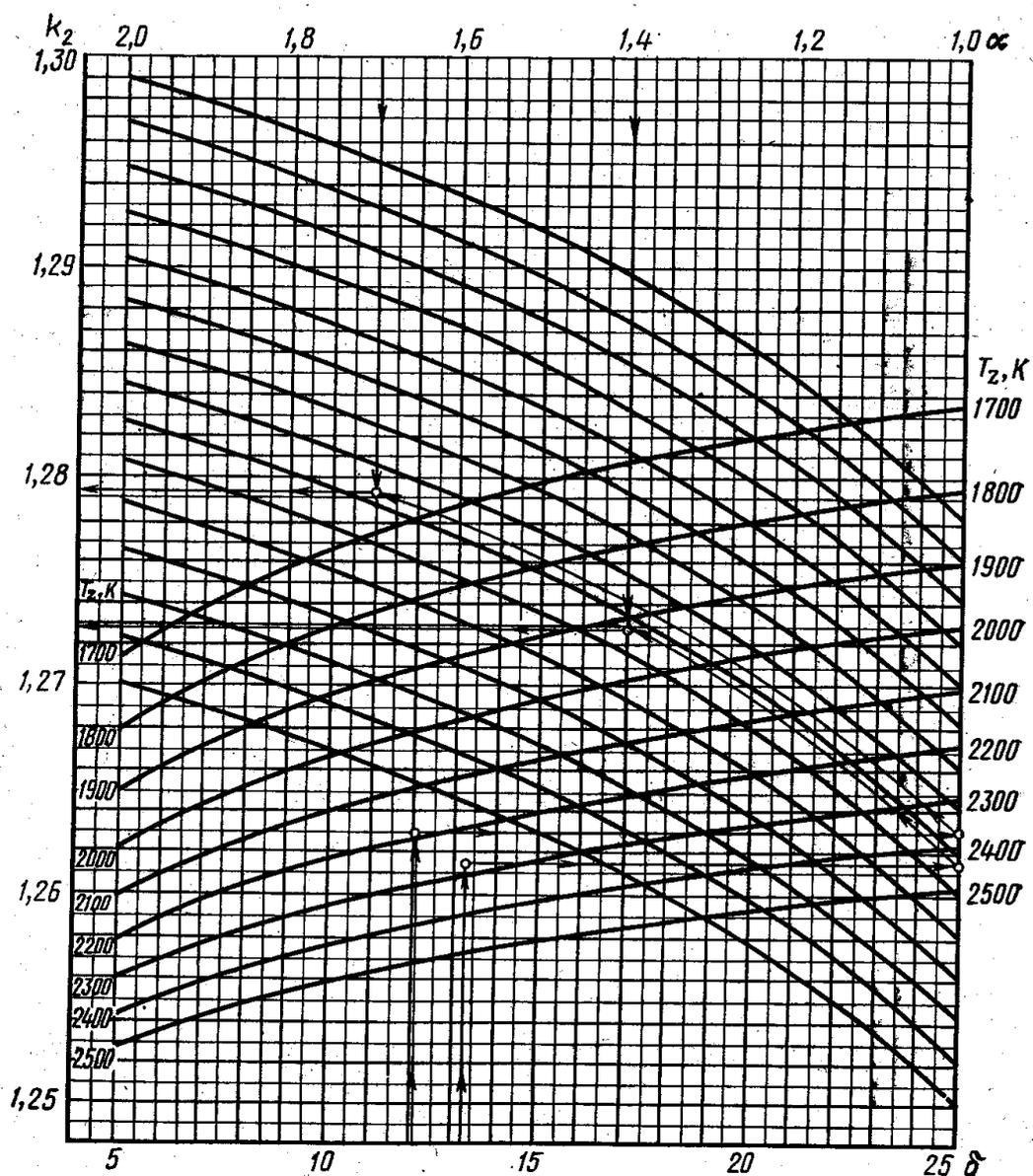


Рис. 2.6. Номограмма определения показателя адиабаты расширения  $k_2$  для дизеля

Таблица 2.7.

## Тепловой расчет дизеля

Задача: Рассчитать рабочий цикл четырехтактного дизеля, предназначенного для грузового автомобиля, по данным расчета определить основные его размеры

| <b>A</b>   | <b>B</b>   | <b>C</b>          | <b>D</b>   | <b>E</b> | <b>F</b> | <b>G</b> | <b>H</b> |
|--|--|-------------------|------------|----------|----------|----------|----------|
|  | <b>Исходные данные:</b>  |                   |            |          |          |          |          |
| №  | Наименование вводимого параметра                                       | Ед.               | Обоз.      | Знач     | Знач.    | Знач.    | Знач.    |
| 0.1  | Мощность   | кВт               | $N_e$      | 170      | 170      | -        | -        |
| 0.2  | Номинальная частота вращения кол./вала                                 | мин <sup>-1</sup> | $n_N$      | 2600     | 2600     | 2600     | 2200     |
| 0.3  | Степень сжатия   | -                 | $\epsilon$ | 17       | 17       | 17       | 18       |
| 0.4  | Коэффициент избытка воздуха  | -                 | $\alpha$   | 1,4      | 1,4      | 1,7      | 1,65     |
| 0.5  | Отношение хода поршня к диаметру цилиндра                              | -                 | $S/D$      | 1        | 1        | 1        | 1,04     |
| 0.6  | Число и расположение цилиндров (P,V)                                   | -                 | $I$        | 8        | 8        | 8        | 4        |
| 0.7  | Топливо: дизтопливо по ГОСТ 305-73                                     | -                 | ДЛ         | -        | -        |          |          |
|  | элементарный состав:   |                   |            |          |          |          |          |
|  | _содержание углерода   | -                 | $C$        | 0,87     | 0,87     | 0,87     | 0,87     |
|  | _содержание водорода   | -                 | $H$        | 0,126    | 0,126    | 0,126    | 0,126    |
|  | _содержание кислорода  | -                 | $O_T$      | 0,004    | 0,004    | 0,004    | 0,004    |
|  | _низшая теплота сгорания   | кДж/кг            | $H_u$      | 42440    | 42440    | 42440    | 42440    |
| 0.8  | Тактность двигателя  | -                 | $\ddot{I}$ | 4        | 4        | 4        | 4        |
| <b>Результаты расчета</b>  |  |                   |            |          |          |          |          |
| <b>I. Параметры рабочего тела</b>  |  |                   |            |          |          |          |          |
|  | <b>Расчет:</b>   |                   |            |          |          |          |          |
| 1.1  | Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива: |                   |            |          |          |          |          |
|  | $l_0=(1/0,23)*(8/3*C + 8*H - O_T)$                                     | кг                | $l_0$      | 14,452   | 14,452   | 14,452   | 14,452   |
|  | $L_0=(1/0,208)*(C/12 + H/4 - O_T/32)$                                  | кмоль             | $L_0$      | 0,4994   | 0,4994   | 0,4994   | 0,4994   |
| *при расчетах содержание $O_2$ в воздухе принято по объему 20,8 %; по массе - 23 % |  |                   |            |          |          |          |          |

| <b>A</b>  | <b>B</b>  | <b>C</b>    | <b>D</b> | <b>E</b>      | <b>F</b> | <b>G</b> | <b>H</b> |
|---|---|-------------|----------|---------------|----------|----------|----------|
| 1.2   | Количество свежего заряда (воздуха)                             |             |          |               |          |          |          |
|   | $M_1 = \alpha \cdot L_0$ , кмоль св. зар./кг топл.              |             | $M_1$    | <b>0,6992</b> | 0,6992   | 0,8490   | 0,8240   |
| 1.3   | Количество отдельных компонентов продуктов сго-                 |             |          |               |          |          |          |
|   | а) $mCO_2 = (C/12)$ , кмоль/кг топл.                            |             | $mCO_2$  | <b>0,0725</b> | 0,0725   | 0,0725   | 0,0725   |
|   | б) $mH_2O = (H/2)$ , кмоль/кг топл.                             |             | $mH_2O$  | <b>0,0630</b> | 0,0630   | 0,0630   | 0,0630   |
|   | в) $mO_2 = 0,208 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0$ , кмоль/кг топл. |             | $mO_2$   | <b>0,0416</b> | 0,0416   | 0,0727   | 0,0675   |
|   | д) $mN_2 = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0$ , кмоль/кг топл.       |             | $mN_2$   | <b>0,5537</b> | 0,5537   | 0,6724   | 0,6526   |
| 1.4   | Суммарное количество продуктов сгорания                         |             | $M_2$    | <b>0,7308</b> | 0,7308   | 0,8806   | 0,8556   |
|   | $M_2 = mCO_2 + mH_2O + mO_2 + mN_2$ , кмоль/кг топл.            |             |          |               |          |          |          |
| <b>II. Параметры окружающей среды и остаточные газы</b> |   |             |          |               |          |          |          |
| <i>Исходные данные:</i>                                 |   |             |          |               |          |          |          |
| 2.1   | Параметры окружающей среды (атмосфер.):                         |             |          |               |          |          |          |
|   | _ давление  | МПа         | $P_0$    | <b>0,1</b>    | 0,1      | 0,1      | 0,1      |
|   | _ температура   | $^{\circ}K$ | $T_0$    | <b>293</b>    | 293      | 293      | 296      |
| 2.2   | Давление окружающей среды (входящее):                           | МПа         | $P_k$    | <b>0,1</b>    | 0,1      | 0,17     | 0,18     |
|   | $P_k = P_0$ , (для дизелей без наддува)                         |             |          |               |          |          |          |
| 2.3   | Температура окружающей среды:                                   |             |          |               |          |          |          |
|   | $T_k = T_0$ , (для дизелей без наддува)                         | $^{\circ}K$ | $T_k$    | <b>293</b>    | 293      | 361      | 373      |
|   | $T_k = T_0 \cdot (P_k/P_0)^{(n_k - 1)/n_k}$ (с наддувом)        | $^{\circ}K$ | $T_k$    | -             | -        | 361      | 373      |
| 2.4   | Показатель политропы сжатия компрессора                         | -           | $n_k$    | -             | -        | 1,65     | 1,65     |
| 2.5   | Температура остаточных газов (без наддува)                      | $^{\circ}K$ | $T_r$    | <b>780</b>    | 780      | 785      | 800      |
| 2.6   | Коэффициент повышения давления остаточных газов                 | -           | $k_r$    | <b>1,05</b>   | 1,05     | 1,05     | 1,05     |

| A                          | B   | C                  | D                    | E            | F     | G     | H     |
|----------------------------|---|--------------------|----------------------|--------------|-------|-------|-------|
|                            | <b>Расчет:</b>  |                    |                      |              |       |       |       |
| 2.7                        | Давление остаточных газов:  |                    |                      |              |       |       |       |
|                            | $P_r = k_r * P_0$ , (для дизелей без наддува)   | МПа                | $P_r$                | <b>0,105</b> | 0,105 | 0,162 | 0,171 |
|                            | $P_r = 0,95 * P_k$ , (для дизелей с наддувом)   | МПа                | $P_r$                | -            | -     | 0,162 | 0,171 |
| <b>III. Процесс впуска</b> |   |                    |                      |              |       |       |       |
|                            | <b>Исходные данные:</b>   |                    |                      |              |       |       |       |
| 3.1                        | Приращение температуры подогрева свежего заряда (без наддува)                             | $^{\circ}\text{C}$ | $\Delta T$           | <b>20</b>    | 20    | 10    | 16    |
| 3.2                        | Удельная газовая постоянная для воздуха   | Дж/(кг*<br>*град)  | $R_b$                | <b>287</b>   | 287   | 287   | 287   |
| 3.3                        | Суммарный коэффициент, учитывающий гашение  | -                  | $\beta^2 + \xi$      | <b>2,7</b>   | 2,7   | 2,7   | 2,8   |
| 3.4                        | Скорость движения заряда в сечении клапана  | м/с                | $\omega_{\text{кл}}$ | <b>70</b>    | 70    | 70    | 73    |
|                            |   |                    |                      |              |       |       |       |
|                            | <b>Расчет:</b>  |                    |                      |              |       |       |       |
| 3.5                        | Плотность заряда на впуске  | кг/м <sup>3</sup>  | $\rho_k$             | <b>1,189</b> | 1,189 | 1,640 | 1,681 |
|                            | $\rho_k = P_k * 10^6 / (R_b * T_k)$   |                    |                      |              |       |       |       |
| 3.6                        | Потери давления на впуске в двигателе   | МПа                | $\Delta P_a$         | <b>0,008</b> | 0,008 | 0,011 | 0,013 |
|                            | $\Delta P_a = (\beta^2 + \xi) * 0,5 * \omega_{\text{кл}}^2 * \rho_k * 10^{-6}$            |                    |                      |              |       |       |       |
| 3.7                        | Давление в конце впуска: $P_a = P_k - \Delta P_a$   | МПа                | $P_a$                | <b>0,092</b> | 0,092 | 0,159 | 0,167 |
| 3.8                        | Коэффициент остаточных газов  | -                  | $\gamma_r$           | <b>0,029</b> | 0,029 | 0,030 | 0,029 |
|                            | $\gamma_r = ((T_k + \Delta T) / T_r) * (P_r / (\varepsilon * P_a - P_r))$                 |                    |                      |              |       |       |       |
| 3.9                        | Температура в конце впуска  | $^{\circ}\text{K}$ | $T_a$                | <b>326</b>   | 326   | 383   | 401   |
|                            | $T_a = (T_k + \Delta T + \gamma_r * T_r) / (1 + \gamma_r)$                                |                    |                      |              |       |       |       |
| 3.10                       | Коэффициент наполнения  | -                  | $\eta_v$             | <b>0,855</b> | 0,855 | 0,910 | 0,891 |
|                            | $\eta_v = T_k * (\varepsilon * P_a - P_r) / ((T_k + \Delta T) * (\varepsilon - 1) * P_k)$ |                    |                      |              |       |       |       |

| A   | B   | C                  | D                    | E             | F      | G      | H      |
|---|---|--------------------|----------------------|---------------|--------|--------|--------|
| <b>IV. Процесс сжатия</b>   |   |                    |                      |               |        |        |        |
| <i>Исходные данные:</i>   |   |                    |                      |               |        |        |        |
| 4.1   | Показатель политропы сжатия   | -                  | $n_1$                | <b>1,37</b>   | 1,37   | 1,362  | 1,365  |
| <i>Расчет:</i>  |   |                    |                      |               |        |        |        |
| 4.2   | Давление в конце сжатия: $P_c = P_a * \epsilon^{n_1}$                                       | МПа                | $P_c$                | <b>4,468</b>  | 4,468  | 7,545  | 8,657  |
| 4.3   | Температура в конце сжатия: $T_c = T_a * \epsilon^{(n_1-1)}$                                | $^{\circ}\text{K}$ | $T_c$                | <b>930</b>    | 930    | 1069   | 1151   |
| 4.4   | Средняя молярная теплоемкость в конце сжатия:   |                    |                      |               |        |        |        |
|   | а) свежей смеси (воздуха), кДж/(кмоль*град)   |                    | $(mc_v)_{to}^{tc}$   | <b>22,334</b> | 22,334 | 22,699 | 22,916 |
|   | $(mc_v)_{to}^{tc} = 20,6 + 2,638 * 10^{-3} * t_c$ , где                                     |                    |                      |               |        |        |        |
|   | $t_c = T_c - 273$   | $^{\circ}\text{C}$ | $t_c$                | <b>657</b>    | 657    | 796    | 878    |
|   | б) остаточных газов, кДж/(кмоль*град)   |                    |                      |               |        |        |        |
|   | $(mc''_v)_{to}^{tc} = 24,484 + 0,00395 * (t_c - 700) + 1,45 * (1,3 - \alpha)$ , Б/Н         |                    | $(mc''_v)_{to}^{tc}$ | <b>24,170</b> | 24,17  | 24,354 | 24,68  |
|   | $(mc''_v)_{to}^{tc} = 24,484 + 0,00395 * (t_c - 700) + 1,45 * (1,35 - \alpha)$ , С/Н        |                    | $(mc''_v)_{to}^{tc}$ |               |        | 24,354 |        |
| **в диапазоне температуры $t_c = 600 - 800$ $^{\circ}\text{C}$ и $\alpha = 1,2 - 1,5$ погрешность по данным формулам не |   |                    |                      |               |        |        |        |
|   | в) рабочей смеси, кДж/(кмоль*град)  |                    | $(mc'_v)_{to}^{tc}$  | <b>22,385</b> | 22,385 | 22,747 | 22,966 |
|   | $(mc'_v)_{to}^{tc} = (1/(1+\gamma_r)) * ((mc_v)_{to}^{tc} + \gamma_r * (mc''_v)_{to}^{tc})$ |                    |                      |               |        |        |        |
| <b>V. Процесс сгорания</b>  |   |                    |                      |               |        |        |        |
| <i>Исходные данные:</i>   |   |                    |                      |               |        |        |        |
| 5.1   | Коэффициент использования теплоты   | -                  | $\xi_z$              | <b>0,82</b>   | 0,82   | 0,86   | 0,83   |
| 5.2   | Степень повышения давления в дизеле   | -                  | $\lambda$            | <b>2</b>      | 2      | 1,5    | 1,5    |
|   | $\lambda = P_z / P_c$   |                    |                      |               |        |        |        |
| <i>Расчет:</i>  |   |                    |                      |               |        |        |        |

| A    | B  | C     | D           | E             | F      | G      | H      |
|------|--|-------|-------------|---------------|--------|--------|--------|
| 5.3  | Теоретический коэффициент молекулярного изменения свежей смеси: $\mu_0 = M_2/M_1$  | -     | $\mu_0$     | <b>1,045</b>  | 1,045  | 1,037  | 1,038  |
| 5.4  | Коэффициент молекулярного изменения рабочей  | -     | $\mu$       | <b>1,044</b>  | 1,044  | 1,036  | 1,037  |
| 5.5  | Теплота сгорания рабочей смеси, кДж/кмоль р.см.<br>$H_{p,cm.} = H_u / (M_1 * (1 + \gamma_r))$  |       | $H_{p,cm.}$ | <b>59000</b>  | 59000  | 48533  | 50040  |
| 5.6  | Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания в  |       |             |               |        |        |        |
|      | $(mc''_v)_{to}^{tz} = (1/M_2) * (mCO_2 * (mc''_{v CO_2})_{to}^{tz} + mH_2O * (mc''_{v H_2O})_{to}^{tz} + mO_2 * (mc''_{v O_2})_{to}^{tz} + mN_2 * (mc''_{v N_2})_{to}^{tz}) =$<br>$= (1/M_2) * (mCO_2 * (39,123 + 0,003349 * t_z) + mH_2O * (26,670 + 0,004438 * t_z) + mO_2 * (23,723 + 0,00155 * t_z) +$<br>$+ mN_2 * (21,951 + 0,001457 * t_z)) = \Sigma A + \Sigma B * t_z,$<br>где: $\Sigma A = (1/M_2) * (mCO_2 * 39,123 + mH_2O * 26,670 + mO_2 * 23,723 + mN_2 * 21,951);$<br>$\Sigma B = (1/M_2) * (mCO_2 * 0,003349 + mH_2O * 0,004438 + mO_2 * 0,00155 + mN_2 * 0,001457);$ |       |             |               |        |        |        |
|      |  |       | $\Sigma A$  | <b>24,162</b> | 24,162 | 23,849 | 23,893 |
|      |  |       | $\Sigma B$  | <b>0,0019</b> | 0,0019 | 0,0018 | 0,0018 |
|      | $(mc''_p)_{to}^{tz} = (mc''_v)_{to}^{tz} + 8,315 = \Sigma A + 8,315 + \Sigma B * t_z = \Sigma C + \Sigma B * t_z$<br>$\Sigma C = \Sigma A + 8,315$   |       |             |               |        |        |        |
|      |  |       | $\Sigma C$  | <b>32,477</b> | 32,477 | 32,164 | 32,208 |
| 5.7  | Температура в конце видимого процесса сгорания   |       |             |               |        |        |        |
|      | $\xi_z * H_{p,cm.} + ((mc''_v)_{to}^{tc} + 8,315 * \lambda) * t_c + 2270 * (\lambda - \mu) = \mu * (mc''_p)_{to}^{tz} * t_z$<br>или $\Sigma B * t_z^2 + \Sigma C * t_z - H' = 0$ , где:  |       |             |               |        |        |        |
|      | $H' = (\xi_z * H_{p,cm.} + ((mc''_v)_{to}^{tc} + 8,315 * \lambda) * t_c + 2270 * (\lambda - \mu)) / \mu$   |       |             |               |        |        |        |
|      |  |       | $H'$        | <b>72985</b>  | 72985  | 68341  | 71053  |
| 5.8  | тогда $t_z = (-\Sigma C + (\Sigma C^2 + 4 * \Sigma B * H')^{0,5}) / (2 * \Sigma B)$  | $^0C$ | $t_z$       | <b>2010</b>   | 2010   | 1916   | 1981   |
| 5.9  | $T_z = t_z + 273$  | $^0K$ | $T_z$       | <b>2283</b>   | 2283   | 2189   | 2254   |
| 5.10 | Максимальное давление сгорания: $P_z = \lambda * P_c$  | МПа   | $P_z$       | <b>8,936</b>  | 8,936  | 11,318 | 12,985 |
| 5.11 | Степень предварительного расширения для дизелей: $\rho = \mu * T_z / (\lambda * T_c)$  | -     | $\rho$      | <b>1,281</b>  | 1,281  | 1,415  | 1,354  |

| A   | B  | C                  | D                    | E            | F     | G     | H     |
|---|--|--------------------|----------------------|--------------|-------|-------|-------|
| <b>VI. Процессы расширения и выпуска</b>  |  |                    |                      |              |       |       |       |
| <i>Исходные данные:</i>   |  |                    |                      |              |       |       |       |
| 6.1   | Показатель политропы расширения                                  | -                  | $n_2$                | <b>1,26</b>  | 1,26  | 1,267 | 1,267 |
| <i>Расчет:</i>  |  |                    |                      |              |       |       |       |
| 6.2   | Степень последующего расширения                                  | -                  | $\delta$             | <b>13,27</b> | 13,27 | 12,02 | 13,29 |
| $\delta = \varepsilon / \rho$ (на основании этого задаемся $n_2$ (см. п. 6.1))  |  |                    |                      |              |       |       |       |
| 6.3   | Давление в конце процесса расширения                             | МПа                | $P_b$                | <b>0,344</b> | 0,344 | 0,485 | 0,490 |
| $P_b = P_z / \delta^{n_2}$  |  |                    |                      |              |       |       |       |
| 6.4   | Температура в конце процесса расширения                          | $^{\circ}\text{K}$ | $T_b$                | <b>1166</b>  | 1166  | 1127  | 1130  |
| $T_b = T_z / \delta^{(n_2-1)}$  |  |                    |                      |              |       |       |       |
| 6.5   | Проверка ранее принятой температуры остаточных газов:            | $^{\circ}\text{K}$ | $T_r'$               | <b>785</b>   | 785   | 781   | 796   |
| $T_r' = T_b / (P_b / P_r)^{1/3}$  |  |                    |                      |              |       |       |       |
| 6.6   | $\Delta = 100 * (T_r' - T_r) / T_r$                              | %                  | $\Delta$             | <b>0,6</b>   | 0,6   | -0,5  | -0,5  |
| <b>VII. Индикаторные параметры рабочего цикла</b>   |  |                    |                      |              |       |       |       |
| <i>Исходные данные:</i>   |  |                    |                      |              |       |       |       |
| 7.1   | Коэффициент полноты диаграммы                                    | -                  | $\varphi_{\text{и}}$ | <b>0,95</b>  | 0,95  | 0,95  | 0,95  |
| <i>Расчет:</i>  |  |                    |                      |              |       |       |       |
| 7.2   | Теоретическое среднее индикаторное давление                      | МПа                | $P_i'$               | <b>1,014</b> | 1,014 | 1,276 | 1,294 |
| $P_i' = (P_c / (\varepsilon - 1)) * (\lambda * (\rho - 1) + (\lambda * \rho / (n_2 - 1)) * (1 - (1 / \delta^{(n_2 - 1)})) - (1 / (n_1 - 1)) * (1 - (1 / \varepsilon^{(n_1 - 1)})))$ |  |                    |                      |              |       |       |       |
| 7.3   | Среднее индикаторное давление: $P_i = \varphi_{\text{и}} * P_i'$ | МПа                | $P_i$                | <b>0,963</b> | 0,963 | 1,212 | 1,229 |
| 7.4   | Индикаторный к.п.д.  | -                  | $\eta_i$             | <b>0,452</b> | 0,452 | 0,470 | 0,461 |
| $\eta_i = P_i * l_0 * \alpha / (0,001 * N_u * \rho_k * \eta_v)$   |  |                    |                      |              |       |       |       |

| A  | B  | C         | D            | E            | F            | G            | H            |
|--|--|-----------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| 7.5  | Индикаторный удельный расход топлива                     | г/(кВт*ч) | $g_i$        | <b>188</b>   | 188          | 180          | 184          |
|  | $g_i=3600/(0,001*N_u*\eta_i)$                            |           |              |              |              |              |              |
| <b>VIII. Эффективные показатели двигателя</b>      |  |           |              |              |              |              |              |
| <i>Исходные данные:</i>                            |  |           |              |              |              |              |              |
| 8.1  | Средняя скорость поршня (при $n_N$ , мин <sup>-1</sup> ) | м/с       | $V'_{п.ср.}$ | <b>10,45</b> | 10,45        | 10,45        | 8,5          |
| <i>Расчет:</i>                                     |  |           |              |              |              |              |              |
| 8.2  | Среднее давление механических потерь                     | МПа       | $P_M$        | <b>0,212</b> | 0,212        | 0,212        | 0,189        |
|  | $P_M=0,089+0,0118*V'_{п.ср.}$                            |           |              |              |              |              |              |
| 8.3  | Среднее эффективное давление: $P_e=P_i-P_M$              | МПа       | $P_e$        | <b>0,751</b> | 0,751        | 1,000        | 1,040        |
| 8.4  | Механический к.п.д.: $\eta_M=P_e/P_i$                    | -         | $\eta_M$     | <b>0,780</b> | 0,780        | 0,825        | 0,846        |
| 8.5  | Эффективный к.п.д.: $\eta_e=\eta_i*\eta_M$               | -         | $\eta_e$     | <b>0,352</b> | 0,352        | 0,388        | 0,390        |
| 8.6  | Эффективный удельный расход топлива                      | г/(кВт*ч) | $g_e$        | <b>241,0</b> | 241,0        | 218,7        | 217,4        |
|  | $g_e=3600/(0,001*N_u*\eta_e)$                            |           |              |              |              |              |              |
| <b>IX. Основные параметры цилиндра и двигателя</b> |  |           |              |              |              |              |              |
| <i>Расчет:</i>                                     |  |           |              |              |              |              |              |
| 9.1  | Литраж двигателя: $V_{л}=30*\dot{I}*N_e/(P_e*n_N)$       | л         | $V_{л}$      | <b>10,45</b> | 10,45        | 0,00         | 0,00         |
| 9.2  | Рабочий объем одного цилиндра: $V_h=V_{л}/I$             | л         | $V_h$        | <b>1,31</b>  | 1,31         | 0,00         | 0,00         |
| 9.3  | Диаметр цилиндра (расчетный)                             | мм        | $D'$         | <b>118,5</b> | 118,5        | -            | -            |
|  | $D'=(10^6*4*V_h/(3,14*(S/D)))^{(1/3)}$                   |           |              |              |              |              |              |
| <b>9.4</b>   | <b>Окончательно примем диаметр цилиндра</b>              | <b>мм</b> | <b>D</b>     | <b>120,0</b> | <b>120,0</b> | <b>120,0</b> | <b>110,0</b> |
| 9.5  | Ход поршня (расчетный)                                   | мм        | $S'$         | <b>118,5</b> | 118,5        | -            | -            |
|  | $S'=10^6*4*V_h/(3,14*D^2)$                               |           |              |              |              |              |              |
|  | $S''=(S/D)*D$ (расчетный, если задан D)                  |           | $S''$        |              |              | 120          | 114,4        |
| <b>9.6</b>   | <b>Окончательно примем ход поршня</b>                    | <b>мм</b> | <b>S</b>     | <b>120,0</b> | <b>120,0</b> | <b>120,0</b> | <b>115,0</b> |

| A   | B  | C          | D                       | E            | F            | G            | H           |
|---|--|------------|-------------------------|--------------|--------------|--------------|-------------|
| 9.7   | Полученная средняя скорость поршня   | м/с        | $V_{п.ср.}$             | <b>10,40</b> | 10,40        | 10,40        | 8,43        |
|   | $V_{п.ср.} = S \cdot n_N / (3 \cdot 10^4)$                                       |            |                         |              |              |              |             |
| 9.8   | $\Delta = 100 \cdot (V'_{п.ср.} - V_{п.ср.}) / V_{п.ср.}$                        | %          | $\Delta$                | <b>0,48</b>  | 0,48         | 0,48         | 0,79        |
| По окончательным значениям S и D определим основные параметры двигателя |  |            |                         |              |              |              |             |
|   | <b>Тогда:</b>  |            |                         |              |              |              |             |
| 9.9   | Литраж двигателя: $V_{л} = 3,14 \cdot D^2 \cdot S \cdot I / (4 \cdot 10^6)$      | мм         | $V_{л}$                 | <b>10,85</b> | 10,85        | 10,85        | 4,37        |
| <b>9.10</b>   | <b>Мощность двигателя</b>  | <b>кВт</b> | <b><math>N_e</math></b> | <b>176,5</b> | <b>176,5</b> | <b>235,1</b> | <b>83,3</b> |
|   | $N_e = P_e \cdot V_{л} \cdot n_N / (30 \cdot \dot{I})$ ( $\dot{I}$ -тактность=4) |            |                         |              |              |              |             |
| 9.11  | Крутящий момент: $M_e = (3 \cdot 10^4 / 3,14) \cdot (N_e / n_N)$                 | Н*М        | $M_e$                   | <b>649</b>   | 649          | 864          | 362         |
| 9.12  | Часовой расход топлива: $G_T = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3}$                      | кг/ч       | $G_T$                   | <b>42,53</b> | 42,53        | 51,43        | 18,11       |
| 9.13  | Литровая мощность двигателя: $N_{л} = N_e / V_{л}$                               | кВт/л      | $N_{л}$                 | <b>16,26</b> | 16,26        | 21,67        | 19,06       |
| <b>X. Данные для построения индикаторной диаграммы дизеля</b>           |  |            |                         |              |              |              |             |
| 10.1  | Ход поршня   | мм         | S                       | <b>120,0</b> | 120,0        | 120,0        | 115,0       |
| 10.2  | Показатель политропы сжатия  | -          | $n_1$                   | <b>1,37</b>  | 1,37         | 1,362        | 1,365       |
| 10.3  | Показатель политропы расширения  | -          | $n_2$                   | <b>1,26</b>  | 1,26         | 1,267        | 1,267       |
| 10.4  | Степень сжатия   | -          | $\epsilon$              | <b>17,0</b>  | 17,0         | 17,0         | 18,0        |
| 10.5  | Максимальное давление сгорания теоретич.   | МПа        | $P_z$                   | <b>8,936</b> | 8,936        | 11,318       | 12,985      |
| 10.6  | Давление в конце впуска  | МПа        | $P_a$                   | <b>0,092</b> | 0,092        | 0,159        | 0,167       |
| 10.7  | Давление в конце сжатия  | МПа        | $P_c$                   | <b>4,468</b> | 4,468        | 7,545        | 8,657       |
| 10.8  | Давление в конце процесса расширения   | МПа        | $P_b$                   | <b>0,344</b> | 0,344        | 0,485        | 0,490       |
| 10.9  | Давление остаточных газов  | МПа        | $P_r$                   | <b>0,105</b> | 0,105        | 0,1615       | 0,171       |
| 10.10   | Давление окружающей среды  | МПа        | $P_0$                   | <b>0,1</b>   | 0,1          | 0,1          | 0,1         |
| 10.11   | Степень предварительного расширения  | -          | $\rho$                  | <b>1,281</b> | 1,281        | 1,415        | 1,354       |
|   |  |            |                         | <b>***</b>   | *            | *            | *           |

В разделе X таблицы 2.7 сгруппированы данные, значения которых необходимы для последующего расчета и построения индикаторной диаграммы дизеля.

Полученные в расчете данные позволяют далее определять тепловой баланс двигателя, выполнять теоретические исследования влияния отдельных параметров двигателя (степени сжатия, состава смеси, вида топлива и др.) на его остальные показатели и геометрические размеры.

В столбце «Н» табл. 2.7 приведен расчет дизеля с турбонаддувом по заданным параметрам диаметра цилиндра  $D$  и хода поршня  $S$  (отношению  $S/D$ ).

#### **2.1.6. Тепловой баланс дизеля**

Тепловой баланс дизеля выполним на основании значений, полученных в тепловом расчете. Как отмечалось выше, дополнительными исходными данными являются коэффициент пропорциональности « $c$ » и показатель степени « $m$ » (см. табл. 2.8). Для четырехтактных двигателей  $c = 0,45 \dots 0,53$ ;  $m = 0,6 \dots 0,7$ . В расчетах примем  $c = 0,5$ ;  $m = 0,665$ . Полный расчет теплового баланса дизеля представлен в таблице 2.8 и в виде программы в «file TP ДВС 02 E» (см. электронное приложение).

Таблица 2.8.

## Тепловой баланс дизеля

без наддува и с наддувом по результатам теплового расчета

| <b>A</b> | <b>B</b>   | <b>C</b>          | <b>D</b>     | <b>E</b>     | <b>F</b>     | <b>G</b>     | <b>H</b>     |
|----------|--|-------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
|          | <b>Исходные данные:</b>  |                   |              | <b>B 0</b>   | <b>D Б/Н</b> | <b>D С/Н</b> | <b>D С/Н</b> |
| <b>№</b> | <b>Наименование вводимого параметра</b>  | <b>Ед.</b>        | <b>Обоз.</b> | <b>Знач.</b> | <b>Знач.</b> | <b>Знач.</b> | <b>Знач.</b> |
| 1.1      | Низшая теплота сгорания  | кДж/кг            | $H_u$        | 42440        | 42440        | 42440        | 42440        |
| 1.2      | Мощность двигателя: $N_e = P_e \cdot V_d \cdot n_N / (30 \cdot I)$   | кВт               | $N_e$        | 176,5        | 176,5        | 235,1        | 83,3         |
| 1.3      | Часовой расход топлива: $G_T = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3}$  | кг/ч              | $G_T$        | 42,53        | 42,53        | 51,43        | 18,11        |
| 1.4      | Коэффициент пропорциональности   | -                 | $C$          | 0,5          | 0,5          | 0,5          | 0,5          |
| 1.5      | Число цилиндров  | -                 | $I$          | 8            | 8            | 8            | 4            |
| 1.7      | Диаметр цилиндра (расчетный)   | см                | $D$          | 12,0         | 12,0         | 12,0         | 11,0         |
| 1.8      | Показатель степени   | -                 | $m$          | 0,665        | 0,665        | 0,665        | 0,665        |
| 1.9      | Частота вращения коленчатого вала двигателя  | мин <sup>-1</sup> | $n_N$        | 2600         | 2600         | 2600         | 2200         |
| 1.10     | Коэффициент избытка воздуха  | -                 | $\alpha$     | 1,4          | 1,4          | 1,7          | 1,65         |
|          | <b>Результаты расчета</b>  |                   |              |              |              |              |              |
| 2.1      | Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом: $Q_o = H_u \cdot G_T / 3,6$  | Дж/с              | $Q_o$        | 501411       | 501411       | 606314       | 213507       |
| 2.2      | Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 секунду: $Q_e = 1000 \cdot N_e$   | Дж/с              | $Q_e$        | 176501       | 176501       | 235119       | 83293        |
| 2.3      | Теплота, передаваемая охлаждающей среде<br>$Q_b = C \cdot I \cdot (D^{1+2 \cdot m}) \cdot (n^m) \cdot (1/\alpha)$                            | Дж/с              | $Q_b$        | 174334       | 174334       | 143569       | 54038        |
| 2.4      | Теплота, унесенная с отработанными газами<br>$Q_r = (G_T / 3,6) \cdot \{ M_2 \cdot [(m \cdot c_v)_{t_0}^{tr} + 8,315] \cdot t_r - M_1 \cdot$ | Дж/с              | $Q_r$        | 145242       | 145242       | 185696       | 64342        |

|      |  |             |                       |                 |                 |                 |                 |
|------|--|-------------|-----------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
|      | $*(m c_v)_{to}^{tk} + 8,315]*t_k\}$                              |             |                       |                 |                 |                 |                 |
| 2.5  | Теплоем. остаточных газов, кДж/(кмоль*град)                      |             | $(m c''_v)_{to}^{tr}$ | 25,626          | 25,626          | 25,611          | 25,668          |
|      | $(m c''_v)_{to}^{tr}=24,484+0,00395*(t_r-700)+1,45*(1,3-\alpha)$ |             |                       |                 |                 |                 |                 |
| 2.6  | Температура остаточных газов: $t_r = T_r' - 273$                 | $^{\circ}C$ | $t_r$                 | 512,0           | 512,0           | 508,1           | 522,6           |
| 2.7  | Теплоем. свежего заряда, кДж/(кмоль*град)                        |             | $(m c_v)_{to}^{tk}$   | 20,653          | 20,653          | 20,832          | 20,864          |
|      | $(m c_v)_{to}^{tk}=20,6+2,638*10^{-3}*t_k$ , где $t_k=T_k-273$   | $^{\circ}C$ | $t_k$                 | 20              | 20              | 88              | 100             |
| 2.8  | Неучтенные потери теплоты  | Дж/с        | $Q_{ост}$             | 5334            | 5334            | 41930           | 11834           |
|      | $Q_{ост}=Q_o - (Q_e + Q_b + Q_r)$                                |             |                       |                 |                 |                 |                 |
|      |  |             |                       |                 |                 |                 |                 |
|      | <b>Выразим тепловой баланс в %</b>                               |             |                       |                 |                 |                 |                 |
|      |  |             |                       |                 |                 |                 |                 |
| 2.9  | Теплота, эквивалентная эффективной работе                        | Дж/с<br>%   | $Q_e$                 | 176501<br>35,2  | 176501<br>35,2  | 235119<br>38,8  | 83293<br>39,0   |
| 2.10 | Теплота, передаваемая окружающей среде                           | Дж/с<br>%   | $Q_b$                 | 174334<br>34,8  | 174334<br>34,8  | 143569<br>23,7  | 54038<br>25,3   |
| 2.11 | Теплота, унесенная с отработанными газами                        | Дж/с<br>%   | $Q_r$                 | 145242<br>29,0  | 145242<br>29,0  | 185696<br>30,6  | 64342<br>30,1   |
| 2.12 | Неучтенные потери теплоты  | Дж/с<br>%   | $Q_{ост}$             | 5334<br>1,1     | 5334<br>1,1     | 41930<br>6,9    | 11834<br>5,5    |
| 2.13 | Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом       | Дж/с<br>%   | $Q_o$                 | 501411<br>100,0 | 501411<br>100,0 | 606314<br>100,0 | 213507<br>100,0 |

## 2.1.7. Расчет и построение индикаторной диаграммы

### дизеля

Индикаторную диаграмму строят для номинального режима работы двигателя. В основе используются известные данные, полученные в тепловом расчете. Программный блок теплового расчета и блок расчета индикаторной диаграммы ввиду различной конфигурации расчетных матриц для удобства пользователя и возможности многократного их использования, а также накапливания и сохранения предыдущих расчетов (при необходимости) целесообразно располагать в одной книге, но на различных соседних листах. Например, на листе 1 - тепловой расчет и расчет теплового баланса, на листе 2 – расчет индикаторной диаграммы. Связь между указанными блоками (листами) осуществляется посредством передачи данных через «служебную таблицу». К таким данным относятся:  $S$  – ход поршня;  $n_1$  – показатель политропы сжатия;  $n_2$  - показатель политропы расширения;  $\varepsilon$  – степень сжатия;  $P_z$ ,  $P_a$ ,  $P_c$ ,  $P_b$ ,  $P_r$ ,  $P_0$  – соответственно максимальное давление цикла, давления конца впуска, конца сжатия, конца расширения, конца выпуска, атмосферное, степень предварительного расширения  $\rho$ . Ниже приводится пример служебной таблицы.

| Служебная таблица |       |
|-------------------|-------|
| $S$               | 120   |
| $n_1$             | 1,37  |
| $n_2$             | 1,26  |
| $\varepsilon$     | 17    |
| $P_z$             | 8,936 |
| $P_a$             | 0,092 |
| $P_c$             | 4,468 |
| $P_b$             | 0,344 |
| $P_r$             | 0,105 |
| $P_0$             | 0,1   |
| $\rho$            | 1,281 |

Указанные параметры автоматически группируются и располагаются в нижней части каждого столбца теплового расчета (см. лист 1 ячейки D 234 – E 244), далее они копируются, переносятся в табличной форме в временный файл редактора Word, снова копируются и возвращаются на лист 1 в свободное место ниже копируемой области или же на лист 2 непосредственно в матрицу расчета индикаторной диаграммы. Здесь же дополнительно могут быть указаны фамилия студента, дата и номер варианта задания (см. file , лист 2). После этого в автоматическом режиме рассчитываются и заполняются искомыми данными соответствующие ячейки таблиц 2.9, 2.10а,б, 2.11. При необходимости, полученные значения могут корректироваться в части подбора оптимальных масштабов давлений ( $M_p$ ) и хода поршня ( $M_s$ ). Рекомендуемые в технической литературе масштабы диа-

граммы: хода поршня  $M_s = 1,0; 0,8; 0,5$  мм в мм, давлений –  $M_p = 0,02; 0,025; 0,04; 0,05; 0,07 - 0,10$  МПа в мм [6]. В настоящем расчете (при использовании программы «Excel») масштабы  $M_s$  и  $M_p$  могут иметь любые иные значения, определяемые возможностью максимального заполнения кривыми давлений и ходом поршня от в.м.т. до в.м.т., выбранного пространства графической матрицы «мастера построения диаграмм».

Для указанной матрицы максимальный ход поршня составляет 180 масштабных единиц (мм), а высота ординаты давлений – 220. Точное значение, в абсолютных единицах, может быть получено путем наведения курсора на какую-либо точку графика. При этом на площади рисунка высветятся её искомые значения в цифровом виде. Для выполненного расчета масштаб  $M_s$  составляет 0,8, а масштаб  $M_p$  – 0,045. Максимальная высота ординаты давлений – 198,6 мм, ход поршня – 150 мм (см. таблицу 2.9).

Таблица 2.9

Значения параметров двигателя

| A                            | B     | C           | D                   | E             | F              | G           | H            | I         | J     |
|------------------------------|-------|-------------|---------------------|---------------|----------------|-------------|--------------|-----------|-------|
| $S$ , мм                     | 120,0 | $P_z$ , МПа | 8,936               | $P_z/M_p$     | 198,6          | $P_b$ , МПа | 0,344        | $P_b/M_p$ | 7,6   |
| $M_s$                        | 0,8   | $P_a$ , МПа | 0,092               | $P_a/M_p$     | 2,0            | $P_r$ , МПа | 0,105        | $P_r/M_p$ | 2,3   |
| $M_p$                        | 0,045 | $P_c$ , МПа | 4,468               | $P_c/M_p$     | 99,3           | $P_0$ , МПа | 0,100        | $P_0/M_p$ | 2,2   |
| $n_1$                        | 1,37  | $n_2$       | 1,26                | $\varepsilon$ | 17             | $\rho$      | 1,281        | $\delta$  | 13,27 |
| $AB=S/M_s$ , мм              |       | 150,0       |                     |               | $P_{c'}$ , МПа | 5,585       | $P_{c'}/M_p$ | 124,1     |       |
| $OA=AB/(\varepsilon-1)$ , мм |       | 9,4         |                     |               |                |             | $Z_d$ , мм   | 1,4       |       |
| $OB=OA+AB$ , мм              |       | 159,4       |                     |               |                |             |              |           |       |
| $Z'Z=OA*(\rho-1)$ , мм       |       | 2,6         | (положение точки Z) |               |                |             |              |           |       |

При использовании электронных таблиц построение политроп сжатия и расширения целесообразно выполнять аналитическим методом.

Политропа сжатия определится

$$P_{xc} = P_a * (V_a/V_x)^{n_1}$$

или  $P_{xc} = P_a * (OB/OX)^{n_1}$ , МПа. (2.9)

Отсюда

$$P_{xc}/M_p = (P_a/M_p) * (OB/OX)^{n_1}, \text{ мм. (2.10)}$$

Для дизелей для политропы сжатия отношение  $V_a/V_x$  также как и для карбюраторных двигателей изменяется в пределах от 1 до  $\varepsilon$ .

Политропа расширения

$$P_{xp} = P_b * (V_b/V_x)^{n_2}$$

или  $P_{xp} = P_b * (OB/OX)^{n_2}$ , МПа. (2.11)

Отсюда

$$P_{xp}/M_p = (P_b/M_p) * (OB/OX)^{n_2}, \text{ мм. (2.12)}$$

Для дизелей для политропы расширения отношение  $V_b/V_x$  изменяется в пределах от 1 до  $\delta = \varepsilon/\rho$ .

Полученные по данным уравнениям значения автоматически сводятся в таблицы 2.10а, 2.10б. Для повышения точности построений выбрано одиннадцать расчетных точек. В случае повторного использования матрицы для расчета другого двигателя, необходимо

учитывать возможное отличие заданной степени сжатия  $\epsilon$  от предыдущей, которое займет ячейку 1.3 в таблицах. Тогда в ячейках (2.3 – 11.3) последующие значения должны быть меньше предыдущих. Эта коррекция заданного отношения ОВ/ОХ выполняется «вручную».

Таблица 2.10а

| <b>Политропа сжатия</b> |          |          |                 |              |          |
|-------------------------|----------|----------|-----------------|--------------|----------|
| №                       | ОХ,      | ОВ/ОХ    | $(ОВ/ОХ)^{n_1}$ | $P_{xc}/M_p$ | $P_{xc}$ |
| точек                   | мм       | -        | -               | мм           | МПа      |
| <b>1</b>                | <b>2</b> | <b>3</b> | <b>4</b>        | <b>5</b>     | <b>6</b> |
| 1                       | 9,4      | 17       | 48,497          | 99,29        | 4,468    |
|                         |          |          |                 |              | точка с  |
| 2                       | 10,0     | 16       | 44,632          | 91,38        | 4,112    |
| 3                       | 10,6     | 15       | 40,855          | 83,65        | 3,764    |
| <b>1</b>                | <b>2</b> | <b>3</b> | <b>4</b>        | <b>5</b>     | <b>6</b> |
| 4                       | 13,3     | 12       | 30,094          | 61,61        | 2,773    |
| 5                       | 15,9     | 10       | 23,442          | 48,00        | 2,160    |
| 6                       | 19,9     | 8        | 17,268          | 35,35        | 1,591    |
| 7                       | 26,6     | 6        | 11,643          | 23,84        | 1,073    |
| 8                       | 39,8     | 4        | 6,681           | 13,68        | 0,616    |
| 9                       | 53,1     | 3        | 4,505           | 9,22         | 0,415    |
| 10                      | 79,7     | 2        | 2,585           | 5,29         | 0,238    |
| 11                      | 106,3    | 1,5      | 1,743           | 3,57         | 0,161    |
| 12                      | 159,4    | 1        | 1,000           | 2,05         | 0,092    |
|                         |          |          |                 |              | точка а  |

Таблица 2.10б

| <b>Политропа расширения</b> |          |          |                 |              |           |
|-----------------------------|----------|----------|-----------------|--------------|-----------|
| №                           | ОХ,      | ОВ/ОХ    | $(ОВ/ОХ)^{n_2}$ | $P_{xp}/M_p$ | $P_{xp}$  |
| точек                       | мм       | -        | -               | мм           | МПа       |
| <b>7</b>                    | <b>8</b> | <b>9</b> | <b>10</b>       | <b>11</b>    | <b>12</b> |
| 1                           | 12,0     | 13,3     | 25,992          | 198,6        | 8,936     |
|                             |          |          |                 |              | точка z   |
| 2                           | 13,3     | 12       | 22,896          | 174,9        | 7,872     |
| 3                           | 14,5     | 11       | 20,519          | 156,8        | 7,055     |
| 4                           | 15,9     | 10       | 18,197          | 139,0        | 6,256     |
| 5                           | 19,9     | 8        | 13,737          | 105,0        | 4,723     |
| 6                           | 26,6     | 6        | 9,560           | 73,0         | 3,287     |
| 7                           | 39,8     | 4        | 5,736           | 43,8         | 1,972     |
| 8                           | 53,1     | 3        | 3,992           | 30,5         | 1,372     |
| 9                           | 79,7     | 2        | 2,395           | 18,3         | 0,823     |
| 10                          | 106,3    | 1,5      | 1,667           | 12,7         | 0,573     |
| 11                          | 159,4    | 1        | 1,000           | 7,6          | 0,344     |
|                             |          |          |                 |              | точка b   |

Скругление индикаторной диаграммы. Учитывая достаточную быстроходность рассчитываемого дизеля, ориентировочно можно установить следующие фазы газораспределения: впуск – открытие впускного клапана (точка г') за  $25^0$  до прихода поршня в.м.т., закрытие (точка а") -  $60^0$  после н.м.т.; выпуск – открытие выпускного клапана (точка б') - за  $60^0$  до н.м.т.; закрытие - (точка а') -  $25^0$  после в.м.т.. С учетом быстроходности двигателя, угол опережения впрыска (точка с') составляет  $20^0$ , продолжительность периода задержки воспламенения (точка f) -  $8^0$ . Положение точек г', а', а", с', f, б' определяется по формуле для перемещения поршня.

$$AX=0,5*AB*((1-\cos\varphi) + (\lambda'/4)*(1-\cos 2*\varphi)), \text{ мм}, \quad (2.13)$$

где  $\lambda'$  - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

$\lambda'$  - выбирается при проведении динамического расчета, ( $\lambda' = 0,24 - 0,31$ ). Примем  $\lambda' = 0,27$ . Расчеты ординат точек г', а', а", с', f, б' сведем в таблицу 2.11.

Таблица 2.11

| Обозн. точек   | Положение точек     | $\varphi^0$ | $(1-\cos\varphi)+(\lambda'/4)**(1-\cos 2*\varphi)$ | Расстояние точек от в.м.т. (AX), мм |
|----------------|---------------------|-------------|--|-------------------------------------|
| г'             | $25^0$ до в.м.т.    | 25          | 0,1177   | 8,8                                 |
| а'             | $25^0$ после в.м.т. | 25          | 0,1177   | 8,8                                 |
| а"             | $60^0$ после н.м.т. | 120         | 1,6005   | 120,0                               |
| с'             | $20^0$ до в.м.т.    | 20          | 0,0760   | 5,7                                 |
| f              | $12^0$ до в.м.т.    | 12          | 0,0277   | 2,1                                 |
| б'             | $60^0$ до н.м.т.    | 120         | 1,6005   | 120,0                               |
| z <sub>д</sub> | $10^0$ после в.м.т. | 10          | 0,0192   | 1,4                                 |

Положение точки с" определяется из выражения  $P_{c''}=(1,15\dots 1,25)*P_c = 1,25* 4,468 = 5,585$  МПа. Тогда  $P_{c''}/M_p = 5,585/0,045 = 124,1$  мм.

Точка z<sub>д</sub> лежит на линии z' z ориентировочно вблизи точки z. Нарастание давления от точки с" до точки z<sub>д</sub> составляет  $P_z - P_{c''} = 8,936 - 5,585 = 3,351$  МПа, или  $(P_{z_d} - P_{c''})/10^0 = 3,351 / 10 = 0,3351$  МПа/ град п.к.в., где  $10^0$  - положение точки z<sub>д</sub> по оси абсцисс, град.

Соединяя плавными кривыми точки г, а', с', f, с" и z<sub>д</sub>, б', б" (точка б" располагается обычно между точками б и а) и линией выпуска б", г', г, получим скругленную действительную индикаторную диаграмму г а' а с' f с" z<sub>д</sub> б' б" г.

Построение индикаторной диаграммы осуществляется с помощью функции «Мастер диаграмм». Для этого полученные расчетные данные (таблицы 2.9, 2.10 а,б, 2.11 копируются и с листа 2 переносятся (1:1) на новый лист 3, который связан с графической матрицей, расположенной на листе 4. Такая диаграмма с автоматическим указанием фамилии студента и номера варианта приведена на рисунке 2.6. Для лучшего понимания и усвоения слушателями

изучаемого материала часть построения диаграммы выполняется «вручную». В частности, на полученные автоматически графики политроп сжатия и расширения студентами наносятся все характерные точки ( $a, a'', c, c', f, c'', z, z_d, z', b', b, b'', r, r'$ ). Для облегчения нанесения точек ( $b', c', f, r', a''$ ) предусмотрена дополнительная координатная шкала параллельная оси  $X$ . На оси ординат справа указываются абсолютные величины давлений (МПа), наносится линия соответствующая давлению  $P_0$ , линии выпуска и впуска, плавными кривыми соединяются точки  $b'$  и  $b''$ , точка  $b''$  и линия выпуска, точка  $f$  соединяется с точкой  $c''$ , далее точка  $c''$  с точкой  $z_d$ , на кривых стрелками указывается направление движения поршня. Под рисунком на горизонтальной линии указываются точки  $O, A, B$ .

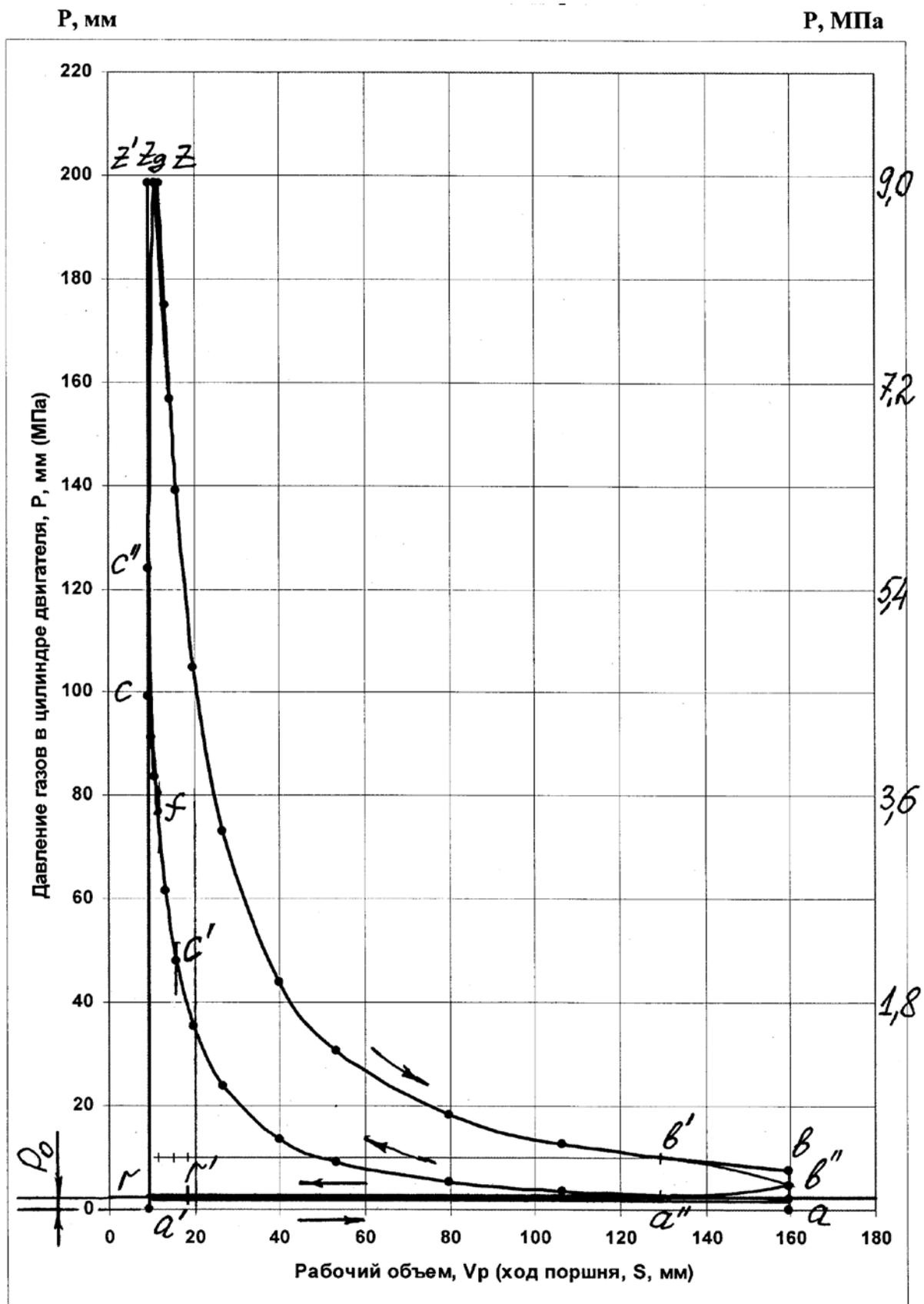


Рис. 2.6. Индикаторная диаграмма дизеля

## 2.2. Расчет и построение скоростных характеристик двигателей

### 2.2.1. Общие положения

Для анализа работы автомобильных и тракторных двигателей используются различные характеристики: скоростные, нагрузочные, регуляторные, регулировочные и специальные. Обычно все характеристики получают экспериментальным путем при испытаниях двигателей.

Скоростная характеристика показывает изменение мощности, крутящего момента, расходов топлива и других параметров от частоты вращения коленчатого вала.

Скоростная характеристика, полученная при полном дросселе (двигатель с искровым зажиганием) или при положении рейки топливного насоса (дизель), соответствующем номинальной мощности называется *внешней*. Любая скоростная характеристика, полученная при не полном открытии (положении) регулирующего органа называется *частичной скоростной характеристикой*.

#### Построение внешней скоростной характеристики.

С достаточной степенью точности внешнюю скоростную характеристику (ВСХ) можно построить по результатам теплового расчета, проведенного для одного режима работы двигателя на максимальной мощности и последующего использования эмпирических зависимостей.

Построение кривых ВСХ для карбюраторных двигателей ведется в интервале от  $n_{\min} = 600 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$  до  $n_{\max} = (1,05 \dots 1,20) n_N$ ; для дизелей от  $n_{\min} = 350 \dots 800 \text{ мин}^{-1}$ , где  $n_N$  – частота вращения коленчатого вала при номинальной мощности.

Максимальная частота вращения коленчатого вала ограничивается условиями качественного протекания рабочего процесса, термическим напряжением деталей, допустимой величиной инерционных усилий и т.п.; минимальная - условиями устойчивой работы двигателя при полной нагрузке. Расчетные точки определяются через каждые  $500 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$  [7, 8].

Кривая текущей мощности определяется по зависимости:

для карбюраторных двигателей

$$N_{ei} = N_N \cdot (n_{ei} / n_N) \cdot (1 + (n_{ei} / n_N) - (n_{ei} / n_N)^2); \quad (2.14)$$

для дизелей с неразделенными камерами

$$N_{ei} = N_N \cdot (n_{ei} / n_N) \cdot (0,87 + 1,13 \cdot (n_{ei} / n_N) - (n_{ei} / n_N)^2); \quad (2.15)$$

для дизелей с предкамерой

$$N_{ei} = N_N \cdot (n_{ei} / n_N) \cdot (0,6 + 1,4 \cdot (n_{ei} / n_N) - (n_{ei} / n_N)^2); \quad (2.16)$$

для дизелей с вихревой камерой

$$N_{ei} = N_N \cdot (n_{ei} / n_N) \cdot (0,7 + 1,3 \cdot (n_{ei} / n_N) - (n_{ei} / n_N)^2), \quad (2.17)$$

где

$N_N$  и  $n_N$  – номинальная эффективная мощность (кВт) и частота вращения коленчатого вала ( $\text{мин}^{-1}$ ) при номинальной мощности;

$N_{ei}$  и  $n_{ei}$  – эффективная мощность (кВт) и частота вращения коленчатого вала ( $\text{мин}^{-1}$ ), в искомой точке скоростной характеристики.

По рассчитанным точкам в масштабе  $M_N$  строят кривую эффективной мощности.

Точки кривой эффективного крутящего момента ( $H^*M$ ) определяют по формуле

$$M_{ei} = 3 \cdot 10^4 \cdot N_{ei} / (\pi \cdot n_{ei}) = 9550 \cdot N_{ei} / n_{ei}. \quad (2.18)$$

Величину среднего эффективного давления  $P_{ei}$  (МПа) для рассчитываемых точек можно определить по кривой  $M_{ei}$  или из выражения

$$P_{ei} = N_{ei} \cdot 30 \cdot \dot{I} / (V_l \cdot n_{ei}), \quad (2.19)$$

где

$\dot{I}$ ,  $V_l$  – соответственно тактность и литровый объем двигателя.

Удельный эффективный расход топлива,  $г/(кВт \cdot ч)$  в искомой точке:

для карбюраторных двигателей

$$g_{ei} = g_{eN} \cdot (1,2 - 1,2 \cdot (n_{ei} / n_N) + (n_{ei} / n_N)^2); \quad (2.20)$$

для дизелей с неразделенными камерами

$$g_{ei} = g_{eN} \cdot (1,55 - 1,55 \cdot (n_{ei} / n_N) + (n_{ei} / n_N)^2), \quad (2.21)$$

где

$g_{eN}$  – удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности.

Часовой расход топлива,  $кг/ч$

$$G_{Ti} = N_{ei} \cdot g_{ei} / 1000. \quad (2.22)$$

Для определения коэффициента наполнения необходимо задаться законом изменения  $\alpha$  по частоте вращения. Для карбюраторных двигателей с достаточной степенью точности можно принять значения  $\alpha$  постоянными на всех скоростных режимах, кроме минимального. При  $n_{ei} = n_{\min}$  следует принимать смесь несколько более обогащенную, чем при  $n_{ei} = n_N$ .

В дизелях при работе по скоростной характеристике с увеличением частоты вращения коленчатого вала значения  $\alpha$  несколько увеличивается. Для четырехтактного дизеля с непосредственным впрыском можно принять линейное изменение  $\alpha$ , причем  $\alpha_{n \min} = (0,7 \dots 0,8) \alpha_N$ .

При выбранном законе изменения  $\alpha_i$  коэффициент наполнения

$$\eta_{Vi} = P_{ei} \cdot l_0 \cdot \alpha_i \cdot g_{ei} / (3600 \cdot \rho_k). \quad (2.23)$$

По скоростной характеристике определяют коэффициент приспособляемости  $K$ , представляющий собой отношение максимального крутящего момента  $M_{e \max}$  к крутящему моменту  $M_{eN}$ , при номинальной мощности:

$$K = M_{e \max} / M_{eN}. \quad (2.24)$$

Этот коэффициент служит для оценки приспособляемости двигателя к изменению внешней нагрузки и характеризует способность двигателя преодолевать кратковременные перегрузки. Для карбюраторных двигателей  $K = 1,20 \dots 1,35$ ; у дизелей кривая крутящего момента протекает более полого и значения коэффициента приспособляемости находится в пределах  $K = 1,05 \dots 1,20$ .

Наряду с данным методом построения скоростных характеристик существует ряд других методов. Так, проф. И.М. Ленин для построения внешних скоростных характеристик двигателей рекомендовал пользоваться процентными соотношениями между мощностью, частотой вращения и удельным расходом топлива, полученными в результате построения относительных скоростных характеристик. Рекомендуются следующие соотношения.

Для карбюраторных двигателей:

|   |               |     |    |    |     |      |
|---|---------------|-----|----|----|-----|------|
| частота вращения коленчатого вала $n$ , %     | 20            | 40  | 60 | 80 | 100 | 120; |
| эффективная мощность $N_e$ , %                | . . . . . 20  | 50  | 73 | 92 | 100 | 92;  |
| удельный эффективный расход топлива $g_e$ , % | . . . . . 115 | 100 | 97 | 95 | 100 | 115. |

Для четырехтактных дизелей:

|   |              |      |      |      |       |
|---|--------------|------|------|------|-------|
| частота вращения коленчатого вала $n$ , % | 20           | 40   | 60   | 80   | 100 ; |
| коэффициент избытка воздуха $\alpha$      | 1,4          | 1,35 | 1,30 | 1,25 | 1,20; |
| эффективная мощность $N_e$ , %            | . . . . . 17 | 41   | 67   | 87   | 100.  |

В приведенных данных за 100% приняты те значения  $N_e$ ,  $n$ ,  $g_e$ , которые получены на основании теплового расчета.

**В дополнение к выше указанным уравнениям**, на основании анализа литературных источников [ 14, 15, 21], в настоящей программе обобщен и использован ряд эмпирических зависимостей, позволяющих исследовать работу двигателя по внешней скоростной характеристике с учетом влияния на его показатели атмосферных условий – температуры, давления и влажности окружающего воздуха.

Согласно ГОСТ 14846 – 81 стандартными атмосферными условиями являются:

- атмосферное (барометрическое) давление  $P_{0\text{ст}} = 750$  мм рт. ст. (100 кПа);
- температура окружающего воздуха  $T_{0\text{ст}} = + 25$  °С;
- относительная влажность воздуха  $\omega = 36$  %;
- давление водяных паров  $B_{в.п.} = 9$  мм рт. ст. (1,2 кПа);
- плотность дизельного топлива  $\rho_T = 0,823$  т/м<sup>3</sup>.

Оценка влияния атмосферных условий на работу карбюраторного двигателя осуществляется с помощью следующих поправочных коэффициентов и уравнений.

Поправочный коэффициент мощности

$$k_N = (741 / (P_0 - B_{0в.п.})) * ((273 + T_0) / 298)^{0,5}, \quad (2.25)$$

где

$P_0, T_0, B_{0в.п.}$  – соответственно давление, температура и давление водяных паров (определяется по номограмме, см. главу 4) при заданных атмосферных условиях.

Номинальная мощность двигателя (кВт) при заданных  $P_0, T_0, B_{0в.п.}$

$$N_{N0} = N_{Nст} / k_N, \quad (2.26)$$

где

$N_{Nст}$  - номинальная мощность при стандартных атмосферных условиях.

Поправка часового расхода топлива на номинальном режиме (при  $n_N$ )

$$\Delta G_T = K_{p_{GT}} * (P_0 - P_{0ст}) + K_{t_{GT}} * (T_{0ст} - T_0), \quad (2.27)$$

где

$K_{p_{GT}}, K_{t_{GT}}$  - коэффициенты коррекции часового расхода топлива соответственно по давлению и температуре и окружающего воздуха;

по данным работы [21] для искровых ДВС  $K_{p_{GT}} = 0,0255$  (кг/ч)/ 1 мм рт. ст.; для карбюраторных ДВС без приборов температурной коррекции расхода топлива  $K_{t_{GT}} = 0,0245$  (кг/ч)/ 1<sup>0</sup>С; для ДВС снабженных температурными корректорами расхода топлива (инжекторных ДВС) -  $K_{t_{GT}} = 0,0435$  (кг/ч)/ 1<sup>0</sup>С.

Часовой расход топлива (кг/ч) при заданных условиях  $P_0, T_0, B_{0в.п.}$  на номинальном режиме (при  $n_N$ )

$$G_{TN0} = G_{TNст} + \Delta G_T, \quad (2.28)$$

где

$G_{TNст}$  – часовой расход топлива при стандартных атмосферных условиях.

Коэффициент коррекции часового расхода топлива при текущих значениях  $n_{ei}$

$$K_{e_{GT}} = G_{TN0} / G_{TNст}. \quad (2.29)$$

Удельный эффективный расход (г/(кВт\*ч)) при заданных условиях  $P_0, T_0, B_{0в.п.}$  на номинальном режиме (при  $n_N$ )

$$g_{eN0} = 1000 * G_{TN0} / N_{N0}. \quad (2.30)$$

Оценка влияния атмосферных условий на работу дизеля.

Поправочный коэффициент мощности

$$k_N = 0,823 / (\rho_T * (1 - K_B * (759 - P_0 - B_{в.п.}) / 7,5) * (1 - K_{тв} * (T_0 - 25)) * (1 - K_{тг} * (T_T - 25))), \quad (2.31)$$

где

$\rho_T$  – плотность дизельного топлива, т/м<sup>3</sup>;

$K_B$  – поправка при изменении барометрического давления, 1/кПа,

для четырехтактных дизелей без наддува -  $K_B = 0,0045$  1/ кПа,

для четырехтактных дизелей с наддувом -  $K_B = 0,0015$  1/ кПа.

$K_{tb}$  – поправка при изменении температуре окружающего воздуха,  $1/^\circ\text{C}$ ,

для четырехтактных дизелей без наддува -  $K_{tb} = 0,0015 \text{ } 1/^\circ\text{C}$ ,

для четырехтактных дизелей с наддувом -  $K_{tb} = 0,0010 \text{ } 1/^\circ\text{C}$ ;

$K_{Tt}$  – поправка при изменении температуры дизельного топлива,  $1/^\circ\text{C}$ ,

$K_{Tt} = 0,0015 \text{ } 1/^\circ\text{C}$ ;

$T_T$  – температура дизельного топлива,  $^\circ\text{C}$ .

Номинальная мощность (кВт) при заданных условиях  $P_o$ ,  $T_o$ ,  $V_{0в.п.}$  и  $n_N$

$$N_{N0} = N_{Nct} / k_N. \quad (2.32)$$

Поправочный коэффициент часового расхода топлива

$$k_{G_T} = 0,823 / (\rho_T * (1 - K_{Tt} * (T_T - 25))). \quad (2.33)$$

Часовой расход топлива при заданных условиях  $P_o$ ,  $T_o$ ,  $V_{0в.п.}$  и  $n_N$

$$G_{TN0} = G_{TNct} / k_{G_T}. \quad (2.34)$$

Поправочный коэффициент удельного эффективного расхода топлива

$$k_{g_e} = k_{G_T} / k_N. \quad (2.35)$$

Удельный эффективный расход топлива при заданных условиях  $P_o$ ,  $T_o$ ,  $V_{0в.п.}$  и  $n_N$

$$g_{eN0} = g_{eNct} / k_{g_e}. \quad (2.36)$$

### 2.2.2. Расчет и построение внешней скоростной характеристики карбюраторного двигателя

На основании теплового расчета, проведенного для четырех скоростных режимов работы карбюраторного двигателя (раздел 2.1.1, file «ТР ДВС 01Е» электронного приложения) и расчета внешней скоростной характеристики по эмпирическим зависимостям (file «ВСХ 01 Е» электронного приложения) были получены данные, которые представлены в таблицах 2.2 (приводится повторно) и 2.12.

Таблица 2.2.

| Параметры внешней скоростной характеристики карбюраторного двигателя по результатам теплового расчета |       |           |        |        |          |          |
|---|-------|-----------|--------|--------|----------|----------|
| $n_e$   | $N_e$ | $g_e$     | $M_e$  | $G_T$  | $\eta_v$ | $\alpha$ |
| мин <sup>-1</sup>   | кВт   | г/(кВт*ч) | Н*М    | кг/ч   | -        | -        |
| 1000  | 13,20 | 284,5     | 126,11 | 3,76   | 0,875    | 0,86     |
| 3200  | 44,45 | 253,8     | 132,72 | 11,28  | 0,917    | 0,96     |
| 5600  | 62,86 | 300,9     | 107,24 | 18,914 | 0,878    | 0,96     |
| 6000  | 62,11 | 319,7     | 98,91  | 19,86  | 0,860    | 0,96     |

Таблица 2.12.

| Параметры внешней скоростной характеристики     |                    |                    |                    |                    |
|---|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| карбюраторного двигателя по результатам расчета |                    |                    |                    |                    |
| по эмпирическим уравнениям                      |                    |                    |                    |                    |
| $T_0, ^\circ\text{C}$                           | 20                 |                    |                    |                    |
| $P_0, \text{мм рт. ст.}$                        | 750                |                    |                    |                    |
| $n_e$   | $N_{e \text{ ст}}$ | $M_{e \text{ ст}}$ | $g_{e \text{ ст}}$ | $G_{T \text{ ст}}$ |
| мин <sup>-1</sup>                               | кВт                | Н*м                | г/(кВт*ч)          | кг/ч               |
| 1000  | 13,0               | 124                | 306                | 3,97               |
| 1120  | 14,6               | 124                | 301                | 4,39               |
| 1680  | 22,8               | 130                | 280                | 6,39               |
| 2240  | 31,2               | 133                | 265                | 8,26               |
| 2800  | 39,3               | 134                | 256                | 10,05              |
| 3360  | 46,8               | 133                | 253                | 11,82              |
| 3920  | 53,2               | 130                | 256                | 13,62              |
| 4480  | 58,3               | 124                | 265                | 15,45              |
| 5040  | 61,7               | 117                | 280                | 17,26              |
| 5600  | 62,9               | 107                | 301                | 18,92              |
| 6000  | 62,2               | 99                 | 320                | 19,89              |

Коэффициент приспособляемости по скоростной характеристике

$$K = M_{e \text{ max}} / M_{eN} = 134 / 107 = 1,25$$

На основании данных таблиц построена внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя, представленная на рисунке 2.7.

Для сравнения различных методов построения скоростных характеристик и проверки правильности выполнения теплового расчета для нескольких скоростных режимов двигателя дополнительно приведен расчет изменения мощности и удельного расхода топлива на основе процентных соотношений между параметрами относительной скоростной характеристики. Результаты сведены в таблицу 2.13.

Таблица 2.13.

| Частота вращения, $n_e$ |                   | Мощность, $N_e$ |      | Уд. расход топлива, $g_e$ |           |
|-------------------------|-------------------|-----------------|------|---------------------------|-----------|
| %                       | мин <sup>-1</sup> | %               | кВт  | %                         | г/(кВт*ч) |
| 20                      | 1120              | 20              | 12,6 | 115                       | 346       |
| 40                      | 2240              | 50              | 31,5 | 100                       | 301       |
| 60                      | 3360              | 73              | 45,9 | 97                        | 292       |
| 80                      | 4480              | 92              | 57,9 | 95                        | 286       |
| 100                     | 5600              | 100             | 62,9 | 100                       | 301       |
| 120                     | 6720              | 92              | 57,9 | 115                       | 346       |

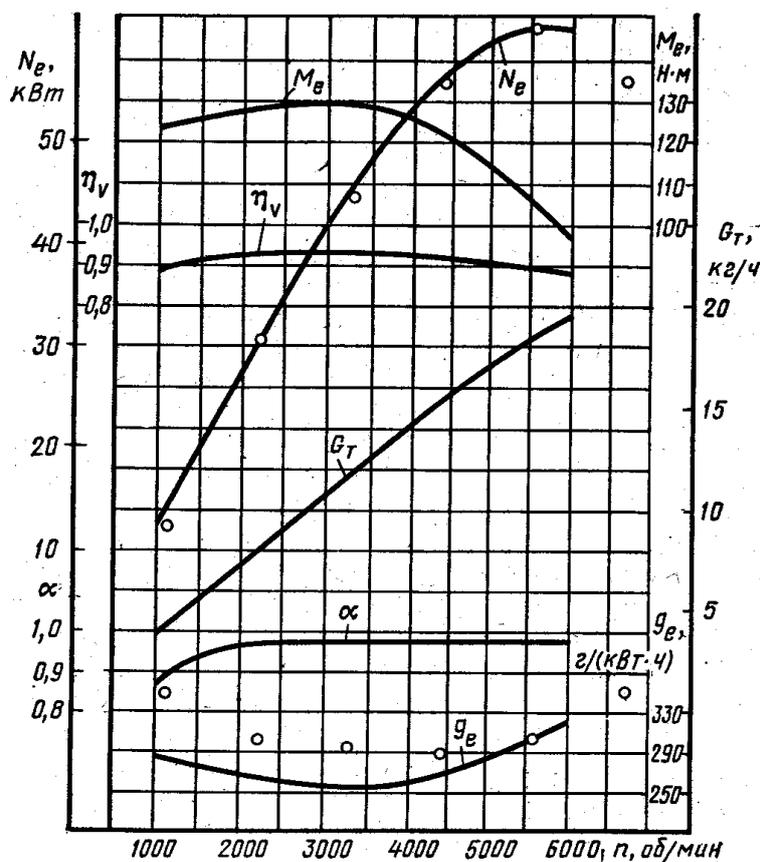


Рис. 2.7. Внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя

На основании сравнения полученных данных можно сделать следующие выводы:

1. Точки на кривых, полученных в результате теплового расчета и расчета

по эмпирическим зависимостям совпадают с высокой степенью точности (практически полностью). Точки относительной характеристики удовлетворительно совпадают на кривых мощности. Кривые удельного расхода относительной характеристики существенно отличаются в сторону увеличения  $g_e$ . Наибольшее расхождение составляет около 23% при  $n_e$  равном порядку  $1000 \text{ мин}^{-1}$ .

2. Данные теплового расчета и расчета по эмпирическим зависимостям достаточно близки к реальным параметрам существующих карбюраторных двигателей.

Наряду с этим, с помощью предложенной программы (file «BCX 01 E» электронного приложения) были выполнены расчеты показателей BCX карбюраторного двигателя, работающего при различных атмосферных условиях.

Полученные результаты (полный блок расчетов) представлены в таблицах 2.14 и 2.15. При расчетах, для демонстрации возможностей программы были произвольно выбраны пять вариантов атмосферных условий помеченных У1, У2, У3, У4, У5. Для лучшего понимания и усвоения студентами данного раздела курса в таблице 2.14 представлены наименование вводимых и расчетных параметров, их обозначения, единицы измерения, расчетные формулы, а

также полученные результаты. Для работы с программой требуется в любые из столбцов (кроме столбца 5) внести соответствующие исходные данные: номинальную мощность  $N_{N\text{ ст}}$  и удельный эффективный расход топлива  $g_{eN\text{ ст}}$  при стандартных атмосферных условиях; номинальную  $n_N$  и минимальную  $n_{\min}$  частоты вращения коленчатого вала; стандартные  $T_{0\text{ ст}}$ ,  $P_{0\text{ ст}}$ ,  $\omega$ ,  $V_{в.п.}$  и текущие  $T_0$ ,  $P_0$ ,  $\omega_0$ ,  $V_{0в.п.}$  параметры окружающей среды; коэффициенты коррекции часового расхода топлива  $K_{tGr}$ ,  $K_{pGr}$ . Значения их, для различных двигателей, внесены в «примечания» к ячейкам, в которых они располагаются. Открытие «примечаний» происходит автоматически при наведении курсора на искомую ячейку. Ячейки, снабженные «примечаниями» имеют пометку в виде красного треугольного флажка в верхнем правом углу. Параметры стандартных атмосферных условий также сразу внесены в основной «текст» программы. Далее все расчеты выполняются автоматически. Расчет производится для 10 ... 11 точек ВСХ в диапазоне отношений  $n_{ci} / n_N$  от 0,1 до 1,0 (или 1,1). В случае, если отношение  $n_{\min} / n_N$  (строка 1.14 табл. 2.9) более чем 0,2 (т.е. выходит из диапазона 0,1...0,2) отношение  $n_1$  (строка 1.15 табл. 2.14) равное  $n_{\min} / n_N$  переходит в диапазон 0,2 ... 0,3, а последнему отношению  $n_{10}$  (или  $n_{11}$ ) присваивается значение 1. Тогда расчет будет производиться по 9 (или 10) точкам. Данные операции отслеживаются визуально и выполняются «вручную».

Столбец 5 таблицы 2.14 помечен наклонными штриховыми линиями. Он содержит основной программный материал, пользоваться которым при выполнении «рабочих» расчетов нецелесообразно. Данная рекомендация делается с целью исключения «неумышленного» изменения установленной базовой последовательности расчетов и расчетных уравнений. Столбцы 6,7 и все последующие (всего в одном листе 254 столбца) являются по содержанию полными копиями столбца 5 и предназначены для широкого варьирования исходными данными, а при необходимости и внесения коррекции в отдельные элементы программы в виде дополнительных уравнений и их связи с основным блоком формул.

Таблица 2.14.

| Расчет и построение внешней скоростной характеристики четырехтактного карбюраторного ДВС |  |                   |                     |               |           |           |           |           |           |
|--|--|-------------------|---------------------|---------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| По данным расчета построить графические зависимости                                      |  |                   |                     |               |           |           |           |           |           |
|  |  |                   |                     | Студент:      |           |           |           |           |           |
| <b>I. Исходные данные:</b>   |  |                   |                     | <i>ДВС 0</i>  | Ст/У1     | Ст/У2     | Ст/У3     | Ст/У4     | Ст/У5     |
| №  | Наименование вводимого параметра   | Ед.               | Обоз.               | <i>Знач.</i>  | Знач.     | Знач.     | Знач.     | Знач.     | Знач.     |
| 1  | 2  | 3                 | 4                   | 5             | 6         | 7         | 8         | 9         | 10        |
| 1.1  | Номинальная мощность при стандартных атм. условиях ( $P_{0\text{ ст}}=750$ мм рт. ст., $T_0 = +25$ °C)                       | кВт               | $N_{N\text{ ст}}$   | <i>75</i>     | 75        | 75        | 75        | 75        | 75        |
| 1.2  | Номинальная частота вращения кол./вала   | мин <sup>-1</sup> | $n_N$               | <i>5500</i>   | 5500      | 5500      | 5500      | 5500      | 5500      |
| 1.3  | Минимальная частота вращения кол./вала   | мин <sup>-1</sup> | $n_{\text{min}}$    | <i>1000</i>   | 1000      | 1000      | 1000      | 1000      | 1000      |
| 1.4  | Удельный эффективный расход топлива при стандартных $P_{0\text{ ст}}$ , $T_{0\text{ ст}}$ на номинальном режиме (при $n_N$ ) | г/(кВт*ч)         | $g_{eN\text{ ст}}$  | <i>310</i>    | 310       | 310       | 310       | 310       | 310       |
| 1.5  | Стандартная температура воздуха  | °C                | $T_{0\text{ ст}}$   | <i>25</i>     | 25        | 25        | 25        | 25        | 25        |
| 1.6  | Стандартное атмосферное давление   | мм рт. ст.        | $P_{0\text{ ст}}$   | <i>750</i>    | 750       | 750       | 750       | 750       | 750       |
| 1.7  | Стандарт. относительная влажность воздуха  | %                 | $\omega$            | <i>36</i>     | 36        | 36        | 36        | 36        | 36        |
| 1.8  | Стандарт. давление водяных паров (1,2 кПа)   | мм рт. ст.        | $V_{\text{в.п.}}$   | <i>9</i>      | 9         | 9         | 9         | 9         | 9         |
| 1.9  | <b>Текущие параметры окружающей среды:</b>   |                   |                     |               | <b>У1</b> | <b>У2</b> | <b>У3</b> | <b>У4</b> | <b>У5</b> |
|  | _давление,   | мм рт. ст.        | $P_0$               | <i>720</i>    | 720       | 600       | 525       | 760       | 770       |
|  | _температура   | °C                | $T_0$               | <i>35</i>     | 35        | 35        | 15        | 55        | 65        |
| 1.10   | Относительная влажность воздуха  | %                 | $\omega_0$          | <i>36</i>     | 36        | 36        | 36        | 36        | 36        |
| 1.11   | Давление водяных паров   | мм рт. ст.        | $V_{0\text{ в.п.}}$ | <i>9</i>      | 9         | 9         | 9         | 9         | 9         |
| 1.12   | Коэффициент коррекции часового расхода топлива   | -                 | $K_{t\text{ ГТ}}$   | <i>0,0245</i> | 0,0245    | 0,0245    | 0,0245    | 0,0245    | 0,0245    |

Продолжение таблицы 2.14.

| 1                             | 2  | 3       | 4           | 5      | 6      | 7      | 8      | 9      | 10     |
|-------------------------------|--|---------|-------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
|                               | $G_T$ по температуре окружающей среды, (кг/ч)/1 <sup>0</sup> С   |         |             |        |        |        |        |        |        |
| 1.13                          | Коэффициент коррекции часового расхода топлива $G_T$ по давлению окружающей среды, (кг/ч) / 1 мм рт. ст.                                 | -       | $K_{p G_T}$ | 0,0255 | 0,0255 | 0,0255 | 0,0255 | 0,0255 | 0,0255 |
| 1.14                          | Отношение  | -       | -           | 0,18   | 0,18   | 0,18   | 0,18   | 0,18   | 0,18   |
| 1.15                          | Отношение $n1 = n_{min} / n_N$   | -       | $n1$        | 0,18   | 0,18   | 0,18   | 0,18   | 0,18   | 0,18   |
| 1.16                          | Отношение $n2 = n_{e2} / n_N$  | -       | $n2$        | 0,2    | 0,2    | 0,2    | 0,2    | 0,2    | 0,2    |
| 1.17                          | Отношение $n3 = n_{e3} / n_N$  | -       | $n3$        | 0,3    | 0,3    | 0,3    | 0,3    | 0,3    | 0,3    |
| 1.18                          | Отношение $n4 = n_{e4} / n_N$  | -       | $n4$        | 0,4    | 0,4    | 0,4    | 0,4    | 0,4    | 0,4    |
| 1.19                          | Отношение $n5 = n_{e5} / n_N$  | -       | $n5$        | 0,5    | 0,5    | 0,5    | 0,5    | 0,5    | 0,5    |
| 1.20                          | Отношение $n6 = n_{e6} / n_N$  | -       | $n6$        | 0,6    | 0,6    | 0,6    | 0,6    | 0,6    | 0,6    |
| 1.21                          | Отношение $n7 = n_{e7} / n_N$  | -       | $n7$        | 0,7    | 0,7    | 0,7    | 0,7    | 0,7    | 0,7    |
| 1.22                          | Отношение $n8 = n_{e8} / n_N$  | -       | $n8$        | 0,8    | 0,8    | 0,8    | 0,8    | 0,8    | 0,8    |
| 1.23                          | Отношение $n9 = n_{e9} / n_N$  | -       | $n9$        | 0,9    | 0,9    | 0,9    | 0,9    | 0,9    | 0,9    |
| 1.24                          | Отношение $n10 = n_{e10} / n_N$  | -       | $n10$       | 1      | 1      | 1      | 1      | 1      | 1      |
| <b>II. Результаты расчета</b> |  |         |             |        |        |        |        |        |        |
| 2.1                           | Крутящий момент двигателя при стандартных атмосферных условиях на номинальном режиме (при $n_N$ ): $M_{N ст} = 9550 * N_{N ст} / n_N$    | $H^* M$ | $M_{N ст}$  | 130    | 130    | 130    | 130    | 130    | 130    |
| 2.2                           | Часовой расход топлива при стандартных атмосферных условиях на номинальном режиме (при $n_N$ ): $G_{TN ст} = N_{N ст} * g_{e ст} / 1000$ | кг/ч    | $G_{TN ст}$ | 23,25  | 23,25  | 23,25  | 23,25  | 23,25  | 23,25  |

Продолжение таблицы 2.14.

| 1    | 2  | 3                 | 4            | 5            | 6            | 7             | 8             | 9             | 10            |
|------|--|-------------------|--------------|--------------|--------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| 2.4  | Поправочный коэффициент мощности   | -                 | $k_N$        | <b>1,059</b> | <b>1,059</b> | <b>1,2708</b> | <b>1,4044</b> | <b>1,0353</b> | <b>1,0373</b> |
|      | $k_N = (741 / (P_0 - B_{0в.п.})) * ((273 + T_0) / 298)^{0,5}$                                  |                   |              |              |              |               |               |               |               |
| 2.5  | Номинальная мощность при заданных условиях $P_0, T_0$ и $n_N$ : $N_{N0} = N_{Nст} / k_N$       | кВт               | $N_{N0}$     | <b>70,8</b>  | <b>70,8</b>  | <b>59,0</b>   | <b>53,4</b>   | <b>72,4</b>   | <b>72,3</b>   |
| 2.6  | Часовой расход топлива при заданных условиях на номинальном режиме $P_0, T_0$ (при $n_N$ )     | кг/ч              | $G_{TN0}$    | <b>22,24</b> | <b>22,24</b> | <b>19,18</b>  | <b>17,76</b>  | <b>22,77</b>  | <b>22,78</b>  |
|      | $G_{TN0} = G_{TNст} + \Delta G_T$  |                   |              |              |              |               |               |               |               |
| 2.7  | Поправка часового расхода топлива на номинальном режиме (при $n_N$ )                           | кг/ч              | $\Delta G_T$ | <b>-1,01</b> | <b>-1,01</b> | <b>-4,07</b>  | <b>-5,493</b> | <b>-0,48</b>  | <b>-0,47</b>  |
|      | $\Delta G_T = K_{pG_T} * (P_0 - P_{0ст}) + K_{tG_T} * (T_{0ст} - T_0)$                         |                   |              |              |              |               |               |               |               |
| 2.8. | Коэффициент коррекции часового расхода топлива при текущих значениях $n_e$                     | -                 | $K_{eG_T}$   | <b>0,957</b> | <b>0,957</b> | <b>0,825</b>  | <b>0,764</b>  | <b>0,979</b>  | <b>0,980</b>  |
|      | $K_{eG_T} = G_{TN0} / G_{TNст}$  |                   |              |              |              |               |               |               |               |
| 2.9  | Удельный эффективный расход при заданных условиях $P_0, T_0$ и номинальном режиме (при $n_N$ ) | г/(кВт*ч)         | $g_{eN0}$    | <b>314</b>   | <b>314</b>   | <b>325</b>    | <b>333</b>    | <b>314</b>    | <b>315</b>    |
|      | $g_{eN0} = 1000 * G_{TN0} / N_{N0}$  |                   |              |              |              |               |               |               |               |
|      | <b>ВСХ ДВС при стандартных условиях</b>  |                   |              |              | <b>Ст</b>    | <b>Ст</b>     | <b>Ст</b>     | <b>Ст</b>     | <b>Ст</b>     |
| 2.10 | Частота вращения коленчатого вала  | мин <sup>-1</sup> | $n_{e1}$     | <b>1000</b>  | <b>1000</b>  | <b>1000</b>   | <b>1000</b>   | <b>1000</b>   | <b>1000</b>   |
|      | $n_{ei} = n_N * n_i$   | мин <sup>-1</sup> | $n_{e2}$     | <b>1100</b>  | <b>1100</b>  | <b>1100</b>   | <b>1100</b>   | <b>1100</b>   | <b>1100</b>   |
|      |  | мин <sup>-1</sup> | $n_{e3}$     | <b>1650</b>  | <b>1650</b>  | <b>1650</b>   | <b>1650</b>   | <b>1650</b>   | <b>1650</b>   |
|      |  | мин <sup>-1</sup> | $n_{e4}$     | <b>2200</b>  | <b>2200</b>  | <b>2200</b>   | <b>2200</b>   | <b>2200</b>   | <b>2200</b>   |
|      |  | мин <sup>-1</sup> | $n_{e5}$     | <b>2750</b>  | <b>2750</b>  | <b>2750</b>   | <b>2750</b>   | <b>2750</b>   | <b>2750</b>   |
|      |  | мин <sup>-1</sup> | $n_{e6}$     | <b>3300</b>  | <b>3300</b>  | <b>3300</b>   | <b>3300</b>   | <b>3300</b>   | <b>3300</b>   |

Продолжение таблицы 2.14.

| 1    | 2  | 3                 | 4                   | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    | 10   |
|------|--|-------------------|---------------------|------|------|------|------|------|------|
|      |  | мин <sup>-1</sup> | n <sub>e7</sub>     | 3850 | 3850 | 3850 | 3850 | 3850 | 3850 |
|      |  | мин <sup>-1</sup> | n <sub>e8</sub>     | 4400 | 4400 | 4400 | 4400 | 4400 | 4400 |
|      |  | мин <sup>-1</sup> | n <sub>e9</sub>     | 4950 | 4950 | 4950 | 4950 | 4950 | 4950 |
|      |  | мин <sup>-1</sup> | n <sub>e10</sub>    | 5500 | 5500 | 5500 | 5500 | 5500 | 5500 |
| 2.11 | Мощность при <b>стандартных</b> атмосферных      | кВт               | N <sub>е ст1</sub>  | 15,5 | 15,5 | 15,5 | 15,5 | 15,5 | 15,5 |
|      | условиях и текущих значениях n <sub>e</sub>      | кВт               | N <sub>е ст2</sub>  | 17,4 | 17,4 | 17,4 | 17,4 | 17,4 | 17,4 |
|      | $N_{е ст1} = N_{N ст} * n_i * (1 + n_i - n_i^2)$ | кВт               | N <sub>е ст3</sub>  | 27,2 | 27,2 | 27,2 | 27,2 | 27,2 | 27,2 |
|      |  | кВт               | N <sub>е ст4</sub>  | 37,2 | 37,2 | 37,2 | 37,2 | 37,2 | 37,2 |
|      |  | кВт               | N <sub>е ст5</sub>  | 46,9 | 46,9 | 46,9 | 46,9 | 46,9 | 46,9 |
|      |  | кВт               | N <sub>е ст6</sub>  | 55,8 | 55,8 | 55,8 | 55,8 | 55,8 | 55,8 |
|      |  | кВт               | N <sub>е ст7</sub>  | 63,5 | 63,5 | 63,5 | 63,5 | 63,5 | 63,5 |
|      |  | кВт               | N <sub>е ст8</sub>  | 69,6 | 69,6 | 69,6 | 69,6 | 69,6 | 69,6 |
|      |  | кВт               | N <sub>е ст9</sub>  | 73,6 | 73,6 | 73,6 | 73,6 | 73,6 | 73,6 |
|      |  | кВт               | N <sub>е ст10</sub> | 75,0 | 75,0 | 75,0 | 75,0 | 75,0 | 75,0 |
| 2.12 | Крутящий момент при <b>стандартных</b> атмосфер- | Н*м               | M <sub>е ст1</sub>  | 148  | 148  | 148  | 148  | 148  | 148  |
|      | ных условиях и текущих значениях n <sub>e</sub>  | Н*м               | M <sub>е ст2</sub>  | 151  | 151  | 151  | 151  | 151  | 151  |
|      | $M_{е стi} = 9550 * N_{е стI} / n_{еi}$          | Н*м               | M <sub>е ст3</sub>  | 158  | 158  | 158  | 158  | 158  | 158  |
|      |  | Н*м               | M <sub>е ст4</sub>  | 161  | 161  | 161  | 161  | 161  | 161  |
|      |  | Н*м               | M <sub>е ст5</sub>  | 163  | 163  | 163  | 163  | 163  | 163  |
|      |  | Н*м               | M <sub>е ст6</sub>  | 161  | 161  | 161  | 161  | 161  | 161  |
|      |  | Н*м               | M <sub>е ст7</sub>  | 158  | 158  | 158  | 158  | 158  | 158  |
|      |  | Н*м               | M <sub>е ст8</sub>  | 151  | 151  | 151  | 151  | 151  | 151  |
|      |  | Н*м               | M <sub>е ст9</sub>  | 142  | 142  | 142  | 142  | 142  | 142  |

Продолжение таблицы 2.14.

| 1    | 2  | 3                                  | 4                   | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     | 10    |
|------|--|------------------------------------|---------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|      |  | $H^*_{\text{м}}$                   | $M_{\text{е ст}10}$ | 130   | 130   | 130   | 130   | 130   | 130   |
| 2.13 | Удельный эффективный расход при стандарт-                        | $\Gamma/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ | $g_{\text{е ст}1}$  | 315   | 315   | 315   | 315   | 315   | 315   |
|      | ных атмосферных условиях и текущих                               | $\Gamma/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ | $g_{\text{е ст}2}$  | 310   | 310   | 310   | 310   | 310   | 310   |
|      | значениях $n_{\text{е}}$   | $\Gamma/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ | $g_{\text{е ст}3}$  | 288   | 288   | 288   | 288   | 288   | 288   |
|      | $g_{\text{е ст}i} = g_{\text{е ст}} * (1,2 - 1,2 * n_i + n_i^2)$ | $\Gamma/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ | $g_{\text{е ст}4}$  | 273   | 273   | 273   | 273   | 273   | 273   |
|      |  | $\Gamma/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ | $g_{\text{е ст}5}$  | 264   | 264   | 264   | 264   | 264   | 264   |
|      |  | $\Gamma/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ | $g_{\text{е ст}6}$  | 260   | 260   | 260   | 260   | 260   | 260   |
|      |  | $\Gamma/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ | $g_{\text{е ст}7}$  | 264   | 264   | 264   | 264   | 264   | 264   |
|      |  | $\Gamma/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ | $g_{\text{е ст}8}$  | 273   | 273   | 273   | 273   | 273   | 273   |
|      |  | $\Gamma/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ | $g_{\text{е ст}9}$  | 288   | 288   | 288   | 288   | 288   | 288   |
|      |  | $\Gamma/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ | $g_{\text{е ст}10}$ | 310   | 310   | 310   | 310   | 310   | 310   |
|      |  |                                    |                     |       |       |       |       |       |       |
| 2.14 | Часовой расход топлива при стандартных                           | кг/ч                               | $G_{\text{т ст}1}$  | 4,88  | 4,88  | 4,88  | 4,88  | 4,88  | 4,88  |
|      | атмосферных условиях и текущих значениях $n_{\text{е}}$          | кг/ч                               | $G_{\text{т ст}2}$  | 5,39  | 5,39  | 5,39  | 5,39  | 5,39  | 5,39  |
|      | $G_{\text{те ст}i} = N_{\text{е ст}i} * g_{\text{е ст}i} / 1000$ | кг/ч                               | $G_{\text{т ст}3}$  | 7,85  | 7,85  | 7,85  | 7,85  | 7,85  | 7,85  |
|      |  | кг/ч                               | $G_{\text{т ст}4}$  | 10,15 | 10,15 | 10,15 | 10,15 | 10,15 | 10,15 |
|      |  | кг/ч                               | $G_{\text{т ст}5}$  | 12,35 | 12,35 | 12,35 | 12,35 | 12,35 | 12,35 |
|      |  | кг/ч                               | $G_{\text{т ст}6}$  | 14,53 | 14,53 | 14,53 | 14,53 | 14,53 | 14,53 |
|      |  | кг/ч                               | $G_{\text{т ст}7}$  | 16,74 | 16,74 | 16,74 | 16,74 | 16,74 | 16,74 |
|      |  | кг/ч                               | $G_{\text{т ст}8}$  | 18,99 | 18,99 | 18,99 | 18,99 | 18,99 | 18,99 |
|      |  | кг/ч                               | $G_{\text{т ст}9}$  | 21,21 | 21,21 | 21,21 | 21,21 | 21,21 | 21,21 |
|      |  | кг/ч                               | $G_{\text{т ст}10}$ | 23,25 | 23,25 | 23,25 | 23,25 | 23,25 | 23,25 |

Продолжение таблицы 2.14.

| 1    | 2  | 3   | 4         | 5    | 6         | 7         | 8         | 9         | 10        |
|------|--|-----|-----------|------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
|      | <b>ВСХ ДВС при заданных условиях</b>         |     |           |      | <b>У1</b> | <b>У2</b> | <b>У3</b> | <b>У4</b> | <b>У5</b> |
| 2.15 | Мощность при заданных атмосферных условиях   | кВт | $N_{e01}$ | 14,6 | 14,6      | 12,2      | 11,0      | 15,0      | 14,9      |
|      | и текущих значениях $n_e$                    | кВт | $N_{e02}$ | 16,4 | 16,4      | 13,7      | 12,4      | 16,8      | 16,8      |
|      | $N_{e01} = N_{N0} * n_i * (1 + n_i - n_i^2)$ | кВт | $N_{e03}$ | 25,7 | 25,7      | 21,4      | 19,4      | 26,3      | 26,2      |
|      |  | кВт | $N_{e04}$ | 35,1 | 35,1      | 29,3      | 26,5      | 35,9      | 35,9      |
|      |  | кВт | $N_{e05}$ | 44,3 | 44,3      | 36,9      | 33,4      | 45,3      | 45,2      |
|      |  | кВт | $N_{e06}$ | 52,7 | 52,7      | 43,9      | 39,7      | 53,9      | 53,8      |
|      |  | кВт | $N_{e07}$ | 60,0 | 60,0      | 50,0      | 45,2      | 61,4      | 61,2      |
|      |  | кВт | $N_{e08}$ | 65,7 | 65,7      | 54,8      | 49,6      | 67,2      | 67,1      |
|      |  | кВт | $N_{e09}$ | 69,5 | 69,5      | 57,9      | 52,4      | 71,1      | 70,9      |
|      |  | кВт | $N_{e10}$ | 70,8 | 70,8      | 59,0      | 53,4      | 72,4      | 72,3      |
|      |  |     |           |      |           |           |           |           |           |
| 2.16 | Крутящий момент при заданных атмосферных     | Н*м | $M_{e01}$ | 140  | 140       | 116       | 105       | 143       | 143       |
|      | условиях и текущих значениях $n_e$           | Н*м | $M_{e02}$ | 143  | 143       | 119       | 108       | 146       | 146       |
|      | $M_{e0i} = 9550 * N_{e01} / n_{e i}$         | Н*м | $M_{e03}$ | 149  | 149       | 124       | 112       | 152       | 152       |
|      |  | Н*м | $M_{e04}$ | 152  | 152       | 127       | 115       | 156       | 156       |
|      |  | Н*м | $M_{e05}$ | 154  | 154       | 128       | 116       | 157       | 157       |
|      |  | Н*м | $M_{e06}$ | 152  | 152       | 127       | 115       | 156       | 156       |
|      |  | Н*м | $M_{e07}$ | 149  | 149       | 124       | 112       | 152       | 152       |
|      |  | Н*м | $M_{e08}$ | 143  | 143       | 119       | 108       | 146       | 146       |
|      |  | Н*м | $M_{e09}$ | 134  | 134       | 112       | 101       | 137       | 137       |
|      |  | Н*м | $M_{e10}$ | 123  | 123       | 102       | 93        | 126       | 126       |

Продолжение таблицы 2.14.

| 1    | 2   | 3         | 4                | 5            | 6            | 7            | 8            | 9            | 10           |
|------|---|-----------|------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| 2.17 | Удельный эффективный расход при заданных                | Г/(кВт*ч) | g <sub>e01</sub> | <b>319</b>   | <b>319</b>   | <b>330</b>   | <b>338</b>   | <b>319</b>   | <b>320</b>   |
|      | атмосферных условиях и текущих значениях n <sub>e</sub> | Г/(кВт*ч) | g <sub>e02</sub> | <b>314</b>   | <b>314</b>   | <b>325</b>   | <b>333</b>   | <b>314</b>   | <b>315</b>   |
|      | $g_{e0i} = g_{eN0} * (1,2 - 1,2 * n_i + n_i^2)$         | Г/(кВт*ч) | g <sub>e03</sub> | <b>292</b>   | <b>292</b>   | <b>302</b>   | <b>309</b>   | <b>292</b>   | <b>293</b>   |
|      |   | Г/(кВт*ч) | g <sub>e04</sub> | <b>276</b>   | <b>276</b>   | <b>286</b>   | <b>293</b>   | <b>277</b>   | <b>277</b>   |
|      |   | Г/(кВт*ч) | g <sub>e05</sub> | <b>267</b>   | <b>267</b>   | <b>276</b>   | <b>283</b>   | <b>267</b>   | <b>268</b>   |
|      |   | Г/(кВт*ч) | g <sub>e06</sub> | <b>264</b>   | <b>264</b>   | <b>273</b>   | <b>279</b>   | <b>264</b>   | <b>265</b>   |
|      |   | Г/(кВт*ч) | g <sub>e07</sub> | <b>267</b>   | <b>267</b>   | <b>276</b>   | <b>283</b>   | <b>267</b>   | <b>268</b>   |
|      |   | Г/(кВт*ч) | g <sub>e08</sub> | <b>276</b>   | <b>276</b>   | <b>286</b>   | <b>293</b>   | <b>277</b>   | <b>277</b>   |
|      |   | Г/(кВт*ч) | g <sub>e09</sub> | <b>292</b>   | <b>292</b>   | <b>302</b>   | <b>309</b>   | <b>292</b>   | <b>293</b>   |
|      |   | Г/(кВт*ч) | g <sub>e10</sub> | <b>314</b>   | <b>314</b>   | <b>325</b>   | <b>333</b>   | <b>314</b>   | <b>315</b>   |
|      |   |           |                  |              |              |              |              |              |              |
| 2.18 | Часовой расход топлива при заданных                     | кг/ч      | G <sub>т01</sub> | <b>4,67</b>  | <b>4,67</b>  | <b>4,03</b>  | <b>3,73</b>  | <b>4,78</b>  | <b>4,78</b>  |
|      | атмосферных условиях и текущих значениях n <sub>e</sub> | кг/ч      | G <sub>т02</sub> | <b>5,16</b>  | <b>5,16</b>  | <b>4,45</b>  | <b>4,12</b>  | <b>5,28</b>  | <b>5,28</b>  |
|      | $G_{т0i} = N_{e0i} * g_{e0i} / 1000$                    | кг/ч      | G <sub>т03</sub> | <b>7,51</b>  | <b>7,51</b>  | <b>6,47</b>  | <b>5,99</b>  | <b>7,69</b>  | <b>7,69</b>  |
|      |   | кг/ч      | G <sub>т04</sub> | <b>9,71</b>  | <b>9,71</b>  | <b>8,37</b>  | <b>7,75</b>  | <b>9,94</b>  | <b>9,94</b>  |
|      |   | кг/ч      | G <sub>т05</sub> | <b>11,82</b> | <b>11,82</b> | <b>10,19</b> | <b>9,43</b>  | <b>12,10</b> | <b>12,10</b> |
|      |   | кг/ч      | G <sub>т06</sub> | <b>13,90</b> | <b>13,90</b> | <b>11,99</b> | <b>11,10</b> | <b>14,23</b> | <b>14,24</b> |
|      |   | кг/ч      | G <sub>т07</sub> | <b>16,01</b> | <b>16,01</b> | <b>13,81</b> | <b>12,78</b> | <b>16,39</b> | <b>16,40</b> |
|      |   | кг/ч      | G <sub>т08</sub> | <b>18,16</b> | <b>18,16</b> | <b>15,66</b> | <b>14,50</b> | <b>18,59</b> | <b>18,60</b> |
|      |   | кг/ч      | G <sub>т09</sub> | <b>20,29</b> | <b>20,29</b> | <b>17,50</b> | <b>16,20</b> | <b>20,77</b> | <b>20,78</b> |
|      |   | кг/ч      | G <sub>т10</sub> | <b>22,24</b> | <b>22,24</b> | <b>19,18</b> | <b>17,76</b> | <b>22,77</b> | <b>22,78</b> |
|      |   |           |                  |              |              |              |              |              |              |

Таблица 2.15.

Блоки табличных значений показателей карбюраторного двигателя по результатам расчета при работе в различных атмосферных условиях, для подготовки использования функции «Мастер диаграмм» программы «Excel»

Блок 1 - мощность двигателя  $Ne$ ;

Блок 2 – часовой расход топлива  $G_T$

|           | $ne$ | $Ne_{Ст}$ | $Ne_{У1}$ | $Ne_{У2}$ | $Ne_{У3}$ | $Ne_{У4}$ | $Ne_{У5}$ | $ne$ | $G_T_{Ст}$ | $G_T_{У1}$ | $G_T_{У2}$ | $G_T_{У3}$ | $G_T_{У4}$ | $G_T_{У5}$ |
|-----------|------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| $n_{e1}$  | 1000 | 15,5      | 14,6      | 12,2      | 11,0      | 15,0      | 13,6      | 1000 | 4,9        | 4,7        | 4,0        | 3,7        | 4,8        | 4,4        |
| $n_{e2}$  | 1100 | 17,4      | 16,4      | 13,7      | 12,3      | 16,8      | 15,2      | 1100 | 5,4        | 5,2        | 4,4        | 4,1        | 5,3        | 4,9        |
| $n_{e3}$  | 1650 | 27,2      | 25,7      | 21,4      | 19,3      | 26,3      | 23,8      | 1650 | 7,8        | 7,5        | 6,5        | 6,0        | 7,7        | 7,1        |
| $n_{e4}$  | 2200 | 37,2      | 35,1      | 29,2      | 26,4      | 35,9      | 32,6      | 2200 | 10,1       | 9,7        | 8,4        | 7,8        | 9,9        | 9,2        |
| $n_{e5}$  | 2750 | 46,9      | 44,2      | 36,8      | 33,2      | 45,3      | 41,0      | 2750 | 12,4       | 11,8       | 10,2       | 9,4        | 12,1       | 11,2       |
| $n_{e6}$  | 3300 | 55,8      | 52,7      | 43,8      | 39,5      | 53,9      | 48,9      | 3300 | 14,5       | 13,9       | 12,0       | 11,1       | 14,2       | 13,1       |
| $n_{e7}$  | 3850 | 63,5      | 60,0      | 49,8      | 45,0      | 61,4      | 55,6      | 3850 | 16,7       | 16,0       | 13,8       | 12,8       | 16,4       | 15,1       |
| $n_{e8}$  | 4400 | 69,6      | 65,7      | 54,6      | 49,3      | 67,2      | 60,9      | 4400 | 19,0       | 18,2       | 15,7       | 14,5       | 18,6       | 17,1       |
| $n_{e9}$  | 4950 | 73,6      | 69,4      | 57,7      | 52,1      | 71,1      | 64,4      | 4950 | 21,2       | 20,3       | 17,5       | 16,2       | 20,8       | 19,2       |
| $n_{e10}$ | 5500 | 75,0      | 70,8      | 58,8      | 53,1      | 72,5      | 65,7      | 5500 | 23,3       | 22,2       | 19,2       | 17,8       | 22,8       | 21,0       |

Блок 3 – крутящий момент  $Me$ ;

Блок 4 – удельный эффективный расход топлива  $ge$

|           | $ne$ | $Me_{Ст}$ | $Me_{У1}$ | $Me_{У2}$ | $Me_{У3}$ | $Me_{У4}$ | $Me_{У5}$ | $ne$ | $ge_{Ст}$ | $ge_{У1}$ | $ge_{У2}$ | $ge_{У3}$ | $ge_{У4}$ | $ge_{У5}$ |
|-----------|------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| $n_{e1}$  | 1000 | 148       | 140       | 116       | 105       | 143       | 130       | 1000 | 315       | 319       | 331       | 340       | 319       | 325       |
| $n_{e2}$  | 1100 | 151       | 143       | 119       | 107       | 146       | 132       | 1100 | 310       | 314       | 326       | 334       | 314       | 320       |
| $n_{e3}$  | 1650 | 158       | 149       | 124       | 112       | 152       | 138       | 1650 | 288       | 292       | 303       | 311       | 292       | 297       |
| $n_{e4}$  | 2200 | 161       | 152       | 127       | 114       | 156       | 141       | 2200 | 273       | 276       | 287       | 294       | 277       | 281       |
| $n_{e5}$  | 2750 | 163       | 154       | 128       | 115       | 157       | 143       | 2750 | 264       | 267       | 277       | 284       | 267       | 272       |
| $n_{e6}$  | 3300 | 161       | 152       | 127       | 114       | 156       | 141       | 3300 | 260       | 264       | 274       | 281       | 264       | 269       |
| $n_{e7}$  | 3850 | 158       | 149       | 124       | 112       | 152       | 138       | 3850 | 264       | 267       | 277       | 284       | 267       | 272       |
| $n_{e8}$  | 4400 | 151       | 143       | 119       | 107       | 146       | 132       | 4400 | 273       | 276       | 287       | 294       | 277       | 281       |
| $n_{e9}$  | 4950 | 142       | 134       | 111       | 101       | 137       | 124       | 4950 | 288       | 292       | 303       | 311       | 292       | 297       |
| $n_{e10}$ | 5500 | 130       | 123       | 102       | 92        | 126       | 114       | 5500 | 310       | 314       | 326       | 334       | 314       | 320       |

После выполнения расчетов, полученные результаты в автоматическом режиме формируются в «привычные» таблицы для построения ВСХ для каждого из принятых условий, включая стандартные атмосферные условия (табл. 2.12).

Основная матрица расчетов в "EXEL" обычно располагается на листе 1. Для ее защиты и удобства работы с программой указанные «привычные» таблицы располагаются на листе 2, а полученные на их основе и сгруппированные, в зависимости от задач исследования, данные для работы с программой «Мастер диаграмм» переносятся на лист 3 (см. file «ВСХ 01 Е» электронного приложения, лист 1, лист 2, лист 3). В результате на лист 3 выносятся блоки табличных значений показателей карбюраторного двигателя по результатам расчета при работе в различных атмосферных условиях (см. табл. 2.15) в нужной, для выполнения сравнительного анализа, последовательности и формирования графического материала. Последние перед этим проходят предварительную «очистку» от содержащихся в них формул путем их копирования в редактор «Word», далее повторного копирования из редактора «Word» на лист 2 и далее с листа 2 на лист 3. Такая процедура необходима для разрыва прямой связи между программами и исключения их случайного, несанкционированного взаимовлияния при формировании групп искомых расчетных данных. Там же на листе 3 расположены, полученные автоматически, с помощью «мастера диаграмм», графические зависимости интересующих параметров.

При выполнении сравнительных исследований для удобства чтения и анализа графического материала на одном графике целесообразно представить сравнительные значения одного и того же показателя, а общую характеристику двигателя составить из нескольких таких диаграмм. Такие зависимости представлены на рисунке 2.8.

### Внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя

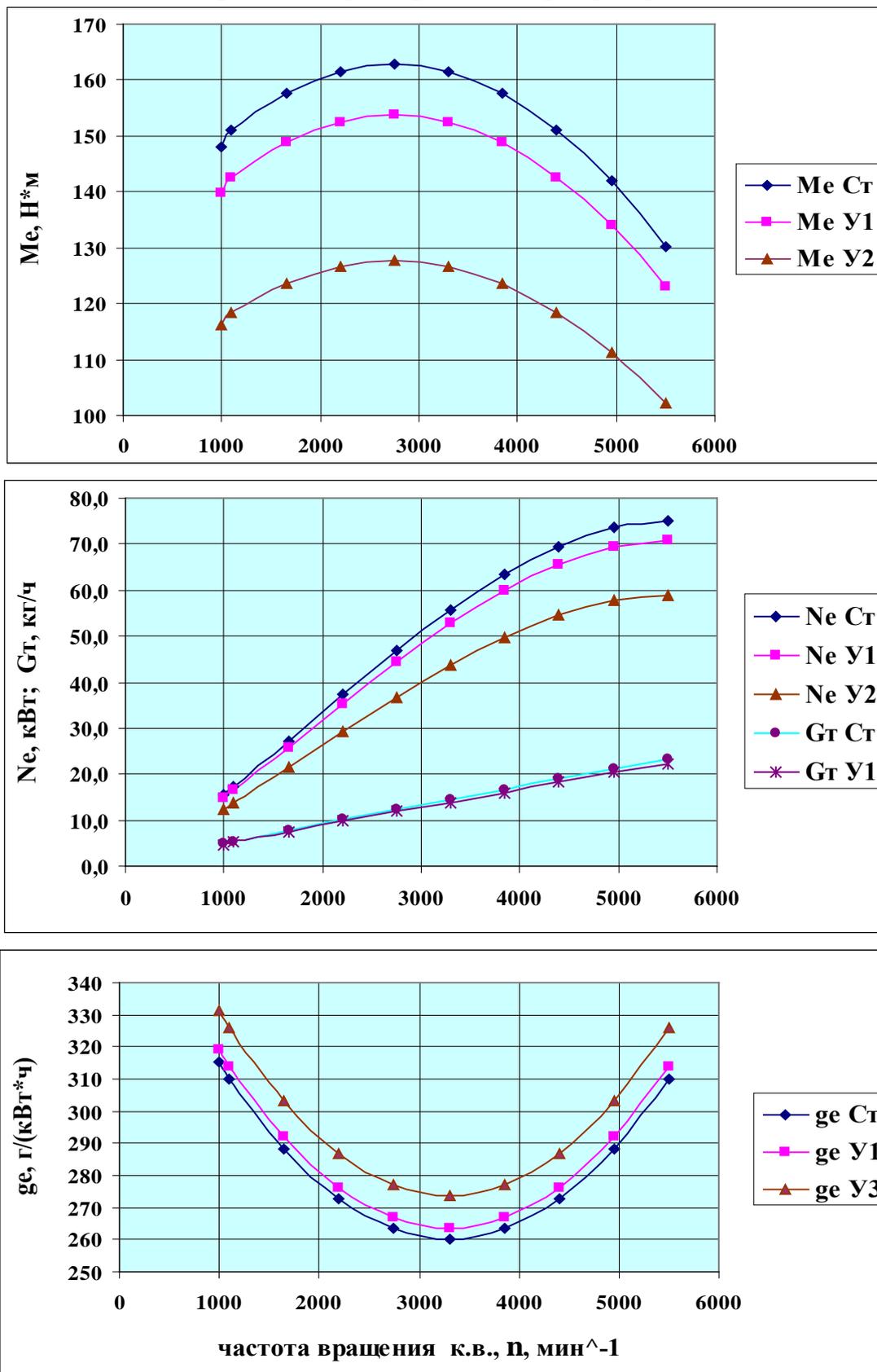


Рис. 2.8. Исследование работы карбюраторного ДВС по ВСХ:

Ст –  $P_0 = 750$  мм рт. ст.,  $T_0 = +25$  °С; У1 –  $P_0 = 720$  мм рт. ст.,  $T_0 = +35$  °С; У2 –  $P_0 = 600$  мм рт. ст.,  $T_0 = +35$  °С; У3 –  $P_0 = 525$  мм рт. ст.,  $T_0 = +15$  °С

### 2.2.3. Расчет и построение внешней скоростной характеристики дизеля

Для построения внешней скоростной характеристики дизеля данные, полученные на основании теплового расчета дизелей без наддува и с наддувом (см. раздел 2.1.5), внесем в программный блок для расчета ВСХ (file BCX 02 E электронного приложения, лист 1, столбцы К и L). Полученные значения показателей ВСХ указанных дизелей сведем в таблицу 2.16.

Таблица 2.16.

| Внешняя скоростная характеристика дизелей |          |          |           |          |                 |          |           |          |
|---|----------|----------|-----------|----------|-----------------|----------|-----------|----------|
| Без наддува (У6)                          |          |          |           |          | С наддувом (У7) |          |           |          |
| $T_{0\text{ст}}, ^\circ\text{C}$          |          |          | 20        |          | 20              |          |           |          |
| $P_{0\text{ст}}, \text{мм рт. ст.}$       |          |          | 750       |          | 750             |          |           |          |
| $n_e$                                     | $N_{e0}$ | $M_{e0}$ | $g_{e0}$  | $G_{T0}$ | $N_{e0}$        | $M_{e0}$ | $g_{e0}$  | $G_{T0}$ |
| мин <sup>-1</sup>                         | кВт      | Н*м      | г/(кВт*ч) | кг/ч     | кВт             | Н*м      | г/(кВт*ч) | кг/ч     |
| 600                                       | 43,6     | 694      | 297       | 12,93    | 58,4            | 930      | 271       | 15,84    |
| 780                                       | 59,1     | 724      | 280       | 16,52    | 79,2            | 969      | 256       | 20,23    |
| 1040                                      | 81,8     | 751      | 259       | 21,22    | 109,6           | 1007     | 237       | 25,99    |
| 1300                                      | 104,3    | 766      | 244       | 25,44    | 139,7           | 1027     | 223       | 31,15    |
| 1560                                      | 125,5    | 768      | 233       | 29,26    | 168,1           | 1029     | 213       | 35,83    |
| 1820                                      | 144,3    | 757      | 227       | 32,79    | 193,3           | 1014     | 208       | 40,16    |
| 2080                                      | 159,7    | 733      | 226       | 36,10    | 214,0           | 982      | 207       | 44,21    |
| 2340                                      | 170,6    | 696      | 230       | 39,18    | 228,6           | 933      | 210       | 47,98    |
| 2600                                      | 176,0    | 647      | 238       | 41,88    | 235,8           | 866      | 218       | 51,30    |

На основании этих значений построены ВСХ дизелей, представленные на рисунке 2.9.

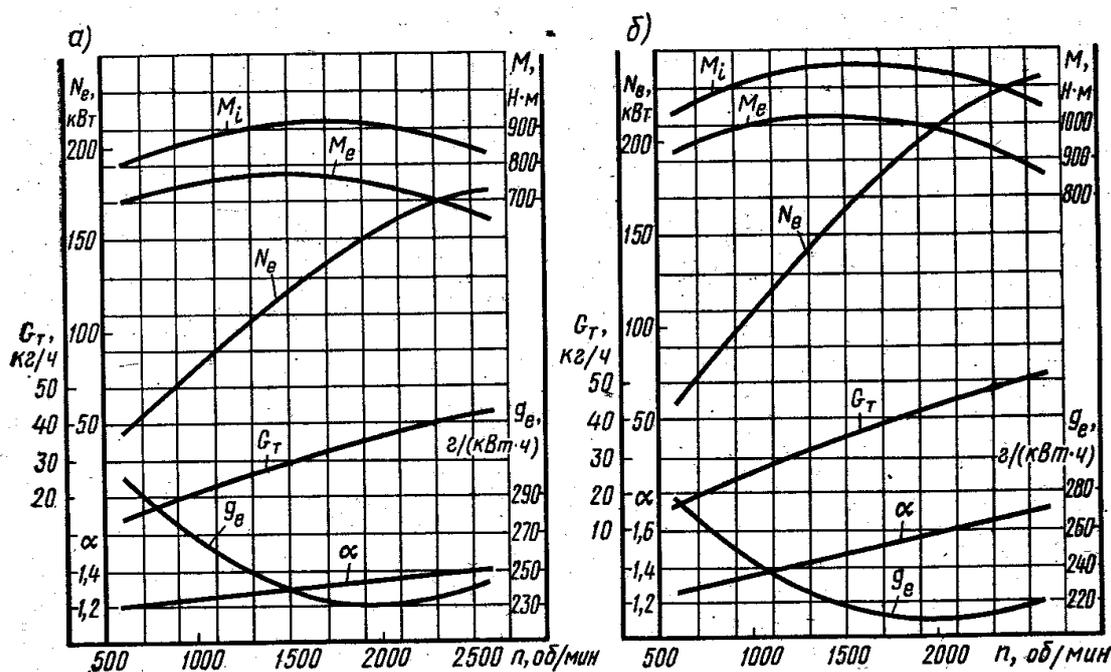


Рис. 2.9. Скоростные характеристики дизеля:  
а – без наддува; б – с наддувом

Наряду с этим, также была выполнена оценка влияния атмосферных условий на работу дизеля по ВСХ также с помощью вышеуказанной программы (file «ВСХ 02 Е» электронного приложения, лист 1, столбцы F, G, H, I, J). Порядок пользования программой file «ВСХ 02 Е» аналогичен порядку пользования программой file «ВСХ 01 Е» подробно описанному в разделе 2.2.2 – расчет и построение ВСХ карбюраторного двигателя.

Результаты расчета представлены в таблицах 2.17 и 2.18. По их данным в автоматическом режиме построены кривые ВСХ дизеля, представленные на рисунке 2.10.

Таблица 2.17.

| Расчет и построение внешней скоростной характеристики дизеля |  |                    |                    |           |           |           |           |           |           |
|--|--|--------------------|--------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| По данным расчета построить графические зависимости          |  |                    |                    |           |           |           |           |           |           |
|  |  |                    | Студент:           |           |           |           |           |           |           |
| I. Исходные данные:  |  |                    |                    | ДВС 0     | Ст/У1     | Ст/У2     | Ст/У3     | Ст/У4     | Ст/У5     |
| №  | Наименование вводимого параметра   | Ед.                | Обоз.              | Знач.     | Знач.     | Знач.     | Знач.     | Знач.     | Знач.     |
| 1  | 2  | 3                  | 4                  | 5         | 6         | 7         | 8         | 9         | 10        |
| 1.1  | Номинальная мощность при стандартных атм. условиях ( $P_{0\text{ ст}}=750$ мм рт. ст., $T_0=+25^{\circ}\text{C}$ )           | кВт                | $N_{N\text{ ст}}$  | 80        | 80        | 80        | 80        | 80        | 80        |
| 1.2  | Номинальная частота вращения кол./вала   | мин <sup>-1</sup>  | $n_N$              | 2600      | 2600      | 2600      | 2600      | 2600      | 2600      |
| 1.3  | Минимальная частота вращения кол./вала   | мин <sup>-1</sup>  | $n_{\text{min}}$   | 600       | 600       | 600       | 600       | 600       | 600       |
| 1.4  | Удельный эффективный расход топлива при стандартных $P_{0\text{ ст}}$ , $T_{0\text{ ст}}$ на номинальном режиме (при $n_N$ ) | г/(кВт*ч)          | $g_{eN\text{ ст}}$ | 242       | 242       | 242       | 242       | 242       | 242       |
| 1.5  | Стандартная температура воздуха  | $^{\circ}\text{C}$ | $T_{0\text{ ст}}$  | 25        | 25        | 25        | 25        | 25        | 25        |
| 1.6  | Стандартное атмосферное давление   | мм рт. ст.         | $P_{0\text{ ст}}$  | 750       | 750       | 750       | 750       | 750       | 750       |
| 1.7  | Стандартная плотность дизельного топлива   | т/м <sup>3</sup>   | $\rho_T$           | 0,823     | 0,823     | 0,823     | 0,823     | 0,823     | 0,823     |
| 1.8  | Стандарт. относительная влажность воздуха  | %                  | $\omega$           | 36        | 36        | 36        | 36        | 36        | 36        |
| 1.9  | Стандарт. давление водяных паров (1,2 кПа)   | мм рт. ст.         | $B_{в.п.}$         | 9         | 9         | 9         | 9         | 9         | 9         |
| 1.10   | <b>Текущие параметры окружающей среды:</b>   |                    |                    | <b>У0</b> | <b>У1</b> | <b>У2</b> | <b>У3</b> | <b>У4</b> | <b>У5</b> |
|  | _давление,   | мм рт. ст.         | $P_0$              | 720       | 720       | 600       | 525       | 760       | 775       |
|  | _температура   | $^{\circ}\text{C}$ | $T_0$              | 35        | 35        | 35        | 15        | 55        | 50        |
| 1.11   | Относительная влажность воздуха  | %                  | $\omega_0$         | 36        | 36        | 36        | 36        | 36        | 36        |
| 1.12   | Давление водяных паров   | мм рт. ст.         | $B_{0в.п.}$        | 9         | 9         | 9         | 9         | 9         | 9         |
| 1.13   | Поправка при изменении барометрического  | -                  | $K_B$              | 0,0045    | 0,0045    | 0,0045    | 0,0045    | 0,0045    | 0,0045    |

Продолжение таблицы 2.17.

| 1   | 2   | 3         | 4           | 5             | 6             | 7             | 8             | 9             | 10            |
|---|---|-----------|-------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
|   | давления, 1/кПа   |           |             |               |               |               |               |               |               |
| 1.14  | Поправка при изменении температуре окружающего воздуха, 1 / °С  | -         | $K_{тв}$    | <i>0,0015</i> | <b>0,0015</b> | <b>0,0015</b> | <b>0,0015</b> | <b>0,0015</b> | <b>0,0015</b> |
| 1.15  | Поправка при изменении температуры дизельного топлива, 1 / °С   | -         | $K_{тр}$    | <i>0,0015</i> | <b>0,0015</b> | <b>0,0015</b> | <b>0,0015</b> | <b>0,0015</b> | <b>0,0015</b> |
| 1.16  | Коэффициент при расчете мощности  | -         | $A_N$       | <i>0,87</i>   | <b>0,87</b>   | <b>0,87</b>   | <b>0,87</b>   | <b>0,87</b>   | <b>0,87</b>   |
| 1.17  | Коэффициент при расчете мощности  | -         | $B_N$       | <i>1,13</i>   | <b>1,13</b>   | <b>1,13</b>   | <b>1,13</b>   | <b>1,13</b>   | <b>1,13</b>   |
| 1.18  | Температура дизельного топлива  | °С        | $T_T$       | <i>35</i>     | <b>35</b>     | <b>35</b>     | <b>15</b>     | <b>55</b>     | <b>55</b>     |
| 1.19  | Отношение $n_{min} / n_N$   | -         | -           | <i>0,23</i>   | <b>0,23</b>   | <b>0,23</b>   | <b>0,23</b>   | <b>0,23</b>   | <b>0,23</b>   |
| 1.20  | Отношение $n1 = n_{min} / n_N$  | -         | $n1$        | <i>0,23</i>   | <b>0,23</b>   | <b>0,23</b>   | <b>0,23</b>   | <b>0,23</b>   | <b>0,23</b>   |
| 1.21  | Отношение $n2 = n_{e2} / n_N$   | -         | $n2$        | <i>0,3</i>    | <b>0,3</b>    | <b>0,3</b>    | <b>0,3</b>    | <b>0,3</b>    | <b>0,3</b>    |
| 1.22  | Отношение $n3 = n_{e3} / n_N$   | -         | $n3$        | <i>0,4</i>    | <b>0,4</b>    | <b>0,4</b>    | <b>0,4</b>    | <b>0,4</b>    | <b>0,4</b>    |
| 1.23  | Отношение $n4 = n_{e4} / n_N$   | -         | $n4$        | <i>0,5</i>    | <b>0,5</b>    | <b>0,5</b>    | <b>0,5</b>    | <b>0,5</b>    | <b>0,5</b>    |
| 1.24  | Отношение $n5 = n_{e5} / n_N$   | -         | $n5$        | <i>0,6</i>    | <b>0,6</b>    | <b>0,6</b>    | <b>0,6</b>    | <b>0,6</b>    | <b>0,6</b>    |
| 1.25  | Отношение $n6 = n_{e6} / n_N$   | -         | $n6$        | <i>0,7</i>    | <b>0,7</b>    | <b>0,7</b>    | <b>0,7</b>    | <b>0,7</b>    | <b>0,7</b>    |
| 1.26  | Отношение $n7 = n_{e7} / n_N$   | -         | $n7$        | <i>0,8</i>    | <b>0,8</b>    | <b>0,8</b>    | <b>0,8</b>    | <b>0,8</b>    | <b>0,8</b>    |
| 1.27  | Отношение $n8 = n_{e8} / n_N$   | -         | $n8$        | <i>0,9</i>    | <b>0,9</b>    | <b>0,9</b>    | <b>0,9</b>    | <b>0,9</b>    | <b>0,9</b>    |
| 1.28  | Отношение $n9 = n_{e9} / n_N$   | -         | $n9$        | <i>1,0</i>    | <b>1,0</b>    | <b>1,0</b>    | <b>1,0</b>    | <b>1,0</b>    | <b>1,0</b>    |
| 1.29  | Отношение $n10 = n_{e10} / n_N$   | -         | $n10$       | <i>1,0</i>    | <b>1,0</b>    | <b>1,0</b>    | <b>1,0</b>    | <b>1,0</b>    | <b>1,0</b>    |
| <b>II. Результаты расчета</b>   |   |           |             |               |               |               |               |               |               |
| Расчет показателей дизеля на номинальном режиме и поправочных коэффициентов |   |           |             |               |               |               |               |               |               |
| 2.1   | Крутящий момент двигателя при стандартных атмосферных условиях на номинальном режиме (при $n_N$ ): $M_{N ст} = 9550 * N_{N ст} / n_N$ | $H^*_{M}$ | $M_{N ст}$  | <i>294</i>    | <b>294</b>    | <b>294</b>    | <b>294</b>    | <b>294</b>    | <b>294</b>    |
| 2.2   | Часовой расход топлива при стандартных  | кг/ч      | $G_{TN ст}$ | <i>19,36</i>  | <b>19,36</b>  | <b>19,36</b>  | <b>19,36</b>  | <b>19,36</b>  | <b>19,36</b>  |

Продолжение таблицы 2.17.

| 1   | 2   | 3                 | 4         | 5            | 6            | 7            | 8            | 9            | 10           |
|-----|---|-------------------|-----------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
|     | атмосферных условиях на номинальном   |                   |           |              |              |              |              |              |              |
|     | режиме (при $n_N$ ): $G_{TN\text{ ст}} = N_{N\text{ ст}} * g_{e\text{ ст}} / 1000$  |                   |           |              |              |              |              |              |              |
| 2.3 | Поправочный коэффициент мощности (прибл.)<br>$k_N = (750/P_0)^{0,65} * ((273+T_0)/298)^{0,5}$   | -                 | $k_{N1}$  | <b>1,044</b> | <b>1,044</b> | <b>1,175</b> | <b>1,240</b> | <b>1,040</b> | <b>1,019</b> |
| 2.4 | Поправочный коэффициент мощности<br>$k_N = 0,823 / (\rho_T * (1 - K_B * (759 - P_0 - B_{в.п.}) / 7,5) * (1 - K_{тв} * (T_0 - 25)) * (1 - K_{тр} * (T_T - 25)))$ | -                 | $k_N$     | <b>1,050</b> | <b>1,044</b> | <b>1,126</b> | <b>1,115</b> | <b>1,084</b> | <b>1,066</b> |
| 2.5 | Номинальная мощность при заданных условиях $P_0, T_0, B_{0в.п.}$ и $n_N$ : $N_{N0} = N_{N\text{ ст}} / k_N$   | кВт               | $N_{N0}$  | <b>76,2</b>  | <b>76,6</b>  | <b>71,1</b>  | <b>71,7</b>  | <b>73,8</b>  | <b>75,0</b>  |
| 2.6 | Поправочный коэффициент часового расхода топлива: $k_{G_T} = 0,823 / (\rho_T * (1 - K_{тр} * (T_T - 25)))$  | -                 | $k_{G_T}$ | <b>1,015</b> | <b>1,015</b> | <b>1,015</b> | <b>0,985</b> | <b>1,047</b> | <b>1,047</b> |
| 2.7 | Часовой расход топлива при заданных условиях $P_0, T_0, B_{0в.п.}$ на номинальном режиме (при $n_N$ ): $G_{TN0} = G_{TN\text{ ст}} / k_{G_T}$                   | кг/ч              | $G_{TN0}$ | <b>19,07</b> | <b>19,07</b> | <b>19,07</b> | <b>19,65</b> | <b>18,49</b> | <b>18,49</b> |
|     | Поправочный коэффициент удельного эффективного расхода топлива: $k_{ge} = k_{G_T} / k_N$<br>( $g_{eN0} = g_{eN\text{ ст}} / k_{ge}$ )                           | -                 | $k_{ge}$  | <b>0,967</b> | <b>0,973</b> | <b>0,902</b> | <b>0,883</b> | <b>0,966</b> | <b>0,982</b> |
|     | <b>ВСХ Дизеля при стандартных условиях</b>  |                   |           | <b>250</b>   | <b>249</b>   | <b>268</b>   | <b>274</b>   | <b>251</b>   | <b>246</b>   |
| 2.9 | Частота вращения коленчатого вала<br>$n_{ei} = n_N * n_i$   | мин <sup>-1</sup> | $n_{e1}$  | <b>600</b>   | <b>600</b>   | <b>600</b>   | <b>600</b>   | <b>600</b>   | <b>600</b>   |
|     |   | мин <sup>-1</sup> | $n_{e2}$  | <b>780</b>   | <b>780</b>   | <b>780</b>   | <b>780</b>   | <b>780</b>   | <b>780</b>   |
|     |   | мин <sup>-1</sup> | $n_{e3}$  | <b>1040</b>  | <b>1040</b>  | <b>1040</b>  | <b>1040</b>  | <b>1040</b>  | <b>1040</b>  |
|     |   | мин <sup>-1</sup> | $n_{e4}$  | <b>1300</b>  | <b>1300</b>  | <b>1300</b>  | <b>1300</b>  | <b>1300</b>  | <b>1300</b>  |
|     |   | мин <sup>-1</sup> | $n_{e5}$  | <b>1560</b>  | <b>1560</b>  | <b>1560</b>  | <b>1560</b>  | <b>1560</b>  | <b>1560</b>  |
|     |   | мин <sup>-1</sup> | $n_{e6}$  | <b>1820</b>  | <b>1820</b>  | <b>1820</b>  | <b>1820</b>  | <b>1820</b>  | <b>1820</b>  |
|     |   | мин <sup>-1</sup> | $n_{e7}$  | <b>2080</b>  | <b>2080</b>  | <b>2080</b>  | <b>2080</b>  | <b>2080</b>  | <b>2080</b>  |
|     |   | мин <sup>-1</sup> | $n_{e8}$  | <b>2340</b>  | <b>2340</b>  | <b>2340</b>  | <b>2340</b>  | <b>2340</b>  | <b>2340</b>  |
|     |   | мин <sup>-1</sup> | $n_{e9}$  | <b>2600</b>  | <b>2600</b>  | <b>2600</b>  | <b>2600</b>  | <b>2600</b>  | <b>2600</b>  |
|     |   | мин <sup>-1</sup> | $n_{e10}$ | <b>2600</b>  | <b>2600</b>  | <b>2600</b>  | <b>2600</b>  | <b>2600</b>  | <b>2600</b>  |

Продолжение таблицы 2.17.

| 1    | 2  | 3         | 4                   | 5           | 6    | 7    | 8    | 9    | 10   |
|------|--|-----------|---------------------|-------------|------|------|------|------|------|
| 2.10 | Мощность при <b>стандартных</b> атмосферных                            | кВт       | $N_{e\text{ ст}1}$  | <i>19,8</i> | 19,8 | 19,8 | 19,8 | 19,8 | 19,8 |
|      | условиях и текущих значениях $n_e$                                     | кВт       | $N_{e\text{ ст}2}$  | <i>26,9</i> | 26,9 | 26,9 | 26,9 | 26,9 | 26,9 |
|      | $N_{e\text{ ст}1} = N_{N\text{ ст}} * n_i * (A_N + B_N * n_i - n_i^2)$ | кВт       | $N_{e\text{ ст}3}$  | <i>37,2</i> | 37,2 | 37,2 | 37,2 | 37,2 | 37,2 |
|      |  | кВт       | $N_{e\text{ ст}4}$  | <i>47,4</i> | 47,4 | 47,4 | 47,4 | 47,4 | 47,4 |
|      |  | кВт       | $N_{e\text{ ст}5}$  | <i>57,0</i> | 57,0 | 57,0 | 57,0 | 57,0 | 57,0 |
|      |  | кВт       | $N_{e\text{ ст}6}$  | <i>65,6</i> | 65,6 | 65,6 | 65,6 | 65,6 | 65,6 |
|      |  | кВт       | $N_{e\text{ ст}7}$  | <i>72,6</i> | 72,6 | 72,6 | 72,6 | 72,6 | 72,6 |
|      |  | кВт       | $N_{e\text{ ст}8}$  | <i>77,5</i> | 77,5 | 77,5 | 77,5 | 77,5 | 77,5 |
|      |  | кВт       | $N_{e\text{ ст}9}$  | <i>80,0</i> | 80,0 | 80,0 | 80,0 | 80,0 | 80,0 |
|      |  | кВт       | $N_{e\text{ ст}10}$ | <i>80,0</i> | 80,0 | 80,0 | 80,0 | 80,0 | 80,0 |
| 2.11 | Крутящий момент при <b>стандартных</b> атмосфер-                       | Н*М       | $M_{e\text{ ст}1}$  | <i>315</i>  | 315  | 315  | 315  | 315  | 315  |
|      | ных условиях и текущих значениях $n_e$                                 | Н*М       | $M_{e\text{ ст}2}$  | <i>329</i>  | 329  | 329  | 329  | 329  | 329  |
|      | $M_{e\text{ ст}i} = 9550 * N_{e\text{ ст}i} / n_{ei}$                  | Н*М       | $M_{e\text{ ст}3}$  | <i>341</i>  | 341  | 341  | 341  | 341  | 341  |
|      |  | Н*М       | $M_{e\text{ ст}4}$  | <i>348</i>  | 348  | 348  | 348  | 348  | 348  |
|      |  | Н*М       | $M_{e\text{ ст}5}$  | <i>349</i>  | 349  | 349  | 349  | 349  | 349  |
|      |  | Н*М       | $M_{e\text{ ст}6}$  | <i>344</i>  | 344  | 344  | 344  | 344  | 344  |
|      |  | Н*М       | $M_{e\text{ ст}7}$  | <i>333</i>  | 333  | 333  | 333  | 333  | 333  |
|      |  | Н*М       | $M_{e\text{ ст}8}$  | <i>316</i>  | 316  | 316  | 316  | 316  | 316  |
|      |  | Н*М       | $M_{e\text{ ст}9}$  | <i>294</i>  | 294  | 294  | 294  | 294  | 294  |
|      |  | Н*М       | $M_{e\text{ ст}10}$ | <i>294</i>  | 294  | 294  | 294  | 294  | 294  |
| 2.12 | Удельный эффективный расход при <b>стандарт-</b>                       | г/(кВт*ч) | $g_{e\text{ ст}1}$  | <i>302</i>  | 302  | 302  | 302  | 302  | 302  |
|      | <b>ных</b> атмосферных условиях и текущих                              | г/(кВт*ч) | $g_{e\text{ ст}2}$  | <i>284</i>  | 284  | 284  | 284  | 284  | 284  |
|      | значениях $n_e$  | г/(кВт*ч) | $g_{e\text{ ст}3}$  | <i>264</i>  | 264  | 264  | 264  | 264  | 264  |
|      | $g_{e\text{ ст}i} = g_{eN\text{ ст}} * (1,55 - 1,55 * n_i + n_i^2)$    | г/(кВт*ч) | $g_{e\text{ ст}4}$  | <i>248</i>  | 248  | 248  | 248  | 248  | 248  |
|      |  | г/(кВт*ч) | $g_{e\text{ ст}5}$  | <i>237</i>  | 237  | 237  | 237  | 237  | 237  |
|      |  | г/(кВт*ч) | $g_{e\text{ ст}6}$  | <i>231</i>  | 231  | 231  | 231  | 231  | 231  |
|      |  | г/(кВт*ч) | $g_{e\text{ ст}7}$  | <i>230</i>  | 230  | 230  | 230  | 230  | 230  |

Продолжение таблицы 2.17.

| 1    | 2   | 3         | 4                   | 5     | 6         | 7         | 8         | 9         | 10        |
|------|---|-----------|---------------------|-------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
|      |   | г/(кВт*ч) | $g_{e\text{ ст}8}$  | 234   | 234       | 234       | 234       | 234       | 234       |
|      |   | г/(кВт*ч) | $g_{e\text{ ст}9}$  | 242   | 242       | 242       | 242       | 242       | 242       |
|      |   | г/(кВт*ч) | $g_{e\text{ ст}10}$ | 242   | 242       | 242       | 242       | 242       | 242       |
| 2.13 | Часовой расход топлива при стандартных                            | кг/ч      | $G_{T\text{ ст}1}$  | 5,98  | 5,98      | 5,98      | 5,98      | 5,98      | 5,98      |
|      | атмосф. условиях и текущих значениях $n_e$                        | кг/ч      | $G_{T\text{ ст}2}$  | 7,64  | 7,64      | 7,64      | 7,64      | 7,64      | 7,64      |
|      | $G_{T\text{ е ст}i} = N_{e\text{ ст}i} * g_{e\text{ ст}i} / 1000$ | кг/ч      | $G_{T\text{ ст}3}$  | 9,81  | 9,81      | 9,81      | 9,81      | 9,81      | 9,81      |
|      |   | кг/ч      | $G_{T\text{ ст}4}$  | 11,76 | 11,76     | 11,76     | 11,76     | 11,76     | 11,76     |
|      |   | кг/ч      | $G_{T\text{ ст}5}$  | 13,52 | 13,52     | 13,52     | 13,52     | 13,52     | 13,52     |
|      |   | кг/ч      | $G_{T\text{ ст}6}$  | 15,16 | 15,16     | 15,16     | 15,16     | 15,16     | 15,16     |
|      |   | кг/ч      | $G_{T\text{ ст}7}$  | 16,69 | 16,69     | 16,69     | 16,69     | 16,69     | 16,69     |
|      |   | кг/ч      | $G_{T\text{ ст}8}$  | 18,11 | 18,11     | 18,11     | 18,11     | 18,11     | 18,11     |
|      |   | кг/ч      | $G_{T\text{ ст}9}$  | 19,36 | 19,36     | 19,36     | 19,36     | 19,36     | 19,36     |
|      |   | кг/ч      | $G_{T\text{ ст}10}$ | 19,36 | 19,36     | 19,36     | 19,36     | 19,36     | 19,36     |
|      | <b>ВСХ Дизеля при заданных условиях</b>                           |           |                     |       | <b>У1</b> | <b>У2</b> | <b>У3</b> | <b>У4</b> | <b>У5</b> |
| 2.14 | Мощность при заданных атмосферных усло-                           | кВт       | $N_{e01}$           | 18,9  | 19,0      | 17,6      | 17,8      | 18,3      | 18,6      |
|      | виях и текущих значениях $n_e$                                    | кВт       | $N_{e02}$           | 25,6  | 25,7      | 23,9      | 24,1      | 24,8      | 25,2      |
|      | $N_{e0i} = N_{N0} * n_i * (1 * A_N + B_N * n_i - n_i^2)$          | кВт       | $N_{e03}$           | 35,4  | 35,6      | 33,0      | 33,3      | 34,3      | 34,9      |
|      |   | кВт       | $N_{e04}$           | 45,2  | 45,4      | 42,1      | 42,5      | 43,7      | 44,5      |
|      |   | кВт       | $N_{e05}$           | 54,3  | 54,6      | 50,6      | 51,1      | 52,6      | 53,5      |
|      |   | кВт       | $N_{e06}$           | 62,5  | 62,8      | 58,2      | 58,8      | 60,5      | 61,5      |
|      |   | кВт       | $N_{e07}$           | 69,1  | 69,5      | 64,5      | 65,1      | 66,9      | 68,1      |
|      |   | кВт       | $N_{e08}$           | 73,9  | 74,3      | 68,9      | 69,5      | 71,5      | 72,7      |
|      |   | кВт       | $N_{e09}$           | 76,2  | 76,6      | 71,1      | 71,7      | 73,8      | 75,0      |
|      |   | кВт       | $N_{e10}$           | 76,2  | 76,6      | 71,1      | 71,7      | 73,8      | 75,0      |
| 2.15 | Крутящий момент при заданных атмосферных                          | Н*м       | $M_{e01}$           | 301   | 302       | 280       | 283       | 291       | 296       |
|      | условиях и текущих значениях $n_e$                                | Н*м       | $M_{e02}$           | 313   | 315       | 292       | 295       | 303       | 308       |
|      | $M_{e0i} = 9550 * N_{e0i} / n_{e i}$                              | Н*м       | $M_{e03}$           | 325   | 327       | 303       | 306       | 315       | 320       |

Продолжение таблицы 2.17.

| 1    | 2   | 3               | 4                | 5     | 6     | 7     | 8     | 9     | 10    |
|------|---|-----------------|------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|      |   | H* <sub>M</sub> | M <sub>e04</sub> | 332   | 334   | 309   | 312   | 321   | 327   |
|      |   | H* <sub>M</sub> | M <sub>e05</sub> | 333   | 334   | 310   | 313   | 322   | 327   |
|      |   | H* <sub>M</sub> | M <sub>e06</sub> | 328   | 330   | 306   | 309   | 317   | 323   |
|      |   | H* <sub>M</sub> | M <sub>e07</sub> | 317   | 319   | 296   | 299   | 307   | 313   |
|      |   | H* <sub>M</sub> | M <sub>e08</sub> | 302   | 303   | 281   | 284   | 292   | 297   |
|      |   | H* <sub>M</sub> | M <sub>e09</sub> | 280   | 282   | 261   | 263   | 271   | 276   |
|      |   | H* <sub>M</sub> | M <sub>e10</sub> | 280   | 282   | 261   | 263   | 271   | 276   |
| 2.16 | Удельный эффективный расход при заданных              | г/(кВт*ч)       | g <sub>e01</sub> | 312   | 310   | 335   | 341   | 312   | 307   |
|      | атмосфер. условиях и текущих значениях n <sub>e</sub> | г/(кВт*ч)       | g <sub>e02</sub> | 294   | 292   | 315   | 322   | 294   | 290   |
|      | $g_{e0i} = g_{eN0} * (1,55 - 1,55 * n_i + n_i^2)$     | г/(кВт*ч)       | g <sub>e03</sub> | 273   | 271   | 293   | 299   | 273   | 269   |
|      |   | г/(кВт*ч)       | g <sub>e04</sub> | 256   | 255   | 275   | 281   | 257   | 253   |
|      |   | г/(кВт*ч)       | g <sub>e05</sub> | 245   | 244   | 263   | 268   | 246   | 241   |
|      |   | г/(кВт*ч)       | g <sub>e06</sub> | 239   | 238   | 256   | 262   | 239   | 235   |
|      |   | г/(кВт*ч)       | g <sub>e07</sub> | 238   | 236   | 255   | 260   | 238   | 234   |
|      |   | г/(кВт*ч)       | g <sub>e08</sub> | 241   | 240   | 259   | 264   | 242   | 238   |
|      |   | г/(кВт*ч)       | g <sub>e09</sub> | 250   | 249   | 268   | 274   | 251   | 246   |
|      |   | г/(кВт*ч)       | g <sub>e10</sub> | 250   | 249   | 268   | 274   | 251   | 246   |
| 2.17 | Часовой расход топлива при заданных                   | кг/ч            | G <sub>T01</sub> | 5,89  | 5,89  | 5,89  | 6,07  | 5,71  | 5,71  |
|      | атмосфер. условиях и текущих значениях n <sub>e</sub> | кг/ч            | G <sub>T02</sub> | 7,52  | 7,52  | 7,52  | 7,75  | 7,29  | 7,29  |
|      | $G_{T0i} = Ne_{0i} * g_{e0i} / 1000$                  | кг/ч            | G <sub>T03</sub> | 9,66  | 9,66  | 9,66  | 9,96  | 9,37  | 9,37  |
|      |   | кг/ч            | G <sub>T04</sub> | 11,58 | 11,58 | 11,58 | 11,93 | 11,23 | 11,23 |
|      |   | кг/ч            | G <sub>T05</sub> | 13,32 | 13,32 | 13,32 | 13,73 | 12,92 | 12,92 |
|      |   | кг/ч            | G <sub>T06</sub> | 14,93 | 14,93 | 14,93 | 15,38 | 14,47 | 14,47 |
|      |   | кг/ч            | G <sub>T07</sub> | 16,43 | 16,43 | 16,43 | 16,94 | 15,93 | 15,93 |
|      |   | кг/ч            | G <sub>T08</sub> | 17,84 | 17,84 | 17,84 | 18,38 | 17,29 | 17,29 |
|      |   | кг/ч            | G <sub>T09</sub> | 19,07 | 19,07 | 19,07 | 19,65 | 18,49 | 18,49 |
|      |   | кг/ч            | G <sub>T10</sub> | 19,07 | 19,07 | 19,07 | 19,65 | 18,49 | 18,49 |

Таблица 2.18.

Блоки табличных значений показателей дизеля по результатам расчета при работе в различных атмосферных условиях для подготовки использования функции «Мастер диаграмм» программы «Exel»

Блок 1 - мощность двигателя  $Ne$ ;

Блок 2 – часовой расход топлива  $Gt$

|           | $ne$        | $Ne_{Ст}$   | $Ne_{У1}$   | $Ne_{У2}$   | $Ne_{У3}$   | $Ne_{У4}$   | $Ne_{У5}$   | $ne$        | $Gt_{Ст}$    | $Gt_{У1}$    | $Gt_{У2}$    | $Gt_{У3}$ | $Gt_{У4}$ | $Gt_{У5}$ |
|-----------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|--------------|--------------|--------------|-----------|-----------|-----------|
| $n_{e1}$  | <b>600</b>  | <b>19,8</b> | <b>19</b>   | <b>17,6</b> | 17,8        | 18,3        | 18,6        | <b>600</b>  | <b>5,98</b>  | <b>5,89</b>  | <b>5,89</b>  | 6,07      | 5,71      | 5,71      |
| $n_{e2}$  | <b>780</b>  | <b>26,9</b> | <b>25,7</b> | <b>23,9</b> | 24,1        | 24,8        | 25,2        | <b>780</b>  | <b>7,64</b>  | <b>7,52</b>  | <b>7,52</b>  | 7,75      | 7,29      | 7,29      |
| $n_{e3}$  | <b>1040</b> | <b>37,2</b> | <b>35,6</b> | <b>33</b>   | 33,3        | 34,3        | 34,9        | <b>1040</b> | <b>9,81</b>  | <b>9,66</b>  | <b>9,66</b>  | 9,96      | 9,37      | 9,37      |
| $n_{e4}$  | <b>1300</b> | <b>47,4</b> | <b>45,4</b> | <b>42,1</b> | 42,5        | 43,7        | 44,5        | <b>1300</b> | <b>11,76</b> | <b>11,58</b> | <b>11,58</b> | 11,93     | 11,23     | 11,23     |
| $n_{e5}$  | <b>1560</b> | <b>57</b>   | <b>54,6</b> | <b>50,6</b> | 51,1        | 52,6        | 53,5        | <b>1560</b> | <b>13,52</b> | <b>13,32</b> | <b>13,32</b> | 13,73     | 12,92     | 12,92     |
| $n_{e6}$  | <b>1820</b> | <b>65,6</b> | <b>62,8</b> | <b>58,2</b> | 58,8        | 60,5        | 61,5        | <b>1820</b> | <b>15,16</b> | <b>14,93</b> | <b>14,93</b> | 15,38     | 14,47     | 14,47     |
| $n_{e7}$  | <b>2080</b> | <b>72,6</b> | <b>69,5</b> | <b>64,5</b> | 65,1        | 66,9        | 68,1        | <b>2080</b> | <b>16,69</b> | <b>16,43</b> | <b>16,43</b> | 16,94     | 15,93     | 15,93     |
| $n_{e8}$  | <b>2340</b> | <b>77,5</b> | <b>74,3</b> | <b>68,9</b> | 69,5        | 71,5        | 72,7        | <b>2340</b> | <b>18,11</b> | <b>17,84</b> | <b>17,84</b> | 18,38     | 17,29     | 17,29     |
| $n_{e9}$  | <b>2600</b> | <b>80</b>   | <b>76,6</b> | <b>71,1</b> | 71,7        | 73,8        | 75,0        | <b>2600</b> | <b>19,36</b> | <b>19,07</b> | <b>19,07</b> | 19,65     | 18,49     | 18,49     |
| $n_{e10}$ | <b>2600</b> | <b>80</b>   | <b>76,6</b> | <b>71,1</b> | <b>71,7</b> | <b>73,8</b> | <b>75,0</b> | <b>2600</b> | <b>19,36</b> | <b>19,07</b> | <b>19,07</b> | 19,65     | 18,49     | 18,49     |

Блок 3 – крутящий момент  $Me$ ;

Блок 4 – удельный эффективный расход топлива  $ge$

|           | $ne$        | $Me_{Ст}$  | $Me_{У1}$  | $Me_{У2}$  | $Me_{У3}$  | $Me_{У4}$  | $Me_{У5}$  | $ne$        | $ge_{Ст}$  | $ge_{У1}$  | $ge_{У2}$  | $ge_{У3}$  | $ge_{У4}$  | $ge_{У5}$  |
|-----------|-------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|-------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| $n_{e1}$  | <b>600</b>  | <b>315</b> | <b>302</b> | <b>280</b> | <b>283</b> | <b>291</b> | <b>296</b> | <b>600</b>  | <b>302</b> | <b>310</b> | <b>335</b> | <b>341</b> | <b>312</b> | <b>307</b> |
| $n_{e2}$  | <b>780</b>  | <b>329</b> | <b>315</b> | <b>292</b> | <b>295</b> | <b>303</b> | <b>308</b> | <b>780</b>  | <b>284</b> | <b>292</b> | <b>315</b> | <b>322</b> | <b>294</b> | <b>290</b> |
| $n_{e3}$  | <b>1040</b> | <b>341</b> | <b>327</b> | <b>303</b> | <b>306</b> | <b>315</b> | <b>320</b> | <b>1040</b> | <b>264</b> | <b>271</b> | <b>293</b> | <b>299</b> | <b>273</b> | <b>269</b> |
| $n_{e4}$  | <b>1300</b> | <b>348</b> | <b>334</b> | <b>309</b> | <b>312</b> | <b>321</b> | <b>327</b> | <b>1300</b> | <b>248</b> | <b>255</b> | <b>275</b> | <b>281</b> | <b>257</b> | <b>253</b> |
| $n_{e5}$  | <b>1560</b> | <b>349</b> | <b>334</b> | <b>310</b> | <b>313</b> | <b>322</b> | <b>327</b> | <b>1560</b> | <b>237</b> | <b>244</b> | <b>263</b> | <b>268</b> | <b>246</b> | <b>241</b> |
| $n_{e6}$  | <b>1820</b> | <b>344</b> | <b>330</b> | <b>306</b> | <b>309</b> | <b>317</b> | <b>323</b> | <b>1820</b> | <b>231</b> | <b>238</b> | <b>256</b> | <b>262</b> | <b>239</b> | <b>235</b> |
| $n_{e7}$  | <b>2080</b> | <b>333</b> | <b>319</b> | <b>296</b> | <b>299</b> | <b>307</b> | <b>313</b> | <b>2080</b> | <b>230</b> | <b>236</b> | <b>255</b> | <b>260</b> | <b>238</b> | <b>234</b> |
| $n_{e8}$  | <b>2340</b> | <b>316</b> | <b>303</b> | <b>281</b> | <b>284</b> | <b>292</b> | <b>297</b> | <b>2340</b> | <b>234</b> | <b>240</b> | <b>259</b> | <b>264</b> | <b>242</b> | <b>238</b> |
| $n_{e9}$  | <b>2600</b> | <b>294</b> | <b>282</b> | <b>261</b> | <b>263</b> | <b>271</b> | <b>276</b> | <b>2600</b> | <b>242</b> | <b>249</b> | <b>268</b> | <b>274</b> | <b>251</b> | <b>246</b> |
| $n_{e10}$ | <b>2600</b> | <b>294</b> | <b>282</b> | <b>261</b> | <b>263</b> | <b>271</b> | <b>276</b> | <b>2600</b> | <b>242</b> | <b>249</b> | <b>268</b> | <b>274</b> | <b>251</b> | <b>246</b> |

### Внешняя скоростная характеристика дизеля

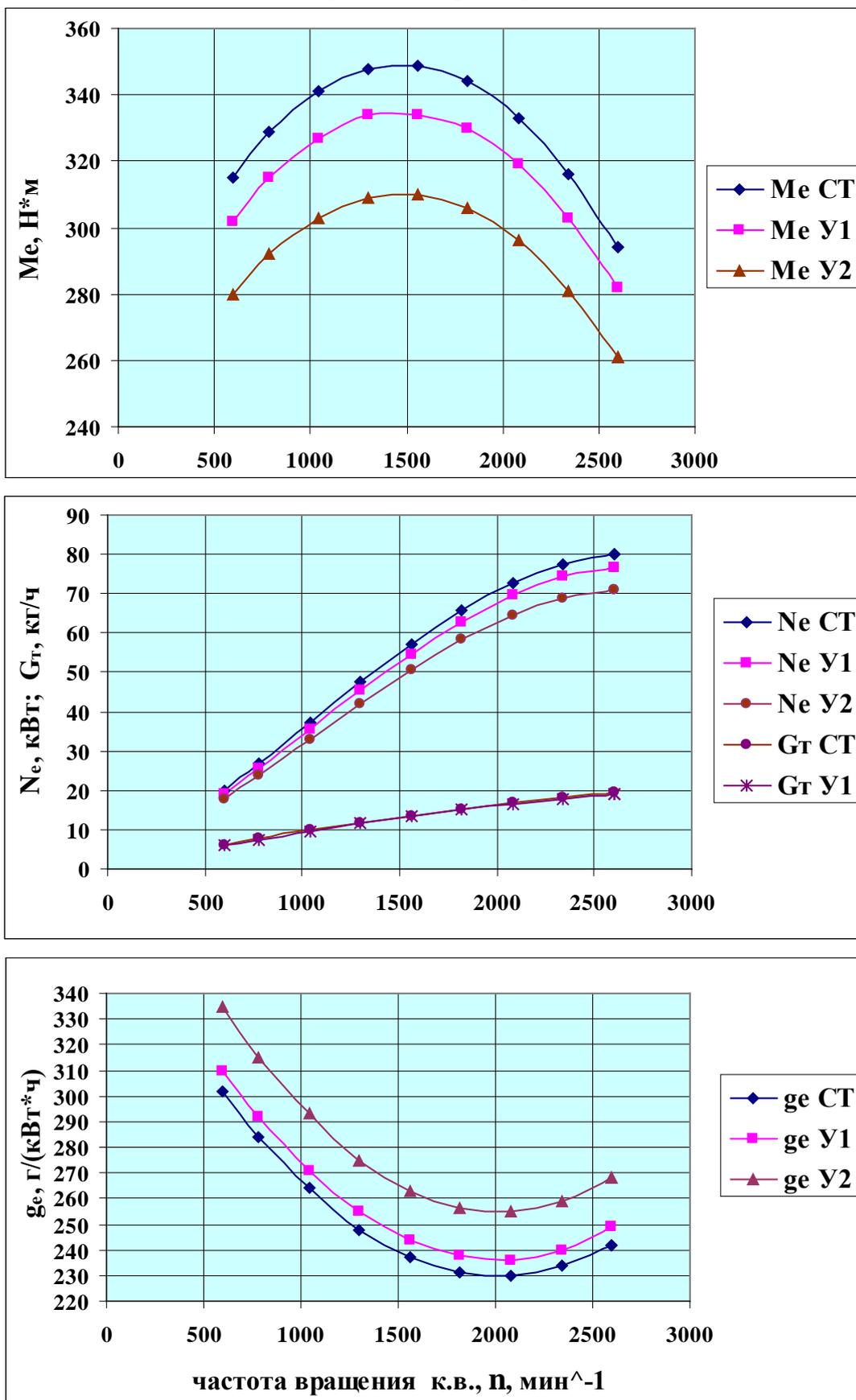


Рис. 2.10. Исследование работы дизеля по ВСХ:  
 CT –  $P_0 = 750$  мм рт. ст.,  $T_0 = +25$  °C; Y1 –  $P_0 = 720$  мм рт. ст.,  
 $T_0 = +35$  °C; Y2 –  $P_0 = 600$  мм рт. ст.,  $T_0 = +35$  °C

### 2.3. Выводы по главе

На основании исследований, выполненных в главе 2 можно сделать следующие выводы:

- Совершенствование двигателей внутреннего сгорания на современном этапе предполагает разработку и широкое использование расчетно-аналитических методов для определения их параметров, как на стадии проектирования и создания, так и, в последующем, для выполнения экспертных оценок уже существующих моделей.

- Предложенный расчетно-аналитический комплекс, позволяет в «электронном» режиме выполнять следующие расчеты: тепловой расчет, расчет теплового баланса и индикаторной диаграммы карбюраторного двигателя, графическое ее построение; тепловой расчет, расчет теплового баланса и индикаторной диаграммы дизеля, графическое ее построение; расчет и графическое построение внешних скоростных характеристик карбюраторного двигателя и дизеля с учетом исследования влияния в широком диапазоне условий окружающей среды – атмосферного давления, температуры и влажности окружающего воздуха.

- Методика ориентирована, в первую очередь, на «обучающегося» слушателя и предполагает работу с компьютером в диалоговом режиме. Ввод «исходных данных» для каждого раздела осуществляется последовательно и автономно после выполнения предыдущих расчетов и их анализа, дополнением новыми справочными данными. Основой математического обеспечения является «стандартный» тепловой расчет, адаптированный к применению программы «Microsoft Excel» - электронные таблицы, широко распространенной в современных ПК.

- Выполнен анализ влияния на рабочие показатели двигателей его основных параметров: мощности, частоты вращения коленчатого вала, числа и расположения цилиндров, размеров цилиндра и скорости поршня, степени сжатия, установлены их оптимальные величины для современных бензиновых и дизельных двигателей.

- На основании анализа табличных значений, для нахождения средней мольная теплоемкость остаточных газов в конце сжатия, с целью обеспечения возможности «непрерывного» использования компьютера при тепловом расчете в настоящей работе предложены оригинальные эмпирические зависимости для карбюраторных и дизельных ( с наддувом и без наддува), апробированные на кафедре АТД ТАДИ при выполнении курсовых и дипломных проектов по курсу «Теория двигателя». В заданном диапазоне температур остаточных газов и коэффициентов избытка воздуха получена высокая сходимость с соответствующими табличными значениями, содержащимися в справочной литературе.

- При построении графических расчетно-аналитических зависимостей - кривых индикаторных диаграмм и внешних скоростных характеристик часть полученных результатов

оформляется также диалоговом режиме ( «ручным» способом), что позволяет слушателю лучше понять и усвоить изучаемый материал.

- Предложенный комплекс содержит большое количество необходимого для расчетов справочного материала, который последовательно в каждом разделе расчета внесен в «текущие» примечания, предусмотренные программой «Microsoft Excel». Для получения нужной информации достаточно «навести» курсор на искомую ячейку электронной таблицы. Данный комплекс может также эффективно использоваться в научно-исследовательских целях и при необходимости «гибко» дополняться новыми уравнениями и программными блоками, в зависимости от особенностей решаемых задач, в каждом конкретном случае.

### **3. Экспериментальное исследование характеристик ДВС**

#### **3.1. Методика исследования, стенды, измерительная аппаратура**

**Общие сведения.** Расширение производства автомобилей, тракторов, дорожных машин и другой техники побуждают непрерывно совершенствовать силовые агрегаты этих машин, среди которых наибольшее распространение получили поршневые двигатели, вполне очевидно, что достижение поставленной задачи на современном уровне немислимо без целеустремленной и согласованной работы конструкторов, технологов и испытателей. Роль последних приобрела особую значимость, так как оценка конструкции, определение ее соответствия технологическим и общим требованиям, в конечном итоге принадлежит испытателям. Одновременно обновляется и совершенствуется техника испытаний. Широкое применение находят электронные приборы, автоматические системы, персональные компьютеры, обеспечивающие существенное уменьшение затраты времени на проведение испытаний и на обработку полученных результатов.

**Назначение и виды испытаний.** Испытания составляют заключительный этап сложного процесса создания и модернизации двигателей внутреннего сгорания. В зависимости от назначения различают испытания: исследовательские доводочные, приемочные (государственные), контрольные, приемо-сдаточные, эксплуатационные и др. Сообразно с характером они разделяются на две группы: научно-исследовательские и типовые. Последние регламентируются ГОСТами: 14846-91, 18508-90 и 18509-90. ГОСТ 14846-91 распространяется на автомобильные поршневые и роторно-поршневые двигатели внутреннего сгорания и их модификации. ГОСТы 18508-90 и 18509-90 распространяется на дизели, предназначенные для тракторов (в том числе самоходных шасси) и комбайнов. Стандарты устанавливают объемы, методы и виды стендовых испытаний.

#### **Испытательный стенд и приборы.**

Стенд для испытаний должен иметь следующие основные агрегаты:

- тормозную установку;
- устройства для установки и закрепления двигателя;
- устройство для соединения двигателя с тормозом;
- устройство, обеспечивающее охлаждение двигателя;
- устройство для отвода отработавших и картерных газов за пределы помещения, где находится стенд;
- устройство для питания двигателя топливом;
- органы управления двигателем;
- пульт для управления двигателем и проведения измерений.

Применяемые приборы должны обеспечивать следующую точность измерений:

- крутящего момента двигателя + – 1,0%;
- частоты вращения коленчатого вала + – 0,5%;
- расхода топлива + – 1%;
- температуры всасываемого воздуха + – 1°C;
- температуры охлаждающей жидкости + – 2°C;
- температуры масла + – 2°C;
- температуры топлива + – 2°C;
- температуры отработавших газов + – 20°C ( только при приемочных испытаниях );
- температуры газа ( у газовых двигателей ) + – 2°C;
- барометрического давления + – 200 Па (2,0 мбар);
- давления масла + – 20 кПа (200 мбар);
- давления отработавших газов + – 3% ( только при приемочных испытаниях );
- угла опережения зажигания или начала подачи топлива + – 1<sup>0</sup> поворота коленчатого вала;
- давления во впускном тракте + – 200 Па (2,0 мбар) (только при приемочных испытаниях).
- относительной влажности окружающего воздуха + – 2%.

Температура окружающего воздуха должна измеряться не более 0,15 и от входа в двигатель. Атмосферное давление и влажность воздуха следует измерять в помещении, в котором расположен испытательный стенд. Приборы для измерения расхода воздуха не должны искажать кривые крутящего момента и часового расхода топлива ( определенные без указанных устройств ) более чем на + – 1% во всем диапазоне скоростной характеристики. Выпускная система стенда не должна создавать в месте присоединения к системе выпуска двигателя ( с глушителем шума выпуска ) давление, отличающееся от атмосферного более чем 1 кПа ( 8 мм. рт. ст. ) [15].

**Тормозные установки.** В настоящее время наибольшее распространение получили электрические и индукторные тормозные установки, последние известны также под названием индукционных или электромагнитных [14].

Электрические тормозные установки могут быть переменного и постоянного тока. Установки постоянного тока отличаются плавностью и широкими пределами регулирования скоростных и нагрузочных режимов и находят преимущественное применение, особенно для исследовательских целей. Они представляют собой сложные автоматизированные двух- и трех - машинные комплексы с самостоятельными агрегатами питания постоянным током от мотор- генераторов или так называемых умформеров.

Работа таких установок основана на применении принципа Леонардо, позволяющего

использовать их, как в моторном, так и в генераторном режимах с рекуперацией энергии в сеть.

На рисунке 3.1 показана принципиальная схема установки, основанной на двухмашинном варианте. Она состоит из машины постоянного тока, соединенной посредством упругой муфты с асинхронным электродвигателем  $M_3$ , который включают в общую трехфазную сеть, и балансировочной машины (тормоза)  $M_1$ , имеющей механическую с испытуемым двигателем внутреннего сгорания  $D$ . Генератор  $M_2$  и тормоз  $M_1$  связаны между собой электрической цепью, но имеют независимое возбуждение от двух автономных автотрансформаторов  $АТр1$  и  $АТр2$ , включаемых также в электрическую сеть через полупроводниковые выпрямители  $B_1$  и  $B_2$ . Независимость возбуждения позволяет изменять силу тока возбуждения машин от  $min$  до  $max$  допустимой величины. Это необходимо для проворачивания, раскручивания, пуска, последующего нагружения двигателя  $D$  и рекуперации его энергии. Для прокручивания вала двигателя  $D$  к сети подключают асинхронный двигатель, который приводит во вращение соединенный с ним механический генератор  $M_2$ , при этом последнему сообщают малое возбуждение, а тормозу  $M_1$  наоборот – максимальное возбуждение. Далее плавно увеличивают возбуждение машины  $M_2$  до проворачивания вала тормоза  $M_1$  и соединенного с ним вала двигателя  $D$ . Последующее раскручивание вала двигателя  $D$  достигают соответствующим уменьшением возбуждения тормоза  $M_1$ , работающего в моторном режиме.

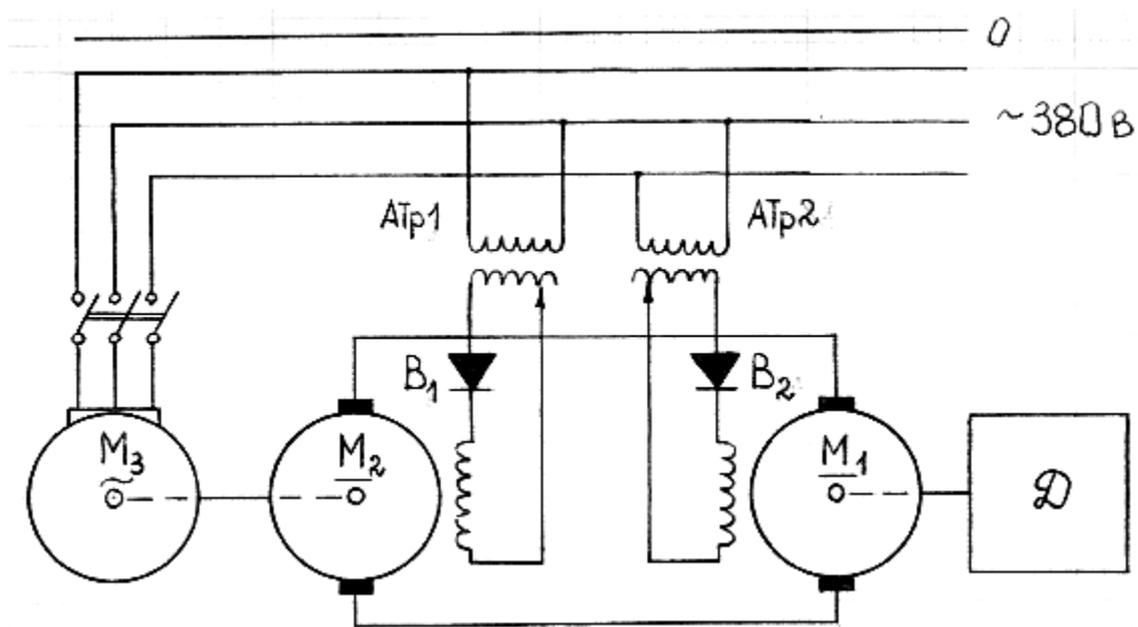


Рис. 3.1. Принципиальная электрическая схема тормозной установки постоянного тока:

$D$  – испытуемый двигатель (ДВС),  $M_1$  – балансирная машина (тормоз),  $M_2$  – генератор постоянного тока;  $M_3$  – асинхронный электродвигатель,  $АТр1$ ,  $АТр2$  – автотрансформаторы,  $B_1$ ,  $B_2$  – полупроводниковые выпрямители

Переход машины  $M_1$  на режим торможения осуществляется автоматически, без каких – либо дополнительных электрических переключений, путем лишь включения подачи топлива в цилиндры ( в дизелях ) или зажигания ( в искровых двигателях ), в следствие чего вал испытуемого двигателя  $D$  увеличивает число оборотов и машина  $M_1$  переходит с моторного на генераторный режим, т.е. на режим торможения. Энергия, вырабатываемая машиной  $M_1$ , поступает в генератор  $M_2$ , который автоматически переходит на моторный режим и начинает вращать соединенный с ним ротор асинхронного двигателя  $M_3$ . На стадии, когда частота вращения ротора двигателя  $M_3$  достигает синхронности с частотой изменения магнитного потока статора, ток в роторе становится равным нулю и до нуля уменьшается момент на его валу. Поэтому дальнейшее незначительное увеличение частоты вращения ротора сверх синхронной переводит двигатель  $M_1$  в режим асинхронного генератора, и ток от него начинает поступать во внешнюю цепь, обеспечивая этим рекуперацию механической энергии, вырабатываемой испытуемым двигателем.

На рис. 3.2 показано устройство балансирной машины постоянного тока с весовым измерением крутящего момента. Корпус (статор) на шариковых подшипниках 3 установлен на стойки 4. На подшипниках 5 в статоре установлен ротор 2. Статор и ротор, имея общую ось вращения, могут совершать угловые перемещения, независимо друг от друга. Магнитная система, предназначенная для создания магнитного потока и его направления, состоит из ярма или станины, полюсных сердечников 7 с обмотками возбуждения В и железной основы 9 якоря, собираемой из листового железа, магнитные полюса и якорь охлаждаются вентилятором ( на рис. 3.2 не показан ). Якорь машины состоит из обмотки 10, выполняемой из медных изолированных проводников, укладываемых в пазы его железа 9, и коллектора 11, собранного из медных пластин, изолированных от вала ротора 2. Подвод к якорю и отвод от него тока осуществляют через щетки, закрепленные в неподвижных держателях 12. Балансирная машина установлена на раме 13, на которой также расположен весовой механизм 16 с головкой весов 15. Связь между статором и весами осуществляется посредством реактивного рычага 7, Фланцы 14 служат для подсоединения испытуемых двигателей.

При работе электрической балансирной машины в моторном или генераторном режиме, в результате взаимодействия магнитных полей якоря и статора, на последнем возникает реактивный момент, равный ( за вычетом небольших потерь на трение в подшипниках ) моменту прокрутки или развиваемому моменту двигателя (ДВС). Поскольку от проворачивания статор удерживается весовым механизмом, то о величине этих моментов можно судить по показаниям весов, шкала которых проградуирована в размерности крутящего момента ( $H \cdot m$ ). Тарировка весов осуществляется с помощью противовесов, подвешиваемых к тарировочному рычагу 18. Расстояние от точки соединения рычага 17 с весовым механиз-

мом и от точки приложения силы веса на рычаге 13, до оси балансирующей машины строго фиксированы и равны. Это упрощает процесс проверки измерителя крутящего момента весов.

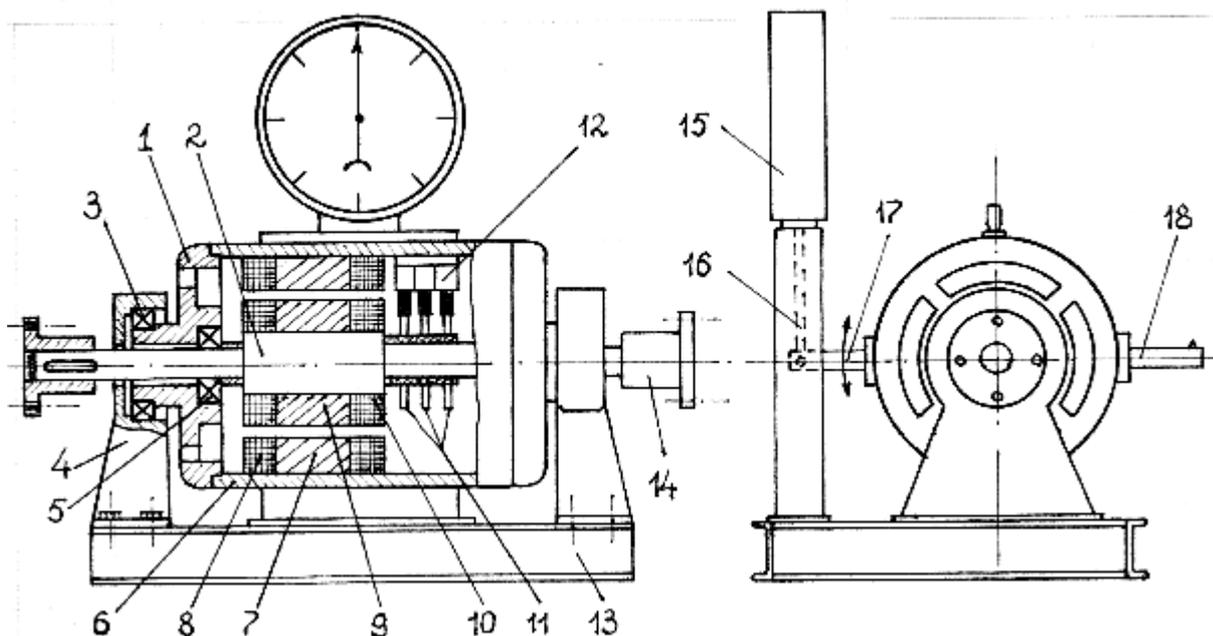


Рис. 3.2. Электрическая балансирующая машина постоянного тока:

1 – корпус (статор), 2 – ротор, 3 – подшипник статора, 4 – стойка, 5 – подшипник ротора, 6 – станина (ядро), 7 – полюсной сердечник, 8 – обмотка возбуждения, 9 – железная основа якоря, 10 – обмотка якоря, 11 – коллектор, 12 – держатели со щетками, 13 – рама, 14 – фланец, 15 – головка весов, 16 – весовой механизм, 17 – реактивный рычаг, 18 – тарировочный рычаг

На рис. 3.3 показана общая схема испытательного бокса. При проектировании исследовательской лаборатории установку двухмашинного агрегата 19, силовых котировочных шкафов 20, испытуемого двигателя 2 с балансирующей машиной 1 и пульта управления 14 с задающей 15 и регистрирующей 13 аппаратурой, рекомендуется выполнять в различных помещениях. Наблюдение за работой двигателя осуществляется через разделительное стекло 17 и по приборам. Это позволяет значительно улучшить условия труда испытателей и выполнить требования техники безопасности.

Для расширения функциональных возможностей указанных тормозных установок в ряде случаев они снабжаются дополнительными нагрузочными сопротивлениями 21, установленными в помещении вместе с двухмашинным агрегатом и силовыми шкафами.

В этом случае, вырабатываемая двигателем  $D$  энергия на реостате преобразуется в тепло и отводится в атмосферу.

За последнее время, наряду с электромашинными агрегатами находит применение метод управления тормозными динамометрами с помощью тиристорных преобразователей. При таком управлении отпадает необходимость в машинных агрегатах с подвижными рабочими органами.

Компактность установки и ее бесшумность резко повышается, полностью сохраняются и даже улучшаются избирательная возможность настройки на заданный режим работы, включая эффективную рекуперацию энергии испытуемого двигателя.

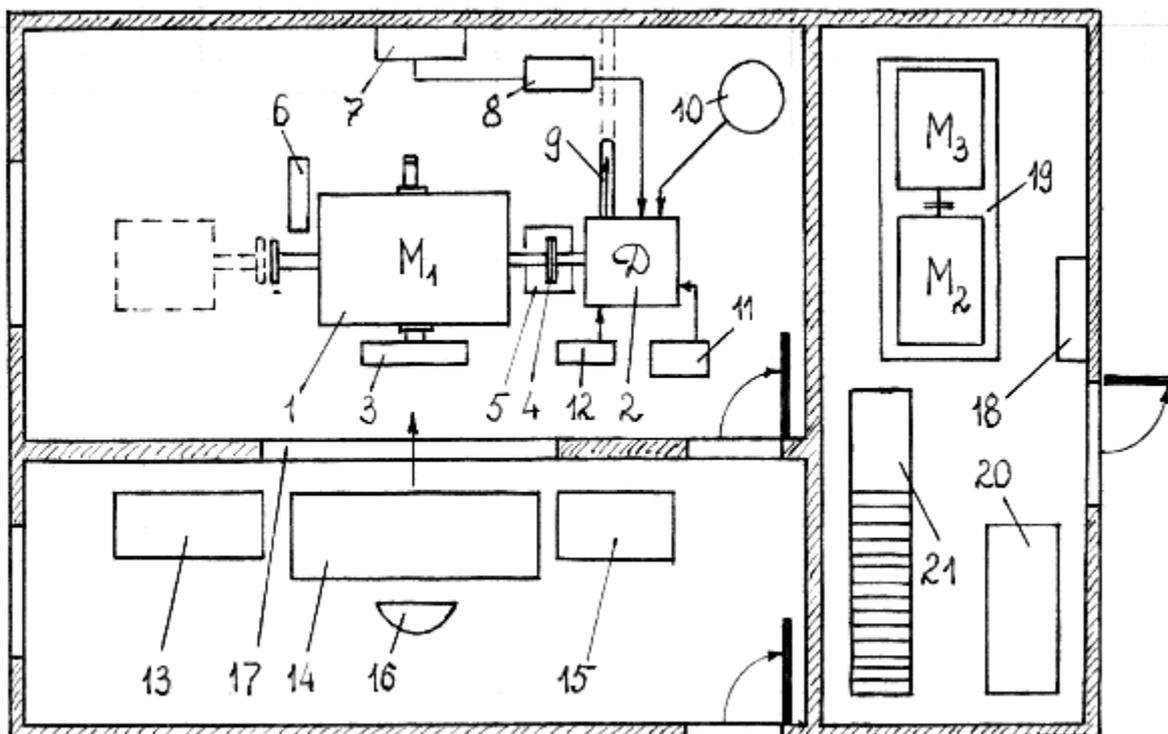


Рис. 3.3. Схема испытательного бокса:

1 – балансирующая машина (тормоз), 2 – ДВС, 3 – весовое устройство для измерения крутящего момента, 4 – муфта, 5 – кожух, 6 – датчик частоты вращения, 7 – топливный бак, 8 – измеритель расхода топлива, 9 – выпускная система, 10 – измеритель расхода воздуха, 11 – система охлаждения, 12 – привод управления двигателем, 13 – блок регистрации, 14 – пульт управления, 15 – блок автоматического управления, 16 – место оператора, 17 – разделительное стекло, 18 – силовой щит, 19 – двухмашинный агрегат (преобразователь Леонардо), 20 – силовоточный коммутационный шкаф, 21 – дополнительный коммутационный шкаф и нагрузочные сопротивления

**Измерительная аппаратура.** Испытание двигателя предполагает согласованные измерения ряда его основных показателей: крутящего момента, частоты вращения коленчатого вала, расходов топлива и воздуха, давлений (разрежений), температур [12, 14].

Как отмечалось выше, **измерение крутящего момента** при типовых испытаниях двигателя осуществляется, как правило, на основании замера реакции статора балансирующей машины с помощью стандартной весовой головки проградуированной в размерности крутящего момента Н\*м (рис. 3.2).

**Измерение частоты вращения** коленчатого вала выполняется в основном приборами двух типов: тахометрами, показывающих непосредственно число оборотов в минуту и суммарными счетчиками, фиксирующими количество оборотов за определенный отрезок времени. Тахометры относятся к аналоговым дифференцирующим механизмам. Широкое

распространение в настоящий момент получили электрические тахометры, которыми укомплектованы балансирные машины большинства стандартных тормозных испытательных стендов.

**Измерение расхода топлива.** В практике наибольшее распространение получили объемный и весовой способы измерения расхода жидкого топлива. При объемном способе в процессе измерения дополнительно необходимо определять плотность топлива, обычно с помощью ареометра, находящегося «параллельно» с мерной колбой [12, 14].

**Измерение расхода воздуха** осуществляется измерением его объема, протекающего через мерное устройство или косвенным путем – замером параметров потока, характеризующих его скорость. Расходомер обычно снабжают ресивером, сглаживающим пульсации при заполнении цилиндров двигателя. Объем ресивера рекомендуется принимать из расчета не менее 200-кратного объема одного цилиндра испытуемого двигателя. Сопротивление измерителя расхода воздуха на номинальном режиме работы двигателя не должно превышать 70 ... 75 мм вод. ст. или, как отмечалось выше, не должно изменять величину крутящего момента и часового расхода топлива более чем  $\pm 1,0\%$ . Наиболее простым, удобным и сравнительно точным способом считается определение расхода воздуха с помощью газового счетчика [12, 14].

**Измерение давлений.** Давление жидкостей и газов измеряют различными приборами, называемыми манометрами. Выбор нужных приборов определяется назначением и принятой методикой исследования. Так манометрами и пьезометрами измеряют избыточное давление, а вакуумметрами и также пьезометрами давления ниже атмосферного (разрежения); барометрами – давление окружающей среды. Наиболее широко в практике испытаний ДВС применяют жидкостные манометры (пьезометры), обладающие универсальностью и высокой точностью.

**Измерение температур.** При испытаниях двигателя необходимо измерять температуру окружающего воздуха, охлаждающей жидкости, масла, отработавших газов, топлива и др. Для этого применяют жидкостные, манометрические термометры, термометры сопротивления, термопары [12, 14].

### 3.2. Обработка результатов испытаний

Результаты измерений и расчетов заносят в протокол согласно ГОСТ 14846 -91.

Крутящий момент двигателя  $M_e$  в Н\*м или кгс\*м рассчитывают по формуле

$$M_e = P_{\text{вес}} * l, \quad (3.1)$$

где

$P_{\text{вес}}$  – показание измерительного устройства тормоза, Н или кгс;

$l$  – плечо весового устройства тормоза, м.

Среднее эффективное давление  $p_e$  в Па или кгс/см<sup>2</sup>

$$p_e = 0,3147 \cdot 10^4 \cdot M_e \cdot \tau / (i \cdot V_h), \text{ Па} \quad (3.2)$$

$$p_e = 0,314 \cdot M_e \cdot \tau / (i \cdot V_h), \text{ кгс/см}^2, \quad (3.3)$$

где

$\tau$  – тактность двигателя;

$i$  – число цилиндров;

$V_h$  – рабочий объем цилиндра, л.

Эффективную мощность двигателя  $N_e$  (брутто или нетто) в кВт или л.с. рассчитывают по формуле

$$N_e = M_e \cdot n / 9550, \text{ кВт} \quad (3.4)$$

$$N_e = M_e \cdot n / 716,2 \text{ л.с.}, \quad (3.5)$$

где  $n$  – частота вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>.

При испытаниях двигателей с искровым зажиганием, работающих при полностью открытом дросселе, и дизелей, работающих при полной подаче топлива, мощность, крутящий момент и среднее эффективное давление приводят к стандартным условиям [12, 13]:

- атмосферное давление  $B_0 = 100$  кПа (750 мм рт. ст.);
- температура воздуха  $T_{0\text{ст}} = 298$  К (+ 25 °С);
- относительная влажность воздуха  $\phi = 36$  % (давление водяных паров 1,2 кПа (9 мм рт. ст.));
- температура дизельного топлива  $T_T = 298$  К (+ 25 °С);
- плотность дизельного топлива  $\rho_T = 0,823$  т/м<sup>3</sup>.

Допускается приводить к следующим стандартным условиям [13]:

- атмосферное давление  $B_0 = 101$  кПа (760 мм рт. ст.);
- температура воздуха  $T_{0\text{ст}} = 293$  К (+ 20 °С);
- относительная влажность воздуха  $\phi = 50$  % (давление водяных паров 1,2 кПа (9 мм рт. ст.));
- температура дизельного топлива  $T_T = 293$  К (+ 20 °С);
- плотность дизельного топлива  $\rho_T = 0,830$  т/м<sup>3</sup>.

Для приведения к стандартным условиям полученное при испытаниях значение мощности, крутящего момента и среднего эффективного давления умножают на поправочный коэффициент  $K$ :

$$N_{e0} = K \cdot N_e; \quad M_{e0} = K \cdot M_e; \quad p_{e0} = K \cdot p_e, \quad (3.6)$$

где  $N_{e0}$ ,  $M_{e0}$ ,  $p_{e0}$  – соответственно приведенные мощность, крутящий момент и среднее эффективное давление.

Для двигателей с искровым зажиганием поправочный коэффициент  $K_n$  определяют по формуле

$$K_n = [(P_0 - P_{0\text{вп}})/(P_0 - P_{\text{вп}})]^{1,2} * [T_0/T_{0\text{ст}}]^{0,3}, \quad (3.7)$$

где

$P_0$  – стандартное атмосферное давление, кПа;

$P_{0\text{вп}}$  – принятое стандартное давление водяных паров, равное 1 кПа;

$P_0$  – атмосферное давление при испытаниях, кПа;

$P_{\text{вп}}$  – давление водяных паров при испытаниях, кПа;

$T_0$  – температура воздуха на входе в двигатель при испытаниях, °С;

$T_{0\text{ст}}$  – стандартная температура воздуха, °С.

Давление водяных паров определяют в том же помещении, где и испытывается двигатель по данным, приведенным на рисунке 3.4 и в таблице 3.1.

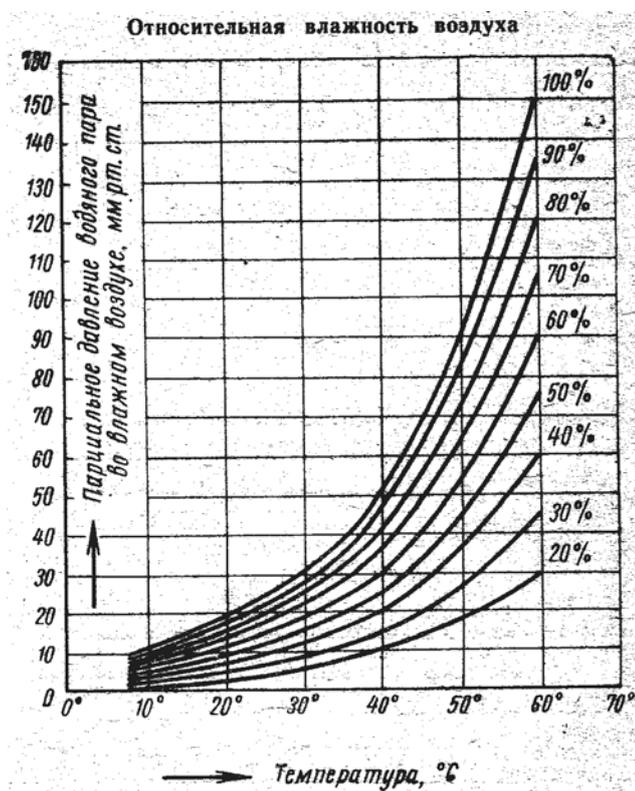


Рис. 3.4. Номограмма для определения давления водяных паров

Таблица 3.1.

| Температура воздуха, °С                 | 0   | 10  | 20  | 30  | 40  | 50   | 60   | 70   |
|---|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|
| Давление насыщенного водяного пара, кПа | 0,6 | 1,2 | 2,3 | 4,2 | 7,4 | 12,3 | 19,9 | 31,2 |

Формулу 3.7 применяют в пределах температур от 283 К (+ 10 °С) до 313 К (+ 40 °С). Если поправочный коэффициент больше 1,06 или меньше 0,96, то он может быть использован, но значение этого коэффициента, значения давления и температуры всасываемого воз-

духа должны быть указаны в протоколе испытаний.

Для двигателей с автоматически регулируемой температурой всасываемого воздуха абсолютную температуру  $T_0$  определяют измерением температуры воздуха на входе в карбюратор после регулирующего устройства.

Для дизелей поправочный коэффициент определяют по формуле

$$K_d = f_a^{f_m}, \quad (3.8)$$

где

$f_a$  – коэффициент, учитывающий атмосферные условия;

$f_m$  – коэффициент, учитывающий тип двигателя и его регулировку.

Коэффициент, учитывающий атмосферные условия определяют по формуле:

для дизелей без наддува и с наддувом от нагнетателя с механическим приводом

$$f_a = [(P_0 - B_{0\text{вп}})/(P_0 - B_{\text{вп}})] * [T_0/T_{0\text{ст}}]^{0,7}; \quad (3.9)$$

для дизелей с турбонаддувом с охлаждением или без охлаждения нагнетаемого воздуха

$$f_a = [(P_0 - B_{0\text{вп}})/(P_0 - B_{\text{вп}})]^{0,7} * [T_0/T_{0\text{ст}}]^{1,5}. \quad (3.10)$$

Коэффициент  $f_m$ , учитывающий тип двигателя и его регулировку определяют по формуле

$$f_m = 0,036 * (q/r) - 1,14, \quad (3.11)$$

где

$q$  – цикловая подача, мг/л, рабочего объема двигателя, мг/(л\* цикл);

$r$  – отношение давления на выпуске к давлению на впуске компрессора (для двигателей без наддува  $r = 1$ ).

Формула действительна для  $40 \text{ мг/(л* цикл)} \leq (q/r) \leq 65 \text{ мг/(л* цикл)}$ .

Для  $(q/r) < 40 \text{ мг/(л* цикл)}$  принимают  $f_m = 0,3$ ; для  $(q/r) > 65 \text{ мг/(л* цикл)}$   $f_m = 1,2$ .

Поправочный коэффициент  $K_d$  используют в пределах  $0,9 \leq K_d \leq 1,1$ .

Если значения  $K_d$  выходят за эти пределы, то атмосферные условия, а также значения  $K_d$  должны быть указаны в протоколе испытаний.

Определение расхода жидкого топлива  $G_T$ , кг/ч, производят по приборам, непосредственно показывающим расход, или по формулам:

для объемного способа измерения

$$G_T = 3,6 * V * \rho_T / \tau_T, \quad (3.12)$$

где

$V$  – объем мерного сосуда, см<sup>3</sup>;

$\rho_T$  – плотность топлива при испытаниях, г/см<sup>3</sup>;

$\tau_r$  – продолжительность измерения расхода топлива, с;

для весового способа измерения

$$G_r = 3,6 * \Delta Q_r / \tau_r, \quad (3.13)$$

где  $\Delta Q_r$  – масса дозы топлива, израсходованной за время измерения  $\tau$ , г.

Удельный расход топлива  $g_e$ , г/(кВт\*ч) или г/(л.с.\*ч) рассчитывается по формуле

$$g_e = 1000 * G_r / N_e, \quad (3.14)$$

где  $N_e$ , мощность, определенная при испытаниях, кВт или л.с.

При определении удельного расхода топлива двигателей с искровым зажиганием при полностью открытом дросселе в формуле 3.14 используется приведенная мощность, при определении удельного расхода топлива дизелей при полной подаче топлива в формуле 3.14 используется приведенная мощность и приведенный расход топлива.

Определение расхода воздуха  $G_b$ , м<sup>3</sup>/ч производят по приборам, непосредственно показывающим расход воздуха, или по формуле (объемный расход)

$$G_b^V = 3600 * \Delta Q_b / \tau_b, \quad (3.15)$$

где

$\Delta Q_b$  – измеренный объем воздуха, м<sup>3</sup>;

$\tau_b$  – продолжительность измерения расхода воздуха, с.

Массовый расход воздуха  $G_b^M$ , кг/ч

$$G_b^M = 3600 * \rho_b * \Delta Q_b / \tau_b, \quad (3.16)$$

где  $\rho_b$  – плотность воздуха при испытаниях, кг/м<sup>3</sup>.

Запас крутящего момента  $M$  определяют по формуле, %

$$M = ((M_{e \max} - M_{e N \max}) / M_{e N \max}) * 100, \quad (3.17)$$

где

$M_{e \max}$  – максимальное значение крутящего момента двигателя по скоростной характеристике, Н\*м или кгс\*м;

$M_{e N \max}$  – значение крутящего момента, соответствующее максимальной мощности двигателя по скоростной характеристике, Н\*м или кгс\*м.

Условное среднее давление внутренних потерь  $P_T$ , Н/см<sup>2</sup> или кгс/см<sup>2</sup> определяются

$$P_T = a * P, \quad (3.18)$$

где

$P$  – показания измерительных весов тормоза, Н или кгс;

$a$  – коэффициент, равный  $1,256 * 10^4 * I / (i * V_h)$  для четырехтактных двигателей;  $a = 0,628 * 10^4 * I / (i * V_h)$  для двухтактных двигателей.

Для метода выключения цилиндров

$$P_T = (P_i' + P_i'' + P_i''' + \dots) - P_e, \quad (3.19)$$

где

$P_i', P_i'', P_i'''$  – условные средние индикаторные давления, определяемые путем вычитания из значения среднего эффективного давления двигателя при работе всех цилиндров – значения среднего давления, полученного при выключенном данном цилиндре.

Условный механический к.п.д.  $\eta_m$  определяют по формулам:

для метода прокручивания коленчатого вала двигателя

$$\eta_m = N_e / (N_e + N_T), \quad (3.20)$$

где

$N_e$  – мощность (брутто или нетто) при данной частоте вращения, полученная при определении скоростной характеристики двигателя в кВт или л.с.;

$N_T$  – мощность, затрачиваемая на прокручивание коленчатого вала двигателя при соответствующей частоте вращения, кВт или л.с.

Для метода выключения цилиндров

$$\eta_m = N_e / (N_i' + N_i'' + N_i''' + \dots), \quad (3.21)$$

где

$N_i' + N_i'' + N_i'''$  – условные индикаторные мощности цилиндров, определяемые путем вычитания из  $N_e$  значения мощности двигателя, измеренной при выключении данного цилиндра, кВт или л.с.

### 3.3. Снятие и построение внешней скоростной и нагрузочной характеристик дизеля

Объектом испытания в настоящей работе служил дизель модели ЯМЗ 236 (основные технические параметры приведены в таблице 1.2).

При испытаниях имели место следующие атмосферные условия: температура воздуха  $T_0 = +30^0 \text{ C}$ , давление  $P_0 = 720 \text{ мм рт. ст.}$

Результаты испытания двигателя по внешней скоростной характеристике приведены в таблице 3.2. и на рисунке 3.5. Курсивом выделены величины, полученные расчетным путем ( $N_e$ ,  $G_m$ ,  $g_e$ ) по приведенным выше формулам, остальные величины ( $n_e$ ,  $M_e$ ,  $\Delta Q_T$ ,  $\tau_T$ ) – непосредственным измерением. Измерение расхода топлива осуществлялось весовым способом.

Таблица 3.2.

Результаты испытания дизеля ЯМЗ – 236 по внешней скоростной характеристике

| №        | $n_e$ ,<br>мин <sup>-1</sup> | $N_e$ ,<br>кВт | $M_e$ ,<br>Н*м | $G_m$ ,<br>кг/ч | $\Delta Q_T$ ,<br>г | $\tau_T$ ,<br>с | $g_e$ ,<br>г/(кВт*ч) |
|----------|------------------------------|----------------|----------------|-----------------|---------------------|-----------------|----------------------|
| <b>1</b> | <b>2</b>                     | <b>3</b>       | <b>4</b>       | <b>5</b>        | <b>6</b>            | <b>7</b>        | <b>8</b>             |
| 1        | 900                          | 62             | 656            | 15,2            | 200                 | 47,4            | 245                  |
| 2        | 1100                         | 78             | 675            | 18,72           | 200                 | 38,5            | 240                  |
| 3        | 1300                         | 92             | 674            | 22              | 200                 | 32,7            | 239                  |

|   |      |     |     |       |     |      |     |
|---|------|-----|-----|-------|-----|------|-----|
| 4 | 1500 | 105 | 667 | 25    | 200 | 28,8 | 238 |
| 5 | 1700 | 117 | 655 | 27,5  | 200 | 26,2 | 235 |
| 6 | 1900 | 126 | 631 | 31,0  | 200 | 23,2 | 246 |
| 7 | 2100 | 132 | 598 | 34,28 | 200 | 21,0 | 259 |

Для принятых атмосферных условий рассчитаем поправочный коэффициент  $K_d$  (формулы 3.8 ... 3.11).

Тогда

$$f_a = [(B_0 - B_{0\text{вп}})/(P_0 - B_{\text{вп}})] * [T_0/T_{0\text{ст}}]^{0,7} =$$

$$= [(750 - 9)/(720 - 12)] * [30/25]^{0,7} = 1,19$$

$$f_m = 0,036 * (q/r) - 1,14 = 0,036 * 20,2 - 1,14 = 0,41$$

$$K_d = 1,19^{0,41} = 1,074$$

Приведенная мощность

$$N_{e0} = N_e * K_d = 132 * 1,07 = 141,2 \text{ кВт.}$$

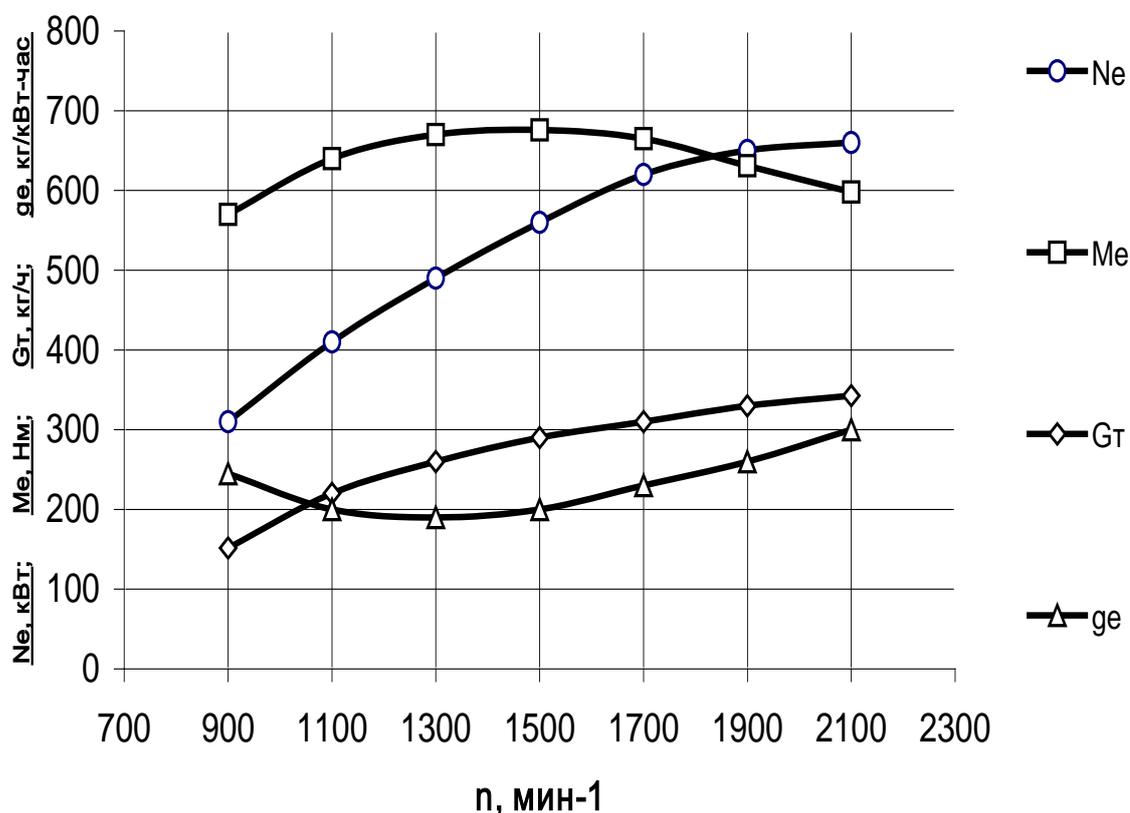


Рис. 3.5. Внешняя скоростная характеристика дизеля ЯМЗ – 236

Как следует из рис. 3.5 при малой частоте вращения коленчатого вала крутящий момент двигателя падает а удельный эффективный расход топлива повышается. Это объясняется уменьшением наполнения цилиндров воздушным зарядом и снижением его скорости. В результате ухудшается смесеобразование, падает интенсивность процесса сгорания, увеличиваются тепловые потери. С увеличением частоты вращения весовое наполнения цилиндров двигателя повышается, смесеобразование и процесс сгорания улучшаются. Крутящий

момент растет, удельный расход топлива снижается. Максимальные значения крутящего момента и минимальные значения удельного расхода топлива имеют место при некоторых (отличных друг от друга) средних частотах вращения коленчатого вала. Дальнейшее повышение частоты вращения коленчатого вала приводит к увеличению механических потерь, повышению гидравлического сопротивления впускной системы, снижению наполнения и, как следствие этого, к снижению крутящего момента, повышению удельного эффективного расхода топлива.

Результаты испытания двигателя **по нагрузочной характеристике** приведены в таблице 3.3. и на рисунке 3.6. Курсивом выделены величины, полученные расчетным путем ( $N_e$ ,  $G_T$ ,  $g_e$ ) по приведенным выше формулам, остальные величины ( $M_e$ ,  $\Delta Q_T$ ,  $\tau_T$ ) – непосредственным измерением. Измерение расхода топлива осуществлялось весовым способом.

Атмосферные условия составляли: температура воздуха  $T_0 = + 30^0$  С, давление  $P_0 = 720$  мм рт. ст. Плотность воздуха  $\rho_B = 1,21$  кг/ м<sup>3</sup>; измеряемый объем воздуха  $\Delta Q_B = 5$  м<sup>3</sup>; время замера расхода воздуха  $\tau_B = 35,9$  с; объемный расход воздуха  $G_B^V = 607$  м<sup>3</sup>/ч; массовый расход воздуха  $G_B^M = 734,5$  кг/ч; частота вращения коленчатого вала  $n_e = 1400$  мин<sup>-1</sup> (const).

Таблица 3.3.

Нагрузочная характеристика дизеля ЯМЗ -236,  $n_e = 1400$  мин<sup>-1</sup>

| №        | $N_e$ ,<br><i>кВт</i> | $M_e$ ,<br>Н*м | $G_m$ ,<br><i>кг/ч</i> | $\Delta Q_T$ ,<br>г | $\tau_T$ ,<br>с | $g_e$ ,<br><i>г/(кВт*ч)</i> | $\alpha$   |
|----------|-----------------------|----------------|------------------------|---------------------|-----------------|-----------------------------|------------|
| <b>1</b> | <b>2</b>              | <b>3</b>       | <b>4</b>               | <b>5</b>            | <b>6</b>        | <b>7</b>                    | <b>8</b>   |
| 1        | <i>14</i>             | 95,2           | <i>6</i>               | 200                 | 120             | <i>428</i>                  | <i>6,9</i> |
| 2        | <i>20</i>             | 136            | <i>7</i>               | 200                 | 102,9           | <i>350</i>                  | <i>6,0</i> |
| 3        | <i>40</i>             | 272            | <i>10,6</i>            | 200                 | 67,9            | <i>265</i>                  | <i>4,0</i> |
| 4        | <i>60</i>             | 408            | <i>14,6</i>            | 200                 | 49,3            | <i>243</i>                  | <i>2,9</i> |
| 5        | <i>80</i>             | 544            | <i>19</i>              | 200                 | 37,9            | <i>237</i>                  | <i>2,2</i> |
| 6        | <i>100</i>            | 680            | <i>24</i>              | 200                 | 30              | <i>240</i>                  | <i>1,6</i> |

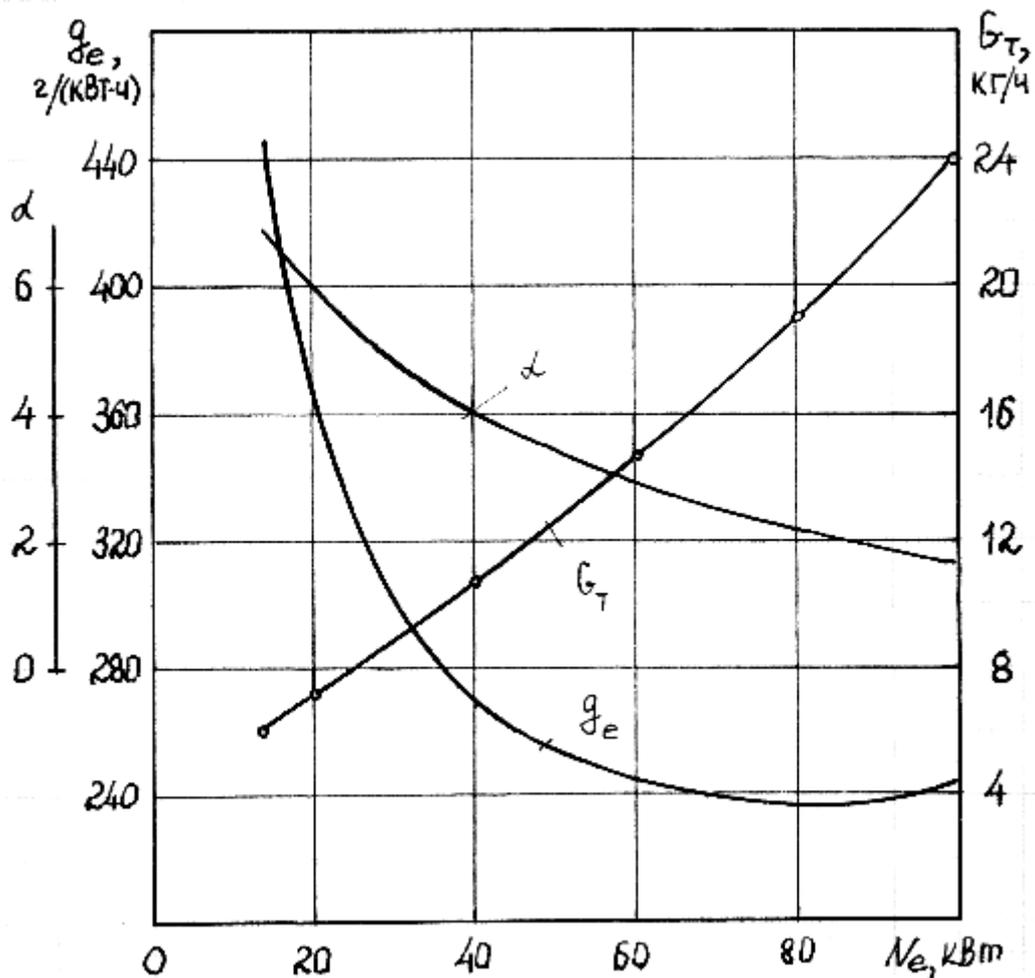


Рис. 3.6. Нагрузочная характеристика дизеля ЯМЗ – 236,  $n_e = 1400 \text{ мин}^{-1}$

Повышение часового расхода топлива  $G_t$ , обусловлено условиями снятия нагрузочной характеристики. Особенности протекания кривой  $g_e$  можно объяснить выполнив анализ при различных нагрузках следующего выражения

$$g_e = 3600 / (H_u * \eta_i * \eta_m) \quad \text{или} \quad g_e = C / (\eta_i * \eta_m), \quad (3.22)$$

где

$H_u$  – низшая теплота сгорания топлива;

$\eta_i$  – индикаторный к.п.д.;

$\eta_m$  – механический к.п.д.;

$C$  – постоянный коэффициент.

С ростом нагрузки механический к.п.д. двигателя равный

$$\eta_m = 1 - N_m / N_i \quad (3.23)$$

увеличивается, так как при постоянной частоте вращения коленчатого вала абсолютная величина мощности механических потерь  $N_m$  изменяется незначительно, а отношение  $N_m / N_i$  по мере увеличения индикаторной мощности  $N_i$  уменьшается. Изменение индикаторного к.п.д.  $\eta_i$  в дизелях связано с изменением в широких пределах коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , что

обусловлено принципом качественного регулирования мощности. По мере возрастания нагрузки смесь в цилиндре двигателя обогащается ( $\alpha$  снижается от 6 – 8 до 1,4 – 1,8). Это вызывает уменьшение  $\eta_i$ . Очевидно, что рано или поздно будет иметь место режим, на котором произведение  $\eta_i * \eta_m = \eta_e$  (эффективный к.п.д.) достигнет максимальной величины. Последнее обусловит на данном режиме минимальные значения удельного расхода топлива  $g_e$ . Отклонение от этой точки как в сторону увеличения, так и в сторону снижения нагрузки ухудшает  $g_e$ . При переходе к малым нагрузкам это определяется прогрессирующим уменьшением  $\eta_m$ , при малом повышении  $\eta_i$ , а повышение  $g_e$  в области повышенных нагрузок обусловлено интенсивным снижением  $\eta_i$  (вследствие химической неполноты сгорания топлива) при относительно малом приращении  $\eta_m$ .

### 3.4. Выводы по главе

На основании исследований, выполненных в главе 3 можно сделать следующие выводы:

- Испытания двигателей внутреннего сгорания являются важным заключительным этапом сложного и многотрудного процесса их создания и модернизации.
- При стандартных испытаниях тормозные стенды, вся измерительная аппаратура и методика их проведения должны соответствовать требованиям действующих нормативных документов, в частности, ГОСТ 14846 – 91 (с поправками от 1991 года).
- При испытаниях двигателей с искровым зажиганием, работающих при полностью открытом дросселе, и дизелей, работающих при полной подаче топлива, мощность, крутящий момент и среднее эффективное давление необходимо приводить к стандартным условиям.
- Выполненные экспериментальные исследования двигателя ЯМЗ – 236 позволили получить ряд данных, на основании которых построены внешняя скоростная и нагрузочная (при  $n_e = 1400 \text{ мин}^{-1}$ ) характеристики. Анализ полученных кривых показал, что при работе по скоростной характеристике определяющее влияние на показатели двигателя имеют изменяющиеся процессы смесеобразования, теплообмена и характер изменения аэродинамического сопротивления впускного тракта; при работе по нагрузочной характеристике – соотношением механического и индикаторного к. п. д.
- Апробированная методика, стенд и измерительная аппаратура могут быть использованы в учебном и исследовательском процессах, при проведении натурных испытаний (выполнении лабораторных работ) на полноразвернутых моделях бензиновых и дизельных двигателей.

## Заключение

На основании выполненных исследований можно сделать следующие выводы:

- Прогресс в автомобильной и тракторной промышленности, дальнейшее увеличение грузооборота автотранспорта, значительное расширение парка машин с двигателями внутреннего в сельском хозяйстве и строительстве, предполагает не только количественный их рост, но и главным образом, высокий качественный уровень современных ДВС. Обеспечение такого уровня достигается в процессе исследования, проектирования и их экспериментальной доводки. Выполнение поставленных задач возможно только при наличии профессионально подготовленных высококлассных специалистов. В свою очередь, формирование таких специалистов возможно только при непрерывном совершенствовании учебного процесса. Одним из перспективных путей повышения эффективности обучения является широкое внедрение в высшую школу современных «компьютерных» технологий, разработка теоретической, расчетно-аналитической базы, основанной на широком применении персональных ЭВМ (ПК). Такие программы, наряду с высоким обучающим воздействием на слушателя, обладают научной и практической значимостью, и востребованы для использования их в исследовательских целях, при проектировании, совершенствовании или экспертной оценки того или иного вида ДВС. В этой связи разработка расчетно-аналитического комплекса, с применением стандартных математических программ (электронных таблиц) современных ПК, специализированного для изучения курса ДВС слушателями высшей школы, с возможностью использования его для выполнения научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ является **задачей важной и актуальной.**

- Предложенный расчетно-аналитический комплекс, позволяет в «электронном» режиме выполнять следующие расчеты: тепловой расчет, расчет теплового баланса и индикаторной диаграммы карбюраторного двигателя, графическое ее построение; тепловой расчет, расчет теплового баланса и индикаторной диаграммы дизеля, графическое ее построение; расчет и графическое построение внешних скоростных характеристик карбюраторного двигателя и дизеля с учетом исследования влияния в широком диапазоне условий окружающей среды – атмосферного давления, температуры и влажности окружающего воздуха.

- Методика ориентирована, в первую очередь, на «обучающегося» слушателя и предполагает работу с компьютером в диалоговом режиме. Ввод «исходных данных» для каждого раздела осуществляется последовательно и автономно после выполнения предыдущих расчетов и их анализа, дополнением новыми справочными данными. Основой математического обеспечения является «стандартный» тепловой расчет, адаптированный к применению про-

граммы «Microsoft Excel» - электронные таблицы, широко распространенной в современных ПК.

- Выполнен анализ влияния на рабочие показатели двигателей его основных параметров: мощности, частоты вращения коленчатого вала, числа и расположения цилиндров, размеров цилиндра и скорости поршня, степени сжатия, установлены их оптимальные величины для современных бензиновых и дизельных двигателей.

- На основании анализа табличных значений, для нахождения средней мольная теплоемкость остаточных газов в конце сжатия, с целью обеспечения возможности «непрерывного» использования компьютера при тепловом расчете в настоящей работе предложены оригинальные эмпирические зависимости для карбюраторных и дизельных (с наддувом и без наддува), апробированные на кафедре АТД ТАДИ при выполнении курсовых и дипломных проектов по курсу «Теория двигателя». В заданном диапазоне температур остаточных газов и коэффициентов избытка воздуха получена высокая сходимость с соответствующими табличными значениями, содержащимися в справочной литературе.

- При построении графических расчетно-аналитических зависимостей - индикаторных диаграмм и внешних скоростных характеристик наряду с автоматическим режимом, часть полученных результатов оформляется также в диалоговом режиме («ручным» способом), что позволяет слушателю лучше понять и усвоить изучаемый материал.

- Предложенный комплекс содержит большое количество необходимого для расчетов справочного материала, который последовательно в каждом разделе расчета внесен в «текущие» примечания, предусмотренные программой «Microsoft Excel». Для получения нужной информации достаточно «навести» курсор на искомую ячейку электронной таблицы. Данный комплекс может также эффективно использоваться в научно-исследовательских целях и при необходимости «гибко» дополняться новыми уравнениями и программными блоками, в зависимости от особенностей решаемых задач, в каждом конкретном случае.

- Испытания двигателей внутреннего сгорания являются важным заключительным этапом сложного и многотрудного процесса их создания и модернизации.

- При стандартных испытаниях тормозные стенды, вся измерительная аппаратура и методика их проведения должны соответствовать требованиям действующих нормативных документов, в частности, ГОСТ 14846 – 91 (с поправками от 1991 года).

- При испытаниях двигателей с искровым зажиганием, работающих при полностью открытом дросселе, и дизелей, работающих при полной подаче топлива, мощность, крутящий момент и среднее эффективное давление необходимо приводить к стандартным условиям.

- Выполненные экспериментальные исследования двигателя ЯМЗ – 236 позволили получить ряд данных, на основании которых построены внешняя скоростная и нагрузочная

(при  $n_e = 1400 \text{ мин}^{-1}$ ) характеристики. Анализ полученных кривых показал, что при работе по скоростной характеристике определяющее влияние на показатели двигателя имеют изменяющиеся процессы смесеобразования, теплообмена и характер изменения аэродинамического сопротивления впускного тракта; при работе по нагрузочной характеристике – соотношением механического и индикаторного к. п. д.

- Апробированная методика, стенд и измерительная аппаратура могут быть использованы в учебном и исследовательском процессах, при проведении натурных испытаний (выполнении лабораторных работ) на полноразвернутых моделях бензиновых и дизельных двигателей.

- Полученные результаты могут быть рекомендованы для использования в вузах при изучении курса «Теория двигателя» – выполнении курсовых и дипломных проектов, лабораторных и практических работ, а также в научно-исследовательских и производственных предприятиях соответствующего профиля.

## Список литературы

1. **Конституция Республики Узбекистан.** Ташкент: Издательско-полиграфический творческий дом «Узбекистан», 2008. – 40 с.
2. **Каримов И.А. Мировой финансово-экономический кризис, пути и меры по его преодолению в условиях Узбекистана.** – Т.: Узбекистан, 2009. – 48 с.
3. **Каримов И.А. Обеспечение интересов человека, совершенствование системы социальной защиты – наша приоритетная задача.** Доклад на торжественном заседании, посвященном 14-летию Конституции Республики Узбекистан 7 декабря 2006 г. Ташкент: «Узбекистан», 2007.
4. **Каримов И.А. Узбекистан 5 лет независимости. 1996 г.**
5. **Каримов И.А. Собрание сочинений.** -Ташкент: ФАН, 2001.
6. **Закон об образовании РУз.**
7. **Автомобильные двигатели.** Под редакцией М.С. Ховаха. М.: Машиностроение, 1977. – 591 с.
8. Колчин А.И., Демидов В.П. **Расчет автомобильных и тракторных двигателей.** М.: Высшая школа, 2002. – 496 с.
9. Артамонов М.Д., Морин М.М., Скворцов Г.А. **Основы теории и конструирования автотракторных двигателей.** М.: Высшая школа, 1988. – 132 с.
10. **Двигатели внутреннего сгорания.** В 3 кн. Кн. 3. компьютерный практикум: Учеб./ В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, А.Ю. Труш и др.; Под редакцией В.Н. Луканина. М.: Высшая школа, 1995. – 256 с.
11. Кадыров С.М., Никитин С.Е. **Автомобильные и тракторные двигатели: Учебник для студ. техн. вузов /** Под ред. А.А. Муталибова. – Т.: Укитувчи, 1990. – 488 с.
12. Райков И.Я. **Испытания двигателей внутреннего сгорания.** Учебник для вузов. М.: Высш. шк., 1985. – 320 с.
13. **Двигатели внутреннего сгорания.** Учеб. для вузов по спец. «Строительные и дорожные машины и оборудование»/Хачиян А.С., Морозов К.А., Луканин В.Н. и др.; Под редакцией В.Н. Луканина. М.: Высшая школа, 1985. – 311 с.
14. Сенчило А.Г., Чакканов Б.Р. Методические указания к лабораторным работам по курсу «ДВС, Автомобили и тракторы». Раздел «испытание АТД». ТАДИ, 1990. – 32 с.
15. ГОСТ 14846 – 91. ДВИГАТЕЛИ АВТОМОБИЛЬНЫЕ. Методы стендовых испытаний.
16. Справочное пособие. **KRAFTFAHRTECHNISCHES TASCHENBUCH /BOSCH.** - Dusseldorf: VDI - Verlag, 1997. - 706 с.
17. [www.rambler.ru](http://www.rambler.ru)
18. [www.google.com](http://www.google.com)

19. [www.aort.ru](http://www.aort.ru)
20. Файнлейб Б.Н. **Топливная аппаратура автотракторных дизелей**: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
21. **Оптимизация работы двигателей ВАЗ в условиях жаркого климата и высокогорья**. Технический отчет по теме 50/89. Гос. рег. № 09828000972. Т.: ТАДИ, 1992. – 132 с.
22. Базаров Б.И., Сенчило А.Г., Васлиев А.А. **Особенности теплового расчета ДВС при использовании компьютерных технологий в учебном процессе**. Сборник материалов Республиканской научно-практической конференции «Проблемы развития автомобильно-дорожного комплекса Узбекистана». Ч. I. – Т.: ООО «МАХ-ПРИНТ», 2008. – с. 141 – 143.
23. Васлиев А.А., Сенчило А.Г. **Особенности конструкций и тенденции развития современных автотракторных дизелей**. Сборник трудов ТАДИ. – Т.: ТАДИ, 2009 (в печати).

## **ПРИЛОЖЕНИЕ**

## ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ДВС ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ В УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ

Базаров Б.И. (доц., ТАДИ), Сенчило А.Г. (доц., ТАДИ),  
Васлиев А.А. (магистрант ТАДИ)

Внедрение компьютерных технологий в учебный процесс предполагает, в первую очередь, широкое использование возможностей «стандартного набора» программ, составляющих основу математического обеспечения большинства современных компьютеров.

В частности, в настоящей работе, предлагается методика применения программы «Microsoft Excel» - электронные таблицы для выполнения теплового расчета ДВС (ТР ДВС) и последующего, на основе полученных данных, компьютерного построения индикаторной диаграммы двигателя.

При составлении данной методики учитывалось ее назначение - использование в учебном процессе. Она ориентирована таким образом, чтобы студент работал с компьютером в диалоговом режиме. Ввод «исходных данных» для каждого раздела расчета осуществляется последовательно и автономно после выполнения предыдущих расчетов и их анализа.

В задании к данному расчету выдаются следующие параметры: мощность двигателя  $N_e$ , кВт; номинальная частота вращения коленчатого вала  $n_N$ , мин<sup>-1</sup>; степень сжатия  $\epsilon$ ; коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ ; отношение хода поршня к диаметру цилиндра; число и расположение цилиндров  $i$ ; тактность двигателя; вид топлива, его элементарный состав, молекулярная масса  $m_r$ , кг/кмоль, низшая теплота сгорания  $H_u$ , кДж/кг.

В соответствии с известной последовательностью расчетов, изложенной в учебной литературе, результаты расчета содержат девять разделов.

В разделе I рассчитываются параметры рабочего тела. Здесь дополнительно студентом вводится значение постоянной  $K$ , зависящей от отношения количества  $H_2$  к  $CO$  в продуктах сгорания. Раздел II посвящен определению параметров окружающей среды и остаточных газов в цилиндре двигателя. Для выполнения расчетов в этом разделе необходимо ввести: давление  $P_0$ , МПа и температуру  $T_0$ , °К окружающего воздуха; приращение температуры подогрева свежего заряда (смеси)  $\Delta T$ , °С; давление остаточных газов  $P_r$ , МПа и их температуру  $T_r$ , °К. При расчете процесса впуска (раздел III) дополнительно вносятся значения удельной газовой постоянной для воздуха  $R_v$ , Дж/(кг\*град); суммарного коэффициента  $(\beta^2 + \xi)$ , учитывающего гашение скорости и сопротивление впускной системы, отнесенной к сечению в клапане; скорости движения заряда в сечении клапана  $\omega_{кл}$ , м/с; коэффициента очистки  $\phi_{оч}$  и коэффициента дозарядки  $\phi_{доз}$ . В разделе IV выполняется расчет процесса сжатия. Здесь дополнительно вносятся значения показателя политропы сжатия  $n_1$ . Определяются давление, температура конца сжатия, средняя мольная теплоемкость свежей смеси (воздуха), остаточных газов, рабочей смеси. При этом нахождение средней мольной

теплоемкости остаточных газов в конце сжатия традиционным способом представляет известные трудности, связанные с использованием массива справочных данных, имеющих в литературе в форме термодинамических таблиц и последующей «доводке» полученных значений методом экстраполяции. Это задерживает выполнение расчетов, нарушает целостность «компьютерной технологии».

Для возможности полного использования компьютера при тепловом расчете на кафедре АТД ТАДИ, на основании анализа табличных значений, предложена и апробирована следующая эмпирическая зависимость:

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_c} = 23,867 + 0,00417*(t_c - 500) + 1,47*(\alpha - 0,9),$$

где

$(mc''_v)_{t_0}^{t_c}$  – средняя мольная теплоемкость остаточных газов в конце сжатия, кДж/(кмоль\*град);

$t_c$  – температура в конце сжатия, °С;

$\alpha$  – коэффициент избытка воздуха.

Сравнительные расчеты показали, что в диапазоне температур  $t_c = 400 \dots 600$  °С и изменения коэффициента избытка воздуха  $\alpha = 0,8 \dots 1,0$  погрешность значений, полученных по данной формуле, не превышает  $\pm 0,1$  %.

В разделе V выполняется расчет процесса сгорания. Студентом дополнительно вводится коэффициент использования теплоты  $\xi_z$ . Решение системы приведенных уравнений сводится к решению квадратного уравнения с известными коэффициентами. В разделе VI рассчитываются процессы расширения и выпуска. Для этого вносятся значения показателя политропы расширения  $n_2$ . Здесь же осуществляется проверка величины ранее принятой в разделе II температуры остаточных газов  $T_r$ . В случае расхождения расчетной и принятой величин температур остаточных газов более чем на 3%, ранее введенные значения корректируются до получения удовлетворительной сходимости.

Далее в разделах VII и VIII соответственно определяются индикаторные параметры рабочего цикла и эффективные показатели двигателя. Дополнительными исходными данными являются значения коэффициента полноты диаграммы  $\phi_i$  и предполагаемой средней скорости поршня  $V'_{п.ср.}$ , м/с.

В разделе IX выполняется расчет основных параметров цилиндра и двигателя в целом. Здесь студент принимает решение и назначает окончательные значения диаметра цилиндра и хода поршня. По ним проверяется и корректируется «ошибка» при выборе средней скорости поршня  $V'_{п.ср.}$ , рассчитывается литраж двигателя  $V_{л.}$ , дм<sup>3</sup>; эффективная мощность двигателя  $N_e$ , кВт; крутящий момент  $M_e$ , Н\*м; часовой расход топлива  $G_T$ , кг/ч; литровая мощность  $N_{л.}$ , кВт/л.

На основании полученных данных, далее выполняются расчеты политроп сжатия и расширения для построения индикаторной диаграммы, характерных на ней точек. Возможны также расчет внешней скоростной характеристики и теплового баланса двигателя, выполнение теоретических исследований влияния отдельных параметров двигателя (степени сжатия, состава смеси, вида топлива и др.) на его остальные показатели и геометрические размеры.

## ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ И ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ СОВРЕМЕННЫХ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Васлиев А.А. (магистрант),  
научный руководитель Сенчило А.Г.

Согласно отечественным и зарубежным прогнозам, поршневой двигатель внутреннего сгорания сохранится в качестве основной энергетической установки самоходных машин до 2020 г. и далее. Предпочтение будет отдаваться наиболее экономичным двигателям — дизелям.

Численность парка дизелей в развитых странах уже сегодня превышает 50 млн шт. и продолжает непрерывно увеличиваться. Расширяется производство и эксплуатация дизелей в Узбекистане.

Растет суммарная мощность дизельных энергетических установок, используемых в качестве резервных и аварийных источников электропитания.

На сегодняшний день в мировой практике наметились следующие пути совершенствования двигателей этого типа.

Улучшение топливной экономичности путем:

- применения камер с непосредственным впрыскиванием топлива; увеличения давлений наддува; внедрения элементов адиабатности с переходом на турбо-компаундные и компаундные двигатели; реализации в последних цикла Ренкина с высокой степенью утилизации тепла ; повышения эффективности процессов смесеобразования и горения топлива за счет роста давлений впрыскивания; увеличения механического КПД двигателя и турбокомпрессоров; осуществления оптимального управления процессом топливоподачи в зависимости от режимов работы, условий окружающей среды, физико-химических свойств топлив; изменения состояния двигателя в процессе эксплуатации с использованием гибких, вплоть до адаптивных, систем с электронным регулированием;

- увеличения удельной мощности и снижения удельных массовых показателей двигателей путем увеличения средних эффективных давлений при одновременном росте допускаемых максимальных давлений цикла;

- уменьшения выбросов токсичных продуктов сгорания и дымности за счет совершенствования процессов топливоподачи, смесеобразования и горения топлива оптимального сочетания схем камер сгорания, газодинамической обстановки в них и параметров процесса впрыскивания топлива путем применения систем топливоподачи с электронным регулированием;

- повышения надежности (срока службы) дизелей за счет совершенствования технологии изготовления, применения новых материалов (пластмасс, композитов, керамики, специальных смазок и др.), совершенствования методов расчета на прочность и надежность;

- автоматизации и дистанционного управления работой дизелей, силовых установок и транспортных средств в целом с применением микропроцессорной техники;

- адаптации дизелей к работе на различных альтернативных топливах не нефтяного происхождения, сжиженных и сжатых газах, а также на нефтяных топливах облегченного и утяжеленного фракционного состава.

При совершенствовании дизелей широко используются автоматизированные методы проектирования (САПР) с применением ЭВМ, что позволяет проводить вычислительный эксперимент для нахождения оптимальных технических решений и сокращает срок создания дизелей.

Основные оценочные параметры. Основные параметры тракторных и комбайновых дизелей регламентируются ГОСТ 20000—98, в соответствии с которым удельный расход топлива при номинальной мощности не должен превышать 238 г/(кВт\*ч) для дизелей с рабочим объемом цилиндров до 4 л, 234 г/(кВт\*ч) для дизелей с рабочим объемом цилиндров св. 4 до 10 л и св. 10 л — 231 г/(кВт\*ч). На дальнейшие перспективы для тракторных и комбайновых дизелей приняты более жесткие нормативы: удельный расход топлива в 2010 г. должен составлять не более 210- 220г/(кВт\*ч).

Ресурс тракторных дизелей должен быть не менее 8000— 10 000 ч и не менее 7000 ч для дизелей воздушного охлаждения. Дизели должны быть оборудованы всережимными регуляторами частоты вращения, обеспечивая степень неравномерности 8% для тракторов и 5% для зерноуборочных комбайнов.

Наряду с удельным расходом топлива на отдельных режимах для оценки экономичности дизелей (ГОСТ 18309—90) предусмотрен показатель — оценочный расход топлива, который подсчитывается как среднеарифметическое значение из 10 значений  $g_e$  по регуляторной ветви регуляторной характеристики, определенных через равные интервалы мощности, в диапазоне от режима максимальной мощности до режима, соответствующего 50% номинальной мощности. Под номинальной подразумевается назначаемая предприятием-изготовителем эффективная мощность дизеля при номинальной частоте вращения, полной подаче топлива, стандартных атмосферных условиях и нормальных параметрах топлива. Номинальная мощность определяется без навесных агрегатов, эксплуатационная — с навесными агрегатами.

Максимальная мощность — наибольшее значение эффективной мощности, полученной при максимальной подаче топлива. Номинальная частота вращения — частота вращения коленчатого вала дизеля, при которой назначаются номинальная и эксплуатационная мощности.

Предельное значение минимального удельного расхода топлива по скоростной характеристике регламентируется ГОСТ 23465—89. Оценку экономичности автомобильных дизелей производят по тринадцатиступенчатому циклу в соответствии с ОСТ 37.001.234—91. Наиболее объективно дают представление о топливной экономичности дизелей многопараметровые характеристики, по которым можно подсчитать эксплуатационные расходы топлива.

Топливная аппаратура для автомобильных дизелей должна обеспечивать до капитального ремонта пробег автомобиля свыше 500 тыс. км.

Литература:

1. Файнлейб Б.Н. **Топливная аппаратура автотракторных дизелей:**

Справочник. – Л.: Машиностроение, 1990. -352 с.

2. [www.rambler.ru](http://www.rambler.ru)