

*А.И. ЯКУБОВИЧ  
Г.М. КУХАРЕНКО  
В.Е. ТАРАСЕНКО*

# ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВА НА ТРАКТОРАХ

Монография

Минск БНТУ 2009

Рекомендована к изданию научно-техническим советом  
Белорусского национального технического университета  
(протокол № 8 от 30 июня 2008 г.)

**Якубович, А.И.**

Экономия топлива на тракторах: монография / А.И. Якубович, Г.М. Кухаренок, В.Е. Тарасенко. – Минск: БНТУ, 2009. – 229 с.; вкл.

ISBN 978-985-525-030-3.

Рассмотрены пути и направления экономии топлива на тракторах. Изложены теоретические и экспериментальные исследования технических средств, обеспечивающих повышение производительности при экономном расходовании топлива тракторным агрегатом.

Монография предназначена для научных и инженерно-технических работников, занимающихся проектированием и эксплуатацией тракторной техники. Может быть использована в качестве учебного пособия для студентов вузов, учащихся колледжей.

**Рецензенты:**

начальник отдела тракторов ГНУ «Объединенный институт  
машиностроения НАН Беларуси», доктор технических наук,  
профессор *П.А. Амельченко*;  
заведующий кафедрой «Тракторы и автомобили» УО «Белорусская  
государственная сельскохозяйственная академия»,  
доктор технических наук, профессор *А.Н. Карташевич*

ISBN 978-985-525-030-3

© Якубович А.И.,  
Кухаренок Г.М.  
Тарасенко В.Е., 2009  
© БНТУ, 2009

## Введение

Сельское хозяйство является одной из наиболее востребованных форм деятельности человека. Оно обеспечивает человечество основными продуктами питания.

Потребление энергии определяет степень механизации и развитость сельскохозяйственного производства. Количество и качество произведенной сельскохозяйственной продукции во многом зависит от количества потребленной энергии. Сельскохозяйственная продукция – это также аккумулированная энергия производственной деятельности человека. Следует заметить, что в самом общем виде закон сохранения энергии при производстве сельскохозяйственной продукции также сохраняется. Часть потребляемой энергии затрачивается на совершение полезной работы, результатом которой является произведенная продукция, а часть рассеивается в окружающем пространстве.

Количество известных и используемых источников энергии на Земле не безгранично, человечество все чаще задумывается о том, что наступит время, когда появится дефицит энергии. Поэтому рациональное, бережное отношение к источникам энергии, увеличение используемой ее полезной доли актуально уже сегодня.

Исследования, которые приведены в этой работе, основаны на научной и практической деятельности авторов в области использования тракторной техники. В работе авторы поставили задачу: представить методы и способы экономии топлива на сельскохозяйственных тракторах, показать, какими техническими средствами можно увеличить полезную часть выполняемой работы.

Многие из рассматриваемых вопросов освещены в научной и учебной литературе, периодических изданиях. Однако, разрозненность материалов, разные стили изложения не позволяют системно и эффективно использовать их в научной и практической деятельности. В работе систематизированы имеющиеся данные, результаты исследований с тем, чтобы создать единый подход к вопросам экономии топлива на тракторах, сформулировать основные положения, пригодные для использования, с целью повышения производительности тракторного агрегата при наименьших затратах энергоресурсов.

Эта книга будет полезна научным, инженерно-техническим работникам, занимающимся исследованием, конструированием и эксплуатацией тракторов, а также студентам высших учебных заведений.

Авторы выражают глубокую благодарность доктору технических наук, профессору Амельченко П.А., доктору технических наук, профессору Карташевичу А.Н. за ценные рекомендации и замечания, высказанные при рецензировании рукописи. А также доктору технических наук, профессору, заведующему кафедрой «Тракторы» Белорусского национального технического университета Бойкову В.П. и кандидату технических наук, профессору кафедры «Тракторы и автомобили» «Белорусского государственного аграрного технического университета» Мащенко А.А. за ценные указания при подготовке рукописи к изданию.

Авторы будут благодарны за полезные замечания и пожелания читателей.

## Глава 1. НЕОБХОДИМОСТЬ ПЕРЕМЕН

Аграрный сектор развитых стран представляет собой многофункциональную многоструктурную широко развитую индустрию. Основой продовольственной безопасности страны является сельское хозяйство, которое обеспечивает население продуктами питания, перерабатывающие отрасли промышленности – сырьем. Экономика многих стран базируется или зависит от сельского хозяйства.

Основными видами производимой продукции в сельском хозяйстве являются продукты растениеводства и животноводства. Предприятия сельского хозяйства в своем большинстве производят сырье, которое поступает на переработку на специализированные предприятия. В настоящее время все больше и больше предприятий сельского хозяйства ориентированы на производство продуктов по замкнутому циклу от производства сырья до готового продукта.

На долю сельского хозяйства приходится около 50% всей энергии, потребляемой в Республике, и в этом количестве топливо составляет более 45 %. Весьма важным является то, что сельское хозяйство основывается на использовании нефтяных видов топлива – это дизельное топливо и бензин.

Интенсификация – повышение производительности сельскохозяйственного производства базируется на применении различных видов энергии. Из всего многообразия видов энергии наиболее применяемыми являются электрическая и энергия тепловых двигателей внутреннего сгорания. Источниками энергии тепловых двигателей являются топлива, получаемые из нефти. Рачительное, бережное использование, далее будем называть экономия, этого вида энергии является основой конкурентоспособности выпускаемой продукции, а, соответственно, рентабельности производства.

Следует выделить основные аспекты, которые определяют необходимость и неотвратимость экономии используемых, поиска новых альтернативных видов и источников энергии прежде всего для двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

Во-первых, сельское хозяйство полностью зависит от нефти, запасы которой не безграничны, и, следует полагать, что общее истощение нефтяных запасов ограничит возможность поставки ее из других стран и вызовет непредсказуемое увеличение цен. Для

стран, не имеющих запасов нефти, наступит весьма сложное время. Конечно, это весьма отдаленная перспектива, но над решением этой проблемы следует работать уже сегодня.

Во-вторых, дизельный двигатель, устанавливаемый на тракторы, не удовлетворяет всем требованиям, которые сегодня к нему предъявляются.

В-третьих, новейшие научные разработки и технологии, наукоемкие компоненты, на основе которых разрабатываются и создаются современные технологические процессы, машины неизменно будут применены в сельском хозяйстве. Следует полагать, что это приведет к радикальным изменениям в области использования энергии и ее экономии.

Потребность изменения отношения к использованию энергии, ее экономии не просто назрела, а необходима в интересах нынешнего и будущего поколения людей.

Превратить всю энергию, аккумулированную в заданном количестве топлива, в полезную работу по законам природы не возможно. Часть энергии, например, двигателя внутреннего сгорания теряется при совершении процесса превращения энергии топлива в механическую работу, другая – теряется при передаче ее на рабочие органы трактора и орудия и только оставшаяся часть энергии полезно используется при совершении самой работы. В технике введено понятие коэффициента полезного действия, характеризующего степень совершенства машины при преобразовании или передаче энергии, и чем выше коэффициент полезного действия, тем больше совершается полезной работы и эффективнее используется энергия.

Повышение энергонасыщенности сельскохозяйственных тракторов связано с форсированием двигателей по скоростному и нагрузочному режимам. Вместе с тем, при реализации больших мощностей в трансмиссии трактора значительно возрастают тепловые нагрузки в двигателе, агрегатах гидросистем, что в свою очередь приводит к увеличению потерь мощности и расхода топлива. Серьезным препятствием на пути повышения эффективности двигателей и других агрегатов трактора является их теплонапряженность. Даже при работе на оптимальном нагрузочном режиме доля полезного использования теплоты, получаемой при сгорании топлива в двигателе, составляет 35–42 %. Тепловые потери, уносимые отработавшими газами и охлаждающей системой сопоставимы с полезно ис-

пользуемой долей теплоты. Они возрастают при работе двигателя на частичных нагрузках.

Одной из задач обеспечения экономии топлива на сельскохозяйственных тракторах является повышение эффективности систем не только двигателей, но и других агрегатов, в том числе трансмиссии, гидросистемы и др. Большое значение приобретает вопрос поддержания теплового режима этих агрегатов в изменяющихся условиях эксплуатации. Обеспечение оптимального теплового режима всех систем трактора связано с эффективностью работы агрегатов.

В этой связи разработка методов рациональной эксплуатации, регулирование нагрузочных режимов в различных условиях использования трактора является актуальной задачей. Ее решение позволит обеспечить существенную экономию топливных ресурсов в процессе эксплуатации тракторного парка.

## Глава 2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Трактор является основным средством механизации в сельском хозяйстве, носителем технического и экономического прогресса. Приобретение трактора требует денежных средств. Вместе с тем, появляются и другие значительные расходы, связанные с покупкой топлива, смазочных материалов и обслуживанием.

Основным в текущих расходах при эксплуатации трактора являются расходы на топливо. Учитывая постоянно растущие цены на нефть, их нестабильность, стоимость топлива серьезным образом увеличивает стоимость сельскохозяйственной продукции. Для нашего работника сельского хозяйства топливо является дорогостоящим продуктом импорта. Несомненно, что конкурентоспособность продукции сельского хозяйства в значительной степени зависит от расходов на топливо.

Энергия, заключенная в топливе, затрачивается на совершение полезной работы. Однако не вся энергия топлива расходуется полезно. Основная часть теряемой энергии в виде теплоты рассеивается в окружающее пространство. Выделим основные этапы преобразования энергии топлива в полезную работу, определим, где происходит потеря или нерациональное его использование.

Двигатель преобразует энергию сгорания топлива в механическую работу, которая в виде крутящего момента снимается с маховика двигателя для последующего использования. КПД двигателя при преобразовании энергии топлива составляет, как отмечалось ранее, около 35–42 %, т.е. только эта часть энергии топлива используется полезно. Остальная часть энергии сгоревшего топлива в виде теплоты через систему охлаждения, вместе с выхлопными газами, в том числе и в виде несгоревших частиц используется нерационально.

Трансмиссия передает крутящий момент двигателя на рабочие органы трактора – движители. При передаче крутящего момента происходит потеря энергии вследствие трения элементов трансмиссии, при перемешивании смазочного масла и т.д. КПД механической трансмиссии трактора составляет 88–93 % [1]. Следовательно, энергия, поступившая от двигателя, в трансмиссии также используется не полностью. Ходовая часть воспринимает крутящий момент от трансмиссии и при взаимодействии движителей с почвой обеспечивает поступательное движение трактора. Часть поступившей



энергии расходуется на буксование. часть на преодоление сопротивлений передвижению, что составляет нерациональную часть использования энергии. Рабочее орудие вследствие поступательного движения трактора совершает полезную работу, например, возделывает почву, сеет, вносит удобрения и т.д. В этом цикле совершается полезная работа, но также имеются потери энергии, связанные, как правило, с регулировками, доведённостью рабочих органов орудий, с взаимодействием их с почвой. Эти потери в виде теплоты также выделяются в окружающее пространство.

Таким образом в рабочем цикле тракторного агрегата только часть заключенной в топливе энергии расходуется полезно, рационально. Как велики эти нерациональные затраты и что на практике влияет на расход топлива на тракторе? Эта проблема является важной не только для отдельного потребителя или пользователя трактора, но и для общества в целом.

Научные исследования ученых, специалистов отмечают важность проблемы экономии топлива и дают оценку влияния ряда факторов в отдельных звеньях системы «трактор - рабочее орудие - рабочее тело».

Рост цен на нефть, отсутствие в ряде стран месторождений нефтяных видов топлива определяют необходимость приобретения опыта по использованию тракторов для достижения реального снижения расхода топлива, требуют повернуться «лицом» к основным понятиям экономии, к приобретению опыта рационального использования трактора в эксплуатации. Овладеть методами эксплуатации трактора, правильно использовать имеющиеся технические средства, обеспечивающие реальную экономию топлива при наибольшей производительности, является актуальной задачей каждого работника аграрного сектора.

### **Глава 3. СТРУКТУРНАЯ МОДЕЛЬ ТРАКТОРА**

Трактор обладает сложной структурой, состоящей из отдельных объектов различного функционального назначения и различной степени сложности. Функционально трактор является тяговым средством, при движении которого обеспечивается работа агрегатируемых машин и орудий. Каждый компонент из составляющих объектов структурной схемы трактора функционально неизменен, но конструктивно может иметь множество решений. В зависимости от принятых возможных решений составляющих и формируется конструкция трактора. Структурная схема и конструкция трактора также имеют множество решений, оценить которые, сопоставить с имеющимися или возможными вариантами решений весьма сложно.

Методология определения сложности конструкции трактора сводится к оценке ее по составляющим карты технического уровня. Разработчику трактора приходится перебирать множество возможных конструкторских решений, увязывать их между собой и создавать конструкцию.

Новые методы проектирования с использованием компьютерных систем создают возможности во много раз сократить сроки разработки новых конструкций, однако до настоящего времени нет математических моделей, алгоритмов формирования и оценки структурных схем тракторов.

Наука о тракторостроении сегодня включает, с одной стороны, всю сумму научных знаний ученых-теоретиков, а с другой – эмпирический опыт создания и разработки новых машин заводских конструкторов. Следует признать, что отсутствие методологии оценки сложности конструкции трактора затрудняет проведение научно обоснованного прогнозирования развития трактора как на ближайшую, так и на более отдаленную перспективу. В этой связи представляется необходимым систематизировать огромный массив теоретических и эмпирических знаний как в области тракторостроения, так и в области теории машин и механизмов, деталей машин, и создать рабочие модели, программы, которые позволили бы в автоматизированном режиме решать многие из прикладных задач при проектировании трактора.

Рассмотрим один из вариантов подобных решений.

Структурно трактор можно рассматривать как изделие, состоящее из множества составляющих компонентов ( $s_{1j}, s_{2j}, s_{3j}, \dots, s_{ij}$ ) отдельных классов. Одни компоненты по функциональным признакам являются базовыми, обеспечивающими работу трактора как тягового средства, другие обеспечивают связь между тяговым средством и орудием труда. К числу базовых относятся также компоненты, обеспечивающие управление трактором и безопасность движения. Каждый из компонентов придает трактору некоторое утверждение, которое может считаться функцией этого составляющего. Это позволяет записать:

$$s_{1j}, s_{2j}, s_{3j}, \dots, s_{ij} = TR.$$

Все составляющие между собой имеют функциональную и логическую связи (рис. 3.1). Примем, что функциональная связь определяется назначением составляющего компонента, логическая – его компоновочным построением в машине.

Структурная схема трактора (см. рис. 3.1) состоит из компонентов: источника энергии, трансмиссии по передаче и преобразованию крутящего момента, взаимодействующей с опорной поверхностью ходовой системы, несущей системы, рабочего места оператора с мультипликаторами управления и рабочего оборудования.

Трактор является тяговым средством, в котором высвобождаемая энергия при сгорании топлива в двигателе преобразуется в трансмиссии и расходуется на работу движения трактора. При движении трактора рабочее орудие воздействует на предмет труда (рабочую поверхность), совершая полезную работу. Трактор в составе с рабочей машиной или орудием рассматривается как тракторный агрегат. При работе тракторного агрегата (рис. 3.2) следует выделить оператора, принимающего решения и подающего команды путем воздействия на мультипликаторы управления; трактор, являющийся источником энергии, которая преобразуется с помощью ходовой системы при взаимодействии с рабочей поверхностью в движение агрегата; рабочее орудие, воздействующее на предмет труда. В целом совокупное взаимодействие этих объектов тракторного агрегата и обеспечивает его работу.

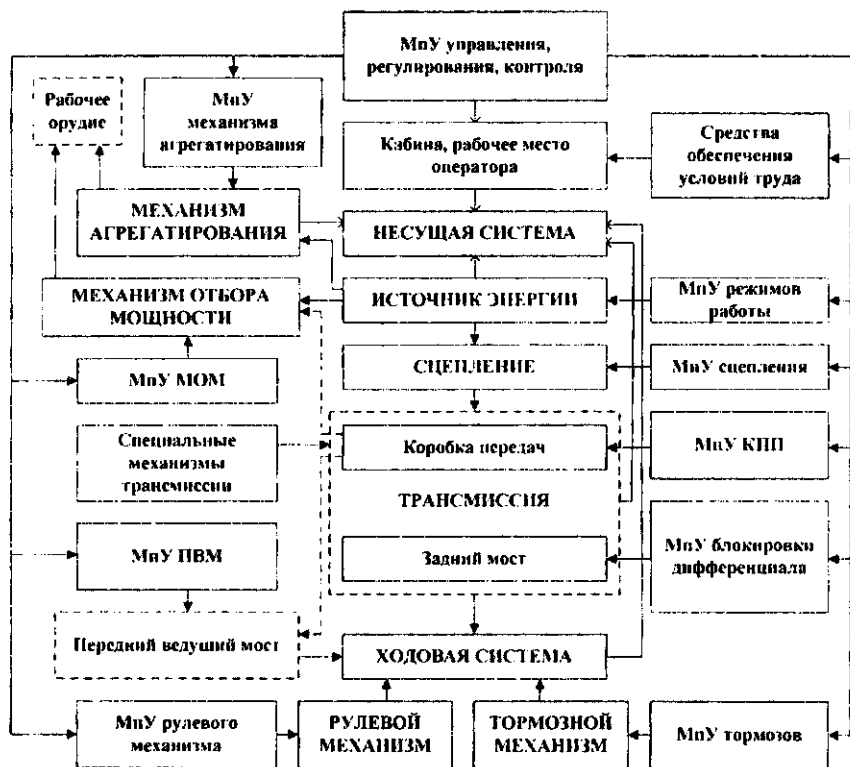


Рис. 3.1. Структурная схема трактора:

—> функциональные связи;  
 —> логические связи

При рассмотрении приведенной структурной схемы выделены базовые составляющие компоненты – это источник энергии, трансмиссия, ходовая система, тормозной механизм, рулевой механизм, несущая система, механизм отбора мощности, механизм агрегатирования, мультипликаторы управления, которые и приняты для последующего рассмотрения. Приведенные компоненты независимы, могут иметь различный принцип действия, различное конструктивное исполнение. При рассмотрении составляющих примем в качестве квалификационного признака возможное конструктивное исполнение по принципу действия и расположим их последовательно

Матрица возможных компонентов трактора

Базовые компоненты трактора		Разряд сложности $j$ / возможное исполнение составляющих компонентов									
Усл. обозн. $i$	Наименование	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Источник энергии	Живая тяговая сила	Паровая машина	ДВС карбюраторный	ДВС дизельный	Комбинированный (сжиженный газ или дизельное топливо)	Комбинированный (дизельное топливо или растительное масло)	Двигатель внешнего сгорания	Электрохимический	Электрический	Водородный
2	Сцепление	Поводковое	Ступенчатая муфта	Ременная муфта	Муфта трения	Гидравлическая муфта	Комбинированное: муфта трения – гидромуфта	Электромагнитная муфта	Электрическая муфта		
3	Трансмиссия	Ременная	Цепная	Шестеренная ступенчатая	Шестеренная синхронизирующая	Шестеренная без разрыва потока мощности	Гидромеханическая	Объемная гидромеханическая	Бесступенчатая автоматическая	Электромеханическая	Электрическая
4	Ходовая система	Шагающая	Рабочее орудие	Гусеничная	Колесная 1К1	Колесная 3К2	Колесная 4К2	Колесная 4К4	Комбинированная: колесно-гусеницы	Циклическая-шагающая	Безопорная
5	Остов	–	Безрамный (корпуса агрегатов)	Полурамный	Рамный	Шарнирно-ломающаяся рама					
6	Тормозной механизм	Рычажный	Поводковый	Ленточный	Колодочный	Дисковый		Электромагнитный	Электрический		
7	Рулевой механизм	Поводковый	Штанговый	Шестеренный	Гидромеханический	Гидрообъемный	Гидропневматический	Электромагнитный	Электрический		
8	Мультипликаторы управления	Поводковые, механические	Рычажные, механические	Шестеренные, механические	Пневмомеханические	Гидромеханические	Гидропневматические	Электромагнитные	Микропроцессорные	Мехатронные	
9	Механизм отбора мощности	Поводковый	Ременной	Ленточный	Кулачковый	Шестеренный ступенчатый	Шестеренный планетарный	Электромагнитный	Электрический		
10	Механизм агрегатирования	Жесткое соединение	Поводковый	Прицепной	Полунавесной	Навесной	Комбинированный (прицепной и навесной)	Электромагнитный			

в порядке увеличения сложности принципа действия и конструктивного исполнения. Базовые компоненты расположим последовательно в порядке их функциональных связей. Проведя указанное построение, получим матрицу (табл. 3.1) возможных составляющих трактора.

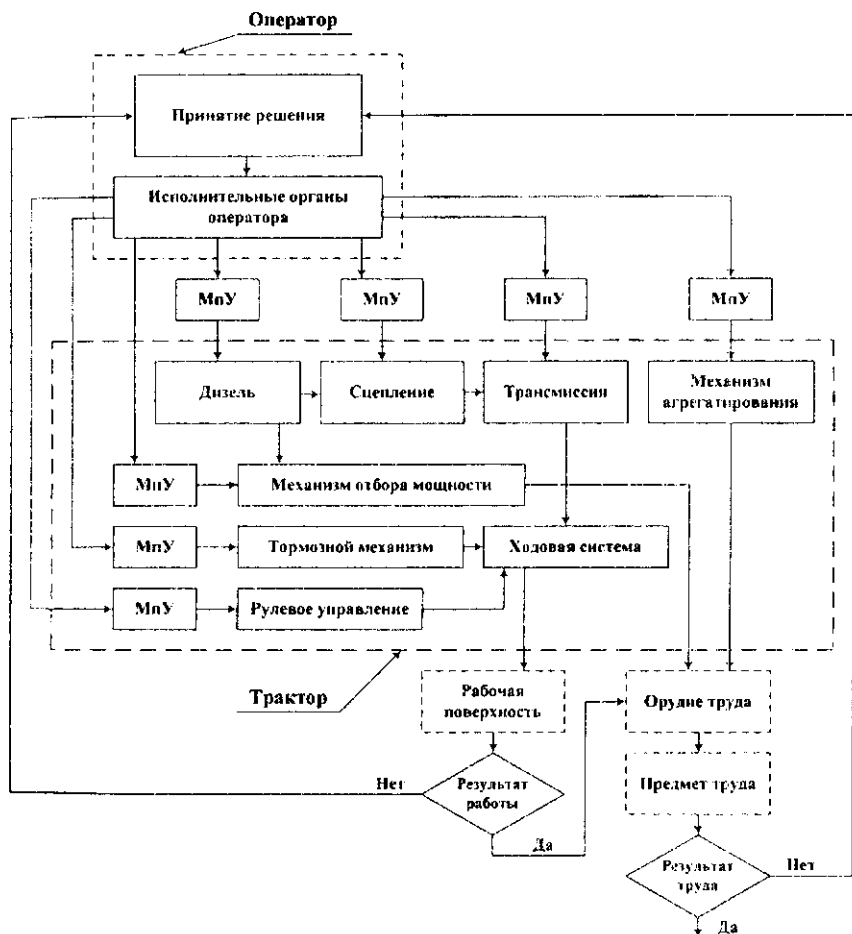


Рис. 3.2. Функциональная схема работы тракторного агрегата

В основе этой матрицы принят квалификационный признак, оценивающий сложность конструкции отдельно взятого составляющего компонента, совокупность которых и составляет сложность конструкции трактора.

Таким образом, составим морфологическую матрицу структурных компонентов трактора в виде прямоугольной таблицы, обозначив базовые компоненты  $i_{1,2,\dots,n}$  и возможные конструктивные исполнения  $j_{1,2,\dots,m}$ , принимаемое решение обозначим  $S_{ij}$ , где  $i = 1, 2, 3, \dots, n$  и  $j = 1, 2, 3, \dots, m$ .

$$\begin{aligned} &S_{11}S_{12}S_{13}\dots S_{1m}; \\ &S_{21}S_{22}S_{23}\dots S_{2m}; \\ &\dots\dots\dots \\ &S_{n1}S_{n2}S_{n3}\dots S_{nm}. \end{aligned}$$

Приняв возможное конструктивное исполнение по каждому базовому компоненту, составим формулу трактора:

$$TR = S_{1j} + S_{2j} + S_{3j} + \dots + S_{ij} = \sum_{i=1}^n S_{ij}.$$

Приведенная матрица структурных комбинаций при конструировании трактора создает возможность применения морфологического метода построения структуры трактора и ее нормативного анализа. Морфологический метод достаточно разработан и широко используется при разработке структуры и анализе объектов живой природы. Применение его при создании технических изделий описано в работах Фрица Цвикки [2]. Сущность метода состоит в делении объекта на отдельные части, каждая из которых имеет несколько возможных решений, общее решение получается при взятии одного конкретного решения по каждому составляющему и равно числу возможных комбинаций.

Очевидно, что новые прогрессивные решения не могут быть достигнуты без системного анализа. Морфологический метод позволяет изучить каждую из возможных структур изучаемого объекта, вы-

брать наиболее рациональный вариант ее построения, то есть решить поставленную задачу системным методом.

Используя приведенную матрицу компонентов (см. табл. 3.1), для конкретизации выше изложенного составим структурную формулу трактора «Беларус-80.1», состоящего из следующих компонентов:

- источник энергии – газодизель;
- сцепление – фрикционная муфта трения;
- трансмиссия – механическая ступенчатая;
- ходовая система – колесная, передние колеса направляющие, задние – ведущие;
- остов – полурамный;
- тормозной механизм – дисковый;
- рулевое управление – механическое с гидравлическим усилителем;
- механизмы управления – механический привод с пневматическим усилителем;
- механизм отбора мощности – шестеренный планетарный;
- механизм агрегатирования – навесной, раздельно-агрегатный.

Структурную формулу трактора, состоящего из приведенных компонентов, запишем в виде

$$TR(S_{1,5}, S_{2,4}, S_{3,3}, S_{4,7}, S_{5,3}, S_{6,6}, S_{7,4}, S_{8,7}, S_{9,7}, S_{10,6}).$$

Формула описывает в общем виде структурные составляющие, конструктивные особенности рассматриваемого трактора.

Из приведенной матрицы можно составить множество вариантов проектируемого трактора. Каждый вариант осуществимый, но вероятно большинство из них никогда не будут реализованы. По техническим характеристикам принятых компонентов возможно составить описание, техническую характеристику или провести нормативную оценку, например, сложности конструкции проектируемого трактора.

Каждый разряд конструктивного исполнения составляющих представляет группу сложности и чем выше разряд, тем выше группа сложности. В качестве нормативной оценки примем отношение численного значения условного обозначения исполнения составляющего или разряда к численному значению условного обозначения базового компонента и назовем его коэффициентом ранжирования составляющего компонента:



$$k_i = \frac{j}{i}.$$

Примем в качестве коэффициента сложности конструкции трактора сумму коэффициентов ранжирования:

$$\xi = \sum_{i=1}^n k_{si}.$$

Проведя расчеты коэффициентов ранжирования, коэффициент сложности конструкции проектируемого трактора будет равен  $\xi = 14,174$ .

Предположим, что трактор выполнен с колесной формулой 4К4 вместо 4К2, тогда коэффициент сложности конструкции модификации трактора будет равен  $\xi = 14,424$ .

Для примера составим алгоритм гипотетического трактора нового «интеллектуального» поколения, имеющего двигатель внешнего сгорания, электромеханическую трансмиссию, комбинированную ходовую систему, тормозной механизм, рулевой механизм, электромагнитный вал отбора мощности, рамный остов и микропроцессорные мультипликаторы управления:

$$TR_{\text{персп}}(S_{1,7}, S_{2,7}, S_{3,9}, S_{4,8}, S_{5,4}, S_{6,7}, S_{7,7}, S_{8,8}, S_{9,7}, S_{10,7}).$$

Коэффициент сложности принятой конструкции трактора будущего будет равен  $\xi = 20,944$ .

Морфологическая модель трактора на основе разработанной матрицы позволит при проектировании выбрать наиболее приемлемый вариант конструкции, провести его нормативную оценку.

Матрица составляется на основе квалификационного признака в соответствии с поставленной задачей. Для решения задачи составляется множество исполнений, в каждое входит по одному варианту квалификационного признака из каждой строки матрицы. Анализ этого множества позволяет выбрать наилучший вариант исполнения. В качестве критериев выбора наилучшего варианта могут применяться критерии, отвечающие решению задачи, в том числе нор-

мативной оценки сложности конструкции варианта исполнения. Нормативными критериями могут быть технические, экономические, эргономические и другие показатели. Оценку варианта исполнения рационально проводить в сравнении, например, по базовому исполнению.

Матрица компонентов трактора, содержащая функциональные технические решения, позволяет системно, используя морфологический метод, создавать и анализировать варианты конструкций трактора, составлять общие технические характеристики, проверять их на соответствие техническому заданию и решать другие прикладные задачи.

Морфологический метод может быть применен для разработки отдельно взятого компонента трактора, в том числе двигателя, трансмиссии, гидравлических систем, разделив их на отдельные возможные составляющие и элементы.

Коэффициент сложности конструкции позволяет сопоставлять и сравнивать технические решения, оценивать экономические показатели разрабатываемой модификации по сравнению с базовой моделью.

## **Глава 4. МОЩНОСТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ КОНЦЕПЦИЯХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТРАКТОРА**

В теории трактора рассматривается достаточно широкий круг вопросов, относящихся к мощностным и тяговым параметрам, предлагаются различные методики построения тяговых характеристик. Математические модели мощностных и тяговых параметров, полученные на основе известных законов физики и механики, при определенном допущении, как правило, линейные.

Следует иметь в виду, что в настоящее время одной из основных задач в этой области является необходимость обеспечить еще на стадии проектирования трактора такие характеристики мощностных и тяговых параметров, которые гарантировали бы необходимые параметры по мощности и тяге при агрегатировании широкозахватными орудиями и машинами при различных концепциях его использования.

Трактор сегодня рассматривается не только как тяговое средство (тяговая концепция), когда при его перемещении навешенное орудие совершает полезную работу (пашет, культивирует, рыхлит и др.). Критерием оценки трактора при тяговой концепции использования является тяговое усилие.

Отдельные машины требуют привода активных рабочих органов, орудий для совершения полезной работы. Энергия для привода рабочих органов таких машин берется от механизма отбора мощности (МОМ) трактора. Некоторые машины для работы требуют до 80 % мощности двигателя трактора. Это нашло свое отражение в тягово-энергетической и энергетической концепциях использования сельскохозяйственного трактора. Квалификационными признаками тракторов предлагаются эксплуатационная мощность двигателя и номинальное тяговое усилие [3, 4].

При тяговой концепции использования зависимость между эксплуатационной мощностью двигателя и номинальной силой тяги имеет вид

$$N_c = \frac{P_{\text{КРНОМ}} \cdot g_T}{\eta_{\text{ТЯГ}}}, \quad (4.1)$$

где  $P_{\text{кр ном}}$  – номинальная сила тяги;

$\vartheta_p$  – рабочая агротехническая скорость;

$\eta_{\text{тяг}}$  – тяговый КПД.

Эксплуатационная мощность трактора равна эффективной мощности, развиваемой двигателем при номинальной силе тяги ( $N_{\text{ис}} = N_e$ ).

При тягово-энергетической концепции использования трактора в этой зависимости учитывается мощность, реализуемая через МОМ, для привода активных рабочих органов машин и орудий:

$$N_e = \frac{P_{\text{кр}} \vartheta_p}{\eta_{\text{тяг}} \eta_{\text{им т}}} + \frac{N_{\text{мом}}}{\eta_{\text{мом}} \eta_{\text{им мом}}}, \quad (4.2)$$

где  $N_{\text{мом}}$  – мощность, реализуемая через МОМ;

$\eta_{\text{им т}}$  – коэффициент использования мощности на тягу;

$\eta_{\text{мом}}$  – КПД привода механизма отбора мощности;

$\eta_{\text{им мом}}$  – коэффициент использования мощности, реализуемой через МОМ.

Составляющие зависимостей (4.1) и (4.2) характеризуют совершенство конструкции трактора и его использование. Определяющим является уровень развития агротехнологий. Совершенствование конструкции трактора следует вместе с развитием сельскохозяйственных технологий. Например, агротехнологии определяют рабочие скорости тракторного агрегата при выполнении заданных технологических операций. Следовательно, разработчик в техническом задании на трактор задает требуемые рабочие скорости и параметры мощности.

Произведение силы тяги  $P_{\text{кр}}$  на рабочую скорость  $\vartheta_p$  является тяговой (крюковой) мощностью:

$$N_{\text{кр}} = P_{\text{кр}} \vartheta_p.$$

График функции  $N_{\text{кр}}(P_{\text{кр}})$  при постоянной скорости ( $\vartheta_p = \text{const}$ ) выражается уравнением прямой (рис. 4.1):

$$Y = kx,$$

где  $k$  – коэффициент наклона графика функции к оси абсцисс, равный  $k = \operatorname{tg} \alpha$ .

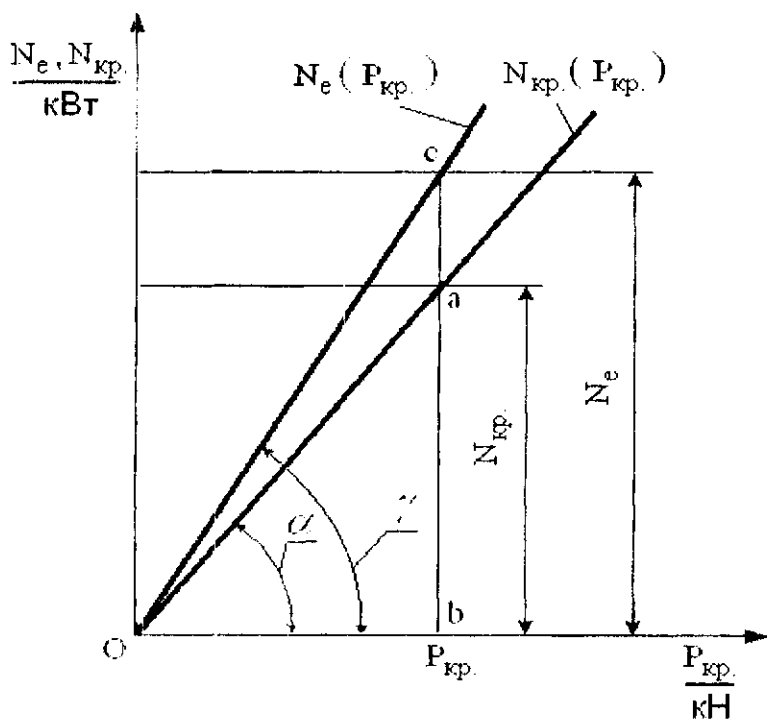


Рис. 4.1. Лучевая диаграмма зависимости мощности трактора от силы тяги

Выберем на графике функции  $N_{кр}(P_{кр})$  точку  $a$ , вертикальная координата которой равна текущему значению тяговой мощности  $ab = N_{кр.a}$ , горизонтальная – текущему значению силы тяги  $ob = P_{кр.a}$ . Из графика следует, что

$$k = \frac{ab}{ob} = \frac{N_{кр.a}}{P_{кр.a}}.$$

Примем гипотезу, что отношение  $N_{\text{кр.а}}/P_{\text{кр.а}}$  характеризует энергетические затраты на получение единицы силы тяги. Назовем указанное отношение коэффициентом энергетических затрат и обозначим  $\epsilon_{\text{кр}}$ . Поскольку  $N_{\text{кр}} = P_{\text{кр}} g_p$ , коэффициент энергетических затрат по значению равен рабочей скорости тракторного агрегата  $\epsilon_{\text{кр}} = |g_p|$ . Следовательно, рабочую скорость агрегата, м/с, можно рассматривать как меру энергии, затрачиваемую на создание единицы силы тяги, кВт/кН. На рис. 4.1 наклон лучевого графика  $oa$  функции  $N_{\text{кр}}(P_{\text{кр}})$  характеризуется углом  $\beta$ , равным  $\alpha = \arctg |g_p|$ .

Введя в это отношение значение тягового КПД, получим полные энергетические затраты мощности на единицу силы тяги:

$$\epsilon_e = N_{\text{кр.а}}/P_{\text{кр.а}} \eta_{\text{тяг}}$$

**Коэффициент полных энергетических затрат равен**

$$\epsilon_e = |g_p| / \eta_{\text{тяг}}$$

Значение  $\epsilon_e > \epsilon_{\text{кр}}$ , так как в нем учитываются потери в трансмиссии, на буксование и перекачивание.

На рис. 4.1 при учете потерь лучевой график  $oa$  займет положение  $oc$  под углом к оси абсцисс  $\gamma = \arctg |g_p| / \eta_{\text{тяг}}$  и будет характеризовать функцию  $N_e(P_{\text{кр}})$ . Тяговое КПД будет оцениваться отношением отрезков  $\eta_{\text{тяг}} = ab/cb$ . Лучевые графики (см. рис. 4.1) представляют графическую интерпретацию функций  $N_{\text{кр}}(P_{\text{кр}})$  и  $N_e(P_{\text{кр}})$  при заданной постоянной скорости или мощностную характеристику трактора. Изменяющиеся значения потерь в трансмиссии при переключении передач, на буксование и качение являются функцией коэффициента энергетических потерь  $\epsilon_e$ .

При реализации мощности через МОМ энергия расходуется на создание крутящего момента на входном валу агрегатируемой машины. Потребляемая мощность на валу механизма отбора мощности равна

$$N_{\text{МOM}} = M_{\text{КР.СХМ}} \omega_{\text{СХМ}},$$

где  $M_{\text{КР.СХМ}}$  — крутящий момент на входном валу агрегируемой машины;

$\omega_{\text{СХМ}}$  — частота вращения входного вала агрегируемой машины, равная частоте вращения приводного вала MOM ( $\omega_{\text{СХМ}} = \omega_{\text{МOM}}$ ).

Коэффициент энергетических затрат MOM равен отношению

$$\epsilon_{\text{МOM}} = N_{\text{МOM}} / M_{\text{КР.СХМ}}$$

или по значению равен угловой скорости вала MOM

$$\epsilon_{\text{МOM}} = |\omega_{\text{МOM}}|.$$

Коэффициент энергетических затрат с учетом потерь на привод вала отбора мощности равен

$$\epsilon_{\text{МOM.ПР}} = |\omega_{\text{МOM}}| / \eta_{\text{МOM}}.$$

При тяговой концепции использования трактора эксплуатационная мощность двигателя трактора реализуется на создание силы тяги, оценивается коэффициентом энергетических затрат или рабочей скоростью тракторного агрегата. При тягово-энергетической концепции мощность двигателя реализуется одновременно на создание силы тяги и привод активных рабочих органов агрегируемой машины, оценивается коэффициентами энергетических затрат на создание тяги и привод MOM или рабочей скоростью агрегата и угловой частотой вращения вала MOM.

Эксплуатационную мощность двигателя трактора на режиме номинальной силы тяги при тяговой концепции использования запишем в виде

$$N_e = \frac{\epsilon_{\text{КР}} P_{\text{КР.НОМ}}}{\eta_{\text{ТЯГ}}} = \epsilon_e P_{\text{КР.НОМ}}. \quad (4.3)$$

Для определения тягового КПД Трепененков И.И. предлагает уравнение [3]:

$$\eta_{\text{ТЯГ}} = \eta_{\text{ТР}} \frac{(1 - \delta)\varphi_{\text{КР}}}{\varphi_{\text{КР}} + f/\lambda}, \quad (4.4)$$

где  $\delta$  – буксование;

$\varphi_{\text{КР}}$  – коэффициент использования сцепного веса, равный отношению

$$\varphi_{\text{КР}} = P_{\text{КР.НОМ}} / G_{\text{СЦ}};$$

$f$  – коэффициент сопротивления качению;

$\lambda$  – коэффициент учета нагрузки на ведущие колеса, равный отношению сцепного веса к эксплуатационному ( $\lambda = G_{\text{СЦ}} / G_{\text{ЭКС}}$ ).

Подставив тяговый КПД в уравнение (4.3), получим

$$N_e = \frac{\varepsilon_{\text{КР}} P_{\text{КР.НОМ}} (1 + \frac{f}{\lambda \varphi_{\text{КР}}})}{\eta_{\text{ТР}} (1 - \delta)}. \quad (4.5)$$

Заменив в формуле (4.5) коэффициенты  $\lambda$  и  $\varphi_{\text{КР}}$  их выражениями:

$$N_e = \frac{\varepsilon_{\text{КР}} (P_f + P_{\text{КР.НОМ}})}{\eta_{\text{ТР}} (1 - \delta)}. \quad (4.6)$$

После преобразования

$$N_e = \frac{N_{\text{КР}} (1 + \frac{P_f}{P_{\text{КР.НОМ}}})}{\eta_{\text{ТР}} (1 - \delta)}. \quad (4.7)$$



В формуле (4.7) отношение  $P_f / P_{\text{кр.ном}}$  — безразмерная величина, характеризующая долю энергии, затрачиваемой на сопротивление перекачиванию. Поскольку  $P_f = fG_{\text{ЭКС}}$  и  $P_{\text{кр.ном}} = \Phi_{\text{кр}}G_{\text{СЦ}}$ , то это отношение равно

$$\frac{P_f}{P_{\text{кр.ном}}} = \frac{f}{\Phi_{\text{кр}}\lambda}.$$

При тяговой концепции эксплуатационная мощность двигателя затрачивается на создание силы тяги и преодоление сопротивления качению:

$$N_e = \frac{N_{\text{кр}}}{\eta_{\text{ТР}}(1-\delta)} + \frac{N_{\text{кр}} \frac{f}{\lambda\Phi_{\text{кр}}}}{\eta_{\text{ТР}}(1-\delta)} \quad (4.8)$$

или

$$N_e = N_{e,\text{кр}} + N_{e,f}.$$

Запишем приведенные уравнения в виде

$$1 = \frac{N_{e,\text{кр}}}{N_e} + \frac{N_{e,f}}{N_e}.$$

Отношения  $\frac{N_{e,\text{кр}}}{N_e}$  и  $\frac{N_{e,f}}{N_e}$  характеризуют распределение мощности на создание силы тяги и силы сопротивления качению.

При тягово-энергетической концепции использования трактора эксплуатационная мощность двигателя трактора равна мощности, затрачиваемой на преодоление сопротивлений перекачиванию трактора и агрегатируемой машины, мощности для выполнения полезной работы или на развитие силы тяги и мощности, реализуемой через МОМ.

$$N_e = \frac{N_{\text{кр}}}{\eta_{\text{тр}}(1-\delta)} + \frac{N_{\text{кр}} \frac{f}{\lambda \varphi_{\text{кр}}}}{\eta_{\text{тр}}(1-\delta)} + \frac{N_{\text{мом}}}{\eta_{\text{мом}}}. \quad (4.9)$$

Введем в формулу (4.9) в качестве аргумента силу тяги  $P_{\text{кр.ном}}$ ,  $M_{\text{кр.схм}}$  и запишем в виде

$$N_e = \frac{\varepsilon_{\text{кр}} P_{\text{кр.ном}}}{\eta_{\text{тр}}(1-\delta)} + \frac{\varepsilon_{\text{кр}} P_{\text{кр.ном}} \frac{f}{\lambda \varphi_{\text{кр}}}}{\eta_{\text{тр}}(1-\delta)} + \frac{\varepsilon_{\text{мом.пр}} M_{\text{кр.схм}}}{\eta_{\text{мом}}}. \quad (4.10)$$

В первой и второй составляющей формулы (4.10) общими критериями являются коэффициент энергетических затрат  $\varepsilon_{\text{кр}}$  и сила тяги  $P_{\text{кр.ном}}$ . Первая составляющая определяет мощность двигателя, затрачиваемую на создание только силы тяги, вторая – мощность, затрачиваемую на перекачивание тракторного агрегата при этой силе тяги, третья составляющая определяет затраты мощности на привод MOM.

Каждую из составляющих уравнения (4.10) можно рассматривать как отдельную функцию. В общем виде уравнение описывает тягово-энергетическую концепцию использования трактора. При  $M_{\text{кр.схм}} = 0$  уравнение описывает тяговую концепцию использования трактора. Возможен случай, когда  $P_{\text{кр}} = 0$ , мощность затрачивается на преодоление сопротивления перекачиванию агрегата и на передачу ее на MOM – энергетическая концепция использования трактора.

Построим графики функций  $N_f(P_f)$ ,  $N_{\text{кр}}(P_{\text{кр.ном}})$ ,  $N_{\text{мом}}(M_{\text{кр.схм}})$ . Примем (рис. 4.2) за ось ординат мощность, на оси абсцисс отложим силу сопротивления перекачиванию тракторного агрегата на холостом ходу.

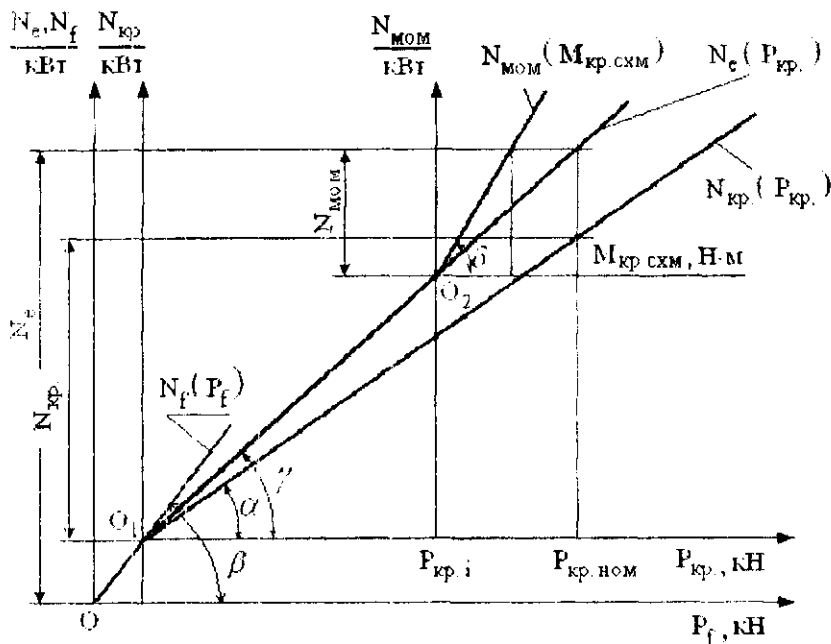


Рис. 4.2. Лучевая диаграмма мощностной характеристики тягово-энергетической концепции использования трактора

Угол наклона лучевого графика функции  $N_f(P_f)$  к оси абсцисс равен

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{N_f}{P_f} \approx \operatorname{arctg} \varepsilon_f, \quad (4.11)$$

где  $P_f = fG_{\text{экс}}$ ;

$$N_f = P_f \vartheta_{xx};$$

$\vartheta_{xx}$  – скорость тракторного агрегата без нагрузки;

$\varepsilon_f$  – коэффициент энергетических затрат на перекачивание трактора без нагрузки.

Отложим значение  $P_f$  на оси абсцисс, ордината из этой точки при пересечении лучевого графика функции  $N_f(P_f)$  определяет значение мощности, затрачиваемой на сопротивление перекачиванию.

Примем отмеченную точку  $O_1$  за начало координат графика функции  $N_{кр}(P_{кр.ном})$  и построим лучевой график этой функции. Угол наклона лучевого графика функции  $N_{кр}(P_{кр.ном})$  равен

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{N_{кр}}{P_{кр.ном}} = \operatorname{arctg} \varepsilon_{кр}. \quad (4.12)$$

Отметив значение  $P_{кр.ном}$  на оси абсцисс нового графика, получим при пересечении ординаты из этой точки с графиком функции  $N_{кр}(P_{кр.ном})$  значение крюковой мощности тракторного агрегата при тяговой концепции его использования. Введя значение тягового КПД в формулу (4.12), получим угол наклона лучевого графика функции  $N_e(P_{кр.ном})$ :

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{N_e}{P_{кр.ном} \eta_{тяг}} = \operatorname{arctg} \varepsilon_e.$$

Предположим, что при некотором значении силы тяги (точка  $O_2$ ) часть мощности реализуется через МОМ. Примем точку  $O_2$  за начало координат графика функции  $N_{мом}(M_{кр.схм})$  и построим его лучевой график.

Угол наклона к оси абсцисс лучевого графика функции  $N_{мом}(M_{кр.схм})$  равен

$$\delta = \operatorname{arctg} \frac{N_{мом}}{M_{кр.схм}} = \operatorname{arctg} \varepsilon_{мом}.$$

В полном виде графики функции  $N_{мом}(M_{кр.схм})$  представляют тягово-энергетическую концепцию использования трактора.

При энергетической концепции использования трактора график имеет вид, показанный на рис. 4.3. За начало координат графика функции  $N_{\text{МOM}}(M_{\text{кр.схм}})$  принимается точка  $O_1$ .

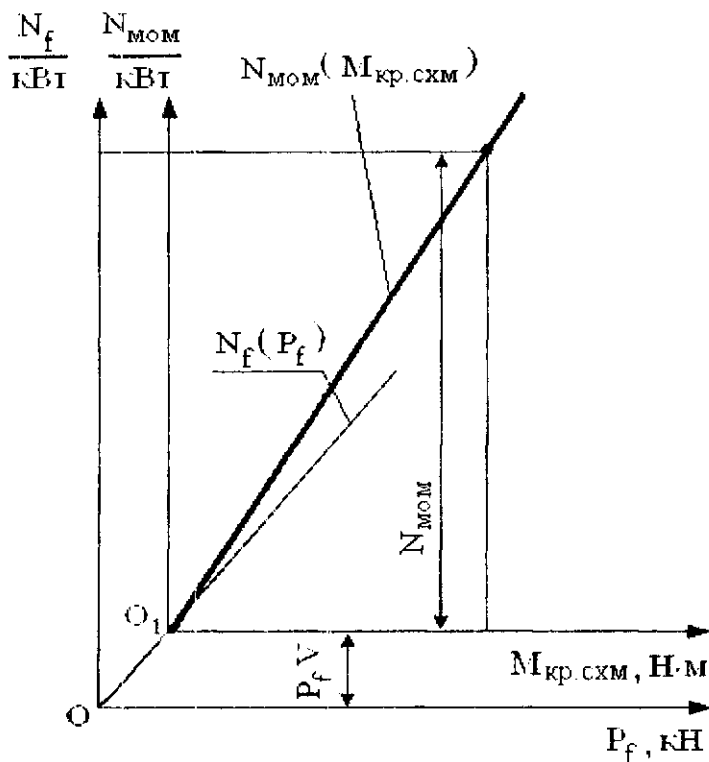


Рис. 4.3. Лучевая диаграмма мощностной характеристики энергетической концепции использования трактора

На рис. 4.4 приведена лучевая диаграмма мощностной характеристики трактора «Беларус-2522» с дизелем мощностью 184 кВт, построенная по предлагаемой методике. При построении в качестве исходных данных приняты: эксплуатационная масса  $G = 10400$  кг, скорость на холостом ходу  $\vartheta = 2,75$  м/с, скорость рабочая  $\vartheta_p = 2,31$  м/с, коэффициент сопротивления перека-

тыванию  $f = 0,09$  и тяговый КПД  $\eta_{\text{ТЯГ}} = 0,6$ . При текущем значении  $P_{\text{кр}} = 40$  кН лучевая характеристика дополнена отбором мощности через вал МОМ при частоте вращения хвостовика вала МОМ  $\omega_{\text{МОМ}} = 9 \text{ с}^{-1}$ . Результаты расчетов лучевой диаграммы мощностной характеристики трактора «Беларус-2522» при тяговой и тягово-энергетической концепциях использования приведены на графиках характеристики.

Из построенной диаграммы следует, что номинальная сила тяги  $P_{\text{кр.ном}} = 50$  кН трактора с дизелем мощностью 184 кВт обеспечивается при принятых значениях скорости и тяговом КПД равном 0,6. При использовании привода МОМ при силе тяги  $P_{\text{кр}} = 25$  кН и угловой скорости хвостовика МОМ  $\omega_{\text{МОМ}} = 9 \text{ с}^{-1}$ , мощность, реализуемая через МОМ, составляет 76 кВт.

Построена расчетно-графическим методом лучевая диаграмма трактора, позволяющая оценивать использование мощности трактора при различных концепциях его использования. Анализ показывает, что при построении диаграммы можно решать задачи по определению мощности дизеля или проверять достаточность ее для получения заданной номинальной силы тяги; определять рабочие скорости трактора при заданных параметрах мощности и тяги; проверять достаточность мощностных параметров трактора при агрегатировании с орудиями и машинами при известных значениях затрат мощности; оценивать достаточность мощности трактора при одновременном отборе ее через вал МОМ и другие задачи.

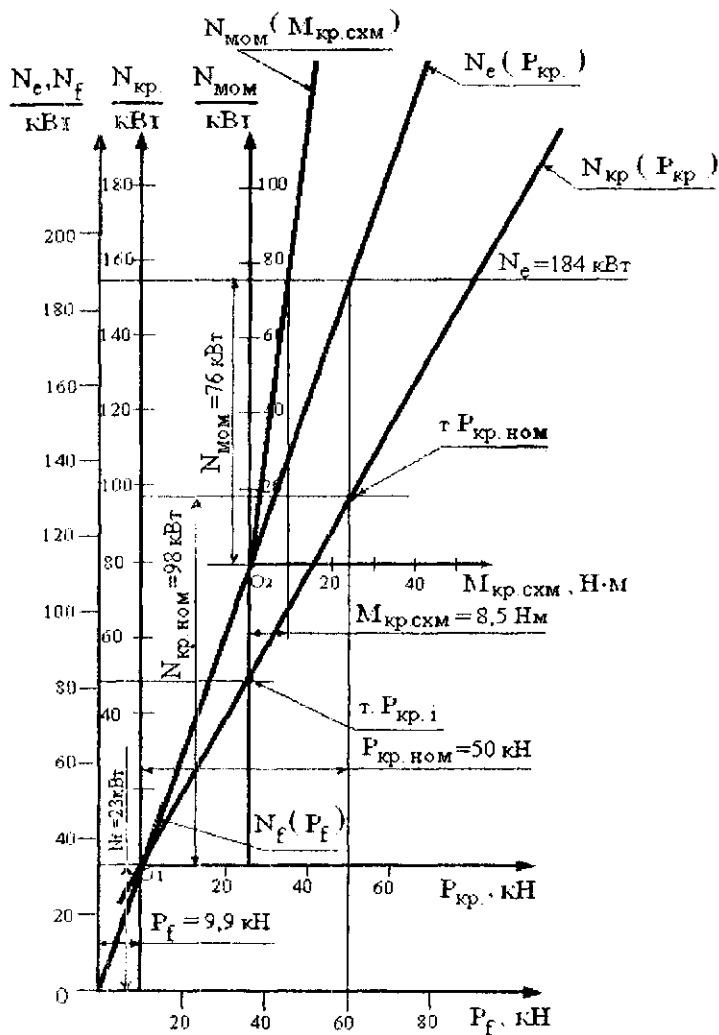


Рис. 4.4. Лучевая диаграмма мощностной характеристики трактора «Беларус-2522» с двигателем мощностью 184 кВт на IX передаче при тяговой и тягово-энергетической концепциях использования

## Глава 5. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТРАКТОРОВ «БЕЛАРУС» ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ РАБОТ

Тракторы сельскохозяйственные для согласования их работы с сельскохозяйственными машинами и орудиями классифицируются. Совокупность тракторов, классифицированных по одному признаку, называют типоразмерным рядом. В качестве классификационного признака принимается либо тяговое усилие, либо тяговая мощность [5, 6]. Тяговое усилие  $P_{кр}$  в качестве классификационного признака было предложено еще в 1941 г. группой ведущих специалистов в области тракторостроения во главе с Давидом Абрамовичем Чудаковым. Предложенный классификационный признак был принят в основу типажа тракторов, выпускаемых многими заводами бывшего Союза.

В функции от тягового усилия можно выразить тягово-динамические (тяговая мощность, скорость, буксование, тяговый КПД) и топливно-экономические (часовой и удельный расход топлива) показатели. В качестве оценочной классификационной точки принимается номинальное тяговое усилие  $P_{кр,ном}$ . Международной системой машин [7] определено, что трактор должен работать с наибольшей экономичностью при значении буксования не более 18 % с ходовой системой 4К2, 16 % – 4К4 и 5 % – с гусеничной ходовой системой. Точка наибольшей экономичности при работе трактора находится в зоне максимального значения тягового КПД. Исходя из изложенного, следует, что классификационная точка  $P_{кр,ном}$  находится в диапазоне тяги между максимальным значением тягового КПД и агротехнически допустимым буксованием. Следует отметить, что ГОСТ 24096-80 уточняет агротехнически допустимое буксование при определении  $P_{кр,ном}$ , устанавливая для тракторов с ходовой системой 4К2 значение буксования 16 %, 4К4 – 14 % и для гусеничных тракторов – 5 %.

По величине тягового усилия  $P_{кр,ном}$  устанавливается класс трактора [5]. Тракторы сельскохозяйственные по типуажу НАТИ разделены на десять классов (0,2; 0,6; 0,9; 1,4; 2; 3; 4; 5; 6; 8).

В международной практике для классификации тракторов используется конструктивный признак трактора – категория навесно-



го устройства. Категория навесного устройства устанавливается на тракторе по значению максимальной тяговой мощности, полученной при испытании трактора в соответствующей комплектации и при определенных условиях испытаний. По стандартам ИСО 730/1 и ИСО 730/2-82 устанавливаются четыре категории навесного устройства. Расчетами проведено сопоставление этих классификационных признаков тракторов, включенных в типаж [4]. Так, например, трактор класса 1,4 может иметь 1 и 2 категорию навесного устройства.

Какой из признаков классификации трактора является более приемлемым, более рациональным? Во-первых, в работе [4] отмечается, что классификация по  $P_{кр.ном}$  не отражает функцию трактора как мобильного источника энергии, что особенно важно при тягово-энергетической и энергетической концепциях его использования. Во-вторых, конечный потребитель трактора, а это может быть фермер, арендатор или другой пользователь может и не знать, что такое номинальная сила тяги, ее значение у применяемого трактора. Ему необходим другой параметр или признак трактора, по которому он мог бы безошибочно агрегатировать трактор с машинами и орудиями. Таким более рациональным для потребителя, следует полагать, является признак классификации трактора по категории навесного устройства, когда на трактор можно навесить машину или орудие, имеющее аналогичное навесное устройство. Классификационный признак  $P_{кр.ном}$  необходим в большей степени разработчикам тракторов, чтобы иметь параметр для расчетов при составлении типажей, типоразмерных рядов разрабатываемой техники или специалистам для составления оптимальных агрегатов трактора и орудий.

Тягово-цепные свойства и скоростные качества, экономичность проектируемого трактора закладываются на этапе разработки технического задания. Первоначально они оцениваются при расчете и анализе теоретической тяговой характеристики. Тяговая характеристика служит для совокупной оценки превращаемых энергетических затрат в работу. Критериями оценки работы является сила тяги и скорость.

Отношение  $\frac{N_{\text{КР}}}{P_{\text{КР}}}$ , как отмечалось ранее, принятое при постоян-

ной скорости, названо коэффициентом энергетических затрат  $\epsilon_{\text{КР}}$ . Следовательно, рабочая скорость рассматривается как мера энергии, затрачиваемой на создание единицы силы тяги.

Проведенный анализ по принятому коэффициенту энергетических затрат экспериментальных и расчетных тяговых характеристик показывает, что тракторы «Беларус» мощностью 44 кВт и более обеспечивают номинальную силу тяги при скорости 2,22–2,50 м/с. Следовательно, коэффициент энергетических затрат на создание номинального значения силы тяги составляет 2,22–2,50 кВт/кН. Коэффициент полных энергетических затрат учитывает потери на перекатывание, буксование, потери в трансмиссии и равен  $\epsilon_c = \epsilon_{\text{КР}} / \eta_{\text{ТЯГ}}$ . Приняв по результатам анализа  $\eta_{\text{ТЯГ}} = 0,6$ , коэффициент  $\epsilon_c = 3,7\text{--}4,17$  кВт/кН. Малогабаритные тракторы имеют при номинальной силе тяги оптимальную рабочую скорость 1,67–1,94 м/с, коэффициенты энергетических затрат, соответственно, равны  $\epsilon_{\text{КР}} = 1,67\text{--}1,94$  кВт/кН и  $\epsilon_c = 2,78\text{--}3,23$  кВт/кН.

На рис. 5.1 приведены графики функции  $N_{\text{КР}}(P_{\text{КР.НОМ}})$  при скоростях 1,67 и 1,94 м/с, на которые нанесены значения номинальной силы тяги классов тракторов «Беларус». Номинальная сила тяги каждого класса имеет пределы минимального и максимального значения или диапазон  $P_{\text{КР.МАКС}} - P_{\text{КР.МИН}}$ . Этот диапазон определяется принятым при формировании типоразмерного ряда тракторов «Беларус» допуском. Принято, что  $P_{\text{КР.МИН}} = 0,9P_{\text{КР.НОМ}}$  и  $P_{\text{КР.МАКС}} = 1,25P_{\text{КР.НОМ}}$  по всем классам тракторов и только в классе 0,3 для мотоблоков  $P_{\text{КР.МАКС}} = 1,4P_{\text{КР.НОМ}}$ . Ординаты, восстановленные из крайних точек максимального и минимального значений силы тяги, в точках пересечения с графиком функции  $N_{\text{КР}}(P_{\text{КР.НОМ}})$  определяют пределы крюковой мощности каждого класса.



Рис. 5.1. Типоразмерный ряд тракторов «Беларус»

На указанные графики нанесены точки, соответствующие номинальной силе тяги выпускаемых и разрабатываемых тракторов. Полученная графическая интерпретация типоразмерного ряда тракто-

ров «Беларус» показывает, что тракторы кл. 1,4 и 2,0 не имеют дискретного промежутка, между тракторами кл. 2,0 и 3,0 дискретный промежуток равен 2,0 кН, а между тракторами кл. 3,0 и 5,0 дискретный промежуток составляет 7,5 кН. Следует полагать, что этот дискретный промежуток может быть заполнен трактором мощностью 150–160 кВт с номинальной силой тяги 40 кН.

Графическая интерпретация малогабаритных тракторов, построенная при скорости 1,67 м/с, показывает, что между классами тракторов отсутствуют дискретные промежутки по тяге и трактор «Беларус-620» при принятой скорости находится в кл. 1.4.

Коэффициент энергетических затрат, следует полагать, является универсальным показателем для анализа и расчета мощностных и тяговых параметров трактора. Например, расчет трактора мощностью 220 кВт при агротехнической скорости равной 2,22 м/с, соответственно, коэффициенте энергетических затрат равным 2,22 кВт/кН и тяговом КПД – 0,6, определяет значение силы тяги трактора равное  $P_{кр\ ном} = 49,6$  кН.

Номинальная сила тяги рассчитывается и принимается из условия обеспечения работы трактора в агрегате с орудием, требующим наибольшее тяговое усилие. Таким орудием еще по предложению Чудакова Д.А. предложен плуг. Усилие, требуемое от трактора при работе с плугом, приравнивается к сопротивлению почвы при вспашке и равно

$$F_{пл} = BHif_{пл},$$

где  $B$  – ширина захвата одного корпуса плуга, м;

$H$  – глубина вспашки, м;

$i$  – число корпусов, шт.;

$f_{пл}$  – удельное сопротивление почвы, кН/м<sup>2</sup>.

Удельное сопротивление почвы в зависимости от агрофонов может изменяться от 30,4 до 78,5 кН/м<sup>2</sup>, на наиболее применяемых агрофонах составляет не менее 58,8 кН/м<sup>2</sup>. Но это значение удельного сопротивления не остается постоянным, под воздействием ходовых систем тракторов на почву в ходе рабочего процесса плотность ее увеличивается, что увеличивает сопротивление плуга при вспашке. В табл. 5.1 приведены тяговые сопротивления машинно-

тракторных агрегатов (МТА) при выполнении основных сельскохозяйственных работ с тракторами различных классов [8]. Режимы работы агрегатов принимаются в зависимости от удельного сопротивления и требуемой глубины обработки почвы.

Таблица 5.1

Тяговое сопротивление МТА при выполнении сельскохозяйственных работ

Вид с.-х. работ	Удельное сопротивление почвы, кН/м <sup>2</sup>	Глубина обработки, см	Номинальное тяговое усилие, кН	Применяемое орудие	Тяговое сопротивление, кН
Обработка почвы пахотными и агрегатами	50,0-58,9	25-27	14	Плуг, количество корпусов, шт. 3	12,5-14,5
			30	Количество корпусов, шт. 6	28,9-33,5
			50	Количество корпусов, шт. 8	39,1-45,6
			50	Количество корпусов, шт. 9	43,7-51,0
Культивация и боронование		8-10	14	Культиватор	9,4-10,6
			30	КПС-4 с боронами БЗСС-1,0	17,3-20,4
			50		37,7-42,4
Посев зерновых			14	Сеялка СЗ-3,6 2 шт., ширина захвата 7,2 м	10,6
			30	4 шт. ширина захвата 14,4 м	28,2
			50	6 шт. ширина захвата 21,6 м	42,4

Тяговое усилие трактора при заданном тяговом сопротивлении не постоянно и зависит от скорости МТА при выполнении работы. Применяемые скоростные сельхозмашины рассчитаны для работы в диапазоне рабочих скоростей 9-15 км/ч. Мощность трактора при выполнении сельскохозяйственных работ наиболее эффективно используется на скоростях 9-12 км/ч, при которых тяговое усилие трактора близко к номинальному и тяговый КПД трактора на этих

скоростях наибольший. В табл. 5.2 приведены рекомендуемые рабочие скорости при выполнении различных видов сельскохозяйственных работ с тракторами в составе со скоростными сельхозмашинами [8].

Таблица 5.2

Рекомендуемые рабочие скорости движения и энергетические затраты при выполнении сельскохозяйственных работ МТА

Вид с.-х. работ	Диапазон рабочих скоростей, км/ч	Коэффициент энергетических затрат, кВт/кН
Сплошная обработка почвы (пахота, боронование, культивация)	8-12	2,22-3,33
Внесение удобрений	8-12	2,22-3,33
Посев (посадка)		
– зерновых	8-14	2,22-3,89
– кукурузы	8-12	2,22-3,33
– картофеля	6-10	1,67-2,78
Обработка междурядий:		
– культивация кукурузы	8-12	2,22-3,33
– рыхление междурядий свеклы	8-10	2,22-2,78
– окучивание картофеля	8-12	2,22-3,33
Уборочные работы:		
– кукурузы на зерно	7-10	1,94-2,78
– картофеля	6-9	1,67-2,5
– свеклы	7-10	1,94-2,78
Заготовка кормов:		
– трава на сено	8-12	2,22-2,78
– кукурузы на силос	7-12	1,94-3,33
Работы противозрозионные	8-12	2,22-3,33
Снегозадержание	8-12	2,22-3,33
Транспортные работы	10-25	2,78-6,94

Для согласования трактора с сельхозмашинами построим номограмму (рис. 5.2) функции  $N_{кр}$  ( $P_{кр,ном}$ ) при скоростях от 3 до 40 км/ч.

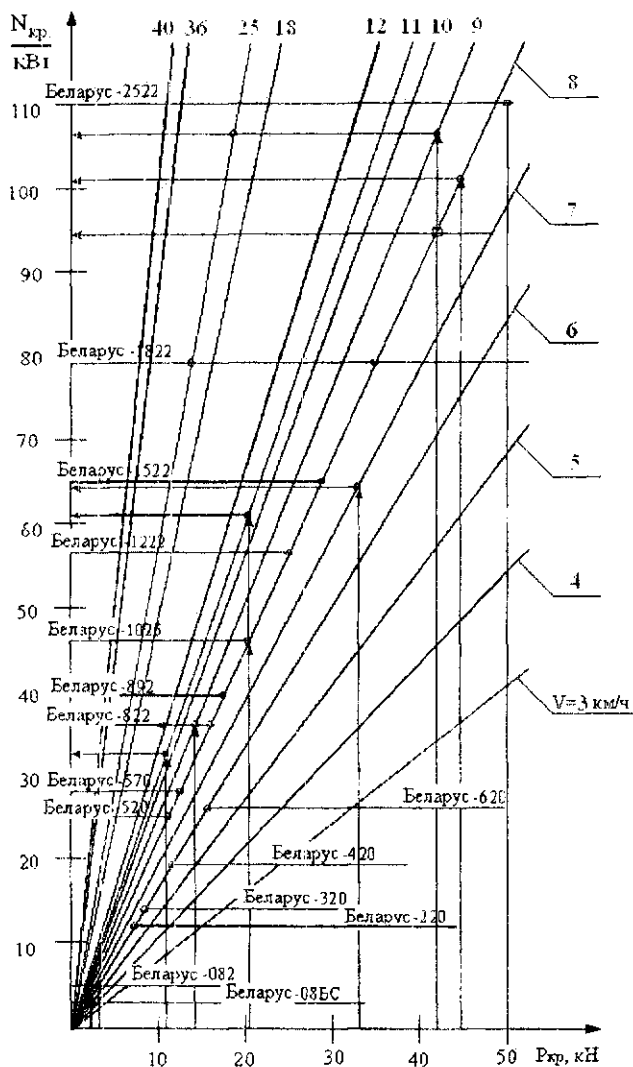


Рис. 5.2. Номограмма типоразмерного ряда тракторов «Беларус»

На номограмму нанесем типоразмерный ряд тракторов «Беларус», приняв в качестве параметра согласования номинальное тяговое усилие при рабочей скорости 8 км/ч для тракторов мощностью от 44 до 184 кВт и при скорости 6 км/ч для малогабаритных тракторов. Приняв значения тягового сопротивления (см. табл. 5.1) и скорости (см. табл. 5.2), путем графических построений определим возможность выполнения работы той или иной моделью трактора. Например, тяговое сопротивление 8-корпусного плуга равно 45,6 кН, определим модель трактора, в составе с которым пахоту с принятым плугом можно выполнить с наибольшей скоростью. Проведя графические построения (см. рис. 5.2), определим, что с наибольшей скоростью пахота может быть выполнена в агрегате с трактором «Беларус-2522». Однако из номограммы следует, что эту работу может выполнить и трактором «Беларус-1822» со скоростью 6 км/ч, а также трактором «Беларус-1522» со скоростью 5 км/ч. Из номограммы также следует, что предельно допустимая скорость пахоты трактором «Беларус-2522» равна 8,7 км/ч при тяговом сопротивлении 45,6 кН. На рис. 5.2 аналогичные построения приведены и для работы трактора с культиватором и боронами при тяговом сопротивлении 42,4 кН. Наибольшая скорость культивации агрегата в составе с трактором «Беларус-2522» равна 9,2 км/ч при тяговом сопротивлении 42,4 кН.

Использование номограммы (см. рис. 5.2) позволяет по заданному значению тягового сопротивления сельскохозяйственного орудия определять возможность применения конкретной модели трактора и скорость выполнения сельскохозяйственной работы, а также решать другие задачи, в том числе определять тяговое усилие при выполнении работы разными моделями тракторов. Например, транспортные работы при скорости 25 км/ч могут быть выполнены тракторами «Беларус-2522» и «Беларус-1822» при возможном тяговом усилии соответственно 19,5 и 11,5 кН.



## **Глава 6. РЕЖИМЫ И ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА**

### **6.1. Режимы работы тракторного агрегата**

Режим работы двигателя не только влияет, но и определяет режим работы трактора. В зависимости от количества топлива, подаваемого в цилиндры двигателя, создается на его маховике крутящий момент, реализуемый трансмиссией или механизмом отбора мощности.

В действительности трактор расходует топливо в зависимости от вида выполняемой работы. Но для одной и той же работы, например, обработки почвы расход топлива будет изменяться в зависимости от типа и характеристики, от вида обработки почвы (пахота, культивация, боронование) и т.д. При реализации мощности через механизм отбора расход топлива зависит от нагрузки, частоты вращения вала отбора мощности.

Работа трактора характеризуется режимом нагрузки, зависит от внешних сопротивлений на рабочие органы тяговой машины и от сопротивлений взаимодействия с рабочим телом. Режим нагрузки оценивается реализуемой мощностью и частотой вращения коленчатого вала двигателя. Работа трактора как тягового средства может быть сведена к двум режимам:

- а) работа на режиме максимальной мощности;
- б) работа с наибольшей скоростью при средней нагрузке.

В обоих случаях частота вращения двигателя зависит или близка к номинальной. Нагрузка при работе трактора не постоянна, изменяется в достаточно широких пределах. Чтобы избежать частого переключения передач, изменения частоты вращения двигателя, рекомендуется трактор использовать на режиме при мощности равной 85 % от максимальной мощности двигателя. Таким образом, сохраняется запас мощности около 15 %, который и обеспечивает стабильность работы тракторного агрегата. Под средней нагрузкой принято принимать нагрузку, требующую затрат мощности до 50 % от предыдущего режима.

При работе трактора с использованием вала механизма отбора мощности также имеют место два режима работы:

1) работа с принятой стандартной частотой вращения вала 540 и 1000 мин<sup>-1</sup> и максимальной мощностью, которую можно получить на принятом скоростном режиме. Этот режим соответствует ранее рассмотренному режиму максимальной мощности (а);

2) работа со стандартной частотой вращения вала механизма отбора мощности и при средней нагрузке, что соответствует режиму (б). При этом принимается, что скоростной режим двигателя соответствует номинальному.

Принятые режимы работы трактора являются наиболее экономичными и принимаются для оценки расхода топлива при испытаниях и сравнительной оценке тракторов разных изготовителей.

## 6.2. Параметры работы тракторного агрегата

**Мощность** – энергетическая характеристика, равная работе за интервал времени ее совершения. Мощность характеризует энергетические затраты на выполнение работы и оценивается в кВт. Энергия, выделяемая при сгорании топлива или индикаторная мощность, расходуется на преодоление механических потерь в самом двигателе и оставшаяся часть энергии поступает к агрегатам трансмиссии и др. На тракторе двигатель оценивается эффективной мощностью, т.е. мощностью, снимаемой с коленчатого вала и передаваемой на трансмиссию или механизм отбора мощности.

Как отмечалось ранее, только часть энергии, от введенной с топливом в цилиндры дизельного двигателя, используется на тракторе для совершения полезной работы. Оставшаяся часть энергии является непроизводительной, неиспользуемой. Значение эффективного КПД дизельного двигателя при его совершенствовании может изменяться в ограниченных пределах.

На значение эффективного КПД двигателя оказывают значительное влияние организация рабочего процесса, в особенности процессов смесеобразования и сгорания, тепловой режим двигателя, смазочная система, а также система впрыска при соответствующей регулировке и улучшении наполнения цилиндров. В настоящее время наиболее эффективным способом повышения экономичности и улучшения экологических показателей является применение современных систем электронного управления работой дизельных двигателей.

При работе тракторного агрегата тракторист, воздействуя на педаль подачи топлива, увеличивает или уменьшает количество топлива, подаваемого в цилиндры двигателя, и тем самым изменяет эффективную мощность при выполнении полезной работы.

Используемая в сельскохозяйственном производстве тракторная техника имеет большой диапазон мощности: от 5–8 кВт – малогабаритные тракторы до 250 кВт и более – тракторы общего назначения. От мощности двигателя зависит основной параметр тракторного агрегата – сила тяги или способность его использовать с высокоэффективными производительными машинами и орудиями, тем самым обеспечивать наибольшую производительность при выполнении работы.

Использование трактора малой мощности на тяжелых работах приведет к преждевременному износу основных агрегатов и последующему перерасходу топлива. Трактор большой мощности, используемый на «легких» работах и на небольших участках, потребует большого расхода топлива и не обеспечит достаточной производительности. В обоих случаях тракторы будут использоваться не эффективно и расход топлива будет превышать необходимый для выполнения данной работы.

*Частота вращения коленчатого вала дизеля* – параметр, характеризующий двигатель относительно быстроходности или скоростной форсировки. Поскольку эффективная мощность двигателя при прочих равных условиях прямо пропорциональна частоте вращения, то ее в двигателестроении широко используют в качестве средства повышения абсолютных и удельных показателей. Предельное значение частоты вращения ограничивается надежностью механизмов и систем двигателя. Различают следующие характерные значения частоты вращения: при номинальной мощности, при максимальном крутящем моменте, при минимальном удельном расходе топлива, также частота вращения максимально допустимая при отсутствии внешней нагрузки и минимально устойчивая на холостом ходу.

Для тракторных двигателей характерны рабочие режимы близкие к полным нагрузкам. Частота вращения тракторных дизельных двигателей по сравнению с другими, например, карбюраторными выбирается более низкой. Среднее значение частоты вращения двигате-

лей выборки тракторов мощностью 92–107 кВт равно  $2250 \text{ мин}^{-1}$ , среднеквадратичное отклонение составляет  $140 \text{ мин}^{-1}$  [9].

**Скорость** – является характеристикой движения трактора во времени и измеряется в м/с или км/ч. Поступательное движение трактора осуществляется при взаимодействии движителя, к которому приложен крутящий момент, с одной стороны с остоном трактора, с другой – с опорной поверхностью.

Для колесных сельскохозяйственных тракторов принято три диапазона скоростей: пониженный – от 0,5 до 1,5 км/ч (0,14–0,41 м/с), рабочий – от 6 до 15 км/ч (1,66–4,16 м/с), транспортный – от 16 до 35 км/ч (4,4–9,7 м/с). При выборе параметров трактора, как правило, ориентируются на рабочий диапазон скоростей, причем за рабочую скорость принимают скорость нижнего предела.

**Сила тяги** или усилие на крюке трактора – это некоторая фиктивная сила, которая равна или уравнивается силой сопротивления орудий при взаимодействии с рабочей поверхностью. Классификационным показателем типажа или класса трактора является номинальное крюковое усилие (сила тяги), принимаемое при вспашке окультуренных почв, например, стерня суглинка нормальной влажности.

Тракторы до 1990 г. разрабатывались в соответствии с типажом. В качестве классификационного показателя в типаже было принято номинальное тяговое усилие. Типаж состоял из 14 классов, включающих колесные и гусеничные машины. Класс тракторов 1,4 состоял из базовых моделей – это тракторы МТЗ-50, МТЗ-80 и МТЗ-100 и модификаций – колесных и гусеничных. Колесные модификации этого класса выпускались Минским тракторным заводом, а гусеничные – Кишиневским тракторным заводом.

За рубежом ведущие тракторостроительные фирмы разрабатывают и выпускают тракторы отдельными семействами, причем в качестве критерия классификации тракторов принята мощность двигателя, а также применяют оценку колесных сельскохозяйственных тракторов по максимальной тяговой мощности, полученной при испытаниях трактора на гладкой горизонтальной и сухой бетонированной поверхности или на горизонтальной покрытой травой поверхности.

Одно из мощнейших в мире, тракторостроительное предприятие – Минский тракторный завод в условиях реформирования экономи-

ческих взаимоотношений, появления новых политических реалий и возросшей для отечественных производств ролью рынка нуждался в обоснованно разработанном типаже машин, построенном на методах системного анализа. Реализация такого рационального типоразмерного ряда позволила направленно вести конструкторские разработки, ориентировать производство в перспективном плане, увеличить объём их продаж на внутреннем и мировом рынках [10].

Для построения типоразмерного ряда тракторов на Минском тракторном заводе принята *тягово-энергетическая концепция*. Типоразмерный ряд тракторов «Беларус» формируется из классов, установленных ранее. Гамма тракторов отдельного класса формируется по тяговому усилию, пределы ее определяются минимальным и максимальным значениями. Для каждого класса или гаммы тракторов определяется максимальное значение мощности двигателя. Каждая гамма имеет непрерывный диапазон тяговых усилий. Гаммы тракторов объединяются в единый типоразмерный ряд с дискретными промежутками между гаммами отдельных классов (табл. 6.1) [10].

Таблица 6.1

Тяговые усилия типоразмерного ряда тракторов «Беларус»

Тяговый класс	Тяговое усилие в классе, кН			Мощность двигателя, кВт
	$P_{кр. мин}$	$P_{кр. н}$	$P_{кр. макс}$	
1	2	3	4	5
0,3	2,7	3,0	4,2	18
0,6	5,4	6,0	7,5	36
0,9	8,1	9,0	11,25	53
1,4	12,6	14,0	17,5	83
2,0	18,0	20,0	25,0	125
3,0	27,0	30,0	37,5	180
5,0	45,0	50,0	62,5	257

Отклонение  $P_{кр. мин}$  от значения номинального тягового усилия класса равно 10 %, а  $P_{кр. макс}$  – 25 %, что соответствует статистическим данным. Только в классе 0,3, где разница в фактических значениях не столь значительна,  $P_{кр. макс}$  составляет величину, равную 1,4 от  $P_{кр. н}$ .

В рядовой эксплуатации на сельскохозяйственных операциях использование тракторов ограничено пределами по скорости.

Верхний предел определяет «энергетический барьер», а нижний – ограничение по тягово-сцепным свойствам. Стандартный диапазон скорости достаточно полно отражает все аспекты использования скоростного ряда и отвечает принятому в мировом тракторостроении. Диапазон скоростного ряда совместно с типизированным рядом тяговых усилий позволил оптимизировать мощностной ряд тракторов и обосновать уровни мощности в каждом классе. Для обеспечения реализации тягового усилия на всех ступенях предложенного типоразмерного ряда в стандартизованном интервале скоростей определены верхние уровни мощности по каждому классу (см. табл. 6.1).

Потребители, используя принятую классификацию, могут выбирать тракторы «Беларус» в соответствии с прогнозируемой загрузкой по мощности и тяговому усилию.

### 6.3. КПД компонентов трактора и удельный расход топлива

Освобождаемая при сгорании в цилиндрах энергия топлива передается через сцепление на трансмиссию и далее посредством взаимодействия движителей с опорной поверхностью обеспечивается поступательное движение трактора. Если нагрузка на крюке  $P_{кр} = 0$ , вся энергия расходуется на передвижение. Реализуемая мощность двигателя расходуется на преодоление внутренних потерь в агрегатах трансмиссии трактора и на передвижение  $P_K = P_f$ . При приложении нагрузки на крюке возникает составляющая сопротивления агрегируемого орудия. В этом случае эффективная энергия двигателя совершает работу, эквивалентную сумме потерь в тракторе и внешней нагрузке ( $P_K = P_{кр} + P_f$ ).

Нагрузка на крюке – это и есть результат работы тракторного агрегата, на совершение которой расходуется энергия топлива. Мощностной баланс поступившего в цилиндры двигателя топлива тракторного агрегата с учетом механизма отбора мощности будет иметь вид

$$N_{\Sigma} (G_T, H_T) = \sum_{d=1}^n N_d + \sum_{t=1}^m N_t + \sum_{f=1}^l N_f + \sum_{v=1}^k N_v + N_{\text{МОМ}} + N_{\text{КР}}, \quad (6.1)$$

где  $N_{\Sigma}(G_T, H_T)$  – мощность, эквивалентная энергии поступившего в цилиндры двигателя топлива;

$\sum_{d=1}^n N_d$  – мощность, эквивалентная суммарным потерям энергии

топлива в двигателе;

$\sum_{t=1}^m N_t$  – потери мощности в трансмиссии трактора;

$\sum_{l=1}^l N_l$  – суммарные потери мощности при взаимодействии дви-

жителей с опорной поверхностью;

$\sum_{v=1}^k N_v$  – потери мощности при передаче на вал механизма отбора;

$N_{\text{МОМ}}$  – полезная мощность, затрачиваемая на привод орудий с активными рабочими органами;

$N_{\text{КР}}$  – полезная крюковая мощность;

$G_T$  – часовой расход топлива;

$H_T$  – удельная теплота сгорания топлива (для дизельного топлива  $H_T = 42700$  кДж/кг).

Мощность, эквивалентная введенному топливу, равна сумме потерь и затрат на работу двигателя, в агрегатах трансмиссии, затрат мощности на передвижение и мощности на выполнение полезной работы.

Коэффициент полезного действия тракторного агрегата в общем виде равен отношению мощности на выполнение полезной работы к суммарной энергии введенного топлива:

$$\eta_{\text{АГР}} = \frac{N_{\text{МОМ}} + N_{\text{КР}}}{N_{\Sigma}(G_T, H_T)}.$$

Качественный и количественный анализ процессов, протекающих при сгорании топлива в цилиндрах поршневого двигателя внутреннего сгорания, позволяет определить основные направления расхода

топлива. Схема алгоритма работы поршневого двигателя внутреннего сгорания приведена на рис. 6.1, где рассмотрено расходование теплоты сгорания топлива и совершение работы. При сгорании топлива, выделяемая теплота, идет на увеличение внутренней энергии газов, часть передается рабочему телу охлаждающей системы, выводится с отработавшими газами. Некоторая часть тепловой энергии введенного в цилиндры топлива теряется из-за утечек горючей смеси, вследствие неполного сгорания, а также насосных потерь. Полную работу газов сгоревшего в цилиндре двигателя топлива называют индикаторной. Индикаторная работа в единицу времени – есть индикаторная мощность. Индикаторная мощность расходуется на совершение полезной работы (эффективная мощность), на преодоление механических потерь, включающие потери на трение в самом двигателе и затраты мощности на привод механизмов и узлов обслуживания двигателя при работе (см. рис. 6.1). На холостом ходу индикаторная мощность равна мощности механических потерь.

В действительном цикле не вся работа газов используется на совершение работы. Существуют неустраняемые потери, связанные с утечками горючей смеси, неполнотой сгорания, теплообменом между газами и стенками цилиндров.

Степень использования энергии топлива, поступившей в цилиндры двигателя, характеризует индикаторный КПД ( $\eta_i$ ). Первичной задачей при сжигании топлива является получение наибольшего количества тепловой энергии от единицы (1 кг) введенного в цилиндры топлива. Индикаторный КПД оценивается отношением полезной работы к удельной теплоте сгорания топлива:

$$\eta_i = \frac{A_i}{H_T},$$

где  $A_i$  – полезная работа от тепловой энергии введенного в цилиндры двигателя топлива.

При испытаниях двигателя для вычисления значения индикаторного КПД используется формула

$$\eta_i = 3,6 \cdot 10^3 \frac{N}{G_T \cdot H_T}. \quad (6.2)$$



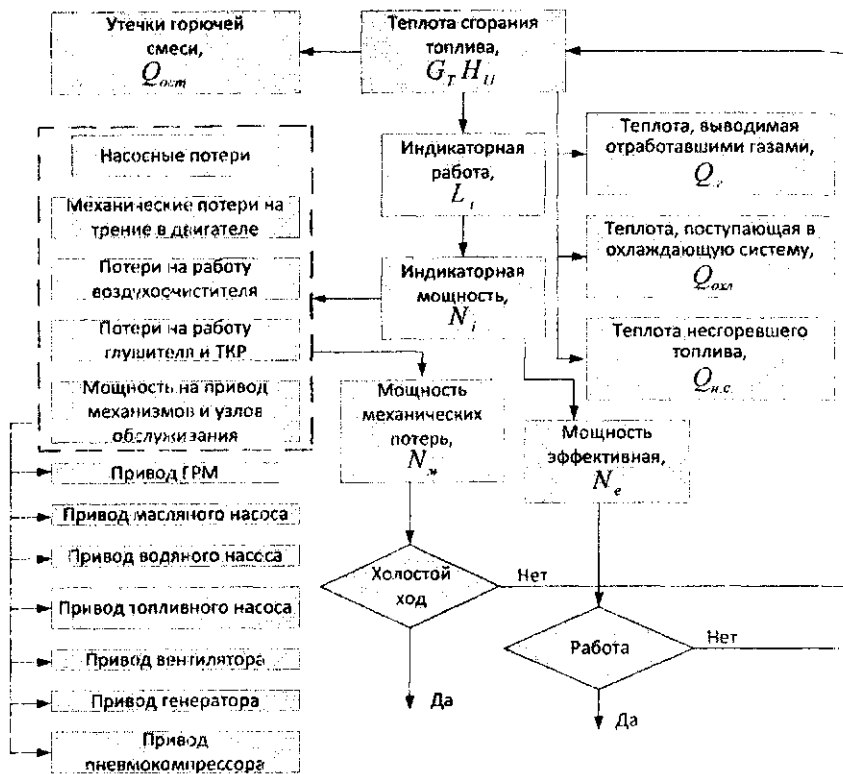


Рис. 6.1. Функциональная схема работы поршневого двигателя внутреннего сгорания

У современных дизелей индикаторный КПД находится в пределах  $\eta_i = 0,38-0,50$ . Приведенное значение индикаторного КПД указывает на то, что только 38–50 % энергии, содержащейся в поступившем в цилиндры топливе, используется на совершение индикаторной работы.

Экономичность индикаторного цикла характеризуется удельным индикаторным расходом топлива равным отношению часового расхода топлива к индикаторной мощности:

$$g_i = 10^3 \frac{G_T}{N_i}$$

После преобразования при подстановке значения  $G_T$  из формулы (6.2) получим выражение для расчета индикаторного удельного расхода топлива:

$$g_i = 3,6 \cdot 10^6 \frac{1}{H_T \eta_i}.$$

Потери в двигателе в значимой степени зависят от режимов работы двигателя, на малых частотах вращения коленчатого вала потери увеличиваются, при увеличении частоты вращения — снижаются. Повышенные потери от ухудшения процесса сгорания топлива, увеличения теплопередачи на малых частотах определяют увеличение индикаторного удельного расхода топлива. Индикаторный удельный расход топлива дизелей находится в пределах  $g_i = 170\text{--}200$  г/кВт·ч.

Возвратно-поступательное, вращательное движение элементов двигателя сопровождается трением. Работа трения зависит от смазочных свойств масла, частоты вращения, температурного режима двигателя. Другая составляющая потеря — это затраты мощности на привод вспомогательных механизмов и узлов обслуживания двигателя. К ним относятся газораспределительный механизм, привод вентилятора, масляного и топливного насосов, водяного насоса, генератора и др. Затраты мощности на преодоление трения и привод вспомогательных механизмов и узлов называют мощностью механических потерь. Работа трения и привода вспомогательных узлов суммируется и оценивается механическим КПД, равным отношению разности между индикаторной мощностью и мощностью механических потерь к полной индикаторной мощности. Значение механического КПД дизеля на номинальном режиме находится в пределах  $\eta_m = 0,75\text{--}0,82$ , у дизелей с турбонаддувом значение механического КПД составляет  $\eta_m = 0,90\text{--}0,96$ .

При работе двигателя под нагрузкой разность между индикаторной мощностью и мощностью механических потерь является полезной эффективной мощностью двигателя ( $N_e$ ). Эта мощность снимается с маховика коленчатого вала и используется для привода агрегатов трактора, передается трансмиссией на привод рабочих органов трактора (движителей).

Следовательно, затраты энергии введенного в цилиндры двигателя топлива состоят из неустраняемых потерь в процессе сгорания топлива и обязательных затрат мощности на трение и привод обслуживающих механизмов и узлов.

Отношение количества энергии сгорания топлива, превращенной в полезную работу, к полной индикаторной работе введенного в цилиндры двигателя топлива, оценивает эффективный КПД:

$$\eta_e = \frac{A_e}{A_i},$$

где  $A_e$  – полезная эффективная работа на валу двигателя.

Эффективный КПД можно представить в виде

$$\eta_e = \eta_i \eta_m.$$

Значение эффективного КПД двигателя при испытаниях определяется по формуле

$$\eta_e = 3,6 \cdot 10^3 \frac{N_e}{G_T \cdot H_T}. \quad (6.3)$$

После преобразования получим

$$\eta_e = 3,6 \cdot 10^6 \frac{1}{g_e H_T}. \quad (6.4)$$

Эффективный КПД на холостом ходу равен нулю, максимальное значение достигается на средних скоростных режимах двигателя. У дизелей эффективный КПД находится в пределах  $\eta_e = 0,33-0,42$ .

По значению эффективного КПД определяется расчетное значение эффективного удельного расхода топлива, г/кВт·ч:

$$g_e = 3,6 \cdot 10^6 \frac{1}{H_T \eta_i \eta_m}. \quad (6.5)$$

Приняв значение удельной теплоты сгорания дизельного топлива постоянным и равным  $H_T = 42700$  кДж/кг, эффективный удельный расход топлива в г/кВт·ч для практических расчетов запишем в виде [11, 12]

$$g_e = 84,31 \frac{1}{\eta_i \eta_m}.$$

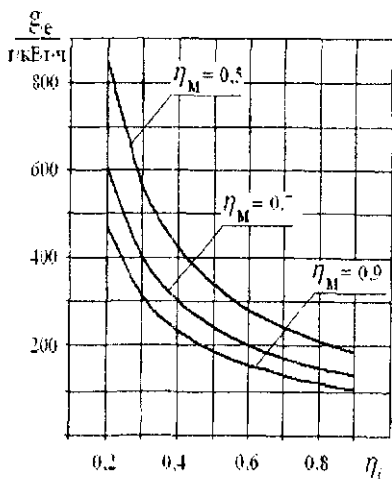
Эффективный удельный расход топлива определяется значением эффективного КПД и, как следует из формулы, зависит от индикаторных показателей работы двигателя и механических потерь, т.е. эффективный удельный расход топлива определяется рабочим процессом, принятой конструкцией составляющих компонентов и оценивает экономичность двигателя в целом.

Приняв значение составляющих эффективного КПД равным среднестатистическому для существующих дизелей ( $\eta_i = 0,44$ ;  $\eta_m = 0,76$ ;  $H_T = 42700$  кДж/кг), проведем расчет эффективного удельного расхода топлива в функции от составляющих. На рис. 6.2, *a* и *б* показано изменение эффективного удельного расхода топлива в зависимости от индикаторного и механического КПД. При наибольшем значении индикаторного КПД  $\eta_i = 0,5$  и  $\eta_m = 0,7-0,9$  наименьший расход топлива может составлять  $g_e = 187,4-240,9$  г/кВт·ч (см. рис. 6.2, *a*), при последующем увеличении индикаторного КПД расход топлива снижается, но менее интенсивно. В зависимости от механического КПД при  $\eta_m = 0,82$  и  $\eta_i = 0,3-0,5$  эффективный удельный расход топлива изменяется в пределах 205,6–342,7 г/кВт·ч (см. рис. 6.2, *б*). К более значительному снижению расхода топлива при данных значениях механического КПД может привести увеличение индикаторного КПД. Зависимость эффективного удельного расхода топлива от эффективного КПД при принятых значениях индикаторного и механического КПД (рис. 6.3) показывает, что в диапазоне существующих значений  $\eta_e = 0,3-0,4$  расход топлива может составлять  $g_e = 210,8-281,0$  г/кВт·ч.

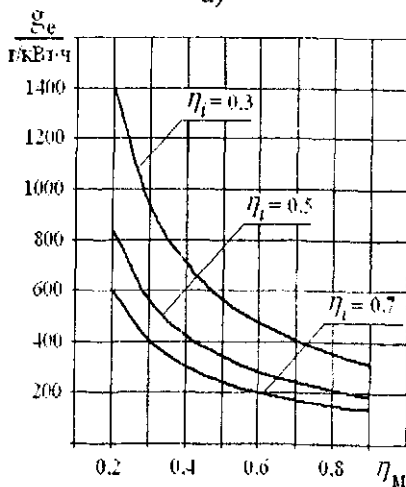
Динамика изменения эффективного удельного расхода топлива при изменении (увеличении) одного из параметров на 1% при среднестатистических значениях остальных параметров в пределах

существующего диапазона ( $\eta_i = 0,44$ ;  $\eta_m = 0,76$ ;  $H_T = 42700$  кДж/кг) приведена в табл. 6.2.

Эффективный удельный расход топлива дизелей тракторов находится в пределах  $g_e = 190-255$  г/кВт·ч.



а)



б)

Рис. 6.2. Расчетные зависимости эффективного удельного расхода топлива: а – от индикаторного КПД; б – от механического КПД

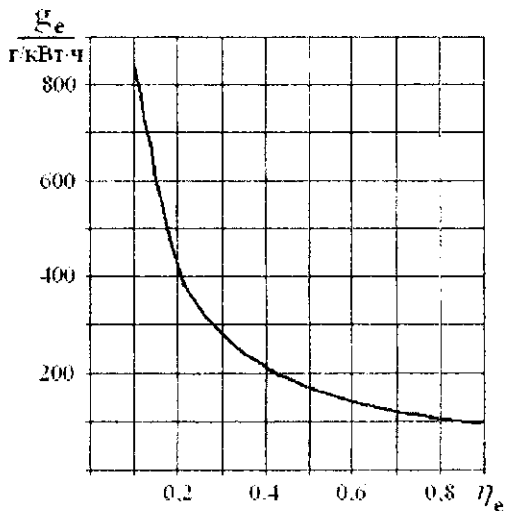


Рис. 6.3. Расчетная зависимость эффективного удельного расхода топлива от эффективного КПД

Таблица 6.2

Параметр	Значение параметра				$g_e$ , г/кВт·ч	Снижение расхода топлива при увеличении параметра на 1%	
	$\eta_i$	$\eta_m$	$\eta_e$	$H_T$ , кДж/кг		$\Delta g_e$ , г/кВт·ч	$\Delta g_e$ , %
$\eta_i$	0,44	0,76		42700	252,4	-5,9	-2,3
$\eta_m$	0,44	0,76		42700	252,4	-3,4	-1,3
$\eta_e$			0,334	42700	252,4	-7,3	-2,9
$H_T$			0,334	42700	252,4	-2,4	-1,0

Тракторный агрегат совершает полезную работу при движении, при котором рабочие органы агрегируемых машин и орудий воздействуют на почву и тем самым производят ее обработку. Полезная энергия от дизеля при движении передается на рабочие органы

трактора (ходовую часть), которые при взаимодействии с почвой обеспечивают движение тракторного агрегата. Схема алгоритма распределения мощности тракторного агрегата приведена на рис. 6.4.

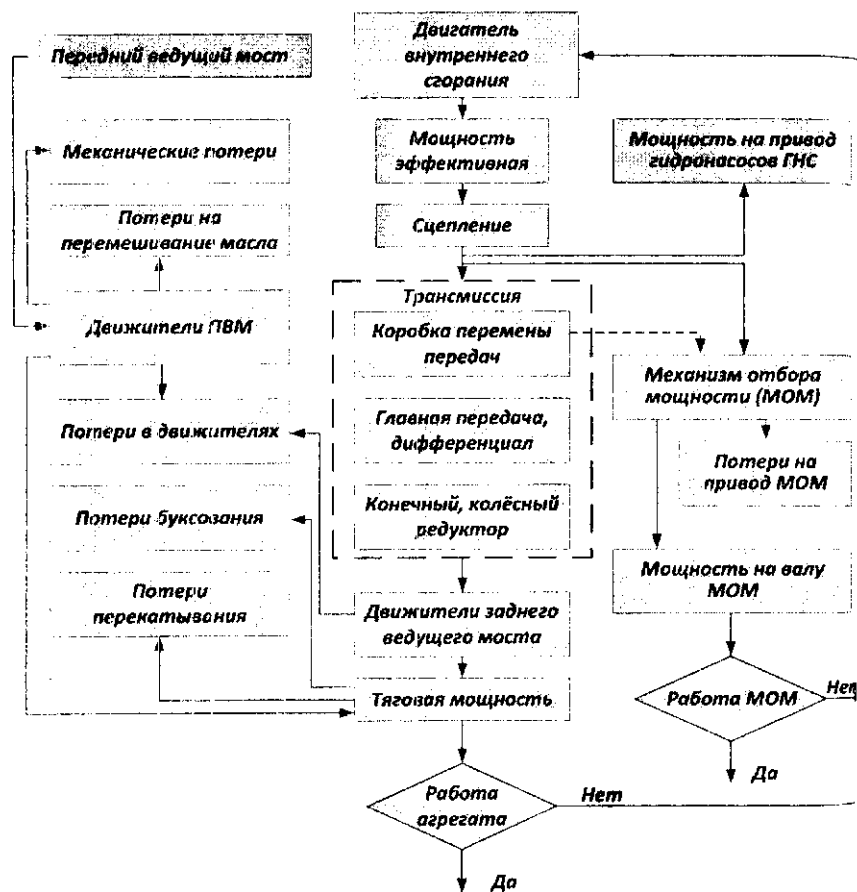


Рис. 6.4. Функциональная схема распределения мощности тракторным агрегатом

При передаче мощности на рабочие органы трактора также имеются потери энергии в трансмиссии при передаче и преобразовании крутящего момента по величине и направлению, при взаимодействии ходовой части с почвой в виде буксования колес, а также часть мощности затрачивается на перекачивание самого тракторного агрегата. Полезно использованная энергия дизеля определяется энергией эквивалентной крюковой мощности или мощности, затраченной на создание силы тяги.

Все потери энергии при передаче и преобразовании крутящего момента в агрегатах трактора являются механическими и оцениваются коэффициентами полезного действия трансмиссии, ходовой части и затратами мощности на перекачивание агрегата.

Полезная работа тракторного агрегата определяется выполненной работой, а его экономическая эффективность – количеством затраченного на работу топлива. Для оценки выполненной работы принят комплексный параметр – производительность, равный обработанной площади земли, площади посева, ухода, уборки культур или количеству полученного растениеводческого продукта за единицу времени. Производительность зависит от множества факторов, в том числе от характеристик и параметров трактора, рабочей машины и орудия, а также от земледельческих и технологических процессов.

Экономическая эффективность тракторного агрегата определяется количеством топлива, затраченного на единицу обработанной площади, полученного продукта. Для сравнительной оценки экономичности разных тракторных агрегатов принят параметр – удельный крюковой расход топлива. Этот параметр определяется отношением количества энергии, введенной в цилиндр двигателя в виде топлива, к энергии, эквивалентной полезной или крюковой мощности, и равен удельному расходу топлива на единицу мощности на создание силы тяги и привода рабочих органов агрегируемых машин [11]. Как производительность агрегата, так и крюковой удельный расход топлива зависят от конструкции трактора, конструкции принятых отдельных компонентов и технических средств, улучшающих показатели и параметры функционирования отдельных составляющих компонентов. Рассмотрим влияние технических параметров и конструктивных особенностей составляющих компонентов трактора на его экономическую эффективность.



Эффективная мощность двигателя или эксплуатационная мощность в виде крутящего момента передается на трансмиссию или вал механизма отбора мощности. Суммарные потери энергии эффективной мощности в трансмиссии на зацепление шестерен, перемешивание масла, привод гидроузлов в коробках переключения передач под нагрузкой и др. в уравнении (6.1) оцениваются составляющей  $(\sum_{i=1}^m N_i)$ . Полезная мощность, поступающая на полуоси

ведущих колес, без использования механизма отбора мощности будет равна разности между эффективной мощностью двигателя мощностью механических потерь в трансмиссии:

$$N_{\text{ТР}} = N_e - \sum_{i=1}^m N_i .$$

КПД трансмиссии – есть отношение полезной мощности, передаваемой трансмиссией на полуоси, к эффективной мощности двигателя, это отношение можно записать в виде

$$\eta_{\text{ТР}} = 1 - \frac{\sum_{i=1}^m N_i}{N_e} .$$

КПД механической трансмиссии учитывает механические потери, определяется типом зубчатых передач и их количеством. КПД цилиндрической пары шестерен находится в пределах 0,98–0,99 конической – 0,97–0,98. КПД механической трансмиссии, включающей коробку передач, главную передачу, дифференциал и конечную передачу, примерно равен 0,88–0,93, у тракторов со всеми ведущими колесами КПД трансмиссии несколько ниже. Тракторы с гидрообъемной, гидродинамической или с электромеханической трансмиссией имеют КПД значительно ниже. Известно, что механическая трансмиссия является самой экономичной при передаче и трансформации крутящего момента двигателя. Механический КПД трансмиссии не остается постоянным при увеличении нагрузки.

Мощность, подведенная к полуосям ведущих колес, расходуется на преодоление собственных потерь в двигателях, затрачивается на буксование ведущих колес, преодоление сопротивления качению и на совершение полезной работы. В теории трактора принято оценивать потери мощности на буксование и перекачивание соответствующими КПД. В приведенном уравнении (6.1) потери в двигателях, на буксование и перекачивание учитываются составляющей  $(\sum_{f=1}^l N_f)$ . КПД, учитывающий указанную составляющую, является коэффициентом полезного действия ходовой системы, равный

$$\eta_{х.с} = 1 - \frac{\sum_{f=1}^l N_f}{N_{тр}}$$

КПД ходовой системы, учитывающий внутренние потери в двигателе, потери мощности на буксование и перекачивание, имеет вид

$$\eta_{х.с} = \eta_{\delta} \eta_f \eta_{дж}$$

где  $\eta_{\delta}$  – КПД буксования;

$\eta_f$  – КПД перекачивания;

$\eta_{дж}$  – коэффициент, учитывающий внутренние потери в двигателях.

Определение КПД буксования расчетным путем затруднено и возможно по эмпирическим формулам. При исследованиях КПД буксования по известному значению буксования рассчитывается по формуле

$$\eta_{\delta} = 1 - \delta.$$

Буксование не является постоянным и зависит от множества факторов, основным из которых является тяговая нагрузка.

КПД перекачивания учитывает потери мощности на качение тракторного агрегата, который рассчитывается по формуле

$$\eta_f = \frac{P_{\text{КР}}}{P_{\text{КР}} + P_f},$$

где  $P_{\text{КР}}$  – сила тяги;

$P_f$  – сила сопротивления качению.

КПД  $\eta_{\text{ДЖ}}$ , учитывающий внутренние потери на деформацию шин, учесть достаточно сложно, поэтому при последующем рассмотрении будем считать, что он учтен в КПД перекачивания  $\eta_f$ . КПД ходовой системы по данным исследований [1] находится в пределах 0,38–0,72. Нижний предел соответствует работе тракторного агрегата на почвах с низкой несущей способностью, рыхлых и влажных, верхний – работе агрегата на плотных, слабodeформируемых почвах.

Приведенные коэффициенты полезного действия при передаче мощности от двигателя на движители находятся в одном мощностном потоке, их произведение оценивает тяговый КПД трактора:

$$\eta_{\text{ТЯГ}} = \eta_{\text{ТР}} \eta_{\text{Д}} \eta_f.$$

Из приведенной формулы следует, что тяговый КПД прямо пропорционально зависит от КПД составляющих компонентов. Приняв значения КПД трансмиссии, буксования и ходовой системы равными среднестатистическому для тракторов  $\eta_{\text{ТР}} = 0,905$ ,  $\eta_{\text{Д}} = 0,85$  и  $\eta_f = 0,8$ , построим графики функции  $\eta_{\text{ТЯГ}}(\eta_{\text{ТР}}, \eta_{\text{Д}}, \eta_f)$ , из которых (рис. 6.5) следует, что тяговый КПД принимает большее значение при снижении затрат ходовой системы при взаимодействии с почвой. Вместе с тем, графики позволяют утверждать, что заданному значению КПД трансмиссии должны соответствовать определенные значения КПД буксования и сопротивления качению (рис. 6.5). Следует полагать, эти значения КПД буксования и сопротивления качению являются оптимальными для заданного значения КПД трансмиссии.

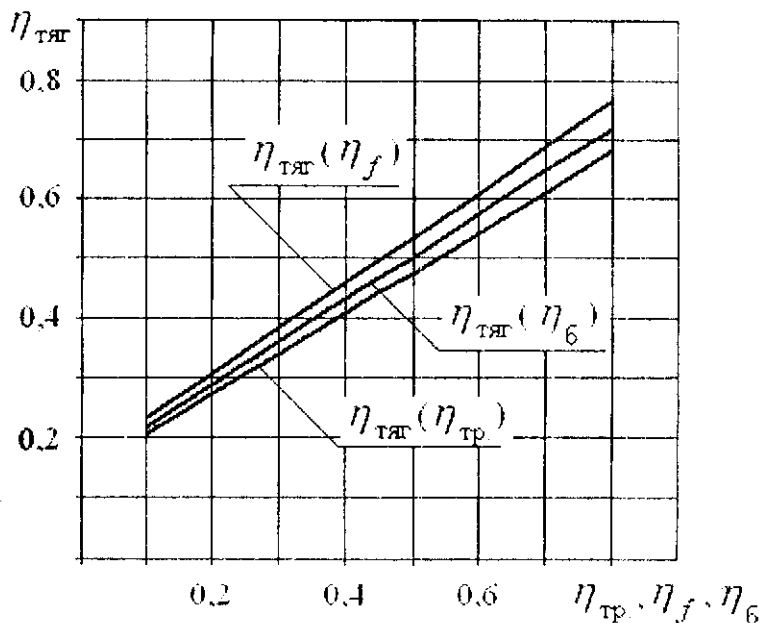


Рис. 6.5. Расчетные зависимости тягового КПД от КПД буксования и сопротивления качению

Тяговый КПД трактора, учитывающий потери мощности в трансмиссии, на буксование и на качение, запишем в виде

$$\eta_{\text{тяг}} = \frac{N_e - \left( \sum_{i=1}^n N_{t_i} + \sum_{j=1}^l N_{r_j} \right)}{N_e} = \frac{N_{\text{кр}}}{N_e}$$

Подставив значение эффективной мощности из формулы (6.3), получим выражение для определения полезной мощности тракторного агрегата:

$$N_{\text{кр}} = \frac{1}{3,6 \cdot 10^3} \eta_e \eta_{\text{тяг}} G_T H_T \quad (6.6)$$

Тяговый КПД трактора, полученный из формулы (6.6), будет равен

$$\eta_{\text{ТЯГ}} = 3,6 \cdot 10^3 \frac{N_{\text{КР}}}{\eta_e G_T H_T} . \quad (6.7)$$

Совокупность КПД дизеля, трансмиссии, ходовой системы определяют КПД тракторного агрегата. Поскольку составляющие компоненты тракторного агрегата составляют единую систему и передаваемая энергия находится в одном мощностном потоке от дизеля к ходовой системе, запишем КПД тракторного агрегата в виде

$$\eta_{\text{ТР}} = 1 - \frac{\sum_{d=1}^n N_d + \sum_{t=1}^m N_t + \sum_{f=1}^l N_f}{N_{\Sigma}(G_T, H_T)} = 1 - \frac{N_{\text{КР}}}{N_{\Sigma}(G_T, H_T)}$$

или КПД тракторного агрегата равно

$$\eta_{\text{ТР}} = \eta_e \eta_{\text{ТР}} \eta_{\delta} \eta_f = \eta_e \eta_{\text{ТЯГ}} . \quad (6.8)$$

Зависимость (6.8) прямолинейна, приняв значения эффективного КПД дизеля  $\eta_e = 0,34$  и тягового КПД при  $\eta_{\text{ТР}} = 0,905$ ,  $\eta_{\delta} = 0,85$ ,  $\eta_f = 0,8$  равным,  $\eta_{\text{ТЯГ}} = 0,615$ , построим графики КПД тракторного агрегата в функции  $z_{\text{ТР}}(z_e, z_{\text{ТЯГ}})$ . Приведенные графические зависимости показывают (рис. 6.6), что КПД тракторного агрегата в большей степени зависит от эффективного КПД дизеля, но заданному определенному значению эффективного КПД дизеля должно быть определенное значение тягового КПД, при котором будет обеспечена экономичность работы агрегата.

КПД составляющих компонентов тракторного агрегата определяют потери энергии, введенной в цилиндры дизеля, при совершении полезной работы или они определяют экономическую эффективность тракторного агрегата. Приведенные среднестатистические значения КПД составляющих агрегатов показывают, что наибольшие потери энергии при совершении полезной работы имеет дизель

и ходовая система трактора (рис. 6.7). При проведении расчетов принято, что трансмиссия трактора – механическая ступенчатая.

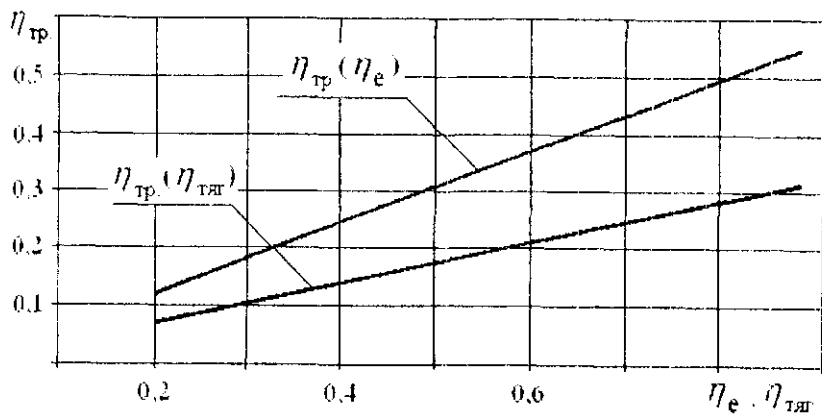


Рис. 6.6. Расчетные зависимости КПД тракторного агрегата от эффективного КПД дизеля и тягового КПД

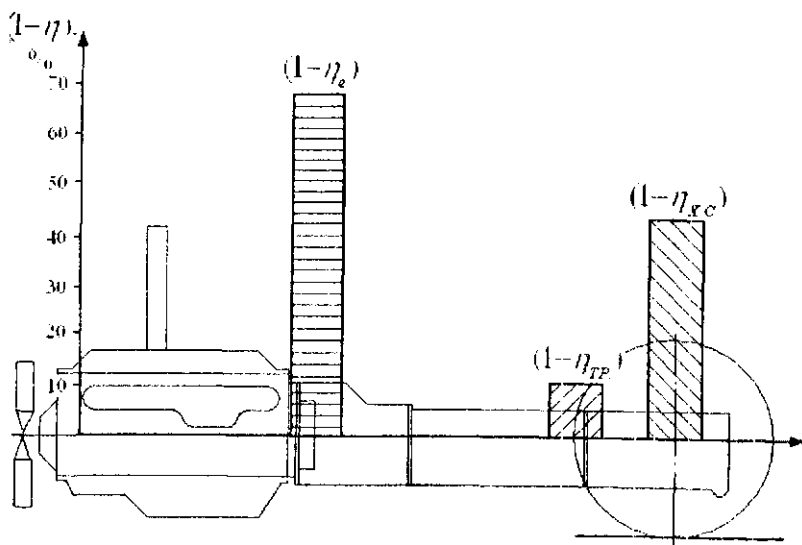


Рис. 6.7. Диаграмма потерь энергии топлива по основным составляющим компонентам колесного трактора

При подстановке в формулу (6.7) значения  $\eta_e$  по формуле (6.4) получим выражение для определения эффективного удельного расхода топлива:

$$g_e = 10^3 \eta_{TP} \eta_\delta \eta_f \frac{G_T}{N_{KP}}.$$

Поскольку  $\frac{10^3 G_T}{N_{KP}} = g_{KP}$ , запишем  $g_e = \eta_{TP} \eta_\delta \eta_f g_{KP}$ . После преобразования получим значение удельного расхода топлива на совершение полезной работы:

$$g_{KP} = 3,6 \cdot 10^6 \frac{1}{\eta_e \eta_{TP} \eta_\delta \eta_f H_T} = 3,6 \cdot 10^6 \frac{1}{\eta_e \eta_{TЯГ} H_T}. \quad (21)$$

Из формулы следует, что экономическая эффективность тракторного агрегата определяется эффективностью двигателя, зависит от конструкции трансмиссии, совершенства движителя и применяемого топлива. Зависимость функции  $g_{KP}(\eta_e, \eta_{TЯГ})$  при принятых значениях  $\eta_e = 0,34$  и  $\eta_{TЯГ} = 0,615$  приведена на рис. 6.8, из графиков которого следует, что тяговый КПД трактора и эффективный КПД дизеля определяют значение крюкового удельного расхода топлива тракторного агрегата и между ними существует определенная взаимосвязь [11].

Расчет динамики изменения удельного крюкового расхода топлива при изменении (увеличении) КПД одного из составляющих компонентов на 1 % приведен в табл. 6.3. Проведенные расчеты показывают, что наиболее значимым для снижения расхода топлива является увеличение эффективного КПД дизеля, при увеличении которого на 1 % снижается удельный крюковой расход топлива на 11,5 г/кВт·ч или на 2,8 %. Повышение тягового КПД трактора на 1 % уменьшает удельный показатель расхода топлива на 6,5 г/кВт·ч или на 1,6 %. Расчеты показывают, что для снижения расхода топлива тракторного агрегата значимым является и повышение качества дизельного топлива. В целом повышение КПД тракторного агрегата

на 1 % снижает удельный крюковой расход топлива на 18,5 г/кВт·ч или на 4,6 %.

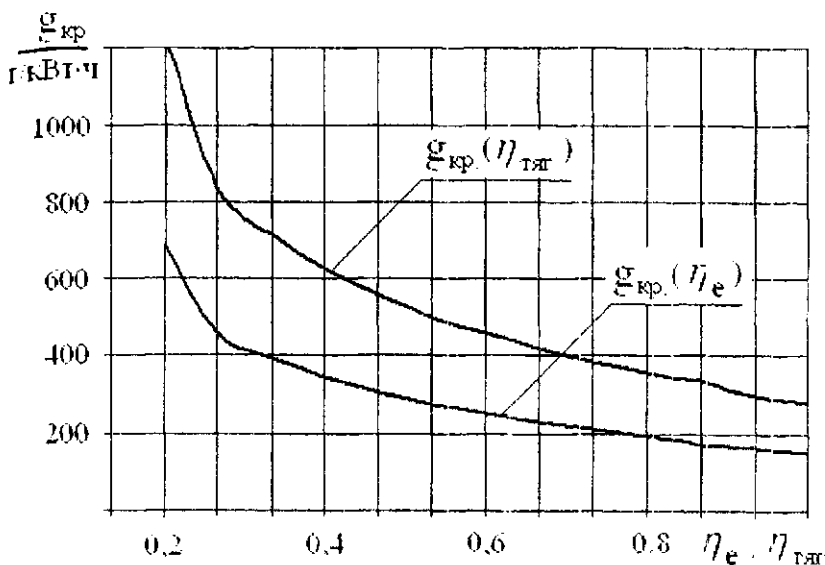


Рис. 6.8. Расчетные зависимости удельного крюкового расхода топлива от эффективного КПД дизеля и тягового КПД

Таблица 6.3

Параметры, влияющие на удельный расход топлива

Параметр	Значение параметра							$g_{кр}$ , г/кВт·ч	Снижение расхода топлива при увеличении параметра на 1 %	
	$\eta_e$	$\eta_{тр}$	$\eta_s$	$\eta_l$	$\eta_{тяг}$	$\eta_{тр}$	$H_T$ , кДж/кг		$\Delta g_{кр}$ , г/кВт·ч	$\Delta g_{кр}$ , %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\eta_e$	0,34	0,905	0,85	0,8			42700	402,9	-11,5	-2,8



1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\eta_{\text{тр}}$	0,34	0,905	0,85	0,8			42700	402,9	-4,4	-1,1
$\eta_{\text{д}}$	0,34	0,905	0,85	0,8			42700	402,9	-4,7	-1,16
$\eta_{\text{г}}$	0,34	0,905	0,85	0,8			42700	402,9	-5,0	-1,2
$\eta_{\text{тяги}}$	0,34				0,615		42700	403,2	-6,5	-1,6
$\eta_{\text{дв}}$						0,209	42700	403,2	-18,5	-4,6
$\frac{N_{\text{т}}}{\text{кДж/кг}}$	0,34				0,615		42700	403,2	-4,0	-1,0

Критериями оценки тракторного агрегата является сила тяги и скорость. Как указывалось ранее, отношение  $\frac{N_{\text{кр}}}{P_{\text{кр}}}$  характеризует энергетические затраты на получение единицы силы тяги и назван коэффициентом энергетических затрат  $\epsilon_{\text{кр}}$ . Поскольку  $N_{\text{кр}} = \epsilon_{\text{кр}} P_{\text{кр}}$  удельный крюковой расход топлива будет равен

$$g_{\text{кр}} = 10^3 \frac{G_{\text{т}}}{\epsilon_{\text{кр}} P_{\text{кр}}}$$

#### 6.4. Направления экономии топлива при использовании трактора

Экономия энергоресурсов в сельском хозяйстве не может быть мероприятием, проводимым периодически или время от времени. Экономия топлива и других энергетических ресурсов на тракторах должна быть «философией» каждого руководителя и исполнителя, причастного к эксплуатации и обслуживанию тракторов [13]. От каждого из них зависит, как и сколько будет сэкономлено топлива. Непременным условием является то, что потребители тракторов в сельском хозяйстве, должны не только знать конструкцию тракторов, уметь правильно их эксплуатировать, но и обладать агротехническими знаниями.

Нельзя считать, что, имея один или несколько тракторов, экономия топлива за один час работы 100 грамм даст незначительный эффект. Ведь даже при этой экономии на одном тракторе будет сэкономлено за год  $1000 \text{ ч} \times 0,1 \text{ кг} = 100 \text{ кг}$ , а 1000 тракторов по стране при этом условии обеспечат экономию 100 тонн. Следует помнить: экономия топлива – это экономия валютных сбережений страны.

Уменьшать расход топлива, при этом увеличивать производительность при использовании трактора можно овладев методами его эксплуатации. Владая простейшими экономическими знаниями и правильно эксплуатируя сельскохозяйственную технику, можно при одних и тех же затратах энергии получить больше продукции меньшей себестоимости. Организация, управление и контроль – основные составляющие ведения дела, обеспечивающие экономию энергоресурсов.

В наше время технического прогресса, широкого использования машин, требующих источников энергии, вопросы организации экономии энергетических ресурсов и самой экономии их весьма актуальны. Не надо быть специалистом в области прогнозирования, чтобы осознать, что стоимость энергоресурсов, в том числе топлива для тракторов будет постоянно увеличиваться.

В ответ на это конструкторы разрабатывают технически более сложные тракторы, совершенствуют их конструкцию, вводят новые узлы и системы, с целью повышения производительности и снижения затрат топлива при его эксплуатации. В этой связи возникает вопрос: «Какой трактор приобретать – простой и дешевый или сложный и дорогой?». Срок эксплуатации трактора в среднем составляет 10 лет, следовательно постоянные затраты на топливо в течение этого срока несомненно будут значительными и, если на нем имеются технические средства регулирования расхода топлива, то более дорогой трактор будет более рациональным и экономичным в использовании.

Выбор трактора определяется его мощностью. Мощный трактор более сложный, имеет большую массу, требует весьма квалифицированного обслуживания. Двигатель мощного трактора требует большего количества топлива при работе, увеличиваются затраты или потери энергии на перекачивание, увеличиваются расход средств на обслуживание. Однако возможность использовать широ-

козахватные комбинированные орудия и машины увеличивают производительность, уменьшают затраты энергии на производство продукции, оказывая меньшее отрицательное воздействие на структуру почвы, ее агротехнические характеристики.

Таким образом, однозначного ответа на поставленный вопрос не существует. При выборе мощного трактора следует руководствоваться видами работ, на которых предполагается использовать трактор, наличием имеющихся широкозахватных и высокопроизводительных орудий и возможностью их приобретения в будущем. Общеизвестно, что энергонасыщенные мощные тракторы более рациональны в сочетании «расход топлива–конечная продукция», в том числе и вследствие выполнения сельскохозяйственных работ в заданные агротехнические сроки [13].

Современный трактор имеет весьма сложную конструкцию: число передач достигло 24 для переднего хода, 12 – заднего и более. Диапазон основных скоростей – от 1,0 до 40 км/ч и выше, применяются электрические и электронные средства управления, регулировки и контроля. Внешний дизайн трактора стал более совершенен, трактор как бы вписывается в природные условия окружающей среды. Внешнее строение трактора способствуют функциональному выполнению работ трактористом, формированию комфортных условий для его работы, также в значительной степени формирует конкурентоспособность трактора на рынке. В итоге сложность конструкции, внешний дизайн, условия работы тракториста и другие необходимые технические решения увеличивают цену на трактор.

Способствует ли это экономии топлива, снижению затрат на производство продукции? Прежде всего, сложность конструкции трактора формируют те технические средства, которые обеспечивают экономию топлива. Рассмотрим некоторые из них. Широкий диапазон скоростей является, прежде всего, показателем экономичности трактора, ибо он позволяет устанавливать рациональное сочетание режима работы двигателя и рабочей скорости, экономично использовать мощность при наименьшем расходе топлива.

Передний ведущий мост трактора является показателем значительных тяговых возможностей трактора, он уменьшает буксование, что позволяет снизить непроизводительные затраты мощности и увеличить производительность тракторного агрегата при неизменном расходе топлива.

Автоматическое переключение передач, блокировка дифференциала, автоматическое регулирование положения орудий и даже система кондиционирования воздуха в кабине трактора и др. являются техническими средствами обеспечения повышения производительности тракторного агрегата при наименьшем расходе топлива. Знание и умение использовать эти средства являются значимым фактором экономии топлива при работе на тракторе.

Трактор требует постоянного ухода и обслуживания, только в этом случае срок работы его будет соответствовать заданному. Конструкторы, разрабатывая инструкции по эксплуатации, указывают те регламентные работы, которые требуют безусловного выполнения. Это будет способствовать не только обеспечению срока службы трактора, но и снижению непроизводительных затрат топлива. Таким образом техническое обслуживание трактора является не переменным фактором снижения непроизводительных затрат топлива, бережного экономного его расходования.

Организация работы тракторного агрегата включает не только работу трактора, но и множество других факторов. К их числу следует отнести организацию заправки трактора, размещение посевных площадей, организацию работы трактористов. Это и другое также влияют на использование топлива. Исключение непроизводительных потерь при заправке топливом, нерациональных переездов с одного поля на другое, длительных поездок на тракторе перед работой и в конце рабочей смены являются организационными факторами экономного бережного расходования топлива.

Таким образом, расход топлива на тракторах зависит от многих факторов, основные из которых следующие:

- мощностные и массовые характеристики трактора;
- набор сельскохозяйственных орудий, их использование на различных видах работ;
- техническое обслуживание и подготовка трактора перед работой;
- знание и правильное применение имеющихся на тракторе технических средств снижения буксования, повышения тяговых и сцепных свойств и др.

*Трактор будет приносить отдачу, не потребует лишнего топлива:*

- при правильном выборе трактора при приобретении: покупая трактор, следует определить виды выполняемых работ, соответствие его мощности для выполнения этих работ; достаточность технических средств в его конструкции, способствующих экономии топлива; приспособленность конструкции к техническому обслуживанию и уходу в имеющихся условиях эксплуатации;

- рациональном агрегатировании трактора сельскохозяйственными орудиями и машинами, с применением тех рабочих орудий которые могут реализовать мощность трактора. Правильное сочетание «трактор–орудие» позволит уменьшить расход топлива, время и другие непроизводительные расходы;

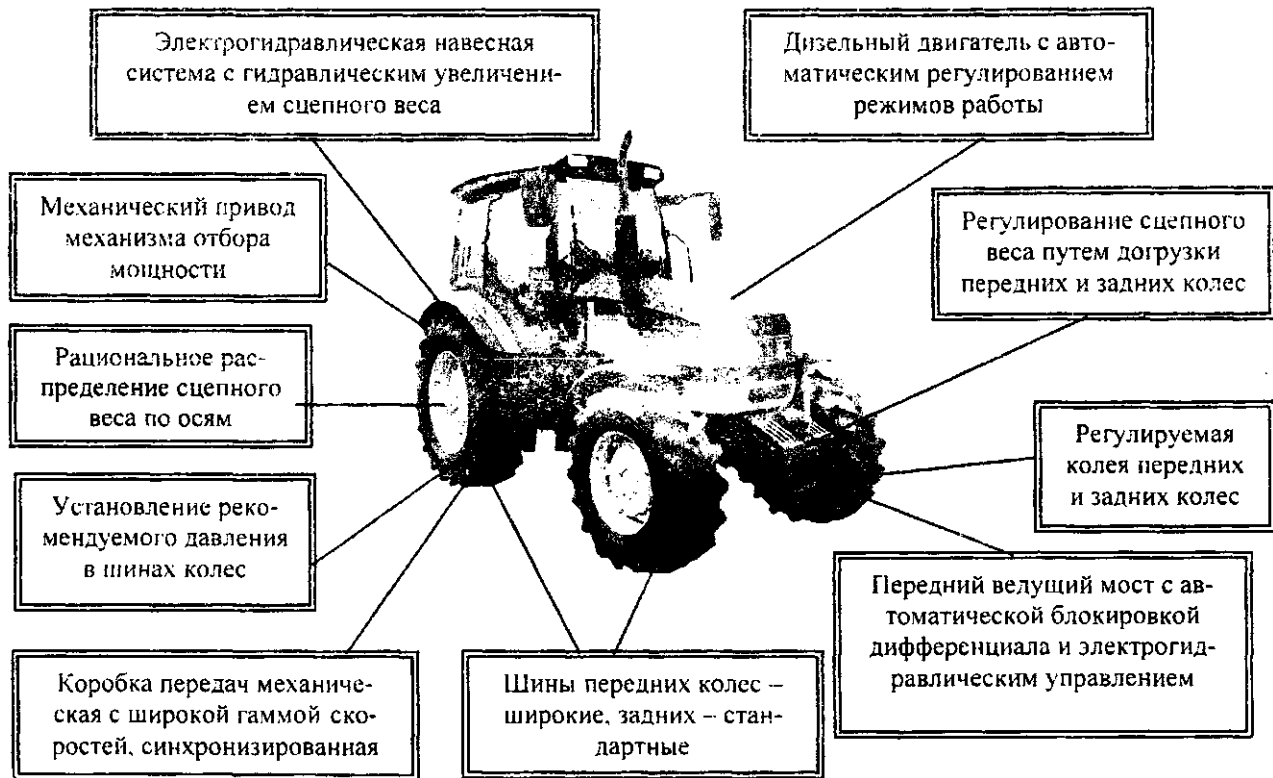
- использовании орудий с наточенными и доведенными рабочими органами: тупые, изломанные рабочие органы орудий потребуют лишнего топлива при работе.

Эти и другие вопросы требуют расширенного рассмотрения для полного раскрытия проблемы экономии энергоресурсов на тракторах при их использовании с тем, чтобы практические вопросы экономии топлива на тракторах стали доступны каждому исполнителю

## **Глава 7. ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА НА ТРАКТОРАХ «БЕЛАРУС»**

Тракторы «Беларус» являются одним из основных типов тракторов, используемых в сельскохозяйственном производстве. Эффективность выполнения работ, способность рационально использовать топливо существенно влияет на эффективность работы предприятий аграрного сектора. Минский тракторный завод – один из крупнейших производителей сельскохозяйственных тракторов в мире. Достаточные тяговые свойства тракторов позволяют использовать их круглый год в широком диапазоне сельскохозяйственных работ, на транспорте и в других отраслях народного хозяйства. Высокие экономические показатели в совокупности с надежностью и комфортными условиями тракториста сформировали высокие потребительские свойства тракторов как внутри страны, так и на зарубежных рынках.

Потребительские свойства тракторов Минского тракторного завода были сформированы в начальной концепции построения трактора «Беларус»: полурамная конструкция остова, колесная ходовая система с шинами низкого давления и возможностью привода на все колеса, передний ведущий мост портального типа, раздельно-агрегатная гидравлическая система управления и регулирования агрегируемых машин, безопасная звукоизолированная кабина и другие конструкторские решения. Тяговые свойства обеспечиваются выверенными значениями мощности двигателей, массовых параметров в совокупности с применяемыми типами шин ходовых систем. Достаточно низкий расход топлива в эксплуатации обеспечивался техническими средствами повышения эффективности использования их при работе на различных почвенных фонах и в различных климатических условиях (рис. 7.1).



Конструкция трактора «Беларус» в своем составе содержит ряд составляющих компонентов, позволяющих повысить эффективность работы как отдельных агрегатов и систем, так и тракторного агрегата в целом. Под эффективностью работы тракторного агрегата понимается наибольшая производительность при наименьшем расходе топлива на выполнение работы при соблюдении агротехнических и иных требований. К таким составляющим конструкции относятся передний ведущий мост, силовое и позиционное регулирование механизма навески, блокировка дифференциала, тип трансмиссии и механизма отбора мощности и др.

Влияние в самом общем виде отдельных составляющих компонентов конструкции трактора на экономические показатели приведены в табл. 7.1. Основные направления и пути экономии топлива при работе на тракторе «Беларус», рекомендуемые для применения являются составляющими обеспечения рационального использования энергии трактора, повышения производительности тракторного агрегата.

Таблица 7.1

Влияние составляющих компонентов трактора на расход топлива

Показатели / составляющие компоненты трактора	Потребление топлива	
	Меньше	Больше
Мощность дизеля	Режим 80–85 % от номинальной мощности дизеля	Режим максимальной мощности
Тип трансмиссии	Механическая	Гидромеханическая, гидравлическая
Гамма скоростей	Широкая	Узкая
Передний ведущий мост	Механический с автоматическим включением моста и блокировкой дифференциала	Механический с принудительным включением моста и блокировки дифференциала
Механизм отбора мощности	С механическим приводом	С гидравлическим приводом
Механизм навески	С силовым и позиционным регулятором	Без регулятора
Шины: передние / задние	Широкие / стандартные	Узкие / стандартные
Распределение массы по осям	45 % – на переднюю ось, 55 % – на заднюю ось	30 % – на переднюю ось, 70 % – на заднюю ось



Топливная экономичность тракторного агрегата определяется, с одной стороны, скоростным режимом двигателя, с другой – нагрузочным режимом, приведенным к ведущему валу трансмиссионной установки, воспринимающей внешнюю нагрузку. При регулировании тракторного двигателя менее существенно получение максимально возможных значений мощности нежели получение наибольшей топливной экономичности. Такой скоростной режим двигателя следует считать наиболее рациональным. Экономичность работы трансмиссионной установки предлагается оценивать отношением удельного расхода топлива, приведенного к ведущему валу трансмиссионной установки, к удельному расходу топлива на номинальном режиме двигателя. Оптимальным следует считать такой скоростной режим двигателя, при котором для данного нагрузочного режима трансмиссии это отношение принимает наибольшее значение.

Эффективность использования тракторного агрегата заключается в максимальном использовании его энерговооруженности, что не всегда достижимо из-за отсутствия возможностей оптимального агрегатирования, ограничений скоростей движения в том числе технологических, использования на малоэнергоёмких операциях и др. Энергонасыщенные тракторы или тракторы большой мощности значительную часть времени в эксплуатации работают при неполной загрузке, а их двигатели – на частичных скоростных режимах. Это подтверждается многочисленными исследованиями [14, 15]. Удельный расход топлива на малоэнергоёмких операциях от нормируемых значений на режиме номинальной мощности отличается от 5 до 23 %. Оценка экономичности двигателя на режиме номинальной мощности проста и удобна при сравнении степени совершенства разных моделей двигателей при их технологической доводке. Следует согласиться с утверждением [14, 16], что удельный расход топлива на номинальном режиме для оценки экономичности энергетических установок тракторных агрегатов не пригоден. Необходимы интегрированные методы оценки топливной экономичности двигателей в зависимости типа тракторного агрегата, назначения, режимов работы в эксплуатации, учитывающие разнообразие работ, выполняемых сельскохозяйственными тракторами, что может стать реальным рычагом экономии эксплуатационного расхода топлива тракторного агрегата.

ГОСТ 20000-82 «Дизели тракторные и комбайновые. Общие технические условия» приводит нормы на удельный расход топлива установленного на тракторе при номинальной мощности и номинальной частоте вращения. Методы определения этого показателя приведены в ГОСТ 18509-88.

Показатель топливной экономичности трактора регламентируется по ГОСТ 19677-87 «Тракторы сельскохозяйственные. Общие технические условия» при эксплуатационных испытаниях и является эксплуатационно-технологическим, характеризующий расход топлива на единицу выполненной работы (кг/га, кг/т). Метод определения удельного расхода топлива трактора приведен в ГОСТ 24057-88.

За рубежом предпочтение отдается минимальному удельному расходу топлива, однако оценка экономичности двигателей производится и по удельному расходу топлива на режиме номинальной мощности.

Сельскохозяйственные тракторы до 60 % времени работают на режимах, при которых эксплуатационные нагрузки дизеля не превышают 70 % полной нагрузки при номинальной частоте вращения, а также значительную часть времени на частичных скоростных режимах при неполной подаче топлива. Следует полагать, что удельный расход топлива при номинальной и эксплуатационной мощности, оцениваемый согласно стандартам в одной точке, а также оценочный удельный расход топлива, рассчитываемый как среднее значение по 10 и более точкам регуляторной характеристики, не могут характеризовать удельный расход топлива в рядовой эксплуатации. Потребителям необходим показатель расхода топлива, учитывающий выполняемые тракторным агрегатом сельскохозяйственные работы, условия эксплуатации, период или продолжительность работы и, вместе с тем, удобный для оценки и контроля среднегодового или за иной период потребления топлива.

Цена нового трактора сегодня достаточно высокая, поэтому его покупка даже для преуспевающего коллективного хозяйства значимое, не рядовое событие, не говоря о фермере или частном землевладельце. Покупая новый трактор, покупатель прогнозирует получить от него отдачу, положительный результат, который в конечном итоге выражается в получении большего количества производимой продукции по меньшей себестоимости.

Оценить новое приобретение не просто, так как необходимо учитывать достаточно сложные комплексы – повышение производительности при использовании нового трактора, затраты на топливо и эксплуатационные материалы, оплату труда тракториста и другие. И если в коллективном хозяйстве такие расчеты могут провести экономические службы, то частный покупатель сделать это не в состоянии, в связи с отсутствием доступных методик расчета.

Важнейшей составляющей эксплуатационных затрат при использовании трактора является затраты на топливо, смазочные и эксплуатационные материалы. При определении затрат на топливо учитывается технический уровень нового трактора через показатель номинальной мощности и удельный расход топлива. На практике покупатель может провести приближенную оценку стоимости топлива, отнесенной к 1 часу работы, для имеющегося и нового трактора по следующей формуле:

$$Z_T = \frac{N_e g_e \tau_{дв} c_T}{1000} .$$

где  $\tau_{дв}$  – коэффициент, учитывающий загрузку двигателя и использование рабочего времени смены под нагрузкой, равный для универсально-пропашных тракторов – 0,73, для пахотных – 0,765;

$c_T$  – стоимость 1 кг топлива.

Экономия топлива является одной из основных задач, как разрабочников, так и тех, кто эксплуатирует тракторы.

Рассмотрим некоторые технические решения, определяющие экономичность работы тракторов и их двигателей.

### **7.1. Организация процессов смесеобразования и сгорания в дизелях**

Высокий технический уровень дизелей в значительной степени определяется организацией эффективного рабочего цикла. Экономичность рабочего цикла, скорость нарастания давления при сгорании, максимальное давление сгорания, а также дымность и токсичность выхлопных газов определяют процессы смесеобразования, самовоспламенения и сгорания [17].

Качественное перемешивание топлива с воздухом зависит от размеров и формы камеры сгорания, тонкости распыливания и распределения топливных факелов в объеме камеры, организации в ней движения воздушного заряда.

Схемы основных камер сгорания и распределения в них топливных факелов даны на рис. 7.2, 7.3 и 7.4.

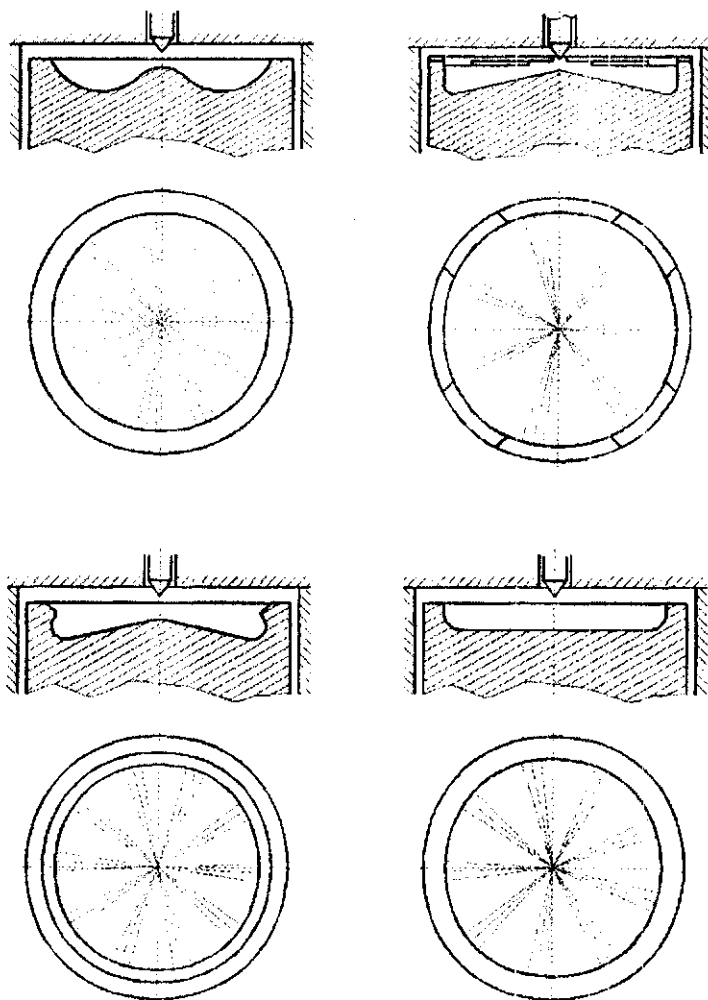


Рис. 7.2. Модификации камеры типа «Гесельман»

В камерах сгорания открытого типа (неразделенные) перво-степенное значение отводится мероприятиям по распределению и распыливанию топлива форсункой, организации закрутки воздуха на всасывании (см. рис. 7.2). В этих камерах струи впрыскиваемого топлива не достигают стенок, т.е. имеет место так называемое объемное смесеобразование. Двигатели с такими камерами имеют хорошие экономические показатели. Неразделенные камеры имеют ограниченное применение из-за высокой динамической нагруженности деталей кривошипно-шатунного механизма и жестких требований к топливной аппаратуре.

Важной проблемой совершенствования рабочего цикла дизеля при повышении удельной мощности является ограничение максимального давления и жесткости сгорания. Низкие значения этих показателей обеспечивает предкамерный способ смесеобразования.

В разделенных камерах сгорания (см. рис. 7.3) смесеобразование осуществляется за счет высоких скоростей втекания воздуха в дополнительную камеру при сжатии, а ускорение завершения сгорания путем выбрасывания не полностью сгоревших газов из дополнительной камеры в полость цилиндра в начале расширения.

Однако при применении этого способа невозможно решить вопрос обеспечения надлежащей экономичности. Низкая экономичность, присущая двигателям с разделенной камерой сгорания, связана с наличием гидравлических потерь на перетекание газа в предкамеры в основную камеру и с увеличенными тепловыми потерями вследствие интенсивного теплообмена в условиях высоких скоростей перетекания газов и развитой поверхностью камер.

Решающее значение при выборе способа организации рабочего процесса имеет тенденция дальнейшего повышения удельной мощности с обеспечением высокой топливной экономичности, экологичности и эксплуатационных свойств дизеля. Одним из способов достижения высоких удельных показателей является дальнейшее форсирование выпускаемых дизелей по среднему эффективному давлению и частоте вращения коленчатого вала.

Обеспечение указанных требований по совершенствованию рабочего цикла возможно при применении полуразделенных камер сгорания.

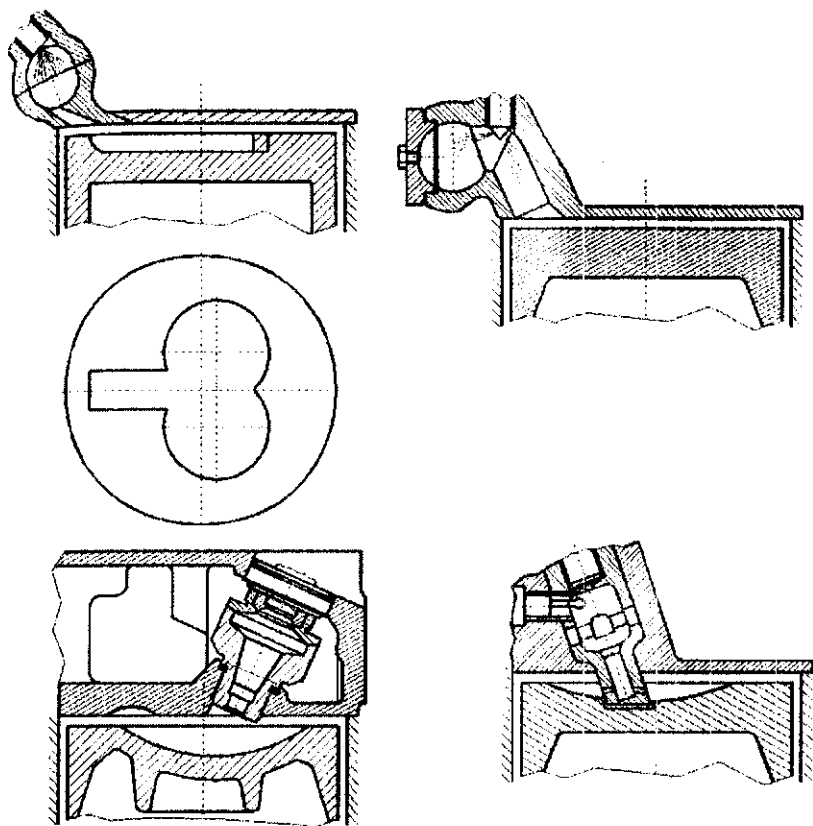


Рис. 7.3. Разделенные камеры сгорания

В полуразделенных камерах сгорания (см. рис. 7.4), выполненных в виде углубления в днище поршня, существенно меньшего диаметра, чем цилиндр, процесс смесеобразования осуществляется как путем распыливания топлива, так и за счет соответствующим образом организованного вихревого движения воздушного заряда, тангенциального или радиального. Важное влияние на скорость испарения и полноту сгорания топлива оказывает истечение продуктов неполного сгорания на такте расширения и температура боковой поверхности камеры сгорания. В полуразделенных камерах

часть топлива распределяется в объеме, другая часть попадает на стенку и растекается по ней в виде пленки, т.е. имеет место объемно-пленочное смесеобразование.

В дизелях с «М-процессом» (рис. 7.4, в) топливо впрыскивается односopловым распылителем на стенку камеры сгорания и распределяется по ней интенсивным воздушным вихрем в виде пленки, поверхности которой происходит испарение – пленочное смесеобразование.

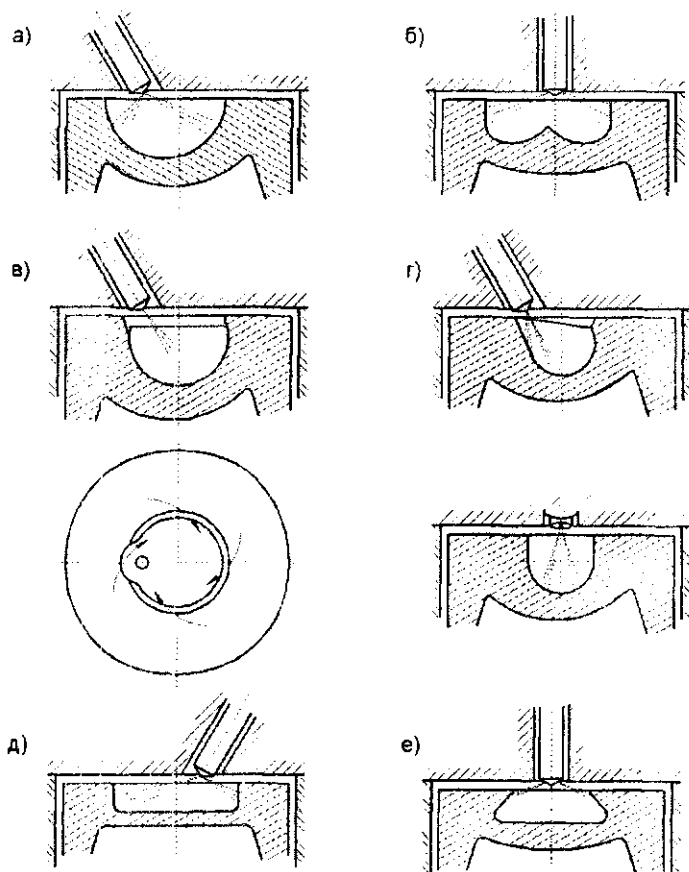


Рис. 7.4. Полуразделенные камеры сгорания  
 а) – сферическая камера; б) – камера ЯМЗ; в) – камера МАН;  
 г) – камера Deutz; д) – цилиндрическая камера; е) – камера ЦНИДИ

Существенное влияние на интенсификацию процесса испарения топлива в дизелях с «М-процессом» оказывает температурное состояние стенок камеры, которое находится в пределах 200...400 °С.

На дизелях применяют как полуразделенные камеры сгорания с узкой горловиной без закрутки воздуха на впуске (рис. 7.4, е), так и камеры с широкой горловиной в сочетании с профилированными впускными каналами. Применение камер с широкой горловиной более предпочтительно для дизелей воздушного охлаждения и при форсировании дизелей наддувом, т.к. в камерах с узкой горловиной при повышении температуры стенок создается опасность появления радиальных трещин на кромках.

В современных высокофорсированных дизелях камера сгорания выполняется с увеличенной горловиной (80–83 % от диаметра поршня) и центральным выступом (рис. 7.5). В таких двигателях широко применяются четырехклапанные головки цилиндров с центральным расположением форсунки, что позволяет улучшить условия организации процессов смесеобразования и сгорания.

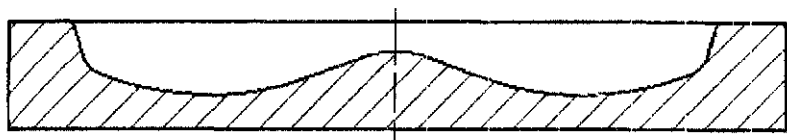


Рис. 7.5. Камера сгорания высокофорсированного дизеля

Форма и размеры камеры сгорания в сочетании с характеристиками впрыскивания топлива должны обеспечивать формирование объемно-пленочного смесеобразования в цилиндре. При этом обеспечиваются высокие экономические и экологические показатели дизеля.

Таким образом, по совокупности показателей, характеризующих рабочий процесс: удельные индикаторный и эффективный расходы топлива, закон тепловыделения, экологичность, лучшие показатели имеют камеры сгорания с объемно – пленочным смесеобразованием.

Вместе с тем объемно-пленочному смесеобразованию присущ ряд недостатков: повышенная теплонпряженность распылителей, кромки горловины камеры сгорания и межклапанной переемычки в го-



ловке цилиндров; недостаточно эффективное использование воздуха, поступающего в цилиндры двигателя; некоторое увеличение высоты головки поршня для размещения камеры сгорания, что способствует росту массы поршня; невысокие пусковые качества дизеля.

Все это вызывает необходимость разработки методов и практических мероприятий для повышения эффективности работы дизелей с объемно-пленочным смесеобразованием.

Можно выделить следующие направления совершенствования процессов смесеобразования и сгорания в дизелях с данными камерами сгорания:

- обеспечение необходимой скорости смесеобразования за счет выбора количества топливных струй и их характеристик, структур движения газа в камере сгорания;

- получение зависимостей, которые позволяют рассчитывать процессы смесеобразования и сгорания, раскрывая их физическую химическую сущность, и обеспечивать рациональный выбор основных размеров топливной аппаратуры, характеристик процессов впрыскивания топлива, формы и размеров камеры сгорания;

- установление природы воспламенения и протекания процесса сгорания с учетом влияния локального обогащения горючей смеси на формирование очага пламени, поиск методов управления скоростью горения.

Данные направления совершенствования процессов смесеобразования и сгорания решают следующим образом:

- согласовываются характеристики топливных струй с формой размерами камеры сгорания, интенсивностью и формой вихря для всех режимов работы двигателя;

- создаются топливные системы с микропроцессорным управлением подачей топлива;

- разрабатываются распылители с составной иглой и расположением сопловых отверстий на носке в два ряда по высоте. При этом диаметры сопловых отверстий и их поперечные сечения в каждом из рядов отличаются;

- совершенствуются камеры сгорания за счет выполнения в них различной формы выступов, ребер, ступенек, каналов и т.д.

## 7.2. Топливные системы дизелей

Топливные системы делятся на четыре основных класса: с механическим управлением топливоподачей; с электронно-актуаторным управлением; с электронным управлением посредством дозирующих клапанов – импульсные и аккумуляторные. В классах выделены характерные группы.

Исполнения ТС с механическим управлением топливоподачей: рядный насос серии типа УТН НЗТА, распределительный насос типа LUCAS, распределительный насос типа VE BOSCH, насос – форсунка типа ЯАЗ, форсунка с дросселированием на впуске [18, 19, 20, 21].

Все топливные системы, нашедшие широкое применение, осуществляют лишь дозирование количества впрыскиваемого топлива, изменение угла (начало/окончание) подачи и выполнение регулятором корректирующих функций.

У рядных насосов хорошо реализуются пусковые кромки на плунжере, изменяющие угол опережения впрыска при пуске на  $5-8^\circ$ , меньшее количество типов насосов имеют отсечные кромки с переменным углом наклона, еще меньше – наклонную кромку для изменения момента начала подачи –  $7-9^\circ$  [20]. Следует отметить, что классическая спиральная кромка для управления отсечкой требует технологических переходов.

Распределительные насосы используют дозирование втулкой на плунжере (у рядных такая втулка применяется для изменения угла опережения впрыска), дросселированием на впуске и изменением хода плунжеров.

Управление крутизной переднего фронта и дроблением подачи при помощи замедления и последующего разгона плунжера профилем кулачка отражается в патентных источниках, но на практике не используется. Причина – вероятность возникновения ударных нагрузок при переменных ускорениях, даже при обычных профилях кулачков ускорения меняются, например, от  $+800 \text{ м/с}^2$  до  $-1200 \text{ м/с}^2$  [22], а попытка дробить впрыск профилем приведет к недопустимо растянутому по времени впрыску при низком давлении. По этой же причине не применяются выпуклые профили. Так, кулачок с выпуклым профилем, обеспечивающий ход плунжера 10 мм, разгоняет плунжер до скорости 1,6 м/с, а кулачок с тангенциальным участком

профиля при меньшей начальной окружности и меньшем максимальном радиусе при том же ходе 10 мм плунжера разгоняет его до 2,4 м/с [19]. Поэтому широко распространены разгонные участки вогнутыми профилями и с тангенциальными – насосы серии НД УТН, ЯЗДА [23]. Здесь следует отметить, что кулачок с участком вогнутого профиля обеспечивает интенсивную объемную подачу.

Дополнительная канавка на плунжере позволяет получить предвпрыск, но современные двигатели требуют пилотную порцию не менее 1–4 мм<sup>3</sup>, что сложно достижимо [21]. Предварительная дозвпрыскивания ведет к уменьшению шума и снижению эмиссии NO<sub>x</sub> и СН. На рис. 7.6 проиллюстрировано влияние фаз впрыскивания на давление сгорания [20].

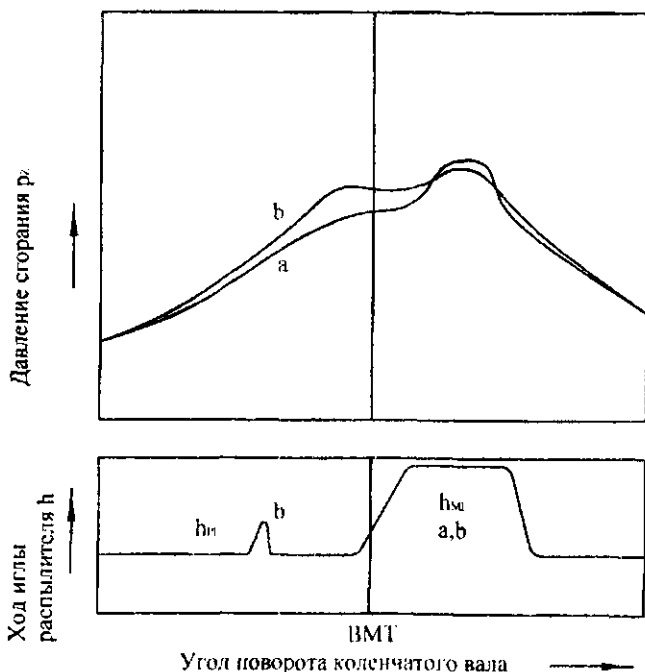


Рис. 7.6. Влияние предварительного впрыскивания на давление сгорания

Легко реализуется смешивание подаваемого воздуха с небольшой дозой топлива до цилиндра – путем отвода части утечек из форсунок во впускной коллектор. Дробление впрыска возможно и с помощью гидромеханических устройств [20].

Устройства опережения впрыска весьма удачно реализуются и удовлетворительно работают на распределительных насосах, например, VE BOSCH, LUCAS. Для рядных насосов нашли применение несколько подходов: центробежная муфта на валу привода кулачкового вала, дополнительная втулка или наклонная кромка на плунжере.

Сравнивать рядные насосы и распределительные довольно сложно. Модели рядных насосов принципиально похожи, сейчас наиболее распространены насосы с подвесными секциями, диаметры плунжеров от 6 до 20 мм. У распределительных насосов возможна компоновка с аксиальным расположением плунжера – VE BOSCH, с радиальным ходом плунжеров – LUCAS и по схеме фирмы AMBAK International. В рядном насосе менее нагружена плунжерная пара. Сам насос менее чувствителен к качеству топлива, особенно к присутствию воды. В то же время нагрузки в паре «кулачок – ролик» существенно выше. Распределительные насосы меньше по габаритам и весу.

Форсунки современных ТС стали двухпружинными, что способствует снижению шума. Варианты конструктивного исполнения двухпружинных форсунок приведены в работе [24]. Пружины имеют различную жесткость. Сначала работает пружина меньшей жесткости, обеспечивая начало подачи топлива при давлениях порядка 19 МПа, при дальнейшем повышении давления, продолжающая подъем, игла начинает сжимать и вторую пружину. Этот процесс хорошо виден на графике (рис. 7.7) [24]. Так реализуется элемент управления выгоранием через управление крутизной переднего фронта характеристики впрыскивания. Снижая скорость роста давления в цилиндре в процессе сгорания, уменьшают шум работы двигателя.

Это способствовало полному переходу к более экономичным дизелям с непосредственным впрыском, и как следствие, к отказу от штифтовых распылителей и совершенствованию закрытых многорыччатых, в развитии которых можно выделить несколько направлений.

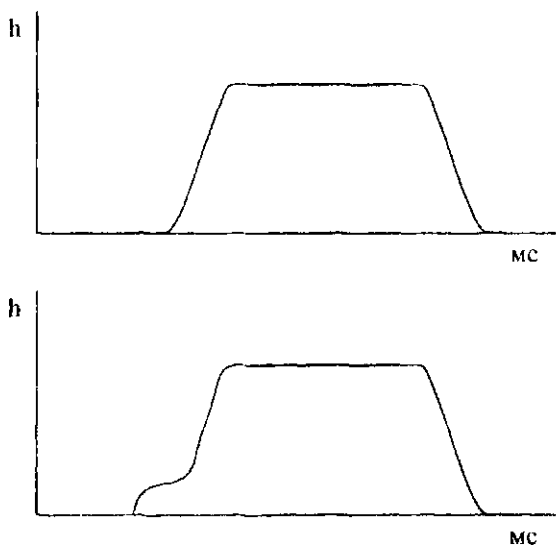


Рис. 7.7. Протекание процессов подъема иглы: одно- и двухигружной форсунки

В работе распылитель подвержен интенсивной тепловой нагрузке. Поэтому применение распылителей размерности Р, имеющие меньшие в сравнении с S габариты, предпочтительнее. При этом следует заметить, что для двигателей с плохими условиями теплоотвода в зоне установки форсунки эффективны теплоизолирующие прокладки, при достаточном охлаждении головки – медные.

Распылители размерности S имеют диаметр иглы 5 и 6 мм. Применение в распылителях серии Р игл с диаметром от 4,5 до 3 мм приводит к повышению давления начала и окончания впрыска, что благоприятно сказывается на качестве распыливания, уменьшая образование крупных капель при закрытии.

Уменьшение диаметра иглы существенно сказывается на величине усилия пружины и ее диаметре, т.к. при одном и том же давлении открытия иглу с диаметром 3 мм удерживает усилие в 4 раза меньшее, чем иглу 6 мм. Это весьма важно, т.к. возможности увеличения диаметра форсунки ограничены, а из-за соотношения диаметра проволоки и самой пружины ее производство представляет серьезные технологические проблемы. Достаточно отметить,

удовлетворительного качества пружины форсунок получают по сложному технологическому процессу, к примеру, из проволоки OTEVA-70 и на оборудовании фирмы WAFIOS.

Значительного прогресса в усовершенствовании рабочего процесса удается достичь, повышая давление впрыскивания. Но здесь недостаточно просто уменьшить диаметр иглы распылителя или снижать эффективное проходное сечение за счет ее подъема. Требуется переход на отверстия для распыливания с диаметром до 0,2 мм и увеличение их числа более 5.

При таких размерах начинают влиять граничные условия истечения топлива и требуется применение специальных технологий получения отверстий – электроэрозионным способом, а также последующей обработки отверстий.

Наиболее распространены два способа: продавливание абразивных паст через корпус распылителя и хорошо себя зарекомендовавший электролитно-импульсный способ обработки носика распылителя [17, 25]. Оба мероприятия существенно снижают коксование распыливающих отверстий и улучшают распыливание.

Важное значение имеет правильный выбор формы носика распылителя и обеспечение герметичности соединения игла-корпус распылителя. При этом стремятся минимизировать объем топлива, оказывающийся под запирающей кромкой иглы, так называемый подыгольный объем.

Применяемые типы распылителей приведены в источниках [2], 24, 26] и показаны на рис. 7.8.

Цилиндрическая форма колодца и сферическая носика распылителя (рис. 7.8, а) позволяют легко ориентировать топливные струи в цилиндре, что важно для двигателей, у которых угол отклонения струи от оси до 90 градусов. Но при этом объем подыгольного пространства наибольший, что ведет к дымлению, повышению СН, удельного расхода и коксованию.

Коническая форма колодца обеспечивает уменьшение подыгольного объема, но осложняется получение отверстий сверлением и длина отверстий может оказаться разной.

Наилучшей оказывается распылитель с конической формой колодца (рис. 7.8, б), когда распыливающие отверстия равномерно и максимально приближены к линии запираения. Такие распылители иногда называют «с запираением по распыливающим отверстиям»,

что, строго говоря, не соответствует действительности, т.к. для герметичности запираания обеспечивается между конусом иглы и коническим колодцем технологическими допусками гарантированный зазор по угловому размеру до  $1,5^\circ$ .

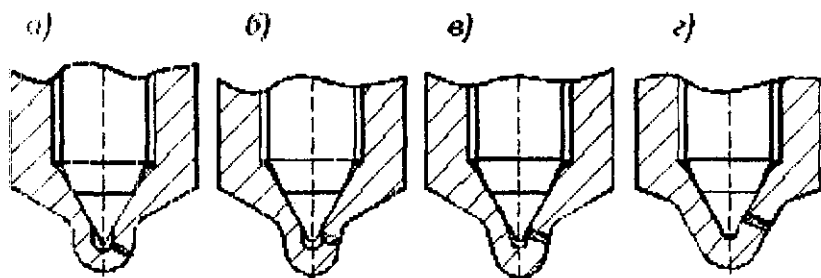


Рис. 7.8. Типы распылителей:

*а* – цилиндрическое глухое отверстие подыгольного объема и конической вершины иглы; *б* – коническое глухое отверстие подыгольного объема и коническая вершина иглы; *в* – подыгольный микрообъем; *г* – распылитель с выходом соплового отверстия на запорную кромку

Наилучшее применение этого типа распылителей – для форсунок с центральным вертикальным положением в цилиндре. При установке такого распылителя в наклонностоящих форсунках в двигателях с двумя клапанами на цилиндр часть распыливающих отверстий существенно удаляется от герметизирующей кромки. Результатом может оказаться коксование распыливающих отверстий, несмотря на очень малый подыгольный объем.

Важное значение имеет длина отверстия – не более  $0,8-1,0$  мм, иначе уменьшается распыливание и увеличивается дальность струи топлива. Соотношение «диаметр-длина» у распыливающих отверстий не должны сильно различаться между собой. Различия между отверстиями увеличивает расход топлива [23].

Серьезную проблему представляет сохранение характеристик свойств распылителя в эксплуатации, т.к. из-за износа может измениться запорный диаметр, подъем иглы и произойти снижение давления открытия, что приведет к появлению крупных капель. Так

целью сохранения герметичности и величины подъема иглы выполняются с подрезкой и обратной разницей углов [21].

Имеются разные предложения по различным устройствам для расширения возможностей механических систем управления, но на практике реализуется лишь малая их часть. Связано это, прежде всего с большими трудностями, возникающими при проектировании, изготовлении и эксплуатации элементов и устройств механического управления, которые при попытке осуществить большой набор функций оказываются громоздкими, дорогими в производстве и ненадежно работающими. Кроме того, износ устройств управления приводит к нарушению управляемости, а настройки еще более усложняют ситуацию.

Современные ТС с механическим управлением выполняют нормы Евро-3. Основной их недостаток – осредненное регулирование (т.е. без учета индивидуальных особенностей тракторов «секция-форсунка-цилиндр») цикловой подачи и момента опережения впрыска, незначительные возможности по дроблению впрыска на дозы. ТС такого типа предоставляют недостаточно возможностей, чтобы эффективно влиять топливоподачей на характеристику выгорания.

Давление у всех топливных систем зависит от частоты вращения коленчатого вала ДВС. Поэтому используются все возможности для его увеличения, например, перекрытие окон на втулке выполняется в зоне максимальной скорости плунжера. В наилучшем положении здесь распределительные насосы: с радиальным движением плунжеров, т.к. обеспечивают значительные объемные подачи, а насосы с аксиальным движением плунжера имеют распределение нагрузок по нескольким роликам. Эти насосы смазываются проточным топливом, что снижает температуру и удаляет продукты износа.

Таким образом, топливные системы с механическим управлением имеют следующие возможности по формированию характеристики топливоподачи:

- управление крутизной переднего фронта характеристики топливоподачи (двухпружинной форсункой, профилем кулачка, пропускной способностью тракта и распылителя);
- длительность впрыска (профиль кулачка):



– максимальное (среднее за цикл) давление впрыска (диаметр плунжера, скорость плунжера, пропускная способность тракта, распылителя);

- предварительный впрыск;
- подача топлива в воздухопровод;
- изменение момента (начало/окончание) подачи;
- изменение объема подачи;
- пусковая коррекция подачи топлива;
- атмосферная коррекция;
- коррекция по наддуву.

Расширение возможности механического управления подаче привели к тому, что регулятор превратился в сложный, дорогой ненадежно работающий узел, но не дающий все же требуемого уровня управления подачей топлива для формирования оптимальной характеристики сгорания. Вполне естественно, что регулятор стал первым узлом, на замену которого были направлены усилия разработчиков.

Переходными от ТС с механическим управлением к электронным с помощью дозирующих клапанов являются ТС с актуаторным (электромагнитным) приводом дозирующего органа ТНВД. Актуатор выполняется с поворотным или линейным перемещением, с высокими требованиями по быстродействию и точности.

Примерами являются топливные системы, выпускаемые фирмой BOSCH – распределительные насосы серии VE...EDC с аксиальным движением плунжера, рядные насосы серий H1 и H 1000, а также насосы H3TA-4УТНЭ-1111005-10 с управлением фирмы HEINZMAN (Германия) и 4УТНЭ-1111005 с управлением ЭРУС-10 (РФ).

Следует отметить, что рядные насосы фирмы BOSCH серий H1 и H 1000 имеют дополнительную втулку на плунжере, что позволяет им при наличии реечного управления поворотом плунжера полноценно управлять углом опережения впрыска.

Появление ТС, сохранивших отсечные кромки у плунжеров насосов, но сменившие механический регулятор на актуаторный привод рейки или дозатора, было естественным шагом производителей стремившихся сохранить преемственность при выпуске ТС.

При управлении этими ТС обрабатывается значительное количество информации о состоянии двигателя, характеристике заряда

топлива. В памяти контроллера сохранялись данные калибровки об оптимальных параметрах подачи на всех режимах работы двигателя, что привело к улучшению топливной экономичности и токсичности отработавших газов.

Получив повышенное быстродействие, точность, возможность учета большего количества параметров, данные ТС сохранили те же недостатки, что и с механическим управлением – осредненное регулирование двух параметров, при этом цена на них существенно возросла. Но эта ТС впервые предоставила реализуемую возможность оптимизировать работу мобильной машины в целом, например, управлять буксованием колес.

Нецелесообразность на сегодня применения ТС с актуатором на мобильной машине можно выявить в сравнении с ТС, где дозирующие электроклапаны установлены на каждой секции насоса, а форсунки применены, например, двухпружинные.

Цены этих систем практически одинаковы, поскольку почти одинаков набор компонентов, требуются одинаковые изменения на двигателе, а появление дозирующих клапанов компенсируется упрощением плунжеров и втулок насоса.

Основное улучшение работы двигателя происходит при индивидуальных настройках тракта насос-форсунка-цилиндр. Уменьшается шум, возрастают мощностно-экономические параметры ДВС, уменьшаются выбросы вредных веществ, а при форсировании давления впрыска до 150 – 180 МПа такие ТС выполняют Tier-3. Поэтому данный режим настройки обязателен для каждого конкретного двигателя, критерием для его оптимизации можно избрать перепад температур выхлопных газов в выхлопном патрубке каждого цилиндра.

ТС с актуатором не выполняет данных оптимизирующих настроек, давления впрыска те же, что и у ТС с механическим регулированием, поэтому ее новое применение на мобильных машинах неоправданно.

При этом ТС с актуатором сохранили все возможности по управлению характеристикой впрыска механических систем и дополнили характеристики параметрами:

- учет массового расхода воздуха;
- управление рециркуляцией;
- учет температур воздуха и топлива;

- отслеживание аварийных режимов;
- связь с рабочими режимами мобильной машины или специальной установки;
- оперативная диагностика.

Следует отметить, что приведенный перечень датчиков и выполняемых ТС с актуатором функций теоретически осуществим, но на практике наиболее распространены системы с минимальным набором: датчики частоты и фазы, контроллер, актуатор, электронная педаль, контроль подъема иглы и аварийных состояний ДВС. Высокая степень автоматизации неэффективна при грубом дозировании подачи и управлении углом опережения впрыска.

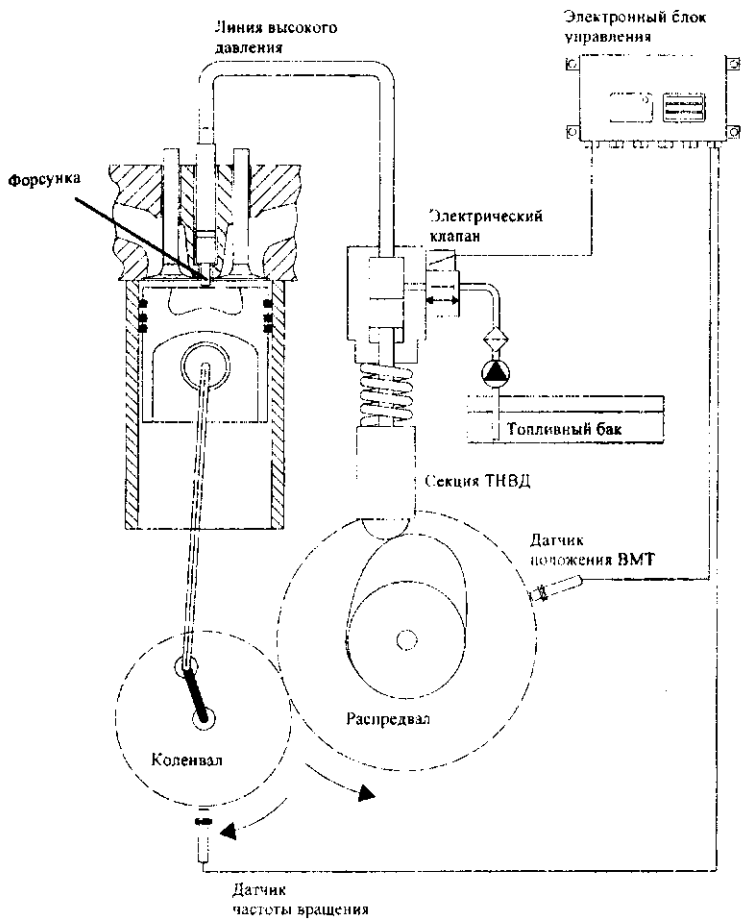
Актуаторные системы сменили ТС с гибким управлением подачей посредством одного или по числу цилиндров двигателя дозирующих клапанов и электронного управления.

Примерами таких ТС являются выпускаемые фирмой BOSCH распределительные насосы серии VE...MV с аксиальным движением плунжера, распределительные насосы серии VR с радиальным движением плунжера, а также распределительные насосы фирмы LUCAS [18] и рядный насос H3TA 432 [27] с управлением фирмой «Дизельавтоматика» (РФ), индивидуальные ТНВД BOSCH серии PE насос-форсунки фирм LUCAS, BOSCH, CATERPILLAR, CUMMINS SELECT<sup>TM</sup> PLUS [28].

Принципиальные схемы применения приведены на рис. 7.9 и 7.10 [29].

Появление новых возможностей ТС сопровождается включением в их состав новых элементов, но и под прежним названием в новых ТС обнаруживается устройство более высокого уровня исполнения.

Топливоподкачивающие насосы с механическим приводом плунжерного типа, применяемые в системах H3TA, ЯЗДА-ЯЗТ, обеспечивают разрежение на всасывании порядка 0,1 МПа, и давление топлива около 0,15 МПа, что совершенно недостаточно для топливной аппаратуры. Здесь необходимы, например, роторные пластинчатые топливopодкачивающие насосы, серийно выпускаемые VE BOSCH. По экспериментальным данным, при настройке давления 0,4–0,6 МПа они удовлетворительно работают с импульсными системами, обеспечивая режим клапанного заполнения на плунжерного пространства.



**Рис. 7.9.** Импульсная ТС разделенного типа с дозирующим клапаном и электронным управлением

Насос-форсунка является одним из наиболее перспективных решений для работы под электронным управлением, поскольку не имеет энергетических потерь, связанных с протеканием топлива под высоким давлением по трубопроводам, но имеют достаточно сложную конструкцию.

Особенностью импульсных ТС с высокими давлениями впрыска являются значительные пиковые нагрузки на валу привода. Это обусловлено наличием упругой муфты, предохраняющей зубчатую передачу от разрушения.

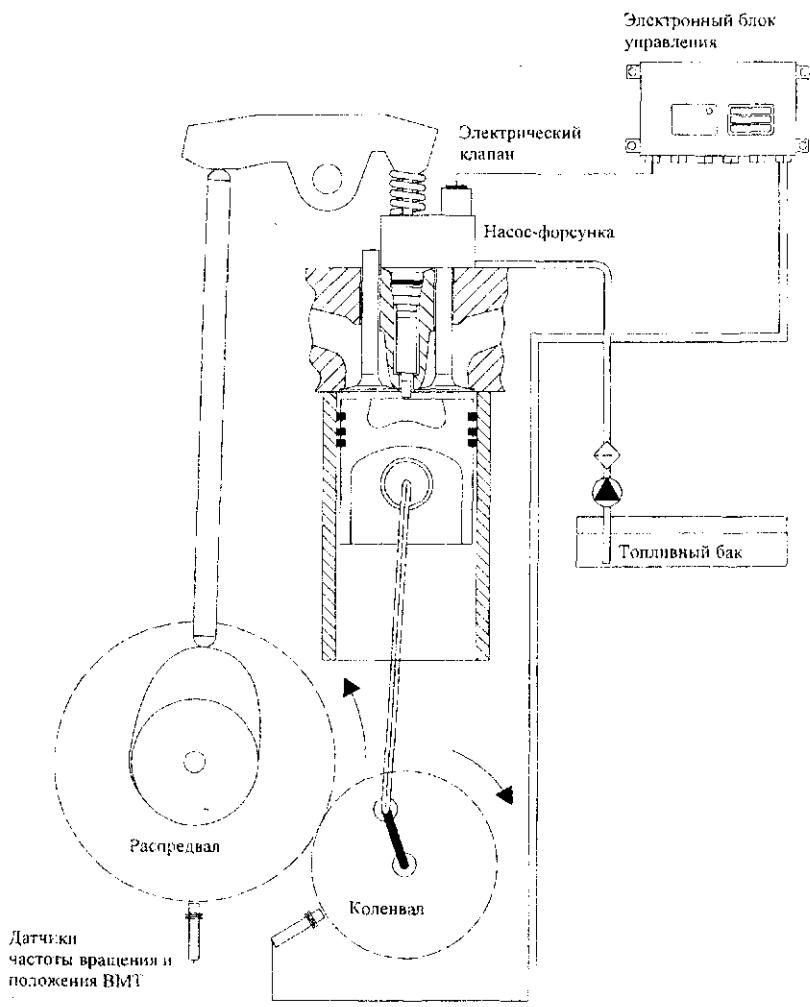


Рис. 7.16. Импульсная ТС неразделенного типа с дозирующим клапаном и электронным управлением

Следует отметить, что программное управление при значительном количестве датчиков позволяет вводить в управление недоступное для ранее описанных систем число функций и здесь все зависит от потребности в них. Быстродействие импульсных ТС позволяет согласовывать работу двигателя с другими системами, например, тормозной – по сигналу от педали прекращать подачу топлива и использовать торможение двигателем, или при включенной передаче полное отпускане педали газа также прекращает подачу топлива.

Применение дозирующего клапана позволяет управлять началом и длительностью впрыска топлива. Чтобы реализовать эту возможность, импульсные системы требуют увеличенных ходов плунжеров и наличие на профиле кулачков участков постоянной скорости. Появление такого участка приводит к выходу ролика с тангенциальной на радиусную часть профиля кулака в период максимальных давлений впрыска, что дает высокие контактные напряжения. Чтобы обеспечить работоспособность, необходимо применять специальный профиль ролика, материалы и термообработку, а также качественную смазку. Также сам дозирующий клапан, в котором игла подвержена большим нагрузкам, в том числе кавитации, является дорогим и сложным для производства.

Параметры клапанного узла – диаметр, ход иглы, форма и размеры запирающего элемента, быстродействие на включении и выключении должны быть тщательно подобраны и согласованы с другими составляющими ТС. Также клапан должен иметь устройства для гашения волн, возникающих при отсечке. В противном случае может возникать эффект самопроизвольного включения форсунки при открытом клапане, а при отсечке с давлением 100 МПа и более – кавитационные разрушения иглы и других элементов.

Из всех импульсных ТС насос-форсунки имеют наибольшие перспективы и уже сегодня выпускаются для давлений впрыска свыше 200 МПа, обеспечивая высокую энергию впрыска, хорошее распыливание и управление подачей. Однако снижение времени подачи топлива должно идти до определенных пределов, иначе возрастает шум, динамические нагрузки, ухудшаются экологические показатели, что видно на рис. 7.11 [21]. Следует отметить, что совершенствование ТС путем повышения давления впрыскивания, вероятно близко к своему пределу, и именно по этой причине сле-

дует ожидать появления систем, использующих альтернативный путь. К тому же, в развиваемом давлении импульсные системы зависимы от частоты вращения. Топливные системы, имеющие клапану на каждой секции насоса (дросселирование подачи), на каждой форсунке (управление подачей) и теоретически успевающими управлять давлением, встречаются только в патентах.

Топливные системы с дозирующими клапанами впервые предоставили возможность надежно получать впрыск предварительной, последующих доз топлива в малых объемах. Специалисты рекомендуют разбивать впрыск на 4–6 доз, добиваясь этим снижения шумности, эмиссии  $\text{NO}_x$  и сажеобразования [30, 31].

По исследованиям [32] первые две дозы топлива, называемые пилотными, служат для увеличения крутящего момента на низких частотах вращения и уменьшения эмиссии вредных веществ соответственно, а также обе для уменьшения шума. За основным впрыском поступает в цилиндр доза топлива, управляющая содержанием  $\text{NO}_x$ . Следующая предназначена для управления при  $\lambda < 1$ . Последняя доза топлива предназначена не для сгорания в цилиндре, а для управления температурой в выхлопном тракте и периодического сжигания сажи в фильтре.

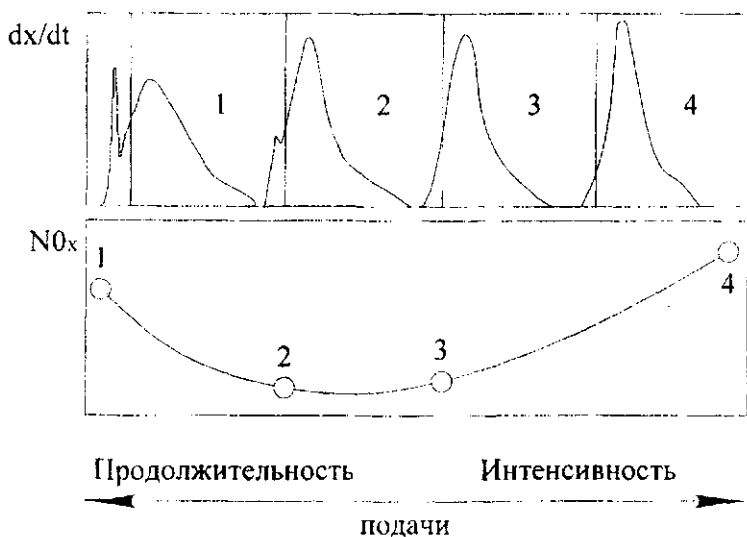


Рис. 7.11. Зависимость эмиссии окислов азота от интенсивности подачи

Таким образом топливоподача в современном дизеле не является непрерывным во времени процессом, дифференциальная характеристика имеет разрывы, а интегральная имеет участки с нулевым значением производной. Подбирая длительность этих участков и крутизну роста кривой подачи при ее возобновлении реализуется возможность влияния на характеристику выгорания.

Так же современный двигатель внутреннего сгорания, работающий по циклу Дизеля, уже не является в чистом виде двигателем с внутренним смесеобразованием, так как для управления характеристикой выгорания топлива применяется его подмешивание к поступающему воздуху еще до цилиндра. Ограниченный требованиями по экологии, дизель имеет режимы, когда не стремятся к выгоранию с полным отсутствием в выхлопных газах углеводородов. Более того, имеются режимы с вырыскиванием топлива на такте выпуска.

Ввиду крайне малого времени впрыска при частоте вращения 2000 мин<sup>-1</sup> и скорости поршня около 1,2–1,3 м/с, успешно с этой задачей (осуществить дробление впрыска на 3 и более доз) могут справиться импульсные ТС с компоновкой электромагнитного или пьезоуправляемого дозирующего клапана на форсунке, на насос-форсунке, а также аккумуляторные системы (рис. 7.12) [33]. Для аккумуляторных ТС необходим топливоподкачивающий насос с электроприводом.

Насос для ТС фирмы Common Rail внешне прост по конструкции, но развиваемые им давления приводят к высоким механическим нагрузкам в системе, чего лишена в известной мере аккумуляторная ТС с мультипликацией давления в форсунке. Здесь в общей магистрали находится масло, поданное насосом под давлением, обычно не превышающем 20 МПа, а топливо подается отдельным насосом к форсунке.

Фильтры для ТС, развивающих высокие давления, должны выполнять водоотделение.

Аккумуляторные системы в сравнении с импульсными легко реализуют еще одну дополнительную функцию – управление давлением впрыска. Данное преимущество особенно ценно при малой частоте вращения коленчатого вала двигателя. Аккумуляторные ТС на сегодня предоставляют наибольшие возможности по управлению впрыском.



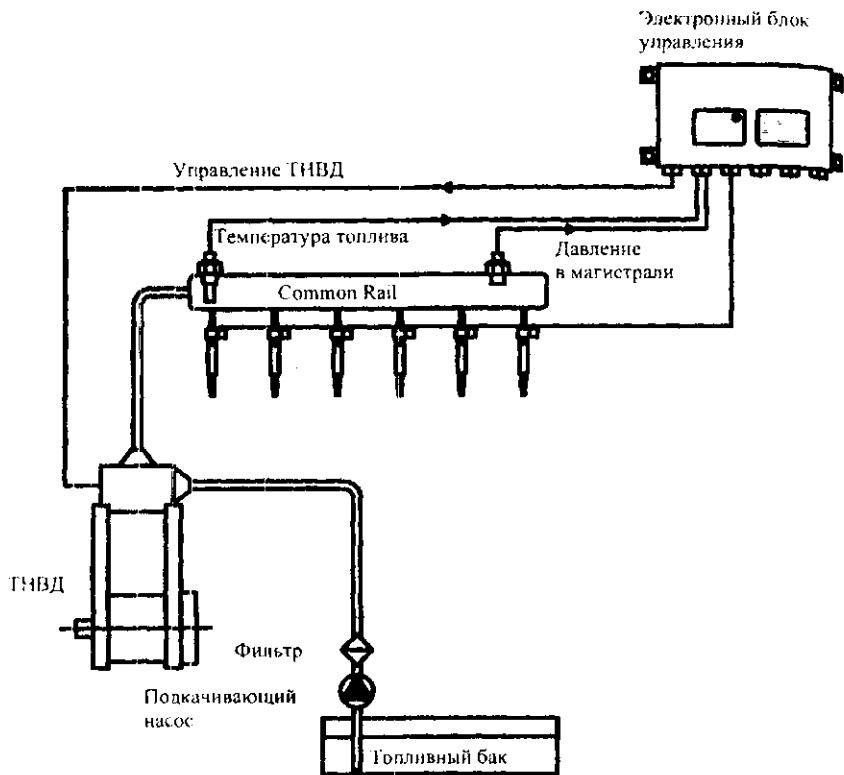


Рис. 7.12. Аккумуляторная ТС типа Common Rail

ТС с механическим управлением позволяют развить давление до 120 МПа. В принципе насосы можно форсировать и до давления порядка 180 МПа, но это лишено смысла, т.к. существенно возрастает стоимость, возникают проблемы с ресурсом. Для Tier-1 достаточны давления до 80 МПа, для Tier-2 – до 120 МПа.

Поскольку рынку требуются двигатели разного технического уровня, возникает вопрос выбора типа ТС. В работе [19] предложено определять применимость ТС по рабочему объему цилиндров двигателей. Рекомендации давались для вновь проектируемых двигателей исходя из перспективных требований по токсичности выхлопа.

Однако, ситуация в целом по двигателям более сложна и требует одновременного совместного рассмотрения нескольких условий: назначение, новый или совершенствуемый выпускаемый, какого уровня нормы действуют при данном применении двигателя, ценовая ситуация по ТС.

Для вновь проектируемых двигателей, подпадающих под действие самых жестких норм по токсичности выхлопа, представляется предпочтительным применение насос-форсунок с пьезопроводом дозирующего клапана. Возможности насос-форсунок, как и остальных современных ТС, позволяют широкое применение в двигателях различного рабочего объема и назначения. Аккумуляторные системы предпочтительны как для новых двигателей, так и при их глубокой модернизации.

Надо отметить, что обе наиболее прогрессивные системы, либо их компоненты, выпускаются лишь мировыми фирмами-лидерами по производству ТС – DELPHI, BOSCH, SIEMENS, CATERPILLAR, CUMMINS. К настоящему времени они прошли этапы исследований, постановки на производство, но спрос на них недостаточен. С повышением сбыта этих ТС для новых двигателей, цены на системы станут вполне приемлемыми. К тому же, выполнение перспективных экологических норм связано с серьезными изменениями не только в ТС, но и в самом двигателе, например введение регулирования фаз впуска и выпуска, в выпускном тракте появляется устройства по контролю, детоксикации выхлопных газов и ликвидации сажи.

Импульсные ТС (насос + форсунка) приемлемы для модернизации двигателей под требования Tier-3, поскольку не требуют серьезных переделок двигателя.

Модернизированные ТС с механическим управлением подачей, вероятно, оставят за собой рынок стационарных и специальных двигателей, на которые не распространяется действие невыполнимых для них правил по токсичности.

Проходя этапы развития, получая новые свойства, ТС получили такие возможности, которые изменили представление о ТС как о системах, замкнутых в информационном поле собственно двигателя и человека. На современную ТС дизеля возлагается задача управления впуском воздуха, процессами при выпуске, а также функции связи и управления с другими системами мобильных машин.

Наиболее гибкое и эффективное управление в настоящее время обеспечивается электронными контроллерами в составе с аккумуляторными системами топливоподачи, насос-форсунками и индивидуальными ТНВД, поскольку они представляют собой модуль подсистему двигателя с четкой иерархией и достаточной информативностью во внутренних и внешних связях, хорошо поддающихся автоматизированному управлению. При этом они имеют достаточно отработанную механическую составляющую, гидравлические и электрические компоненты с хорошими перспективами по совершенствованию с помощью современных технологий.

Из вышеизложенного материала можно получить рекомендации по способам совершенствования топливных систем. Причем сразу следует отметить, что совершенствование систем с электронным управлением в основном идет путем реализации все новых функций в управлении, для систем с механическим управлением существенным остается оптимизация внутренних параметров для целей интенсификации подачи.

Поэтому для систем с электронным управлением, где набор реализуемых функций определяется требованиями потребителя, необходимо, прежде всего, определить обязательный набор компонентов, без которых будут существенные пробелы в управлении.

Актуальным сейчас является разработка ТС для глубокой модернизации существующей продукции моторостроения. Здесь рациональной для рассмотрения является следующая ТС – в составе единичных насосных секций с клапанами, форсунок, электронного управления в импульсном режиме. Пример ТС приведен на рис. 7.13

Система включает в себя: бак для топлива, фильтры очистки топлива, топливоподкачивающий насос, топливопроводы низкого давления, индивидуальные ТНВД с дозирующим клапаном, имеющим электромагнитный или пьезопривод, упругую муфту на валу привода ТНВД, топливопроводы высокого давления, форсунку устройства аварийного останова.

Имеется набор датчиков – частоты вращения коленчатого вала, фазы, электронная педаль, подъема иглы, давления масла, давления наддува, температуры масла и охлаждающей жидкости. Управляющий работой ТС контроллер имеет силовые ключи. В управлении заложены функции диагностики, все устройства соединены кабелями с разъемами.

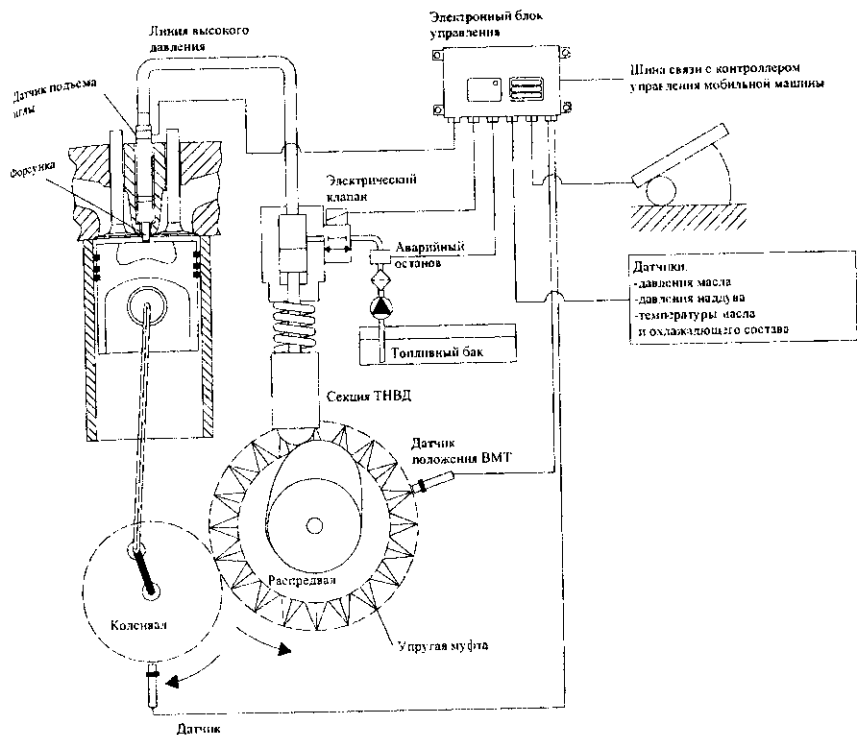


Рис. 7.13. Топливная система с электронным управлением для модернизации двигателя

Такой состав следует считать минимально необходимым. При этом будет реализовано управление количеством подаваемого топлива, началом и окончанием его подачи, а также любой закон регулирования. Будут отслеживаться аварийные ситуации. Стоимость ТС будет минимальной.

Для более точного управления подачей необходимо дополнить ТС следующими компонентами: датчиками температур воздуха, топлива, отработавших газов в каждом выхлопном патрубке, датчиком массового расхода воздуха, датчиком давления топлива в питающей ТНВД магистрали. Также в состав устройств, работающих под управлением контроллера ТС, следует включить рециркуляцию отработавших газов, управление наддувом, температурой подаваемого

мого воздуха и выхлопных газов, комплекс датчиков, катализаторов и нейтрализаторов в выпускном тракте.

С точки зрения управления ДВС по внутренним параметрам этого набора компонентов вполне достаточно для выполнения высоких норм по экологии.

Следующим этапом развития ТС является согласование работы ДВС и мобильной машины в целом. Для этого, например, мобильная машина должна иметь устройства измерения параметров, свой контроллер и устройство связи с контроллером двигателя.

В этой комплектации будет достигаться наименьший эксплуатационный расход топлива, и обеспечиваться высокое качество технологического процесса мобильной машины.

В принципе, три выделенных варианта подхода к комплектации ТС применимы и к созданию других ТС с электронным управлением, лишь с учетом их особенностей. Например, для ТС фирмы *Common Rail* уже в минимальном наборе обязательны датчики высокого давления и устройство предупреждения аварийного расхода.

Обратим внимание на особенности применения. На наш взгляд не следует размещать датчики частоты вращения на валу приводных насосных секций, часто это предлагается при компоновке единичных насосов в общем корпусе. У дизелей с малыми цикловыми подачами, где возможно сохранение ременного привода, при смене режимов возникает существенная погрешность измерения угловой координаты, у мощных дизелей к этому же эффекту приводят крутильные колебания из-за больших пиковых нагрузок.

При модернизации двигателя без изменения блока или головки цилиндров возможна установка индивидуальных ТНВД в одном корпусе. При этом короче приводной вал и уменьшаются крутильные колебания, но увеличивается длина трубопроводов высокого давления.

В системе управления обязательно должна быть функция автодиагностики и блокировки ошибочных действий оператора.

Как отмечено ранее, важной задачей для последующей разработки является установление связи с управлением мобильной машины. Возможны два варианта построения управления. Первый – когда управляющее воздействие строится на основании анализа сигнала типа «включено-выключено», например, об определенном положении органов управления, или о достижении параметром задан-

предусмотренного фиксированного значения. Такое воздействие реализуется достаточно просто.

Пример – выключение подачи при движении с включенной передачей и не нажатой педалью газа, переход на режим холостого хода при последующем нажатии сцепления. Также несложно организовать реакцию ТС на достижение маслом двигателя определенной температуры и другие параметры, отслеживание большинства аварийных ситуаций.

Более сложно построить воздействие на ТС, анализируя влияние динамично изменяющихся параметров – частоты вращения колес, значений развиваемого двигателем крутящего момента. В этом случае появляется множество нерешенных проблем.

Для систем с механическим регулированием важно использовать все возможности по повышению давлений впрыска, точности дозирования и выполнения корректирующих подачу действий регулятора. Для этого необходимо выбрать профиль кулачка с учетом многих факторов, указанных выше. Скорее всего, выбирать придется между кулачками, имеющими сочетание тангенциальных или вогнутых профилей с радиусными участками постоянной скорости. Задачу можно поставить как совместное определение угловой координаты кулачка, соответствующей началу подъема плунжера, определение параметров профильных участков кулачков, определение координат и размеров впускных и отсечных окон, определение активного хода плунжера.

Следует отметить, что современные ТС с высокими давлениями впрыска при расчете параметров подачи требуют учета сжимаемости топлива, упругости элементов привода и собственно насоса высокого давления.

### 7.3. Турбонаддув

Повышение производительности тракторов в значительной мере определяется ростом их энерговооружённости, т.е. мощности двигателей, приводящих их в движение. Поэтому одна из основных тенденций развития современных ДВС – повышение агрегатной мощности [34, 35].

Повышение литровой мощности, осуществляемое при модернизации выпускаемых двигателей и создании новых – форсирование

двигателей. Решение задачи форсирования двигателей в настоящее время решается главным образом применением наддува.

*Наддувом* двигателя называется способ его форсирования путем одновременного увеличения количества поступающего в цилиндр весового заряда воздуха и топлива. Из всех видов наддува широко распространение получил газотурбинный наддув (турбонаддув).

Современные тракторные дизели выпускаются с турбонаддувом. При среднем наддуве мощность дизеля повышается на 50-70 %, а вообще мощность двигателя может быть увеличена в несколько раз. В целях обеспечения прочности и допускаемой тепловой напряженности при применении наддува в дизелях их мощность увеличивают не более чем в два раза.

При применении наддува не только увеличивается мощность двигателей, но и решаются не менее важные тенденции развития двигателей – снижаются токсичность и удельный расход топлива.

Для форсирования двигателей применяются турбокомпрессоры (ТКР), сочетающие в одном агрегате центробежную газовую турбину и центробежный компрессор.

По давлению наддува турбокомпрессоры делятся на группы [19]:

1. Турбокомпрессоры низкого давления (исполнения Н) со степенью повышения давления  $\pi_k$  от 1,3 до 1,9 включительно.
2. Среднего давления (исполнения С) с  $\pi_k$  от 1,9 до 2,5 включительно.
3. Высокого давления (исполнение В) с  $\pi_k$  от 2,5 до 3,5.

Выпускается несколько моделей турбокомпрессоров, каждая из которых предназначена для наддува двигателей в определенном диапазоне мощностей. Причём, чтобы обеспечить соответствие параметров турбокомпрессора и двигателя, модели агрегатов наддува имеют модификации, которые отличаются между собой прочными частями компрессора и турбины при сохранении базовых диаметров колёс. Базовый диаметр колеса компрессора (такой же диаметр и у колеса турбины) в сантиметрах указывается последней цифрой в обозначении типоразмера турбокомпрессора. Например, ТКР – 5,5, ТКР – 6,5 и т.д. Отклонение от базового диаметра колёс турбокомпрессора допускается до 5 мм. В соответствии с РД 37.001.242-92 «ТУРБОКОМПРЕССОРЫ АВТОТРАКТОРНЫЕ. Основные параметры и размеры. Технические требования» выпуска

ются турбокомпрессоры: ТКР – 4.5, ТКР – 5.5, ТКР – 6.5, ТКР – 7.5, ТКР – 9. Область применения каждой модели ограничивается зоной помпажа, максимальным расходом, при котором КПД компрессора не ниже 0,7 и максимально допустимыми частотами вращения. Типоразмер компрессоров выбирают по заданному  $\pi_k$  и расходу воздуха.

Развитие дизелей с турбонаддувом идёт главным образом в направлении увеличения степени форсирования путём повышения давления наддува, применения регулируемого наддува и промежуточного охлаждения надувочного воздуха.

Рост производительности позволяет использовать для наддува турбокомпрессоры с малыми диаметрами колёс. Такие турбокомпрессоры имеют лучшую приемистость, что позволяет улучшить динамические качества двигателей и снизить дымность отработавших газов. Поэтому при выборе турбокомпрессора для обеспечения высокой приёмистости двигателя необходимо выбирать рабочие колёса с возможно меньшим наружным диаметром.

### *7.3.1. Регулирование турбокомпрессоров*

При работе дизеля с турбокомпрессором по скоростной характеристике с уменьшением частоты вращения интенсивно снижается давление наддува, что ведёт к уменьшению коэффициента избытка воздуха. При этом увеличивается удельный расход топлива и снижается развиваемый двигателем крутящий момент. Этот недостаток проявляется тем значительнее, чем выше турбонаддув на номинальном режиме. Эффективным средством позволяющим уменьшить указанный недостаток является применение системы регулирования турбонаддува. При регулировании наддува обеспечивают уменьшение давления наддува на больших частотах вращения коленчатого вала двигателя и увеличение давления на малых, а также снижение давления наддува на малых нагрузках.

Разработке и внедрению систем регулирования наддува уделяется в настоящее время большое внимание.

**Регулирование компрессоров**, применяемых в комбинированных двигателях, можно разделить на дроссельное, количественное и регулирование с помощью перепуска воздуха.



*Дроссельное регулирование* основано на уменьшении количества всасываемого воздуха созданием искусственного сопротивления на всасывании (или нагнетании).

Применительно к условиям работы компрессора в системе воздухообеспечения двигателя дроссельное регулирование возможно для ограничения давления наддува при работе при номинальной частоте вращения коленчатого вала. Дросселированием можно снизить давление наддува и, как следствие этого, давление перед турбиной и частоту вращения ротора. В результате установится новый режим совместной работы на номинальной частоте вращения коленчатого вала. Температура выпускных газов при этом может несколько возрасти, но напряженность двигателя и турбокомпрессора будет заметно снижена.

Дросселирование на нагнетании оказывает большее влияние на расход, чем дросселирование на входе. Для преодоления создаваемого при дросселировании сопротивления непроизводительно затрачивается работа турбины, вследствие чего снижается КПД. Поэтому регулирование компрессора дросселированием следует применять в комбинированных двигателях с невысокими значениями коэффициента запаса крутящего момента.

*Количественное регулирование* основано на изменении проходных сечений лопаточных аппаратов компрессора и активной ширины колеса компрессора в соответствии с необходимым изменением расхода воздуха. Известны несколько способов изменения проходных сечений лопаточных аппаратов компрессоров:

- поворотом лопаток входного направляющего аппарата (ВНА);
- изменением проходных сечений лопаточного диффузора компрессора;
- изменением проходного сечения направляющего аппарата при помощи скользящего кольца.

Теоретический напор компрессора с радиальными лопатками:

$$H_{\text{теор}} = \mu \cdot u_2^2 - u_{1\text{ср}}^2 \cdot \zeta_{\text{иср}}, \quad (7.1)$$

где  $\mu$  – коэффициент циркуляции компрессора;

$u_{1\text{ср}}$  и  $u_2$  – окружные скорости соответственно на среднем и наружном диаметрах колеса компрессора;

$c_{\text{н ср}}$  – окружная составляющая скорости воздуха на входе в колесо на среднем диаметре (закручивание потока).

Из уравнения (7.1) следует, что при закручивании потока в направлении вращения теоретический напор будет меньше, а при закручивании потока против вращения – больше, чем для случая, когда  $c_{\text{н ср}} = 0$ . Это положение используется в компрессорах, регулируемых поворотными лопатками вращающегося направляющего аппарата (ВНА).

Другой разновидностью количественного регулирования является изменение проходных сечений лопаточного диффузора компрессора.

При прочих равных условиях расход воздуха через компрессор пропорционален синусу угла входа потока на лопатки диффузора, что также используется при регулировании компрессора поворотом лопаток диффузора.

Регулирование компрессора поворотом лопаток диффузора следует применять в двигателях с высокими значениями среднего эффективного давления. Нижней границей применения регулирования компрессоров поворотом лопаток диффузора можно ориентировочно считать  $p_e \sim 1,2$  МПа.

Регулирование компрессора совместным поворотом лопаток входного направляющего аппарата и диффузора значительно расширяет его рабочий диапазон. Такой способ регулирования может быть рекомендован для двигателей с высокими значениями среднего эффективного давления в цилиндрах ( $p_e \geq 1,8$  МПа).

Количественное управление работой компрессора может осуществляться изменением проходного сечения направляющего аппарата при помощи скользящего кольца. Данный способ регулирования обеспечивает быстрое изменение параметров наддувочного воздуха на входе в цилиндры дизеля, что и обусловило его использование в автотракторных двигателях, имеющих высокие экологические показатели.

*Регулирование с помощью перепуска воздуха* основано на выпуске избыточной части воздуха из полости нагнетания компрессора. Применительно к условиям работы в комбинированных двигателях регулирование такого типа целесообразно использовать для устранения помпажа, ограничения давления воздуха на впуске и измене-

ния характеристики системы воздухообеспечения перепуском части воздуха на вход в газовую турбину.

При перепуске части воздуха компрессор работает с расчетной производительностью. Количество воздуха поступающего в двигатель уменьшается. Если перепускаемый воздух направлять в компрессор по касательной к лопатке у периферии входного отверстия в направлении вращения колеса, то можно также расширить диапазон регулирования компрессора. При направлении перепускаемого воздуха в турбину частично используется его энергия и снижается температура газа перед лопатками.

Если давление на входе в двигатель превышает заданное (что характерно при работе на режимах внешней характеристики с частотой вращения коленчатого вала, близкой к номинальной), то перепускной клапан открывается, давление понижается. Излишний воздух можно направлять за турбину для эжектирования газов.

Сжатый компрессором воздух при перепуске части его в газовую турбину увеличивает работу газов. В результате можно повысить давление наддува при работе двигателя с малой частотой вращения, а также отодвинуть границу помпажа. Эффективность этой системы регулирования увеличивается с ростом КПД турбокомпрессора.

**Регулирование газовых турбин.** В газовых турбинах ТКР двигателей применяют качественное, количественное регулирование и регулирование с помощью перепуска газа.

*Качественное регулирование* осуществляется путем изменения параметров газа перед турбиной. В комбинированных двигателях такой способ регулирования возможен:

– путем повышения энергии отработавших газов при установке специальной камеры сгорания, в которую подается дополнительное топливо и воздух (система «Гипербар»). Для применения такого регулирования турбины в выпускных газах двигателя должно содержаться достаточное количество кислорода для сжигания дополнительного топлива;

– дросселированием газов, проходящих через турбину.

Дросселирование заслонкой производится за турбиной или перед ней. Если заслонка расположена за турбиной, можно менять величину противодавления за турбиной и поддерживать требуемую степень понижения давления газов в турбине. Это позволяет на режи-

мах, близких к режимам номинальной мощности, ограничивать возрастание частоты вращения ротора ТК и давление наддува.

В центростремительных турбинах с безлопаточным сопловым аппаратом дроссельная заслонка устанавливается в газоприемной улитке турбины. Несмотря на недостаточно высокую экономичность, дроссельное регулирование нашло применение в некоторых двигателях.

*Количественное регулирование* осуществляется изменением проходных сечений турбины. Наиболее эффективна установка поворотных лопаток в направляющем аппарате турбины (рис. 7.14).

При уменьшении проходного сечения  $A$  соплового аппарата с одной стороны возрастает скорость поступления газов в рабочее колесо, с другой стороны угол входа  $z$  газа на лопатки турбины приближается к прямому. В результате растет частота вращения ротора и соответственно производительность ТК.

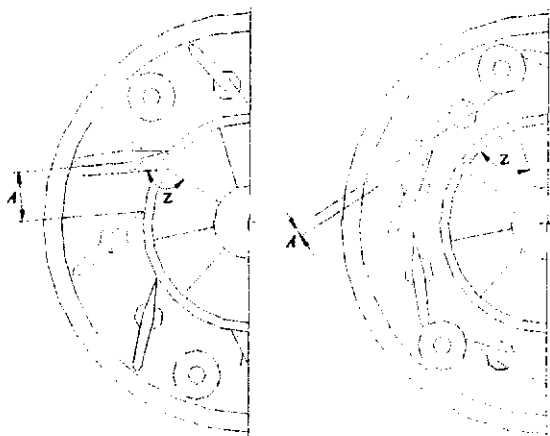


Рис. 7.14. Установка поворотных лопаток в направляющем аппарате турбины

Для небольших ТКР с безлопаточным направляющим аппаратом конструктивное исполнение регулируемых сопловых аппаратов осевых турбин весьма разнообразно. В настоящее время для серийно выпускаемых ТКР применяется способ регулирования площади проходного сечения направляющего аппарата турбины с помощью перемещающегося колпака (рис. 7.15).

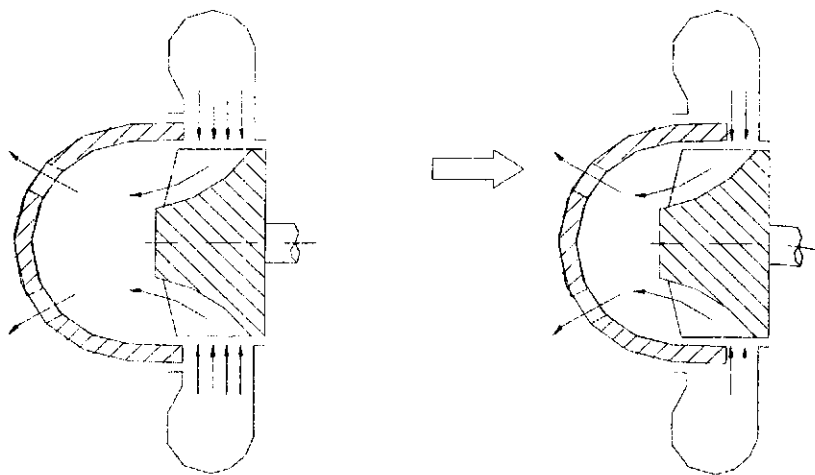


Рис. 7.15. Регулирование турбины с помощью перемещающегося колпака

Общим недостатком систем количественного регулирования проходных сечений турбины и компрессора являются относительная сложность конструкции, недостаточная надежность работы подвижных элементов и уменьшение КПД турбокомпрессора.

*Регулирование с помощью перепуска газа* характеризуется тем, что часть отработавших газов направляется по каналу мимо турбины. Проходное сечение соплового аппарата, а также рабочего колеса турбины выполняют соответствующим режиму максимального крутящего момента.

Полное количество газов поступает в турбину до тех пор, пока давление наддува не достигнет максимальной величины. После этого автоматически открывается перепускной клапан и часть газов перепускается мимо турбины. В результате ограничивается частота вращения ротора и давление наддува. Такой способ регулирования широко применяется в автотракторных двигателях. Он отличается простотой конструкции и надежностью. Однако при открытии перепускного клапана, в отличие от внутреннего количественного регулирования, теряется часть энергии отработавших газов, что несколько ухудшает экономичность двигателя.

### *7.3.2. Теплообменники и системы охлаждения наддувочного воздуха*

Сжатие воздуха в центробежном компрессоре неизбежно приводит к росту температуры воздуха, поступающего в цилиндры двигателя и, тем самым, к повышению температуры газов в рабочем цикле, что ограничивает увеличение литровой мощности двигателя. Для уменьшения теплонапряжённости деталей (цилиндропоршневой группы, головок, клапанов), повышения надёжности их работы, и увеличения весового количества свежего заряда в двигателях с ГТН применяется охлаждение наддувочного воздуха (ОНВ), которое называется промежуточным.

Приближённо можно считать, что уменьшение температуры наддувочного воздуха на каждые  $10^{\circ}$  вследствие весового увеличения свежего заряда цилиндра ведёт к росту мощности двигателя на  $\approx 2,5\%$  при неизменном коэффициенте избытка воздуха. При этом примерно на  $0,5\%$  уменьшается удельный расход топлива.

В дизелях с наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха имеются дополнительные резервы дальнейшего снижения удельного расхода топлива. Это снижение может быть достигнуто за счёт уменьшения частоты вращения и повышения степени наддува при сохранении неизменной мощности двигателя. Здесь рост КПД двигателя достигается в результате увеличения механического КПД. Возможные негативные последствия такого мероприятия – рост механической напряжённости двигателя, усугубляемый снижением разгрузочного действия сил инерции.

Для охлаждения наддувочного воздуха наибольшее распространение получили рекуперативные теплообменники, в которых теплообмен происходит через разделительную стенку.

В качестве охлаждающих агентов используется атмосферный воздух или жидкость, циркулирующая в системе охлаждения двигателя.

Жидкостно-воздушные ОНВ используются при больших давлениях наддува. При умеренном наддуве эффект охлаждения незначителен, т.к. мала разница между температурой наддувочного воздуха и температурой жидкости в системе охлаждения ДВС.

Наиболее просты и эффективны системы воздухо-воздушного охлаждения наддувочного воздуха, которые получили преимущественное распространение на тракторных двигателях.

Главным преимуществом воздухо-воздушных холодильников является возможность более глубокого охлаждения наддувочного воздуха, особенно при умеренных давлениях наддува. При их применении обеспечивается разность между температурой наддувочного воздуха и окружающей среды не более  $20^{\circ}$ .

Недостаток – малая теплоёмкость воздуха, отсюда большие габаритные размеры, кроме того, усложняется конструкция воздушных трубопроводов.

Совершенство системы ОНВ оценивается коэффициентом эффективности

$$E = \frac{T'_k - T_k}{T'_k - T_{охл}}$$

где  $T'_k, T_k$  – соответственно температура воздуха на выходе из компрессора и холодильника;

$T_{охл}$  – температура охлаждающей жидкости.

Для воздухо-воздушных ОНВ  $E = 0,70-0,85$ , для жидкостно-воздушных  $E = 0,45-0,48$ .

В результате сочетания определенного вида охлаждающего теплоносителя и способа его перемещения могут быть выполнены различные схемы системы охлаждения наддувочного воздуха:

Каждая из схем имеет свои преимущества и недостатки, которые сравнивают между собой при детальной проработке системы охлаждения наддувочного воздуха для определенного двигателя. На основании такого технико-экономического обоснования и делают выбор той или иной схемы.

Система ОНВ всегда взаимодействует с системой охлаждения двигателя и оказывает определенное влияние на ее работу, поэтому во всех случаях необходимо уточнять характеристики агрегатов системы охлаждения двигателя с учетом этого обстоятельства. Аналогичный подход необходимо осуществлять к работе системы очистки воздуха и выпуска отработавших газов в случае применения системы охлаждения наддувочного воздуха.

На тракторах «Беларус» широко применяются 4-х и 6-цилиндровые дизели с наддувом производства ММЗ. Основные параметры 6-цилиндровых дизелей приведены в табл. 7.2.

## Основные параметры 6-цилиндровых дизелей ММЗ

Наименование параметров	Д-260.2С	Д-260.1С	Д-260.4С	Д-260.7С
Мощность, кВт:				
- номинальная	98±2	116±2	156±2	186±2
- эксплуатационная	94,9±2	111±2	148,6±2	178,5±2
Номинальная частота вращения, мин <sup>-1</sup>	2100 <sup>+40</sup> <sub>-25</sub>	2100 <sup>+40</sup> <sub>-25</sub>	2100 <sup>+40</sup> <sub>-25</sub>	2100 <sup>+40</sup> <sub>-25</sub>
Удельный расход топлива, г/кВт·ч:				
- при номинальной мощности	235 <sup>+5%</sup>	238 <sup>+5%</sup>	220 <sup>+5%</sup>	220 <sup>+5%</sup>
- при эксплуатационной мощности	243 <sup>+5%</sup>	249 <sup>+5%</sup>	231 <sup>+5%</sup>	229 <sup>+5%</sup>
Оценочный удельный расход топлива при эксплуатационной мощности, г/кВт·ч	265 <sup>+5%</sup>	265 <sup>+5%</sup>	235 <sup>+5%</sup>	235 <sup>+5%</sup>
Минимальная устойчивая частота вращения х.х., мин <sup>-1</sup> , не более	800±50	800±50	800±50	800±50
Максимальная частота вращения х.х., мин <sup>-1</sup> , не более	2275	2275	2260	2260
Частота вращения при Мк <sub>max</sub> , мин <sup>-1</sup>	1400	1400	1400	1400
Крутящий момент на режиме номинальной мощности, Н·м	446	528	709	846
Номинальный коэффициент запаса М, %	18,6	16,5	13,8	14
Мк <sub>max</sub> , Н·м	520	603	787	940
Давление начала впрыска форсункой ФДМ-22 (17.1112010-01), МПа (171.1112010-01(ЗАО"АЗПИ") 455.1112010 (ЯЗДА))	21,6 <sup>+0,8</sup> распылитель 335.1112110-100 (ЯЗДА)	21,6 <sup>+0,8</sup>	21,6 <sup>+0,8</sup>	21,6 <sup>+0,8</sup> распылитель 171.1112110 (ЗАО"АЗПИ")
Ном. уст. угол опереж. впрыска топл., С 26.1111003 и с РР6М10Р1Г; С 263.1111005-40 ОАО "ЯЗДА"	16±1 15±1	16±1 15±1	18±1 17±1	18±1 17±1
Удельный расход масла на угар, г/кВт·ч не более	0,9 <sup>+0,4</sup> (0,4 <sup>+0,2%</sup> )	0,9 <sup>+0,4</sup> (0,4 <sup>+0,2%</sup> )	0,9 <sup>+0,4</sup> (0,4 <sup>+0,2%</sup> )	0,9 <sup>+0,4</sup> (0,4 <sup>+0,2%</sup> )
Общий расход масла дизелем %, не >	1,1	1,1	1,1	1,1
Турбокомпрессор	S2B фирмы "Швитцер", К27-61-01 фирмы "Турбо"	S2B фирмы "Швитцер", К27-61-01 фирмы "Турбо"	ТКР фирмы "Гарретт" (Франция), С22-02 фирмы "Турбо" "Турбо"	ТКР фирмы "Гарретт" (Франция), С22-02 фирмы "Турбо" (Чехия)
Температура отработавших газов перед ТКР, °С, не более	650	650	650	650
Давление наддува при Ne <sub>н</sub> , кгс/см <sup>2</sup>	0,816-1,22	1,02-1,53	0,912-1,53	1,22-1,73
Производительность компрессора при P <sub>н</sub> , л/мин	при протовад. 6 кгс/см <sup>2</sup> - 180	при протовад. 6 кгс/см <sup>2</sup> - 180	—	при протовад. 7,14 кгс/см <sup>2</sup> 224



## 7.4. Распределение массы по осям

Весовая характеристика трактора оценивается конструктивной и эксплуатационной массой. Трактор в составе с рабочей машиной или орудием оценивается эксплуатационной нагрузкой на рабочие органы ходовой части (двигатели). Соотношение между этими параметрами следующее ( $G_k < G_0 < G_{\Sigma}$ ). Относительно конструктивной массы  $G_k$  эксплуатационная  $G_0$  дополняется массами охлаждающих жидкостей, смазывающих масел, топлива, комплекта инструмента и массой самого водителя. Эксплуатационная нагрузка больше эксплуатационной массы на величину балласта и включает силовое воздействие от агрегируемых машин и орудий. В динамике эксплуатационная нагрузка дополняется при использовании механического или гидравлического догрузателей сцепного веса, силового и позиционного регулирования.

Распределение нагрузки между осями колесного трактора оценивается коэффициентом распределения, равным отношению вертикальной нагрузки, приходящейся на передние колеса, к вертикальной нагрузке на задние колеса. Для тракторов «Беларус» это отношение находится в пределах, приведенных в табл. 7.3.

Вес, приходящийся на ведущие колеса, называют сцепным. Сцепной вес включает часть эксплуатационного веса и эксплуатационной догрузки при использовании технических средств. У трактора с колесной формулой 4К2 только 1/3 массы трактора приходится на переднюю ось, оставшаяся – на задний ведущий мост; у трактора с колесной формулой 4К4 сцепная масса на передний ведущий мост может достигать до 50 %, например, трактор фирмы Massey Ferguson модель MF 4245, у тракторов «Беларус» сцепная масса на передний ведущий мост составляет от 37,5 до 42 % (см. табл. 7.3).

Существует нижний предел конструкционной массы, при котором обеспечиваются показатели тягового класса.

Весовые нагрузки – распределение массы между осями трактора являются определяющими буксования и сопротивления перекачиванию. Тяговый КПД трактора при увеличении буксования, потерь на перекачивание уменьшается, следовательно, снижаются и результаты работы тракторного агрегата.

Увеличение сцепной массы увеличивает силу тяги трактора и уменьшает удельный крюковой расход топлива, снижение удельного расхода топлива пропорционально в некотором пределе увеличению нагрузки на ведущие колеса (рис. 7.16). Экономия топлива с уменьшением массы трактора проявляется на транспортных работах. При выполнении сельскохозяйственных операций трактор балластируется дополнительной массой для обеспечения заданных или требуемых тяговых и сцепных свойств.

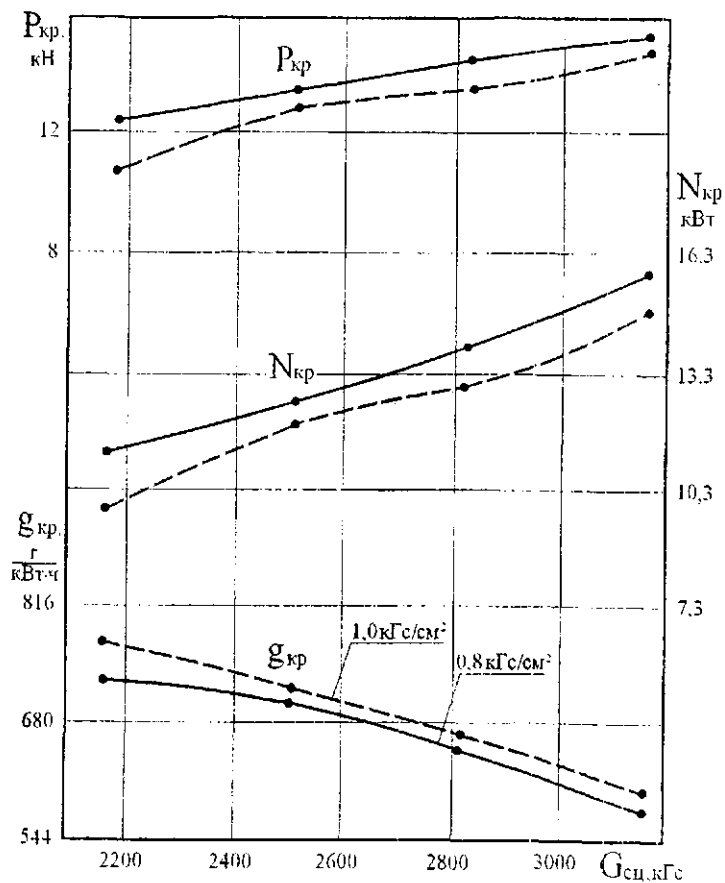


Рис. 7.16. Тяговые показатели трактора от сцепного веса при давлении в шинах (фон – средний суглинок; почва, подготовленная под посев) [1]

## 7.5. Согласование скоростного режима дизеля и выбираемой передачи

Экономичность работы тракторного агрегата оценивается расходом топлива на выполнение работы, например, по обработке 1 га пашни. Погектарный расход топлива позволяет оценить экономическую эффективность сравниваемых тракторов, используемых технических средств, проведенных регулировок и др.

Рациональное использование топлива определяется параметрами и характеристиками дизеля, а также согласованностью работы дизеля и выбранной передачей в трансмиссии. Мощностные и экономические показатели дизелей оценивают по показателям их характеристик. Дизели сельскохозяйственных тракторов работают, как правило, на неустановившихся режимах, т.е. при переменных нагрузках, так как характеристики почв, эксплуатационные режимы весьма различны. Однако, характеристики дизеля на неустановившихся режимах в значимой степени определяются показателями его работы на установившихся режимах. Такие характеристики дизелей определяют на стендах или при торможении их на тракторе через вал механизма отбора мощности.

На рис. 7.17 представлена внешняя скоростная характеристика дизеля в функции от частоты вращения. Показатели дизеля, полученные при торможении при снятии внешней скоростной характеристики и представленные в функции от мощности или крутящего момента, представляют регуляторную характеристику. Такая характеристика по сравнению с нагрузочной точнее отражает изменение показателей в зависимости от внешней нагрузки, так как на изменение показателей по регуляторной характеристике, что имеет место при работе, влияют одновременно нагрузка и частота вращения. По регуляторной характеристике нагляднее и удобнее рассматривать работу дизеля на регуляторе.

Каждому положению рукоятки или педали управления подачей топлива соответствует своя кривая на характеристике дизеля. При максимальном положении органа управления подачей топлива снимается и строится внешняя скоростная характеристика (рис. 7.18). По ней определяются номинальный режим и максимальный режим холостого хода, при промежуточном положении органа управления строится частичная характеристика. Положение руко-

Некоторые параметры типоразмерного ряда тракторов «Беларус»

№ п/п	Модель трактора БЕЛАРУС -	Масса конструктивная $G_k$ , кг	Масса эксплуатационная, кг		Распределение массы по осям, кг		Отношения:			Сцепная масса, %		Допустимая нагрузка на мосты (без учета несущей способности шин), кН	
			без балласта, $G_3$	максимальная, $G_{3, \max}$	на переднюю ось $G_n$	на заднюю ось $G_3$	$\lambda = \frac{G_n}{G_3}$	$\delta = \frac{G_k}{G_3}$ без балласта	$\delta_{3, \max} = \frac{G_k}{G_{3, \max}}$	передняя ось $\frac{G_n}{G_3} 100\%$	задняя ось $\frac{G_3}{G_3} 100\%$	на переднюю ось	на заднюю ось
1	320	1560	1700	2800	730	970	0,75	0,91	0,56	43	57	12	18
2	550/ 552	3520/ 3750	3770/ 4000	5800/ 6500	1130/ 1340	2640/ 2660	0,42/ 0,50	0,93/ 0,94	0,61/ 0,58	30/33,5	70/66,5	17,5/24	50/50
3	80.1/ 82.1	3520/ 3750	3770/ 4000	6300/ 6500	1130/ 1340	2640/ 2660	0,42/ 0,50	0,93/ 0,94	0,61/ 0,58	30/33,5	70/66,5	17,5/24	50/50
4	923	4200±100	4500±100	7000	1750	2750	0,64	0,93	0,60	39	61	37	53
5	1025	3950±100	4480±100	7500	1680	2800	0,6	0,88	0,49	37,5	62,5	24	53
6	1221	5080±100	5370±100	7500	2150	3220	0,67	0,95	0,64	40	60	40	60
7	1523	5700±100	6200±100	9000	2400	3800	0,63	0,92	0,73	39	61	40	55
8	2022	6075±100	7220±100*	10000	2890±40*	4330±60*	0,67	0,84	0,67	40	60	50	75
9	2522	9430±50	10800±150*	14000	4570*	6230*	0,73	0,87	0,55	42	58	60	110

\* Масса с балластом, масса балластного груза 630 г.

ятки задается в зависимости от сопротивления, создаваемого боковым орудием.

Максимальная частота вращения на холостом ходу на 5–8 выше частоты вращения на номинальном режиме. Значение максимального крутящего момента смещено влево по характеристике от номинального режима. Разность частоты вращения на номинальном режиме и при максимальном крутящем моменте – есть резерв скорости или запас по частоте вращения. Разность между максимальным крутящим моментом и его значением на номинальном режиме определяет запас крутящего момента. Удельный расход топлива определяет энергетическую характеристику дизеля. Минимальное значение удельного расхода топлива по характеристике находится при мощности ниже номинальной и частоте вращения на 10–15 % меньшей чем максимальная частота вращения холостого хода.

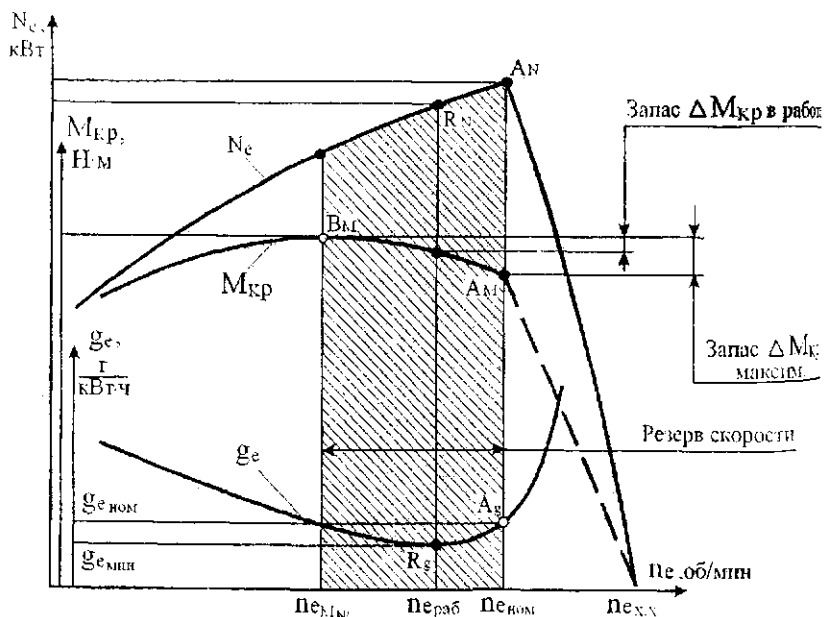


Рис. 7.17. Скоростная характеристика дизельного двигателя

Таким образом, наиболее экономичная зона работы дизеля находится не при максимальной мощности, а при значении  $0,80-0,85N_{\text{макс}}$ , где одновременно имеется запас крутящего момента, запас по частоте вращения и наименьший расход топлива. То есть рукоятка управления подачей топлива должна находиться в положении, при котором частота вращения на 10–15 % ниже максимального значения на холостом ходу; нагрузочный режим будет располагаться между номинальным режимом и максимальным значением крутящего момента.

Механическая ступенчатая коробка передач имеет периодический ряд скоростей. Каждой скорости соответствует крутящий момент, приводимый от двигателя к ведущим колесам. Нужная передача выбирается в зависимости от нагрузки или тягового усилия. Значение скорости на каждой передаче изменяется в зависимости от частоты вращения или скорость на каждой передаче имеет диапазон в зависимости от частоты вращения. Каждый диапазон скорости имеет участок работы дизеля на внешней ветви характеристики и регуляторной.

Передача выбирается таким образом, чтобы диапазон скорости располагался в наиболее экономичной зоне по характеристике дизеля (рис. 7.18) и выбранная скорость находилась в зоне работы дизеля на ветви внешней характеристики. Например, на приведенном рисунке представлены передачи 5, 4 и 3. Для работы агрегата на скорости 7,5 км/ч при рассмотрении характеристики дизеля наиболее экономичной является 5 передача, выбранная скорость располагается по характеристике между номинальной мощностью и максимальным крутящим моментом на внешней скоростной характеристике. На четвертой передаче возможна заданная скорость, то же значение крутящего момента на ведущих колесах, но дизель будет работать на частичном режиме, а скорость будет располагаться на регуляторной ветви этого режима не в экономичной зоне. Таким образом, расход топлива при использовании более высокой 5 передачи ниже, к тому же более высокая передача обеспечит большую производительность тракторного агрегата. На тракторе для получения заданной скорости, как правило, имеются не менее двух передач, из которых выбирается необходимая для обеспечения агротехнических требований выполняемой работы. При выборе следует

выбирать наиболее высокую передачу, позволяющую удержать режим работы дизеля в экономичной зоне.

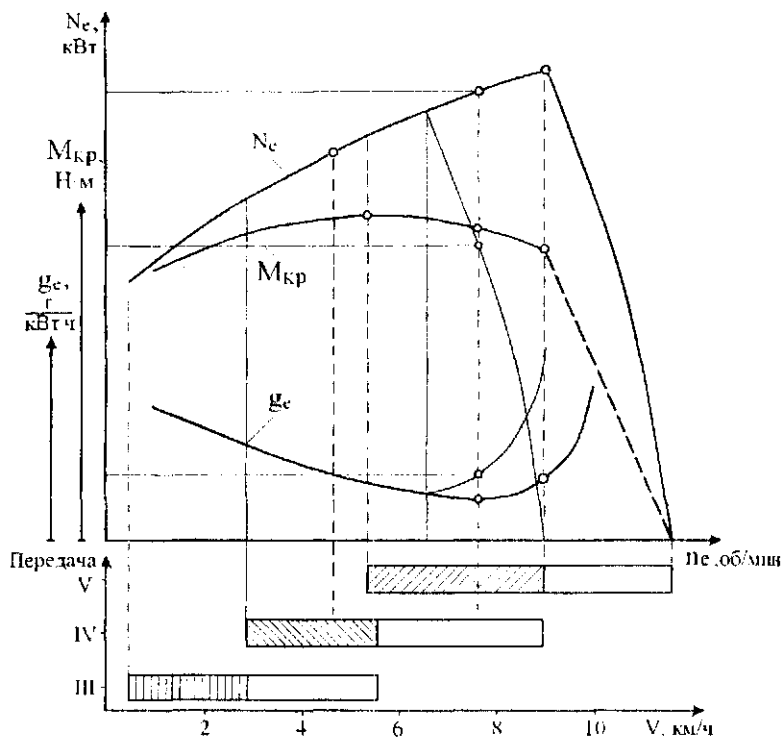


Рис. 7.18. Выбор передачи в зависимости от режима работы дизеля

## 7.6. Передний ведущий мост

Использование полной массы трактора в качестве сцепной является одним из способов улучшения тяговых свойств трактора. Это возможно при осуществлении привода на все колеса, т.е. трактор имеет колесную формулу 4К4. Трактор со всеми ведущими колесами может иметь все одинаковые по диаметру колеса или передние — меньше задних ведущих колес. Трактор эффективнее работает на рыхлых и песчаных почвах, снижается буксование, увеличиваются сила тяги и тяговая мощность, повышается тяговый КПД.

Тракторы «Беларус» класса 1,4 имеют модификации тракторов с колесной формулой 4К2 и 4К4, тракторы всех других классов выполняются с передним ведущим мостом.

Применение передних колес в качестве ведущих улучшает тяговые показатели трактора несмотря на некоторое увеличение потерь в трансмиссии для привода этих колес. Улучшение тяговых свойств происходит главным образом за счет повышения КПД ходовой части вследствие снижения буксования и уменьшения потерь мощности на перекатывание. Следствием улучшения показателей ходовой системы трактор со всеми ведущими колесами имеет несколько большее тяговое усилие на крюке. По данным исследований [1] увеличение тягового усилия у трактора при включении переднего ведущего моста по сравнению с выключенным на рыхлой почве составило 19 %, на стерне и грунтовой дороге – до 30 %, максимальное значение КПД ходовой системы в этом случае увеличилось на рыхлом поле на 13,6 %, на стерне – на 4,6 % и грунтовой дороге – на 6,8 % (рис. 7.19).

Экономия топлива при использовании переднего ведущего моста может рассматриваться в связи с производительностью и расходом топлива на 1 га. На энергоемких работах (вспашка, культивация, уборка свеклы и др.) у трактора с передним ведущим мостом производительность выше на 11,26–15,9 %, при одновременном поектарном уменьшении расхода топлива на 7,5–16 % [1]. При существенном повышении производительности применение трактора со всеми ведущими колесами не всегда оправданно на рыхлых, подготовленных для посева почвах, вследствие оставления после прохода колес, глубина которой по задним колесам примерно такая же, как и у трактора с одним ведущим мостом.



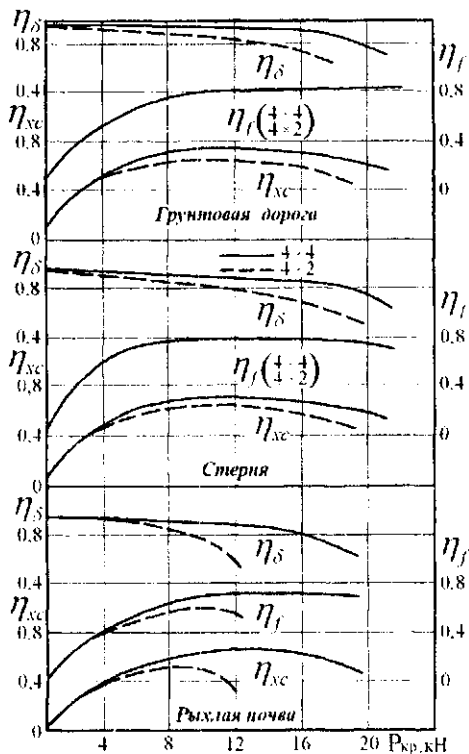


Рис. 7.19. КПД трактора с включенным и выключенным передним ведущим мостом [1]

### 7.7. Блокировка дифференциала

Необходимость применения в конструкции трактора при передаче крутящего момента на ведущие колеса дифференциала обуславливается рядом причин. Прежде всего при повороте или движении по криволинейной траектории внутренние и наружные колеса трактора движутся по траекториям разного радиуса, т.е. они в одно и то же время проходят разный путь, а это означает, что они должны вращаться с разной угловой скоростью. Неравенство пройденного пути ведущими колесами обуславливается также давлением воздуха в шинах, неровностями почвы, разными нагрузками на левое и правое колеса и другими причинами.

Тяговая динамика колесного трактора непосредственно связана с особенностями работы дифференциала. Второе свойство дифференциала гласит: сила тяги колеса, находящегося в хороших сцепных условиях, будет равна силе тяги колеса, находящегося в этот момент в худших сцепных условиях. Неравномерное распределение нагрузки на ведущие колеса, наклон остова трактора при движении одного колеса в борозде, расположение и регулировки рабочего орудия или машины и другие причины могут привести к разным условиям сцепления колес трактора. Простой дифференциал не позволяет использовать сцепные возможности колес трактора. В таких случаях использование сцепного веса и условий сцепления может быть обеспечено исключением из работы дифференциала, т.е. его блокировкой. Блокировка позволяет использовать полные возможности массовой нагрузки, коэффициентов сцепления каждого из колес. Блокировка дифференциала наиболее эффективна на мягкой почве, в условиях плохой проходимости. Нельзя считать, что блокировка дифференциала возможна и полезна во всех случаях работы трактора. Например, поворот трактора с включенной блокировкой производить нельзя.

Целесообразность использования блокировки дифференциала проявляется при повышении тяговых свойств и проходимости и, как следствие, увеличение производительности и уменьшение погектарного расхода топлива тракторного агрегата. Блокировка дифференциала положительно влияет на тяговые свойства тракторного агрегата при неодинаковом сцеплении ведущих колес с почвой.

### **7.8. Механический догрузатель сцепного веса**

Рабочие орудия и машины с опорным колесом позволяют изменять или регулировать величину сцепного веса, на ведущие колеса переднего или заднего моста. При увеличении нагрузки на опорном колесе задние ведущие колеса трактора разгружаются, а передние – догружаются. Уменьшение нагрузки на опорном колесе, соответственно, приведет к увеличению сцепного веса на задние ведущие колеса. На тракторах как отечественных, так и зарубежных широко применяются средства увеличения сцепного веса с использованием агрегируемого рабочего орудия или машины.

Увеличение сцепного веса можно обеспечить с помощью механического догрузателя сцепного веса ведущих колес трактора. В этом случае увеличение сцепного веса достигается изменением положения центральной тяги механизма навески, при котором меняется положение мгновенного центра вращения навесной шины или центра гравитации. Положение центра гравитации определяется пересечением линий центральной и продольной тяги механизма навески. Вертикальная нагрузка на опорное колесо, ка и заглубляющий момент орудия от результирующей силы орудия будут зависеть от положения центра гравитации навесной машины. Это достигается установкой центральной тяги в одно из отверстий на кронштейне крепления тяги к остоу трактора. При смещении тяги в нижнее отверстие мгновенный центр гравитации приближается к задней оси трактора и тем самым увеличивает сцепную массу на эту ось.

Исследованиями [1] установлено, что при изменении угла наклона центральной тяги на 2–3 градуса сцепная масса тракторного агрегата при работе с плугом повышается на 250–300 кг, производительность агрегата увеличивается на 10–13 %, одновременно расход топлива уменьшается на 5–10 %.

### 7.9. Гидравлический увеличитель сцепного веса

На тракторах МТЗ-50 и МТЗ-80 применялся гидравлический увеличитель сцепного веса (ГСВ), который позволял увеличивать сцепную массу на ведущие колеса с рабочего места тракториста плавно при движении трактора. ГСВ являлся составляющим общей гидравлической системы трактора (рис. 7.20) и включал гидравлический распределитель усилителя и гидроаккумулятор. Давление масла в основном гидроцилиндре создавалось усилием, стремящимся поднять рабочее орудие. Распределителем ГСВ давление регулировалось таким образом, чтобы орудие не выглублялось, опорное колесо не отрывалось от почвы, но частично разгружалось. Снижение нагрузки на опорное колесо позволяет увеличивать сцепную массу на ведущие колеса агрегата. Гидравлический распределитель ГСВ автоматически поддерживает заданную величину давления подпором в гидроаккумуляторе и силовом рабочем цилиндре. Давление под

пора регулировалось в пределах 0,08–0,28 МПа, рабочее орудие автоматически копировало рельеф поверхности почвы, снижая при этом давление на опорное колесо. Опытами [1] установлено, что изменение давления подпора в гидроцилиндре на 0,1 МПа увеличивает тяговое усилие на 1 %.

Повышение производительности и экономическая эффективность при использовании ГСВ достигалась путем увеличения сцепной нагрузки на ведущие колеса. По данным [1] снижение расхода топлива при использовании ГСВ при вспашке стерни составило 10–27 %, перепашке ранее вспаханного поля – 17–24 %, культивации того же поля – 21–27 %.

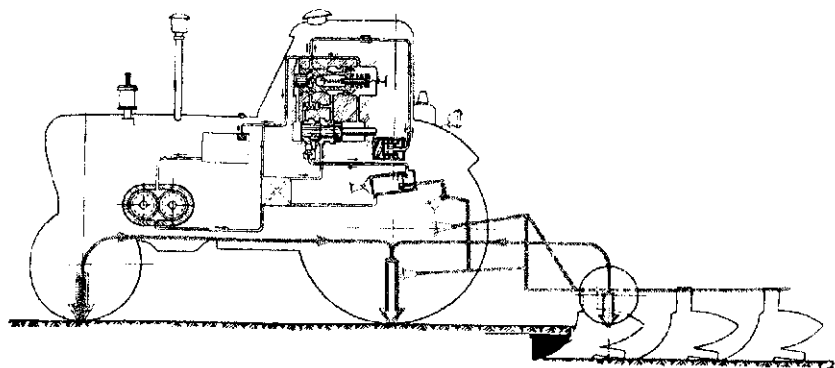


Рис. 7.20. Схема работы гидравлического увеличителя сцепного веса

## 7.10. Силовой регулятор глубины обработки почвы

Тракторы «Беларус» всех моделей и модификаций оснащаются силовым и позиционным регулятором глубины обработки почвы. Регуляторы используются не только для повышения качества выполняемых работ, но и для увеличения сцепной массы трактора.

Способ присоединения рабочего орудия или машины – прицепной или навесной – оказывает существенное влияние на величину догрузки ведущих колес трактора. Прицепной агрегат характеризуется высотой точки прицепа рабочего орудия и чем выше точка

прицепа и больше крюковая нагрузка, тем больше догрузка ведущих колес трактора. У навесной машины догрузка ведущих колес трактора зависит от способа регулирования глубины хода рабочих органов орудия. Догрузка ведущих колес трактора с навешенным рабочим орудием с опорным колесом (позиционный способ) определяется реакцией на опорное колесо. Навесные агрегаты с рабочим орудием без опорных колес являются единым целым с трактором, при этом нагрузка от рабочего орудия передается на почву через колеса трактора. Догрузка ведущих колес трактора осуществляется при силовом способе регулирования. Исследованиями [1] установлено, что прицепной плуг догружает задние ведущие колеса трактора до 24 %, навесной плуг с высотным регулированием – до 46 %, навесной плуг с силовым регулированием – до 55 %.

Экономическая эффективность догрузки ведущих колес трактора силовым и позиционным способом регулирования обеспечивается повышением производительности агрегата и снижением погектарного расхода топлива.

### 7.11. Влияние давления воздуха в шине

Касательная сила тяги ведущего колеса формируется за счет реакций сдвига грунта почвозацепами, зависит от нагрузки на колесо, параметров контакта колеса с почвой, физико-механических свойств почвы и буксования [1]. Параметры контакта колеса с почвой в значимой степени определяются давлением воздуха в шине. При снижении давления в шине увеличивается площадь контакта колеса с поверхностью, что увеличивает трение взаимодействующих поверхностей и насыщенность поверхности контакта почвозацепами.

Влияние давления воздуха в шине на тягово-сцепные свойства трактора представлено на рис. 7.21. Из приведенных графиков следует, что с уменьшением давления увеличивается тяговая мощность и снижается расход топлива. Это является следствием снижения потерь на перекачивание и уменьшения буксования, что, соответственно, увеличивает КПД ходовой системы. Отмечается улучшение приведенных параметров при увеличении силы тяги.

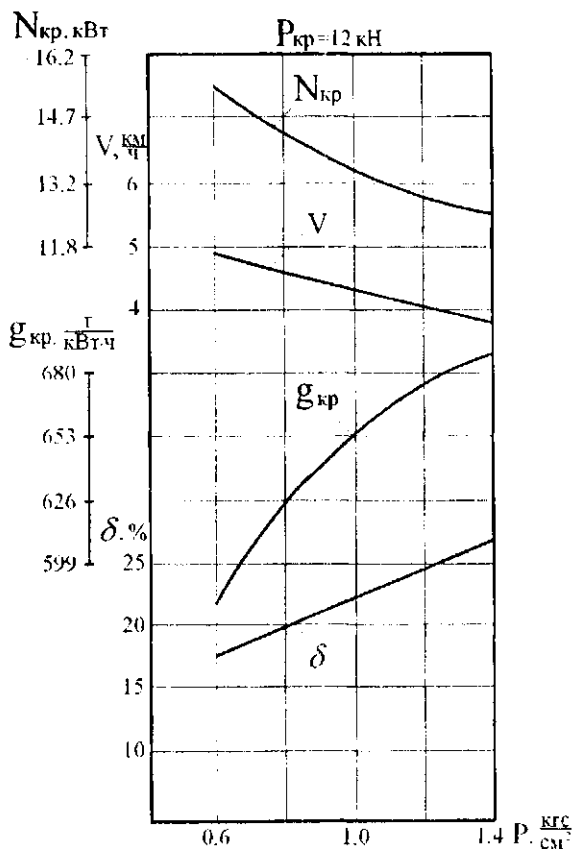


Рис. 7.21. Тяговые показатели трактора в зависимости от давления воздуха в шинах (фон – поле, подготовленное под посев) [1]

Анализ результатов исследований влияния давления воздуха в шинах [1] на мягких почвенных фонах позволил представить зависимость удельного расхода топлива от давления в шинах графиком (рис. 7.22). Давление воздуха в шинах колес при работе трактора регламентируется определенными значениями в зависимости от навешиваемых рабочих орудий и машин, видами выполняемых полевых работ, типами почв. Рекомендуемые значения давления в шинах приводятся в инструкциях по обслуживанию и эксплуатации тракторов.

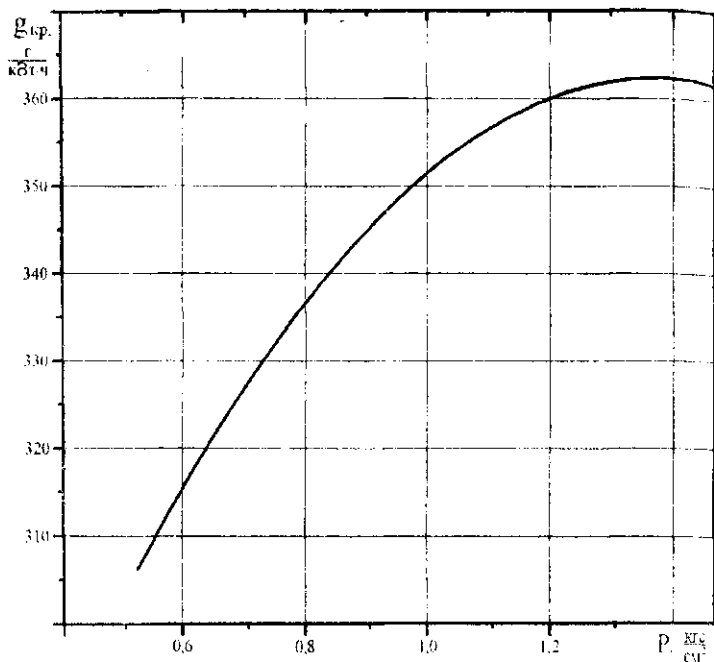


Рис. 7.22. Зависимость удельного расхода топлива от давления воздуха в шинах (фон – поле, подготовленное под посев)

### 7.12. Дополнительные приспособления для увеличения сцепления колес с почвой

Сцепная масса оказывает значительное влияние на тяговые качества трактора, а, соответственно, на производительность и рациональный расход топлива тракторного агрегата. Тяговое усилие достигает наибольшего значения при определенной вертикальной нагрузке на ведущие колеса, а при дальнейшем увеличении нагрузки оно уменьшается [1]. На рыхлых и влажных почвах происходит налипание почвы на колеса и в этих условиях увеличение сцепного веса менее эффективно. Для повышения тяговых свойств в этих условиях тракторы оборудуются специальными приспособлениями. К их числу относятся накладные и выдвижные почвозащелки, которыми оборудуются ведущие шины колес, уширители ведущих колес, полугусеничный ход и другие.

По данным исследований [1] применение средств увеличения сцепления ведущих колес с почвой эффективно, они повышают тяговые свойства, проходимость в трудных условиях эксплуатации (рис. 7.23). Однако применение их ограничено прежде всего необходимостью изготовления, также значительными трудозатратами на монтаж и ограниченным временем использования.

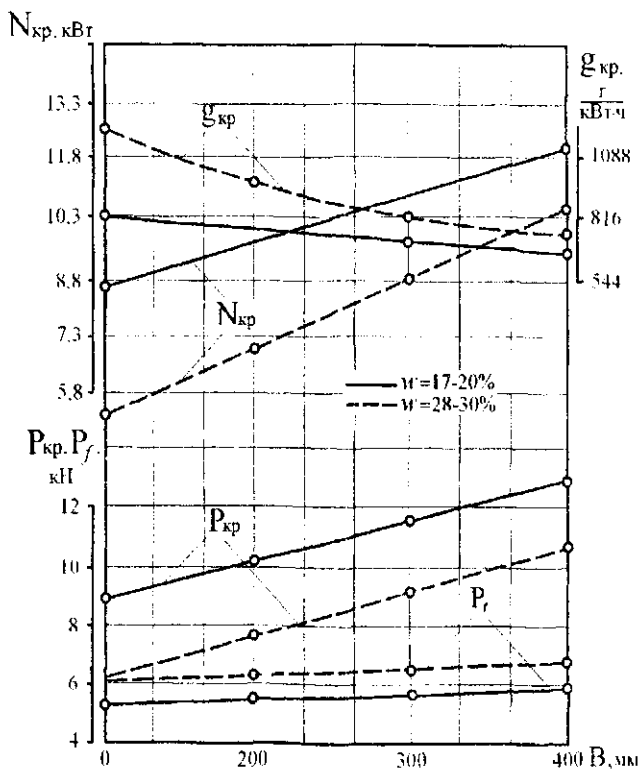


Рис. 7.23. Тяговые показатели трактора в зависимости от ширины уширителя пневматического колеса (фон – почва суглинистая, рыхлая) [1]

Более рационально применение сдвоенных шин того же типоразмера (рис. 7.24). Применение сдвоенных шин в два раза уменьшает удельное давление на почву и улучшает тяговые свойства трактора. На многих моделях тракторов «Беларус» сдваивание шин ведущих



колес предусмотрено технической документацией, имеются приспособления для их сдвигания. Трактор со сдвоенными шинами может использоваться в широком спектре сельскохозяйственных работ кроме междурядной обработки. Сдвигание ведущих колес позволяет значительно снизить давление в шинах (в пределах допустимой деформации). Коэффициент сопротивления качению тракторного агрегата со сдвоенными шинами уменьшается на 15–20%, вдвое уменьшается глубина колеи [1].

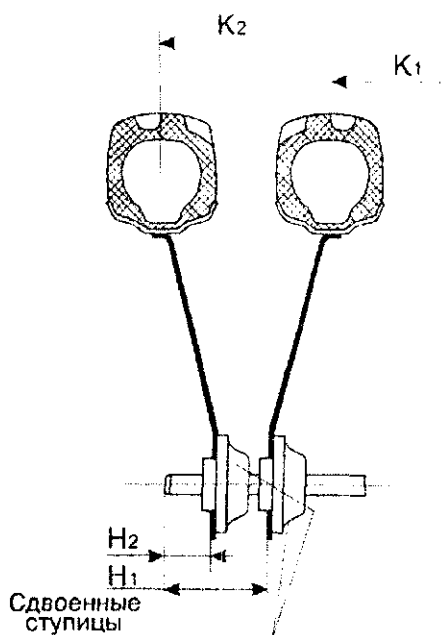
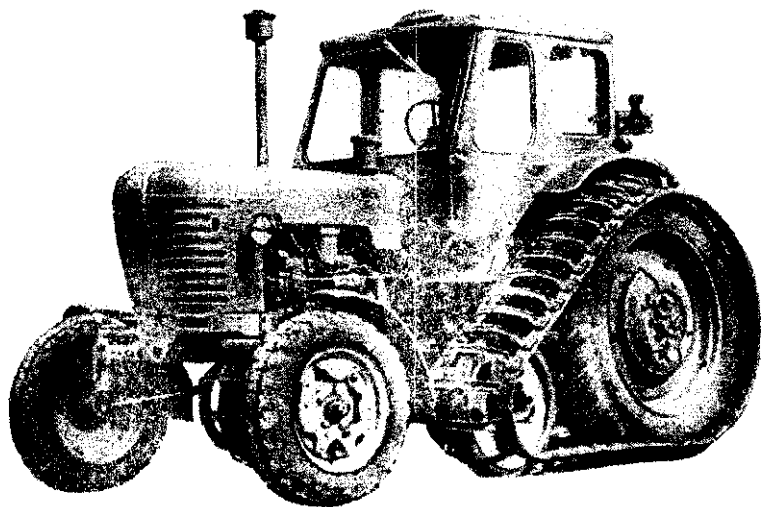


Рис. 7.24. Сдвигание задних колес для уменьшения удельного давления на почву трактора «Беларус-1522» (типоразмер шин 16,9R38 + 16,9R38,  $K_1 = 1480$ ,  $K_2 = 2340$ ,  $H_1 = 230$ ,  $H_2 = 0$ )

На базе тракторов МТЗ-50 и МТЗ-80 выпускалась модификация трактора с полугусеничным ходом (рис. 7.25), что позволяло существенно повысить тяговые свойства и проходимость агрегата на почвах с низкой несущей способностью. На тракторе устанавливалось пневматическое колесо между передним управляемым и задним

ним ведущим колесом. Заднее ведущее колесо и дополнительное охватывались гусеничным полотном, выполненным из резиноканевых лент, на которых закреплялись почвозацепы. Через один почвозацепы имели внутренний зацеп для зацепления с почвозацепами ведущего колеса. Дополнительное колесо имело балансир и пружинный амортизатор, таким образом, это колесо выполняло роль приспособления для натяжения гусеничной цепи. Полугусеничный ход обеспечивал удобные условия навешивания рабочих орудий и машин.



*Рис. 7.25. Трактор МТЗ-50 с резинометаллическими гусеницами*

Трактор с полугусеничным ходом может быть использован при выполнении сельскохозяйственных работ в тяжелых почвенных условиях, вследствие хороших тяговых свойств он имеет высокие показатели по производительности. Коэффициент полезного действия ходовой системы трактора с полугусеничным ходом вследствие больших потерь мощности на перекатывание несколько хуже по сравнению с другими способами улучшения тяговых и сцепных свойств, соответственно, что и влияет на расход топлива.

# Глава 8. ТЕПЛОВАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДИЗЕЛЯ ТРАКТОРА

## 8.1. Распределение теплоты сгорания топлива по данным теплового баланса

Повышение эффективности системы охлаждения (СО) предполагает решение задачи определения количества теплоты, поступающей в охлаждающую жидкость СО дизеля при сгорании топлива.

Решение поставленной задачи непосредственно определяется распределением располагаемой теплоты сгорания топлива по составляющим, которое оценивается *тепловым балансом* дизеля (рис. 8.1). Он характеризует полезное использование теплоты на совершение работы и составляющие потери.

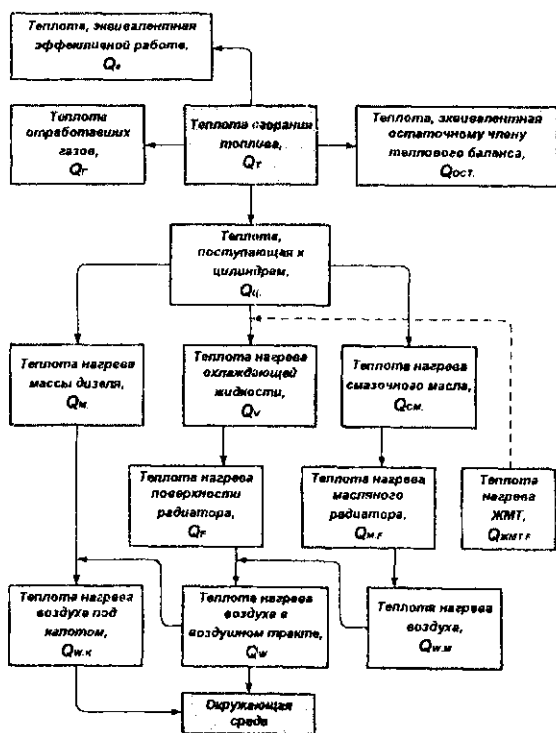


Рис. 8.1. Блок-схема распределения теплоты сгорания топлива в дизеле

Уравнение теплового баланса запишем в виде:

$$Y = (X_1 + X_2 + \dots + X_n). \quad (8.1)$$

Каждую из составляющих оценим относительно  $Y$  и запишем в виде:

$$q_{X1} = \frac{X_1}{Y}, q_{X2} = \frac{X_2}{Y} \text{ и т.д.} \quad (8.2)$$

Сумма относительных составляющих равна:

$$q_{X1} + q_{X2} + q_{X3} + \dots + q_{Xn} = 1.$$

Тепловой баланс дизеля состоит из следующих составляющих:

$$Q_T = Q_e + Q_{Г'} + Q_M + Q_{Г''} + Q_{\text{ост}}, \quad (8.3)$$

где  $Q_T$  – количество теплоты, образующейся при сгорании топлива, кДж;

$Q_e$  – количество теплоты, эквивалентной эффективной мощности, кДж;

$Q_{Г'}$  – количество теплоты, поступающей в систему охлаждения, кДж;

$Q_M$  – количество теплоты, поступающей в систему смазки, кДж;

$Q_{Г''}$  – количество теплоты, уносимой отработавшими газами, кДж;

$Q_{\text{ост}}$  – остаточный член теплового баланса, кДж.

Полное количество теплоты (кДж/с), выделяющейся при сгорании топлива, равно:

$$Q_T = 2,8 \cdot 10^4 H_T G_T.$$

При составлении теплового баланса в относительных единицах полная теплота сгоревшего топлива принимается за единицу или в процентах – за 100 %.

В полезную эффективную работу превращается только часть теплоты сгорания топлива  $Q_e$ , по значению она эквивалентна эффек-

тивной мощности дизеля. При принятых единицах рассмотрения теплового баланса это утверждение можно записать в виде [36]

$$Q_e = N_e.$$

В относительных единицах полезно используемая теплота характеризуется отношением

$$\frac{Q_e}{Q_T} = q_e \text{ или в процентах } \frac{Q_e}{Q_T} \cdot 100 = q_e.$$

Количество теплоты, поступающей в охлаждающую жидкость системы охлаждения, учитывается составляющей теплового баланса  $Q_V$  и определяется по формуле

$$Q_V = G_V c_{PV} \rho_V (T_{12} - T_{11}), \quad (8.4)$$

где  $G_V$  – расход охлаждающей жидкости, м<sup>3</sup>/ч;

$c_{PV}$  – средняя теплоемкость охлаждающей жидкости, кДж/(кг·К);

$\rho_V$  – плотность охлаждающей жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Эта теплота выражается также в относительных единицах [37; 38]

$$\frac{Q_V}{Q_T} = q_V \text{ или в процентах } \frac{Q_V}{Q_T} \cdot 100 = q_V.$$

В тракторных дизелях теплопередача в охлаждающую жидкость СО составляет 20–25 % от полной теплоты сгорания топлива. Это количество теплоты от горячих газов сгоревшего топлива поступает через стенки цилиндров в охлаждающую жидкость. В дизеле имеется вторичный источник теплоты – работа трения элементов дизеля (поршень-гильза, вкладыши – валы, подшипники др.), на которую затрачивается часть энергии введенного топлива. Принимается, что составляющие теплоты трения при работе дизеля переходят в теплоту, поступающую в охлаждающую жидкость и масло. При снятии теплового баланса теплога трения отдельно не выделяется. Теплота СО составляет неустраимые потери, по мнению не-

которых авторов в эту составляющую входит незначительная доля тепловых потерь действительного цикла [37].

Потери теплоты в масло  $Q_M$  выделяются отдельной составляющей дизелей, у которых охлаждение масла осуществляется воздушно-масляным радиатором. Для дизелей, у которых в блок встроены ЖМТ, эта составляющая входит в состав теплоты, поступающей в охлаждающую жидкость. Теплота, поступающая в масло, определяется по формуле:

$$Q_M = G_M c_{PM} \rho_M (T_{M2} - T_{M1}),$$

где  $G_M$  — расход масла через масляный радиатор, м<sup>3</sup>/ч;

$c_{PM}$  — средняя теплоемкость масла, кДж/(кг·К);

$\rho_M$  — плотность масла, кг/м<sup>3</sup>;

$T_{M2}$ ,  $T_{M1}$  — температура масла на входе в масляный радиатор и выходе из него, °С.

Относительная составляющая потеря теплоты в масло определяется по формуле:

$$\frac{Q_M}{Q_T} = q_M \text{ или в процентах } \frac{Q_M}{Q_T} \cdot 100 = q_M$$

и составляет для дизелей 4–8 % от общего количества теплоты сгорания топлива.

Потери теплоты с отработавшими газами  $Q_G$  определяются по приближенной формуле в предположении, что количество газов равно сумме количества поступившего в цилиндры воздуха и топлива

$$Q_G = (G_{иГ} + G_T) c_{PG} \rho_G (T_G - T_{окр}),$$

где  $G_{иГ}$ ,  $G_T$  — количество, соответственно, воздуха и топлива, поступившего в цилиндры дизеля при сгорании топлива, м<sup>3</sup>/ч;

$c_{PG}$  — средняя теплоемкость отработавших газов, кДж/(кг·К);

$\rho_G$  — плотность отработавших газов, кг/м<sup>3</sup>;

$T_G$  и  $T_{окр}$  — температура отработавших газов и окружающей среды, °С.

С отработавшими газами в дизеле удаляется до 25–35 % теплоты, выделяющейся при сгорании топлива.

Остаточный член теплового баланса определяется по разности между расчетным количеством теплоты, поступившим в цилиндр дизеля при сгорании топлива, и сумме определенных при испытании составляющих:

$$Q_{\text{ост}} = Q_T - \sum_1^n Q_i.$$

В приведенном уравнении  $\sum_1^n Q_i = (Q_c + Q_{I'} + Q_M + Q_{I'})$ . Оста-

точный член теплового баланса включает неучтенные потери теплоты сгорания топлива, в том числе потери теплоты, переданной поверхностью блока и агрегатов дизеля окружающему воздуху по капотом, потери теплоты, эквивалентной работе трения и не включенной в составляющие охлаждающей жидкости и масла, потери теплоты, эквивалентные кинетической энергии отработавших газов, а также неучтенные потери теплоты вследствие ошибок измерения и других причин. Остаточный член баланса дизелей составляет 4–12 %. В работах Ливенцева Ф.Л. остаточный член назван как «...невязка баланса, или потерянная теплота, не поддающаяся непосредственному измерению...» [39].

Тепловой баланс двигателя называют *внешним тепловым балансом*, он позволяет оценить распределение теплоты сгораемого топлива на полезную работу и потери (рис. 8.2). Наиболее важными составляющими потерь теплового баланса являются составляющие теплоты в охлаждающую жидкость и масло. Охлаждающая жидкость и смазочное масло являются теплоносителями СО. Количество теплоты, передаваемой теплоносителями, принимаются для расчета поверхностей охлаждения радиаторов и теплообменников.

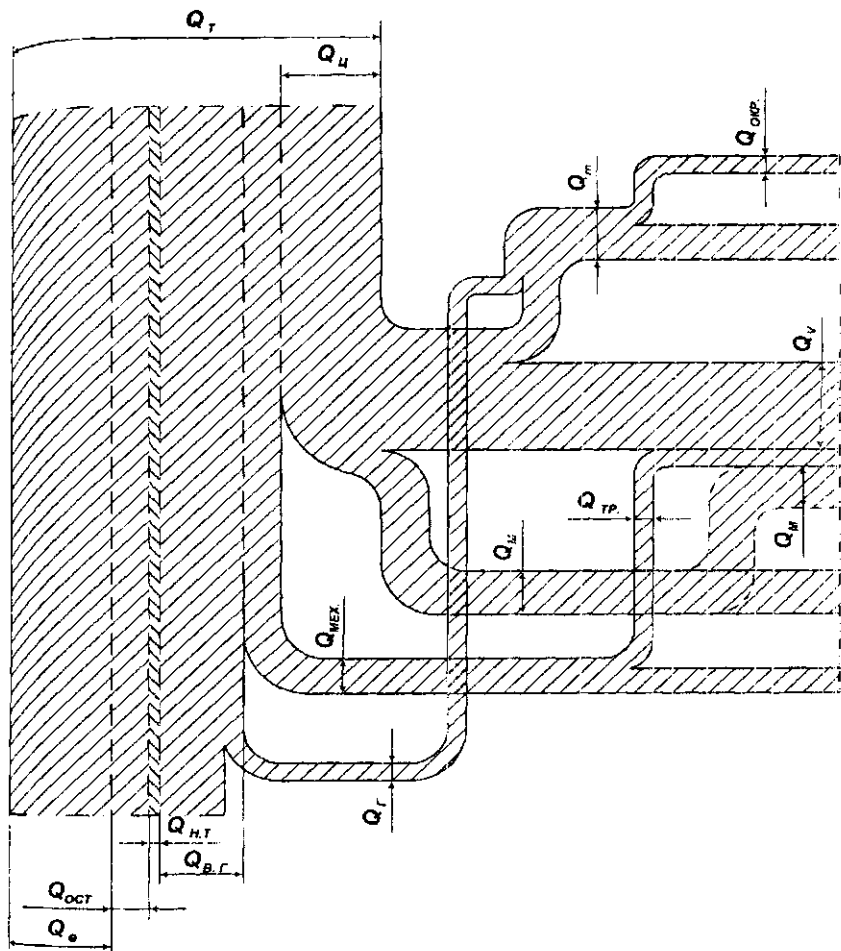


Рис. 8.2. Схема теплового баланса двигателя

Конструктивное исполнение отдельных компонентов двигателя влияет на значения составляющих теплового баланса. В работе [40] отмечается, что струйное охлаждение поршней снижает выделение теплоты в СО на 3–6 % и повышает выделение теплоты в смазочное масло на 20–37 %.



С увеличением частоты вращения коленчатого вала составляющие  $q_i = f(n_c)$  до некоторого значения частоты вращения увеличиваются. Максимум достигается при частоте вращения, когда эффективные показатели дизеля достигают наибольших значений, что подтверждается испытаниями дизеля Д-243 (рис. 8.3). При последующем увеличении частоты значения показателей  $q_c = f(n_c)$  снижаются, что следует объяснить возрастанием механических потерь. Доля теплоты в охлаждающей жидкости при полной нагрузке и увеличении частоты вращения также снижается, так как время на теплоотдачу уменьшается. Характер изменения составляющего  $q_M = f(n_c)$  в значимой степени зависит от работы, затрачиваемой на механические потери.

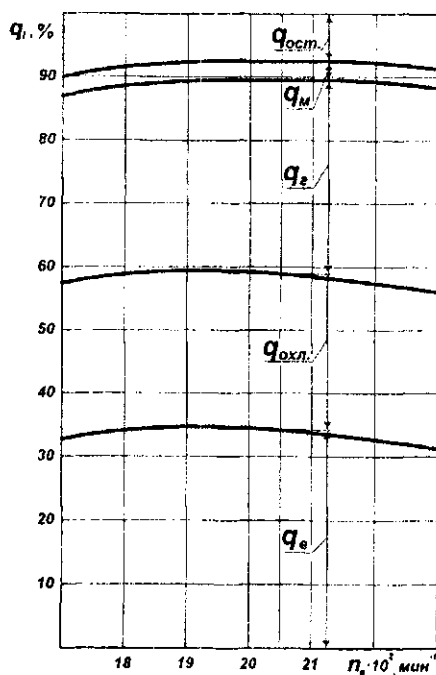


Рис. 8.3. Составляющие теплового баланса дизеля Д-243 ( $P_e = 0,67 \text{ МПа}$ )

С увеличением нагрузки абсолютные значения составляющих возрастают (рис. 8.4). Относительные составляющие теплового баланса  $q_i = f(N_e)$  с увеличением нагрузки при постоянной частоте вращения показывают (рис. 8.5) уменьшение доли теплоты, превращаемой в полезную работу и поступающей в охлаждающую жидкость, и увеличение составляющей теплоты, удаляемой с отработавшими газами.

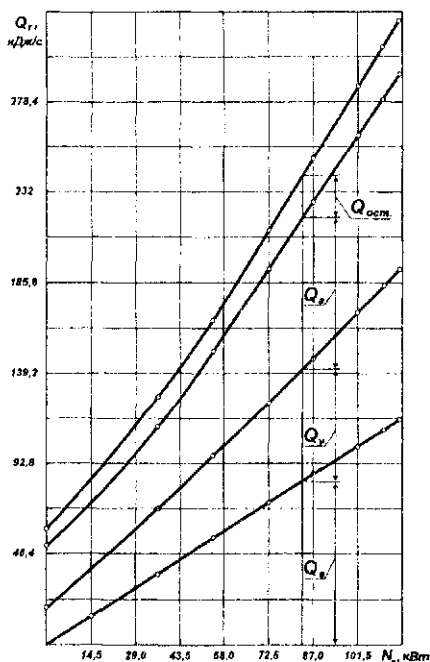


Рис. 8.4. Составляющие теплового баланса дизеля Д-260.1 по нагрузочной характеристике

При переменной нагрузке, постоянной частоте вращения и переменном значении температуры охлаждающей жидкости и масла в диапазоне 95–100 °С отмечено увеличение значений составляющих теплового баланса (рис. 8.6). При применении турбонаддува доля теплоты эффективной работы увеличивается, что видно (см. рис. 8.6) при увеличении нагрузки. Одновременно увеличивается тепловой поток в охлаждающую жидкость.

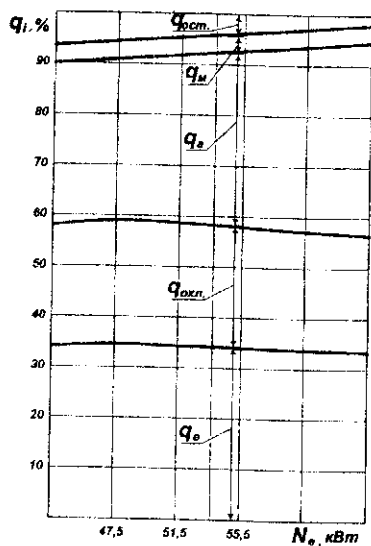


Рис. 8.5. Составляющие теплового баланса дизеля Д-243 в зависимости от нагрузки

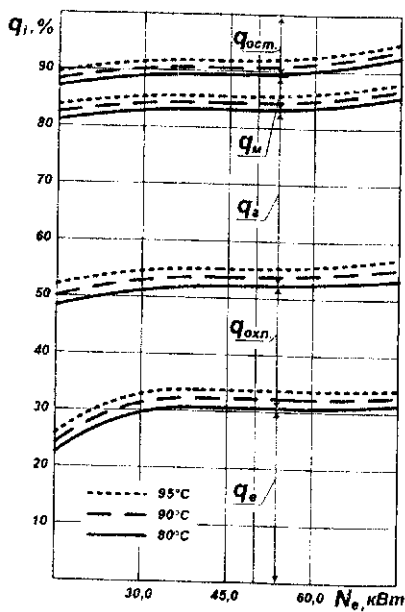


Рис. 8.6. Составляющие теплового баланса дизеля Д-245 в зависимости от нагрузки

Значения составляющих теплового баланса не являются постоянными и изменяются в зависимости от нагрузки, частоты вращения, теплового состояния дизелей. Составляющие теплового баланса также определяются регулировками и техническим состоянием комплектующих агрегатов. Среднестатистические значения относительных составляющих теплового баланса дизелей, устанавливаемых на тракторы «Беларус» приведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1

Среднестатистические значения относительных составляющих теплового баланса дизелей

Наименование составляющего члена теплового баланса	Значение параметра	Примечание
Теплота на совершение полезной работы	0,356	дизели с ТКР имеют - 0,367
Теплота, поступившая в систему охлаждения	0,217	дизели, оборудованные ЖМТ в блоке, имеют - 0,239
Теплота, поступившая в систему смазки	0,051	не учитывается в дизелях с ЖМТ
Теплота, выводимая с отработавшими газами	0,301	дизели, оборудованные ТКР, имеют - 0,320
Теплота остаточного члена теплового баланса	0,075	—

Анализ составляющих теплового баланса более рационален по отношению количества теплоты составляющего к эффективной мощности дизеля [41]. Этот параметр назван *удельным количеством теплоты* и равен

$$g_N = \frac{Q_e}{N_e}; \quad g_{oxl} = \frac{Q_{oxl}}{N_e}; \quad g_v = \frac{Q_v}{N_e} \text{ и т.д.}$$

Приняв  $N_e = \frac{10^3 G_T}{g_e}$ ,  $G_T = \frac{Q_T}{H_T}$  и проведя преобразования, получим удельное количество теплоты по составляющим теплового баланса в кДж/(кВт·ч) (табл. 8.2):

- удельное количество теплоты для совершения полезной работы

$$g_N = 10^{-3} q_e g_e H_T ; \quad (8.5)$$

– удельное количество теплоты СО

$$g_{Oxл} = 10^{-3} q_{Oxл} g_e H_T ; \quad (8.6)$$

– удельное количество теплоты системы смазки

$$g_M = 10^{-3} q_M g_e H_T ; \quad (8.7)$$

– удельное количество теплоты отработавших газов

$$g_{Г} = 10^{-3} q_{Г} g_e H_T ; \quad (8.8)$$

– удельное количество теплоты остаточного члена теплового баланса

$$g_{OCT} = 10^{-3} q_{OCT} g_e H_T . \quad (8.9)$$

Таблица 8.2

Значения удельного количества теплоты составляющих теплового баланса дизелей тракторов «Беларус»

Модель дизеля	Удельное количество теплоты $g \times 10^3$ , кДж/(кВт·ч)				
	$g_N$	$g_{Oxл}$	$g_M$	$g_{Г}$	$g_{OCT}$
Д-242	3,15	2,24	0,30	2,97	0,74
Д-243	3,28	1,99	0,32	3,35	0,45
Д-245	3,45	1,77	0,49	3,08	0,62
Д-245.8	4,36	1,92	0,42	2,80	0,80
Д-260.1	3,36	2,29		2,93	0,81

Приведенные в табл. 8.2 значения удельного количества теплоты получены из теплового баланса дизелей при номинальной мощности, температурном режиме по охлаждающей жидкости и маслу 95–100 °С, могут использоваться для анализа распределения тепловой энергии сгорания топлива.

Таким образом, тепловой баланс зависит от множества показателей дизелей и внешних факторов, которые и следует учитывать при проектировании системы охлаждения.

## 8.2. Определение количества теплоты, поступающей в систему охлаждения

Удельное количество теплоты, поступающее в СО, для разных двигателей различно и зависит от номинальной мощности; отмечено уменьшение теплоотдачи в охлаждающую жидкость и масло при увеличении номинальной мощности дизеля (рис. 8.7 и 8.8).

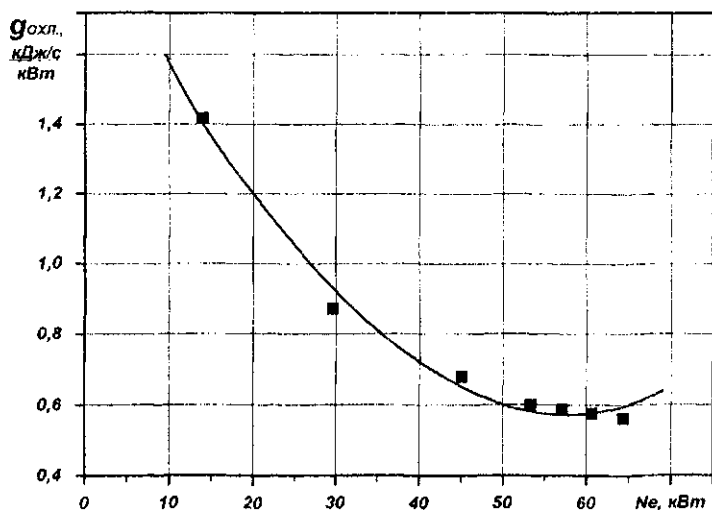


Рис. 8.7. Зависимость удельного количества теплоты системы охлаждения от мощности дизеля Д-243

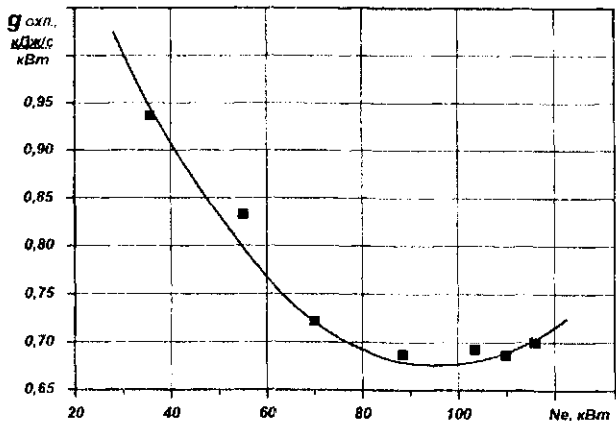


Рис. 8.8. Зависимость удельного количества теплоты системы охлаждения от мощности дизеля Д-260.1

Количество теплоты, поступающей в охлаждающую жидкость, является определяющим для создания эффективных систем охлаждения. Как отмечалось ранее, количество теплоты, поступающей в охлаждающую жидкость при сгорании топлива, должно отводиться теплоносителями системы охлаждения в окружающее пространство. Это является граничным условием при расчете СО. Вместе с тем, следует учитывать возможные факторы, способствующие увеличению составляющей теплоты СО. К этим факторам следует отнести нарушение процесса сгорания топлива в цилиндрах дизеля, нарушение регулировок подачи топлива и др. Тепловое состояние дизеля может повышаться при увеличении температур окружающей среды выше расчетной. Если не учитывать эти факторы при расчете, это может привести в эксплуатации к возможному перегреву дизеля, к ухудшению его экономичности, а в критических случаях – к поломкам.

Следовательно, при расчете количества теплоты необходимо учитывать возможное увеличение этой составляющей для создания запаса тепловой эффективности. *Запас тепловой эффективности* – это дополнительные капитальные затраты на материалы для радиаторов, увеличение трудоемкости при изготовлении радиаторов и других компонентов СО и др. Тепловая эффективность радиатора

ценивается разностью между возможной способностью радиатора отводить некоторое количество теплоты и количеством теплоты, отводимой от дизеля в нормальных условиях эксплуатации. Следует учитывать, что тепловое состояние дизеля, оцениваемое температурным режимом, должно быть *оптимальным, т.е. дизель должен работать с наибольшей экономичностью по расходу топлива*. Количество теплоты, которое способен отвести радиатор дополнительно к требуемому, должно быть использовано при нарушении температурного режима дизеля для удержания его работы в экономичном режиме. Следовательно, дополнительные затраты на СО при ее изготовлении по существу являются *капиталом*, использование которого направлено на повышение экономичности дизеля, обеспечение надежности и безотказности как дизеля, так и тракторного агрегата.

Как следствие, при расчете требуемого количества теплоты для расчета СО целевая функция оптимизации не должна сводиться к минимуму, она должна быть направлена на создание оптимальной величины запаса тепловой эффективности СО. Нижним граничным пределом этого параметра является количество теплоты, поступающей в охлаждающую жидкость при сгорании топлива в цилиндрах дизеля. Это количество теплоты может быть определено при испытаниях при снятии теплового баланса реального дизеля или по приведенным расчетным или эмпирическим формулам для дизеля, тепловой баланс которого неизвестен. Расчет по приведенным формулам, как показал анализ, может привести к значительным неточностям как в сторону увеличения этого параметра, так и в сторону его уменьшения. Ошибка в расчетах может составить  $\pm 12-25\%$  и, если эта ошибка уменьшает требуемое значение теплоты, то устанавливаемый запас при проектировании  $10-15\%$  не обеспечит требуемый отвод теплоты и заданный температурный режим дизеля, что приведет к его перегреву.

Расчет количества теплоты, поступающей в охлаждающую жидкость, по заданному значению мощности дизеля при отсутствии данных исследований проведем в обобщенных переменных по *методу базовой точки* [42]. Метод базовой точки предполагает тщательный инженерный расчет одного варианта, который в последующем будет называться базовым. Для базового расчета необходимо иметь достаточное количество сведений о параметрах,



определяющих систему. Метод базовой точки позволяет получить итоговое решение связей между параметрами путем аппроксимации в обобщенном виде, удобном для практического использования. Отметим, что нет необходимости точно аппроксимировать с помощью сложных уравнений исследуемые зависимости, которые по своей природе являются приближенными.

Схема принятой концепции расчета теплоты, поступающей в охлаждающую жидкость системы, методом базовой точки заключается в следующем.

#### ***Исходные посылки метода.***

а) искомые значения параметров незначительно изменяются при изменении исходных параметров;

б) технические связи можно аппроксимировать аналитическими зависимостями различного вида сохраняя точность расчетов;

в) произвольный базовый расчет находится недалеко от искомого значения, система ограничений на значения исходных параметров сужает возможность отклонений от базовой точки;

г) базовый расчет позволяет получить высокую точность итогового решения даже при ориентировочных значениях относительных величин исходных показателей.

#### ***Математический аппарат метода.***

а) аппроксимация первого вида для составляющих удельного расхода теплоты СО;

б) выбор базовой точки с учетом заданных ограничений по запасу тепловой эффективности СО;

в) базовый расчет выполняется достаточно точно и служит исходной моделью для определения теплоотдачи в СО.

Расчет по методу базовой точки рассмотрим на примере функции  $y = f(x)$ , график зависимости приведен на рис. 8.9. Методом инженерного расчета, например, определены параметры ординаты в точке  $x_1$ . Для определения параметра ординаты в точке  $x_2$  через ординату точки  $x_1$  проводим касательную к графику. Уравнение касательной запишем в виде:

$$y_1 = kx_1 + b,$$

где  $k$  – коэффициент, равный  $\operatorname{tg}\alpha$ ;

$b$  – равно  $y_0$ .

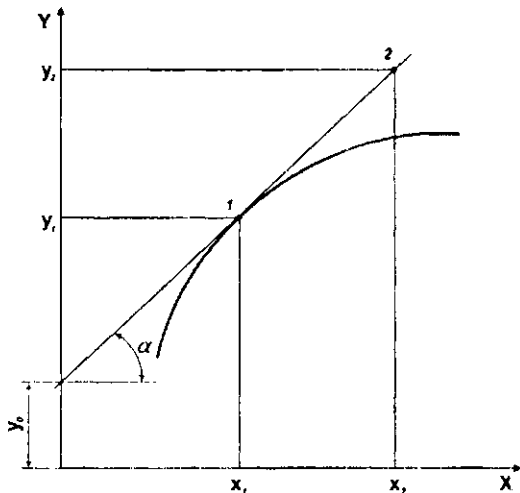


Рис. 8.9. График зависимости функции  $y=f(x)$

Значение ординаты при значении абсциссы  $x_2$  определим путем аппроксимации. Запишем это уравнение касательной относительно точки  $x_2$

$$y_2 = kx_2 + b.$$

Переходя к относительному изменению рассчитываемой величины, получим

$$\delta y_2 = \frac{y_2 - y_1}{y_1}. \quad (8.10)$$

Переход к относительной функции не повлияет на результат расчета. После проведения математических преобразований исследуемой величины при подстановке значений ординаты  $y_1$  и  $y_2$  уравнение (8.10) запишем в окончательном виде:

$$\delta y_2 = \frac{k(x_2 - x_1)}{b + kx_1} = A_1 \delta x_2, \quad (8.11)$$

где  $A_X = (1 + \frac{b}{kx_1})^{-1}$  – базовый коэффициент, который после преоб-

разования можно представить в виде  $A_X = (1 + \frac{1}{\delta y_1})^{-1}$ ;

$\delta x_2 = (\frac{x_2}{x_1} - 1)$  – относительное изменение значения параметра  $x$

в рассчитываемой точке.

При заданных исходных показателях и базовой точке величина базового коэффициента постоянна ( $A_X = \text{const}$ ), т.е. связь между параметрами трансформируется в постоянный коэффициент базовой точки.

Тогда значение параметра ординаты в точке 2 рассчитаем по формуле

$$y_2 = y_1 (1 + A_X \delta x_2). \quad (8.12)$$

Для расчета количества поступающей в охлаждающую жидкость теплоты, по результатам статистических исследований дизелей типоразмерного ряда тракторов «Беларус» построена номограмма (рис. 8.10). Номограмма не является функциональной, она не описывает изменение удельного количества теплоты в зависимости от мощности отдельно взятого дизеля, а показывает значение этого показателя для разных дизелей на режиме номинальной мощности. Номограмма отражает статистическую картину показателя для гаммы дизелей. В общем виде значение удельного количества теплоты поступающей в охлаждающую жидкость, для рассматриваемой совокупности дизелей тракторов «Беларус» описывается уравнением полинома:

$$g_{\text{охл. жидк.}} = 0,38509 + 0,00359 N_e - 9,98795 \cdot 10^{-6} N_e^2, \quad (8.13)$$

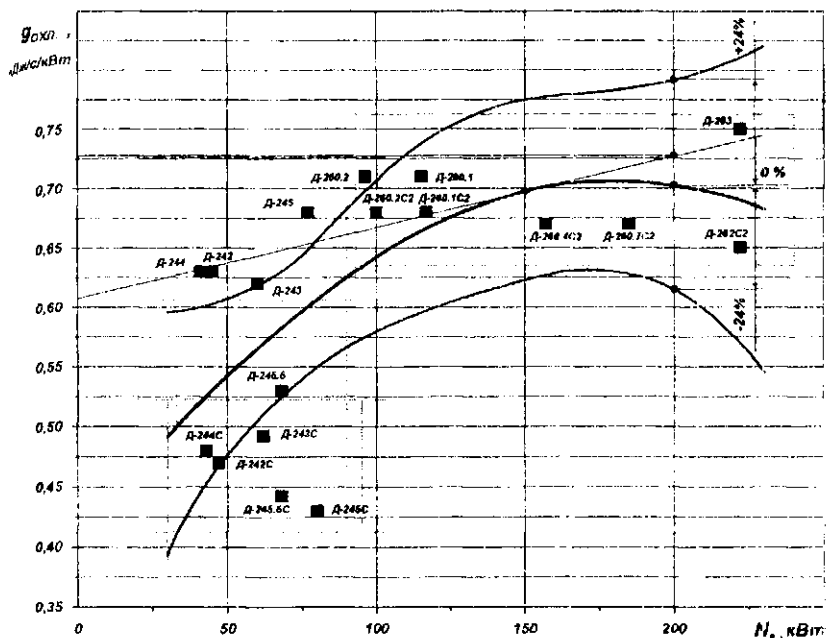


Рис. 8.10. Номограмма определения удельного количества теплоты систем охлаждения тракторных дизелей

На графике построен *доверительный интервал возможного значения удельного количества теплоты*. Примем условие, если расчетное удельное количество теплоты совпадает с графиком, то запас тепловой эффективности равен нулю. Также условимся, что расчетное количество теплоты не должно выходить за пределы доверительного интервала. Расчетное значение удельного количества теплоты обозначим  $g_{охл}^*$ . Тогда отношение разности принятого расчетного удельного количества теплоты и среднестатистического к значению среднестатистического удельного количества теплоты примем за коэффициент запаса тепловой эффективности:

$$\xi_{охл} = \frac{g_{охл}^* - g_{охл.пол}}{g_{охл.пол}} 100 \% . \quad (8.14)$$

Среднестатистическое значение удельного показателя будем определять расчетом по уравнению полинома (8.13).

Используя статистическую характеристику, приведенную на рис. 8.10, определим расчетное количество теплоты дизеля, для которого известно только значение номинальной мощности, показатели отдачи теплоты в охлаждающую жидкость определим приведенным методом по базовой точке.

Относительную функцию связи между параметрами теплоотдачи в охлаждающую жидкость в соответствии с уравнением (8.10) запишем в виде

$$\delta g_{\text{охл.}} = \frac{k(N_e^* - N_e)}{g_{\text{охл.0}} + kN_e} = A_{\text{охл.}} \delta N_e, \quad (8.15)$$

где  $A_{\text{охл.}} = \left(1 + \frac{1}{(g_{\text{охл.}} / g_{\text{охл.0}} - 1)}\right)^{-1}$  – базовый коэффициент.

Относительное изменение коэффициента удельного количества теплоты определяется по формуле  $\delta g_{\text{охл.}} = \frac{g_{\text{охл.}}^* - g_{\text{охл.}}}{g_{\text{охл.}}}$ , мощности –

$$\delta N_e = \left(\frac{N_e^*}{N_e} - 1\right).$$

Формула для расчета удельного количества теплоты проектируемой СО для дизеля, теплотехнические параметры теплового баланса которого неизвестны, используя уравнение (8.15), будет иметь вид

$$g_{\text{охл.}}^* = g_{\text{охл.}} (1 + A_{\text{охл.}} \delta N_e). \quad (8.16)$$

Как отмечалось ранее, мощность базового дизеля должна быть близкой к расчетной. Из номограммы 8.10 следует, что от значения мощности дизеля в базовой точке зависит коэффициент запаса тепловой эффективности проектируемой СО. Расчетное значение коэффициента запаса тепловой эффективности от относительного изменения мощности приведено на графике рис. 8.11. Определяемый параметр будет находиться в пределах допуска, если дизель

Газовой точке будет иметь мощность примерно равную половине расчетной. Рекомендуется для расчета удельного количества теплоты принимать дизель, мощность которого составляет около 2/3 от расчетного. Определив по уравнению полинома среднестатистическое значение расчетного параметра и по формуле (8.16) – расчетное, по формуле (8.14) рассчитаем запас тепловой эффективности проектируемой СО.

Оптимальное значение расчетного количества теплоты, поступающей в охлаждающую жидкость, будем принимать не по минимуму затрат, а по способности СО обеспечивать заданный температурный режим дизеля в критических условиях эксплуатации. К критическим условиям следует отнести температурный режим окружающей среды, превышающий ограничения по расчетному значению.

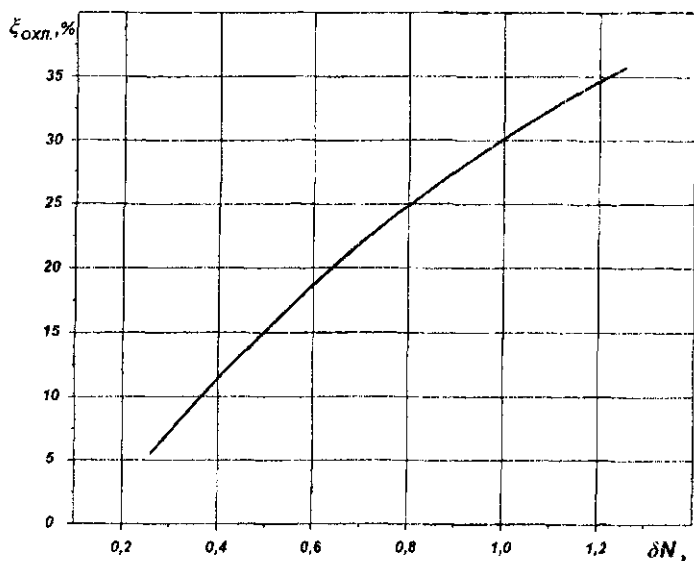


Рис. 8.11. График зависимости коэффициента запаса тепловой эффективности от относительного изменения мощности дизеля

Необходимость расчёта СО с учётом коэффициента запаса как по отдельным составляющим (поверхности охлаждения радиатора, производительности вентилятора), так и по системе охлаждения в целом, затронута во многих работах исследователей.

Величина коэффициента запаса тепловой эффективности принимается при проектировании СО равной  $\xi_{\text{охл.}} = 0,15-0,20$ .

Расчетное количество теплоты при проектировании СО следует рассчитывать по формуле

$$Q_{\text{охл.}} = [g_{\text{охл.}} (1 + A_{\text{охл.}} \delta N_e)] N_e^* . \quad (8.17)$$

**Краткое обобщение.** Расчет количества теплоты, поступающей в охлаждающую жидкость проектируемой СО, удобно свести к следующей последовательности, учитывая при этом общие положения, вытекающие из метода базовой точки:

↙ предполагается, что эффективная мощность дизеля проектируемой системы охлаждения задана;

↙ принимается значение коэффициента запаса тепловой эффективности  $\xi_{\text{охл.}}$  системы охлаждения;

↙ рассчитывается мощность базового дизеля, используя график функции  $\xi_{\text{охл.}} = f(\delta N_e)$ , представленный на рис. 8.11, и принятое значение коэффициента запаса;

↙ по мощности базового дизеля определяем базовую точку и отмечаем ее на номограмме статистических данных, представленных на рис. 8.10. Касательная через базовую точку к графику позволяет определить значение исходных данных  $g_{\text{охл.}}$  и  $g_{\text{охл.0}}$  для расчета базового коэффициента;

↙ подставив в формулу (8.16) значения базового коэффициента и удельного количества теплоты базового дизеля, рассчитываем удельное количество теплоты проектируемой системы охлаждения;

↙ по значению полученного коэффициента удельного количества теплоты и эффективной мощности дизеля рассчитываем расчетное количество теплоты, поступающей в систему охлаждения по формуле (8.17).

### 8.3. Согласование параметров дизеля и системы охлаждения

На температурный режим дизеля, обеспечиваемый СО, влияет множество факторов. Часть из них учитывается при разработке СО, другая – задается граничными условиями. К граничным условиям относятся температура ОС (+35 °С для умеренного климата, +45 °С

для тропического), режим нагрузки дизеля – максимальная эксплуатационная мощность  $N_{e \max}$ .

Как показано ранее, равновесное тепловое состояние дизеля при определенном сочетании этих факторов может нарушаться, что приводит к переохлаждению или перегреву – к нестационарному температурному режиму. Процесс перегрева дизеля означает превышение допустимой температуры. При заправке СО водой, избыточном давлении в жидкостном контуре 0,05–0,07 МПа оптимальная рабочая температура находится в пределах 98–99 °С, тепловое состояние дизеля находится в устойчивом равновесии, в СО сохраняется *баланс передачи теплоты*.

При этой температуре эффективные показатели дизеля принимают наибольшие значения, удельный эффективный расход топлива становится наименьшим. Допустимая температура  $[T_{12}] \leq 105$  °С, температурный напор составляет  $\Delta T_V = 5 \pm 0,5$  °С.

*Способность системы устранить влияние отрицательных факторов и вернуться в устойчивое тепловое равновесие и есть результат тепловой эффективности СО.*

Правильно спроектированная СО должна обеспечивать устойчивое равновесное тепловое состояние дизеля при заданных расчетных значениях поверхности охлаждения радиатора и расхода потока воздуха. Превышение поверхности охлаждения выше расчетной приводит к уменьшению тепловой эффективности, т.е. уменьшается удельное количество теплоты с 1 м<sup>2</sup> поверхности, аналогично уменьшается тепловая эффективность потока воздуха при превышении его расхода. Одновременно увеличивается расход материалов на изготовление радиатора и затраты мощности на привод вентилятора.

Таким образом, основной задачей при разработке СО является принятие таких параметров радиатора, расхода ОЖ и потока воздуха, чтобы обеспечивалось условие теплового баланса при передаче теплоты СО. Непременным при этом, в отличие от проектирования других агрегатов и узлов трактора, является проведение *теплового расчета*. Тепловой расчет проводится по математическим моделям на основе законов таких наук, как термодинамика, теплопередача, гидродинамика и аэродинамика.

Условием соответствия СО заданным тепловым параметрам выбранного дизеля является тепловой баланс  $\Delta Q_V = \Delta Q_{II} = \Delta Q_{III}$ .



Только при равенстве тепловых составляющих СО способна надежно функционировать в условиях эксплуатации. Технические или иные решения обеспечения тепловой эффективности СО предполагают обеспечение способности системы безотказно функционировать при воздействии не учтенных возмущающих факторов. К таким факторам относятся температура ОС, нагрузочный режим дизеля в эксплуатации, накипь на внутренних и отложения на внешних поверхностях охлаждения радиатора и др.

При достаточном количестве данных по СО выбор параметров компонентов проектируемой СО можно с большой вероятностью соответствия проводить по удельным показателям. Такой метод вполне приемлем при проектировании СО модификаций тракторов «Беларус».

Таким образом, обеспечение тепловой эффективности СО предполагает, что система разработана в соответствии с законами теплопередачи и при отсутствии возмущающих факторов обеспечивает заданный тепловой режим дизеля в заданных условиях. При невыполнении указанных условий спроектировать работоспособную СО не представляется возможным, требуются технические решения повышения тепловой эффективности для обеспечения заданного теплового состояния дизеля. Например, охлаждающая поверхность радиатора ниже требуемой, в этом случае  $\Delta Q_T < \Delta Q_T$ . Обеспечить заданный температурный режим дизеля можно при выборе другого радиатора с большей поверхностью охлаждения или интенсификацией теплопередачи охлаждающих поверхностей радиатора, т.е. увеличением коэффициента теплопередачи  $k_T$ .

Проектирование СО на первоначальном этапе предполагает предварительный расчет СО и согласование ее параметров с параметрами и показателями выбранного дизеля. Этот этап проектирования включает шаги, представленные на блок-схеме (рис. 8.12) алгоритма выбора и согласования дизеля. Цель согласования состоит в том, чтобы параметры и показатели принимаемого дизеля позволили обеспечить баланс передаваемой теплоты от дизеля в ОС и разработать эффективную СО для вновь проектируемого трактора.

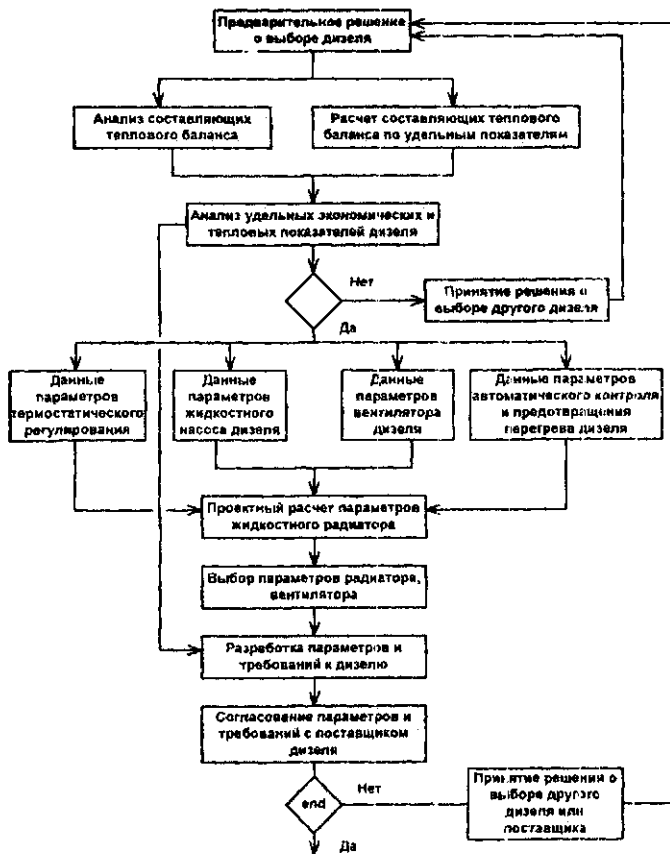


Рис. 8.12. Алгоритм выбора и согласования дизеля при проектировании системы охлаждения

Применение приведенного алгоритма рассмотрим на примере следующей задачи.

*Выбрать дизель и разработать СО для вновь проектируемого трактора.*

Последовательность шагов решения задачи следующие.

1. Выбирается дизель из числа имеющихся на рынке, основными техническими показателями выбора являются номинальная мощность ( $N_e$ ) и частота вращения ( $n_e$ ), предусмотренные техническим заданием (ТЗ) на проектируемый трактор.

Примечание: другие заданные требования к дизелю, например масса, габаритные размеры, показатели токсичности и т.д. нами не рассматриваются.

2. Запрашиваются у производителя следующие показатели и параметры дизеля: составляющие теплового баланса согласно уравнения (8.3), эффективный КПД ( $\eta_e$ ), удельный расход топлива ( $g_c$ ), параметры жидкостного насоса ( $G_T$ ), вентилятора ( $G_W, n_w, N_w, i_w, D_w$ ), данные термостатического регулирования, данные параметров автоматического контроля и предотвращения перегрева дизеля.

3. Выполняется расчет удельных показателей по составляющим теплового баланса (раздел 8.1), эффективных показателей (раздел 6.3); проводится анализ заявленных и расчетных показателей.

При соответствии заявленных показателей расчетным (допускается отклонение 7–8 %), требованиям ТЗ на трактор проводится следующий шаг согласования. При невыполнении этих требований принимается решение о выборе другого дизеля.

4. По данным удельной теплоты, поступающей в ОЖ, параметров жидкостного насоса, вентилятора выполняется расчет составляющих баланса теплоты  $\Delta Q_T = \Delta Q_W = \Delta Q_{И}$ .

При отсутствии данных теплового баланса дизеля удельное количество теплоты, поступающей в ОЖ СО, определяется согласно методу базовой точки.

5. Выполняется расчет общей поверхности охлаждения радиатора [43]; прогнозируемого температурного режима дизеля при воздействии различных факторов в эксплуатации, предельной температуры ОС, обеспечивающей работу дизеля без перегрева; уточняются параметры вентилятора.

6. При необходимости по результатам расчетов и анализа разрабатываются дополнительные требования по технико-экономическим показателям, параметрам жидкостного насоса ( $G_T$ ) и вентилятора ( $G_W, n_w, N_w, i_w, D_w$ ).

7. Заключительное согласование технико-экономических и других требований с поставщиком дизеля.

Решение о выборе дизеля принято, согласованы технико-экономические показатели, параметры СО проектируемого трактора. Следующим этапом работ является компоновка воздушного контура, капота моторного отделения, проектирование или выбор из числа существующих радиатора охлаждения дизеля.

*Предложенная последовательность выбора и согласования дизеля проектируемого трактора позволяет на этом этапе выполнять работы, обеспечивающие разработку эффективной СО.*

Расчет СО и радиаторов без достаточных специальных знаний является сложной задачей. Проведенные работы показали, что нет необходимости считать по существующей методике каждый радиатор для каждого нового проектируемого и модернизируемого трактора. Специфика работы каждого трактора одинакова, отличительным является мощность дизеля. И, если дизели выполнены по одной схеме, являются модификациями базовой модели, то закономерности тепловыделения в СО в целом сохраняются.

Создание баз данных СО, определение удельных показателей, коэффициентов входящих в базу систем и на этой основе создание методики расчета СО и радиаторов по удельным показателям и коэффициентам позволит проводить согласование дизеля, расчеты, анализ и оценку проектируемых СО любому конструктору.

#### **8.4. Модульная система охлаждения дизелей тракторов «Беларус»**

Под *модулем* в конструкции трактора понимается совокупность агрегатов, узлов и деталей, обеспечивающих выполнение одного функционального процесса, действия. В модуле составляющие компоненты имеют функциональные и компоновочные связи. Под *компоновочными связями* понимается установка отдельных составляющих во взаимосвязи, например, на отдельной раме. Отдельные составляющие могут не иметь компоновочных связей, но иметь функциональную связь.

*Модульный принцип построения* способствует обеспечению технологической и производственной преемственности на этапе сборки трактора. Положенный в основу построения трактора модульный принцип позволит расширить возможности создания модификаций с наименьшими производственными и экономическими затратами. Преимуществом модульного построения являются широкие возможности компоновочных решений, повышение ресурса и существенное снижение эксплуатационных затрат, связанных с обслуживанием и ремонтом трактора.

Моторная установка трактора может быть разделена на следующие модули: дизель, очистка поступающего в цилиндры воздуха, выпуск и очистка отработавших газов, СО, внешнее строение. Все модули имеют функциональное назначение, в совокупной взаимосвязи обеспечивают работоспособность дизеля в целом.

СО дизеля трактора можно рассматривать как отдельный модуль, включающий блок радиаторов (охлаждения дизеля, ОНВ, масляный и др.), ВУ (вентилятор, диффузор), ЖМТ, жидкостный насос. Функциональное назначение модуля охлаждения – обеспечение заданного температурного режима дизеля, охлаждение наддувочного воздуха и т.д.

Тракторы «Беларус» выпускаются в диапазоне мощности от 41,9 до 224 кВт и состоят из базовых моделей и модификаций [44]. Представляется, что для тракторов «Беларус» СО можно разделить на модули:

- модуль *A* – дизели мощностью 41,9–66 кВт;
- модуль *B* – дизели мощностью 79–88 кВт;
- модуль *C* – дизели мощностью 103–132 кВт;
- модуль *D* – дизели мощностью 186–224 кВт.

Каждый модуль СО обеспечивает охлаждение дизелей в принятом диапазоне мощности.

Разработка СО тракторов, обеспечивающих рентабельность у производителя, не возможна без системных критериев, в основе которых лежат типизация и унификация. *Унификация* сокращает сроки и затраты на проектирование, повышает производительность и снижает затраты на производство, повышает качество изделий за счет специализации и комплексной механизации производства, улучшает обслуживание и ремонт за счет взаимозаменяемости. *Типизация* является одним из направлений проектирования, позволяющим одними составляющими создавать изделия с различными техническими параметрами.

При разработке модульных СО тракторов рассматривается унификация по «горизонтали», т.е. внутри принятого диапазона мощности и по «вертикали» – между модулями других диапазонов мощности.

Тракторы каждого диапазона мощности, как показывают расчеты, могут иметь модульные СО, включающие один типоразмер жидкостного насоса, вентилятора и радиатора. Параметры составляющих модулей СО тракторов «Беларус» приведены в табл. 8.3. Комплектация дизелей составляющими модулей представлена в табл. 8.4.

Таблица 8.3

Составляющие модулей систем охлаждения тракторов «Беларус»

Наименование составляющих	Основные рабочие параметры по модулям			
	A	B	C	D
Жидкостный насос (производительность), $G_p$ , л/мин	130			
		180		
			250	
				450
Вентилятор (производительность), $G_{вв}$ , м <sup>3</sup> /ч	4600			
		6600		
			9600	
				16000
Радиатор (поверхность охлаждения), $F$ , м <sup>2</sup>	15,0			
		23,0		
			25,0	
				36,0

СО рекомендуется оценивать коэффициентом использования поверхности радиатора, равным отношению отводимого количества теплоты для обеспечения заданного температурного режима дизеля к максимально возможной теплорассеивающей способности этого радиатора ( $\epsilon_r$ ), а также коэффициентом использования потока воздуха ( $\epsilon_{п}$ ). Эти оценочные коэффициенты позволяют качественно оценить тепловую эффективность СО по модулям.

Для оценки составляющих предлагаемых модулей СО воспользуемся количественной оценкой параметров принятых жидкостных насосов, вентиляторов и радиаторов.

## Комплектация дизелей составляющими модулей СО

Наименование составляющих	Применяемость дизелей по модулям охлаждающих систем			
	A	B	C	D
Жидкостный насос	Д-244/Д-244S	D-245/D245S/D-245S2	Д-260.14	Д-260.7/Д-260.7S2
	Д-242/Д-242S	Д-245.16	D260.2S/D-260.2S2	D-260.4/D260.4S2
	Д-243/Д-242S	Д-245.2	D260.1S/D-260.1S2	Д-260.10; Д-260.16
	Д-245.5/Д-245.5S		Д-260.9	(1-308)/DDCS 40E
Вентилятор	Д-244/Д-244S	D-245/D245S/D-245S2	Д-260.14	Д-260.7/Д-260.7S2
	Д-242/Д-242S	Д-245.16	D260.2S/D-260.2S2	D-260.4/D260.4S2
	Д-243/Д-242S	Д-245.2	D260.1S/D-260.1S2	Д-260.10; Д-260.16
	Д-245.5/Д-245.5S		Д-260.9	(1-308)/DDCS 40E
Радиатор жидкостный	Д-244/Д-244S	D-245/D245S/D-245S2	Д-260.14	Д-260.7/Д-260.7S2
	Д-242/Д-242S	Д-245.16	D260.2S/D-260.2S2	D-260.4/D260.4S2
	Д-243/Д-242S	Д-245.2	D260.1S/D-260.1S2	Д-260.10; Д-260.16
	Д-245.5/Д-245.5S		Д-260.9	(1-308)/DDCS 40E

На рис. 8.13 представлен ряд рекомендуемых для модулей жидкостных насосов, точками обозначены расходы ОЖ дизелей согласно табл. 8.4. Заштрихованные области графика представляют запас производительности жидкостных насосов по каждому модулю. Коэффициент использования, например, жидкостного насоса равен отношению расчетного значения производительности к производительности насоса модуля

$$\varepsilon_V = \frac{G_V}{G_{V.M}}$$

и находится в пределах:

модуль A,  $\varepsilon_V = 0,792-0,977$ ;

модуль B,  $\varepsilon_V = 0,843-1,014$ ;

модуль C,  $\varepsilon_V = 0,827-1,06$ ;

модуль D,  $\varepsilon_V = 0,827-0,986$ .

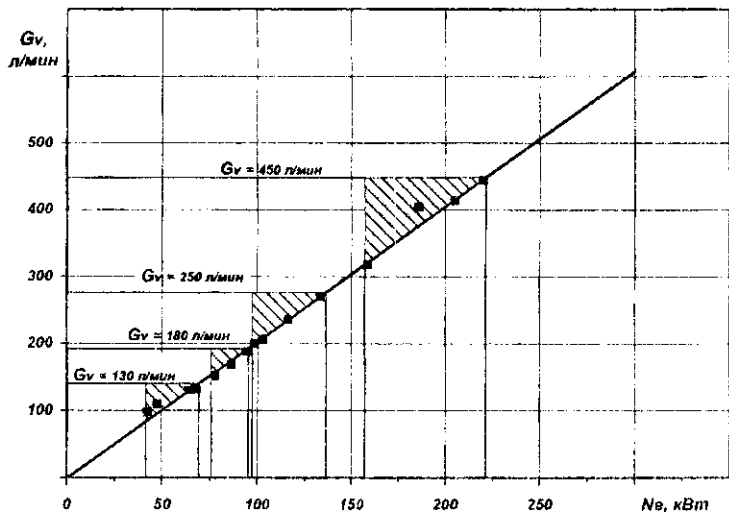


Рис. 8.13. Ряд производительности жидкостных насосов модулей систем охлаждения

Разность  $(1 - \varepsilon_r)100\%$  можно рассматривать как коэффициент запаса жидкостного насоса по производительности. Как следует из графика (см. рис. 8.13) и проведенных расчетов дизели Д-245.16 и Д-260.9 не имеют запаса по производительности жидкостных насосов, то, принимая во внимание характер протекания функции  $Q = f(G_v)$  и ее влияние на теплопередачу, можно согласиться с производительностью жидкостных насосов и для этих дизелей.

На рис. 8.14 представлен ряд производительности вентиляторов рассматриваемых дизелей. Коэффициент использования вентиляторов  $\varepsilon_w = G_w / G_{w,m}$  по модулям составляет:

модуль А,  $\varepsilon_w = 0,805-0,992$ ;

модуль В,  $\varepsilon_w = 0,827-0,922$ ;

модуль С,  $\varepsilon_w = 0,737-0,992$ ;

модуль D,  $\varepsilon_w = 0,704-0,997$ .

В предлагаемых модулях вентиляторы дизелей имеют запас по производительности. Наименьшее значение запаса производительности вентиляторов у дизелей Д-260.10 – 3 %, Д-245.5 и Д-260.9 – 8 %.



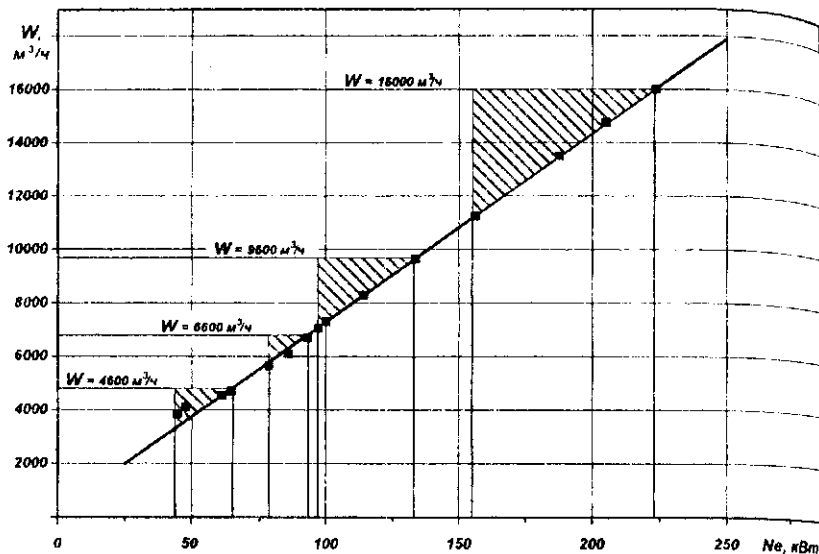


Рис. 8.14. Ряд производительности вентиляторов модулей систем охлаждения

На рис. 8.15 и 8.16 представлены графики рядов модульных радиаторов в функции охлаждающей поверхности от мощности дизелей [43]. Коэффициент использования поверхности радиаторов  $\varepsilon_F = F_F / F_{P,m}$  по модулям равен:

модуль А,  $\varepsilon_F = 0,847-1,04$ ;

модуль В,  $\varepsilon_F = 0,813-0,978$ ;

модуль С,  $\varepsilon_F = 0,678-0,972$ ;

модуль D,  $\varepsilon_F = 0,703-0,997$ .

Расчеты показывают, что дизели Д-243 и Д-245.5 не имеют запаса по охлаждающей поверхности радиаторов. Численное значение недостающей поверхности к принятой охлаждающей поверхности радиатора типоразмерного ряда составляет 2 и 4 %. Дизель Д-260.10 имеет запас поверхности охлаждения радиатора всего 3%. При комплектовании СО тракторов с дизелями Д-245.5 и Д-260.10 рекомендуется использовать радиаторы этого типоразмерного ряда, но охлаждающие поверхности выполнять не из латуни Л63, а из меди МЗ.

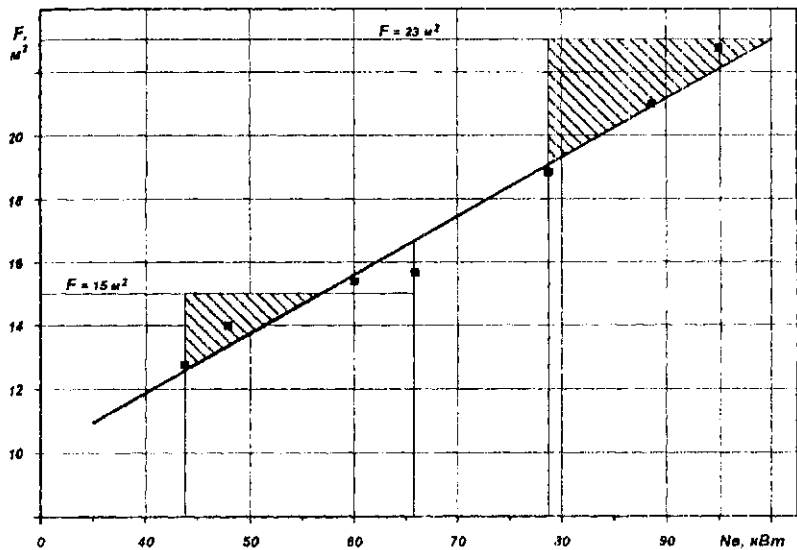


Рис. 8.15. Ряд радиаторов по поверхности охлаждения модулей А и В

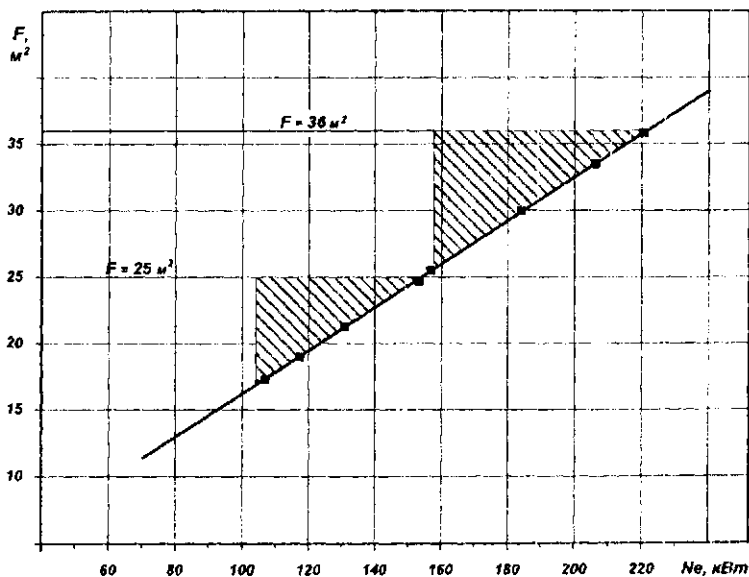


Рис. 8.16. Ряд радиаторов по поверхности охлаждения модулей С и D

Таким образом, предлагаемые модули СО тракторов с рассматриваемыми дизелями по численным значениям параметров – производительности жидкостных насосов, вентиляторов и радиаторов обеспечивают расчетные значения и имеют достаточный запас.

*Формирование составляющих модулей СО позволит СО тракторов выполнять унифицированными и типизированными, в том числе и по вертикали.*

### **8.5. Технические решения, обеспечивающие тепловую эффективность системы охлаждения**

По результатам проведенного анализа конструкций СО составим *техническую характеристику прогрессивной СО энергонасыщенного трактора. Такая гипотетическая СО должна обладать:*

↙ *переменной (регулируемой) тепловой эффективностью для различных климатических условий эксплуатации;*

↙ *блочной-модульной компоновкой радиаторов в воздушном контуре (жидкостного, радиатора ОНВ, кондиционера и др.);*

↙ *ВУ с вентилятором регулируемой производительности с рациональными установочными параметрами по отношению к блоку радиаторов и поверхности дизеля;*

↙ *капотом и подкапотным пространством, способствующими созданию максимальных возможностей для отвода теплоты от наружных поверхностей блок-картера дизеля;*

↙ *САР теплового состояния дизеля;*

↙ *автоматической системой, исключаящей перегрев дизеля при превышении максимально допустимой температуры ОЖ;*

↙ *минимальными затратами материалов на радиатор, мощности на привод вспомогательных узлов.*

Общей тенденцией повышения технического уровня сельскохозяйственных тракторов и их комплектующих является разработка и применение *наукоемких компонентов*, к которым относятся новые рабочие процессы, средства автоматизации, новые прогрессивные материалы, в том числе и новые компоновочные схемы агрегатов систем и тракторов в целом. Это следует отнести и к СО тракторов.

Технические решения, способствующие обеспечению тепловой эффективности СО дизеля трактора, представлены на рис. 8.17.

Рассмотрим применение отдельных технических решений при проектировании и совершенствовании СО.

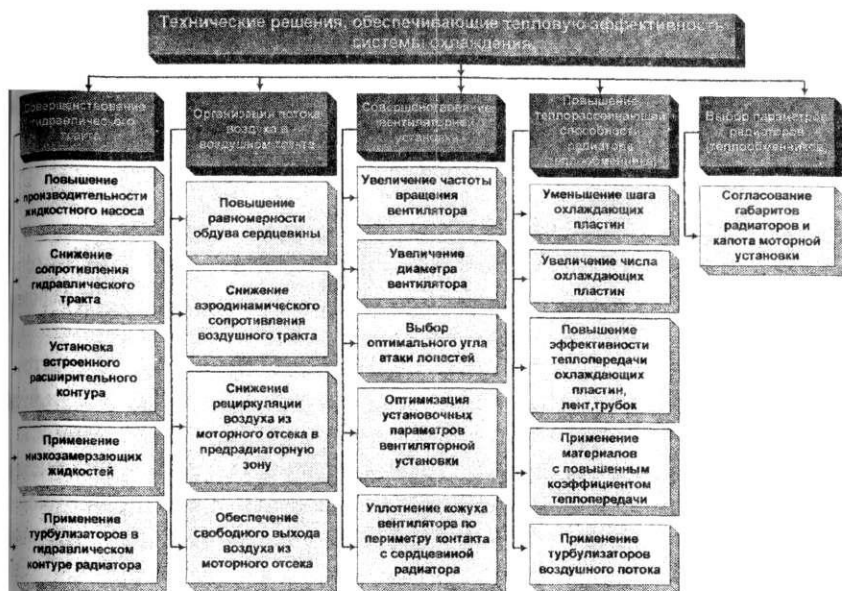


Рис. 8.17. Технические решения, обеспечивающие тепловую эффективность системы охлаждения дизеля трактора

### 8.5.1. Повышение теплоотводящей способности радиатора

Увеличение количества теплоты, отводимой радиатором, находится в прямой зависимости от размеров его поверхности охлаждения. При заданных габаритных размерах поверхность охлаждения можно увеличить уменьшением шага охлаждающих пластин, лент, трубок. Это техническое решение увеличивает материалоемкость радиатора, повышает аэродинамическое сопротивление сердцевинны, ухудшает промывку и очистку радиатора в эксплуатации. Исследованиями, стендовыми и эксплуатационными испытаниями установлен оптимальный шаг охлаждающих пластин радиаторов сельскохозяйственных тракторов, равный 3,0–3,5 мм [45]. Шаг и

расположение трубок в сердцевине радиатора можно изменять, повышая эффективность использования поверхности сердцевины, но их параметры на современных радиаторах в большой степени определяются технологическими возможностями производителей радиаторов.

Одним из путей повышения тепловой эффективности радиатора является использование в каналах трубок и ячейках прохода воздуха *турбулизирующих вставок*, элементов, способствующих интенсификации передачи теплоты путем турбулизации пограничных слоев потока теплоносителя. Эти технические решения не находят применения в конструкциях радиаторов тракторов, но их применение эффективно. Они способствуют повышению тепловой эффективности радиатора, уменьшению массы и габаритов.

Применяемые на тракторах трубчато-пластинчатые радиаторы по сравнению с известными трубчато-ленточными имеют меньшую тепловую эффективность, менее компактные. Передача теплоты с поверхностей охлаждающих пластин потоку воздуха хуже, чем с поверхностей лент. Одной из причин является характер движения воздуха, т.е. его скорость. Скорость воздуха в ячейках сердцевины существенно влияет на расход мощности и компактность СО. Это следует из проведенного анализа и приведенных расчетов.

Процесс теплопередачи наиболее эффективен на переходном режиме движения воздуха от ламинарного к турбулентному. Пластинчатые радиаторы в отличие от ленточных не обеспечивают формирования турбулентных потоков воздуха. *Турбулизация* просасываемого через радиатор потока воздуха является одним из методов повышения тепловой эффективности трубчато-пластинчатого радиатора. В конструкции, например, это может быть достигнуто *выштамповками*  $R = 1,5$  мм на переднем крае охлаждающей пластины и соответствующей компоновкой пластин при формировании блока сердцевины (рис. 8.18). Повышение трудоемкости изготовления радиатора, следует полагать, в полной мере будет компенсировано меньшей материалоемкостью и повышенной тепловой эффективностью.

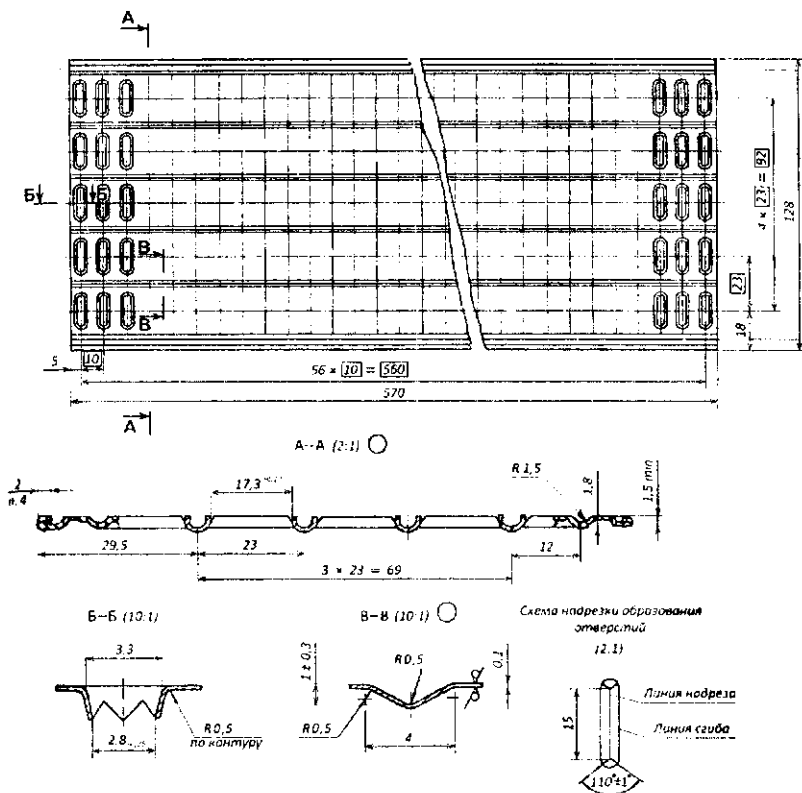


Рис. 8.18. Охлаждающая пластина сердцевины с турбулизирующими выштамповками

В этой связи следует отметить работу Дубровского Е.В. [46], который исследовал, научно обосновал явление периодического дроселирования воздуха в ячейках сердцевины, разработал техническую документацию на радиаторы повышенной тепловой эффективности и технологическую оснастку для изготовления охлаждающих пластин. Это направление позволяет создавать более эффективные радиаторы.

Другим направлением повышения эффективности радиаторов является использование материалов с повышенным коэффициентом теплопроводности. Трубки радиаторов изготавливаются из латуни Л93, пластины – из латуни Л63 или меди М3. Удельная мас-

са жидкостных радиаторов по статистическим данным равна  $0,284 \pm 0,025$  кг/кВт, т.е. на тракторе мощностью 100 кВт конструктивная масса цветных металлов только на радиатор составляет около 1 % от общей массы трактора [47].

Медь МЗ применяется для изготовления охлаждающих пластин радиаторов тракторов, предназначенных для работы в тяжелых климатических условиях. Это позволяет иметь два радиатора разной тепловой эффективности одного типоразмера.

Одним из возможных направлений в создании радиаторов является применение алюминиевых сплавов. Алюминиевые материалы имеют коэффициент теплопроводности  $209$  Вт/(м·К), что в 2 раза больше теплопроводности латуни ( $111$  Вт/(м·К)) и несколько ниже меди МЗ ( $384$  Вт/(м·К)) [48]. Алюминиевые радиаторы позволяют повысить тепловую эффективность тракторных радиаторов по сравнению с широко используемыми латунными радиаторами. *Алюминиевый радиатор может быть третьим радиатором, занимающим промежуточное положение по тепловой эффективности между латунным и медным в одном типоразмере.* Иметь три радиатора разной тепловой эффективности одного типоразмера очень важно при модульной концепции СО. Это позволит расширить унификацию СО по вертикали.

Алюминиевые радиаторы широко используются в СО автомобилей. Сдерживающими факторами их применения на тракторах являются технологические, требующие разработки новых технологических процессов для их изготовления, и эксплуатационные – это недостаточная надежность вследствие низкой антикоррозийной стойкости (для алюминиевых сплавов более опасны щелочные среды) [49]. Следует иметь в виду, что второй фактор относится к радиаторам, заправляемым водой. Поэтому применение низкотемпературных жидкостей для заправки СО исключает этот фактор.

### **8.5.2 Совершенствование гидравлического контура**

Гидравлический контур СО дизеля, состоящий из рубашки охлаждения, жидкостных каналов в блок-картере и радиатора более консервативен, т.е. при проектировании СО разработчик принимает его за базовый. Только производительность жидкостного насоса согласовывается с поставщиком дизеля. Как отмечалось ранее, рас-

ОЖ должен обеспечить перенос количества теплоты от гильз цилиндров, достаточный для охлаждения. Это количество теплоты является определяющим для проектирования или выбора радиатора. Тепловая эффективность гидравлического контура оценивается количеством теплоты, переносимой единицей объема или массы ОЖ, и зависит от ее коэффициента теплопроводности. Коэффициент теплопроводности воды выше, чем у низкотемпературных жидкостей и возрастает при повышении температуры. Из этого следует, что для увеличения количества теплоты, воспринимаемого от гильз цилиндров переносимое к радиатору, возможно при повышении температуры ОЖ. Такое охлаждение названо *высокотемпературным*.

Повышение температуры ОЖ, поступающей в радиатор, увеличивает его тепловую эффективность, а, следовательно, позволяет уменьшить габариты и массу радиатора, затраты мощности на привод вспомогательных узлов. Если учесть, что более высокая температура ОЖ положительно действует на рабочий процесс, т.е. повышается индикаторный КПД, снижается жесткость работы дизеля, преимущества высокотемпературного охлаждения очевидны [47]. Сдерживающим фактором являются низкие допускаемые предельные температуры отдельных деталей дизеля. Это направление достаточно хорошо исследовано, но применение его в СО тракторов ограничено.

Турбулизация потока ОЖ в трубках радиатора является одним из методов повышения тепловой эффективности трубчато-пластинчатого радиатора, что в конструкции радиатора достигается установкой во внутренних полостях трубок *турбулизирующих вставок*. Повышение трудоемкости изготовления радиатора, следует полагать, в полной мере будет компенсировано меньшими габаритными параметрами и повышенной тепловой эффективностью радиатора. Однако и это направление не находит применения в конструкциях тракторных радиаторов.

В новых СО должны применяться низкотемпературные жидкости. Меньший коэффициент теплопроводности этих жидкостей по сравнению с водой компенсируется эффективностью СО в эксплуатации. Применение этих жидкостей обеспечивает эффективность процесса передачи теплоты на полный период эксплуатации трактора, снижает трудоемкость технического обслуживания СО и исключается разрушение системы по причине размораживания. Ис-



пользование низкозамерзающих жидкостей предполагает непрерывное применение расширительного бачка, который исключает выброс ОЖ в ОС (в нем конденсируются пары ОЖ, он пополняет потери ОЖ в системе при длительной работе).

Существуют конструкции СО, в которых расширительные емкости формируются в верхнем бачке радиатора [50]. Разработанная ранее для трактора МТЗ-142 встроенная в верхний бак радиатора расширительная камера (рис. 8.19) обеспечивала эффективность работы радиатора, предотвращала потери ОЖ. *Конструкция жидкостного радиатора со встроенной расширительной полостью перспективна, требуется меньше материалов, нет необходимости в других комплектующих, более надежна по сравнению с СО, в которой присутствует отдельный расширительный бачок.*

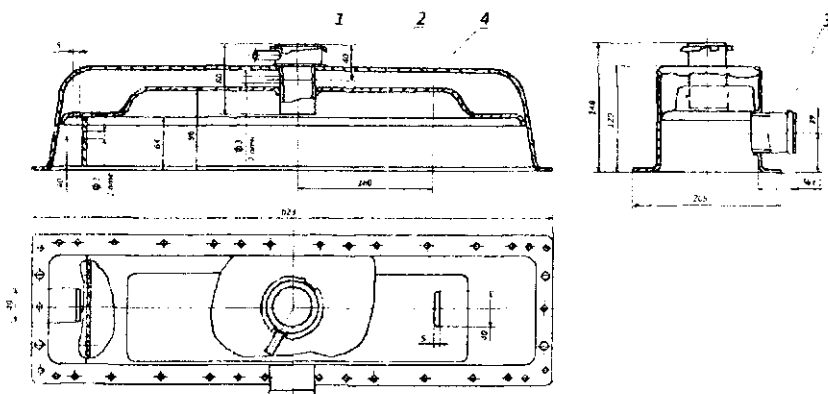


Рис. 8.19. Верхний бачок радиатора с расширительной камерой:  
1 – горловина; 2 – верхний бачок; 3 – верхний патрубок; 4 – перегородка разделительная

Существуют СО, у которых применяются фильтрующие элементы ОЖ. Установка фильтрующих элементов в СО, заправляемых низкозамерзающими жидкостями, не обязательна.

Циркуляция жидкости по трубкам сердцевины зависит от распределения поступающего потока. Для обеспечения равномерности циркуляции ОЖ в поперечном сечении сердцевины патрубки верхнего и нижнего баков радиатора с вертикальным расположением

лубок должны располагаться примерно на оси сердцевины. При горизонтальном расположении сердцевины – обязательное расположение нагнетательного патрубка – вверху, сливного – внизу.

Обеспечение тепловой эффективности СО, поддержание стабильного теплового режима двигателя внутреннего сгорания, создание возможности настройки радиатора на требуемые перепады температур, исключение перегрева дизеля достигается применением жидкостного радиатора согласно [51] (рис. 8.20).

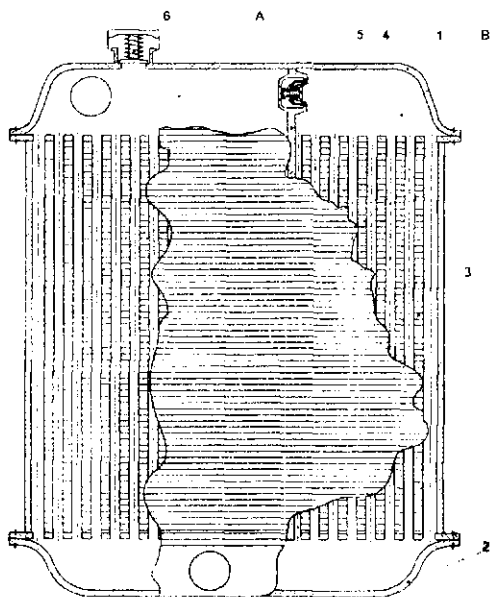


Рис. 8.20. Радиатор системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания:  
 А – рабочая полость; В – предохранительная полость; 1 – верхний бачок;  
 2 – нижний бачок; 3 – сердцевина; 4 – перегородка; 5 – клапан-термостат;  
 6 – паровоздушный клапан

### 8.5.3. Совершенствование воздушного контура

Эффективность СО зависит от расхода воздуха, циркулирующего через радиатор. Повышение теплового состояния дизеля связано с уменьшением количества теплоты, передаваемой в ОС.

В воздушном контуре (ВК) наибольшее количество факторов, которые способны воздействовать на эффективность функционирования СО. При этом часть из них способна повышать эффективность СО без увеличения материалоемкости.

Вентилятор является основным и энергозатратным компонентом ВК. Расчету и выбору вентилятора посвящено много исследований. Отметим еще раз, что параметры вентилятора (диаметр, число лопастей, частота вращения) должны быть согласованы при выборе и согласовании дизеля.

Температурный режим дизеля обеспечивается потоком воздуха, просасываемым ВУ через блок охлаждения. Регулирование температурного режима дизеля осуществляется изменением потока воздуха. Изменение или регулирование расхода воздуха через радиатор конструктивно можно осуществить:

- ↙ изменением частоты вращения вентилятора;
- ↙ изменением угла установки лопастей вентилятора;
- ↙ шторкой или жалюзи, устанавливаемыми перед радиатором.

Рассматриваемые конструктивные решения уменьшают или полностью прекращают подачу воздуха к радиаторам. В этом случае температурный режим дизеля становится управляемым. Одновременно при управлении вентилятором уменьшаются или полностью исключаются энергетические затраты на его привод. Управление шторкой или жалюзи путем перекрытия части или всего радиатора снижает поток воздуха, поступающего к радиатору, но при этом вентилятор продолжает вращаться с прежней частотой, потребляя существенную долю мощности. Такой способ следует считать не экономичным. К тому же отсутствие на сельскохозяйственных тракторах САР шторкой не позволяет постоянно обеспечивать заданный температурный режим дизеля, наличие субъективного фактора отрицательно сказывается и на температурном режиме дизеля, и на работе трактора, так как оператору постоянно приходится следить за показаниями приборов, регистрирующих температуру ОЖ.

Новые перспективные СО, предполагается, будут содержать САР ВУ дизелей, в том числе и автоматическое регулирование температурного режима путем дросселирования проходного сечения ВК.

Можно прогнозировать совершенно новые направления работ по СО – это разработка *автоматических систем предохранения от температурного разрушения радиатора и дизеля*, а также утилиза-

для энергии выхлопных газов для привода вентилятора [52; 53; 54; 55]. Предохранительные системы позволяют при аварийном перегреве путем распыла ОЖ перед фронтом радиатора снижать аварийный температурный режим, одновременно информировать оператора о перегреве (рис. 8.21) [56].

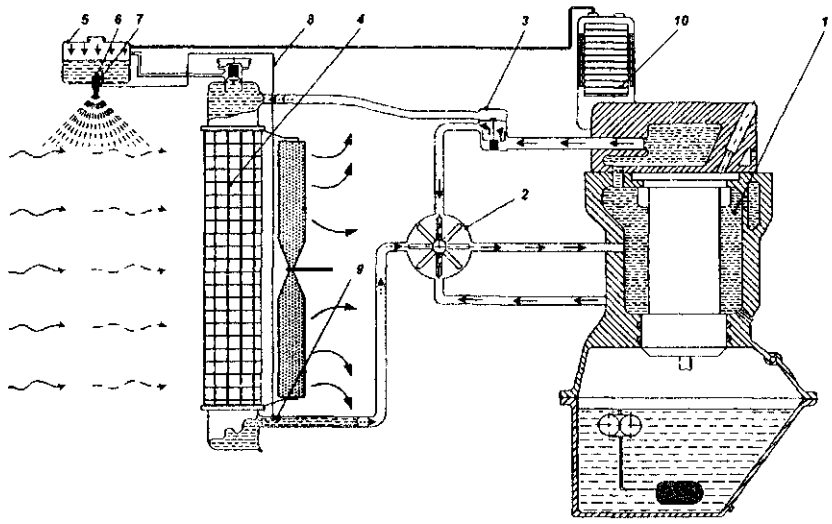


Рис. 8.21. Система жидкостного охлаждения двигателя внутреннего сгорания: 1 – рубашка охлаждения двигателя; 2 – жидкостный насос; 3 – термостат; 4 – жидкостный радиатор; 5 – расширительный бачок; 6 – форсунка; 7 – электромагнитный клапан; 8 – провод; 9 – датчик температуры; 10 – источник давления

#### 8.5.4. Вероятностный метод оценки совершенства конструкции системы охлаждения

По результатам проведенных исследований и анализа работ других исследователей по этой тематике сформулируем основные приоритетные положения, которые следует учитывать при проектировании СО:

◀ конструкции моторного отделения и капота должны обеспечивать циркуляцию потоков воздуха вдоль поверхностей блок-картера дизеля, создавать минимальное аэродинамическое сопротивление, обеспечивать свободный выход воздуха из-под капота [57];

↙ установка вентилятора относительно жидкостного радиатора в поперечной и продольной плоскостях должна обеспечивать наибольшую ометаемость поверхностей радиатора и наибольший расход воздуха [58, 59];

↙ установка радиатора относительно капота должна полностью исключать перетекание нагретого воздуха из моторного отсека в предрадиаторную зону воздушного контура [60];

↙ тепловыделяющие и другие узлы в предрадиаторной зоне должны быть установлены таким образом, чтобы поток воздуха, поступающий к сердцевине жидкостного радиатора, был сплошным и равномерно распределялся по фронту радиатора;

↙ передние сетки элементов маски капота должны иметь минимальное аэродинамическое сопротивление и обеспечивать максимальное задерживание пыли, растительных остатков.

Эти рекомендации являются пассивными, т.е. не требуют увеличения мощности на привод вентилятора и выполняются при компоновке СО.

Представленная на рис. 8.22 блок-схема содержит перечень задач, с помощью которых можно обеспечить тепловую эффективность СО. Далее систематизируются возможные варианты технических решений задач. Таким образом, поставленная цель может достигаться множеством подходов.

Структура блок-схемы представляет собой дерево целей для поиска возможного направления обеспечения тепловой эффективности СО или для устранения перегрева дизеля. Одновременно эта блок-схема описывает и систематизирует возможные технические решения поставленных задач. В таком виде описанное дерево целей носит описательный характер и никак не позволяет оценить эффективность каждого направления.

В работе [2] Joseph P. Martino описывает нормативный метод оценки каждой задачи с помощью «коэффициентов относительной важности». Воспользуемся этим методом и оценим каждую из задач, исходя из технологических возможностей, прогнозируемого увеличения материалоемкости компонентов системы и возможного увеличения энергозатрат на привод жидкостного насоса и вентилятора. Коэффициент относительной важности каждой из задач соответственно равен 0,1; 0,15; 0,12; 0,35 и 0,28. Отметим, что сумма коэффициентов всех задач равна единице.

Каждая из задач может решаться с помощью различных технических решений. Оценим эти решения по тем же критериям и придем им также значение *коэффициента относительной важности*. Сумма коэффициентов технических решений каждой задачи соответственно равна единице (см. рис. 8.22).

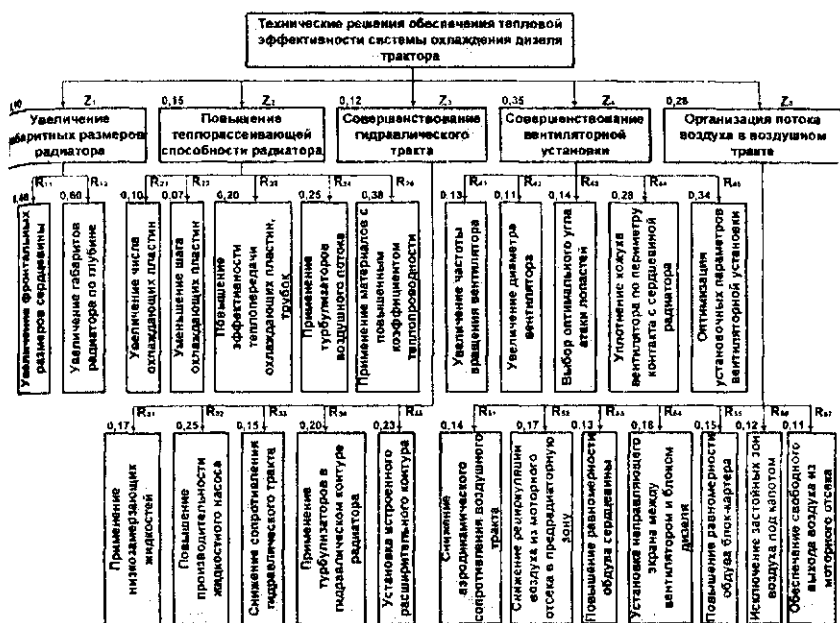


Рис. 8.22. Блок-схема нормативной оценки обеспечения тепловой эффективности системы охлаждения дизеля трактора

Поставленная цель может быть достигнута при реализации одного из технических решений. Нормативной оценкой каждой из задач является произведение коэффициентов по вертикали. Большее значение коэффициента свидетельствует о важности и эффективности принятым критериям решения задачи. Например, тепловую эффективность СО можно обеспечить увеличением охлаждающих поверхностей радиатора (Z<sub>1</sub>) путем увеличения фронтальных габаритов (R<sub>11</sub>) или числа рядов трубок по глубине (R<sub>12</sub>). Произведения коэффициентов в каждом из подходов соответственно равны

$0,1 \cdot 0,4 = 0,04$  и  $0,1 \cdot 0,6 = 0,06$ . Из этого следует, что подход  $R_{12}$  важнее и эффективнее подхода  $R_{11}$ .

Аналогичным образом оценим возможные решения задач, представленных на блок-схеме рис. 8.22 для достижения поставленной цели. Результаты расчета по одному из возможных технических решений представлены в табл. 8.5.

Таблица 8.5

Возможные технические решения

Задача	Оценочный коэффициент принимаемого технического решения				
	$R_{11}$	$R_{22}$	$R_{32}$	$R_{45}$	$R_{54}$
$Z_1$	0,04				
$Z_2$		0,0105			
$Z_3$			0,018		
$Z_4$				0,119	
$Z_5$					0,0476

Из анализа по приведенным коэффициентам следует, что более эффективно обеспечение тепловой эффективности СО путем оптимизации установочных параметров ВУ, так как это техническое решение позволяет увеличить расход воздуха через радиатор без увеличения материалоемкости и энергозатрат. Вторым мероприятием по эффективности является организация циркуляции потока воздуха в ВК моторного отсека под капотом.

*Предлагаемый вероятностный метод позволяет производить оценку принимаемых технических решений по заданным коэффициентам относительной важности. Вместе с тем, такой анализ решения технических задач может быть полезен при выборе одного варианта подхода из множества, но признавать его безусловно точным нельзя, т.к. в этом методе существует субъективный фактор при назначении коэффициентов относительной важности.*

В последующем предполагается разработать аналитический метод назначения и выбора коэффициентов по качественным критериям, что позволит создать программный продукт анализа и оценки

прогнозируемых решений, исключив из него субъективность принимаемого решения.

Применение программных средств и компьютерных технологий при разработке СО по предлагаемым методикам приведет к предельному сокращению сроков на проведение расчетных работ при проектировании. Методы математической статистики и теории вероятности, применяемые при расчетах показателей, позволяют проводить расчеты с достаточной степенью точности и получать результаты, обеспечивающие рабочие процессы СО в соответствии с требованиями по заданным данным, достаточную эффективность СО.

## 8.6. Эффективность работы вентиляторной установки

Основными требованиями к ВУ являются обеспечение расхода потока воздуха для поддержания заданного температурного режима СО двигателя и минимизация энергозатрат на привод вентилятора. Конструктивно наружный диаметр вентилятора выбирается равным одному из фронтальных минимальных размеров сердцевинки жидкостного радиатора. Величиной наружного диаметра вентилятора определяется коэффициент обдува радиатора, характеризующий степень использования радиатора:

$$K_{\text{об}} = \frac{\pi D_{\text{в}}^2}{4 F_{\text{фр}}}, \quad (8.18)$$

где  $F_{\text{фр}}$  – фронтальная площадь радиатора,  $\text{м}^2$ ;

$D_{\text{в}}$  – диаметр вентилятора, м.

Коэффициенты обдува жидкостных радиаторов сельскохозяйственных тракторов находятся в пределах 0,59–0,724. При эффективном использовании сердцевинки радиатора коэффициент обдува близок к единице. У отечественных тракторов коэффициент обдува находится в пределах 0,4–0,78 [59].

Диаметр вентилятора оценивается удельной, ометаемой вентилятором поверхностью охлаждения за цикл к мощности двигателя ( $\text{м}^2/\text{кВт}$ ):



$$\lambda_B = \frac{\pi D_B^2 i F_{\text{ОХЛ}} n_B}{8 F_{\text{ФР}} N_e}, \quad (8.19)$$

где  $i$  – число лопастей вентилятора.

Поскольку  $N_e = Q_e / g_N$  и удельное количество теплоты по формуле (8.5) равно  $g_N = q_e g_e H_T$ , получим:

$$\lambda_B = \frac{\pi D_B^2 i F_{\text{ОХЛ}} n_B q_e g_e H_T}{8 F_{\text{ФР}} Q_e}. \quad (8.20)$$

Анализ формулы (8.20) показывает, что чем меньше удельная омная поверхность за цикл, тем выше энергетическая эффективность ВУ. При этом неизменным условием является обеспечение требуемого температурного режима двигателя. Существенное влияние на величину коэффициента  $\lambda_B$  оказывают частота вращения вентилятора и конструктивные параметры – наружный диаметр лопастей вентилятора и число лопастей [59].

Конструктивные параметры вентиляторных установок, а также коэффициенты обдува и удельной поверхности, омываемой вентилятором за цикл ряда моделей тракторов «Беларус» представлены в табл. 8.6. Анализ данных таблицы показывает (рис. 8.23), что при мощности до 60–70 кВт значения коэффициентов возрастают, при дальнейшем же увеличении мощности значения коэффициентов уменьшаются. В целом эти закономерности характерны для сельскохозяйственных тракторов различных мировых производителей.

Показатели работы вентилятора, а также энергозатраты на его привод во многом зависят от принятой компоновочной схемы, установочных размеров радиатора относительно дизеля (рис. 8.24).

На развиваемое вентилятором давление, его производительность, а также затрачиваемую мощность влияют расстояния между лопастями вентилятора и радиатором ( $L$ ), торцом блока ( $\Delta L_1$ ), зазор между лопастями и кожухом ( $\Delta R$ ). Основные параметры ВУ некоторых сельскохозяйственных тракторов приведены в табл. 8.7.

### Параметры вентиляторных установок тракторов «Беларус»

Модель трактора	Мощность номинальная, $N_e$ , кВт	Наружный диаметр вентилятора, $D_B$ , мм	Число лопастей, $i$ , шт.	Частота вращения вентилятора, $n_B$ , мин <sup>-1</sup>	Площадь, омегаемая лопастями вентилятора, $F_{Om}$ , м <sup>2</sup>	Коэффициент обдува радиатора, $K_{Ob}$	Удельная поверхность, омегаемая вентилятором, $\lambda_B$ , м <sup>2</sup> /кВт
Беларус-822	45,6	456	4	2640	0,163	0,724	799
Беларус-1022	77,2	456	6	2640	0,163	0,724	1118
Беларус-1523	110,3	510	6	2620	0,204	0,632	1013
Беларус-3022	205,0	620	9	2945	0,302	0,603	1307

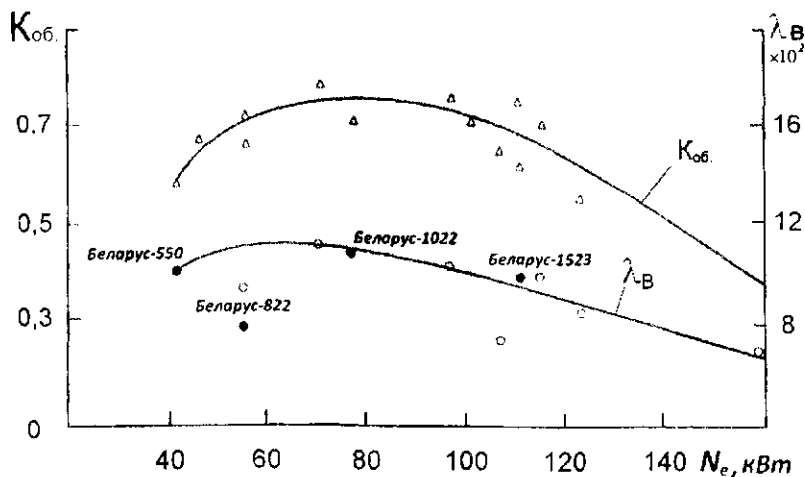


Рис. 8.23. Коэффициент обдува и удельной омегаемой поверхности радиатора вентиляторных установок тракторов «Беларус»

У существующих ВУ тракторов расстояние между лопастями вентилятора и радиатором находится в пределах 14–15 мм. Расстояние от лопастей вентилятора до торца двигателя имеет более широкий предел и равно 18–450 мм. Радиальный кольцевой зазор между лопастями и кожухом составляет 7,5–20 мм, выступание лопастей из кожуха равно 0–30 мм.

Исследованиями [60] установлено, что оптимальными по расходу воздуха ВУ трактора «Беларус-3022» следует считать следующие становочные размеры:

◀ расстояние между лопастями вентилятора и поверхностью сердцевины радиатора  $\Delta L = 148$  мм;

◀ зазор между лопастями вентилятора и кожухом  $\Delta R = 15$  мм;

◀ выступание лопастей из кожуха диффузора  $\Delta B = 20$  мм.

Величина оптимального кольцевого зазора зависит от конструкции и форм направляющего кожуха. При радиальных перемещениях воздуха в каналах вентилятора малый кольцевой зазор становится причиной ухудшения аэродинамических характеристик. Кольцевой зазор между концами лопастей вентилятора и кожухом пределяет потери вентилятора на просасывание воздуха. Индуцируемое сопротивление потока воздуха в зазоре о стенки кожуха лиет на расход воздуха через воздушный контур, затраты мощности на привод вентилятора [59].

**Затраты мощности на привод вентилятора.** Мощность ( $N_B$ ), потребляемая приводом вентилятора, определяется его производительностью  $W$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ), аэродинамическим сопротивлением воздухопровода тракта  $\Delta P_{\text{ВГ}}$  (Па) и КПД вентилятора  $\eta_B$ .

$$N_B = \frac{W \Delta P_{\text{ВГ}}}{\eta_B}. \quad (8.21)$$

Между потребляемой вентилятором мощностью и частотой вращения существует зависимость:

$$N_B = A n_B^x. \quad (8.22)$$

Потребляемая приводом вентилятора мощность уменьшает эксплуатационную мощность двигателя, увеличивает расход топлива.

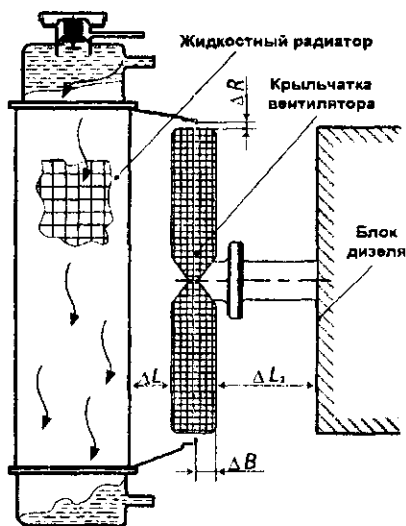


Рис. 8.24. Схема установки вентилятора

Таблица 8.7

Установочные размеры вентиляторов на сельскохозяйственных тракторах

Модель трактора	Расстояние между вентилятором и радиатором, $L$ , мм	Расстояние между вентилятором и торцом двигателя, $\Delta L$ , мм	Зазор между лопастями и кожухом, $\Delta R$ , мм	Выступление лопастей из кожуха, $\Delta B$ , мм
Беларус-550	14	66	22,5	4,5
Беларус-570	14	66	7,5	4,5
Беларус-822	14	18	14,0-14,8	11,5
Беларус-1022	36	18	11,0-13,0	13,5-18,5
Беларус-1522	40	362	14,25-15,75	16,0
Беларус-3022	50	450	14,0-16,0	23,0
К-701	180	-	20,0	25,0
Т-130	37	340	-	-

При увеличении частоты вращения потребление мощности вентилятором увеличивается.

Исследования показывают, что увеличение диаметра вентилятора на 10 мм, увеличивает расход потребляемой мощности на 9%. Расчётная зависимость потребляемой мощности вентиляторами диаметром 450 и 460 мм по данным, полученным при испытаниях, соответственно имеет вид

$$N_B = 4,23 \cdot 10^{-4} n_B^3. \quad (8.23)$$

$$N_B = 4,4 \cdot 10^{-4} n_B^{2,915}. \quad (8.24)$$

Расчётная зависимость, рекомендуемая для расчёта потребляемой приводом вентилятора мощности в функции от частоты вращения коленчатого вала двигателя для вентиляторов Ø510–540 мм, имеет вид:

$$N_B = 9,15 \cdot 10^{-4} n_B^2 \quad (8.25)$$

Следует полагать, что зависимость меняет характер в связи с тем, что к аэродинамическому сопротивлению вентилятора прибавляются затраты мощности на трение ременной передачи, подшипников жидкостного насоса, а также гидравлического сопротивления неравномерности потока в воздушном контуре.

Анализ влияния конструктивных параметров вентилятора на потребляемую мощность показывает, что при увеличении угла атаки лопастей вентилятора при частоте вращения коленчатого вала двигателя до 1800 мин<sup>-1</sup> изменение затрат мощности не выявлено. При дальнейшем увеличении частоты вращения на каждые 200 мин<sup>-1</sup> затраты мощности увеличиваются незначительно, увеличение составляет 1,5–2 % для вентиляторов с углом атаки лопастей 30° по сравнению с углом атаки 27°. Увеличение диаметра вентилятора повышает затраты мощности на его привод.

## 8.7. Влияние капотирования дизеля на мощностные и экономические показатели

Объём, занимаемый дизелем при полном капотировании (капсулировании) или при установке боковин капота, можно рассматривать как отсек ограниченного объёма. Отделение дизеля от окружающего пространства стенками капота существенно изменяет условия работы и его температурный режим [57].

При полном капотировании моторной установки для снижения внешнего шума свободный выход воздуха из-под капота исключается, что нарушает организацию воздушного потока, при котором обеспечивается его вентиляция. Для обеспечения температурного режима дизеля необходимо увеличивать мощность на привод вентилятора для обеспечения требуемого расхода воздуха через радиатор. Нагретые потоки воздуха под капотом повышают температуру топлива в топливоподающей системе и топливном насосе, воздуха в воздушном фильтре и всасывающем коллекторе, которые размещены под капотом и подвержены воздействию микроклимата подкапотного пространства. Температура в зонах расположения этих агрегатов может быть различной и зависит от внешних условий, в которых работает трактор, режима загрузки.

Подогрев топлива в топливоподающей системе оказывает существенное влияние на мощность дизеля. Прежде всего при увеличении температуры топлива снижается часовой расход. Испытания показали, что боковины капота на тракторе «Беларус-80.1» повышают аэродинамическое сопротивление подкапотного пространства, ухудшая его вентиляцию; производительность вентилятора дизеля Д-243 снижается до 4,16%; средняя температура воздуха в подкапотном пространстве на номинальном режиме дизеля повышается на 2–3 °С. Температурный режим дизеля при температуре окружающей среды от 17,5 до 40 °С повышается на 3–4 °С. Температура воды на выходе из дизеля при этом составила 80 °С при окружающей температуре 17,5 °С и 102 °С при окружающей температуре 40 °С, без боковин капота температура воды, соответственно, равна 76 и 99 °С.

На 2,5–3,5 °С повышается температура топлива в головке топливного насоса, как следствие, снижается часовая подача топлива на дизеле из-за снижения цикловой подачи, увеличения количест-

в дренажного топлива через форсунки и увеличения внутренних потерь в топливном насосе (рис. 8.26). Из-за снижения часовой подачи топлива уменьшается мощность дизеля с 60,1 кВт при окружающей температуре 17,5 °С до 55,15 кВт при окружающей температуре 40 °С. Без боковин в идентичных условиях мощность дизеля соответственно равна 61,76 и 55,82 кВт [57] (рис. 8.27).

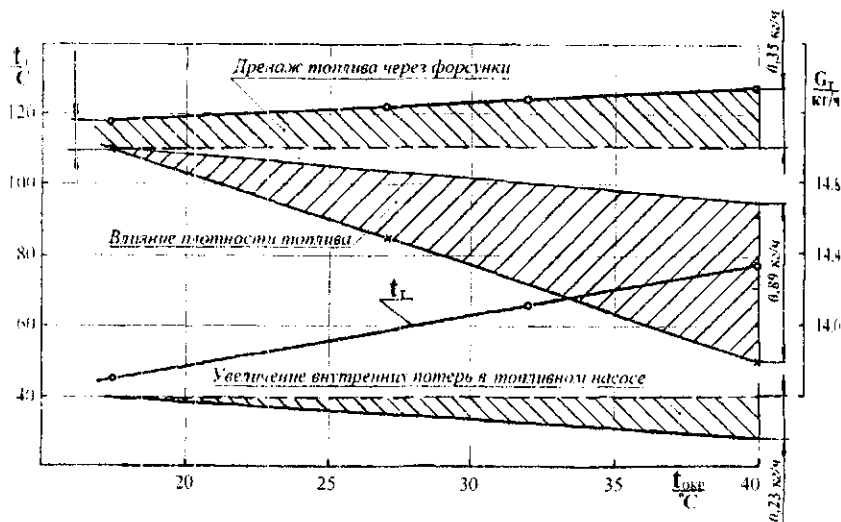


Рис. 8.26. Составляющие потерь производительности топливного насоса на номинальном режиме работы дизеля Д-243 в зависимости от температуры окружающей среды

Таким образом, капотирование дизеля боковинами снижает максимальную мощность на 2,46–2,74 % вследствие уменьшения часовой подачи топлива топливным насосом на 2,52–2,96 %, повышает температурный режим моторной установки на 3 °С вследствие снижения расхода охлаждающего воздуха, повышения температурного режима воздуха в моторном отсеке под капотом.

Выполненные в элементах капота тракторов «Беларус» продувочные и вентиляционные окна в определенной мере снижают влияние микроклимата в подкапотном пространстве на мощностные и экономические параметры дизеля, однако при максимальной нагрузке, высокой температуре окружающей среды их влияние сохраняется.

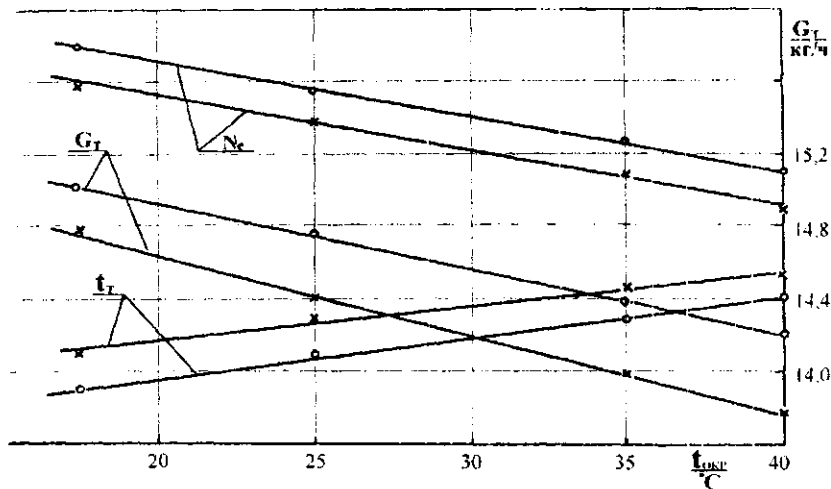


Рис. 8.27. Мощность дизеля Д-243, часовой расход топлива, температура топлива в головке топливного насоса 4УТНИ в зависимости от температуры окружающей среды:  
 ○—○— серийная комплектация; —×—×— с шумозащитными боковинами



## Глава 9. АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА

Альтернативные виды моторного топлива можно разделить на следующие группы:

- топлива минерального (ископаемого) происхождения;
- синтетические топлива, получаемые из минерального или биологического сырья;
- топлива биологического происхождения.

К альтернативным топливам минерального происхождения можно отнести природный и попутный (нефтяной) газы. К топливам биологического происхождения – топлива для дизельных двигателей на основе растительных масел и его производных, спирты, получаемые из биомассы путем биологической переработки и биогаз (продукт разложения биомассы). К синтетическим топливам относятся синтетические бензины, спирты и эфиры, а также дизельные топлива, получаемые из минерального (уголь, природный газ) или биологического (целлюлоза, биогаз) сырья, путем разложения последнего на простые составляющие и последующего синтеза углеводородов необходимого состава. В большинстве случаев синтетические топлива характеризуются наличием однопипных молекул углеводородов. Представителями синтетических топлив, применяемых в последнее время, является диметиловый эфир в качестве топлива для дизельных двигателей и метиловый спирт для двигателей с искровым зажиганием.

Отдельную категорию топлив составляет водород, отличающийся как способами получения, так и методами применения.

Одновременно следует отметить, что еще далеко не исчерпаны возможности повышения эффективности использования традиционных источников энергии, поэтому перспективными являются работы по разработке технологических схем для глубокой и безостановочной переработки нефти и улучшению их эксплуатационных свойств [61].

### 9.1. Улучшение эксплуатационных свойств топлив нефтяного происхождения

Свойства дизельного топлива оказывают заметное влияние на эмиссию токсичных веществ. Например, при испытаниях по соот-

соответствующим стандартам увеличение цетанового числа уменьшает выброс окислов азота в низкооборотных дизелях тракторов и автомобилей (рис. 9.1).

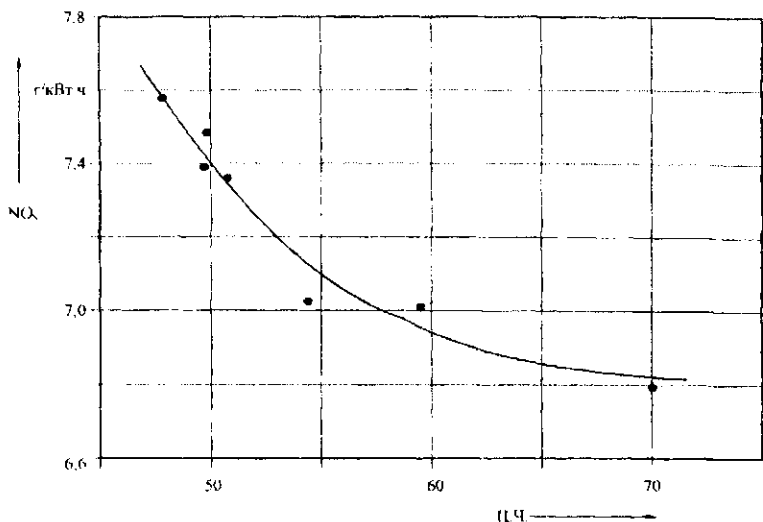


Рис. 9.1. Влияние цетанового числа топлива на выброс окислов азота.

Одновременно с этим для всех типов дизелей наблюдается снижение выбросов несгоревших углеводородов и монооксида углерода. Чем больше в дизельном топливе легких фракций, тем более однородным будет состав смеси в камере сгорания, что приведет к снижению дымности отработавших газов и содержания в них окислов азота [62].

Важной экологической характеристикой дизельных топлив является содержание серы. В процессе сгорания образуются высокотоксичные оксиды серы. Присутствие серы в дизельном топливе при работе дизеля с каталитическими нейтрализаторами способствует образованию сульфатов, что увеличивает выброс в атмосферу твердых частиц. На рис. 9.2 представлены зависимости влияния содержания серы на выбросы твердых частиц. Требования к содержанию серы в топливе за последние 10 лет значительно ужесточились — допустимые пределы содержания этого элемента в топливе уменьшились на порядок.

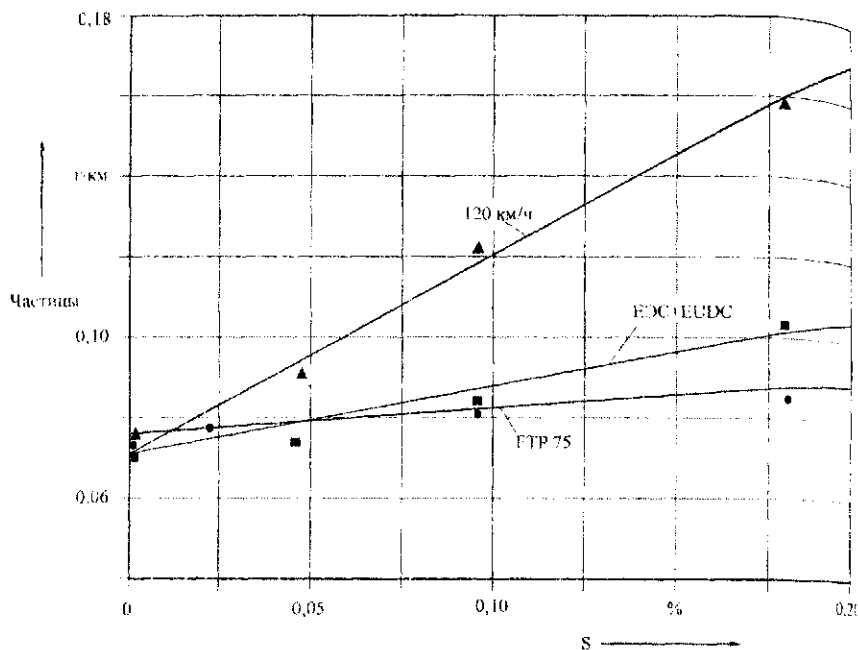


Рис. 9.2. Выброс частиц в зависимости от содержания серы в дизельном топливе

Уменьшение содержания в дизельном топливе ароматических углеводородов заметно снижает выброс дизелями канцерогенных веществ [62].

К 2011 г. в странах Европейского Союза дизельные топлива должны иметь цетановое число до 54–58 ед., содержание полициклических ароматических углеводородов и серы снижено соответственно до 2 % и 0,001 %, температура выкипания 95 % – не более 340 °С.

Как следует из зависимостей, приведенных на рис. 9.1 и 9.2 возможности уменьшения выброса токсичных веществ путем оптимизации физико-химических свойств дизельного топлива ограничены. В перспективе за счет изменения состава дизельного топлива можно достигнуть снижения выбросов оксида азота и сажи соответственно на 10 и 30 %.

Другим методом улучшения эксплуатационных свойств топлив является применение специальных присадок. Добавка до 1 % антидымной присадки на основе бария, марганца или свинца позволяет

несколько раз снизить дымность отработавших газов и содержание в них альдегидов и бенз(α)пирена. Для увеличения ресурса двигателя применяют противоизносные присадки [62].

Разработка недорогих присадок к дизельному топливу, которые способствовали бы снижению выброса сажи из цилиндра или облегчали регенерацию фильтров частиц, является актуальной задачей. Существует ряд присадок на основе железа и меди, которые понижают температуру выгорания углеродсодержащих частиц до 300–400 °С, что способствует регенерации фильтров.

В работе [61] рассматривалась возможность использования этанола в качестве компонента дизельного топлива. Добавка этанола ведет к снижению цетанового числа смеси, уменьшению кинематической вязкости, снижению температуры вспышки в закрытом тигле, ухудшению низкотемпературных и защитных свойств топлива. Смеси топлива со спиртом имеют ограниченную взаимную растворимость, поэтому обладают недостаточной стабильностью и склонны к расслоению. Для сохранения гомогенности необходима добавка лифатических моноспиртов изо- и нормального строения.

Низкие температуры окружающей среды способствуют ухудшению эксплуатационных свойств дизельных топлив. Для снижения температуры помутнения, предела фильтруемости, а также снижения парафинизации топливных фильтров разработана гамма присадок.

## 9.2. Применение природного и нефтяного газов

Основу, 95–98 %, газовых месторождений составляет метан. Остальное приходится на более тяжелые фракции, такие как пропан-бутановая (нефтяной или попутный газ). Эта фракция соответствующим образом подготовленная дает возможность обеспечить лучшие экологические характеристики по выхлопным газам. Но пропан-бутан лишь малая часть в газовых ресурсах, тем более, что он идет на бытовые нужды в большом количестве для снабжения поселков и деревень, не имеющих газопроводов. Так что перспективы у пропан-бутана весьма ограничены.

Еще в прошлом десятилетии природный газ считался альтернативным топливом. Низкая стоимость и меньший, по сравнению с нефтепродуктами, вред, наносимый экологии, способствовали ши-

рокому использованию газа в бытовых и промышленных нуждах, в производстве электроэнергии и на транспорте. Однако с увеличением потребления природного газа цены на него начали расти. Учитывая, что природный газ имеет ограниченные запасы, широкое использование его целесообразно в странах обладающих данным энергетическим ресурсом, к примеру, Россия.

По оценкам ОПЕК запасы нефти в России могут истощиться уже в 2021 г., в то время как запасов природного газа хватит до 2083 г. [63]. Приведенные сведения свидетельствуют о существовании определенной дисгармонии между запасами, производством и использованием нефти и природного газа в России.

Уже сейчас в Нидерландах порядка 50 % автомобилей работают на природном газе, а каждый десятый автомобиль – на сжиженном. 95 % автобусного парка Вены и 87 % парка Дании также работают на газу. Совокупный процент потребителей растет с каждым годом. В Великобритании, например, действует специальная программа перехода на другие виды энергии (Power Shift Programs): покупателю компенсируется до 75 % расходов, которые он несет по переоснащению автомобиля на газ. В Германии владельцам автомобилей на природном газе предоставляются льготы: ежегодные единовременные компенсации при норме токсичности «Евро-4» и снижение размера налога. При страховании автомобиля законодательством введен специальный экологический тариф, составляющий 15 % от обычных ставок [64].

Основываясь на статистических данных, можно сделать вывод, что ряд европейских стран активно готовится к предстоящему изменению потребления топлив. Россия, занимающая лидирующее место по запасам природного газа, по данным ОАО «ГАЗПРОМ», каждый год строит 2-3 станции [63].

Рассмотрим принципы использования компримированного (сжатого) природного газа (КПГ) в двигателях внутреннего сгорания. Еще во времена Советского Союза предпринимались попытки перевода части грузового и автобусного парков на природный газ. Конвертирование ранее широко используемых карбюраторных двигателей семейств ГАЗ (ЗМЗ) и ЗИЛ в газовые осуществлялось путем установки дополнительного газобаллонного оборудования на серийные двигатели. При этом автомобили, работающие на сжатом газе, выполнялись по универсальной схеме, т.е. они могли работать

как на сжатом газе, так и на бензине. Все это накладывало ограничения на использование преимуществ газового топлива. Эксплуатация газобаллонных автомобилей выявила как положительные, так и отрицательные стороны данного подхода, был достигнут хороший экономический эффект, с точки зрения экономии топлива, но также наблюдались частичное падение максимальной мощности, проблемы с пуском двигателя на газовом топливе, увеличение выбросов CO на холостом ходу.

В последнее время в связи с необходимостью сокращения потребления нефтяных топлив прошла волна дизелизации транспорта. Перевод дизеля на газодизельный цикл является одним из перспективных направлений с точки зрения обеспечения возрастающих технико-экономических и экологических показателей. В ряде стран ведутся исследования и разработки по газодизелю (США, Россия, Канада, Новая Зеландия, Германия, Италия, Япония, Австрия, Бельгия и др.).

На рис. 9.3 представлена схема систем питания конвертированного газового двигателя выполненного на базе двигателя КамАЗ, разработанного МАДИ [63]. Воспламенение газозвушной смеси в данном двигателе происходит от искрового разряда. Степень сжатия 13. Двигатели разрабатывались в двух вариантах: безнаддувном и наддувном.

В безнаддувном варианте для достижения номинальной мощности и максимального крутящего момента базового двигателя коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  был снижен до 1,2–1,38. Работа двигателя в таком режиме сопровождалась большими выбросами оксидов азота  $\text{NO}_x$  (12,3 г/кВт·ч) и несгоревших углеводородов HC (8,9 г/кВт·ч). С целью понижения эмиссии  $\text{NO}_x$  и HC было решено дефорсировать двигатель по мощности на 13–15 % и использовать нейтрализаторы работающих газов. Из результатов испытаний (табл. 9.2) следует, что на стационарных режимах нормы «Евро-3» выполняются с запасом.

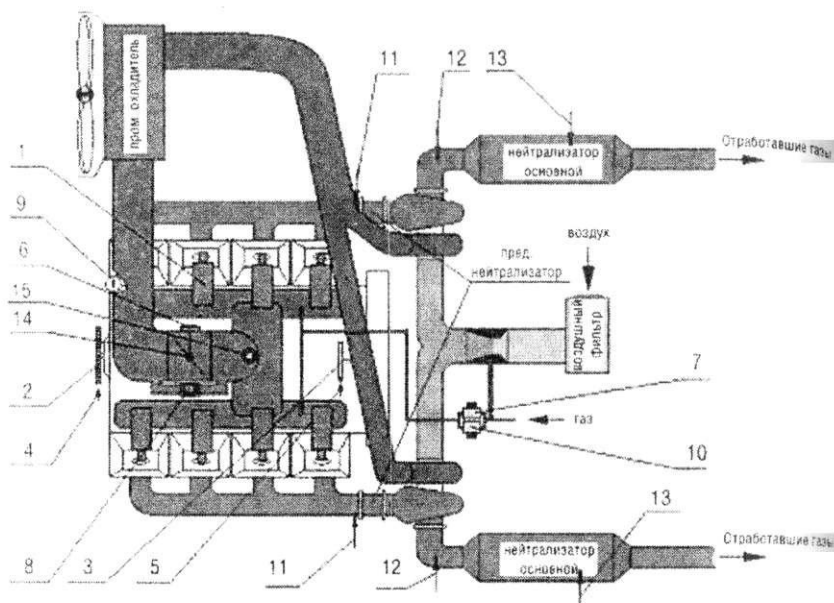


Рис. 9.3. Схема газового двигателя с наддувом и эжекционной подачей газа перед компрессором:

1 – катушка зажигания; 2 – спец. диск; 3 – диск синхронизации; 4 – датчик оборотов; 5 – датчик синхронизации; 6 – датчик положения дроссельной заслонки; 7 – электромагнитный пусковой газовый клапан; 8 – газовый дозатор байпасного канала; 9 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 10 – электромагнитный газовый клапан холостого хода; 11 – термopара T1; 12 – термopара – T2; 13 – термopара T3; 14 – дроссельная заслонка; 15 – датчик давления (абсолютный) смеси во впускном канале

На двигателе с наддувом при  $\alpha = (1,55-1,70)$  была достигнута мощность 200 кВт и максимальный крутящий момент 1150 Н·м. Большой коэффициент избытка воздуха обеспечил минимизацию выбросов оксидов азота. Нейтрализаторы же обеспечивают окисление оксида углерода и углеводородов.

## Результаты испытаний газовых двигателей разработки МАДИ

Норма	СО, г/кВт ч	НС, г/кВт ч	NO <sub>x</sub> , г/кВт ч	ТЧ, г/кВт ч
«Евро-0»	11,2	2,4	14,4	–
«Евро-1»	4,5	1,1	8,00	0,36
«Евро-2»	4,0	1,1	7,00	0,15
«Евро-3»	2,1	0,66	5,00	0,10
«Евро-4»	1,5	0,46	3,50	0,02
«Евро-5»	1,5	0,46	2,00	0,02
«EEV»	1,5	0,25	2,00	0,02
Газовый двигатель без наддува	3,9	8,9	12,3	–
без системы нейтрализации ОГ	3,75	5,45	6,35	–
с оригинальными системами подачи газа и нейтрализацией ОГ	0,2	0,56	2,62	–
Газовый двигатель с наддувом	0,485	0,545	1,741	–

На рис. 9.4 представлена схема газодизельной системы питания двигателя КамАЗ с трехступенчатым редуктором, разработанная Центральным научно-исследовательским автомобильным и автомоторным институтом (НАМИ) и ПО «КамАЗ» [65]. В отличие от предыдущей схемы при конвертации двигателя не требуется переделка базового дизеля, он дооборудуется. В нем реализуется газодизельный цикл. Сохраняется возможность работы двигателя на чистом дизельном топливе, что не маловажно при слабом развитии сети АГНКС. При работе по газодизельному циклу наблюдается экономия дизельного топлива, сохранение энергетических показателей, снижение дымности отработавших газов в 2-3 раза, понижение уровня шума на 3–5 Дб. Однако при условии сохранения мощности увеличивается на ~10 % выход NO<sub>x</sub> по сравнению с дизельным топливом. Это связано с высокой температурой газа в зоне горения факела запального дизельного топлива.



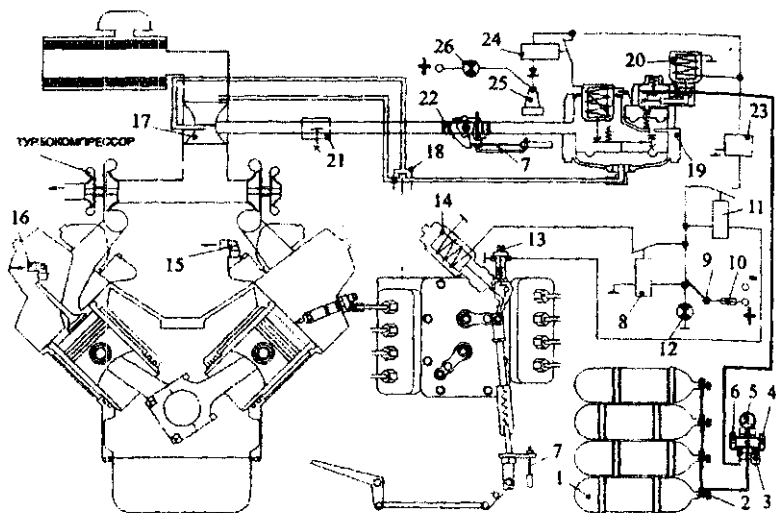


Рис. 94. Принципиальная схема газодизельной системы питания двигателя «КамАЗ»:

- 1 – баллон для КПП; 2 – запорный вентиль; 3 – заправочное устройство; 4 – заправочный вентиль; 5 – манометр; 6 – расходный вентиль; 7 – трос привода дозатора газа; 8 – реле нормально замкнутое МУЗД; 9 – выключатель газодизельного режима; 10 – предохранитель; 11 – нормально замкнутое реле; 13 – выключатель блокировки; 14 – электромагнит МУЗД; 15 – штуцер забора охлаждающей жидкости в нагреватель газа; 16 – штуцер слива охлаждающей жидкости; 17 – смеситель газа; 18 – пневмомеханический клапан; 19 – трехступенчатый редуктор LR; 20 – электромагнитный клапан подачи газа; 21 – дозатор ограничитель газа; 22 – дозатор газа с тросовым управлением; 23 – блок преобразователь напряжения 24–12 В; 24 – реле нормально замкнутое электронной разгрузки редуктора; 25 – датчик контроля давления масла; 26 – контрольная лампа давления масла

Главным в этом направлении является то, что дизельный двигатель сохраняет компоновочные и конструктивные решения и для использования газа требуется лишь разработка его отдельных составляющих компонентов.

Применение этого направления на сельскохозяйственных тракторах ограничивается необходимостью размещения объемных емкостей для хранения газа на остовах трактора. Работы по созданию легких баллонов из различных материалов проводятся и, следует полагать, будут найдены решения, позволяющие размещать эти баллоны в том числе и на тракторах.

### 9.3. Водотопливные эмульсии

Применение водотопливных эмульсий или впрыск воды в цилиндр способствует снижению уровня дымности и выброса окислов юга [20]. С увеличением количества воды при неизменной цикло-ой подаче падает мощность двигателя. Расход дизельного топлива при использовании эмульсии практически не изменяется. Чаще используется эмульсия типа «вода в топливе», когда вода является внутренней фазой и составляет 10–40 % по объёму. После подачи эмульсии в цилиндр капельки воды диаметром 2–5 мкм вследствие спарения дают «микровзрывы», которые могут улучшать процесс есеобразования.

Одновременно с окислами азота снижаются выбросы монооксида углерода и сажи. Величина снижения окислов азота определяется количеством воды в эмульсии и возрастает при увеличении нагрузки, угла опережения впрыска топлива и частоты вращения коленчатого вала. Применение эмульсий сопряжено с трудностями технического характера: замерзание воды, расслоение эмульсии, коррозия и износ деталей системы топливоподачи. Поэтому водотопливные эмульсии не нашли практического применения.

### 9.4. Применение диметилового эфира

В последнее время проведены экспериментальные исследования дизелей, работающих на диметиловом эфире (ДМЭ). ДМЭ является простейшим эфиром, имеет формулу состава  $\text{CH}_3\text{-O-CH}_3$  и может быть получен из любого углеводородного сырья. При нормальных атмосферных условиях ДМЭ находится в газообразном состоянии, но сжижается уже при давлении 0,5 МПа. Этот эфир имеет сравнительно высокое цетановое число (55), но отличается от стандартного дизельного топлива низкой вязкостью. При его впрыскивании в цилиндр с помощью штатной системы топливоподачи необходимо предусмотреть смазку плунжерных пар ТНВД. Из-за большой доли кислорода в молекуле ДМЭ (около 35 %) при его сгорании не образуются сажа, монооксид углерода и другие продукты неполного сгорания. По этой же причине топливо имеет низкую теплоту сгорания. Это снижает температуру в камере сгорания и обуславливает

снижение выбросов окислов азота, но при этом снижается мощность двигателя.

Московским комитетом по науке и технологиям, с привлечением институтов Российской академии наук и отраслевых научных организаций, проводились работы по созданию транспортных средств, использующих ДМЭ в качестве моторного топлива [64, 67]. Разработаны три модификации автомобилей ЗИЛ-5301 «Бычок», использующих диметиловый эфир в качестве:

- моторного топлива для полной замены дизельного топлива;
- 10-40 % добавки к дизельному топливу;
- хладагента (для автомобилей с холодильными агрегатами).

Эксплуатационные испытания подтвердили заявленные разработчиками характеристики по экологической чистоте и топливной экономичности (полное отсутствие сажи, снижение оксидов азота в 3-4 раза, расход ДМЭ до 30л/100км).

Одновременно ведутся работы по созданию однопаливной системы питания на ДМЭ для двигателей КамАЗ-740.

Применение ДМЭ позволит:

- снизить уровень выброса вредных веществ по окислам азота при практически бездымном выхлопе на всех режимах работы;
- осуществить перевод дизельных двигателей, которые в настоящее время при работе на дизельном топливе по своим экологическим параметрам не в полной мере соответствуют требованиям современных экологических норм.

Применение диметилового эфира сдерживается высокой стоимостью его производства и отсутствием производственных мощностей. Диметиловый эфир высокотоксичен, его пары оказывают отравляющее воздействие на организм человека (водители, пассажиры, обслуживающий персонал в смотровых ямах)

Широкое применение диметилового эфира требует наличия хорошей сырьевой базы, залежей природного газа или угля, и развития химического производства. В полной мере решить экологический вопрос и вопрос возобновляемых ресурсов использованием синтетических топлив невозможно.

## 9.5. Водородное топливо

Жидкий водород с его высокой удельной теплотворной способностью, втрое превосходящей углеводородные топлива, с исключительной экологической чистотой оказался чрезвычайно перспективен как горючее для различных двигателей. В продуктах выхлопа полностью отсутствует углеродсодержащая компонента. При работе на слегка обедненных смесях из-за высоких температур сгорания водорода образуется окислов азота больше, чем при работе на бензине. Смесь водорода с воздухом в широком диапазоне концентраций взрывоопасна, поэтому требуется полная герметизация топливopодающей системы и специальная система, исключающая утечки водорода при заправке автомобиля.

Скорость распространения фронта пламени при сгорании водорода в 5–6 раз выше, чем при сгорании бензина. Это повышает вероятность детонационного сгорания, приводит к большим механическим и тепловым нагрузкам на детали кривошипно-шатунного механизма [68].

Основными недостатками использования водорода в качестве моторного топлива является: высокая стоимость самого водорода, снижение мощности, появление обратных вспышек (воспламенение и сгорание смеси во впускной системе), появление поверхностной хрупкости металлов при их гидрировании. Возникают значительные затруднения, связанные с обеспечением приемлемого запаса хода автомобиля, оснащенного водородным двигателем. Для обеспечения теплоты сгорания, эквивалентной 75 л бензина – масса емкостей для водорода должна быть более 2 т.

Одной из проблем применения жидкого водорода является проблема обеспечения низких температур, при которых он хранится ( $-253^{\circ}\text{C}$ ). Трудно решается вопрос исключения утечки жидкого водорода при хранении. Одним из способов хранения водорода является вариант, связанный с аккумулярованием в его составе металлгидридов с последующим его высвобождением перед употреблением. Недостатком систем с использованием гидридов является их большая масса.

Для современных двигателей эффективно использование водорода в качестве добавки к бензино-воздушной смеси. При этом не требуется серьёзных изменений в конструкции двигателя в целом [68].

Применение смеси бензина и водорода в качестве моторного топлива позволяет улучшить экономичность двигателя до 20–40 %, снизить выбросы оксида углерода на 30–40 %. Снижение выбросов оксида азота – 1,5–2 раза [66]. Источником водорода в этом случае являются термokatалитические реакции разложения воды на водород и кислород.

Есть другой способ использования водорода. 200 лет назад был изобретен генератор, в котором водород, соединяясь с кислородом, производит воду, а «побочным» продуктом реакции становится электричество. Принцип его работы, грубо говоря, таков: имеется некая пластина, обладающая свойством пропускать протоны и не пропускать электроны. С каждой ее стороны – два электрода – положительный (анод) и отрицательный (катод), связанные между собой в электрическую цепь. С одной стороны пластины подается водород, с другой – кислород. Катализатор, нанесенный на пластину, активизирует реакцию расщепления водорода на протон и электрон. Протон проходит через пластину и, соединяясь с кислородом, дает воду. А электрон уходит в подсоединенную электрическую цепь.

Экологически безопасное производство водорода может быть реализовано с использованием энергии ядерных реакторов. Одним из таких решений является получение водорода из воды в электрических, используя избыточные мощности АЭС в ночное время.

«Водородная» тема вошла в число приоритетных ориентиров государственной научной политики многих стран, в том числе и в Республике Беларусь.

Прогнозируется в США к 2030 г. практически всю мобильную технику перевести на топливные элементы. Фактически это будут электромобили, с выработкой электричества на самом транспортном средстве.

Сдерживающим фактором использования водорода в качестве моторного топлива является отсутствие приемлемых методов хранения и транспортировки водорода к топливному элементу.

Пути решения этой проблемы является использование фрактальных структур, гидридов и фуллеренов в качестве конденсированных сред для хранения водорода, а также использование углеродных трубок, создаваемых с применением нанотехнологий.

Основной задачей для всех разработчиков подобной техники является освоение промышленных методов производства топливных

элементов, а также способов хранения и заправки сжатого или сжиженного водорода. Немаловажна и проблема цены, потому что сегодняшние автомобили на топливных элементах неимоверно дороги. Все это отодвигает массовое использование водородного топлива на далекую перспективу.

## 9.6. Биотоплива

В настоящее время одним из основных критериев при выборе альтернативных топлив считают возможность снижения выброса диоксида углерода на 20–50 % по сравнению с нефтяными топливами. С этой точки зрения внимание отечественных и зарубежных ученых и практиков все более привлекает возобновляемое растительное сырье, которое кроме прочего, может способствовать созданию в биосфере замкнутого кругооборота диоксида углерода.

Применение топлив из биологического сырья позволит улучшить баланс углекислого газа в атмосфере, что будет препятствовать образованию парникового эффекта, так как выброс углекислого газа при сжигании биотоплива сопоставим с количеством углекислого газа, поглощаемым в процессе фотосинтеза при выращивании этого сырья [69].

Более того, при применении биотоплив в дизелях с отработавшими газами выбрасывается незначительное количество оксидов серы [70], что препятствует образованию кислотных дождей и увеличению хронических заболеваний органов дыхания в крупных городах [71].

## 9.7. Биогаз

Биогаз – смесь метана и углекислого газа, продукт метанового брожения органических веществ растительного и животного происхождения. Метановое брожение – результат природного биоценоза анаэробных бактерий – протекает при температурах от 10 до 55 °С. Содержание метана в биогазе варьируется в зависимости от химического состава сырья и может составлять 50–90 % [69].

Источники биогаза можно разделить на городские и сельскохозяйственные.

**Городские источники.** Канализационные (аэрационные) газы – это продукт брожения сточных вод городской канализации, представляющий собой разновидность биогаза, имеющего в своем составе 60–65 % метана ( $\text{CH}_4$ ), 30–35 % диоксида углерода ( $\text{CO}_2$ ) и 2–4 % водорода ( $\text{H}_2$ ).

Как показывает практика, выход канализационных газов со станции переработки, питаемой канализационной сетью, обслуживающей населенный пункт с численностью жителей 100 тыс. человек, достигает в сутки более  $2500 \text{ м}^3$ , что эквивалентно 2000 л бензина.

Осадки сточных вод очистных станций городской канализации. В зависимости от химического состава осадков при сбраживании выделяется от 5 до  $15 \text{ м}^3$  газа на  $1 \text{ м}^3$  осадка сточных вод.

Твердые бытовые отходы. По данным зарубежных специалистов, из  $1 \text{ м}^3$  ТБО выделяется до  $1,5 \text{ м}^3$  газов. В своем составе газы имеют до 50 % метана, 25 % двуокиси углерода, до 2 % водорода и азота. Эта технология достаточно широко используется за рубежом – в США, Германии, Японии, Швеции.

**Сельское хозяйство.** Концентрация примесей сточных вод на животноводческих фермах достигает 30000–60000 мг/л. Количество сухих осадков составляет не менее 20 млн т в год. Сброженные осадки и навоз после ферментации, как правило, являются обезвреженными и могут быть использованы как удобрения. Подсчеты показывают, что в сельских местах производство биогаза может считаться рентабельным при наличии 20 коров, 200 свиней или 3500 кур.

Создание двигателей автотранспортных средств, работающих на газе с низкой теплотой сгорания, как у биогаза, представляет определенные трудности. Поэтому целесообразнее использовать не биогаз, а получаемый из него биометан. Для этого из биогаза удаляют  $\text{CO}_2$  и другие примеси. Получаемый газ имеет однородный состав (биометан), содержащий 90–97 %  $\text{CH}_4$  с теплотой сгорания 35–40 МДж/ $\text{м}^3$ .

В качестве примера использования биогаза, можно привести проект компании «Volvo» перевода городских автобусов г. Гетеборга на биогаз (свалочный газ). Утверждается, что при переводе автотранспорта на биогаз суммарные «парниковые» эмиссии сократились на 90 %.

Основным сдерживающим фактором широкого применения сжато-го биометана в качестве моторного топлива, как и компримированного природного газа, является транспортировка толстостенных баллонов, составляющих до 96 % веса топливной системы.

Решить эту проблему может использование сжиженного биометана (СБМ).

Стоит также отметить, что газобаллонное оборудование, работающего на биометане, полностью соответствует оборудованию транспортного средства, работающем на природном газе.

Сдерживающим фактором развития биогазовых технологий является необходимость создания инфраструктуры для получения биометана и его сжижения.

### **9.8. Особенности производства биотоплив из растительных масел**

Для Республики Беларусь наиболее перспективным является рапсовое масло, которое может использоваться в виде смеси масла с добавлением дизельного топлива или в виде эфирного топлива из рапсового масла.

Сейчас более 20 стран мира производят жидкое биотопливо для дизельных двигателей из различного растительного сырья. Построены более 150 заводов, которые выпускают в год около 3 млн т жидкого биотоплива. В Европе для производства биотоплива используется 84 % рапса, 13 % подсолнечника, 1 % сои, 1 % пальмового масла и другие виды масличных культур [72].

Предпочтение рапса в качестве сырья для биотоплива, объясняется следующим:

- рапс неприхотливая и высоко урожайная (2,5–4 т/га) сельскохозяйственная культура [73];
- рапс задерживает питательные вещества в почве и улучшает ее структуру, хорошо перерабатывает органические удобрения;
- рапсовое масло из всех растительных масел наиболее устойчиво к влиянию низких температур (до  $-10^{\circ}\text{C}$ );
- рапсовое масло не токсично, не загрязняет грунтовые воды и водоемы (при утечках полностью разлагается в почве в течение трех недель);



— рапсовое масло пожаробезопасно (температура воспламенения 325 °С);

— рапсовое масло практически не содержит серы.

При энергетическом использовании рапсового масла в качестве горючего возможны два пути: децентрализованного и централизованного производства.

Децентрализованное производство требует модификации дизельных моторов, допускающей использование фильтрованного рапсового масла или в смеси с дизельным топливом. Полученное масло фильтруется на месте, в малых отстойных ёмкостях и используется в модифицированных дизельных агрегатах.

Преимущество децентрализованной обработки растительных масел: сокращение транспортных расходов, небольшие энергозатраты, небольшие инвестиционные затраты, сохранение рабочих мест в сельскохозяйственных регионах.

В германском варианте децентрализованного использования биотопливо применяют в основном сельскохозяйственные производители. Фермеры или кооперативы фермеров покупают маломощные установки (300–3000 тонн в год), сами производят рапс и из него же получают биотопливо, которое используют в собственной технике. В Германии производится несколько марок дизельных двигателей для работы на чистом рапсовом масле. Основным поставщиком этих двигателей является фирма Deutz Fahr. Двигатели работают на топливной смеси из дизельного топлива, рапсового масла, воды и эмульгатора.

Централизованное производство, иногда называемое «Французским вариантом», предполагает модификацию рапсового масла — получение биодизеля (метилового эфира жирных кислот рапсового масла (МЭЖК)), и использование в дизельных моторах любых марок (полученное масло поступает на завод для химической переработки, а затем на заправокные станции).

Основной потребитель биодизеля — автотранспорт и автобусы, проезд которых в некоторых крупных городах и отдельных провинциях на обычном дизельном топливе запрещен, и штрафы за превышение норм выбросов токсичных веществ больше разницы стоимости МЭЖК и обычного дизельного топлива.

Производят данный продукт в основном централизованно на мощных установках 5–10 тыс. т в год.

При химической реакции в ректификационных колоннах растительное масло смешивается с метанолом и катализатором. При этом образуется биодизель и, побочный продукт, глицерин. В 2003 году принят единый стандарт для стран Евросоюза EN 14214:2003 Euro Biodiesel. На основе европейского стандарта подготовлен государственный стандарт Республики Беларусь СТБ 1657 – 2006 «Топлива для двигателей внутреннего сгорания. МЕТИЛОВЫЕ ЭФИРЫ ЖИРНЫХ КИСЛОТ (FAME) ДЛЯ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ. Технические требования и методы испытаний» (табл. 9.3).

Таблица 9.3

Некоторые физико-химические показатели биодизеля по СТБ 1657 – 2006 (EN 14214: 2003)

Показатели	Единицы измерения	Величина
Плотность при 15 °С	г/см <sup>3</sup>	0,86–0,90
Вязкость при 40 °С	мм г/с	3,5–5,0
Температура вспышки	°С	120 мин
Сера	мг/кг	10 макс
Коксуемость (10% превышение)	% масс	0,3 макс
Цетановое число		51,0 мин
Сульфатная зольность	% масс	0,02 макс
Содержание воды	мг/кг	500 макс
Испытания на медной пластине	3ч/50 °С	1
Окислительная стабильность	"час; 110°С"	6 часов мин
Кислотное число	мг КОН /г	0,5 макс
Йодное число	–	120 макс

## 9.9. Использование биотоплив на основе растительных масел в дизелях

Непосредственно использование растительных масел в дизельных двигателях внутреннего сгорания затруднено из-за различия физико-химических свойств растительных жиров и нефтяных топлив. Недостатками РМ по сравнению с дизельным являются [74, 72, 75]:

- высокая вязкость (в 2–10 раз выше);
- плохие низкотемпературные свойства;
- низкое цетановое число;
- высокая температура воспламенения;
- повышенная коксуемость;
- меньшая на 7–10 % теплотворная способность из-за наличия кислородосодержащих соединений
- содержание в большем количестве, чем в ДТ воды и механических примесей.

При нормальных температурных условиях (20 °С) вязкость РМ в 15 раз больше, чем у стандартного дизельного топлива (ДТ). Значительное увеличение вязкости топлива способствует возрастанию гидравлического сопротивления в системе топливоподачи, что может привести к уменьшению объемной подачи топлива при прочих равных условиях по сравнению с работой дизеля на ДТ.

Существенная разница плотностей РМ и ДТ ведет к тому, что при одинаковой объемной подаче топлива, массовый расход на РМ будет выше, чем на ДТ примерно на 10 %.

К тому же, в процессе нагнетания по трубопроводу высокого давления и распыливания топлива с высокой вязкостью увеличивается нагрузка в приводе ТНВД. Следовательно, снижается надежность и долговечность деталей насоса высокого давления.

На надежность работы топливоподающей аппаратуры оказывает отрицательное влияние наличие воды и механических примесей в большем количестве в РМ, склонность его к образованию нагара и повышенной коксуемости.

Низкая теплота сгорания у РМ ниже на 7–10 %, чем у ДТ. Это связано с тем, что содержание в РМ кислорода на 11% больше, а углерода и водорода меньше на 8 % и 3 % соответственно (табл. 9.4). Наличие кислорода в РМ приводит к уменьшению на 17 % теоретически необходимого количества воздуха для сгорания 1 кг топлива

с 14,4 кг при использовании ДТ до 12,3 кг при использовании РМ). При равных значениях коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  это позволяет увеличивать цикловую подачу РМ и компенсировать снижение мощности, возникающее за счет меньшей теплотворной способности этого топлива [76].

Таблица 9.4

Средний элементарный состав топлив

Вид топлива	Содержание по весу, %		
	углерода С	водорода Н	кислорода О
Дизельное топливо	86	13	1
Рапсовое масло	78	10	12

В неочищенном РМ в большем количестве, чем в ДТ содержится вода и механические примеси. Это обуславливает необходимость отстаивания и тщательной очистки масла перед применением.

Проблемы, связанные с высокой вязкостью чистого РМ, могут быть решены при подогреве топлива с 20 до 95 °С. При этом вязкость снижается с 75 до 10 мм<sup>2</sup>/с соответственно [70]. Кроме того, при нагреве снижается плотность и поверхностное натяжение.

При использовании РМ в качестве дизельного топлива необходимо обойти все его негативные стороны путем создания новых конструкций дизелей с целью максимального снижения влияния негативных свойств РМ на рабочий процесс дизеля или частичной модификации конструкции дизеля, обеспечивающей минимизацию затрат на конвертацию двигателя для работы на РМ.

Дизели, работающие на растительном масле, уже долгое время представляют интерес для исследователей и проектировщиков.

Поскольку использование «чистого» РМ требует тех или конструктивных доработок серийных двигателей его целесообразно применять в смеси с дизельным топливом. Тем более что эти компоненты хорошо смешиваются, а смеси имеют свойства, позволяющие сжигать их в дизеле без внесения изменений в его конструкцию.

Работы по использованию смесевых топлив из РМ и ДТ и выбору их параметров ведутся во всем мире.

Были проведены испытания дизеля Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) выпускаемого Минским моторным заводом, в двух вариантах его комплектации [77].

Первый из вариантов был оснащен турбокомпрессором ТКР-6 Борисовского завода автоагрегатов, ТНВД мод. РР4М10UIf (диаметр и ход плунжеров – 10 мм) чешской фирмы «Моторпал», форсунками ОАО «Куроаппаратура» (г. Вильнос), отрегулированными на давление начала впрыскивания 21,5 МПа (215 кгс/см<sup>2</sup>) и имеющими распылитель DOP 119S534 фирмы «Моторпал» с пятью распыливающими отверстиями диаметром 0,34 мм и суммарной эффективной площадью распылителя в сборе, равной 0,250 мм<sup>2</sup>. Результаты исследований его по 13-ступенчатому испытательному циклу показали: при работе дизеля на смеси «80 % дизельного топлива +20 % рапсового масла» экологические показатели заметно улучшаются: выброс легких углеводородов снижается с 1,519 до 0,965 г/(кВт·ч), т.е. на 36,5 %; оксидов азота – с 7,442 до 7,159 г/(кВт·ч), или на 3,8 %. Однако выброс монооксида углерода, напротив, возрастает на 9,5 % – с 3,482 до 3,814 г/(кВт·ч). Последнее обусловлено некоторым (на 6–10 %) увеличением часового расхода топлива и соответствующим повышением мощности дизеля. В частности, при переводе двигателя на смесевое биотопливо на режиме максимального крутящего момента ( $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ) мощность выросла с 53,6 до 57,1 кВт, а на режиме максимальной мощности ( $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ ) – с 75,5 до 78,2 кВт. Коэффициент  $\alpha$  избытка воздуха остался при этом практически неизменным (соответственно 1,7 и 2,2 на указанных режимах), что объясняется меньшим количеством воздуха, необходимым для сгорания 1 кг топлива (14,3 кг/кг у дизельного топлива и 13,9 кг/кг у смеси).

Характерно, что переход с дизельного топлива на рассматриваемую смесь сказывается на удельном эффективном расходе топлива: на режиме максимального крутящего момента он увеличивается с 225,8 до 231,8 г/(кВт·ч), а на режиме максимальной мощности – с 249,0 до 255,1 г/(кВт·ч). Причина – меньшая, чем у дизельного топлива, теплотворная способность смеси (соответственно 41,5 и 42,5 МДж/кг).

Второй вариант оснащения дизеля Д-245.12С: топливная система производства Ногинского завода топливной аппаратуры, распылители мод. 171Р.10.03 Алтайского завода прецизионных изделий, имеющие 10 распыливающих отверстий диаметром 0,23 мм. Испы-

ывали его на тракторе «Беларусь», причем в реальных условиях эксплуатации. Установлено: после 500 ч работы этого дизеля на смеси, содержащей 70 % дизельного топлива и 30 % рапсового масла, отмечено частичное закоксовывание распылителей форсунок, которое практически не приводит к потере их работоспособности, хотя мощность двигателя снижает.

Использование форсунок с меньшим числом распыливающих отверстий и, соответственно, большего их диаметра позволило значительно сократить или вообще избежать коксообразования.

### **9.10. Топлива на основе метиловых эфиров жирных кислот рапсового масла**

МЭЖК рапсового масла нашел широкое применение в качестве топлива для дизельных двигателей по сравнению с РМ. Это объясняется тем, что по своим основным физико-химическим свойствам он гораздо ближе к ДТ чем РМ. По некоторым параметрам МЭЖК даже превосходит ДТ, так цетановое число выше на 22 %, а содержание серы меньше на 90 %. К тому же он как и РМ несет слабую биологическую нагрузку, при попадании на землю практически полностью распадается за 21 день. Биодизель имеет температуру вспышки не менее 120 °С, поэтому он не принадлежит к пожароопасным веществам и не классифицируется как опасный груз [78].

В европейских странах действует стандарт EN 590: 2004, допускающий содержание в дизельном топливе метиловых эфиров жирных кислот (FAME) до 5 % по объему. На его основе разработан и введен в действие государственный стандарт Республики Беларусь СТБ 1658-2006 «Топлива для двигателей внутреннего сгорания. ТОПЛИВО ДИЗЕЛЬНОЕ. Технические требования и методы испытаний».

Ожидается, что к 2011 г. для Европейского Союза цетановое число дизельного топлива будет не менее 54–58 единиц, содержание полициклических ароматических углеводородов снизится с 4–6% до 2 % масс., температура выкипания 95 % будет не выше 340 °С, содержание серы не более 0,001 % [79]. Учитывая все возрастающие требования к качеству дизельного топлива, преимущества МЭЖК приобретают дополнительный вес.

Основным достоинством МЭЖК является суммарное уменьшение токсичности выхлопа.

При сгорании биодизеля в двигателях с открытой камерой сгорания выделяется в атмосферу на 10–12 % меньше  $\text{CO}_2$ , на 10–35 % меньше  $\text{HC}$ , на 24–36 % меньше твердых частиц, на 52–50 % меньше сажи и лишь на 8–12 % увеличивается оксид азота сравнительно с использованием обычного минерального дизельного топлива. При использовании биодизеля незначительно (до 5 %) снижается мощность двигателя и увеличивается расход топлива [78].

В выхлопных газах дизельных двигателей, которые работают на биодизеле, совсем отсутствует сера, являющаяся причиной выпадения кислотных дождей. Применение чистого МЭЖК в качестве дизельного топлива сдерживает его низкая химическая стабильность.

Испытания, проведенные зарубежными производителями дизельной топливной аппаратуры, показали, что разложение топлива возможно в самой системе топливоподачи [80].

Наличие продуктов распада в биодизеле объясняет его повышенную агрессивность к резинотехническим изделиям и лакокрасочным покрытиям, склонность его к закоксовыванию и образованию нагара на деталях цилиндропоршневой группы, клапанах и распылителе форсунки. Поэтому, переход на это топливо для дизелей требует замены ряда деталей двигателя. Возможен также вариант изменения свойств топлива путем введения стабилизирующих и иных присадок [68].

При работе дизельного двигателя на смесевом биодизеле падение мощности ниже, а экологические показатели по сравнению с ДТ улучшаются. В результате выполненных стендовых испытаний установлено, что в присутствии МЭРМ (10–25 %), снижается эмиссия углеводородов и  $\text{CO}$ , а интенсивность образования оксидов азота остается без изменения. Вместе с тем отмечено некоторое повышение выбросов озоносодержащих компонентов [68].

В соответствии с директивой 2003/30/ЕС применение биотоплива в количестве содержащей энергии – 5.75 % к 2010 году.

## **Глава 10. ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВА НА ТРАКТОРЕ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ РАБОТ**

Экономия топлива это не разовое мероприятие, реализация ее требует не только определенных навыков в работе, но и постоянно-го повседневного внимания к этому вопросу. Следует осознать необходимость и неотвратимость выполнения действий, которые приведут к положительному результату в части экономии использования топлива. Рациональному, экономному использованию топлива при работе на тракторе будут способствовать знание технических средств, имеющихся на тракторе, и определенных навыков, позволяющих их реализовать, умение их использовать. Уменьшение затрат топлива не означает снижение производительности или объема выполняемой работы, это лишь уменьшение энергозатрат на выполнение того же объема работ.

Экономия топлива и производительность тракторного агрегата – это взаимосвязанные показатели получения наибольшего количества полезной работы при наименьшем количестве затраченной энергии.

Выполняя определенные и установленные правила без затрат финансовых средств и значительных усилий можно уменьшить затраты топлива на 15–20 % и, тем самым, уменьшить затраты на дорогостоящие импортные нефтепродукты.

В совокупности перечень работ по снижению энергетических затрат при работе на тракторе включает использование имеющихся на тракторе технических средств, а также наряду с хорошим знанием техники и некоторых агротехнических знаний – организационные мероприятия. Таким образом, оператор становится не просто исполнителем, работающим на тракторе, а ответственным за конечный результат работы в получении качественной и конкурентоспособной продукции.

Совершенно очевидно, что дать рекомендации по экономии топлива при работе на тракторах для всех случаев их использования при выполнении сельскохозяйственных работ, не представляется возможным. Но систематизация и анализ всего известного и имеющегося, что способствует экономному использованию топлива на тракторах и не требующего дополнительных средств для получения положительного конечного результата, вполне возможно.





Рис. 10.1. Регламент правильной эксплуатации тракторного агрегата и прогнозируемые значения экономии топлива (среднестатистические значения)

Мы не рассматриваем другие виды энергоносителей, а это – электрическая энергия, тепловая энергия для нагревательных, сушильных и других устройств и машин, но экономия других видов энергии также актуальна. Переход на местные виды энергоносителей для этой техники является альтернативой газовым и нефтяным видам топлив. Нефтяному виду топлива для тракторной техники также имеется местная альтернатива – это возобновляемые растительные топлива, например, рапсовое масло, применение которого в смеси с дизельным топливом позволит экономить последнее. Активные действия разработчиков тракторных двигателей и тракторов, работников сельского хозяйства – это то, что позволит использовать альтернативные виды топлив и в значительной степени обеспечить замещение дизельного топлива.

Регламент использования технических средств при эксплуатации тракторного агрегата и прогнозируемые значения экономии топлива приведены на рис. 10.1.

Эффективная (полезная) мощность двигателя реализуется при взаимодействии ходовой части трактора с опорной поверхностью, обеспечивая перемещение и создание силы тяги или через механизм отбора мощности, обеспечивая работу рабочих органов агрегатируемого орудия. Тракторный агрегат, а это трактор в составе с рабочим орудием, поступательно перемещается при условии, что мощность двигателя больше или равна требуемой мощности для преодоления сопротивления движению агрегата, т.е. непосредственно самого трактора и рабочего орудия. Следовательно, двигатель трактора должен иметь мощность необходимую для работы с применяемым рабочим орудием или машиной. Необходимая мощность зависит и от рабочей скорости передвижения агрегата. Рабочая скорость определяется агротехническими требованиями выполняемой заданной технологической операции. Рекомендуемые рабочие скорости выполнения сельскохозяйственных работ находятся в пределах 2,50–4,17 м/с.

Конструкторы при создании трактора руководствуются его назначением, агротехническими требованиями к выполнению комплекса сельскохозяйственных работ, основным из которых является рабочая скорость. Исходя из рабочей скорости и сопротивления рабочих орудий, рассчитывается требуемая мощность двигателя.

Наиболее используемые тракторы по виду выполняемых сельскохозяйственных работ, а соответственно по мощности классифицируются (разделяются):

- на универсально-пропашные;
- общего назначения;
- специальные.

Наиболее обширный класс тракторов – это универсальные пропашные. Они рекомендуются для выполнения различных видов сельскохозяйственных работ и наиболее широко используются в сельскохозяйственном производстве. Тракторы этого назначения используются с обширным перечнем орудий и машин. Например, перечень машин и орудий, рекомендуемых для агрегатирования с универсальным пропашным трактором «Беларус-80.1» включает около 180 наименований.

При выборе трактора и рабочего орудия следует учитывать характеристики почв обрабатываемых земельных угодий. Почвы повышенной плотности создают большие сопротивления при их пахоте, рыхлении; влажные почвы увеличивают буксование трактора, что в первом случае требует больших затрат энергии или мощности, а во втором – буксование снижает скорость перемещения агрегата, что уменьшает объем выполненной работы или производительность. Следовательно, для выполнения заданных видов работ необходимо принимать трактор соответствующего назначения. Рабочие орудия и машины в совокупности с характеристиками почв обрабатываемых земельных угодий необходимо согласовывать с тяговыми возможностями трактора, основным параметром которого является мощность, т.е. трактор должен обладать мощностью необходимой для работы с данным орудием или машиной.

Очевидно, что тяжелую машину трактор малой мощности не сможет перемещать, как и нет никакого смысла легкое орудие использовать с мощным трактором, так как в этом случае двигатель

трактора будет иметь малую нагрузку, работать с пониженной частотой и малым КПД.

При недостаточной мощности увеличивается буксование, уменьшается поступательная скорость. Затраты мощности на буксование увеличиваются, сила тяги уменьшается. Поступательная скорость движения уменьшается, следовательно, уменьшается производительность. Для выполнения заданного объема работ требуется больше топлива.

При выборе трактора, мощность которого превышает требуемую для работы с принятыми орудиями, имеющаяся мощность не используется полностью. Скоростные возможности также не используются, так как рабочие скорости ограничиваются агротехническими требованиями. Мощный трактор имеет большую массу, следовательно, больше затраты на перекачивание самого трактора.

Возникает вопрос: «Какой же трактор наиболее приемлем?». Теоретические предпосылки и опыт работы показывает, что наиболее целесообразно принимать такой трактор, используемая мощность которого составляет 80–85 % от номинальной мощности двигателя при большом тяговом усилии, например, при пахоте следует выбирать трактор большей мощности и использовать имеющиеся технические средства для уменьшения буксования. При работе с механизмом отбора мощности и незначительном тяговом усилии следует принимать трактор меньшей мощности. При примерном равенстве значений мощности при реализации через механизм отбора и на создание силы тяги требуется трактор большей мощности и желательно с колесной формулой 4К4, т.е. с передним ведущим мостом. С целью уменьшения буксования рационально обеспечить рекомендуемое распределение веса по осям в отношении 45 % на передний и 55 % – на задний мост.

Более энергонасыщенный, более мощный трактор при наличии необходимых к нему машин и орудий позволит повысить скорость выполнения операций, заменить несколько маломощных тракторов, соответственно, с комплектами орудий, а это позволит сократить число трактористов и другого обслуживающего персонала, уменьшить затраты на горючие и смазочные материалы. Следует полагать, что мощные энергонасыщенные тракторы являются носителями технического прогресса в аграрном секторе хозяйствования.

Таким образом, при выборе трактора следует согласовывать его мощностные характеристики и тяговые свойства с видами работ, характеристиками почв, используемыми орудиями.

Тяговые показатели трактора в значимой степени зависят от состояния почвы. Наиболее низкие тяговые показатели и наибольший удельный расход топлива трактора при работе на поле, подготовленном под посев, и на свежеспаханном поле. По данным исследований А.Н. Баранского [81] удельный расход топлива на указанных агрофонах возрастает до 26–43 %, тяговая мощность уменьшается до 30–32 %, тяговое усилие – 25–27 % по сравнению со стерней нормальной влажности. Улучшение тяговых показателей трактора способствует увеличению производительности и повышению экономичности работы тракторного агрегата.

Недостаточное сцепление ведущих колес с почвой, а, соответственно, и повышенное буксование являются составляющими нерационального использования топлива при работе тракторного агрегата. На тракторе предусматриваются или устанавливаются технические средства снижения буксования, улучшения тягово-сцепных свойств при работе на почвах с низкой несущей способностью, рыхлых и переувлажненных. Применение этих средств повышает производительность тракторного агрегата при одновременном уменьшении энергетических затрат на выполнение работ.

Повысить сцепление ведущих колес можно за счет увеличения сцепного веса установкой дополнительных грузов, заполнением шин ведущих колес водой, при использовании гидроувеличителя сцепного веса или силового регулирования, когда часть веса орудия переносится на ведущие колеса трактора. Тяговые и сцепные свойства трактора повышаются при монтаже двух и более колес на одной оси, использовании дополнительных средств улучшения сцепления, в том числе полугусеничного хода. Рациональным является при буксовании задних ведущих колес выше допустимого применение переднего ведущего моста, ибо потери топлива от буксования выше необходимых затрат на привод моста. Ведущие мосты трактора оборудуются блокировкой дифференциала, их включение рационально, если они автоматически включаются, с некоторым опережением, до того как буксование достигло максимального значения, тем более что визуально определить степень буксования затруднительно.

На тяговые свойства и буксование трактора влияет давление воздуха в шинах ведущих колес. При снижении давления воздуха увеличивается площадь контакта шины колеса с почвой и число находящихся в зацеплении с почвой почвозацепов. В результате уменьшаются потери на перекатывание, снижается буксование трактора и, как следствие, повышается мощность, снижается расход топлива. Однако снижение давления воздуха в шинах регламентируется определенными пределами в зависимости от допускаемой нагрузки. Значение этой нагрузки определяется конструкцией шины, скоростью движения, назначением и другими факторами.

Использование имеющихся на тракторе средств повышения сцепных свойств, снижения буксования обеспечат повышение производительности тракторного агрегата при одновременном снижении расхода топлива и сохранении агротехнических характеристик почвы.

Перед работой, например, пахотой плугом следует тщательно отрегулировать колею, что позволит снизить сопротивление плуга, уменьшит потери ходовой системы, улучшит управление трактором, снизит буксование. Эти и другие факторы недостаточной подготовки трактора перед работой являются частью непроизводительных затрат топлива.

Полезная работа, выполняемая трактором, например, при обработке почвы, заключается в пахоте, культивации, бороновании и др. рабочим инструментом орудий и, если рабочие органы орудий не заточены (тулые), сопротивление резанию резко возрастает, а это означает увеличение мощности или энергии для выполнения этой операции. Также увеличиваются затраты энергии, если рабочий орган орудия изношен, искривлен, поломан или установлен не по рекомендациям разработчиков. Это в равной степени отражается и на качестве выполняемой работы.

Увеличение усилий, требуемых для работы, увеличивает буксование трактора, уменьшает производительность и качество работы, увеличивает погектарный расход топлива.

Таким образом, подготовка трактора перед работой, правильно согласованное с трактором и исправное рабочее орудие потребует меньших затрат мощности и обеспечит экономию топлива.

Режим работы двигателя, а это крутящий момент и частота вращения коленчатого вала двигателя изменяются в зависимости от

количества поступающего в цилиндры топлива. Крутящий момент, совершая полезную работу, преодолевает сопротивление перекачиванию трактора и агрегируемого орудия. Одну и ту же работу, если позволяет мощность двигателя трактора, можно выполнить при большом крутящем моменте и малой частоте вращения или малом крутящем моменте и большой частоте вращения двигателя, при этом полезная работа или потребляемая мощность будут постоянными. Топлива, как известно, тепловой двигатель потребляет больше на режиме при малой нагрузке и большом скоростном режиме по сравнению с большей нагрузкой и меньшем скоростном режиме. Следует учитывать и то, что дизельные двигатели имеют наименьший удельный расход топлива при условии, как указывалось ранее, когда мощность двигателя составляет 80–85 % от номинального значения. Этот диапазон мощности на характеристике двигателя (см. рис. 8.12) является экономичной зоной и находится между режимом максимальной мощности и режимом максимального крутящего момента.

Таким образом, чтобы экономить топливо необходимо выбирать режим работы двигателя в экономичной зоне по характеристике, обеспечивающий требуемую мощность, необходимый запас крутящего момента, заданную скорость и наименьший расход топлива.

При работе трактора в агрегате с орудиями, например, по обработке почвы и не требующими привода от механизма отбора мощности наиболее приемлемый режим работы тракторного агрегата – наибольший требуемый крутящий момент и наибольшая в пределах агротехнических требований поступательная скорость движения агрегата.

Следовательно, необходимо выбирать наивысшую передачу, чтобы обеспечить наибольшую поступательную скорость и удерживать режим работы двигателя в экономичной зоне.

При работе тракторного агрегата с использованием механизма отбора мощности для обеспечения частоты вращения вала МОМ 540 и 1000 мин<sup>-1</sup> режим работы двигателя одновременно должен устанавливаться номинальным, имея запас крутящего момента и скорости, при этом режим работы двигателя не должен выходить из экономичной зоны. Для обеспечения этих условий при работе трак-

торного агрегата с МОМ необходимо использовать тракторы повышенной мощности.

Экономичная высокопроизводительная работа тракторного агрегата прежде всего зависит от технического состояния двигателя. Разработчик двигателя определяет и назначает перечень необходимых регулировок с тем, чтобы получить наибольшую эффективную мощность при наименьшем расходе топлива. Не отрегулированный двигатель имеет меньший эффективный КПД, засоренные топливные фильтры ухудшают рабочий процесс, масляные фильтры увеличивают потери на трение.

По шуму двигателя, по цвету дыма выхлопных газов можно определить его неисправность. Например, черный цвет дыма указывает на то, что топливо полностью не сгорает в камере сгорания и что оно выбрасывается вместе с выхлопными газами. Своевременное и качественное проведение технического обслуживания, проверка регулировок двигателя является основным для его экономичной работы.

Для поддержания трактора в процессе эксплуатации в работоспособном состоянии важно качественно, своевременно и в полном объеме проводить техническое обслуживание. Техническое обслуживание является плановым, выполнение указанных в инструкции по эксплуатации трактора операций обеспечит исправное техническое состояние, экономичную работу трактора в течение заданного ресурса.

На рис. 10.2 представлены среднестатистические данные увеличения расхода топлива при неисправности отдельных составляющих трактора вследствие несвоевременного проведения технического обслуживания. Компоненты системы питания (топливный насос, форсунки, воздушные и топливные фильтры) непосредственно влияют на экономичность дизеля.



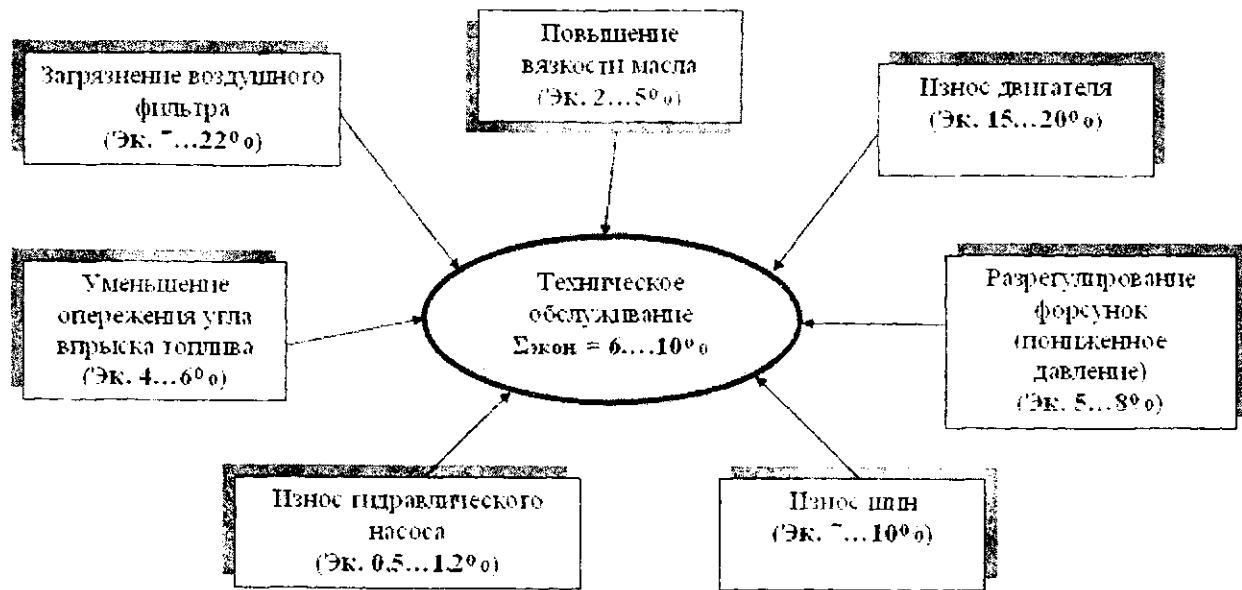


Рис. 10.2. Экономия топлива при проведении операций технического обслуживания (среднестатистические значения)

Земледелец сегодня для успешной работы должен считать и прогнозировать, в том числе и при приобретении сложной техники, такой как тракторы. Ведь тракторы оборудуются новыми агрегатами, сложными системами управления и регулирования, вследствие чего цена на него достаточно высокая.

Выбор трактора не однозначен, нельзя дать полные всеобъемлющие рекомендации, но определить виды работ, на каких будет использоваться трактор, проанализировать имеющийся комплект сельскохозяйственных орудий и возможность приобретения новых машин и орудий, оценить оснащенность трактора средствами экономии топлива при эксплуатации необходимо. Следует помнить, что текущие затраты на топливо, смазочные материалы и обслуживание во много раз превысят его стоимость за срок службы. Технически грамотное использование трактора составляет основу снижения энергозатрат, повышения производительности и качества выполняемых работ тракторным агрегатом.

На рис. 10.3 представлены основные процедуры подготовки технических средств при эксплуатации тракторов «Беларус». Указанные рекомендации позволят рационально использовать трактор при выполнении сельскохозяйственных работ и бережно, экономно использовать топливо. Это позволит не только выполнять работу, но и осуществлять ее с наименьшими затратами энергии.



Рис. 10.3. Основные правила экономии топлива при работе на тракторе «Беларус»

## Литература

1. Гуськов, В.В. Тракторы / В.В. Гуськов. – Минск: Вышэйшая школа, 1977. – Ч. II: Теория.
2. Мартино, Дж. Технологическое прогнозирование / пер. с англ. Technological Forecasting for Decisionmaking NEW YORK – 1972. – М.: Прогресс, 1977. – 592 с.
3. Трепененков, И.И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов / И.И. Трепененков. – М.: Машиностроение, 1963.
4. Парфёнов, А.П. Развитие системы классификации сельскохозяйственных тракторов / А.П. Парфёнов // Тракторы и сельхозмашины. – 1985. – № 10.
5. Усилие тяговое номинальное сельскохозяйственных тракторов. Метод определения: ОСТ 23.1.89-92.
6. Grecenco, A.A. Systematic tractor range / A.A. Grecenco // The Agricultural Engineer Autumn. – 1974. – S. 80–85.
7. Международная система машин для комплексной механизации сельского хозяйства. Тракторы. – М.: СЭВ, 1981.
8. Скоростная сельскохозяйственная техника. Альбом-справочник / А.Я. Поляк [и др.]. – М.: Россельхозиздат, 1977.
9. Отчет ГНТП «Белавтотракторостроение». Расчёт, обоснование и выбор двигателя мощностью 120...200 л.с. для тракторов «Беларус» класса 2,0...3,0. – Минск: БГАТУ, 2002.
10. Основные положения и практическая реализация создания типоразмерного ряда тракторов «Беларус»: описание работы / Произв. объедин. «Минский тракт. завод»; рук. работы М.Г. Мелешко. – Минск, 2006. – 385 с.
11. Якубович, А.И. Направления экономии топлива при эксплуатации трактора / А.И. Якубович, В.Е. Тарасенко // Механика машин, механизмов и материалов. – 2008. – № 1 (2). – С. 38–41.
12. Тарасенко, В.Е. К вопросу экономии топлива на тракторах / В.Е. Тарасенко, А.И. Якубович // Материалы, технологии и оборудование в производстве, эксплуатации, ремонте и модернизации машин: сб. науч. трудов VI междунар. науч.-практ. конф., Новополоцк, 24–26 апреля 2007 г.: в 3 т. / УО ПГУ; под общ. ред. П.А. Витязя, С.А. Астапчика; редкол.: М.Л. Хейфец [и др.]. – Новополоцк, 2007. – Т. II. – С. 131–135.

13. Якубович, А.И. Экономия топлива при использовании трактора / А.И. Якубович, В.Е. Тарасенко // Белорусское сельское хозяйство. – 2007. – № 12 (68). – С. 26–35.
14. Эфрос, В.В. Выбор критериев и методов оценки топливной экономичности тракторных и комбайновых двигателей / В.В. Эфрос, М.С. Столбов, П.Д. Лупачев // Тракторы и сельхозмашины. – 1986. – № 9.
15. Вероятностная оценка режимов работы тракторного двигателя / О.И. Жегалин [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 1985. – № 9.
16. Филимонов, А.И. Система показателей топливной экономичности тракторов / А.И. Филимонов // Тракторы и сельхозмашины. – 1990. – № 12.
17. Кухаренок, Г.М. Рабочий процесс высокооборотных дизелей / Г.М. Кухаренок. – Минск: БГПА, 1999.
18. Голубков, Л.Н. Топливные насосы высокого давления распределительного типа: учебное пособие / Л.Н. Голубков, А.А. Савастенко, М.В. Эмиль. – 6-е изд., доп. – М.: Легион-автодата, 2003.
19. Тракторные дизели: справочник / Б.А. Взоров [и др.]; под общ. ред. Б.А. Взорова. – М.: Машиностроение, 1981.
20. BOSH. Системы управления дизельными двигателями / пер. с нем. – М.: ЗАО «КЖИ» «За рулем», 2004.
21. Грехов, Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. – М.: Легион-Автодата, 2004.
22. Исследование возможности получения повышенных давлений впрыскивания топливоподающей аппаратурой разделенного типа в автотракторных дизелях / Л.В. Грехов [и др.] // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1997. – № 1.
23. Файнлейб, Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: справочник / Б.Н. Файнлейб. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение; Ленингр. отд-ние, 1990.
24. BOSH. Dusen und dusenhalter. Technische Beschreibung. – 1995.
25. Способ обработки наружных поверхностей распылителей топливной форсунки дизеля: а.с. СССР № 1767048.
26. BOSH. Автомобильный справочник / пер. с англ. – М.: ЗАО «КЖИ» «За рулем», 2000.

27. Рядный насос НЗТА 432. Рекламные материалы НЗТА. – 2004.
28. Janiszewski, T. Elektroniczne układy wtryskowe silników wysokopreznych / T. Janiszewski, S. Mavrantzas. – WKL, Warszawa, 2001.
29. Glockner, M. Digital control of Diesel Engines. Landsberg / M. Glockner, I. Bach // Lech: Verlag moderne industri. – 2003.
30. Крутов, В.И. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект / В.И. Крутов. – М.: Машиностроение, 1978.
31. Пинский, Ф.И. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания: учебное пособие / Ф.И. Пинский, Р.И. Давтян, Б.Я. Черняк. – М.: Легион-Автодата, 2001.
32. Мазинг, В.М. Требования к конструкции и параметрам топливной аппаратуры для перспективных автомобильных дизелей / В.М. Мазинг, В.В. Курманов, Г.В. Еремин // Автомобили и двигатели: сборник научных трудов / НАМИ. – 2003. – Вып. 231.
33. Направления НИОКР в области разработки двигателей для легковых и коммерческих автомобилей / Ф.К. Мозер [и др.] // Материалы фирмы AVL List GmbH, Грац. – Австрия, 2001.
34. Патрахальцев, Н.Н. Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом / Н.Н. Патрахальцев, А.А. Савастенко – М.: Легион-Автодата, 2004. – 176 с.
35. Двигатели внутреннего сгорания: учебник для вузов: в 3 кн. / В.Н. Луканин [и др.]; под ред. В.Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2005. – Кн. 1. Теория рабочих процессов. – 479 с.
36. Панкратов, Г.П. Двигатели внутреннего сгорания. Автомобили, тракторы и их эксплуатация / Г.П. Панкратов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1979. – 296 с.
37. Ленин, И.М. Теория автомобильных и тракторных двигателей: учебник для вузов / И.М. Ленин. – М.: Машиностроение, 1969. – 368 с.
38. Железко, Б.Е. Термодинамика, теплопередача и двигатели внутреннего сгорания / Б.Е. Железко, В.М. Адамов, Р.И. Есьман; под ред. Б.Е. Железко. – Минск: Высшая школа, 1985. – 271 с.
39. Ливенцев, Ф.Л. Силовые установки с двигателями внутреннего сгорания / Ф.Л. Ливенцев. – Л.: Машиностроение, 1969. – 320 с.

40. Якубович, А.И. Тепловой режим тракторов класса 1,4–2. Проектирование, расчёт и исследование систем охлаждения: дис. д-ра техн. наук: 05.05.03, 05.04.02 / А.И. Якубович. – Минск, 1993. – 329 с.

41. Тарасенко, В.Е. К вопросу теплового баланса двигателя / В.Е. Тарасенко, А.И. Якубович // Prospective Technics and Technologies, 2006: матеріали II-ої Міжнар. наук.-практ. конф. студ. і молодих учених, Mykolaiv, september 14–16, 2006 г. / Mykolaiv State Agrarian University; відповід. за випуск: С.І. Пастушенко. – Mykolaiv, 2006. – С. 103–105.

42. Арсеньев, Ю.Д. Инженерно-экономические расчеты в обобщенных переменных / Ю.Д. Арсеньев. – М.: Высшая школа, 1979. – 214 с.

43. Якубович, А.И. Определение поверхности охлаждения радиатора / А.И. Якубович, В.Е. Тарасенко // Вестник БНТУ. – 2009. – № 1. – С. 54–61.

44. Применение методов унификации и типизации при создании семейства колесных тракторов «Беларус» / И.Н. Усс [и др.] // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – № 5. – С. 5–8.

45. Направления совершенствования, повышения тепловой эффективности систем охлаждения высокоэнергонасыщенных тракторов: отчёт о НИР (заключ.) / НАН Беларуси, Науч. центр пробл. мех. машин (НЦ ПММ НАНБ); рук. темы А.И. Якубович. – Минск, 2000. – 196 с. – № П 1335.

46. Дубровский, Е.В. Интенсификация конвективного теплообменника в пластинчато-ребристых теплообменных поверхностях / Е.В. Дубровский // Известия Академии наук СССР. Энергетика и транспорт. – 1978. – № 6. – С. 116–127.

47. Исследования, разработка алгоритма, расчёт параметров и показателей систем охлаждения тракторов мощностью 120–200 л.с.: отчёт о НИР / Бел. гос. аграрн. техн. ун-т; рук. темы М.А. Солонский. – Минск, 2003. – 201 с.

48. Аверкиев, Л.А. Исследование алюминиевых радиаторов из трубчатых пластин для тракторов и комбайнов: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / Л.А. Аверкиев; Ленинградский ордена Труд. Крас. Знамени сельскохоз. институт. – Ленинград-Пушкин, 1975. – 22 с.

49. Бурков, В.В. Эксплуатация автомобильных радиаторов / В.В. Бурков. – М.: Транспорт, 1975. – 80 с.

50. Радиатор системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания: а.с. 853129 СССР, МКИЗ F01 P 11/02 / А.И. Якубович, М.Д. Ровба, И.Г. Нахманович, В.А. Козлова. – № 2738778/25-06; заявл. 19.03.79; опубл. 07.08.81 // Бюллетень № 29. – 1981.

51. Радиатор системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания: пат. 4354 Респ. Беларусь МПК (2006) F 01P 11/00 / А.И. Якубович, В.Е. Тарасенко; заявитель Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет». – № и 20070705; заявл. 01.10.2007.

52. Дизель-электрический трактор ДЭТ-250 / под ред. И.Я. Мере́нской, М.А. Федотовой. – М.: Машиностроение, 1965. – 480 с.

53. Железко, Б.Е. Анализ экспериментального исследования эжекторного охлаждения дизельного двигателя / Б.Е. Железко // Респуб. межвед. сб. / Бел. политехн. ин-т. – Минск, 1971. Вып. 4: Автомобиле- и тракторостроение: исследование автотракторных двигателей. – С. 99–110.

54. Информационное сообщение. Системы охлаждения агрегатов современных тракторов / Реф. В.М. Володин // Дифференцированное обеспечение руководства научно-технической информацией «ДОР НТИ» // Profi technik. – 2005. – № 9. – С. 76–79.

55. Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания: пат. 4678 Респ. Беларусь МПК (2006) F 01P 7/14, F 01M 5/00 / А.И. Якубович, В.Е. Тарасенко; заявитель Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет». – № и 20080145; заявл. 22.02.2008.

56. Система жидкостного охлаждения двигателя внутреннего сгорания: пат. 4689 Респ. Беларусь МПК (2006) F 01P 3/20 / А.И. Якубович, В.Е. Тарасенко; заявитель Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет». – № и 20080186; заявл. 05.03.2008.

57. Якубович, А.И. Влияние конструкции капота на показатели моторной установки / А.И. Якубович, В.Е. Тарасенко // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межведомственный тематический сборник / РУП «НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2008. – Вып. 42. – С. 19–29.



58. Якубович, А.И. Аэродинамика потока воздуха в воздушном тракте трактора / А.И. Якубович, В.Е. Тарасенко // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П.О. Сухого. – 2007. – № 1 (28). – С. 38–42.

59. Якубович, А.И. Энергозатраты на привод вентиляторов тракторов «Беларус» / А.И. Якубович, В.Е. Тарасенко // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П.О. Сухого. – 2007. – № 1 (28). – С. 85–92.

60. Тарасенко, В.Е. Экспериментальное исследование жидкостной системы охлаждения дизеля International DTA 530E (1-308) / DDC S 40E трактора «Беларус-3022ДВ» / В.Е. Тарасенко, А.И. Якубович // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилёв, 20–21 ноября 2008 г. / М-во образования Респ. Беларусь, М-во образования и науки Рос. Федерации, Федеральное агентство по образованию, Бел.-Рос. ун-т; редкол. И.С. Сазонов (гл. ред.) [и др.]. – Могилёв: Бел.-Рос. ун-т, 2008. – С. 100.

61. Степанов, А.В. Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания / А.В. Степанов, Г.А. Ковтун, Г.Г. Матусевич // Проблеми хімотології: матеріали I Міжнародної науково-технічної конференції. – К.: Книжкове вид-во НАУ, 2006. – С. 65–66.

62. Морозов, К.А. Токсичность автомобильных двигателей / К.А. Морозов. – М.: Легион-Автодата, 2000. – 80 с.

63. Результаты разработки газовых двигателей в МАДИ (ГТУ) / А. Хачиян [и др.] // Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо. – 2005. – № 3. – С. 37–41.

64. Систер, В. Альтернативные источники энергии для транспорта и энергетики больших городов / В. Систер // Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо. – 2005. – № 3. – С. 6–7.

65. Гадаев, С. Устройство и эксплуатация газодизельного ГБО ООО-фирмы «Мобильгаз» // С. Гадаев // Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо. – 2005. – № 3. – С. 44–48.

66. Курилюк, Н.Я. Проблеми виробництва палив з альтернативної сировини / Н.Я. Курилюк // Проблеми хімотології: матеріали I Міжнародної науково-технічної конференції. – К.: НАУ, 2006. – С. 255–256.

67. Лужков, Ю. Альтернативные источники энергии – будущее Москвы / Ю. Лужков // Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо. – 2005. – № 3. – С. 3–5.
68. Транспорт и окружающая среда: учебник / М.М. Болбас [и др.]. – Минск: Технопринт, 2003. – 262 с.
69. Кириллов, Н.Г. Альтернативное моторное топливо из местного сырья / Н.Г. Кириллов // Энергетика и промышленность России. – 2003. – № 4.
70. Исследования рабочего процесса тракторного дизеля при работе на смеси дизельного топлива и рапсового масла / Л.Н. Басистый [и др.] // Вестник РУНД. Серия: Тепловые двигатели. – 1996. – № 1. – С. 30–36.
71. Горбунов, В.В. Влияние топлива на выброс токсических веществ с отработавшими газами дизеля / В.В. Горбунов, С.Х. Ниязов // Проблемы теории и практики в инженерных исследованиях: сб. науч. тр. – М.: Изд-во АСВ, 1998. – С. 221–223.
72. Высококачественное производство альтернативного биотоплива из растительного сырья / А. Долинский [и др.] // Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо. – 2005. – № 3. – С. 62–64.
73. Практическое руководство по освоению интенсивной технологии возделыванию рапса / В.А. Маскотин [и др.]. – М.: Агропромиздат, 1987. – С. 3–10.
74. Васильев, И.П. Растительные масла в ДВС / И.П. Васильев // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2005. – № 1.
75. Натуральное рапсовое масло – горючее для дизельных моторов, блочных ТЭЦ и котельных. Опыт федеральных земель Германии / Наталья Кушель, руководитель проекта Тасис «Использование малых местных энергоресурсов». – М., март 2001.
76. Краснощеков, Н.В. Адаптация тракторов и автомобилей к работе на биотопливе // Н.В. Краснощеков, Г.С. Савельев, А.Д. Шапкой // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1994. – № 12. – С. 1–4.
77. Рапсовое масло как альтернативное топливо для дизеля / В.А. Марков [и др.] // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 2. – С. 43–48.

78. Гречкін, О.М. Досвід застосування біодизельного палива / О.М. Гречкін // Проблеми хімотології: матеріали I Міжнародної науково-технічної конференції. – К.: НАУ, 2006. – С. 154–156.

79. Дорогочинская, В.А. Пути повышения цетанового числа современных дизельных топлив / В.А. Дорогочинская, К.В. Демидовский, М.В. Финелонова // Проблеми хімотології: матеріали I Міжнародної науково-технічної конференції. – К.: НАУ, 2006. – С. 273–276.

80. Намакштанский, Я.В. Использование метиловых эфиров жирных кислот в качестве замены или добавок к углеводородным дизельным топливам и их влияние на топливную аппаратуру дизелей / Я.В. Намакштанский, М.М. Бендик.

81. Баранский, А.Н. Улучшение эксплуатационных показателей и использования колесных тракторов / А.Н. Баранский. – Минск: Урожай, 1968.

## Оглавление

Введение .....	3
Глава 1. НЕОБХОДИМОСТЬ ПЕРЕМЕН .....	5
Глава 2. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ .....	8
Глава 3. СТРУКТУРНАЯ МОДЕЛЬ ТРАКТОРА .....	10
Глава 4. МОЩНОСТНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ КОНЦЕПЦИЯХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТРАКТОРА .....	18
Глава 5. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТРАКТОРОВ «БЕЛАРУС» ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ РАБОТ .....	31
Глава 6. РЕЖИМЫ И ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА .....	40
6.1. Режимы работы тракторного агрегата .....	40
6.2. Параметры работы тракторного агрегата .....	41
6.3. КПД компонентов трактора и удельный расход топлива ...	45
6.4. Направления экономии топлива при использовании трактора .....	64
Глава 7. ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА НА ТРАКТОРАХ «БЕЛАРУС» .....	69
7.1. Организация процессов смесеобразования и сгорания в дизелях .....	74
7.2. Топливные системы дизелей .....	81
7.3. Турбонаддув .....	101
7.3.1. Регулирование турбокомпрессоров .....	103
7.3.2. Теплообменники и системы охлаждения наддувочного воздуха .....	109
7.4. Распределение массы по осям .....	112
7.5. Согласование скоростного режима дизеля и выбираемой передачи .....	115
7.6. Передний ведущий мост .....	118
7.7. Блокировка дифференциала .....	120
7.8. Механический догрузатель сцепного веса .....	121
7.9. Гидравлический увеличитель сцепного веса .....	122
7.10. Силовой регулятор глубины обработки почвы .....	123
7.11. Влияние давления воздуха в шине .....	124
7.12. Дополнительные приспособления для увеличения сцепления колес с почвой .....	126

<b>Глава 8. ТЕПЛОВАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДИЗЕЛЯ ТРАКТОРА</b> .....	130
8.1. Распределение теплоты сгорания топлива по данным теплового баланса.....	130
8.2. Определение количества теплоты, поступающей в систему охлаждения.....	141
8.3. Согласование параметров дизеля и системы охлаждения.	150
8.4. Модульная система охлаждения дизелей тракторов «Беларус».....	155
8.5. Технические решения, обеспечивающие тепловую эффективность системы охлаждения.....	162
8.5.1. Повышение теплоотсеивающей способности радиатора .....	163
8.5.2. Совершенствование гидравлического контура .....	166
8.5.3. Совершенствование воздушного контура.....	169
8.5.4. Вероятностный метод оценки совершенства конструкции системы охлаждения .....	171
8.6. Эффективность работы вентиляторной установки .....	175
8.7. Влияние капотирования дизеля на мощностные и экономические показатели .....	181
<b>Глава 9. АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА</b> .....	184
9.1. Улучшение эксплуатационных свойств топлив нефтяного происхождения .....	184
9.2. Применение природного и нефтяного газов .....	187
9.3. Водотопливные эмульсии.....	193
9.4. Применение диметилового эфира.....	193
9.5. Водородное топливо.....	195
9.6. Биотоплива .....	197
9.7. Биогаз.....	197
9.8. Особенности производства биотоплив из растительных масел .....	199
9.9. Использование биотоплив на основе растительных масел в дизелях .....	202
9.10. Топлива на основе метиловых эфиров жирных кислот рапсового масла .....	205
<b>Глава 10. ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВА НА ТРАКТОРЕ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ РАБОТ</b> .....	207
Литература.....	219

Научное издание

ЯКУБОВИЧ Анатолий Иванович  
КУХАРЕНКО Георгий Михайлович  
ТАРАСЕНКО Виктор Евгеньевич

ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВА  
НА ТРАКТОРАХ

Монография

---

Подписано в печать 20.02.2009.

Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 13, 31+0,06 вкл. Уч.-изд. л. 10,41+0,04 вкл.

Тираж 110. Заказ 1157.

---

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0131627 от 01.04.2004.

Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.