

УДК 621.86(07)
ББК 38.6 – 64я7

Авторы:

В.А. Жулай, Ю.И. Калинин, Ю.Ф. Устинов,

Рецензенты:

*кафедра промышленного транспорта, строительства и геодезии
Воронежского государственного лесотехнического университета им. Г.Ф. Морозова;
А.А. Кононов, д-р техн. наук, проф. кафедры информатики и графики Воронежского ГТУ*

Ж **Основы проектирования транспортных и технологических машин** [Текст] : учебное пособие / В.А. Жулай, Ю.Ф. Устинов, – Воронеж: ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет», 2020. – 160 с.

ISBN

В учебном пособии рассмотрены теоретические и практические вопросы решения инженерных задач по созданию новых и совершенствованию существующих транспортно-технологических машин, обеспечивающих снижение себестоимости и повышения качества и производительности выполняемых работ в строительном комплексе.

В учебном пособии излагаются основные направления создания средств механизации технологических процессов строительства; изучается общая методика и особенности расчета, конструирования и эксплуатации разрабатываемых транспортно-технологических машин.

Предназначено для студентов вузов, обучающихся по специальности, а также может быть полезно для инженерно-технических работников строительного комплекса.

Ил. 80. Табл. 21. Библиогр.: назв. 8.

УДК 621.86(07)
ББК 38.6 – 64я7

ISBN

© Жулай В.А., Устинов Ю.Ф.,
Ю.И. Калинин,
© ФГБОУ ВО «Воронежский
государственный технический
университет»

ВВЕДЕНИЕ

Одним из наиболее важных направлений по существенному повышению производительности труда в промышленном и гражданском строительстве является совершенствование технологических процессов на основе применения современной и новой техники.

Механизация, как средство для повышения эффективности технологических процессов, в свою очередь создает экономические предпосылки для создания новых высокопроизводительных машин и методов современных технологий строительства различных объектов.

Новое технологическое оборудование обеспечивает благоприятные санитарно-технические и безопасные условия труда обслуживающего персонала, а также способствует совершенствованию современных систем управления производством.

Основная задача настоящего учебного пособия состоит в том, чтобы дать студентам комплексное представление о составе строительных машин как объектах для совершенствования их технических и технологических возможностей. На основе теоретических и технических знаний показать практические пути в решении инженерных задач по созданию новых и совершенствованию существующих технических средств, обеспечивающих снижение себестоимости и повышение качества подъемно-транспортных, строительных, дорожных средств и оборудования.

В учебном пособии излагаются направления и средства механизации технологических процессов, общая методика и особенности расчета, конструирования и эксплуатации разрабатываемых машин и оборудования для строительных работ.

Учебное пособие по дисциплине «Основы проектирования транспортных и технологических машин» завершает конструкторскую подготовку студентов, обобщает знания, полученные при изучении общеобразовательных, общетехнических и специальных дисциплин, знакомит с основными положениями и методикой проектирования, повышает практические навыки разработок средств механизации технологических процессов в строительном комплексе.

Авторы будут весьма признательны всем, кто пожелает прислать свои предложения и замечания по учебному пособию.

1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ НОВЫХ И МОДЕРНИЗАЦИЯ СУЩЕСТВУЮЩИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

1.1. Критерии развития технических объектов

Среди множества параметров и показателей, характеризующих технический объект, имеются такие, которые на протяжении длительного времени, а иногда и всей истории существования рассматриваемого класса технических объектов, имеют тенденцию монотонного повышения или сохранения своего значения на определенном уровне при достижении своего предела. Такие показатели осознаются научно-технической общественностью и компетентными специалистами, осуществляющими инжиниринг, как мера совершенства и прогрессивности технических объектов. Более того, такие показатели и параметры оказывают существенное влияние на развитие отдельных классов технических объектов и техники в целом, поэтому их принято называть критериями развития технических объектов. Например, к таким критериям можно отнести удельную материалоемкость изделий, их энергопотребление, дизайн, уровень механизации технологического процесса и т. д.

Критерии развития одновременно являются и важнейшими критериями (показателями) качества и поэтому используются при оценке качества технических объектов.

Особенно велика роль критериев развития при разработке новых изделий, когда конструкторы и изобретатели в своих поисках стремятся превзойти уровень лучших мировых достижений, или когда предприятия хотят приобрести готовые изделия такого уровня. Для решения таких задач критерии развития играют роль компаса, указывающего направление магистрального прогрессивного развития изделий и технологий.

Любой технический объект имеет, как правило, не один, а несколько критериев развития, поэтому при разработке технических объектов каждого нового поколения стремятся максимально улучшить одни критерии и при этом не ухудшить другие.

Всю совокупность критериев развития техники (единой для различных классов технических объектов) обычно подразделяют на четыре группы:

- 1) *функциональные*, характеризующие показатели реализации функции объекта – производительность, точность выполнения технологических операций, надежность, специфические (металлоемкость; энергоемкость; уровень автоматизации выполнения рабочих операций; контроль работы ДВС, агрегатов и узлов; встроенная диагностическая система технического состояния узлов и агрегатов);
- 2) *технологические*, отражающие возможность и сложность изготовления технического объекта – расчленение на подсистемы, трудоемкость изготовления, использование материалов, технологичность изготовления;

- 3) *экономические*, определяющие экономическую целесообразность реализации функций с помощью рассматриваемого технического объекта - затраты на материалы, затраты на энергию, затраты на информацию, подготовка и подбор кадров, себестоимость, затраты на заработную плату и налоги;
- 4) *эргономические*, связанные с оценкой воздействия на человека отрицательных и положительных факторов со стороны созданного им технического объекта – экологичность, безопасность, дизайн.

Из большого числа параметров технического объекта за критерии развития принимаются лишь такие, которые удовлетворяют следующим требованиям: они должны быть *измеримыми*, то есть количественно оценены по одной из шкал измерений (шкала отношений, интервалов и порядка); они должны быть *сопоставимыми*, то есть иметь такие единицы измерения, которые позволяют сопоставлять технические объекты разных времен и стран; они должны быть *приоритетными*, то есть такими, которые в первую очередь характеризуют эффективность технического объекта и оказывают определяющее влияние на его развитие. Другими словами, такие параметры нельзя исключать из рассмотрения, и они должны приниматься во внимание постоянно, независимо от времени они должны быть *логически минимальными и независимыми*, то есть не могут быть логически выведены из других критериев или являться их прямым следствием.

Единичный критерий, сколь важным он бы не был, не может полностью характеризовать ни эффективность разрабатываемого технического объекта, ни эффективность процесса его создания. Исходя из этого, приступая к созданию нового технического объекта, разработчики (заказчики, или совместные усилия обеих сторон) формируют набор критериев (показателей качества) и к техническому объекту, и к процессу его создания, совокупно характеризующего эффективность решения поставленной задачи. Причем в набор критериев могут входить критерии различной значимости: наиболее важные, ординарные и даже несущественные. Процедуру отбора критериев и признания степени важности иногда называют *политикой или стратегией выбора*.

Вместе с тем, набор критериев регламентируется государственным стандартом. В соответствии с ГОСТ 15467-79, *показатели качества* разделены на 10 следующих групп: назначения; надежности; экономического использования материалов и энергии; эргономические и эстетические показатели; показатели технологичности, стандартизации, унификации и безопасности; патентно-правовые показатели; экономические показатели.

В качестве примера рассмотрим возможный набор критериев для сложной транспортно-технологической машины (бульдозер, погрузчик, экскаватор и др.):

- к важнейшим показателям назначения следует отнести: грузоподъемность, емкость ковша, предельная скорость перемещения, сила тяги, КПД и др.;

- показатели надежности: гарантийное число часов безотказной работы приводного двигателя и системы управления; конструктивные показатели: компактность, габариты и др.;
- показатели экономного расходования энергии и материалов: удельный расход топлива, материалоемкость, износоустойчивость трущихся элементов (шин, гусениц, валов, втулок и др.);
- эргономические показатели: уровень шумов, сервис и удобство эксплуатации машины, удобство диагностики и ремонтов ДВС, КПП, СУ, ТС;
- эстетические показатели: внешняя форма машины, цвета ее окраски и их сочетание;
- показатели технологичности: трудоемкость изготовления деталей и монтажа, затраты средств и энергии на изготовление;
- показатели стандартизации и унификации: коэффициент применяемости, коэффициент межпроектной унификации;
- патентно-правовые показатели: патентная чистота, патентозащищенность;
- показатели безопасности (в баллах), средства безопасности;
- экономические показатели: себестоимость, отпускная цена.

Очевидно, что стратегия (политика) выбора показателей качества для такого сложного, дорогостоящего, трудоемкого технического объекта массового применения, как транспортно-технологическая машина, под силу лишь большому творческому коллективу, который специализируется на этой проблеме и обладает соответствующими банками информации не только технического и экономического, но и конъюнктурного характера. Этот пример нами приведен лишь для того, чтобы показать читателю большую значимость, многомерность и вариативность обоснования и выбора показателей качества при разработке новых и усовершенствовании известных технических объектов.

В последнее десятилетие в области строительного и дорожного машиностроения было начато производство новых моделей строительных и дорожных машин (СДМ). Усовершенствование конструкций способствует повышению мощности, рабочих скоростей машин, а также увеличению производительности труда, эффективности использования машин. Это приводит к тому, что конструкции строительных и дорожных машин становятся все более сложными. С другой стороны, серийность выпуска каждого вида строительных машин мала по сравнению, например, с серийностью выпуска автомобилей, поэтому при производстве строительных и дорожных машин трудно применить приемы автоматизированного массового производства, характерные для автомобильной промышленности. Это, в свою очередь, затрудняет решение проблемы повышения надежности и долговечности строительных машин.

1.2. Этапы выполнения работ

Применительно к самоходным СДМ проблемы повышения надежности, снижения стоимости и другие могут быть решены с помощью использования колесных и гусеничных базовых тягачей и специализированных шасси для создания агрегатированных дорожных и строительных машин. В зависимости от вида рабочего оборудования и условий работы конструктор выбирает базовую машину, обеспечивающую наилучшие показатели работы.

Создание новых машин и оборудования, а также их модернизация, связано с применением стандартов. Стандартизация основывается на объединенных достижениях науки, техники и практического опыта и определяет основу их развития. Основные определения и термины в области стандартизации установлены Международным комитетом по стандартизации (ISO) и рекомендованы для принятия во многих странах мира, в том числе и в России. Соблюдение стандартов обязательно для всех исполнителей.

Государственная система стандартизации предусматривает четыре категории стандартов в зависимости от требований, предъявляемых к объектам стандартизации.

Государственные стандарты (ГОСТ) устанавливаются на продукцию массового и серийного производства, на экспортную продукцию (детали, сборочные единицы, изделия, нормы и правила и т.п.). Соблюдение государственных стандартов обязательно для всех отечественных организаций и предприятий.

Отраслевые стандарты (ОСТ) устанавливаются на продукцию технологической оснастки, инструмент, характерные данной отрасли. Отраслевые стандарты обязательны для организаций и предприятий определенной отрасли промышленности и смежных отраслей, применяющих продукцию данной отрасли.

Стандарты предприятий (СТП) устанавливаются на нормы, правила, требования, методы, составные части изделий и другие объекты, имеющие применение только на данном предприятии. На поставляемую продукцию стандарты предприятий не распространяются.

На оборудование и другую продукцию, выпускаемую небольшими партиями или имеющую ограниченное применение, устанавливать стандарты нецелесообразно, т.к. это привело бы к огромному росту числа государственных стандартов. На продукцию, неохваченную требованиями государственных стандартов, составляют **технические условия** (ТУ).

В практической работе разработчик пользуется целым рядом стандартов и ТУ. Они определяют особенности конструкции и состава изделия, а также требования к разрабатываемому изделию и оформлению конструкторской документации.

Комплекс государственных стандартов, устанавливающих взаимосвязанные правила и положения по порядку разработки, оформления и обращения конструкторской документации сведен в **единую систему конструкторской**

документации (ЕСКД). Основные положения ЕСКД отражены в ГОСТ 2.001 – 2013.

При этом необходимо руководствоваться ГОСТ 2.103 – 2013 (табл. 1.1) и другими [8-13].

Таблица 1.1

Стадии разработки и этапы выполнения работ

Стадия разработки		Этапы выполнения работ
Разработка проектной КД	Разработка технического предложения ¹⁾	Изучение и анализ ТЗ
		Подбор материалов
		Разработка КД технического предложения
		Рассмотрение и утверждение КД технического предложения с присвоением КД литеры «П»
	Разработка эскизного проекта	Разработка эскизного проекта
		Изготовление и испытание и/или разработка и анализ материальных макетов (при необходимости) и (или) разработка, анализ электронных макетов (при необходимости)
		Рассмотрение и утверждение КД эскизного проекта с присвоением документам литеры «Э»
	Разработка технического проекта	Разработка технического проекта
		Изготовление и испытание материальных макетов (при необходимости) и/или разработка, анализ электронных макетов (при необходимости)
		Рассмотрение и утверждение КД технического проекта с присвоением КД литеры «Т»
Разработка рабочей КД	Разработка КД опытного образца (опытной партии) изделия	Разработка КД, предназначенной для изготовления и испытания опытного образца (опытной партии) изделия, без присвоения литеры
		Изготовление и предварительные испытания опытного образца (опытной партии) изделия
		Корректировка КД по результатам изготовления и предварительных испытаний опытного образца (опытной партии) изделия с присвоением КД литеры «О»
		Приемочные испытания опытного образца (опытной партии) изделия
		Корректировка КД по результатам приемочных испытаний опытного образца (опытной партии) изделия с присвоением КД литеры «О ₁ »
		При необходимости – повторное изготовление и испытания опытного образца (опытной партии) по документации с литерой «О ₁ » и корректировка КД с присвоением им литеры «О ₂ », «О ₃ », ... ,«О _n »
	Разработка КД на изделие серийного (массового) производства	Изготовление и испытание установочной серии по документации с литерой «О ₁ » (или «О ₂ », «О ₃ », ... ,«О _n »)
		Корректировка КД по результатам изготовления и испытания установочной серии, а также оснащения технологического процесса изготовления изделия, с присвоением КД литеры «А»
		Для изделия, разрабатываемого по заказу Министерства обороны, при необходимости, – изготовление и испытание головной (контрольной) серии по КД с литерой «А» и соответствующая корректировка КД с присвоением им литеры «Б»

Разработка КД на изделие единичного производства	Разработка КД, предназначенной для изготовления и испытания изделия с присвоением им литеры «И»
<p>¹⁾ Стадия «Техническое предложение» не распространяется на конструкторскую документацию (КД), разрабатываемую по заказу Министерства обороны.</p> <p>Примечание – Всем стадиям разработки рабочей КД могут предшествовать стадии разработки проектной КД.</p>	

1.3. Перечень работ, выполняемых на стадии технического предложения

В общем случае при разработке технического предложения проводят следующие работы (ГОСТ 2.118 – 2013) [9]:

а) выявление вариантов возможных решений, установление особенностей вариантов (принципов действия, размещения функциональных составных частей и т. п.), их конструкторскую проработку. Глубина такой проработки должна быть достаточной для сравнительной оценки рассматриваемых вариантов;

б) проверку вариантов на патентную чистоту и конкурентоспособность, оформление заявок на изобретения;

в) проверку соответствия вариантов требованиям техники безопасности и производственной санитарии;

г) сравнительную оценку рассматриваемых вариантов. Сравнение проводится по показателям качества изделия, например, надежности, экономическим, эстетическим, эргономическим. Сопоставление вариантов может проводиться также по показателям технологичности (ориентировочной удельной трудоемкости изготовления, ориентировочной удельной материалоемкости и др.), стандартизации и унификации. При этом следует учитывать конструктивные и эксплуатационные особенности разрабатываемого и существующих изделий, тенденции и перспективы развития отечественной и зарубежной техники в данной области, вопросы метрологического обеспечения разрабатываемого изделия (возможности выбора методов и средств измерения).

Если для сравнительной оценки необходимо проверить принцип работы различных вариантов изделия, а также сравнить их по эргономическим и эстетическим показателям, то могут быть изготовлены материальные и (или) разработаны электронные макеты;

д) выбор оптимального варианта (вариантов) изделия, обоснование выбора; установление требований к изделию (технических характеристик, показателей качества и др.) и к последующей стадии разработки изделия (необходимые работы, варианты возможных решений, которые следует рассмотреть на последующей стадии и др.);

е) подготовку предложений по разработке стандартов (пересмотр или внесение изменений в действующие стандарты), предусмотренных техническим заданием на данной стадии;

ж) проработку вопросов, обеспечивающих возможность использования конструкторской документации в электронной форме на последующих стадиях разработки.

1.4. Выбор вида базовой машины

Требование надежности и экономичности производства и эксплуатации базовых тягачей во многом обеспечивается стандартизацией и унификацией их конструкции – возможностью использования стандартных изделий и одинаковых агрегатов в различных базовых тягачах. Часто эти агрегаты унифицированы с применяемыми в автотракторной промышленности. Такими агрегатами являются двигатели, коробки передач, гидротрансформаторы, ведущие мосты, колеса, крепежные детали, подшипники и т.д.

Ниже рассмотрены некоторые особенности строительных и дорожных машин, выполняемых на базе колесных и гусеничных тягачей или специализированных шасси. Выбор вида базовой машины, прежде всего, ведется с учетом нагрузок, передаваемых от рабочего органа на тягач. В зависимости от направления нагрузок, передаваемых от рабочего оборудования на базовую машину, различают:

1) навесное рабочее оборудование, нагружающее базовую машину собственной массой (весом), рабочим сопротивлением и другими вертикальными и горизонтальными силами и моментами во всех плоскостях. Такое оборудование монтируют на гусеничных двухосных и многоосных колесных тягачах или на специализированных гусеничных и колесных шасси;

2) прицепное рабочее оборудование, нагружающее базовую машину только горизонтальными силами. Для работы с таким оборудованием применяют также гусеничные и двухосные или многоосные колесные тягачи. Некоторые виды оборудования первой и второй групп, например плужные снегоочистители и некоторые другие коммунальные машины, монтируют на автомобиле;

3) полуприцепное рабочее оборудование, передающее на базовую машину часть вертикальных и все продольные силы. В качестве базовых машин используют одноосные колесные тягачи и седельные автомобили-тягачи.

В зависимости от режимов работы все самоходные строительные и дорожные машины можно разбить на следующие группы:

1) машины с ярко выраженным разделением режимов работы на рабочий и транспортный. При рабочем режиме реализуется максимальная тяговая мощность при значительных рабочих сопротивлениях, при транспортном – использование мощности двигателя ограничивается дорожными условиями, безопасностью и т.д., при этом движение происходит с сравнительно низкими значениями сопротивлений движению и с возможно более высокими скоростями. К этой категории машин относятся, например, самоходные и прицепные скреперы;

2) машины, работающие длительное время в тяговом режиме при сравнительно небольших колебаниях нагрузки на рабочем органе. Для этих машин характерна работа длительное время на одной передаче, наиболее соответствующей данным условиям, а максимальная мощность двигателя используется наиболее полно – примерно так же, как у сельскохозяйственных тракторов. К машинам этой группы относятся грейдер-элеваторы, автогрейдеры на работах по вырезанию грунта и др.;

3) машины, работающие циклично на площадках ограниченных размеров в условиях частого изменения нагрузок на рабочем органе и частой необходимости изменения направления движения. Двигатель таких машин часто перегружается, работает на внешней характеристике, а трансмиссия – при частом изменении передаточного числа. К машинам этой группы относятся бульдозеры, фронтальные погрузчики, катки на пневмошинах и др.;

4) машины, работающие с очень малыми, «ползучими» скоростями. К этим машинам, как правило, относятся машины с активными рабочими органами: дорожные фрезы, многоковшовые погрузчики, траншейные экскаваторы и т.д. Такие машины обязательно имеют ходоуменьшитель или диапазон пониженных передач. Режим их работы характеризуется длительными и незначительно меняющимися по величине рабочими нагрузками и высокой степенью использования мощности двигателя, работающего продолжительное время на регуляторной характеристике;

5) машины, рабочий режим которых осуществляется при неподвижной ходовой части. При этом загрузка двигателя определяется нагрузочным режимом рабочих механизмов машины. Механизм передвижения таких машин может быть в значительной мере унифицирован с автомобилями или тракторами. К этому классу машин относятся экскаваторы, полуповоротные одноковшовые погрузчики, строительные краны.

Рациональные режимы работы СДМ обеспечивают эффективное их использование на строительной площадке.

От выбора рациональных схем и технологий зависит продолжительность работы различных строительных машин под нагрузкой. Работа под нагрузкой составляет 60-75 % общего срока службы. На выполнение наиболее энергоемких операций у экскаваторов приходится 60-65 % времени (копание, поворот на выгрузку), у скреперов – 56-70 % (набор, транспортировка и отсыпка грунта), у погрузчиков – 46-50 % (набор, движение с груженным ковшом), у бульдозеров – 58-69 % (резание и перемещение грунта), у кранов – 45-50 % (подъем груза и поворот стрелы с грузом).

По данным А.К. Костина [6], СДМ работают в наиболее тяжелых условиях. Количество включений основных механизмов машин и число пусков в период эксплуатации наибольшее. Число включений основных механизмов за час работы достигает 1500 (например, для трелевочных тракторов число включений основных механизмов не превышает 200).

Нагрузки на двигатель меняются в больших пределах. Степень неравномерности момента сопротивления $\delta_c = (M_{c\ max} - M_{c\ min}) / M_{c\ ср}$ меняется от 0,1 до 1,64.

На рис. 1.1 приведены типовые диаграммы нагрузок двигателей СДМ за рабочий цикл.

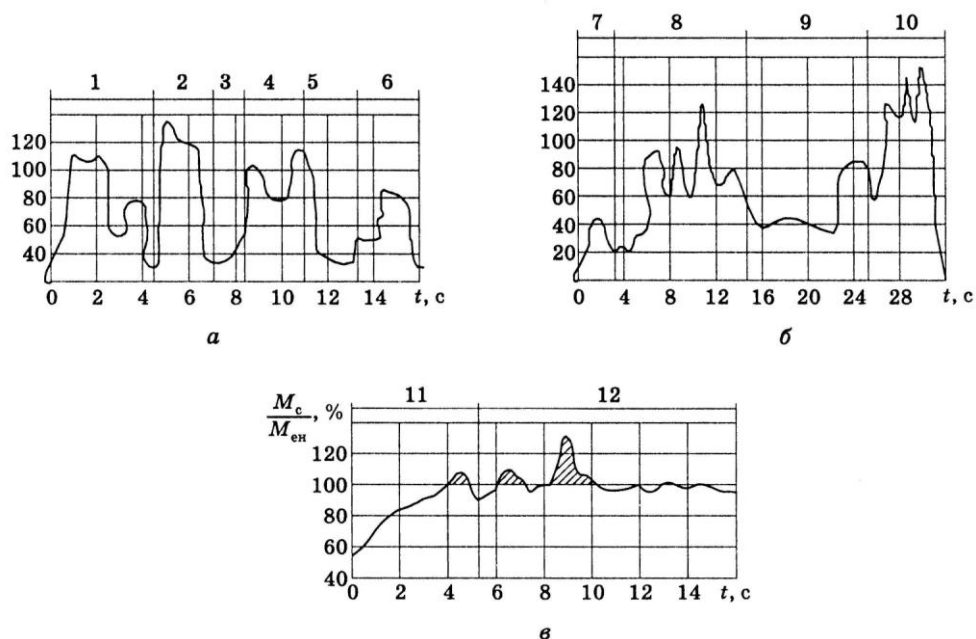


Рис. 1.1. Типовые диаграммы нагрузок двигателей СДМ за рабочий цикл:

а – одноковшового экскаватора с механическим приводом; б – гусеничного бульдозера с механическим приводом при разработке траншеи; в – автогрейдера при планировке:

фазы рабочего цикла: 1 – копание; 2 – разгон платформы с груженым ковшом;

3 – равномерное вращение платформы с груженым ковшом; 4 – разгон с порожним ковшом; 5 – равномерное вращение с порожним ковшом; 6 – торможение платформы с порожним ковшом; 7 – трогание с места; 8 и 12 – срезание и перемещение грунта; 9 – перемещение грунта; 10 – выезд на кавальер и отсыпка грунта; 11 – заглубление ножа отвала в грунт.

Анализ типовых диаграмм двигателей СДМ показывает резкое и частое изменение нагрузки в больших пределах. Работа их практически полностью связана с неустановившимися режимами, которые вызывают интенсивное изнашивание деталей машин, особенно цилиндропоршневой группы и кривошипно-шатунного механизма двигателя. На этих режимах значительно возрастают инерционные нагрузки, ухудшаются условия смазки, нарушается процесс нормального горения топлива. Для повышения работоспособности техники со значительной степенью неравномерности момента сопротивления двигателя должны быть менее форсированными, а для машин большой мощности применяться гидротрансмиссии. Увеличение нагрузочного режима работы машины приводит к росту износа деталей, но одновременно повышается эффективность использования машины. Оптимальный нагрузочный режим работы машины определяется по удельным значениям износа и энергозатрат при ее эксплуатации. Для СДМ рациональные нагрузочные режимы соответствуют нагружению ДВС

на 90 % от максимального значения. Это условие можно выполнить при автоматизации процесса нагружения рабочего органа.

В условиях эксплуатации при выполнении отдельных операций рациональный нагрузочный режим определяется по частоте вращения коленчатого вала двигателя; тепловой режим по температуре охлаждающей жидкости или масла и режим работы по времени использования машины оценивается счетчиком в мотто-часах или машино-часах.

2. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ МНОГОЦЕЛЕВЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Определение рациональных параметров и условий использования техники основывается на анализе показателей эффективности и времени выполнения рабочих операций машиной. Продолжительность операций является важным показателем эффективности [1, 2].

2.1. Показатели эффективности работы машин

Время на операцию t_o и время на весь рабочий цикл t_u определяют величину других технико-эксплуатационных показателей и ряда коммерчески-рыночных показателей. Эти показатели являются функциями времени продолжительности технологического цикла машины t_u . Производительность Π , выработка $n_{\text{выр}}$, удельная производительность $\Pi_{y\partial}$ являются функциями, обратно пропорциональными времени рабочего цикла t_u .

Производительность

$$\Pi = \frac{qk_1}{t_u} \quad (2.1)$$

Выработка на одного оператора

$$n_{\text{выр}} = \frac{qk_1}{n_p t_u} \quad (2.2)$$

Удельная производительность

$$\Pi_{y\partial} = \frac{qk_1}{m \cdot t_u} \quad (2.3)$$

Показатели удельной энергоёмкости $N_{y\partial}$ и удельной материалоемкости $m_{y\partial}$ являются функциями, прямо пропорциональными времени рабочего цикла t_u .

Удельная энергоёмкость

$$N_{y\partial} = \frac{Nt_u}{qk_1}. \quad (2.4)$$

Удельная материалоемкость

$$m_{y\partial} = \frac{mt_u}{qk_1}. \quad (2.5)$$

Обобщенный удельный показатель энергоёмкости и материалоемкости Π_{Nm} является функцией времени рабочего цикла t_u в квадрате:

$$\Pi_{Nm} = \frac{Nmt_u^2}{q^2k_1^2}, \quad (2.6)$$

где m – масса машины, кг; N – мощность двигателя, кВт; q – вместимость ковша, объем грунта и др., м³; k_1 – коэффициент использования машины по времени.

При уменьшении времени цикла $t_u \rightarrow \min$ показатели Π , $n_{выр}$, $\Pi_{y\partial}$ увеличиваются, показатели $N_{y\partial}$, $m_{y\partial}$ и Π_{Nm} уменьшаются. На основании минимизации величины t_u могут быть установлены, при неизменных других технико-эксплуатационных параметрах, оптимальные значения основных технико-эксплуатационных показателей: Π , $n_{выр}$, $\Pi_{y\partial}$, $N_{y\partial}$, $m_{y\partial}$ и Π_{Nm} . Для большинства землеройно-транспортных и многоцелевых машин анализ минимизации показателей Π , $n_{выр}$, $\Pi_{y\partial}$ по величине оптимальной массы m_{opt} дает результат, аналогичный получаемому при минимизации t_u .

Величина t_u определяет также эффективность машины по рыночным показателям, которые зависят от себестоимости машино-часа $C_{мч}$ и удельной себестоимости $C_{y\partial}$.

Эксплуатационные затраты по величине себестоимости машино-часа определяются зависимостью, прямо пропорциональной времени рабочего цикла t_u :

$$Z = C_{мч} \cdot t_u. \quad (2.7)$$

Удельная себестоимость единицы продукции определяется по формуле, являющейся также прямо пропорциональной t_u :

$$z_{y\partial} = \frac{C_{мч}t_u}{qk_1}. \quad (2.8)$$

При уменьшении t_u , при прочих неизменных условиях, снижаются затраты на механизацию работ и себестоимость единицы продукции.

Рассмотренные положения показывают, что продолжительность времени цикла $t_{ц}$ является, наряду с другими, объективным показателем, определяющим в ряде случаев эффективность использования машины и рациональность технических параметров машины в зависимости от условий эксплуатации. Вычисление продолжительности времени цикла машины $t_{ц}$ в виде функции от технических параметров, определяющих условия эксплуатации, имеет практическое значение.

Надежность машин в рассматриваемой системе показателей учитывается использованием при определении показателей эффективности эксплуатационной производительности Π . В формулу для расчета Π входит коэффициент k_1 , который включает в свою структуру коэффициент использования машины по времени k_u . Последний учитывает простои машины из-за технических отказов. Более надежная машина имеет большее значение коэффициента k_u .

Оценку эффективности машины по технико-эксплуатационным показателям $t_{ц}$, Π , $n_{выр}$, $\Pi_{уд}$, $N_{уд}$, $m_{уд}$ и Π_{Nm} целесообразно осуществлять при одинаковой надежности сравниваемых машин. Производству необходимы надежные машины с обеспеченным сервисным сопровождением. Другая техника не пользуется спросом.

Время рабочих операций дорожно-строительных, землеройных и многоцелевых машин определяется в основном экспериментально.

Определение времени рабочих операций в виде аналитических функций независимых аргументов, технических и эксплуатационных параметров, характеризующих процесс, представляет научный и практический интерес. Один из методов установления условий рационального использования техники на основе аналитических зависимостей, определяющих время рабочих операций путем минимизации времени рабочего цикла, разработан в МАДИ (ГТУ).

Метод основывается на анализе функций времени рабочих операций средств механизации для получения полезного продукта в зависимости от технико-эксплуатационных параметров объекта. Рациональное решение определяется минимизацией функции продолжительности времени рабочего процесса машины или группы машин для получения конечного полезного продукта (КПП).

Оценка эффективности осуществляется на основе анализа времени продолжительности рабочих операций t_o и рабочего цикла $t_{ц}$. Для получения требуемой аналитической зависимости времени рабочего цикла как функции технико-эксплуатационных параметров машины необходимо выразить время каждой операции через технико-эксплуатационные параметры агрегата (масса машины m , мощность двигателя N , вместимость ковша q , прочностные характеристики материала, дальность рабочих и холостых перемещений машины и др.). Связь между этими параметрами может быть установлена на основании законов механики, связывающих работу действующих сил, время и мощность N (Вт) в виде зависимости

$$N = \frac{A}{t}, \quad (2.9)$$

где A – работа действующих сил на пути перемещения l , Н·м; t – время действия сил, с.

Величина работы определяется произведением $A = T \cdot l$.

Следовательно,

$$N = T \cdot v, \quad (2.10)$$

где T – действующая сила, Н; v – скорость движения, м/с.

Для самоходных технологических машин при равномерном движении по горизонтальной поверхности имеет место соотношение

$$T \leq T_{cy} = mg \cdot \varphi_{cy}. \quad (2.11)$$

На основании (2.10) и (2.11) связь между мощностью и массой самоходных технологических агрегатов определяется аналитической функцией:

$$N = mg\varphi_{cy} \cdot v, \quad (2.12)$$

где m – масса агрегата, включающая тягач, двигатель и рабочее оборудование, кг; $g = 9,81$ м/с²; φ_{cy} – коэффициент сцепления.

Между мощностью и массой самоходных машин имеет место аналитическая функциональная прямо пропорциональная связь в виде выражения (2.12). Все величины этого выражения, кроме определяемой, являются независимыми аргументами, а сама функция является непрерывной во всем диапазоне изменения параметров.

На основании (2.9) определяется время операции t (с):

$$t = \frac{A}{N}. \quad (2.13)$$

Принятые обозначения даны выше. Следовательно, $t = P \cdot l / N$. Эта функция является непрерывной. Все величины (N , P и l), кроме определяемой, рассматриваются в качестве независимых аргументов.

Производительность эксплуатационная для машин цикличного действия Π (ед. продукции / ед. времени) на основании (2.1) определяется по формуле

$$\Pi = \frac{qk_1}{\sum_1^n \frac{W_i l_i}{P_{опери} \cdot v_{опери}}}, \quad (2.14)$$

где n – число рабочих операций.

Обобщенный показатель удельных энергоемкости и материалоемкости Π_{Nm} на базе зависимостей (2.4) и (2.14) определяется по выражению

$$\Pi_{Nm} = \frac{Nm}{q^2 k_1^2} \sum_1^n \left(\frac{W_i l_i}{P_{onepi} \cdot v_{onepi}} \right)^2. \quad (2.15)$$

где W_i – силы сопротивления, преодолеваемые машиной в процессе выполнения технологической операции, Н; l_i – путь перемещения машины или рабочего органа при выполнении i – ой операции, м; P_{onepi} – максимальная активная сила на рабочем органе i – ой операции, которая может быть реализована для преодоления сил сопротивления, Н; v_{onepi} – скорость машины на i – ой операции при выполнении технологического процесса, м/с.

На основании рассмотренных положений могут быть установлены аналитические функциональные связи между главными техническими параметрами машины или многоцелевого агрегата и параметрами, характеризующими эксплуатационный фон машины. Рациональные параметры машины в зависимости от условий эксплуатации устанавливаются на основании оптимизации целевой функции времени рабочего цикла машины в виде зависимости, содержащей в своей структуре весь набор технико-эксплуатационных параметров системы «машина – среда».

Рассмотренная методика будет полезна на этапах определения исходных основных рациональных технических параметров машин (массы m , мощности N , энергонасыщенности N/m , производительности Π и др.) в зависимости от условий эксплуатации. Установленные параметры являются базой для выбора техники и исходной информацией при дальнейших традиционных силовых, энергетических, прочностных, эргономических, экологических, технико-экономических и других инженерно-технических расчетах.

2.2. Основные показатели работы и характеристики двигателя

Основными показателями работы двигателя являются мощность, крутящий момент и число оборотов. *Индикаторная мощность* N_i – это мощность, развиваемая газами внутри цилиндра двигателя. Для определения индикаторной мощности двигателя необходимо знать среднее индикаторное давление P_i , т. е. условное, постоянное по величине избыточное давление, которое, действуя на поршень в течение одного хода, совершает работу, соответствующую работе газов в цилиндре двигателя за полный цикл. Среднее индикаторное давление P_i определяют по индикаторной диаграмме. Величину P_i можно подсчитать по полезной площади индикаторной диаграммы. Для бензиновых двигателей ве-

личина P_i составляет $0,7 - 1,2 \text{ МН/м}^2$, а для дизельных – $0,65 - 1,2 \text{ МН/м}^2$. Если известно P_i , то индикаторная мощность (в кВт)

$$N_i = \frac{\pi d^2}{4} P_i \frac{S n i}{\tau} = \frac{\pi d^2 P_i S n i}{4 \tau} \cdot \frac{P_i V_l n}{\tau}, \quad (2.16)$$

где n – частота вращения коленчатого вала, об/с; d – диаметр поршня, м; S – ход поршня, м; i – число цилиндров двигателя; τ – коэффициент, учитывающий тактность двигателя (для двухтактного двигателя $\tau = 1$, для четырехтактного $\tau = 2$); V_l – рабочий объем (литраж) двигателя, м³.

Эффективная мощность двигателя N_e – это мощность, получаемая на коленчатом валу двигателя. Индикаторная мощность, развиваемая в цилиндре двигателя при передаче на коленчатый вал, частично затрачивается на преодоление сил трения в двигателе и на приведение в движение вспомогательных механизмов, обслуживающих двигатель. Поэтому действительная или эффективная мощность, получаемая на коленчатом валу двигателя, всегда меньше индикаторной мощности N_i . Отношение эффективной мощности двигателя к индикаторной называется *механическим коэффициентом полезного действия*, т. е.

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}. \quad (2.17)$$

Величина механического к. п. д. для различных двигателей колеблется в пределах от 0,65 до 0,9. Выражение эффективной мощности имеет следующий вид:

$$N_e = N_i \eta_m. \quad (2.18)$$

Обозначим $N_i \eta_m$ – среднее эффективное давление через P_e , тогда

$$N_e = \frac{P_e V_l n}{\tau}. \quad (2.19)$$

На практике эффективную мощность N_e определяют по результатам испытания двигателя на тормозных стендах. Во время этих испытаний одновременно замеряют крутящий момент и число оборотов коленчатого вала.

Литровая мощность N_l (в кВт/м³) – это эффективная мощность двигателя, отнесенная к рабочему объему цилиндров, т. е.

$$N_l = \frac{N_e}{V_l}. \quad (2.20)$$

Величина литровой мощности имеет прямую зависимость от среднего эффективного давления и частоты вращения вала двигателя и характеризует использование рабочего объема двигателя. Чем выше литровая мощность, тем совершеннее конструкция двигателя.

У современных бензиновых двигателей литровая мощность $(15 - 37) \cdot 10^3$ кВт/м³ (20 – 50 л. с./л.), а у дизелей $(8,8 - 15) \cdot 10^3$ кВт/м³ (12 – 20 л. с./л.).

Характеристика двигателя. Изменение основных величин, характеризующих работу двигателя на разных режимах работы, может быть представлено в виде графиков, которые называются скоростной характеристикой двигателя. Данные для построения кривых получают экспериментально на специальном тормозном стенде. Скоростные характеристики, полученные в случае работы двигателя с прикрытой дроссельной заслонкой или с неполной подачей топлива, называются частичными.

Скоростная характеристика, снятая при полном открытии дроссельной заслонки или полной подаче топлива, называется внешней. На **рис. 2.1** показана скоростная характеристика двигателя внутреннего сгорания, на которой кривые отражают зависимости

$$P_e, N_e, M_d, g_e = f(n). \quad (2.21)$$

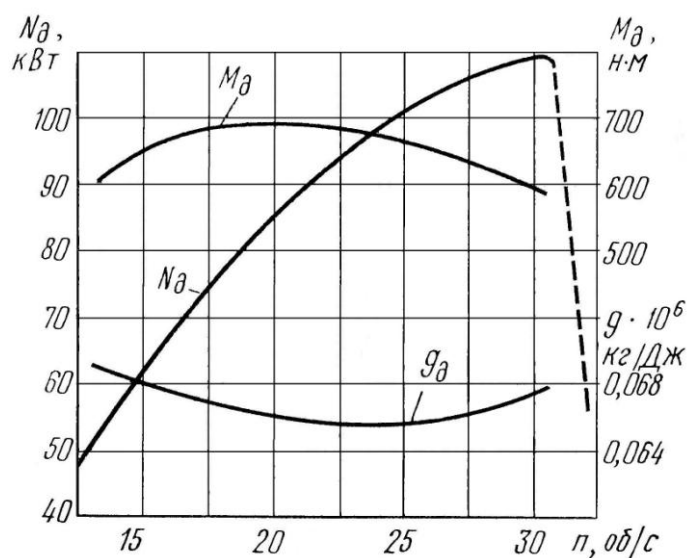


Рис. 2.1. Скоростная характеристика дизельного двигателя

На скоростной характеристике видно, что первоначально эффективная мощность увеличивается почти пропорционально росту оборотов, затем происходит замедление прироста мощности, и при дальнейшем повышении оборотов мощность начинает снижаться вследствие того, что уменьшается наполнение цилиндров двигателя, ухудшается процесс сгорания, понижается механический к. п. д. и, как следствие этого, возрастает удельный расход топлива.

С изменением частоты вращения вала двигателя изменяются эффективная мощность, крутящий момент M_{∂} и удельный расход топлива g_e . При малой частоте вращения вала, когда рабочая смесь сгорает медленно, а следовательно, увеличиваются потери тепла через стенки цилиндров, удельный расход топлива повышается.

Двигатели тягачей работают в условия переменных нагрузок, близких к максимальным, поэтому для них имеет существенное значение возможность преодолевать кратковременные перегрузки путем увеличения крутящего момента при уменьшении частоты вращения.

Способность двигателя автоматически преодолевать перегрузки путем увеличения крутящего момента по мере снижения частоты вращения оценивается коэффициентом приспособляемости:

$$K = \frac{M_{\partial \max}}{M_{\partial \text{ном}}}, \quad (2.22)$$

где $M_{\partial \max}$ – максимальный крутящий момент двигателя; $M_{\partial \text{ном}}$ – крутящий момент при номинальном числе оборотов.

Величина коэффициента приспособляемости у бензиновых двигателей равна 1,20 – 1,35, у дизельных двигателей, имеющих корректоры подачи топлива 1,2 – 1,25.

Удельный расход топлива g_e – количество топлива, расходуемое двигателем в час, отнесенное к соответствующей мощности, развиваемой двигателем. Принято различать два удельных расхода: на единицу индикаторной мощности (g_i в г/кВт·ч) и на единицу эффективной мощности (g_e в г/кВт·ч)

$$g_i = \frac{G_T}{N_i} 1000; \quad (2.23)$$

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} 1000, \quad (2.24)$$

где G_T – расход топлива, кг/ч.

Величину G_T определяют экспериментально при испытании двигателя или расчетным путем.

Удельный эффективный расход топлива у бензиновых двигателей составляет 297 – 337 г/кВт·ч (220 – 250 г/л. с.·ч), а дизелей 243 – 270 г/кВт·ч (180 – 210 г/л. с.·ч) [3].

2.3. Сравнение дизельных двигателей с бензиновыми

Дизельный двигатель по сравнению с бензиновым имеет следующие преимущества: более высокий эффективный к. п. д. 27 – 35 % (для бензиновых двигателей 20 – 24 %); высокую степень сжатия, обеспечивающую более эко-

номичный расход топлива на единицу работы, – на 20 – 25 % меньше, чем у бензинового двигателя; обладает лучшей приемистостью и развивает больший крутящий момент при малой частоте вращения; работает на тяжелых сортах топлива, которые менее опасны в пожарном отношении.

Основные недостатки дизельного двигателя по сравнению с бензиновым: большая масса (вес), приходящаяся на единицу мощности; тихоходность (максимальная частота вращения коленчатого вала не превышает 3000 об/мин); более трудный пуск при низких температурах окружающей среды, что вызывает необходимость установки дополнительных систем подогрева и пуска двигателя.

Высокая топливная экономичность дизелей предопределила широкое внедрение их во все области промышленности и транспорта. Такие двигатели устанавливаются почти на всех тракторах и автомобилях повышенной грузоподъемности, где большая масса (вес) двигателя не имеет решающего значения.

Качественное изменение поршневых двигателей идет как по пути совершенствования их рабочих процессов, так и по пути улучшения их конструкций. Ведутся работы по созданию многотопливных двигателей, способных работать на различных жидких нефтяных топливах. Применение таких двигателей даст возможность шире использовать нефтепродукты. В настоящее время при существующем требовании к топливу все двигатели (бензиновые и дизельные) позволяют использовать 54 % топлива, получаемого из сырой нефти, а в многотопливном двигателе – до 71 % нефтепродуктов.

3. ОСНОВЫ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА ТЯГАЧЕЙ

3.1. Дифференциальное уравнение движения тягача

Дифференциальное уравнение движения тягача, как и всякой другой динамической системы, можно вывести, используя теорему кинетической энергии для системы: приращение кинетической энергии системы на элементарном перемещении равно сумме приращений работ всех внешних и внутренних сил

$$dT = \sum dW_i. \quad (3.1)$$

Кинетическая энергия тягача складывается из кинетической энергии поступательно движущейся массы (в переносном движении) и кинетической энергии вращающихся масс (в относительном движении):

$$T = \frac{mv_x^2}{2} + \sum \frac{J_i \omega_i^2}{2}, \quad (3.2)$$

где m – масса тягача; ω_i – угловая скорость i -ой детали; J_i – момент инерции i -ой детали.

Угловую скорость вращения каждой i -ой детали можно выразить через скорость переносного движения v_x , если допустить отсутствие скольжения в контакте движителя:

$$\omega_i = \omega_k i_i = \frac{v_x i_i}{r_\partial}, \quad (3.3)$$

где i_i – передаточное отношение от вращающейся детали до колеса; r_∂ – динамический радиус ведущего колеса.

Тогда без учета потерь на трение в трансмиссии общая кинетическая энергия колесного тягача

$$T = \frac{mv_x^2}{2} + \frac{v_x^2}{2} \cdot \frac{1}{r_\partial^2} \sum J_i i_i^2 = \frac{mv_x^2}{2} \left(1 + \frac{1}{mr_\partial^2} \sum J_i i_i^2 \right). \quad (3.4)$$

Для гусеничного тягача необходимо учитывать кинетическую энергию гусениц $m_z v_x^2 / 2$ (где m_z – масса гусениц), а вместо r_∂ подставлять радиус ведущего колеса гусеничного движителя $r_{\partial к}$

$$T_z = \frac{mv_x^2}{2} \left(1 + \frac{m_z}{m} + \frac{1}{mr_{\partial к}^2} \sum J_i i_i^2 \right). \quad (3.5)$$

Таким образом, кинетическая энергия тягача выражается через кинетическую энергию поступательных масс, если выражение в скобках заменить коэффициентом учета вращающихся масс машины δ

$$\delta_{\text{колесн}} = 1 + \frac{1}{mr_\partial^2} \sum J_i i_i^2, \quad (3.6)$$

$$\delta_{\text{гусен}} = 1 + \frac{m_z}{m} + \frac{1}{mr_{\partial к}^2} \sum J_i i_i^2. \quad (3.7)$$

Точное определение δ затруднительно, поэтому для тяговых расчетов машин с механической и гидромеханической трансмиссией пользуются эмпирической зависимостью

$$\delta = 1 + c_1 + c_2 i_{mp}^2, \quad (3.8)$$

где c_1 и c_2 – эмпирические коэффициенты; i_{mp} – общее передаточное число трансмиссии.

Для гусеничных машин

$$c_1 = 0,25 - 0,4; \quad c_2 = 0,0025 - 0,0060.$$

Для колесных машин

$$c_1 = 0,03 - 0,005; \quad c_2 = 0,0020.$$

Коэффициент c_1 учитывает влияние масс движителя, а c_2 – вращающихся масс двигателя. Массы коробки передач и других промежуточных агрегатов трансмиссии незначительно влияют на коэффициент δ .

При определении коэффициента δ для прицепов и полуприцепов можно пользоваться формулой

$$\delta = 1 + c, \quad (3.10)$$

где $c = 0,02 - 0,05$ в зависимости от количества осей прицепа.

Используя выражения (3.4) и (3.5), можно получить дифференциал кинетической энергии

$$dT = \delta m v dv. \quad (3.11)$$

Сумма элементарных работ внешних и внутренних сил

$$\sum dW_i = dW_e + dW_h + dW_f + dW_\eta + dW_p + dW_g, \quad (3.12)$$

где dW_e – элементарная работа двигателя; dW_f – элементарная работа сил сопротивления качению; dW_h – элементарная работа силы тяжести при движении на продольном уклоне; dW_η – элементарная работа сил внутреннего трения в трансмиссии и движителе; dW_p – элементарная полезная работа на рабочем органе или на крюке; dW_g – элементарная работа сил сопротивления воздуха.

Если предположить, что в переходном режиме двигатель передает мощность, равную мощности в установившемся режиме, то элементарная работа (в эрг) за время dt

$$dW_e = 1000 N dt. \quad (3.13)$$

Элементарная работа силы сопротивления качению на элементарном перемещении dx при движении на подъем

$$dW_f = -G f dx \cos \alpha. \quad (3.14)$$

Элементарная работа силы тяжести при движении на уклоне может в зависимости от направления движения быть положительной или отрицательной

$$dW_h = \pm G \sin \alpha dx . \quad (3.15)$$

Элементарная работа сил внутреннего трения может быть выражена через коэффициент полезного действия трансмиссии

$$dW_\eta = -1000N(1-\eta)dt . \quad (3.16)$$

Элементарная работа сил сопротивления P_p на крюке или рабочем органе

$$dW_p = -P_p dx . \quad (3.17)$$

Элементарная работа сил P_e сопротивления воздуха

$$dW_e = -P_e dx . \quad (3.18)$$

Обычно силу сопротивления воздуха рассчитывают по эмпирической формуле

$$P_e = k_\omega F v^2 , \quad (3.19)$$

где k_ω – коэффициент обтекаемости; F – площадь лобового сопротивления, принимаемая равной произведению колеи тягача на его высоту. Сопротивление воздуха следует учитывать при $v > 50$ км/ч.

Таким образом, уравнение кинетической энергии тягача примет вид

$$\delta m v dv = 1000N\eta_{mp}dt - Gf \cos \alpha dx \pm G \sin \alpha dx - P_p dx - P_e dx . \quad (3.20)$$

Разделив обе части на dx , после преобразования получим

$$\delta m \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{1000N_\delta \eta_{mp}}{v} - G(f \cos \alpha \pm \sin \alpha) - P_p - P_e . \quad (3.21)$$

Выражение (3.21) является дифференциальным уравнением движения тягача. Оно показывает, на что расходуется мощность двигателя. Его можно решать относительно ускорения тягача d^2x/dt^2 , если известны все силы сопротивления, или относительно силы P_p при известном ускорении (например, при $d^2x/dt^2 = 0$).

Последний прием широко используется при тяговых расчетах тягачей [3, 5].

3.2. Порядок проведения тягового расчета

Исходя из требований, предъявляемых к тяговым и динамическим качествам тягачей, при расчете определяют мощность двигателя и параметры трансмиссии тягача [5]. Основой для тягового расчета служат данные, записанные в задании на проектирование тягача. Перед началом тягового расчета задаются следующими параметрами: 1) массой тягача (порожнего, с полезной нагрузкой) или всей машины, проектируемой на базе тягача (скрепера, землевоза и др.); 2) размерами и другими основными параметрами рабочего оборудования (ковша скрепера, отвала бульдозера и др.), для которых проводится тяговый расчет; 3) основными размерами тягача и положением его центра тяжести; 4) типоразмерами пневматических шин; 5) нормальными реакциями на колеса тягача в рабочем и транспортном режимах; 6) площадью лобового сечения тягача и коэффициентом обтекаемости; 7) принципиальной схемой трансмиссии (механической, гидродинамической с турботрансформатором и т. д.); 8) максимальной скоростью движения и соответствующими ей дорожными условиями.

Часть этих параметров, например, такие, как масса, размеры рабочего оборудования, максимальная скорость и т. д., предусматриваются заданием на проектирование машины. Другие параметры предварительно определяют расчетом или по аналогии с существующими машинами данного типа. В дальнейшем, при выявлении окончательных параметров проектируемого тягача, часто возникает расхождение между полученными данными и первоначально принятыми для тягового расчета. Поэтому тяговый расчет проводят обычно в два этапа. Сначала производят расчет в виде разработки эскизно-технического задания, определяющего основные параметры машины; затем ведут расчет применительно к рабочему проекту тягача, когда известны параметры двигателя и конструктивные особенности трансмиссии; здесь производят уточненное определение тяговых и динамических параметров машины и построение ее характеристик.

Тяговый расчет тягачей проводят в следующем порядке: 1) задаются видами рабочего оборудования, для которого будет проводиться тяговый расчет; 2) определяют или принимают исходные параметры для тягового расчета, указанные выше; 3) определяют необходимую мощность двигателя; 4) выбирают двигатель; 5) определяют максимальную и минимальную теоретические скорости и диапазон передаточных чисел трансмиссии; 6) выбирают схему трансмиссии; 7) выбирают закон передаточных чисел трансмиссии (для трансмиссий со ступенчатым изменением передаточных чисел) и определяют передаточные числа на всех передачах; 8) строят тяговую характеристику тягача; 9) строят динамическую характеристику тягача.

Схема рабочего оборудования, так же как и назначение тягача, играет решающую роль в проведении тягового расчета и влияет на его методику. Так, для одноосных колесных тягачей тяговый расчет проводится обычно для работы со скрепером или землевозом, причем выбор мощности двигателя производится по транспортному режиму работы, как наиболее характерному. Транс-

портный режим является определяющим и для многоосных колесных тягачей транспортного назначения.

Тяговый расчет гусеничных и колесных двухосных тягачей производят для работы с бульдозером, толкачом или оборудованием одноковшового погрузчика, причем для этих тягачей определяющим при выборе двигателя является рабочий режим, так как необходимая мощность двигателя в этом режиме больше, чем в транспортном.

3.3. Определение мощности и выбор двигателя

Максимальную мощность двигателя определяют исходя из преобладающего режима работы проектируемой машины. При тяговом расчете машин с преобладающим транспортным режимом работы максимальная мощность двигателя определяется по максимальной теоретической скорости v_{Tmax} машины с полезной нагрузкой на горизонтальном участке в расчетных грунтовых условиях. Обычно для землеройных машин принимают движение в транспортном режиме по грунтовой дороге.

Для определения мощности (кВт) используем дифференциальное уравнение для равномерного движения в транспортном режиме $\frac{d^2x}{dt^2} = 0$; $P_p = 0$; $\alpha = 0$;

$$N_{\partial max} = (fG + k_{\omega} F v_{Tmax}) \frac{v_{Tmax}}{1000 \eta_{mp}} . \quad (3.22)$$

При определении мощности двигателя машин с преобладающим рабочим режимом для расчетных грунтовых условий задаются коэффициентом сцепления φ_{max} и коэффициентом сопротивления качению f , затем исходя из вертикальной реакции на ведущих колесах $R_{z\partial}$ определяют силу тяги P_{x1} , соответствующую максимальной тяговой мощности тягача

$$P_{x1} = (0,70 \div 0,73) P_{xmax} = (0,70 \div 0,73) R_{z\partial} \varphi_{max} . \quad (3.23)$$

Затем задаются теоретической рабочей скоростью тягача v_{mp} и определяют мощность двигателя (в кВт), пренебрегая сопротивлением воздуха и считая, что движение происходит равномерно по горизонтальной поверхности

$$N_{\partial max} = (P_{x1} + G_T f) \frac{v_{mp}}{1000 \eta_{mp}} . \quad (3.24)$$

Коэффициент сопротивления качению f для шин современных тягачей при движении по грунтовым дорогам можно принимать 0,025 – 0,035.

Коэффициент полезного действия трансмиссии η_{mp} принимается в зависимости от типа трансмиссии. Для механической трансмиссии можно принимать $\eta_{mp} = 0,85 - 0,88$, для трансмиссии с гидротрансформатором $\eta_{mp} = 0,7 - 0,74$ и для трансмиссии с гидромеханической передачей с параллельным силовым потоком $\eta_{mp} = 0,78 - 0,81$. При выборе рабочей скорости v_{mp} , соответствующей максимальной тяговой мощности, следует руководствоваться назначением машины и конструкцией колесной части. Так, для гусеничных бульдозеров $v_{mp} = 1 - 2$ м/с, а для большинства колесных землеройных и землеройно-транспортных машин $v_{mp} = 2,5 - 3$ м/с. При выборе типа двигателя учитывают специфические особенности работы машины.

Большинство СДМ в настоящее время оснащено транспортными дизелями.

Наибольшее распространение на строительных машинах получили дизели со всережимными регуляторами, которые менее чувствительны к изменениям нагрузки на частичной подаче топлива. На **рис. 3.1** показана характеристика транспортного дизеля с всережимным регулятором. Такая характеристика представляет собой график, на котором нанесены кривые крутящего момента M_{∂} , мощности N_{∂} , часового расхода топлива G_T и удельного расхода топлива q_{∂} , отнесенного к кВт/ч в функции частоты вращения вала двигателя n_{∂} .

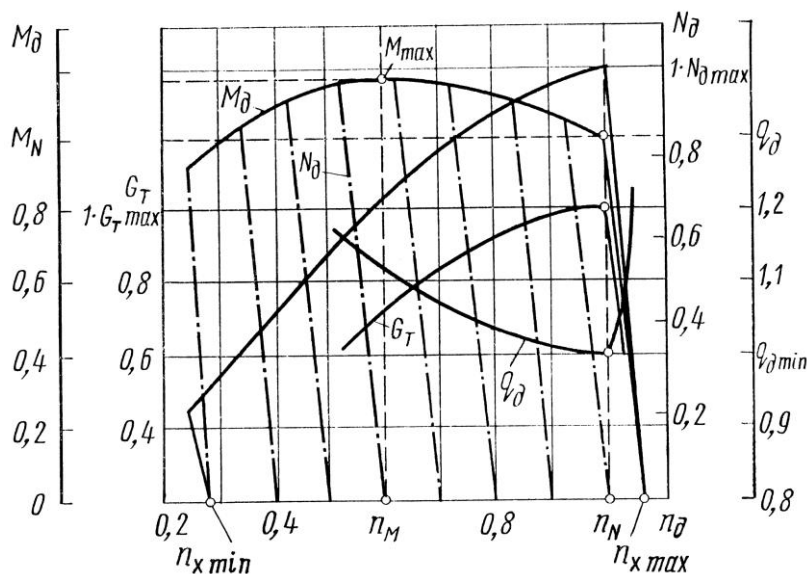


Рис. 3.1. Характеристика транспортного дизеля

Кривые, составляющие характеристику двигателя, снимаются в процессе стендовых испытаний и должны быть нанесены, по крайней мере, в основном диапазоне скоростного регулирования двигателя, т. е. в интервале от частоты вращения n_M , соответствующей максимальному крутящему моменту до максимальной частоты холостого хода двигателя $n_{x \max}$. Таким образом, каждая кривая представляет собой две ветви: внешнюю – в диапазоне от n_M до n_N , и регуляторную – от n_N до $n_{x \max}$.

Двигатель может работать также и в диапазоне скоростного регулирования от минимальной частоты холостого хода $n_{x \min}$ до n_m . При этом крутящий момент двигателя меняется от 0 до M_{max} . При стендовых испытаниях эта часть характеристики плохо выявляется из-за трудности поддержания установившегося режима работы двигателя. При работе двигателя со ступенчатыми трансмиссиями эта часть характеристики используется редко по тем же причинам. Однако в определенных условиях, например при работе с гидротрансформаторами, двигатель работает более устойчиво, и возможность использования этой части характеристики повышается.

Отношение максимального крутящего момента M_{max} к моменту M_n , соответствующему максимальной мощности, называется *коэффициентом приспособляемости двигателя по нагрузке*. Этот коэффициент $K_M = M_{max} / M_n$ характеризует способность машины преодолевать возможное увеличение сопротивления без перехода на низшую передачу и является важным динамическим показателем двигателя. Особенно большое значение коэффициент приспособляемости имеет для двигателей, долгое время работающих при полной нагрузке. У дизельных двигателей $K_M = 1,05 - 1,20$, для карбюраторных двигателей $K_M = 1,10 - 1,40$.

При повышении момента сопротивления скорость двигателя снижается. Приспособляемость двигателя к различным нагрузочным режимам может характеризоваться так называемым коэффициентом приспособляемости по скорости $K_n = n_N / n_m$ (где n_N – номинальная частота вращения вала двигателя; n_m – обороты, соответствующие $M_{\delta \max}$). Для дизелей $K_n = 1,4 - 1,7$, для бензиновых двигателей $K_n = 1,4 - 2,5$.

Характеристика двигателя (рис. 3.1) дает представление о работе двигателя только на предельных режимах, показывая возможность работы на частичных режимах (штрихпунктирные линии). Кривые расхода топлива на частичных режимах отсутствуют.

В связи с этим для расчета совместной работы двигателя с различными трансформаторами момента (гидродинамическая передача, гидрообъемная трансмиссия и дизель-электрическая трансмиссия) более рациональной является универсальная характеристика двигателя, приведенная на рис. 3.2. На универсальную характеристику, кроме основной зависимости $M_{\delta}(n_{\delta})$ в пределах всего поля регулирования, накладываются кривые $q_{\delta} = \text{const}$, позволяющие определять q_{δ} при любых режимах работы двигателя, а не только при предельных по нагрузке и скорости. Кроме того, вместо одной предельной кривой мощности $N_{\delta}(n_{\delta})$ на характеристике имеются кривые постоянной мощности, что повышает удобство использования характеристики при расчетах.

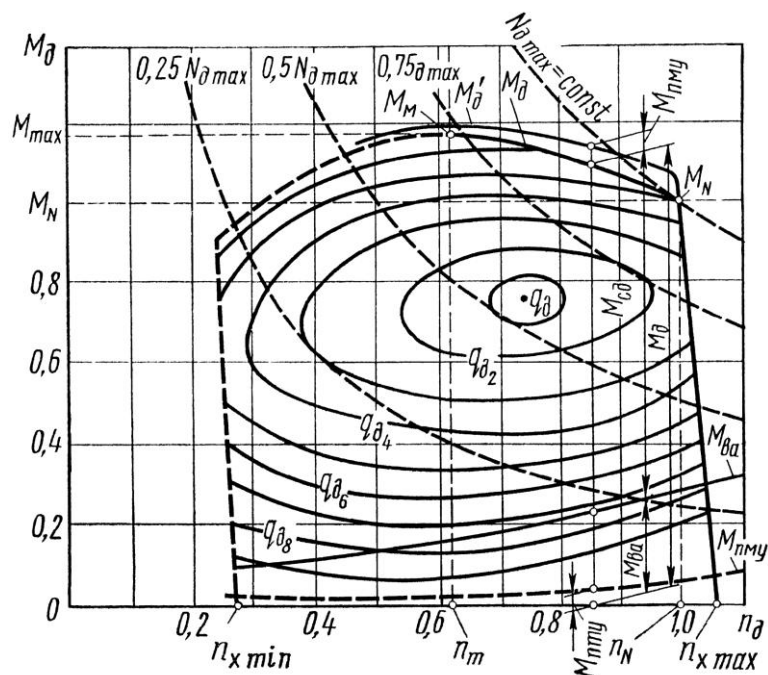


Рис. 3.2. Универсальная характеристика двигателя

Обычно на строительных машинах от двигателя значительная часть мощности отбирается для привода вспомогательных агрегатов. Такими агрегатами могут быть постоянно действующие механизмы: масляный насос подпитки гидротрансформатора, насос механизмов переключения передач и рулевого управления, компрессор и др. Кроме того, мощность может отбираться на привод рабочего оборудования: гидронасос системы управления рабочим органом, лебедки и т. д. Эти механизмы работают периодически, но мощность, потребляемая ими, может достигать существенной величины. На характеристике (рис. 3.2) потери мощности для привода вспомогательных агрегатов отражаются кривой момента $M_{ва}$. Тогда свободный момент двигателя, который может использоваться для передвижения машины, учитывают при расчетах совместной работы двигателя и передачи и определяют как $M_{сδ} = M_{δ} - M_{ва}$, а свободная мощность $N_{сδ} = N_{δ} - N_{ва}$. Момент $M_{ва}$ обычно не остается постоянным, а несколько растет с повышением $n_{δ}$.

Для расчетов совместной работы двигателя с трансформатором момента часто строят так называемую приведенную универсальную характеристику, отличающуюся от универсальной характеристики двигателя (рис. 3.2) тем, что на ней имеются графики $M_{сδ}(n_{δ})$ и $N_{сδ} = \text{const}$, а кривые $g_{δ} = \text{const}$ смещены соответствующим образом.

Для оценки параметров, характеризующих работу дизеля с регулятором, используют регуляторную характеристику, определяющую зависимость чисел оборотов, часовых и удельных расходов топлива от эффективной мощности, при воздействии регулятора на орган подачи топлива. Снятие регуляторной характеристики производится при постоянном положении органа управления регулятором за счет постепенного увеличения нагрузки от холостого хода до пол-

ной. При этом число оборотов вала двигателя изменяется от максимального, устанавливаемого регулятором, до оборотов при максимальном крутящем моменте. При увеличении внешней нагрузки повышение мощности дизеля должно быть получено автоматически за счет возрастания цикловых подач дизельного топлива (рис. 3.3).

Регуляторная характеристика дизеля при анализе совместной работы дизеля с потребителем его мощности в ряде случаев удобнее скоростных и нагрузочных характеристик. Она нагляднее и точнее отражает изменение показателей дизеля в зависимости от внешней нагрузки в эксплуатации, так как при работе регулятора одновременно изменяются нагрузка и частота вращения.

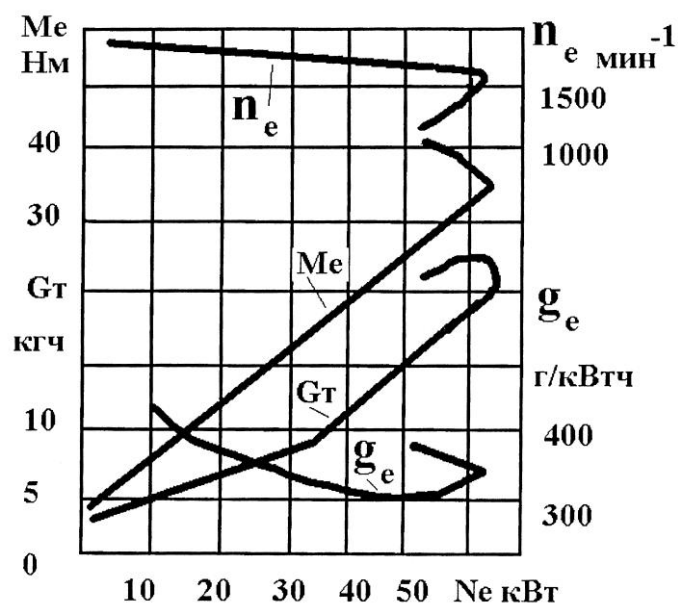


Рис. 3.3. Регуляторная характеристика дизеля

Для предварительных тяговых расчетов иногда ограничиваются приближенной характеристикой двигателя, особенно в тех случаях, если отсутствуют точные данные о двигателях данной мощности. Приблизительно мощность двигателя (в кВт) на различных промежуточных режимах может быть определена по эмпирической формуле

$$N_d = N_{dmax} \left[C_1 \frac{n_d}{n_{dn}} + C_2 \left(\frac{n_d}{n_{dn}} \right)^2 - \left(\frac{n_d}{n_{dn}} \right)^3 \right], \quad (3.25)$$

где N_d — искомая мощность двигателя; N_{dmax} — максимальная мощность двигателя; C_1, C_2 — коэффициенты, зависящие от типа двигателя (табл. 3.1); n_d/n_{dn} — отношение частоты вращения (1/с), для которой определяется мощность двигателя, к номинальной.

Значения коэффициентов C_1 и C_2

Тип двигателя	C_1	C_2
Карбюраторный	1	1
Дизельный:		
с неразделенной камерой сгорания	0,5	1,5
с предкамерой	0,6	1,4
с вихревой камерой	0,7	1,3

От характеристики мощности можно перейти к характеристике момента M_o в функции частоты вращения по известной формуле:

$$M_o = 159,16 \frac{N_o}{n_o}. \quad (3.26)$$

В настоящее время при проектировании машин с одним преобладающим режимом работы применяют методы расчета мощности двигателя по средне-статистическим режимам движения в заданных грунтовых условиях. При этом используют вероятностную характеристику условий работы конкретной машины, и весь тяговый расчет проводят с помощью ЭВМ для нескольких вариантов, которые потом сравниваются между собой.

3.4. Определение мощности двигателя тягача с гидромеханической трансмиссией

В последние десятилетия в связи с необходимостью увеличения производительности транспортных и тяговых машин, повышения их тягово-сцепных качеств, все большее распространение получают гидромеханические передачи, включаемые в состав трансмиссий.

Гидромеханические передачи по сравнению с механическими имеют следующие преимущества:

1. Глубокое регулирование скорости, позволяющее получить «ползучие» скорости, важные для транспортных и тяговых машин.
2. Улучшение пусковых качеств машины, так как гидродинамическая передача позволяет осуществить пуск машины под нагрузкой.
3. Повышение надежности основных узлов машины, так как предохраняется двигатель и механизмы трансмиссии от перегрузки. При этом существенно снижаются динамические нагрузки за счет демпфирования крутильных колебаний от двигателя и рабочего органа в гидродинамической передаче.

4. Улучшение проходимости и тягово-сцепных качеств за счет плавного автоматического изменения в широких пределах момента в гидротрансформаторе.
5. Облегчение труда водителя благодаря более простой автоматизации процесса переключения передач.

3.4.1. Выбор гидротрансформатора

Расчет показателей динамичности автомобиля с гидромеханической трансмиссией осложнен отсутствием жесткой кинематической связи между коленчатым валом двигателя и трансмиссией автомобиля. От соотношения скоростей вращения валов насосного и турбинного колес гидротрансформатора зависит величина коэффициента трансформации, определяющая значение момента, передаваемого на трансмиссию. Для установления зависимости между оборотами насосного колеса (n_n) и турбинного (n_T) вначале следует определить диапазон совместной работы двигателя и гидротрансформатора. Внешняя характеристика двигателя строится по известной методике, изложенной в литературе.

Гидротрансформатор для автомобиля рекомендуется выбирать комплексный, так как он сочетает в себе свойства гидротрансформатора и гидромуфты, что позволяет увеличить его диапазон работы при высоком к.п.д. По мощности двигателя выбирают гидротрансформатор (табл. 3.2). При расчете совместной работы двигателя и гидротрансформатора для того, чтобы режим работы гидротрансформатора с максимальным крутящим моментом соответствовал режиму максимальной мощности двигателя, в трансмиссию включают согласующий редуктор между двигателем и гидротрансформатором. Передаточное число согласующего редуктора находится из уравнения

$$i_{cp} = \sqrt[3]{\frac{\rho \cdot n_{e \max}^2 \cdot \lambda_{1\eta} \cdot D_a^5}{M_{e \max} \cdot \eta_{cp}}}, \quad (3.27)$$

где $M_{e \max}$, $n_{e \max}$ – крутящий момент (кг·м) и частота вращения двигателя, соответствующие максимальной мощности; η_{cp} – к.п.д. согласующего редуктора ($\eta_{cp} = 0,98$); $\lambda_{1\eta}$ – коэффициент крутящего момента насосного колеса, соответствующий максимальному значению к.п.д. гидротрансформатора; D_a – активный диаметр гидротрансформатора.

Если нет отбора мощности с согласующего редуктора на привод вспомогательных механизмов, то параметры внешней характеристики двигателя нужно привести к валу насосного колеса гидротрансформатора, используя следующие зависимости:

$$n_n = \frac{n_e}{i_{cp}}; \quad (3.28)$$

$$M_H = M_e \cdot i_{cp} \cdot \eta_{cp}; \quad (3.29)$$

$$N_n = N_e \cdot \eta_{cp}. \quad (3.30)$$

Затем строится внешняя характеристика двигателя, приведенная к валу насосного колеса (рис. 3.4). Характеристики некоторых типов гидротрансформаторов приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Характеристики гидротрансформаторов

Мощность двигателя, кВт	Тип гидротрансформатора	Активный диаметр гидротрансформатора (D_a)
до 120	У358015А	0,325 м
до 200	У358016	0,325 м
до 600	ЛГ-340-3А	0,340 м

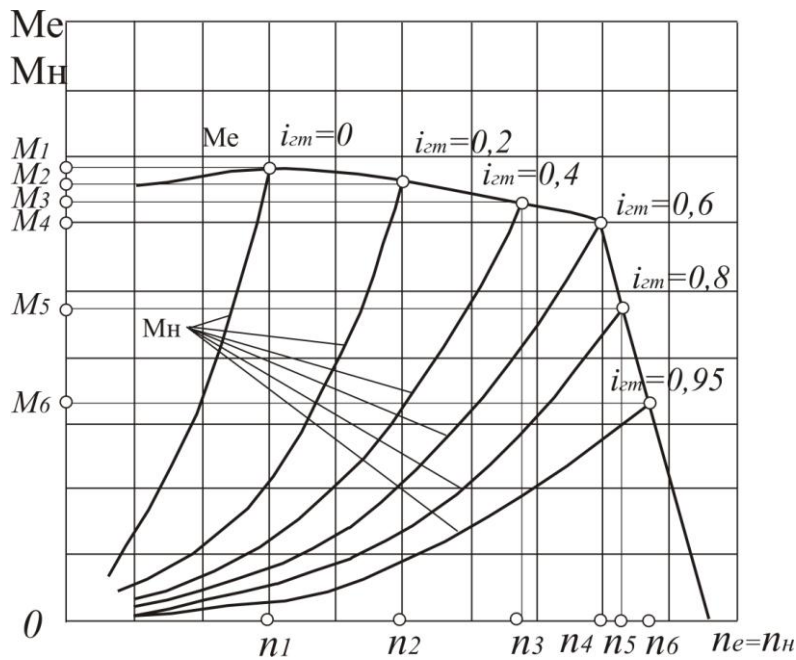


Рис. 3.4. Нагрузочная характеристика системы двигатель-гидротрансформатор

3.4.2. Определение диапазона совместной работы двигателя и гидротрансформатора

Задав какое-либо значение передаточного отношения гидротрансформатора ($i_{z.m.}$), по безразмерной характеристике находят соответствующую величину коэффициента крутящего момента насосного колеса (λ_H).

Затем, задав несколько значений n_H , находят момент на валу насосного колеса (M_H) по формуле

$$M_H = \lambda_H \cdot \rho \cdot n_H^2 \cdot D_a^5, \quad (3.31)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости ($\rho=900$ кг/м³ для масла «Индустриальное-20 при рабочей температуре 70⁰ С); D_a – активный диаметр гидротрансформатора (наибольший диаметр рабочей полости гидротрансформатора), м.

Величину M_H определяем для различных $i_{z.m.}$, равных 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 0,95 и заполняем **таблицу 3.3**.

Таблица 3.3

Формуляр для заполнения значений крутящего момента на валу насосного колеса

Частота вращения насосного колеса, об/мин	M_{H1} $i_{z.m1}=0$	M_{H2} $i_{z.m2}=0,2$	M_{H3} $i_{z.m3}=0,4$	M_{H4} $i_{z.m4}=0,6$	M_{H5} $i_{z.m5}=0,8$	M_{H6} $i_{z.m6}=0,95$
$n_{H1} =$						
$n_{H2} =$						
$n_{H3} =$						
$n_{H4} =$						
$n_{H5} =$						

По данным **табл. 3.3** строят семейство парабол (M_H) на внешней характеристике двигателя, приведенной к валу насосного колеса, как показано на **рис. 3.4**. Точки пересечения кривых M_H и M_e характеризуют область совместной работы двигателя и гидротрансформатора.

По абсциссам n_{H1} , n_{H2} , ... n_{Hi} точек пересечения, соответствующих различным значениям передаточных отношений, определяют частоту вращения турбины:

$$n_{Ti} = n_{Hi} \cdot i_{zmi}. \quad (3.32)$$

По ординатам M_1 , M_2 , ... M_i – значения момента на валу турбины:

$$M_{Ti} = M_i \cdot k_{zmi}. \quad (3.33)$$

При этом значения коэффициента гидротрансформации $k_{emi} = \lambda_T / \lambda_H$ берут из безразмерной характеристики для соответствующих значений передаточного отношения. Затем определяют мощность на валу турбины по формуле

$$N_T = \frac{M_T \cdot n_T \cdot \pi}{1000 \cdot 30}, \text{ кВт.} \quad (3.34)$$

Результаты вычислений по вышеприведенным формулам заносят в **табл. 3.4**.

Таблица 3.4

Формуляр для заполнения основных характеристик гидротрансформатора

Параметр	n_{T1}	n_{T2}	n_{T3}	n_{T4}	n_{T5}	n_{T6}
M_T						
N_T						

Используя данные **табл. 3.4** строят выходную характеристику системы двигатель-гидротрансформатор, образец которой представлен на **рис. 3.5**.

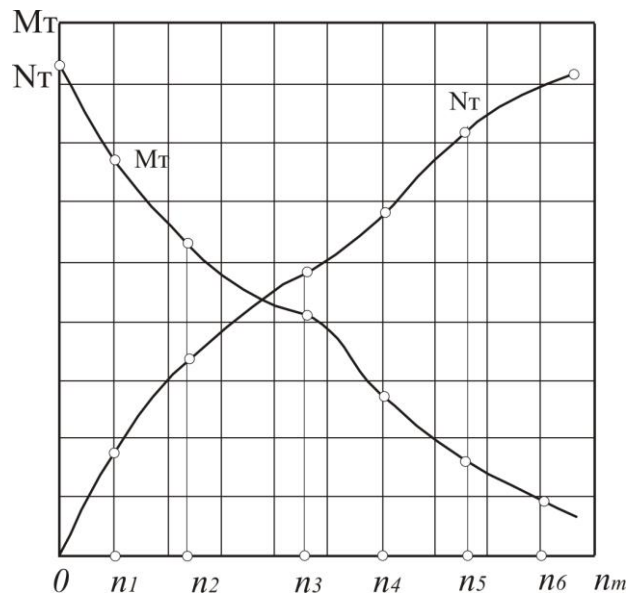


Рис. 3.5. Выходная характеристика системы двигатель-гидротрансформатор

3.4.3. Определение максимальной и минимальной теоретических скоростей движения и диапазона передаточных чисел трансмиссии базового тягача

При определении мощности двигателя мы задавались максимальной теоретической скоростью для машин с преобладающим транспортным режимом работы и рабочей теоретической скоростью для машин с преобладающим рабочим режимом. Для того чтобы определить диапазон передаточных чисел трансмиссии, необходимо для машин с преобладающим транспортным режимом работы определить минимальную теоретическую скорость, а с преобладающим рабочим режимом – еще и максимальную теоретическую скорость.

Минимальная теоретическая скорость $v_{mx\ min}$ и соответствующее ей максимальное передаточное число $i_{mp\ max}$ для машин с преобладающим рабочим режимом определяют из следующих соображений. Рабочая скорость движения тягача, для которой производилось определение мощности двигателя, не является минимальной скоростью. Для того чтобы эффективнее использовать мощность двигателя тягача, мы принимали, что на этой скорости на колесах тягача развивается сила тяги P_1 , примерно в 1,5 раза меньшая, чем наибольшая возможная сила тяги тягача по условию сцепления колес с грунтом. Однако во время работы тягача сопротивления на рабочем органе не остаются постоянными и могут периодически возрастать. Это изменение сопротивлений может обуславливаться как самой спецификой процесса резания грунта отвалом, так и изменением грунтовых условий или коэффициента сопротивления качению. В то же время перегрузочная способность дизелей, обычно устанавливаемых на тягачах данного типа, невелика – 1,05 – 1,20. При этом двигатель переходит с режима максимальной мощности на режим максимального крутящего момента, а окружная сила на колесном движителе может возрасти на 5 – 20 %.

Такое увеличение окружной силы может в ряде случаев оказаться недостаточным, что приведет к остановке двигателя. Чтобы этого не происходило, в трансмиссии тягача необходимо предусмотреть дополнительную пониженную передачу, на которой мощности двигателя достаточно было бы для того, чтобы развивать на колесах тягача силу тяги, равную максимальной силе тяги по сцеплению. При этом минимальная теоретическая скорость

$$v_{mx\min} = 1000\eta_{mp} \frac{N_{\partial\max}}{R_z\varphi_{\max} + G_T f} \quad (3.35)$$

Аналогично определяется минимальная теоретическая скорость тягачей, для которых преобладающим режимом работы является транспортный режим.

Максимальная теоретическая скорость для машин с преобладающим рабочим режимом определяется из условия реализации максимальной мощности двигателя при движении по горизонтальной поверхности без учета сопротивления воздуха, т. е.

$$v_{mx\max} = 1000\eta_{mp} \frac{N_{\delta\max}}{G_T f} . \quad (3.36)$$

Однако для многих базовых тягачей максимальная скорость определяется из условий, не имеющих отношения к тяговому расчету. Так, например, для гусеничных тягачей, применяемых на строительстве, максимальная скорость равна 15 – 18 км/ч и определяется из условий плавности хода. То же можно сказать и о короткобазных колесных тягачах.

Максимальная и минимальная теоретические скорости позволяют найти максимальное и минимальное передаточные числа трансмиссии, определяющие диапазон изменения последних:

$$i_{mp} = 2\pi r_{\delta} \frac{n_{\delta}}{v_{mx}} , \quad (3.37)$$

$$D = \frac{i_{mp\max}}{i_{mp\min}} . \quad (3.38)$$

Для определения $i_{mp\max}$ необходимо в уравнения (3.37), (3.38) подставить $n_{\delta n}$ и $v_{mx\min}$, а для определения $i_{mp\min}$ – $n_{\delta n}$ и $v_{mx\max}$.

Определенное таким образом $i_{mp\max}$ позволит тягачу работать в длительном режиме. При кратковременных перегрузках тягач сможет развивать большие окружные усилия за счет перехода двигателя из режима максимальной мощности в режим максимального крутящего момента. Это дает небольшой запас мощности двигателя, расходуемый в процессе разгона тягача.

По трем передаточным числам, соответствующим работе тягача на минимальной теоретической скорости, в рабочем режиме и в режиме максимальной скорости, производят подбор передаточных чисел и других параметров трансмиссии тягача.

4. НЕКОТОРЫЕ ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ВИДЫ ТРАНСМИССИЙ БАЗОВЫХ ТЯГАЧЕЙ

Ступенчатые механические трансмиссии не полностью соответствуют условиям работы транспортных и тяговых машин, например, частым изменениям скоростного режима, перегрузкам и др.

Применение гидротрансформаторов позволяет уменьшить число ступеней коробок передач и получить больший диапазон факторов мощности (M_e , ω_e) регулирования в пределах каждой ступени, а также обеспечивает более благоприятные условия работы двигателя. Еще большими возможностями бесступенчатого регулирования обладают, например, гидрообъемные (гидростатические) и

электрические трансмиссии. Такие трансмиссии позволяют в широких пределах непрерывно изменять на ведущих колесах или гусеницах крутящий момент и угловую скорость. Мощность двигателя при этом остается постоянной, если водитель не изменяет положения педали подачи топлива. Следовательно, бесступенчатые трансмиссии (БСТ) приближают тяговую характеристику к идеальной гиперболической. Изменение крутящего момента и угловой скорости происходит за счет влияния дорожных условий и нагрузок, действующих на рабочий орган тягача или трактора и осуществляется, как правило, автоматически или путем воздействия на БСТ специальных регулирующих органов.

При наличии БСТ двигатель машины работает в установившихся условиях на одном из выбранных режимов, что благоприятно сказывается на повышении его моторесурса. В качестве такого режима может быть выбран, например, режим максимальной мощности или максимального крутящего момента.

БСТ существенно облегчают труд водителя, повышают техническую культуру управления машиной, обеспечивают более высокие тягово-сцепные качества, улучшают динамичность, исключают появление в трансмиссии вибраций и ударов, оказывают положительное влияние на увеличение проходимости в тяжелых дорожных условиях.

Однако БСТ, по сравнению с обычными ступенчатыми трансмиссиями, более сложные по конструкции и дорогие в изготовлении. Они требуют более сложной технологии производства и тщательного технического обслуживания, имеют более низкий к. п. д. В настоящее время БСТ находят все большее распространение и являются перспективными.

4.1. Классификация БСТ

- I. По способу преобразования мощности первичного двигателя:
 - гидравлические (гидродинамические, гидрообъемные);
 - электрические (на постоянном или переменном токе);
 - механические (фрикционные).

- II. По способу использования мощности первичного двигателя:
 - однопоточные;
 - двухпоточные.

- III. По способу регулирования факторов мощности (M_e , ω_e) первичного двигателя:
 - саморегулируемые с внутренней автоматичностью;
 - с принудительным регулированием за счет внешнего воздействия;
 - комбинированный способ регулирования.

4.2. Требования к БСТ

1. Широкий диапазон регулирования факторов мощности. В современных БСТ диапазон регулирования по крутящему моменту примерно равен 2,0 – 5,5, а по скорости – 2 – 4 в пределах к. п. д. трансмиссии не ниже 0,75.
2. Высокий к. п. д. в рабочем диапазоне оборотов выходного вала. Пока невысок $\eta_{Tmax} = 0,80 – 0,87$.
3. Малый удельный вес БСТ (вес на единицу передаваемой мощности). Современные БСТ уступают по этому показателю ступенчатым КП в 2 – 5 раз.
4. Достаточная прозрачность БСТ, позволяющая более полно использовать приспособляемость первичного двигателя и тем самым улучшить тяговые и динамические качества машины.
5. Простота и надежность действия органов.

4.3. Устройство и основные параметры гидрообъемных трансмиссий

Гидрообъемная трансмиссия (ГОТ) представляет собой систему «насос - гидромотор», в которой насос связан с двигателем внутреннего сгорания, а гидромоторы приводят во вращение ведущие элементы движителя.

Мощность двигателем внутреннего сгорания передается за счет гидростатического напора рабочей жидкости

$$H = \frac{P}{\gamma}, \quad (4.1)$$

где P – давление рабочей жидкости; γ – удельный вес рабочей жидкости.

В отличие от гидродинамических, где напор

$$H = \frac{V^2}{2g}, \quad (4.2)$$

где V – скорость рабочей жидкости, м/с; g – ускорение свободного падения, м/с².

В качестве насосов и гидромоторов чаще всего используются аксиально-поршневые и радиально-поршневые агрегаты.

В качестве источников энергии используются аксиально-поршневые агрегаты (АПА).

Аксиально-поршневые агрегаты обычно развивают небольшие крутящие моменты и, поэтому, работают в сочетании с планетарным редуктором, который встраивается в ведущее колесо. Такая конструкция называется мотор-

колесом. Ее можно использовать в многоприводных машинах различного назначения.

При необходимости получения больших крутящих моментов без редукторов используют высокомоментные гидромоторы, роль которых выполняют радиально-поршневые агрегаты (РПА). Они отличаются тем, что рабочие поршни расположены в плоскости, перпендикулярной оси вращения. РПА имеют значительно больший вес и сложны по конструкции, но у них $n_{\min} = 0,1 - 0,2$ об/с.

Рассмотрим некоторые принципиальные схемы ГОТ. Схема гидрообъемной трансмиссии изображена на **рис. 4.1**.

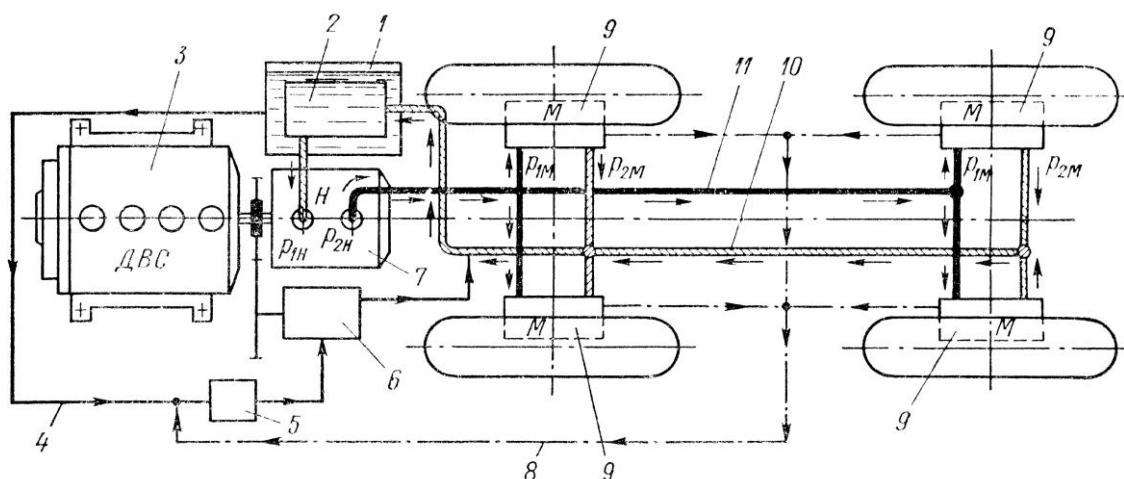


Рис. 4.1. Схема гидрообъемной трансмиссии:

- 1 – бак охладителя; 2 – основной бак; 3 – двигатель внутреннего сгорания;
- 4 – магистраль подпитки; 5 – фильтр; 6 – насос подпитки; 7 – гидронасос;
- 8 – дренажные магистрали; 9 – гидромоторы; 10 – магистраль низкого давления;
- 11 – магистраль высокого давления.

Такая схема обеспечивает гидротрансформаторную связь между всеми колесами, при которой, как в дифференциальных механических трансмиссиях, сила тяги лимитируется колесом, имеющим наименьшее сцепление. При движении на высоких скоростях передний мост может отключаться, это увеличивает диапазон регулирования скоростей машины.

Схема ГОТ, изображенная на **рис. 4.2** применяется на колесных тягачах с бортовым поворотом, ввиду наличия двух регулируемых насосов, независимо питающих гидромоторы правого и левого бортов тягача.

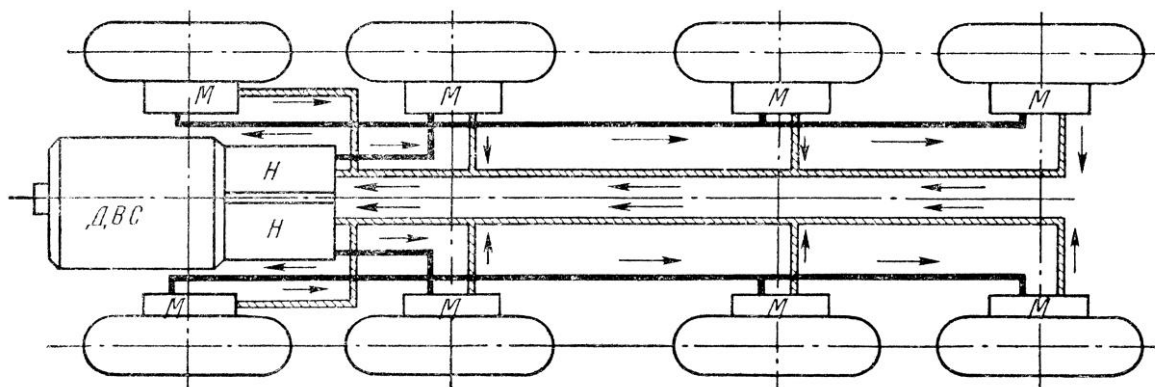


Рис. 4.2. Схема соединения гидроагрегатов, применяемая на тягачах с бортовым поворотом

Такая схема соединения гидромоторов позволяет длиннобазовой машине иметь высокую маневренность за счет реверсирования одного из бортов.

Существуют и другие схемы гидрообъемных трансмиссий. ГОТ позволяют улучшить не только ходовые качества машины, но и упростить конструкцию других систем машины: связать привод рулевого управления, вспомогательных и рабочих органов с общей гидросистемой, исключить тормозную систему и др. Такие трансмиссии, как мы видим, не имеют КП, дифференциалов, карданных передач и других узлов.

Мощность, передаваемая ГОТ, без учета потерь в насосе и трубопроводах (кВт)

$$N_T = \frac{pQ}{1000}, \quad (4.3)$$

где P – давление жидкости в гидросистеме, Н/м^2 ; Q – производительность насоса, $\text{м}^3/\text{с}$.

Геометрические размеры рабочей камеры насоса определяют объем жидкости, подаваемый за один оборот. Этот объем, выраженный в $\text{м}^3/\text{об}$ называют *постоянной гидромашины* и обозначают через q . Производительность насоса связана с его постоянной и скоростью вращения соотношением

$$Q = qn \cdot 10^{-6} \text{ (см}^3/\text{с)} \quad \text{или} \quad Q = \frac{qn}{60} \text{ (м}^3/\text{с)} \quad (4.4)$$

Тогда

$$M_T = 159 \frac{N_T}{n} \quad \text{или} \quad M_T = pq \text{ (Н} \cdot \text{м)} \quad (4.5)$$

Постоянная АПА

$$q = \frac{\pi d_n^2 z_n r \sin \gamma}{4} \quad (4.6)$$

Постоянная РПА

$$q = \frac{\pi d_y^2}{4} l z_y m, \quad (4.7)$$

где d_n – диаметр поршня, м; d_y – диаметр цилиндра, м; z_n – число поршней агрегата; r – радиус осевой окружности приводного диска, м; γ – угол наклона блока цилиндров к оси вала АПА, град; l – высота выступа статора, м; z_y – общее число цилиндров во всех рядах; m – число выступов статора в одном ряду.

Номинальная частота вращения АПА находится в диапазоне от 12 до 47 об/с, минимальная частота вращения – от 1,5 до 3,5 об/с, а максимальная ограничивается кавитацией рабочей жидкости.

РПА применяют в качестве высокомоментных гидромоторов, они могут устойчиво работать с максимальной нагрузкой при частоте вращения 0,1 – 0,2 об/с, что позволяет встраивать их в конструкцию ведущих колес тягачей без понижающей механической передачи.

Недостатком РПА является их невысокая долговечность и трудность реализации давления свыше 1500 кН/м^2 (150 кг/см^2).

Регулирование скорости вращения ГОТ при постоянной мощности на входе можно осуществлять изменением производительности насоса, производительности гидромотора, числа работающих насосов или гидромоторов, дросселированием жидкости. Последний способ наиболее легкий, но имеет низкий к.п.д.

При постоянной частоте вращения вала насоса n_n частота вращения вала гидромотора будет

$$n_m = \frac{q_n n_n \eta_{o.n.} \eta_{o.m.}}{q_m}, \quad (4.8)$$

где $\eta_{o.n.}$ и $\eta_{o.m.}$ – объемные к. п. д. насоса и гидромотора, учитывающие потери жидкости в насосе и гидромоторе.

При этом диапазон регулирования скорости вращения гидромотора будет

$$\frac{n_{m \max}}{n_{m \min}} = \frac{q_{n \max}}{q_{n \min}}. \quad (4.9)$$

Крутящий момент гидромотора

$$M_m = \frac{N_m \eta_{o.m.}}{n_m} = \frac{30 N_m \eta_{o.m.}}{\pi \omega_m}. \quad (4.10)$$

Рассмотрим характеристики ГОТ при различных схемах регулирования (рис. 4.3).

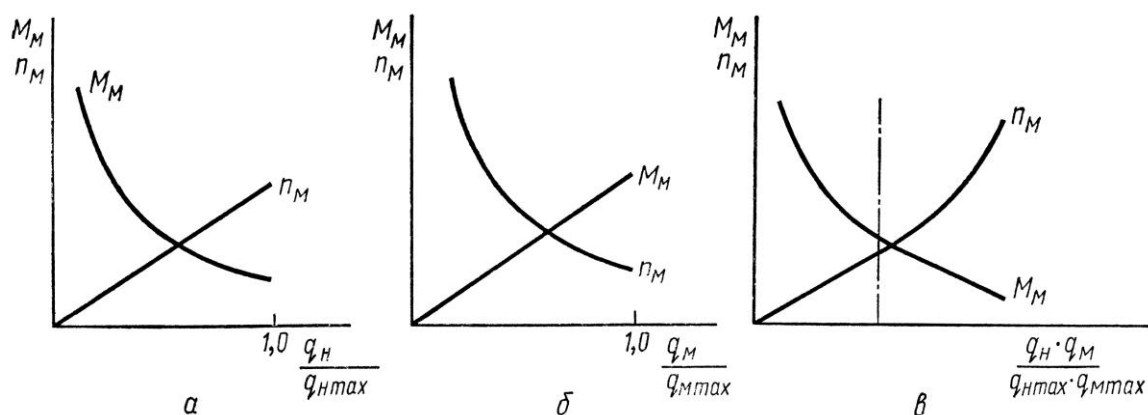


Рис. 4.3. Характеристики ГОТ при различных схемах регулирования

Наилучшие результаты дает схема регулирования скорости с помощью изменения рабочих объемов насоса и гидромотора, т.к. обеспечивает плавное регулирование в широком диапазоне работы машины.

Причинами, затрудняющими реализацию положительных свойств ГОТ являются:

1. Необходимость применения высоких рабочих давлений 25 – 50 МПа (250 – 500 кг/см²), так как в этом случае можно получить ГОТ умеренных габаритов и веса, сопоставимых с механическими передачами.
2. Высокие требования к точности изготовления и качеству рабочих поверхностей.
3. Сравнительно невысокие к. п. д. 0,75 – 0,85.
4. Необходимость применения высокосортных масел стабильной вязкости и надежных высокопроизводительных фильтров для их очистки.
5. Необходимость подготовки высококвалифицированных кадров.

4.4. Электрические передачи (электрические трансмиссии)

Электрические передачи бывают двух типов:

- однопоточные, когда вся мощность ДВС в генераторе преобразуется в электрическую мощность, а в электромоторах в механическую, поступающую к ведущим колесам автомобиля или тягача;
- с разделением потока мощности ДВС (двухпоточные), когда часть мощности ДВС пропускается через систему генератор-электромотор, а другая ее часть через механическую ветвь трансмиссии. Суммирование параллельных потоков осуществляется в дифференциальном механизме. Такие передачи значительно сложнее, но имеют более высокий к. п. д., до 0,90.

Наибольшее распространение получили однопоточные передачи, как более простые.

В зависимости от рода тока электрические трансмиссии (ЭТ) делятся на передачи постоянного и переменного тока. Передачи на переменном токе более компактные и имеют меньший вес. Однако сложность регулирования машин переменного тока затрудняет практическое применение их.

ЭТ на постоянном токе различаются по числу электродвигателей, по способу регулирования и пр.

В связи с созданием большегрузных высокоподвижных транспортных и тяговых средств и нецелесообразностью применения механических передач ЭТ позволяют легко при помощи электропроводки обеспечить передачу электроэнергии на модули, находящиеся далеко друг от друга. Такие трансмиссии позволяют перейти к модульному принципу проектирования.

Типовая схема однопоточной ЭТ машины с колесной формулой 4x4 представлена на [рис. 4.4](#).

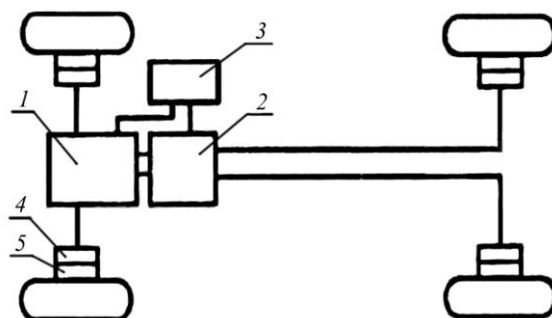


Рис. 4.4. Схема однопоточной ЭТ многоприводной машины:

1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – электрический генератор;
3 – система управления; 4 – электродвигатель; 5 – колесный редуктор

Осуществленная схема ЭТ сложнее и содержит ряд дополнительных устройств: органы регулирования и защиты, распределительные щиты и др.

Рассмотрим схему мотор-колеса с двухпоточным колесным редуктором ([рис. 4.5](#)).

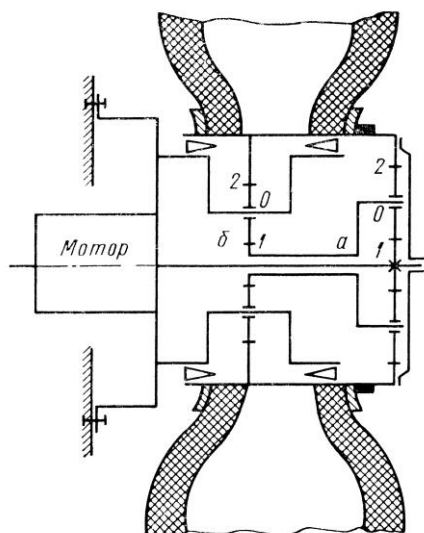


Рис. 4.5. Схема мотор-колеса с двухпоточным колесным редуктором

Оригинальная конструкция электромотор-колеса с большим внешним передаточным числом и высоким к. п. д., разработанная для большегрузных самосвалов БелАЗ, показана на рис. 4.5. Главной особенностью таких бортовых редукторов является применение двух однорядных планетарных механизмов *а* и *б* (элементы 1, 2, 0 в каждом), работающих параллельно. Суммирование потоков мощности производится ободом колеса, с которым жестко связаны обе эпициклические (коронные) шестерни. Внешнее передаточное число таких редукторов лежит в пределах 10 – 20.

Наличие относительного потока (вращается водило в планетарном ряде «а») полезно, т.к. это приводит к снижению потерь мощности в мотор-колесе и повышает его к. п. д.

4.5. Способы включения электромоторов в главную цепь электрической передачи

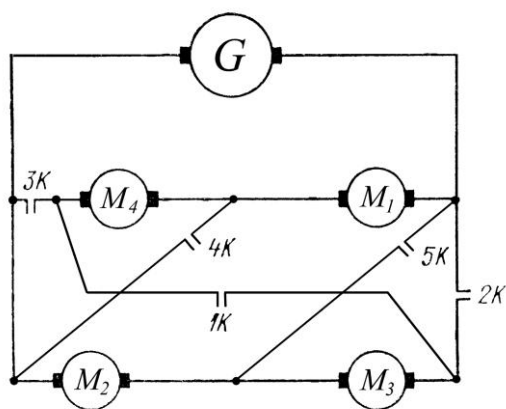


Рис. 4.6. Схема включения электромоторов:
G – генератор, *M*₁ – *M*₄ – электромоторы.

1. *Последовательное включение* (включен контактор 1К).

Этот способ соединения тяговых электродвигателей применяется при трогании с места и разгоне, при преодолении больших сопротивлений, действующих на двигатель. В этом случае обеспечивается максимальная сила тяги.

При последовательном включении электродвигателей

$$J_M = J_G ; \quad V_M = \frac{V_G}{i}, \quad (4.11)$$

где i – число электродвигателей.

Коэффициент трансформации

$$k_T = \frac{i C_M \Phi_M}{C_G \Phi_G}, \quad (4.12)$$

где C_M, C_G – постоянные электрических машин; Φ_M, Φ_G – магнитные потоки в обмотках возбуждения электродвигателей и генератора, соответственно, Вб.;

$$C = \frac{PN}{2\pi a}, \quad (4.13)$$

где P – число пар полюсов электромашины; N – число проводов в якоре; a – число пар параллельных ветвей обмотки якоря.

2. *Параллельно-последовательное* включение (включены контакторы 2К и 3К).

При таком способе включения увеличивается скорость движения машины, несколько снижаются тяговые усилия и крутящие моменты на электродвигателях.

В этом случае

$$J_M = \frac{J_G}{m} ; \quad V_M = \frac{V_G}{q}, \quad (4.14)$$

где m – число параллельно-последовательных ветвей; q – число электродвигателей в одной ветви.

Коэффициент трансформации

$$k_T = \frac{i C_M \Phi_M}{m C_G \Phi_G}. \quad (4.15)$$

Поскольку m – целое число, большее единицы, то k_T уменьшается.

3. Параллельное включение (включены контакторы 4К и 5К).

За счет предельного увеличения напряжения электродвигателей и предельного снижения силы тока в якорях, достигаются максимальные обороты электродвигателей, а следовательно – наивысшие скорости движения транспортных и тяговых средств.

Для этого случая

$$J_M = \frac{J_G}{i^T} ; \quad V_M = V_G . \quad (4.16)$$

Тогда коэффициент трансформации

$$k_T = \frac{C_M \Phi_M}{C_G \Phi_G} . \quad (4.17)$$

В этом случае коэффициент трансформации еще больше уменьшился.

Таким образом, схема главной цепи электрических машин каждый раз должна соответствовать режиму движения машины.

Рациональная схема главной цепи устанавливается автоматически работой специальной следящей системы, реагирующей на величину скорости машины. Изменение k_T внутри каждого из трех рассмотренных способов включения электродвигателей в нужном направлении производится регулированием магнитных полюсов. Это регулирование может быть автоматическим (электродвигатели с серийным возбуждением) или принудительным (электродвигатели с независимым возбуждением).

При этом $N_G = const$, k_T изменяется от 2 до 0,3, а к. п. д. (η_T от 0,53 до 0,75).

Преобразующие свойства ЭТ дает возможность оценить каноническая характеристика, показанная на [рис. 4.7](#).

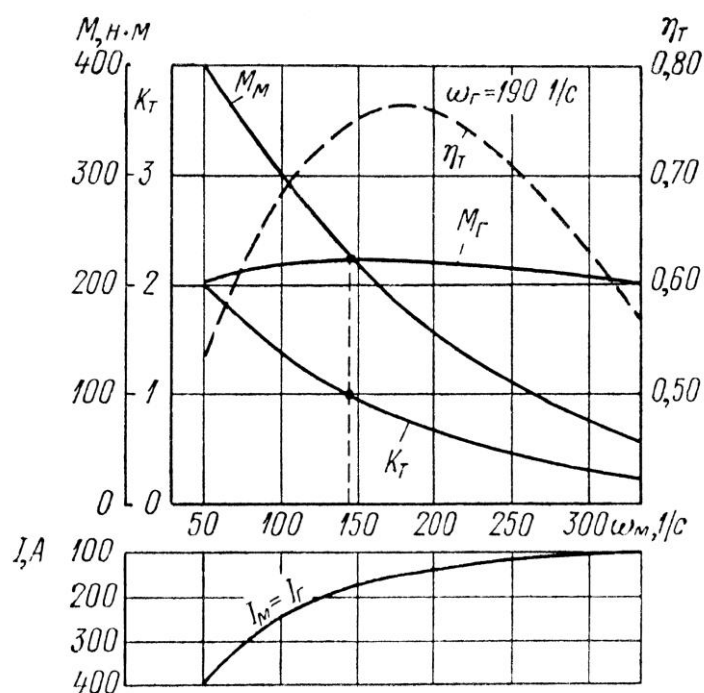


Рис. 4.7. Каноническая характеристика ЭТ

Момент генератора M_G во всем диапазоне работы электромотора M_M практически постоянен, что соответствует $N_T = \text{const}$. Коэффициент трансформации k_T изменяется в пределах от 2 до 0,3 (при $\omega_M \approx 150$ 1/c, $k_T = 1,0$), а к. п. д. η_T – в пределах от 0,53...0,55 до 0,75.

Наиболее рациональной компоновкой ЭТ является размещение электромоторов непосредственно в ведущих колесах (мотор-колеса). Она компактна, число механических узлов сведено до минимума. Такая компоновка позволяет получить транспортные средства высокой проходимости и практически любой грузоподъемности.

Главными недостатками ЭТ являются:

- большой удельный вес, равный 6 – 11 кг/кВт, превосходящий вес механической передачи при сопоставимых условиях;
- сравнительно низкий к. п. д. $\eta_{Tmax} = 0,75 - 0,80$;
- дефицитность и относительно высокая стоимость цветных материалов, расходуемых на изготовление электромашин;
- возможность травматизма и пожарная опасность.

5. ТЯГОВЫЕ И ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ БАЗОВЫХ ТЯГАЧЕЙ И ИХ ОЦЕНКА С ПОМОЩЬЮ ТЯГОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

В соответствии с ГОСТ 2.103 – 2013 (табл. 1.1) на этапе разработки эскизного проекта необходимо изготовить опытный образец проектируемой машины и провести ее испытание в реальных условиях с целью определения основных показателей и выявления слабых мест в конструкции.

Основными показателями тяговых свойств и топливной экономичности тягачей являются:

- тяговая (крюковая) мощность ($N_{кр}$), л. с.;
- тяговое усилие ($P_{кр}$), кГс или тс;
- скорость движения (V), км/ч или м/с;
- буксование (δ), %;
- часовой расход топлива (G_T), кг/ч;
- удельный расход топлива ($g_{кр}$), г/л. с.·ч.

5.1. Тяговая мощность

Тяговой мощностью называется полезная мощность тягача, которая используется на передвижение машин с рабочим оборудованием в процессе их работы.

Величина тяговой мощности, развиваемая тягачом в конкретных условиях, может быть определена из уравнения мощностного баланса трактора:

$$N_{кр} = N_e - (N_{тр} + N_{\delta} + N_f \pm N_i \pm N_j + N_{пр} + N_{вом}), \quad (5.1)$$

где N_e – эффективная мощность двигателя; $N_{тр}$ – мощность, расходуемая на потери в узлах трансмиссии тягача, передающих вращение от коленчатого вала двигателя ведущим органам; N_{δ} – мощность, расходуемая на буксование ведущих органов; N_f – мощность, расходуемая на качение тягача; N_i – мощность, расходуемая на преодоление подъемов; N_j – мощность, расходуемая на изменение скорости движения тягача; $N_{пр}$ – мощность, расходуемая на механические потери в приводе вала отбора мощности; $N_{вом}$ – мощность, расходуемая на вращение механизмов, присоединяемых к валу отбора мощности.

5.2. Тяговое усилие

Тяговое усилие положено в основу классификации тягачей. Оно является основным параметром, определяющим увязку тягача с комплексом рабочего

оборудования машин к нему. Классификация тягачей по тяговому усилию дает то преимущество, что классы тягачей остаются стабильными, независимо от повышения в известных пределах рабочих скоростей и мощности двигателя.

Тяговое усилие тягача можно определить по формуле:

$$P_{кр} = P_k - (P_f + P_{под} \pm P_j), \quad (5.2)$$

где $P_{кр}$ – тяговое усилие тягача; P_k – касательная сила тяги; P_f – сопротивление качения; $P_{под}$ – сопротивление подъема; P_j – сопротивление сил инерции.

Различают номинальное (P_n), максимальное (P_{max}) и нормальное ($P_{нор}$) тяговые усилия тягача.

Под номинальным тяговым усилием понимают величину, характеризующую тяговый класс тягача. Согласно международной системе тягачей номинальным тяговым усилием названо тяговое усилие тягача базового типа, реализуемое на грунте нормальной твердости и влажности при максимальной крюковой мощности. При этом величина буксования ходового аппарата не должна превышать 15 % для колесных тягачей, выполненных по схеме 4x4, 17 – 18 % – для колесных тягачей, выполненных по схеме 4x2, и 5 % – для гусеничных тракторов при работе двигателя на регуляторной ветви характеристики.

Номинальное тяговое усилие тягача можно рассчитать по формуле:

$$P_n = G_n \cdot \varphi_{кр}, \quad (5.3)$$

где G_n – эксплуатационная масса (вес) тягача; $\varphi_{кр}$ – коэффициент использования эксплуатационной массы (веса) тягача.

Для колесных тягачей, выполненных по схеме 4x2, $P_n = (0,37 - 0,39) G_n$; для колесных тягачей, выполненных по схеме 4x4, $P_n = (0,40 - 0,45) G_n$; для гусеничных тракторов $P_n = (0,50 - 0,60) G_n$.

Под максимальным тяговым усилием понимают усилие тягача, ограниченное тягово-сцепными возможностями (буксованием), управляемостью, мощностными ограничениями двигателя или прочностью тягача.

Тяговое усилие, которое может развивать тягач на различных передачах при работе двигателя с номинальными оборотами и наибольшей эффективной мощностью, называют нормальным (расчетным) тяговым усилием тягача.

5.3. Скорость движения

Скорость движения тягача выражает расстояние, которое тягач проходит в единицу времени. Она зависит от частоты вращения коленчатого вала двигателя, передаточного числа трансмиссии, буксования ведущего аппарата и прочих условий.

Тягачи имеют три группы передач, обеспечивающих необходимые диапазоны скоростей движения:

- вспомогательные передачи предназначены для работ, при которых допускаемые скорости движения ограничиваются условиями выполняемого технологического процесса;
- основные передачи, так называемый основной диапазон рабочих скоростей движения, на которых выполняется большинство технологических операций;
- транспортные передачи, применяемые для перемещения грузов и холостых переездов.

Различают теоретическую, рабочую (техническую) и холостого хода скорости тягача, а также среднетехническую и эксплуатационную скорости при работе его с рабочим оборудованием.

Теоретическая скорость – скорость прямолинейного движения тягача по ровной горизонтальной поверхности без буксования при данном режиме работы двигателя.

Рабочая (техническая) скорость – фактическая скорость движения при работе в данных условиях.

Скорость холостого хода тягача – скорость движения тягача без рабочей нагрузки.

5.4. Буксование

Величина буксования характеризует потерю скорости поступательного движения тягача от возможного ее теоретического значения.

Физическая сущность процесса буксования заключается в следующем: сцепление ходового аппарата тягача можно представить как проявление сил трения, действующих между опорной поверхностью движителя с грунтом, и сил зацепления, возникающих при упоре элементов движителя в грунт. На твердых грунтах основное значение имеют силы трения. На рыхлых грунтах роль сил зацепления значительно возрастает и во многих случаях является преобладающей. Зацепы, погружаясь в грунт, прессуют его в горизонтальном направлении, в результате чего ось движителя как бы перемещается на соответствующее расстояние назад. В этом заключается основная причина снижения поступательной скорости тягача.

5.5. Часовой расход топлива

Часовой расход топлива характеризует топливную экономичность тягача в зависимости от тяговой нагрузки.

При оценке топливной экономичности тягача оперируют следующими значениями: часовым расходом топлива при холостой работе двигателя тягача; часовым расходом топлива при холостом ходе тягача; часовым расходом топлива при наибольшей тяговой мощности на соответствующей передаче тягача.

5.6. Удельный тяговый расход топлива

Удельный тяговый расход топлива характеризует топливную тяговую экономичность на рабочих передачах в зависимости от тягового усилия тягача. Является величиной производной от часового расхода топлива и тяговой мощности.

5.7. Оценка тяговых и топливно-экономических показателей тягача с помощью тяговых характеристик

Тяговые и топливно-экономические показатели тягача оценивают по его тяговой характеристике, которая может быть представлена в виде таблиц или графиков.

При графическом изображении кривые тяговой характеристики выражают зависимость на каждой передаче тягача его поступательной скорости, тяговой мощности, часового расхода топлива, удельного тягового расхода топлива и буксования от силы тяги на крюке при изменении ее от нуля (холостой ход) до максимального значения.

Тяговую характеристику можно получить экспериментально либо теоретически графо-аналитическим способом на основе регуляторной характеристики двигателя, основных параметров трансмиссии и ходовой части тягача. Для оценки тяговых свойств тягача и выполнения необходимых эксплуатационных расчетов наиболее ценна экспериментальная тяговая характеристика. Она дает более точные показатели, чем характеристика, построенная на основе теоретических расчетов.

Для получения экспериментальной тяговой характеристики проводят тяговые испытания на различных передачах, суть которых заключается в следующем.

Подбирают однородный по типу и состоянию обработки участок поля или дороги с ровным горизонтальным рельефом. Тягач нагружают специальной тормозной тележкой, другим тягачом или прицепным орудием. На каждой передаче тягача проводят несколько опытов: сначала при холостом ходе, а затем при 25, 50, 75, 85, 100 и более процентах полной нагрузки тягача на данной передаче вплоть до остановки двигателя от перегрузки или до остановки тягача вследствие буксования движителей. В диапазоне от 85 % до полной перегрузки тягача проводят 5 – 7 опытов. При каждом опыте измеряют тяговое усилие,

продолжительность опыта, частоту вращения ведущих колес или звездочек тягача, расход топлива за время опыта.

Основными фонами, на которых проводят испытания, для колесных тягачей являются трек с бетонным покрытием; поле; глинистая укатанная дорога (трек); другие виды грунтовых поверхностей.

Измеряемые при испытаниях параметры и их точность должны соответствовать данным в таблице 5.1.

Таблица 5.1.

Измеряемые параметры и их точность при тяговых испытаниях

№ п/п	Параметры	Абсолютная величина погрешности измерений, не более
1.	Тяговое усилие, Н (кГс)	1 %
2.	Суммарное число оборотов ведущих колес за опыт, об	0,2
3.	Путь, пройденный тягачом за опыт, м	0,5
4.	Объемный расход топлива за опыт, см ³	2 % от расхода при номинальной мощности двигателя
5.	Продолжительность опыта, с	0,2
6.	Число оборотов двигателя за опыт, об	2
7.	Температура масла в двигателе, град.	2
8.	Температура охлаждающей жидкости в двигателе, град.	2
9.	Температура воздуха окружающей среды, град.	2
10.	Давление окружающего воздуха, кПа, мм рт. ст.	0,2 кПа (±1 мм рт. ст.)
11.	Влажность почвы на глубине 5 и 10 см, %	10
12.	Твердость почвы на глубине 5 и 10 см, МПа (кГс/см ²)	5

Примечание. Параметры, указанные в пп. 7 и 8, измеряют перед началом каждого опыта; параметры, указанные в пп. 1 – 4, 6 – при установившемся режиме работы тягача в течение всего опыта; твердость и влажность почвы – во время испытаний ежедневно не менее чем в десяти местах, равно расположенных по участку испытаний на глубине 5, 10 и 15 см в каждом месте.

Температуру окружающей среды и барометрическое давление измеряют ежедневно в начале, середине и конце испытаний.

Результаты измерений каждого опыта обрабатывают по следующим формулам:

- среднее тяговое усилие ($P_{кр}$) в Н (кГс) как среднее значение тяговых усилий за путь, пройденный тягачом за опыт:

$$P_{кр} = \frac{\varepsilon P_{кри}}{n_{P_{кр}}} , \quad (5.4)$$

где P_{kpi} – i -е значение P_{kp} ; n_{Pkp} – количество P_{kp} , полученное за пройденный путь;

- средняя скорость движения тягача:

$$V_T = \frac{S_{on}}{\tau_{on}} \text{ (м/с)} \quad \text{или} \quad V_T = \frac{3,6S_{on}}{\tau_{on}} \text{ (км/ч)}, \quad (5.5)$$

где S_{on} – путь, пройденный тягачом за опыт; τ_{on} – продолжительность опыта;

- тяговая мощность тягача:

$$N_{kp} = 10^{-3} \cdot P_{kp} \cdot V_T \text{ (кВт)} \quad \text{при} \quad P_{kp} \text{ в Н; } V_T \text{ в м/с;}$$

$$N_{kp} = \frac{P_{kp} V_T}{270} \text{ (л. с.)} \quad \text{при} \quad P_{kp} \text{ в кгс; } V_T \text{ в км/ч;} \quad (5.6)$$

- часовой расход топлива:

$$G = \frac{3,6 \cdot V_{on} \cdot \rho \cdot 10}{\tau_{on}} \text{ (кг/ч)}, \quad (5.7)$$

где V_{on} – расход топлива за опыт, см^3 ; ρ – плотность топлива, кг/см^3 ;

- удельный тяговый расход топлива:

$$g_{kp} = \frac{10^3 G}{N_{kp}} \text{ г/кВт}\cdot\text{ч (г/л. с.}\cdot\text{ч)}; \quad (5.8)$$

- буксование:

$$\delta = 1 - \frac{n_x}{n_T} \cdot 100\%, \quad (5.9)$$

где n_x , n_T – соответственно, число оборотов ведущих колес тягача на холостом ходу и на тяговом режиме при одинаковом пройденном пути на одной и той же опорной поверхности;

- условный тяговый коэффициент полезного действия:

$$\eta_{m.y.} = \frac{N_{kp \max}}{N_{e \max}}, \quad (5.10)$$

где $N_{kp \max}$ – максимальная тяговая мощность на данной передаче;

$N_{e \max}$ – максимальная тяговая мощность, не приведенная к стандартным атмосферным условиям мощность двигателя.

$N_{e\ max}$ берут по регуляторной характеристике в зоне, определяемой частотой вращения коленчатого вала, равной 95 % номинальной и выше.

Общий анализ тяговой характеристики показывает следующее.

Тяговая мощность тягача на данной передаче по мере увеличения нагрузки на крюке (тягового усилия) до известного предела возрастает. Достигнув максимального значения, она с увеличением тягового усилия падает. При некотором максимальном тяговом сопротивлении на крюке тягач останавливается.

Максимальная тяговая мощность тягача с переходом на высшие скорости увеличивается, если на низших скоростях сцепление движителей с грунтом было недостаточным для реализации полной мощности двигателя, и уменьшается, если оно было достаточным.

Оптимальная величина тягового сопротивления на крюке тягача зависит от ряда условий и может значительно отличаться от величины нормального тягового усилия тягача. Поэтому кривая, огибающая максимальные значения тяговых мощностей, характеризует потенциальные возможности тягача и называется потенциальной тяговой характеристикой.

Буксование тягача при увеличении тягового усилия возрастает. Наибольшее буксование отмечается на низших скоростях движения. С повышением скорости движения буксование уменьшается.

Часовой расход топлива возрастает по мере увеличения нагрузки на крюке. В точке, соответствующей максимальной тяговой мощности, он достигает максимального значения. Затем при режиме перегрузки часовой расход снова падает в связи с тем, что количество циклов в двигателе уменьшается.

Удельный тяговый расход топлива с увеличением нагрузки уменьшается и становится минимальным в точке максимальной крюковой мощности. При перегрузке тягача удельный расход топлива, как правило, возрастает. Чем меньше кривизна линии удельного расхода топлива левее или правее точек максимальной мощности тягача, тем экономичней работа тягача. Преимущество имеет тот тягач, у которого удельный расход топлива при недогрузке меньше возрастает (кривая удельного расхода топлива более пологая).

На тяговой характеристике для каждой передачи есть две зоны: первая (до перегиба кривой тяговой мощности) отражает работу двигателя на регуляторе, вторая (после точки перегиба – на безрегуляторной ветви) соответствует перегрузке двигателя.

Чем меньше разности мощностей и тяговых усилий при переходе от одной передачи к другой, тем большей экономичности можно достичь, так как работа тягача протекает с большей загрузкой двигателя вследствие более плавного и широкого маневрирования скоростями движения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Баловнев В.И. Оценка эффективности дорожных и коммунальных машин по технико-эксплуатационным показателям: учеб. пособ. / МАДИ (ГТУ). – М.; 2002. – 28 с.
2. Баловнев В.И. Многоцелевые дорожно-строительные и технологические машины: Учебное пособие для вузов по дисциплине «Дорожные машины» для специальностей 170900, 230100, 150600, 291800. – Омск-Москва: ОАО «Омский дом печати» 2006. – 320 с.
3. Брянский Ю.А., Грифф М.И., Чурилов В.А. Тягачи строительных и дорожных машин: Учеб. пособие для вузов: – М., «Высшая школа», 1976. – 360 с.
4. Бухарин Н.А., Прозоров В.С., Щукин М.М. Автомобили: конструкция; нагрузочные режимы; рабочие процессы; прочность агрегатов автомобиля: Учебное пособие для вузов. – Л.; «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние), 1973. – 504 с.
5. Дорожно-строительные машины и комплексы: Учебник для вузов по специальности «Строительные, дорожные машины и оборудование» / В.И. Баловнев, С.В. Абрамов и др.; Под общей ред. В.И. Баловнева. – Москва – Омск: СибАДИ, 2001. – 425 с.
6. Костин А.К. Работа дизелей в условиях эксплуатации / А.К. Костин, В.П. Пугачев, Ю.Ю. Кочинев. – Л.: Машиностроение, 1989. – 284 с.
7. Максименко А.Н. Эксплуатация строительных и дорожных машин: Учеб. пособие, – СПб.; БХВ-Петербург, 2006. – 400 с.
8. ГОСТ 2.103 – 2013. Единая система конструкторской документации. Стадии разработки.
9. ГОСТ 2.118 – 2013. Единая система конструкторской документации. Техническое предложение.
10. ГОСТ 2.119 – 2013. Единая система конструкторской документации. Эскизный проект.
11. ГОСТ 2.120 – 2013. Единая система конструкторской документации. Технический проект (с Поправкой).
12. ГОСТ 15467 – 79. Управление качеством продукции.
13. ГОСТ 2.001 – 2013. Единая система конструкторской документации. Общие положения (с Поправкой).

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Введение.....	
	ПЕРВАЯ ЧАСТЬ	
1.	ПРОЕКТИРОВАНИЕ НОВЫХ И МОДЕРНИЗАЦИЯ СУЩЕСТВУЮЩИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН	
1.1.	Критерии развития технических объектов.....	
1.2.	Этапы выполнения работ.....	
1.3.	Перечень работ, выполняемых на стадии технического предложения.....	
1.4.	Выбор вида базовой машины.....	
2.	МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН	
2.1.	Показатели эффективности работы машины.....	
2.2.	Основные показатели работы и характеристики двигателя.....	
2.3.	Сравнение дизельных двигателей с бензиновыми.....	
3.	ОСНОВЫ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА	
3.1.	Дифференциальное уравнение движения тягача.....	
3.2.	Порядок проведения тягового расчета.....	
3.3.	Определение мощности и выбор двигателя.....	
3.4.	Определение мощности двигателя тягача с гидромеханической трансмиссией.....	
3.4.1.	Выбор гидротрансформатора.....	
3.4.2.	Определение диапазона совместной работы двигателя и гидротрансформатора.....	
3.4.3.	Определение максимальной и минимальной теоретических скоростей движения и диапазона передаточных чисел трансмиссии базового тягача.....	
4.	НЕКОТОРЫЕ ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ВИДЫ ТРАНСМИССИЙ БАЗОВЫХ ТЯГАЧЕЙ	
4.1.	Классификация БСТ.....	
4.2.	Требования к БСТ.....	
4.3.	Устройство и основные параметры гидрообъемных трансмиссий...	
4.4.	Электрические передачи (электрические трансмиссии).....	
4.5.	Способы включения электромоторов в главную цепь электрической передачи.....	
5.	ТЯГОВЫЕ И ТОПЛИВНО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ БАЗОВЫХ ТЯГАЧЕЙ И ИХ ОЦЕНКА С ПОМОЩЬЮ ТЯГОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК	
5.1.	Тяговая мощность.....	
5.2.	Тяговое усилие.....	

5.3.	Скорость движения.....	
5.4.	Буксование.....	
5.5.	Часовой расход топлива.....	
5.6.	Удельный тяговый расход топлива.....	
5.7.	Оценка тяговых и топливно-экономических показателей тягача с помощью тяговых характеристик.....	
	ЛИТЕРАТУРА.....	
	КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ.....	