

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Кузбасский государственный технический университет
имени Т.Ф. Горбачева»

А. В. Буянкин
В. Г. Ромашко

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

Учебное пособие

Рекомендовано учебно-методической комиссией
направления подготовки 190700.62
«Технология транспортных процессов»
в качестве электронного учебного пособия

Кемерово 2013

Рецензенты:

Косолапов А. В. - к.т.н., доцент кафедры автомобильных перевозок
Воронов Ю. Е. - д.т.н., профессор, председатель учебно-методической комиссии направления подготовки 190700.62 «Технология транспортных процессов»

Буянкин Алексей Владимирович, Ромашко Владимир Георгиевич. Основы конструирования автомобилей [Электронный ресурс]: учебное пособие для студентов направления подготовки 190700.62 «Технология транспортных процессов», профиль 190701.62 «Организация перевозок на автомобильном транспорте» и 190709.62 «Организация и безопасность движения» / А. В. Буянкин, В. Г. Ромашко. – Электрон. дан. – Кемерово: КузГТУ, 2013. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM); зв.; цв.; 12 см. – Систем. требования: Pentium IV; ОЗУ 8 Мб; Windows 95; (CD-ROM-дисковод); мышь. – Загл. с экрана.

Настоящее учебное пособие позволяет углубить знания, полученные на лекциях; способствует закреплению теоретических положений; развивает навыки по их практическому применению, что необходимо для объективной оценки совершенства конструкций автомобилей, правильного выбора типов подвижного состава и их оптимальной эксплуатации в различных условиях.

© КузГТУ
© Буянкин А. В.
© Ромашко В. Г.

ВВЕДЕНИЕ

Особенностью развития автомобилестроения в настоящее время является выдвигание ряда новых и весьма важных проблем, связанных с обеспечением качества автомобилей.

Для создания автомобиля высокого качества конструктор должен хорошо знать функциональное назначение агрегатов и систем автомобилей, предъявляемые к ним общие и специфические требования, особенности их современных конструкций и методы расчетов.

Бакалавру по направлению «Технология транспортных процессов» знание основ конструирования и расчета агрегатов и систем автомобилей необходимо с точки зрения оценки их эксплуатационных возможностей (знание расчетных и допустимых нагрузок позволяет установить режимы правильной эксплуатации автомобиля).

Настоящее учебное пособие написано в соответствии с рабочей программой курса «Основы конструирования автомобилей».

Данный курс имеет целью:

- ознакомить студентов с основными требованиями к конструкциям агрегатов и систем автомобилей, развить навыки по критическому анализу новых конструкций;
- дать сведения о нагрузочных и расчетных режимах агрегатов и систем автомобилей, имеющих место в различных условиях эксплуатации;
- сообщить основные сведения о рабочих процессах и современных методах расчета деталей автомобиля на прочность, жесткость, выносливость, долговечность, нагрев.
- научить оценивать величины нагрузок и напряжений, а также вероятные износы деталей.

Изучению данного курса должно предшествовать изучение устройства и теории автомобиля, а также общетехнических дисциплин.

1. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

1.1. Свойства автомобилей

Автомобиль обладает целым рядом свойств, которые характеризуют его как транспортное средство, предназначенное для перевозки грузов, пассажиров, специального оборудования и как объект безопасности движения.

Обычно рассматривают следующие свойства автомобиля: эксплуатационные, потребительские и свойства безопасности.

Эксплуатационные свойства характеризуют выполнение автомобилем транспортных и специальных работ. Они определяют приспособленность автомобиля к условиям эксплуатации, а так же эффективность и удобство использования автомобиля.

Эксплуатационные свойства автомобиля подразделяются на две основные группы: эксплуатационные свойства, связанные с движением автомобиля и не связанные с его движением.



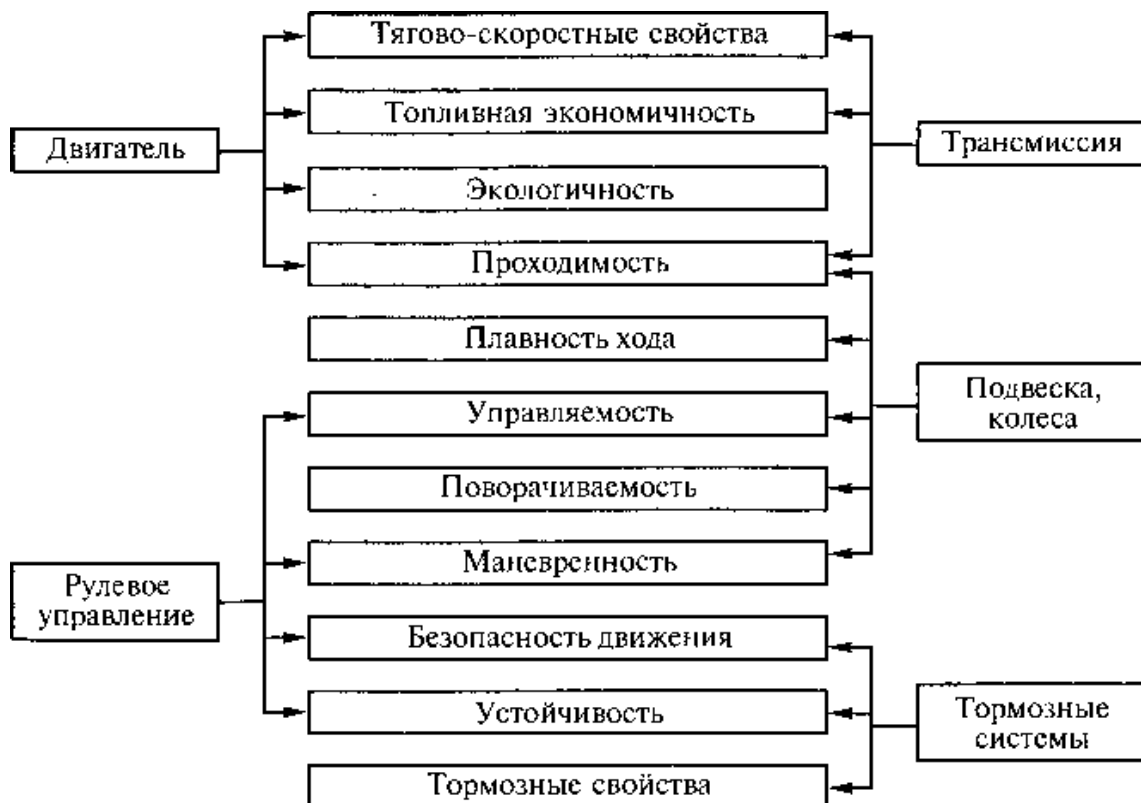
Тягово-скоростные и тормозные свойства, топливная экономичность, управляемость, поворачиваемость, маневренность, устойчивость, проходимость, плавность хода, экологичность и безопасность движения обеспечивают движение автомобиля и

определяют его закономерности.

Вместимость, прочность, долговечность, приспособленность к техническому обслуживанию и ремонту, к погрузочно-разгрузочным работам, к посадке и высадке пассажиров во многом определяют эффективность и удобство использования автомобиля.

Эксплуатационные свойства, обеспечивающие движение автомобиля, существенно зависят от конструкции и технического состояния систем и механизмов автомобиля. Чем совершеннее конструкция автомобиля и лучше его техническое состояние, тем выше эксплуатационные свойства автомобиля. Системы и механизмы автомобиля проектируют таким образом, чтобы получить эксплуатационные свойства, требуемые для заданных условий эксплуатации и обеспечивающие эффективное использование автомобиля в этих условиях.

Связь эксплуатационных свойств, обеспечивающих движение автомобиля, с системами и механизмами автомобиля, конструкция и техническое состояние которых оказывают наибольшее влияние на эти свойства, показана ниже.



Потребительские свойства особенно важны для легкового

автомобиля, так как характеризуют способность автомобиля удовлетворять требованиям его владельцев. Потребительскими свойствами легкового автомобиля являются: устройство посадки и высадки водителя и пассажиров, наличие эффективных систем отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха, электроподъемников стекол, аудиосистемы, встроенного телефона, телевизора, качество материалов обивки салона, престижность и соответствие моде.

Свойства безопасности характеризуют активную, пассивную, послеаварийную и экологическую безопасность автомобиля.



Активная безопасность – это свойство автомобиля снижать вероятность возникновения ДТП и полностью его предотвращать. Оно проявляется в опасной дорожной обстановке, когда водитель еще может изменить характер движения автомобиля. Активную безопасность автомобилю обеспечивают его высокие тягово-скоростные и тормозные свойства, хорошие устойчивость, управляемость, маневренность, недостаточная поворачиваемость, высокая плавность хода, хорошие обзорность и комфортабель-

ность, резко снижающие утомляемость водителя и создающие условия для длительной безаварийной работы.

Пассивная безопасность – это свойство автомобиля уменьшать тяжесть последствий ДТП в его кульминационной фазе. Проявляется оно, когда водитель уже не в состоянии управлять автомобилем и изменять характер его движения, т.е. при столкновении, наезде, опрокидывании. Различают внутреннюю пассивную безопасность, снижающую травматизм пассажиров, водителя и обеспечивающую сохранность груза, и внешнюю пассивную безопасность, которая уменьшает вероятность нанесения вреда другим участникам движения.

К конструктивным мероприятиям, обеспечивающим внутреннюю пассивную безопасность, относят создание жизненного пространства, снижение инерционных нагрузок в процессе удара, ограничение перемещений людей внутри автомобиля, ограничение перемещения грузов и других предметов, находящихся в автомобиле. Обеспечивают внутреннюю пассивную безопасность высокая прочность салона, ремни безопасности, надувные подушки безопасности, травмобезопасное рулевое колесо, подголовники, надежные стекла.

Конструктивные мероприятия, обеспечивающие внешнюю пассивную безопасность, предназначены для уменьшения травмирования пешеходов, сохранения как самого автомобиля, так и окружающих его автомобилей и предметов.

Указанные функции элементов внешней пассивной безопасности обеспечивают соответствующим оформлением наружных выступов автомобилей; применением защитных устройств, предотвращающих попадание пешеходов под колеса автомобилей, а также попадание автомобилей малого размера под крупногабаритные транспортные средства; конструкцией и расположением бамперов автомобиля.

Послеаварийная безопасность – это свойство автомобиля уменьшать тяжесть последствий ДТП в его конечной фазе и предотвращать возникновение новых аварий. Послеаварийная безопасность обеспечивается эвакуационной приспособленностью, пожаробезопасностью и герметичностью автомобиля.

Эвакуационная приспособленность зависит от конструкции замков, дверей, наличия запасных выходов, аварийной сигнализации, ме-

дицинской аптечки. Конструкция системы питания двигателя и расположение топливного бака на автомобиле обеспечивают пожаробезопасность. Обязательной является комплектация автомобиля одним или несколькими огнетушителями.

Экологическая безопасность – это свойство автомобиля уменьшать вред, наносимый участникам движения и окружающей среде в процессе эксплуатации. Экологическая безопасность автомобиля обеспечивается конструкцией отдельных систем, механизмов и их элементов, снижающих создаваемый автомобилем шум и уменьшающих токсичность отработавших газов. Кроме того, экологическая безопасность достигается использованием экологически безвредных материалов и приспособленностью автомобиля к утилизации, т.е. повторной переработке после выхода из строя автомобиля, его систем и механизмов.

Параметры безопасности регламентируются ГОСТами и Правилами ЕЭК ООН, применяемыми в России.

1.2. Требования, предъявляемые к конструкции автомобилей

К конструкции автомобиля предъявляется целый ряд требований. К ним относятся эксплуатационные, производственные, социальные (в т.ч. потребительские) и законодательные требования и требования конкурентоспособности.

Эксплуатационные требования – высокие тягово-скоростные и тормозные свойства, топливная экономичность, хорошие управляемость, маневренность, устойчивость, плавность хода, проходимость, недостаточная поворачиваемость, надежность, технологичность обслуживания и ремонта, минимальная себестоимость транспортных работ. Эксплуатационные требования во многом зависят от условий эксплуатации, т.е. на каких дорогах, в каких климатических зонах будет работать автомобиль, а также какие грузы и каких пассажиров предусматривается перевозить.

Производственные требования – соответствие конструкции автомобиля технологическим возможностям завода-изготовителя, а также минимальные расход материалов, трудоемкость и себестоимость при производстве.



Социальные и законодательные требования – безопасность и комфортабельность, легкость управления, небольшая стоимость автомобиля и его эксплуатации, безотказность и ремонтпригодность.



При проектировании автомобиля к его системам, агрегатам

и механизмам дополнительно предъявляются общие и специальные требования.

Общими требованиями ко всем системам, агрегатам и механизмам являются следующие: минимальные размеры и масса, простота конструкции и обслуживания, технологичность, ремонтпригодность и низкий уровень шума.

Специальные требования предъявляются дополнительно к каждой системе, каждому агрегату и механизму с учетом их назначения, особенностей конструкции и рабочих процессов.

Все перечисленные требования не могут быть удовлетворены полностью, поскольку входят в противоречие как между собой, так и с требованиями снижения стоимости, поэтому процесс конструирования автомобиля основан на принятии компромиссных решений, обеспечивающих оптимальное на момент разработки сочетание различных свойств, совокупность которых определяет качество автомобиля.



1.3. Стадии проектирования автомобилей

Проектирование автомобиля представляет комплекс научно-исследовательских и конструкторско-экспериментальных работ, конечной целью которых является создание технической документации нового автомобиля или модернизация выпускаемого.

Основной частью проектирования является конструирование. Оно представляет собой процесс разработки чертежей и другой технической документации, необходимой для освоения производства проектируемых изделий.

Стадии разработки конструкторской документации при создании новых и модернизированных конструкций автотранспортных средств установлены ОСТ 37.001.503-72 «Единая система конструкторской документации. Стадии разработки». Обязательными являются разработки технического задания, технического проекта, рабочей документации опытного образца и установочной (первой промышленной) серии изделий. Этим же стандартом предусмотрена возможность таких дополнительных стадий, как разработки технического предложения, эскизного проекта, рабочей документации для установившегося серийного или массового производства.

Стадия	Виды выполняемых работ							
	Подготовительные работы	Разработки компоновки	Макетирование			Разработка технической документации	Изготовление опытных образцов	Испытания опытных образцов
Техническое задание	Составление технического задания							
Эскизный проект		Разработка эскизной компоновки	Создание поисковых макетов					
		Уточнение общей компоновки	Макетирование внешних форм	Макетирование внутреннего пространства	Макетирование шасси	Разработка конструкции агрегатов		
Технический проект								
Разработка рабочей документации						Выпуск рабочих чертежей	Изготовление образцов агрегатов	Испытания образцов агрегатов
						Корректирование технической документации	Изготовление образцов автомобиля	Испытания образцов автомобиля

1.3.1. Техническое задание

Техническое задание служит первичным документом для разработки конструкторской документации.

Техническим заданием устанавливаются основное назначение автомобиля, условия его эксплуатации, технические характеристики, показатели качества; технико-экономическое обоснование целесообразности производства новой или модернизированной конструкции автомобиля; специальные требования к автомобилю, а также необходимые стадии разработки конструкторской документации.

Техническое задание разрабатывается предприятием-разработчиком автомобиля на основе утвержденного перспективного типажа и других нормативных документов или решений директивных органов. При этом обобщаются материалы о результатах испытаний и эксплуатации автомобилей предыдущей модели, анализируются уровень развития техники, требования по безопасности движения, объем потребления продукции отрасли в стране и за рубежом и развитие службы сервиса.

При разработке технического задания учитывают производственные мощности и возможности предприятия-изготовителя автомобиля и его смежников-поставщиков. В структуре производства, ориентированного на рынок, возможности последнего являются определяющими при разработке технического задания. При этом следует учитывать возможность появления новых международных правил и предписаний.

Техническое задание разрабатывается в соответствии с ОСТ 37.001.508-73 «Разработка и утверждение технической документации» и состоит из пяти основных разделов. В зависимости от вида, назначения, условий производства и эксплуатации автомобиля допускается вводить новые разделы.

Раздел 1 «Цель разработки и область применения автомобиля» в общем случае содержит: тип (наименование) автомобиля; краткую характеристику области его применения, дорожных условий и режимов эксплуатации с указанием климатических районов; указание о возможности экспортирования; параметры изделий, с которыми разрабатываемый автомобиль должен взаимодействовать; наименование и обозначение выпускаемого автомобиля, который должен быть заменен разрабатываемым; наименование документов, на основании которых разрабатывается авто-

мобиль.

Раздел 2 «Технические требования» определяет показатели качества и эксплуатационные характеристики автомобиля с учетом действующих стандартов и норм, в общем случае включает десять подразделов.

Технические требования и их четкие определения располагают в каждом подразделе в зависимости от степени их важности и характера. Если отдельные требования установлены государственными или отраслевыми стандартами, распространяющимися на разрабатываемые автомобили, то их в техническом задании не повторяют, а в соответствующих подразделах дают на них ссылку.

В подразделе 2.1 «Основные параметры и размеры» указывают основные технические параметры автомобиля (скорость, мощность и др., определяющие использование автомобиля и указываемые в картах его технического уровня и качества); массу автомобиля и при необходимости ограничения массы отдельных его составных частей; конструктивные требования к автомобилю и его составным частям (габаритные, установочные, присоединительные размеры, способы крепления, плавность хода и др.); требования к обеспечению работы в условиях влажного климата, запыленности воздуха и др.; требования к взаимозаменяемости составных частей автомобиля; устойчивость к моющим средствам, топливу, маслам и др.

Подраздел 2.2 «Надежность конструкции» определяет ресурс автомобиля до капитального ремонта, а в отдельных случаях ресурс (срок службы) до списания; срок гарантии и гарантийный пробег; требования к равнопрочности узлов автомобиля или кратность ресурсов его составных частей.

В подразделе 2.3 «Эксплуатационная и ремонтная технологичность» приводят периодичность технического обслуживания (ТО), требования к приспособленности автомобиля к ТО, удобству его проведения, трудоемкость ТО; требования к удобству замены отдельных агрегатов, проведения диагностирования и трудоемкость текущего ремонта.

Подраздел 2.4 «Уровень унификации и стандартизации» характеризует использование стандартных, унифицированных и других сборочных единиц и деталей при разработке автомобиля;

уровень унификации и стандартизации конструкции автомобиля; соответствие разрабатываемого изделия действующим стандартам и другим нормативным документам; требования к обеспечению агрегатирования узлов и автомобиля в целом с узлами и изделиями, производимыми другими предприятиями (например, удобству монтажа кузовов и других установок на шасси автомобилей, агрегатированию тягачей с прицепным подвижным составом и др.).

В подразделе 2.5 «Безопасность конструкции» формулируют требования к обеспечению безопасности при эксплуатации и обслуживании автомобилей, допускаемому уровню вибрационных нагрузок и другие требования в соответствии с действующими санитарными и техническими нормами.

Подраздел 2.6 «Эстетические и эргономические показатели» содержит требования к комфортабельности, использованию внутреннего объема кабин автомобилей, основанные на данных анализа тенденций развития внешних форм, внутреннего оборудования автомобилей и отделки, а также определяет усилия, необходимые для управления ими и обслуживания, и др.

В подразделе 2.7 «Патентная чистота и конкурентоспособность» указывают перечень стран, по которым проверяется патентная чистота автомобиля и его составных частей; требования к автомобилям, исходя из анализа и оценки их конкурентоспособности на мировом рынке и др.

Подраздел 2.8 «Составные части автомобиля, исходные и эксплуатационные материалы» определяет требования к составным частям автомобиля, топливу и материалам, намечаемым для использования в новом автомобиле, а также при его эксплуатации с учетом ограничительных перечней (ведомостей) на применение в новых разработках тех или иных составных частей и материалов (в том числе используемых при эксплуатации автомобиля); требования к продукции смежных предприятий в отношении ее разработки, совершенствования и модернизации.

В подразделе 2.9 «Транспортирование, хранение и консервация» приводят условия транспортирования автомобилей и виды необходимых для этого транспортных средств, способы крепления и скорости передвижения при транспортировании, места хранения (открытая площадка, навес, отапливаемое помещение и

др.); условия хранения; возможность, необходимость и сроки обслуживания автомобиля во время хранения (переконсервация и др.); сроки хранения в различных условиях и требования к условиям консервации.

Подраздел 2.10 «Специальные требования» определяет особенности изделия и соответствие их стандартам, в обозначении которых имеется литера «В». В зависимости от вида и назначения изделия допускается уточнять или дополнять требования, предъявляемые к изделию, перечисленные в разделе 2.

Раздел 3 «Экономические показатели» содержит технико-экономические показатели разрабатываемого автомобиля, предполагаемый годовой выпуск, показатели технико-экономической эффективности его использования (в том числе годовой экономический эффект) и лимитную цену.

Раздел 4 «Стадии и этапы разработки» устанавливает необходимые стадии разработки и этапы работ по ОСТ 37.001.503-72. Как правило, в техническом задании оговариваются только те этапы работ, которые рассматриваются или согласовываются с потребителями и утверждаются в установленном порядке (технический проект, заводские испытания и приемочные (государственные) испытания). В этом же разделе указывают предприятие-изготовитель разрабатываемого автомобиля.

Раздел 5 «Приложения к техническому заданию» включает чертеж общего вида автомобиля, схемы его основных систем, а также другие документы, содержащие обоснование выбранных технических решений; общую оценку технического уровня создаваемого автомобиля; перечень научно-исследовательских и экспериментальных работ, результаты которых использовались при разработке технического задания.

Техническое задание оформляют в соответствии с общими требованиями к текстовым документам.

1.3.2. Эскизный проект

Для определения основных параметров и размеров автомобиля, его эстетических и эргономических показателей, необходимых при разработке технического задания, требуется выполнение эскизного проекта. На стадии эскизного проекта долж-

ны быть определены принципиальные конструктивные решения разрабатываемых моделей автомобилей (или их семейства).

На стадии эскизного проектирования решаются следующие основные задачи:

1. Выбор наиболее рационального размещения основных узлов и агрегатов, рабочего места водителя и грузовой платформы. При этом прорабатывается несколько вариантов решений.

2. Проведение предварительного анализа возможности удовлетворения требований технического задания в зависимости от назначения автомобиля, условий его эксплуатации, нагрузочных и габаритных ограничений, а также требований нормативно-технической документации.

3. Принятие технических решений, направленных на обеспечение показателей надежности, установленных техническим заданием.

4. Оценка автомобиля в отношении его соответствия требованиям эргономики и технической эстетики, для чего требуется изготовление макетов нескольких вариантов автомобиля. Иногда ограничиваются изготовлением посадочного макета, на котором воспроизводится рабочее место водителя, оборудованное всеми органами управления.

5. Разработка технических требований к узлам и агрегатам, которые должны быть изготовлены специализированными предприятиями (например, к силовым агрегатам, тормозной аппаратуре и др.), а также к новым материалам (например, легким сплавам, пластмассам и др.), применение которых вызвано необходимостью снижения массы автомобиля.

6. Решение о целесообразности узловой и детальной унификации автомобилей внутри семейства при параллельном эскизном проектировании базовой модели и ее модификаций.

Основной частью эскизного проекта автомобиля является чертеж его общего вида. Для определения габаритных размеров автомобиля, типа его компоновки и предварительного анализа его массы необходимо иметь хотя бы предварительные габаритные и присоединительные размеры силового агрегата (двигателя, сцепления и коробки передач) и ведущих мостов. По этим данным на чертеже общего вида указывают установочные размеры основных узлов и агрегатов относительно мостов автомобиля и

верхней полки лонжерона рамы. Изменяя положение агрегатов на раме автомобиля на основе анализа конструкций автомобилей-аналогов и требований к этим агрегатам и сопряженным узлам (например, обеспечение оптимальных углов наклона карданных валов), устанавливают базу автомобиля.

Одновременно проводят предварительный анализ массы основных агрегатов и узлов, конечной целью которого является определение нагрузки на мосты. При этом прорабатывают также варианты расположения запасного колеса, аккумуляторных батарей, топливных баков. Особое внимание уделяют удобному расположению водителя и органов управления.

На чертеже общего вида прорабатывают и указывают зазоры между подрессоренными и неподрессоренными частями, углы установки карданных валов, дорожные просветы. Размеры по высоте, изменяющиеся при загрузке автомобиля, указывают для двух его состояний: без нагрузки и с нагрузкой. При компоновке автомобиля с опрокидывающейся кабиной на эскизном чертеже общего вида автомобиля изображают кабину в транспортном и опрокинутом положении, наносят размеры, определяющие угол опрокидывания кабины и ее габаритную высоту от уровня опорной поверхности для обоих положений.

К эскизному проекту составляется пояснительная записка. В приложении в пояснительной записке помещают копию технического задания, перечень работ, которые следует провести на последующей стадии разработки автомобиля, список литературы и материалов, использованных при разработке эскизного проекта.

1.3.3. Технический проект

При разработке технического проекта, выполняемого на основе технического задания и эскизного проекта, принимают окончательные технические решения, позволяющие получить полное представление о компоновке автомобиля и конструктивном решении его отдельных узлов и агрегатов.

Целью разрабатываемого технического проекта является также тщательный анализ соответствия проектируемого автомобиля техническому заданию.

На стадии технического проекта решают следующие основные задачи:

1. Разрабатывают конструктивные решения для всех основных узлов автомобиля. При этом уточняют технические характеристики узлов, их габаритные размеры и массу.

2. Проверяют возможность компоновки, т.е. размещения узлов на автомобиле.

3. Принимают решения по конструктивному исполнению приводов управления узлами и агрегатами (двигателем, сцеплением, коробкой передач, тормозами и др.).

4. Уточняют решение рабочего места водителя, расположение сидений, педалей, рычагов управления, приборов.

5. Разрабатывают принципиальные схемы систем автомобилей (тормозной, электрооборудования и др.), определяют наиболее рациональное расположение элементов этих систем на автомобиле с целью упорядочения коммуникаций, связывающих отдельные узлы систем.

6. Уточняют массу автомобиля, распределение нагрузки по мостам. При необходимости корректируют базу автомобиля, расположение на ней узлов и агрегатов.

Если не представляется возможным найти оптимальное решение конструкции узла или агрегата, его привода или расположения, соответствующее решение принимают на основании результатов испытаний изделий сравниваемых вариантов.

При выполнении технического проекта производят более подробные, чем в эскизном проекте, расчеты, подтверждающие обеспеченность показателей надежности и других технико-экономических показателей, установленных техническим заданием. На этой стадии разработки автомобиль оценивают в отношении его соответствия требованиям эргономики и технической эстетики. Эргономическая оценка должна характеризовать степень рациональности конструкции автомобиля с точки зрения требований научной организации труда водителя. Эстетические качества автомобиля анализируются на основе результатов его художественно-конструкторской проработки.

Одновременно анализируют и указывают виды транспортных средств (типы вагонов, платформ, палубы или трюмы судов), необходимость и способы крепления автомобилей при их транспортировании.

При разработке технического проекта оценивают эксплуа-

тационную технологичность автомобиля (периодичность, удельную трудоемкость технических обслуживаний и текущих ремонтов) по сравнению с находящимися в производстве и эксплуатации автомобилями аналогичных моделей на основе сопоставления конструктивных решений, связанных с выполнением наиболее трудоемких видов работ при техническом обслуживании (крепежных, регулировочных, смазочных, электротехнических и др.).

Уровень стандартизации и унификации, патентная чистота и конкурентоспособность автомобиля, номенклатура изделий, поставляемых предприятиями-смежниками, новых материалов, требования к ним должны быть проверены и при необходимости уточнены по сравнению с данными, ранее принятыми в эскизном проекте.

Особое внимание уделяется анализу технического уровня и качества автомобиля. Технический уровень автомобиля оценивают в сравнении с аналогичными лучшими отечественными и зарубежными образцами, близкими по классу (той же колесной формулы, примерно такой же грузоподъемности или полной массы, одинакового назначения). Сравнение ведут по абсолютным или удельным значениям сопоставляемых параметров.

Технический проект должен содержать комплект чертежей общего вида автомобиля, его основных модификаций (при разработке семейства автомобилей) и основных узлов и агрегатов, подлежащих разработке.

В пояснительной записке приводится, кроме сведений, имеющих в эскизном проекте, еще и перечень прицепов или полуприцепов, агрегируемых с автомобилем. Для самосвалов указывают тип экскаватора и вместимость его ковша. Обязательно указывается перечень невыполненных требований технического задания и эскизного проекта с обоснованием причин допущенных отступлений, а также предложения по уточнению (при необходимости) технического задания и эскизного проекта.

1.3.4. Рабочая документация

Этапы разработки рабочей документации зависят от ее назначения. Рабочая документация может быть разработана для опытного образца (опытных партий), установочных серий и, на-

конец, для изделия установившегося серийного или массового производства. На каждом этапе предусматривается корректировка конструкторских документов по результатам соответствующих испытаний.

Основные требования к рабочей конструкторской документации установлены ОСТ 37.001.508-73. Для изготовления опытного образца (опытной партии) ее разрабатывают в соответствии с утвержденным техническим заданием и техническим проектом.

В рабочую документацию в качестве обязательных документов должны входить чертежи деталей, сборочные чертежи и спецификации. В зависимости от характера, назначения или условий производства разрабатывают габаритные и монтажные чертежи, схемы, ведомости спецификаций, ссылочных документов, изделий, поставляемых смежными предприятиями, и др. Кроме того, в состав этой документации должны входить программы и методики испытаний, расчеты, патентный формуляр, карта технического уровня и качества продукции.

При рабочем проектировании составляется проект инструкции (руководства) по эксплуатации автомобиля.

Поскольку на предыдущих стадиях проектирования (техническом задании и особенно техническом проекте) были выбраны принципы действия и конструктивные схемы проектируемых агрегатов, их габариты и важнейшие размеры (например, межцентровые расстояния и присоединительные размеры), на стадии разработки рабочей документации перед конструктором стоит наиболее сложная и ответственная задача: обеспечить работоспособность и надежность проектируемого изделия в пределах установленных ограничений. При этом разработанная деталь должна быть технологичной, иметь минимальные массу и стоимость. Как правило, эта задача решается в результате творческой работы конструктора и коллектива, которому поручена разработка изделия. Не всегда удается полностью осуществить замысел конструктора. Иногда найденное решение является компромиссным. Важно, чтобы при этом не был нанесен ущерб надежности изделия.

Рабочее проектирование начинается с изучения всех источников, в которых отражены достижения отечественного и передового зарубежного автомобилестроения. Следует тщательно

изучить не только принципиальные схемы разрабатываемого изделия, но и элементы конструктивного решения отдельных деталей: материалы, из которых они изготавливаются; чистоту сопрягаемых поверхностей и посадку наиболее ответственных соединений; виды термической обработки; требования к геометрической форме детали.

Технологическое проектирование проводится параллельно с конструкторскими работами.

Корректировка конструкторской документации по результатам испытаний – ответственный этап перед сдачей изделия в серийное производство. Важно, чтобы все замечания, отказы или неисправности, отмеченные при испытаниях, нашли отражение в скорректированной документации, поскольку этот этап работы завершает весь комплекс конструкторско-экспериментальных и исследовательских работ коллектива, создающего новое изделие.

Неотъемлемой частью рабочей конструкторской документации изделия являются технические условия (ТУ).

1.3.5. Порядок постановки автомобилей на производство

Одним из завершающих этапов работ по созданию автомобиля является изготовление опытных образцов и проведение их испытаний. Первые образцы изготавливаются для проведения предварительных (заводских) испытаний.

Предварительные (заводские) испытания проводятся с целью проверки соответствия параметров и показателей автомобиля требованиям технического задания и технического проекта, стандартам и другим нормативно-техническим документам (рабочей конструкторской документации, требованиям безопасности, санитарно-гигиеническим нормам).

При испытаниях должна быть оценена надежность и работоспособность всех агрегатов и систем автомобиля, отдельных аппаратов и приборов. Целью предварительных (заводских) испытаний является также проверка эксплуатационной технологичности автомобиля: удобства и трудоемкости технического обслуживания, возможности замены отдельных наиболее часто демонтируемых деталей и узлов при ремонтных работах и обслуживании. Во время испытаний должна быть проверена достаточность укомплектования автомобиля запасными частями, принад-

лежностями и инструментом. На основе анализа надежности автомобилей, отказов деталей, возникших при испытаниях, определяются предварительная номенклатура и нормы расхода запасных частей. При этом используется опыт эксплуатации аналогичных автомобилей и учитываются конструктивные усовершенствования и новые решения испытываемого автомобиля.

Конечной целью предварительных (заводских) испытаний является определение необходимого объема конструкторской доработки образцов и конструкторской документации на них. В зависимости от результатов испытаний принимается решение о необходимости изготовления новых образцов, объем дополнительных испытаний для проверки эффективности проведенной доработки.

Предварительные (заводские) испытания проводятся также для установления возможности предъявления разработанных образцов к приемочным испытаниям (после устранения недостатков).

Приемочные испытания преследуют ту же цель, что и предварительные.

Кроме того, во-первых, должна быть дана оценка новизны, перспективности и конкурентоспособности представленных на испытания образцов в сравнении с лучшими образцами отечественного и зарубежного производства. Для этого может использоваться карта технического уровня и качества изделия, изучены тенденции развития автомобилестроения, соответствие изделия стандартам, международным требованиям и, наконец, требованиям мирового рынка.

Во-вторых, во время испытаний должна быть оценена технико-экономическая эффективность использования разработанного автомобиля в народном хозяйстве. С этой целью в программе испытаний предусматривается определение параметров, в наибольшей степени определяющих технико-экономическую эффективность использования автомобиля: средней технической скорости и расхода топлива в различных эксплуатационных условиях. Целесообразно, чтобы такие параметры были определены и для модели автомобиля, которая должна заменяться вновь разработанной. Это позволяет сопоставлять технико-экономическую эффективность новой модели и заменяемой.

В-третьих, конечной целью приемочных испытаний является установление возможности постановки нового изделия на производство для продаж как внутри страны, так и на экспорт взамен выпускаемой модели.

Контрольные вопросы

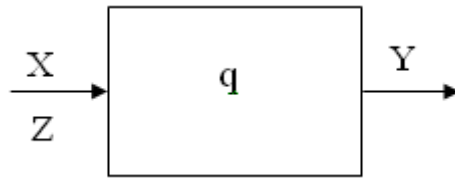
1. Перечислите свойства, характеризующие автомобиль.
2. Охарактеризуйте свойства безопасности автомобиля.
3. Перечислите требования, предъявляемые к конструкции автомобиля.
4. Укажите стадии проектирования автомобилей. Назовите регламентирующий документ, устанавливающий эти стадии.
5. Перечислите разделы технического задания.
6. Опишите задачи, решаемые на стадии эскизного проектирования.
7. Опишите задачи, решаемые на стадии технического проекта.
8. Укажите обязательные документы рабочей документации. Назовите регламентирующий документ, устанавливающий основные требования к рабочей документации.
9. Перечислите отличия предварительных (заводских) и приемочных испытаний.

2. НАГРУЗОЧНЫЕ И РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ. МЕТОДЫ РАСЧЕТА

2.1. Рабочие процессы агрегатов и систем автомобилей

Рабочим процессом называют совокупность физических, физико-химических и других явлений, возникающих в агрегатах и системах автомобиля, их последовательность, причинность и взаимосвязь.

Любую механическую систему (весь автомобиль, либо его агрегаты в отдельности) можно представить в следующем виде:



где X – управляющие параметры, Y – выходные параметры, Z – параметры внешней среды; q – внутренние параметры системы.

Математическое выражение рабочего процесса системы будет иметь следующий вид:

$$Y = f(X, Z, q). \quad (2.1)$$

Зависимости такого вида можно получить двумя способами:

1. экспериментально-статическим;
2. расчетным.

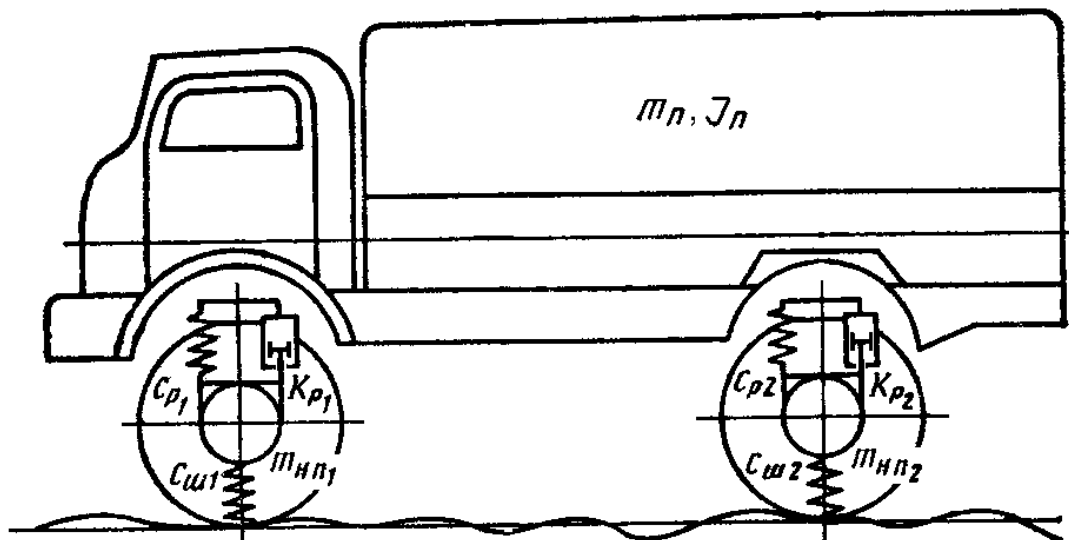
Экспериментально-статистический способ основан на анализе результатов экспериментальных исследований нагрузочных режимов агрегатов и систем автомобилей в различных условиях эксплуатации и нахождении закономерностей. Такой способ может использоваться также при использовании образцов и моделей агрегатов и систем, однако в этом случае обеспечивается меньшая точность полученных данных.

В основу *расчетного способа* положено математическое моделирование режимов движения и нагрузок у агрегатов в определенных условиях эксплуатации. С одной стороны это проще и позволяет более полно учесть особенности динамической системы конструируемого автомобиля и вероятные условия эксплуатации; с другой – требует введения допущений упрощений, что также приводит к возникновению погрешностей.

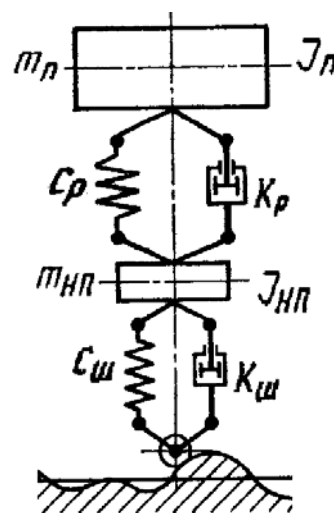
Для описания рабочих процессов агрегатов и систем автомобилей в настоящее время используют следующий аппарат:

1. методы теоретической и прикладной механики (для расчета простых систем);
2. методы конечных элементов, начальных параметров, жесткостей и податливости (для расчета сложных систем).

В общем случае любую механическую систему можно представить в виде модели, содержащей массу m , податливость K и жесткость C :



Таким образом, двухмассовая модель автомобиля при отсутствии инерционной связи между передним и задним мостами будет иметь вид (рисунок), где m_{Π} – подрессоренная масса автомобиля с моментом инерции J_{Π} , C_p – жесткость упругих элементов подвески (рессор), K_p – податливость элементов подвески, $m_{\text{нп}}$ – неподрессоренная масса с моментом инерции $J_{\text{нп}}$, $C_{\text{ш}}$ – жесткость шин, $K_{\text{ш}}$ – податливость шин.



Следовательно, при схематизации, автомобиль в целом и его агрегаты в отдельности, представляются в виде колебательных систем с дискретными параметрами. В системах, приведенных к дискретному виду, все детали заменяются элементами, каждый из которых характеризуется одним из параметров: инерционностью или жесткостью (упругостью можно пренебречь, т.к. в реальных агрегатах автомобиля оно не оказывает существенного влияния).

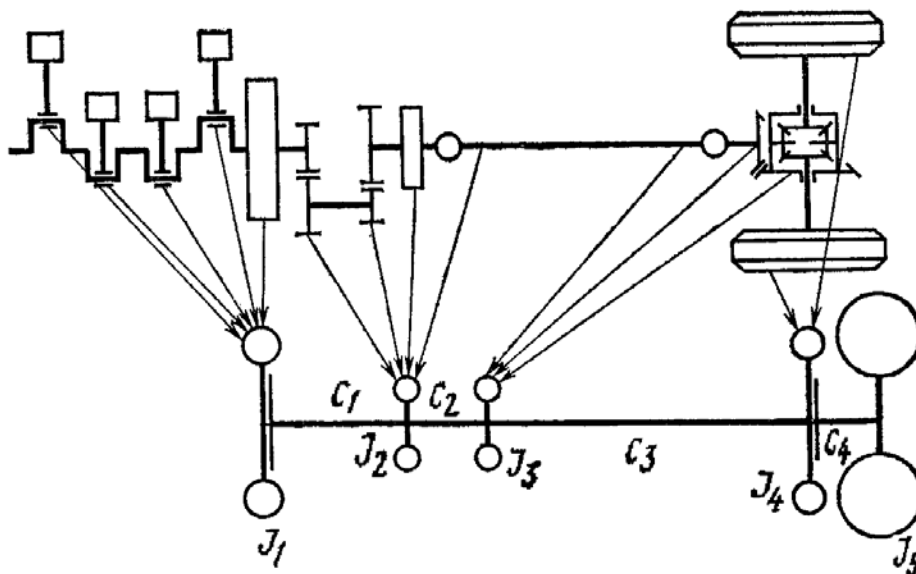
Инерционными элементами (сосредоточенными массами) считают такие, осевой размер которых не превышает $1,5 \div 2$ их диаметра (маховик, диски сцепления, зубчатые колеса). Распределенные массы учитывают, приближенно относя их к сосредоточенным, находящимся на концах участков (валы карданной передачи).

Элементы, обладающие только податливостью, в первую очередь имитируют валы, специальные упругие детали и шины, причем вследствие их большой массы и высокой податливости их часто заменяют сосредоточенной массой с присоединенной податливостью.

После дискретизации автомобиль представляют в виде механической колебательной системы, состоящей из множества сосредоточенных масс соединенных безинерционными жесткими звеньями. В этой системе все кинематические связи осуществляемые передачами различных видов. В процессе колебаний инерционные элементы системы обладают только кинематической энергией, жесткие – только потенциальной.

2.2. Эквивалентная динамическая система трансмиссии автомобиля

Действительная и приведенная схемы трансмиссии грузового автомобиля с колесной формулой 4×2 показана на рисунке:



где J_1 – момент инерции вращающихся масс двигателя и ведущих деталей сцепления; J_2 – момент инерции ведомых деталей сцепления, деталей коробки передач, барабана трансмиссионного тормоза и части массы карданного вала; J_3 – момент инерции второй части карданного вала и вращающихся частей ведущего моста; J_4 – момент инерции ведущих колес; J_5 – момент инерции приведенной к маховой поступательно движущей массы ав-

томобиля, $C_1 - C_4$ – жесткости соответственно пружин демпфера сцепления и валов коробки передач, карданного вала, полуосей, шин ведущих колес.

Для упрощения математического описания, элементы эквивалентной механической колебательной системы приводят к одному валу (к одной угловой скорости). При таком приведении моментов инерции жесткостей системы используется принцип равенства кинематической и потенциальной энергий приводимой и приведенных систем.

Приведенные значения параметров:

$$J = \frac{J_0}{i^2}; \quad (2.2)$$

$$C = \frac{C_0}{i^2}, \quad (2.3)$$

где J_0, C_0 – собственные значения параметра элемента, i – передаточное число от вала приведения до вала приводимого элемента.

Так, например, момент инерции колес и жесткость полуосей, приведенные к оси коленчатого вала:

$$C = \frac{2 C_0}{i_k^2 i_0^2}; \quad (2.4)$$

$$J = \frac{C_0 n}{i_k^2 i_0^2}, \quad (2.5)$$

где i_k – передаточное число включенной передачи, i_0 – передаточное число главной передачи, n – число ведущих колес.

Поступательно движущаяся масса автомобиля может быть заменена приведенным моментом инерции J_5 с помощью соотношения:

$$\frac{M_a V_a^2}{2} = \frac{J_5 \omega_e^2}{2}, \quad (2.6)$$

где M_a – масса автомобиля, V_a – поступательная скорость движения автомобиля, ω_e – угловая скорость вращения коленчатого

вала двигателя.

При этом, поскольку

$$V_a = \frac{\omega_e r_k}{i_k i_0}, \quad (2.7)$$

то

$$J_a = \frac{M_a r_k^2}{i_k^2 i_0^2}, \quad (2.8)$$

где r_k – радиус качения (кинематический радиус) колеса.

2.3. Методы расчета элементов трансмиссии

В процессе эксплуатации автомобиля на его узлы и детали действуют нагрузки, величина и характер которых обусловлены взаимодействием колес с дорогой, воздействием водителем на органы управления, режимами работы двигателя и другими факторами. Детали трансмиссии автомобиля вместе с вращающимися частями двигателя, колесами и массой всего автомобиля образуют многомассовую колебательную систему, в которой при определенных условиях возможно возникновение резонансных колебаний, снижающих долговечность трансмиссии.

Надежность автомобиля зависит от фактических нагрузок, действующих на него во время эксплуатации. Условия эксплуатации чрезвычайно не постоянны и разнообразны во времени. Значение и характер распределения напряжений в деталях автомобиля изменяются в широких пределах. Усилия, вызывающие эти напряжения, могут быть постоянными (вес, затяжка при монтаже) и переменными (усилия при трогании и торможении, погрешности при изготовлении деталей, динамические воздействия и т.п.).

Долговечность деталей, механизмов и агрегатов автомобиля зависит от величины и времени действия часто повторяющихся нагрузок в характерных для данного автомобиля условиях эксплуатации.

Часто повторяющимися нагрузками называют такие, которые за срок службы автомобиля повторяются не менее 1000 раз.

Долговечность зависит также от жесткости конструкции,

т.к. деформации картеров, валов и опор вызывают перекосы, нарушающие точность расположения соприкасающихся деталей, что значительно снижает их срок службы. Рациональная форма деталей, исключая повышенную концентрацию напряжений, а также оптимальные размеры сечений создают условия для обеспечения необходимой долговечности. Улучшенная обработка поверхностей, применение высококачественных материалов, упрочняющих способов обработки поверхностей, обработка антикоррозийными покрытиями, использование уплотнений, высококачественных смазочных материалов также способствуют повышению долговечности автомобиля.

Различают *статическую прочность*, т.е. способность детали сопротивляться разрушениям под действием кратковременных максимальных нагрузок и *усталостную прочность* – способность детали сопротивляться разрушению под влиянием многократно повторяющихся нагрузок. Усталостное разрушение возможно при сжатии и растяжении, изгибе и кручении, при их раздельном или совместном действии.

Разновидностью усталостной прочности является *контактная прочность* – способность рабочей поверхности (например, зубчатых колес) сопротивляться разрушению под действием контактных напряжений сжатия или сдвига.

Детали и агрегаты автомобиля должны обладать износостойкостью, т.е. должны противостоять изменению размеров и формы под действием нагрузок, возникающих при эксплуатации.

Прочность и износостойкость деталей автомобиля оцениваются при испытаниях опытных образцов автомобилей, а также расчетным путем.

Из всего разнообразия нагрузок следует выбрать расчетные, которые в значительной степени характеризуют прочность деталей. При проведении анализа нагрузочных режимов рассматривают три расчетных режима:

1. *По максимальному крутящему моменту двигателя.*

В этом случае расчетный крутящий момент определяют по формуле:

$$M_p = M_{e \max} i, \quad (2.9)$$

где $M_{e \max}$ – максимальный крутящий момент двигателя, i –

передаточное число до рассчитываемой детали.

При таком расчете получают условные величины напряжений, которые меньше напряжений, возникающих при пиковых нагрузках, но превышают напряжения, действующие при эксплуатационных нагрузках. Поэтому данный метод используется обычно для сравнительных проверочных расчетов.

При расчете раздаточных коробок, карданных валов и ведущих мостов многоприводных автомобилей определение моментов по двигателю является трудоемкой операцией, что объясняется значительной разницей в жесткостях приводов к ведущим колесам от раздаточной коробки. В этих случаях, а также у автомобилей с центральным трансмиссионным тормозом величины расчетных моментов используется другой режим.

2. По максимальному сцеплению ведущих колес с дорогой.

Так, например, для полуоси ведущего моста:

$$M_p = 0,5 R_{zi} \varphi_{\max} r_d, \quad (2.10)$$

где R_{zi} – нормальная реакция дороги на колеса соответствующих мостов; φ_{\max} – максимальный коэффициент сцепления шин с дорогой; r_d – динамический радиус колеса.

Величина расчетного момента в данном случае обычно превышает преобладающие эксплуатационные моменты.

Такой расчетный режим целесообразно применять и для автомобилей с высокой удельной мощностью, когда расчетная сила тяги выше, чем сила тяги по сцеплению на низших передачах.

Приведенные выше формулы не учитывают динамических нагрузок в трансмиссии, на величины которых влияет ряд факторов, к числу которых, прежде всего, относятся:

1. темп включения сцепления, зависящий обычно от водителя;
2. тип и конструкция сцепления;
3. тип опорной поверхности, по которой движется автомобиль, и ее состояние;
4. конструктивные особенности автомобиля, такие как общее передаточное число и податливость трансмиссии, полный вес автомобиля и прицепа, моменты инерции вращающихся частей и др.

Для учета перечисленных факторов импользуют третий расчетный режим.

3. По максимальным динамическим нагрузкам, возникающим при переходных режимах движения автомобиля.

В этом случае:

$$M_p = K_d M_e \max i, \quad (2.11)$$

где K_d – коэффициент динамичности, равный отношению максимально возможного момента на первичном (ведущем) валу к максимальному крутящему моменту двигателя.

Основное влияние на величину динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля с фрикционным сцеплением оказывает темп его включения при трогании с места и разгоне, при резком торможении трансмиссионным тормозом.

Снижение динамических нагрузок при установке гидротрансформатора или гидромукты в трансмиссии обусловлено отсутствием жесткой связи между двигателем и трансмиссией. Коэффициент динамичности K_d в этом случае может быть принят равным единице.

Для вновь проектируемых автомобилей составление эквивалентной динамической системы и аналитическое определение коэффициента динамичности трудоемко. В этом случае коэффициент динамичности определяют по результатам испытаний существующих моделей автомобилей. Как правило, для легковых автомобилей $K_d = 1,5 \div 1,75$; для грузовых – $K_d = 1,8 \div 2,0$; для автомобилей высокой проходимости – $K_d = 2,0 \div 2,5$.

При проектировании необходимо выполнять несколько расчетов, комплекс которых для одной и той же детали называют расчетами по предельным состояниям. Связано это с тем, что размеры детали определяются не только напряженным состоянием материала детали, но и требованиями, предъявляемыми к данной детали, как к звену машины.

Расчеты по предельным состояниям можно разбить на четыре группы:

1. Расчеты по основным внутренним напряжениям (по несущей способности). Главнейшими из них для деталей машин являются: расчет на прочность, при этом максимальные напря-

жения, действующие ограниченное число раз (для зубчатых колес менее $2 \cdot 10^5$ раз) не должны превышать значений, ограниченных кривой усталости; расчет на усталость, при этом многократно возникающее напряжение должно соответствовать пределу выносливости.

2. Расчеты по внешней поверхностной напряженности. Так же как и в предыдущем случае основными являются два расчета: на усталость от многократных нагрузок и смятия от малого числа больших нагрузок

3. Расчеты по вибростойкости. При этом определяются деформации (прогибы, углы закручивания), частоты собственных колебаний и максимально возможные вибрации

4. Расчет по экстремальным нагрузкам.

В процессе эксплуатации автомобиля большинство деталей подвергается воздействию переменных напряжений. Если величина переменных напряжений превосходит определенный предел, то в материале деталей происходит процесс постепенного накопления напряжений, который приводит к образованию микротрещин. Постепенно увеличиваясь, трещины приводят к ослаблению сечения детали и к ее разрушению. Этот процесс называют усталостью материала. Сопротивление усталости зависит от вида деформации (изгиб или кручение) и характера изменения напряжения от времени.

Расчеты на усталость валов, зубчатых колес и подшипников рекомендуется проводить по одному из нагрузочных режимов в трансмиссии.

Методика расчета заключается в следующем:

1. выбирают расчетный предел выносливости;
2. определяют кривую распределения нагрузок;
3. выбирают расчетную нагрузку и находят эквивалентное число циклов ее действия;
4. по расчетной нагрузке и числу циклов определяют расчетное число часов работы элемента или пробег до выхода его из строя.

При этом для расчета эквивалентной динамической нагрузки необходимо в начале определить долю работы детали на каждой передаче, учитывая нагрузку и соответствующее число оборотов за время работы на данной передаче. Примерное распреде-

ление пробега автомобиля на передачах (в процентах) приведено в таблице:

Передача	I	II	III	IV	V	VI
Легковые автомобили	1	4	20	75		
	1	3	6	15	75	
Грузовые и автобусы	1	3	14	82		
	1	2	8	20	79	
	0,5	1,5	5	10	23	60
Автомобили-самосвалы	4	11	18	26	41	
	3	6	11	16	23	41

Контрольные вопросы

1. Дайте определение термину «рабочий процесс».
2. Перечислите отличия между экспериментально-статистическим и расчетным способами получения характеристик рабочих процессов агрегатов и систем автомобилей.
3. Перечислите методы, используемые для описания рабочих процессов агрегатов и систем автомобилей
4. Объясните эквивалентную динамическую систему трансмиссии автомобиля.
5. Назовите факторы, от которых в наибольшей степени зависит надежность и долговечность деталей агрегатов и систем автомобилей.
6. Дайте определения терминам «статическая прочность», «усталостная прочность», «контактная прочность» детали.
7. Охарактеризуйте расчетные режимы, используемые при расчете деталей агрегатов трансмиссии автомобилей.
8. Перечислите способы расчета деталей по предельным состояниям.
9. Опишите методику расчета валов, зубчатых колес и подшипников на усталость.

3. СЦЕПЛЕНИЯ

3.1. Назначение. Классификация. Требования

Сцепление предназначено для кратковременного разъединения коленчатого вала двигателя от трансмиссии и последую-

щего плавного их соединения.

Отсоединение двигателя от трансмиссии необходимо при переключении передач, торможении автомобиля до полной остановки (во избежание остановки двигателя), и также для снижения сопротивления проворачиванию коленчатого вала при пуске двигателя при низкой температуре, а плавное соединение – после переключения передач и при трогании автомобиля с места.

На автомобилях применяются различные типы сцеплений, которые классифицируются по разным признакам:



На современных автомобилях наибольшее распространение получили одно- или двухдисковые сухие фрикционные сцепления с периферийным расположением цилиндрических пружин или центрально расположенной диафрагменной пружиной с неавтоматическим управлением. Такие конструкции сравнительно легко позволяют обеспечивать выполнение основных требований.

Требования, предъявляемые к конструкции сцепления:

1. надежная передача крутящего момента от двигателя к трансмиссии;

2. плавность и полнота включения;

3. полнота выключения;

4. минимальный момент инерции ведомых элементов;

5. хороший отвод теплоты от поверхностей трения;

6. предохранение трансмиссии от динамических нагрузок;

7. поддержание нажимного усилия в заданных пределах в

процессе эксплуатации;

8. минимальные затраты физических усилий на управления;
9. уравновешенность;
10. общие требования.

Надежная работа сцепления без перегрева и значительных износов особенно важна в тяжелых дорожных условиях движения автомобиля и при наличии прицепа и полуприцепа, когда имеют место более частые включения и выключения, а также буксование сцепления.

Сцепление при надежной работе должно обеспечивать возможность передачи крутящего момента, превышающего крутящий момент двигателя. С изнашиванием фрикционных накладок ведомого диска усилие нажимных пружин ослабевает, и сцепление начинает буксовать. При этом длительное буксование сцепления приводит к его сильному нагреву и выходу из строя.

Сцепление должно включаться плавно, чтобы не вызывать повышенных нагрузок в механизмах трансмиссии и очень больших ускорений автомобиля, которые отрицательно влияют на водителя, пассажиров и перевозимые грузы. Так, например, при резком включении сцепления скручивающие нагрузки в трансмиссии могут быть в $3 \div 4$ раза больше максимального крутящего момента двигателя. Это происходит потому, что при быстром отпуске педали управления усилие сжатия ведущих и ведомых частей сцепления в начальный момент создается не только нажимными пружинами, но и кинетической энергией перемещающегося к маховику двигателя нажимного диска и связанных с ним деталей. При этом в момент соприкосновения ведущих и ведомых частей сцепления усилие их сжатия в несколько раз превышает силу нажимных пружин.

При неавтоматическом управлении плавное включение, особенно при трогании автомобиля с места, в основном зависит от действий водителя. Из конструктивных мероприятий, способствующих плавности включения фрикционного сцепления можно отметить применение фрикционных материалов, обеспечивающих плавное нарастание сил трения, упругих ведомых дисков, например, с пластинчатыми пружинами, участие пружин гасителя крутильных колебаний и упругих лепестков диафрагменной пружины в процессе включения сцепления.

При автоматическом или полуавтоматическом управлении плавное включение обеспечивается системой автоматического управления.

Полнота включения сцепления достигается специальными регулировками сцепления и его привода. Эти регулировки обеспечивают необходимый зазор между выжимным подшипником муфты выключения сцепления и концами рычагов выключения, а также пропорциональный указанному зазору свободный ход педали сцепления.

При значительном изнашивании трущихся поверхностей ведущих и ведомых частей сцепления указанный зазор уменьшается, и рычаги выключения упираются в выжимной подшипник муфты выключения, что препятствует созданию пружинами необходимого нажимного усилия.

Сцепления с гидравлическим приводом управления могут и не иметь зазора между подшипником муфты выключения и концами рычагов выключения. При этом выжимной подшипник постоянно прижимается к концам рычагов с небольшой силой. При изнашивании трущихся поверхностей рычаги перемещают подшипник с муфтой и через вилку выключения и толкатель поршня рабочего цилиндра привода сцепления вытесняют соответствующее количество жидкости в главный цилиндр привода. При этом регулировочный зазор между толкателем и поршнем главного цилиндра сохраняется. Обслуживание таких сцеплений упрощается.

Чистота выключения сцепления характеризует полное разъединение двигателя и трансмиссии. При неполном выключении сцепления затрудняется переключение передач (оно происходит с шумом), что приводит к изнашиванию шестерен и синхронизаторов. Если же сцепление выключено не полностью, а в коробке передач включена передача, то при работающем двигателе сцепление будет буксовать. Это приводит к нагреву деталей сцепления и изнашиванию фрикционных накладок ведомого диска.

В выключенном состоянии полное выключение обеспечивается у фрикционных сцеплений достаточным ходом нажимного диска при сохранении параллельности освобожденных поверхностей трения. Нарушение параллельности происходит из-за неравномерного износа концов рычагов, упирающихся в муфту вы-

ключения. Для восстановления параллельности предусмотрены регулировочные устройства в местах крепления рычагов к кожуху сцепления.

В двухдисковых сцеплениях, кроме того, предусматривают специальные устройства для отвода промежуточного диска на половину хода нажимного диска (пружины и упоры или равноплечие рычажки на промежуточном диске).

Минимальный момент инерции ведомых частей необходим для уменьшения ударных нагрузок на шестерни включаемых передач и работы трения в синхронизаторах при переключении передач. При включении несинхронизованной передачи ударная нагрузка на зубья шестерен пропорциональна моменту инерции ведомых частей сцепления.

Снижение момента инерции ведомых частей сцепления достигается уменьшением диаметра ведомого диска и массы фрикционных накладок. Однако это не всегда возможно, так как указанные размеры определяются крутящим моментом, передаваемым сцеплением. Кроме того, при уменьшении диаметра ведомого диска необходимо увеличивать число поверхностей трения, чтобы сцепление могло передавать необходимый крутящий момент. Увеличение же числа поверхностей трения при уменьшении диаметра ведомых дисков приводит не к уменьшению, а к значительному увеличению момента инерции ведомых частей сцепления.

Применение фрикционных накладок с повышенным коэффициентом трения (из спеченных материалов) позволяет уменьшить диаметр ведомого диска, но из-за увеличения массы фрикционных накладок момент инерции ведомых частей сцепления не снижается.

Таким образом, уменьшить момент инерции ведомых частей сцепления можно только за счет уменьшения массы ведомого диска. Поэтому ведомый диск выполняют из тонкого стального листа толщиной $2 \div 3$ мм.

Стабильная и надежная работа сцепления существенно зависит от его теплового состояния. Поэтому необходимо поддерживать постоянный тепловой режим сцепления.

При трогании автомобиля с места происходит буксование сцепления. Это приводит к нагреву деталей сцепления и выделе-

нию теплоты на поверхностях трения его ведущих и ведомых частей. Температура фрикционных накладок ведомого диска также повысится и понизится коэффициент их трения. При этом надежная работа сцепления будет нарушена, так как сцепление будет буксовать не только при трогании автомобиля с места, но и во время движения.

При длительном буксовании сцепления температура его поверхностей трения может превысить 300°C , тогда как уже при 200°C коэффициент трения снижается почти в два раза. Высокая температура приводит к вытеканию связующего компонента фрикционных накладок, они становятся сухими, пористыми и быстро изнашиваются.

При высокой температуре также может произойти коробление ведомого и нажимного дисков, появление трещин на нажимном диске и выход сцепления из строя.

Для предохранения сцепления от указанных негативных явлений осуществляют различные конструктивные мероприятия, способствующие хорошему отводу теплоты от трущихся поверхностей ведущих и ведомых частей. Примером могут служить вентиляционные отверстия с металлическими сетками в картере сцепления и большое количество отверстий в кожухе сцепления, сделанные для улучшения циркуляции воздуха; рычаги выключения сцепления, выполненные в форме лопастей вентилятора, охлаждающего сцепление; массивный нажимной диск в виде кольца, обеспечивающий лучший отвод теплоты от ведомого диска; канавки в фрикционных накладках для циркуляции воздуха. Кроме того, канавки в фрикционных накладках служат для удаления под действием центробежных сил продуктов износа, снижающих коэффициент трения. Они также способствуют чистоте выключения сцепления, устраняя присасывание (прилипание) фрикционных накладок к рабочим поверхностям маховика двигателя и нажимного диска.

Для сохранения при нагреве нажимного диска работоспособности нажимных пружин сцепления их устанавливают на термоизоляционных прокладках (шайбах).

Конструкция сцепления во многом определяет величину динамических нагрузок в трансмиссии. Динамические нагрузки, возникающие в механизмах трансмиссии, могут быть единичны-

ми (пиковыми) и периодическими.

Пиковые нагрузки могут возникнуть при резком изменении скорости движения автомобиля (резкое торможение с невыключенным сцеплением), резком включении сцепления, наезде на дорожную неровность и неравномерной работе двигателя.

При резком изменении скорости автомобиля, особенно при торможении с невыключенным сцеплением, динамическое нагружение трансмиссии происходит главным образом инерционным моментом вращающихся частей двигателя. При этом величина инерционного момента значительно больше крутящего момента двигателя.

Наибольшего значения пиковые нагрузки в трансмиссии достигают при резком включении сцепления. При этом происходит значительное повышение момента трения сцепления за счет кинетической энергии нажимного диска, перемещающегося к маховику двигателя. Поэтому в механических трансмиссиях происходит резкий рост динамических нагрузок, так как сцепление начнет буксовать только при значительном увеличении его момента трения.

Уменьшение инерционного момента и снижение пиковой нагрузки достигается за счет пружин гасителя крутильных колебаний, установленных в ведомом диске сцепления. Однако максимальные пиковые нагрузки при резком включении сцепления ограничиваются буксованием сцепления.

Периодические нагрузки могут возникнуть в трансмиссии вследствие неравномерной работы двигателя и действия крутильных колебаний (неравномерности крутящего момента). Эти нагрузки создают шум и повышенные напряжения в механизмах трансмиссии и часто являются причиной поломок деталей механизмов от усталости, особенно при резонансе, когда частоты возмущающих нагрузок совпадают с частотами собственных колебаний трансмиссии.

Для гашения крутильных колебаний трансмиссии служат специальные гасители пружинно-фрикционного типа. Такие гасители поглощают энергию крутильных колебаний трансмиссии в результате трения их фрикционных элементов (колец, пластин и т.п.).

Момент трения в различных конструкциях гасителя кру-

тильных колебаний при эксплуатации может регулироваться, поддерживаться в заданных пределах или быть нерегулируемым (устанавливаться при сборке на заводе). В последнем случае по мере изнашивания фрикционных колец гасителя его момент трения уменьшается, что может привести к прекращению выполнения гасителем своих функций.

Во время эксплуатации автомобиля при изнашивании трущихся поверхностей сцепления усилие нажимных пружин снижается, что приводит к буксованию сцепления со всеми вытекающими последствиями. Поэтому очень важно поддерживать усилие нажимных пружин в требуемых пределах, обеспечивающих необходимый коэффициент запаса сцепления в процессе эксплуатации.

Это достигается применением сцеплений с диафрагменными пружинами, уменьшением жесткости нажимных пружин (двойные цилиндрические пружины, два ряда периферийных пружин). Однако в сцеплениях с периферийными пружинами нажимные пружины деформируются под действием центробежных сил и их усилие снижается. Поэтому целесообразнее применять диафрагменные пружины.

Облегчение управления сцеплением достигается: применением диафрагменной нажимной пружины, уменьшающей усилие для удержания сцепления в выключенном состоянии; установкой сервопружины в механическом приводе сцепления, применением гидравлического привода сцепления, установкой рычагов выключения сцепления на игольчатых подшипниках.

Удобство, как и для любого органа управления, определяется двумя факторами: удобным расположением педали сцепления и величиной полного хода. Легкость определяется значениями усилия, необходимого для перемещения педали сцепления. Обычно считается, что это усилие не должно превышать 150 Н для легковых и 250 Н для грузовых автомобилей. Если это требование невозможно обеспечить без усилителя, применяется усилитель.

Фрикционное сцепление должно быть уравновешенным, так как усилие, сжимающее ведущие и ведомые части сцепления при его работе, может достигнуть больших значений. Если это усилие в сцеплении не уравновешено, то оно будет создавать допол-

нительную нагрузку на подшипники коленчатого вала двигателя, валов коробки передач и вызывать их изнашивание. Особенно это относится к постоянно действующему осевому усилию при включенном сцеплении.

При выключенном сцеплении осевое усилие действует кратковременно. Поэтому требование уравновешенности предъявляется в первую очередь к включенному сцеплению.

Обычно сцепление уравнивают (балансируют) в сборе с маховиком двигателя. Уравнивание сцепления достигается снятием металла, сверлением отверстий и т.п.

3.2. Определение основных параметров сцепления

К основным размерам и параметрам сцепления относятся: наружный и внутренний диаметры фрикционных накладок ведомых дисков; число ведомых дисков; коэффициент запаса сцепления; нажимное усилие пружин; расчетный коэффициент трения; число и жесткость нажимных пружин; удельная нагрузка на фрикционные накладки.

Указанные параметры должны соответствовать требованиям соответствующих ГОСТов, в которых указаны наружные диаметры ведомых дисков сцепления, частота вращения и крутящие моменты двигателей, оговорены типы, основные параметры, размеры, технические требования и методы испытаний фрикционных накладок.

Габаритные размеры сцепления выбирают из обеспечения условия полной передачи через сцепление максимального крутящегося момента двигателя.

В качестве расчетного момента сцепления принимается статический момент трения сцепления, определяемый по формуле:

$$M_c = M_{e \max} \beta, \quad (3.1)$$

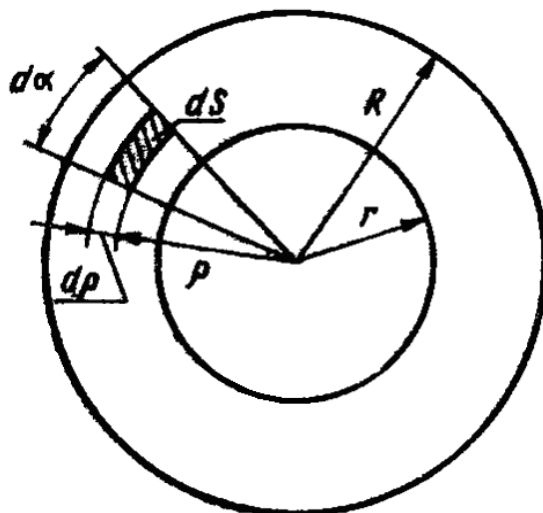
где $M_{e \max}$ – максимальный крутящий момент двигателя; β – коэффициент запаса сцепления.

Значение коэффициента запаса сцепления выбирается с учетом неизбежного уменьшения коэффициента трения накладок в процессе эксплуатации, усадки нажимных пружин, наличия регулировки нажимного усилия, числа ведомых дисков. С другой стороны, пиковые нагрузки в трансмиссии, независимо от их

происхождения, должны ограничиваться пробуксовыванием сцепления. По этой причине коэффициент запаса сцепления не должен превышать определенного значения.

Как правило, в выполненных конструкциях – $\beta = 1,2 \div 2,5$.

Момент M_c , передаваемый сцеплением, создается в результате взаимодействия фрикционных накладок ведомого диска с нажимным диском и маховиком.



Выделив на поверхности ведомого диска элементарную площадку dS , найдем элементарную силу трения:

$$dF = \mu P_0 dS = \mu P_0 \rho d\alpha, \quad (3.2)$$

и элементарный момент:

$$dM = \mu P_0 \rho^2 d\rho d\alpha, \quad (3.3)$$

где μ – коэффициент трения; P_0 – давление между поверхностями трения.

Давление между поверхностями трения можно определить как отношение суммарного нажимного усилия пружин к площади ведомого диска:

$$P_0 = \frac{P_\Sigma}{\pi(R^2 - r^2)}. \quad (3.4)$$

Момент трения всей накладки можно определить как:

$$M'_c = \mu P_0 \int_r^R \int_0^{2\pi} \rho^2 d\rho d\alpha = 2\pi \mu P_0 \frac{(R^3 - r^3)}{3}. \quad (3.5)$$

Подставив в полученное выражение величину P_0 , получим:

$$M'_c = P_\Sigma \mu \frac{2R^3 - r^3}{3R^2 - r^2} = P_\Sigma \mu R_{cp}, \quad (3.6)$$

где R_{cp} – средний радиус приложения результирующей касательной силы трения (средний радиус ведомого диска).

С достаточной точностью можно считать, что

$$R_{cp} = \frac{R + r}{2}. \quad (3.7)$$

Момент, передаваемый сцеплением, у которого i пар трения, можно определить по формуле:

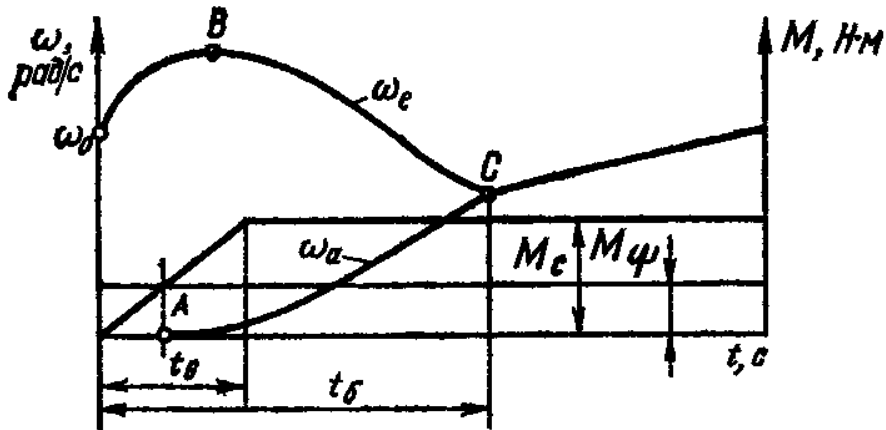
$$M_c = M_e \max \beta = P_\Sigma \mu R_{cp} i. \quad (3.8)$$

Таким образом, коэффициент запаса сцепления оценивает возможность сцепления передавать максимальный крутящий момент двигателя, а величина давления между поверхностями трения – надежность сцепления в отношении износостойкости. Однако P_0 оценивает износостойкость лишь косвенно.

3.3. Рабочий процесс сцепления

Сцепление представляет собой теплообъемное устройство, преобразующее в теплоту часть мощности при включении. Выделяющаяся теплота вызывает повышение температуры поверхностей трения, которое влияет на коэффициент трения и скорость изнашивания. Причем нагрев, а, следовательно, и износостойкость фрикционных элементов обусловлены не только работой буксования, но и массой деталей, воспринимающих выделенную теплоту.

Рабочий процесс сцепления при трогании автомобиля с места приведен на рисунке:



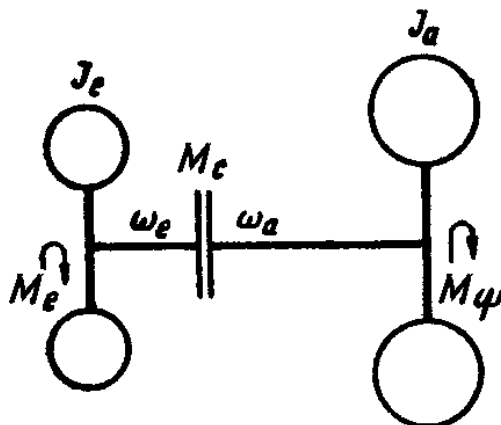
Точка А соответствует началу движения, когда момент M_c , передаваемый сцеплением, становится равным приведенному моменту сопротивления движения M_ψ . В зависимости от отношения момента двигателя и момента трения сцепления угловая скорость коленчатого вала ω_e вначале возрастает до точки В, а затем падает до точки С, что соответствует прекращению буксования.

Время трогания автомобиля с места, в течении которого ω_e становится равной угловой скорости ω_a ведомого вала сцепления, называется временем буксования t_δ . Момент трения сцепления M_c в период включения сцепления t_δ возрастает приблизительно пропорционально времени его включения:

$$M_c = K t, \quad (3.9)$$

где K – коэффициент нарастания момента (темп включения сцепления).

Для анализа и расчета работы буксования сцепления в процессе трогания автомобиля обычно рассматривают эквивалентную двухмассовую модель автомобиля:



Движение масс этой системы можно описать системой дифференциальных уравнений:

$$J_e \frac{d\omega_e}{dt} = M_e - M_c; \quad (3.10)$$

$$J_a \frac{d\omega_a}{dt} = M_c - M_\psi, \quad (3.11)$$

где J_e – момент инерции вращающихся деталей двигателя и сцепления.

Момент инерции автомобиля, приведенного к валу сцепления, определяется по формуле:

$$J_a = \frac{M_a r_k^2}{i_k^2 i_0^2}. \quad (3.12)$$

Приведенный момент сопротивления движению рассчитывается по формуле:

$$M_\psi = \frac{M_a g \psi r_k}{i_k i_0 \eta_{тр}}. \quad (3.13)$$

Если принять, что дорога твердая, горизонтальная с небольшим сопротивлением качению ($M_\psi = 0$). Тогда работу буксования в процессе включения сцепления можно определить как

$$L_{\sigma} = \int_0^{\alpha} M_c d\alpha, \quad (3.14)$$

где $d\alpha$ – элементарный угол буксования сцепления, соответствующий элементарному времени буксования dt .

Если выразить элементарный угол буксования через угло-

вую скорость, получим

$$d\alpha = (\omega_e - \omega_a) dt, \quad (3.15)$$

и тогда

$$L_{\sigma} = \int_0^{t_{\sigma}} M_c (\omega_e - \omega_a) dt. \quad (3.16)$$

Сложность решения этих уравнений относительно ω_e и ω_a заключается в том, что моменты M_e , M_c и M_{ψ} являются переменными величинами и, как правило, нелинейны. Так, крутящий момент двигателя зависит от частоты вращения; момент трения сцепления – от темпа включения, коэффициента трения, температуры нагрева поверхностей трения.

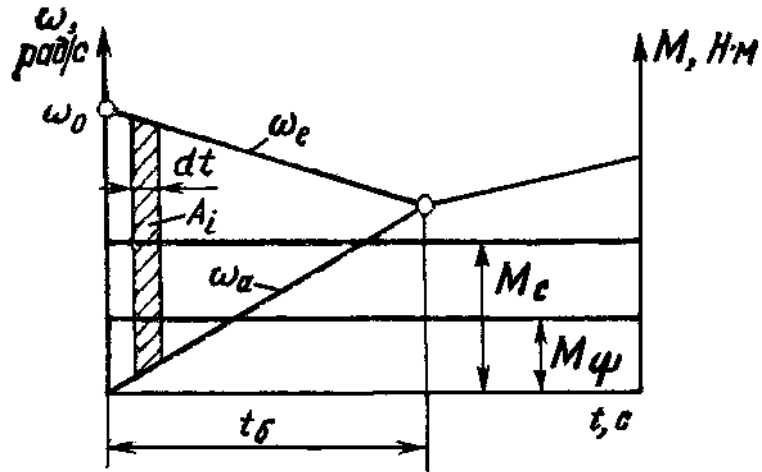
Поэтому работу буксования обычно рассматривают при следующих допущениях:

1. момент сопротивления движению – величина постоянная ($M_{\psi} = \text{const}$);

2. угловая скорость коленчатого вала двигателя в процессе включения также постоянна ($\omega_e = \text{const}$);

3. крутящий момент двигателя, равный передаваемому сцеплением моменту, растет пропорционально времени ($M_e = M_c = K t$ (формула (3.9)).

Интеграл в формуле (3.16) соответствует площади, заключенной между осью ординат и линиями ω_e и ω_a . При принятых допущениях после интегрирования можно получить зависимости изменения ω_a и ω_e от времени.



Для ведущих элементов (уравнение (3.10)):

$$\int_0^t (M_e - M_c) dt = \int_{\omega_0}^{\omega_e} J_e d\omega_e, \quad (3.17)$$

и тогда

$$(M_e - M_c) t = J_e (\omega_e - \omega_0), \quad (3.18)$$

отсюда

$$\omega_e = \omega_0 + \frac{(M_e - M_c) t}{J_e}. \quad (3.19)$$

Для ведомых элементов (уравнение (3.11)):

$$\int_0^t (M_c - M_\psi) dt = \int_0^{\omega_a} J_a d\omega, \quad (3.20)$$

тогда

$$(M_c - M_\psi) t = J_a \omega_a, \quad (3.21)$$

откуда

$$\omega_a = \frac{(M_c - M_\psi) t}{J_a}. \quad (3.22)$$

Процесс буксования заканчивается, когда $\omega_e = \omega_a$; приравняв, получим

$$t_\delta = \frac{J_e J_a \omega_0}{J_e (M_c - M_\psi) - J_a (M_e - M_c)}, \quad (3.23)$$

и тогда

$$L_{\text{б}} = \frac{0,5 \omega_0^2 J_e J_a}{J_e (M_c - M_{\psi}) - J_a (M_e - M_c)}. \quad (3.24)$$

Как видно из формулы (3.24), работа буксования резко возрастает, если трогание начинается при высоких ω_0 и на высших передачах в коробке передач.

Работа буксования, подсчитанная по формуле (3.24) является минимально возможной, не зависящей от плавности включения, и пригодна для сопоставления работы различных сцеплений. Оценку износостойкости проводят по величине удельной работы буксования, т.е. по работе буксования, отнесенной к площади трения ведомых дисков.

3.4. Расчет на износ. Тепловой расчет

Удельную работу буксования сцепления рассчитывают по формуле:

$$q_{\text{б}} = \frac{L_{\text{б}}}{F} = \frac{L_{\text{б}}}{\pi (R^2 - r^2)}. \quad (3.25)$$

Допустимая удельная работа буксования – $[q_{\text{б}}] = 10 \div 120$ Дж/см².

При определении теплового режима сцепления рассчитывается нагрев ведущего диска. Маховик имеет значительно большую массу, чем нажимной диск, и поэтому температура его нагрева сравнительно невелика.

При расчете нагрева ведущего диска принимается допущение, что теплопередача в окружающую среду отсутствует и вся работа буксования используется на нагрев диска.

Нагрев ведущего диска при одном трогании с места определяют по формуле

$$\Delta T = \frac{\gamma L_{\text{б}}}{m_{\text{д}} C_{\text{д}}}, \quad (3.26)$$

где γ – доля теплоты, поглощаемая диском; $m_{\text{д}}$ – масса нажимного диска; $C_{\text{д}}$ – удельная теплоемкость стали.

Допустимый нагрев нажимного диска – $[\Delta T] = 10 \div 15^\circ \text{C}$.

Полученная расчетная температура является условной (определение ее проведено при одном трогании автомобиля с места) и используется при сравнительной оценке конструкций сцеплений различных типов. В действительности же процесс нагрева дисков значительно сложнее, и поэтому температура деталей сцепления в процессе работы автомобиля значительно выше.

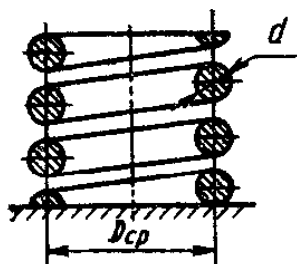
3.5. Расчет элементов сцепления

3.5.1. Расчет нажимных пружин

Усилия *цилиндрической нажимной пружины* определяют по формуле:

$$P_{\text{пр}} = \frac{f G d^4}{8 n_p D_{\text{ср}}^3}, \quad (3.27)$$

где f – деформация пружины; G – модуль упругости; d – диаметр проволоки пружины; n_p – число рабочих витков; $D_{\text{ср}}$ – средний диаметр витка пружины.



Допустимое усилие такой пружины – $[P_{\text{пр}}] = 800 \text{ Н}$.

Жесткость пружины рассчитывают по формуле:

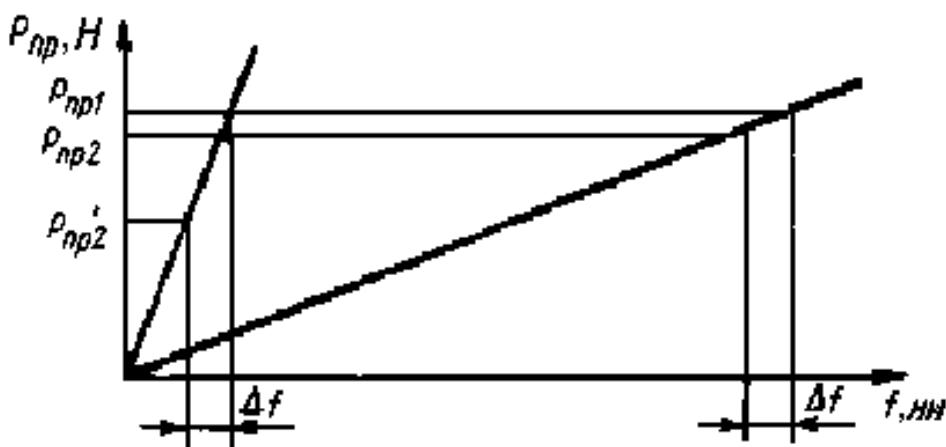
$$c_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{пр}}}{f} = \frac{G d^4}{8 n_p D_{\text{ср}}^3}. \quad (3.28)$$

Напряжение кручения пружины определяют по формуле:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{8 P_{\text{пр}} D_{\text{ср}}}{\pi d^3}. \quad (3.29)$$

Допустимое напряжение кручения пружины – $[\tau_{\text{кр}}] = 700 \div 900 \text{ МПа}$.

Упругие характеристики двух цилиндрических пружин разной жесткости, сжатых до получения одинаковых нажимных усилий $P_{\text{пр}1}$, приведены на рисунке. При уменьшении деформации пружин на одну и ту же величину Δf , соответствующую одинаковому изнашиванию фрикционных накладок ведомого диска, пружина, имеющая меньшую жесткость, сохраняет большее нажимное усилие – $P_{\text{пр}2} > P'_{\text{пр}2}$.



Однако для размещения одной пружины малой жесткости, обеспечивающей необходимое нажимное усилие, необходимо значительно увеличивать размеры сцепления. В этом случае предпочтительно применять несколько периферийно расположенных пружин малой жесткости, в сумме обеспечивающих заданное нажимное усилие

Двойные цилиндрические пружины могут располагаться парами (одна внутри другой) или по двум концентрическим окружностям.

При расчете двойных цилиндрических пружин исходят из следующих условий:

1. общее усилие всех пружин должно быть равно сумме усилий пружин наружного $P_{\text{пр}1}$ и внутреннего $P_{\text{пр}2}$ рядов –

$$P_{\text{пр}\Sigma} = P_{\text{пр}1} + P_{\text{пр}2};$$

2. при одинаковой деформации пружин наружного и внутреннего рядов напряжения в них должны быть одинаковыми – $f_1 = f_2$, $\tau_{\text{кр}1} = \tau_{\text{кр}2}$.

Вследствие указанных условий соотношения между пара-

метрами пружин наружного и внутреннего рядов должны быть равны:

$$\frac{D_{\text{cp1}} n_{\text{cp1}}}{d_1} = \frac{D_{\text{cp2}} n_{\text{cp2}}}{d_2}. \quad (3.30)$$

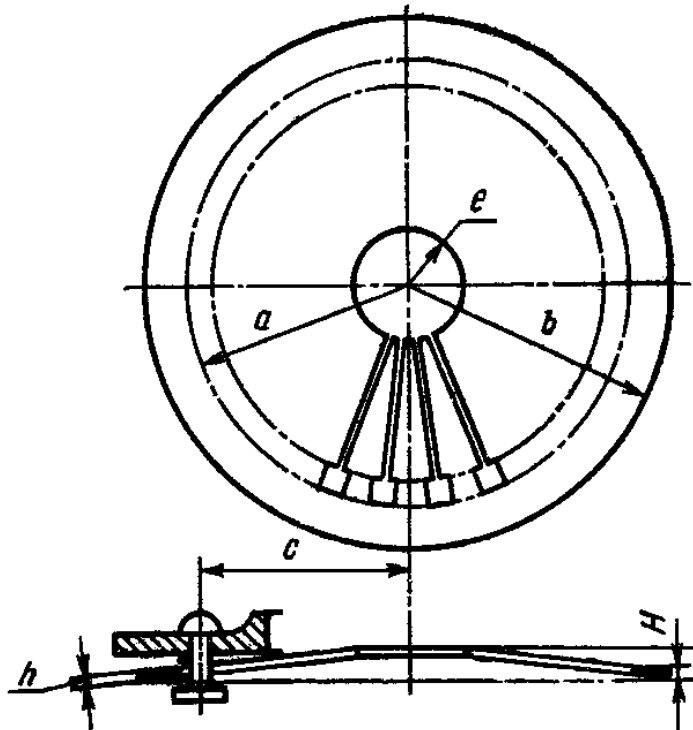
С учетом этого равенства и определяют необходимые параметры двойных цилиндрических пружин.

Нажимное усилие центральной диафрагменной пружины рассчитывают по формуле:

$$P_{\text{пр}} = \frac{\pi E' h}{6(b-c)} f \ln \frac{b}{a} \left[\left(H - f \frac{b-a}{b-c} \right) \left(H - 0,5 f \frac{b-a}{b-c} \right) + h^2 \right], \quad (3.31)$$

где $E' = \frac{E}{1-\mu_{\text{II}}^2}$; E – модуль упругости 1-го рода; μ_{II} – коэффициент Пуассона;

h – толщина пружины; a , b , c – размеры диафрагменной пружины; f – прогиб пружины; H – высота сплошной части пружины.



Усилие при выключении сцепления определяют по формуле:

$$P_{\Sigma\max} = P_{\text{пр}} \frac{b - c}{c - e}. \quad (3.32)$$

Прогиб пружины рассчитывают по формуле:

$$f = (c - e) \Delta\alpha + \frac{P_{\Sigma\max}}{c_{\text{л}}}, \quad (3.33)$$

где $\Delta\alpha$ – угловое перемещение; $c_{\text{л}}$ – жесткость лепестков пружины.

Наибольшие напряжения возникают в пружине в момент выключения сцепления со стороны ее малого торца (в основании лепестков), когда пружина выпрямляется (становится плоской).

Суммарные напряжения можно определить по формуле:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\text{р}} + \sigma_{\text{и}}, \quad (3.34)$$

где $\sigma_{\text{р}}$ – напряжения растяжения лепестков; $\sigma_{\text{и}}$ – напряжения изгиба.

Напряжения растяжения лепестков определяют по формуле:

$$\sigma_{\text{р}} = E \frac{(d - a) \alpha^2 - n_{\text{л}} \alpha}{2 \alpha}, \quad (3.35)$$

где α – угол подъема лепестков пружины в свободном состоянии; $n_{\text{л}}$ – число лепестков пружины.

Напряжения изгиба лепестков рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{P_{\Sigma\max} (a - e)}{n_{\text{л}} W_{\text{изг}}}, \quad (3.36)$$

где $W_{\text{изг}}$ – момент сопротивления изгибу в опасном сечении.

Напряжения в диафрагменных пружинах составляют около 1000 МПа.

3.5.2. Расчет нажимного диска

Размеры маховика и нажимного диска определяются размерами фрикционных накладок сцепления. Элементы, соединяющие нажимной диск с кожухом и маховиком, рассчитываются на смятие.

Напряжения смятия определяют по формуле:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{\gamma M_{\text{е max}}}{R z F}, \quad (3.37)$$

где γ – коэффициент, учитывающий распределение крутящего момента двигателя на дисках; R – расстояние от оси сцепления до связующего элемента; z – число связующих элементов; F – площадь контакта связующего элемента.

Допустимые напряжения смятия – $[\sigma_{\text{см}}] = 10 \div 15$ МПа.

Упругие пластины, соединяющие нажимной диск с кожухом сцепления, рассчитываются на изгиб.

3.5.3. Расчет ведомого диска

Расчет *фрикционных накладок* ведомого диска выполняется по удельному давлению (формула (3.4)), при этом допустимое давление на фрикционные накладки – $[P_0] = 0,15 \div 0,25$ МПа.

Длина ступицы обычно выбирается равной наружному диаметру шлицов ведущего (первичного) вала коробки передач. *Шлицы ступицы* ведомого диска рассчитывают на смятие и на срез.

Напряжения смятия определяют по формуле:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{8 M_{\text{е max}}}{(d_{\text{н}}^2 - d_{\text{в}}^2) z_{\text{ш}} l_{\text{ш}}}, \quad (3.38)$$

где $d_{\text{н}}$, $d_{\text{в}}$ – наружный и внутренний диаметры шлицев; $z_{\text{ш}}$ – число шлицев; $l_{\text{ш}}$ – длина шлицев.

Напряжения среза рассчитывают по формуле:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4 M_{\text{е max}}}{(d_{\text{н}} - d_{\text{в}}) z_{\text{ш}} l_{\text{ш}} b_{\text{ш}}}, \quad (3.39)$$

где $b_{\text{ш}}$ – ширина шлицев.

Допускаемые напряжения смятия – $[\sigma_{\text{см}}] = 15 \div 30$ МПа; среза – $[\tau_{\text{ср}}] = 5 \div 15$ МПа.

При расчете *гасителя крутильных колебаний* определяются напряжения в его пружинах, угловая жесткость и момент замыкания гасителя, момент трения в гасителе и крутящий момент, передаваемый гасителем.

Максимальное усилие сжатия одной пружины гасителя рассчитывают по формуле:

$$P_{\text{пр } \Gamma} = \frac{(1,2 \div 1,3) M_c}{r z_{\text{пр } \Gamma}}, \quad (3.40)$$

где r – радиус приложения усилия к пружине; $z_{\text{пр } \Gamma}$ – число пружин гасителя.

Напряжения кручения пружин гасителя, с учетом кривизны витков, определяются по формуле:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{8 P_{\text{пр } \Gamma} D_{\text{ср } \Gamma}}{\pi d_{\Gamma}^3} k_{\text{кр}}, \quad (3.41)$$

где $D_{\text{ср } \Gamma}$ – средний диаметр витков пружины гасителя; d_{Γ} – диаметр проволоки пружин гасителя; $k_{\text{кр}}$ – коэффициент кривизны витков пружин.

Угловая жесткость гасителя равна значению крутящего момента, который необходимо приложить к ведомому диску сцепления, чтобы повернуть диск относительно ступицы на один градус, и рассчитывается по формуле:

$$c_{\beta} = 17,4 R_{\text{ср } \Gamma} c_{\text{пр } \Gamma} z_{\text{пр } \Gamma}, \quad (3.42)$$

где $R_{\text{ср } \Gamma}$ – средний радиус расположения пружин гасителя; $c_{\text{пр } \Gamma}$ – жесткость одной пружины; $z_{\text{пр } \Gamma}$ – число пружин.

Момент замыкания гасителя крутильных колебаний определяется деформацией его пружин. Этот момент выбирают таким образом, чтобы гаситель не выключался из работы в различных дорожных условиях:

$$M_z = (1,2 \div 1,4) M_{e \text{ max}}. \quad (3.43)$$

Момент трения гасителя крутильных колебаний определяют по формуле:

$$M_{\text{тр } \Gamma} = P_{\Sigma} R_{\text{ср}} i \mu. \quad (3.44)$$

Момент трения в гасителе можно проверить по выражению:

$$M_{\text{тр } \Gamma} = (0,1 \div 0,15) M_{e \text{ max}}. \quad (3.45)$$

Крутящий момент, передаваемый гасителем крутильных

колебаний:

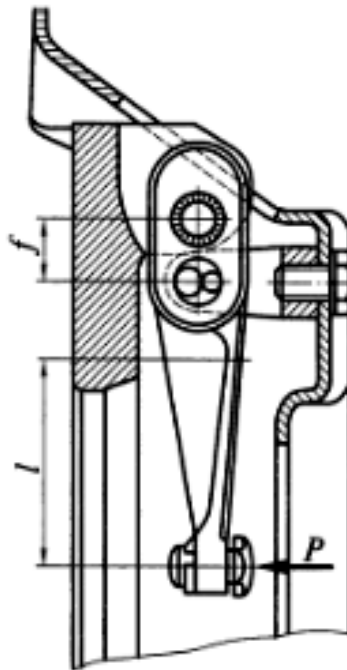
$$M_{\Gamma} = M_{\text{пр } \Gamma} + M_{\text{тр } \Gamma}, \quad (3.46)$$

где $M_{\text{пр } \Gamma}$ – момент от усилия пружин гасителя.

Окончательные значения параметров гасителя крутильных колебаний устанавливаются экспериментально, так как их выбор зависит от крутильных колебаний трансмиссии и двигателя автомобиля.

3.5.4. Расчет рычагов выключения

При выключении сцепления на рычаги действует изгибающий момент от силы P , приложенной к внутренним концам рычагов.



Этот момент вызывает напряжения изгиба в опасном сечении рычагов:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{P_{\Sigma \text{max}} l}{i_{\text{р}} z_{\text{р}} W_{\text{изг}}}, \quad (3.47)$$

где l – расстояние до опасного сечения; $i_{\text{р}}$ – передаточное число рычага; $z_{\text{р}}$ – число рычагов.

Допустимые напряжения изгиба рычагов – $[\sigma_{\text{и}}] = 320 \div 400$ МПа.

3.6. Расчет привода сцепления

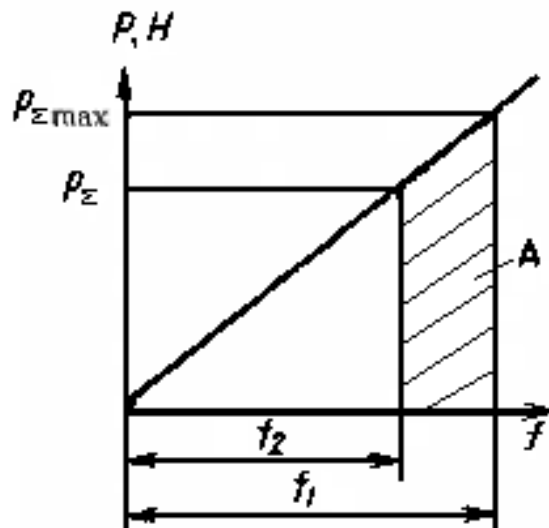
Основными требованиями, предъявляемыми к приводу, являются:

1. удобство и легкость управления;
2. высокий КПД;
3. следящее действие;
4. общие требования.

При управлении сцеплением физические усилия водителя распределяются по трем этапам:

1. выключение сцепления;
2. удержание сцепления в выключенном состоянии;
3. включение сцепления.

Рассчитать работу водителя можно только для первого и третьего этапов (на втором этапе перемещение отсутствует). Эта работа эквивалентна отмеченной площади трапеции на рисунке:



$$A = \frac{(P_\Sigma + P_{\Sigma\max})(f_1 - f_2)}{2 \eta_{\text{пр}}}, \quad (3.48)$$

где P_Σ — суммарное усилие пружин во включенном сцеплении;
 $P_{\Sigma\max}$ — суммарное усилие пружин в выключенном сцеплении;
 f_1 и f_2 — деформация пружин в выключенном и включенном сцеплении; $\eta_{\text{пр}}$ — КПД привода.

Удобство управления сцеплением обеспечивается правильным выбором передаточного числа привода, чтобы иметь:

1. Оптимальную величину перемещения педали: для легковых автомобилей – $S_{\text{п}} \leq 160$ мм; для грузовых $S_{\text{п}} \leq 190$ мм;

2. Максимальную величину усилия на педали: сцепления с усилителем – $P_{\text{п}} \leq 150$ Н; без усилителя – $P_{\text{п}} \leq 250$ Н.

Механический привод в настоящее время применяются только на легковых автомобилях особо малого класса; на грузовых автомобилях, автобусах и легковых автомобилях малого класса и выше применяют гидропривод.

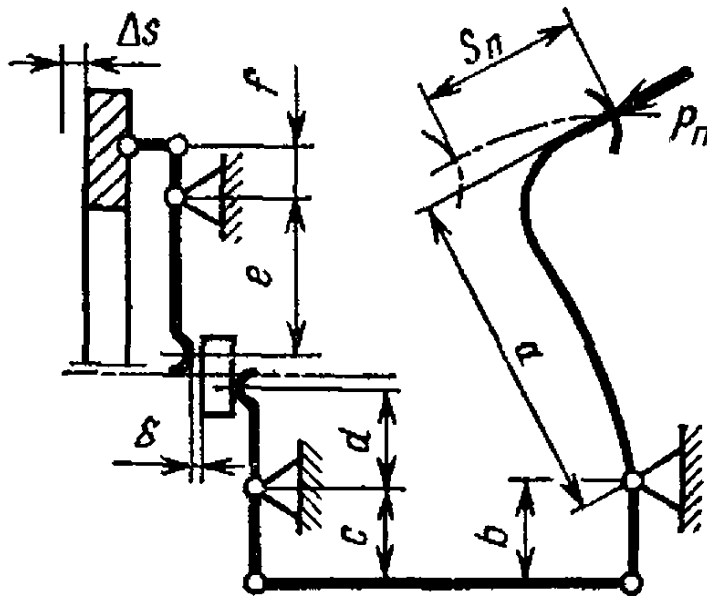
При расчете привода рассчитываются его передаточное число, усилие на педали и ход педали.

Общее передаточное число привода от педали до нажимного диска можно определить по формуле:

$$i_{\text{пр}} = i_{\text{пед}} i_{\text{в}} i_{\text{р}} = \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{e}{f}, \quad (3.49)$$

где $i_{\text{пед}}$ – передаточное число педали сцепления; $i_{\text{в}}$ – передаточное число вилки выключения; $i_{\text{р}}$ – передаточное число рычагов выключения; a , b – плечи педали; c , d – плечи вилки выключения; e , f – плечи рычагов.

Полный ход педали механического привода складывается из свободного хода педали, рабочего хода и упругих деформаций элементов привода.



Полный ход педали механического привода рассчитывается по формуле:

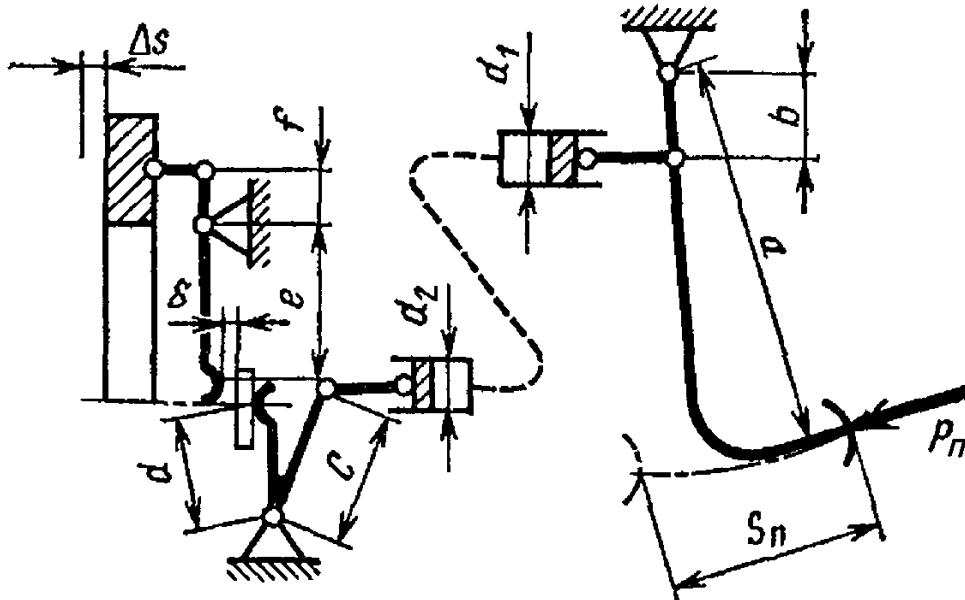
$$S_{\Pi} = S_{\text{св}} + S_{\text{р}} = \delta i_{\text{пед}} i_{\text{в}} + \Delta S i_{\text{пр}}, \quad (3.50)$$

где $S_{\text{св}}$ – свободный ход педали; $S_{\text{р}}$ – рабочий ход педали; δ – зазор в механизме выключения (между муфтой и рычагами выключения); ΔS – ход нажимного диска.

Передаточное число гидропривода определяют по формуле:

$$i_{\text{пр}} = \frac{d_2^2}{d_1^2} \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{e}{f}, \quad (3.51)$$

где d_1 – диаметр главного цилиндра, мм; d_2 – диаметр исполнительного цилиндра, мм.



Диаметры главного и исполнительного цилиндров выполняются обычно равными:

$$\frac{d_1}{d_2} \approx 1,0.$$

Полный ход педали сцепления при гидроприводе рассчитывают аналогично (формула (3.50)).

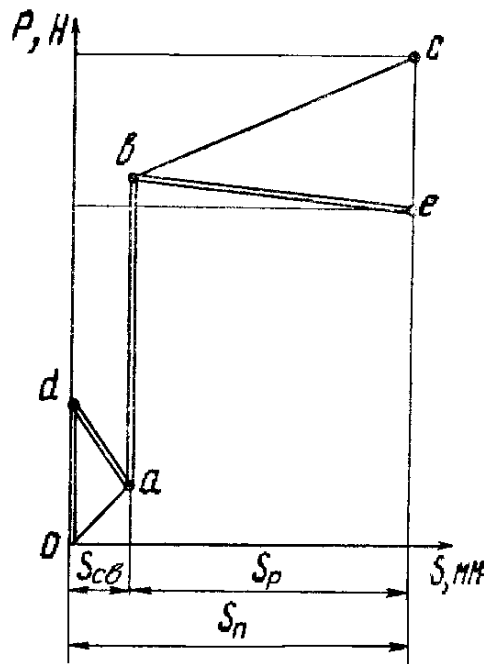
Выполненные конструкции приводов имеют обычно следующие значения передаточных чисел: $i_{\text{пр}} = 30 \div 45$; $i_{\text{р}} = 3,8 \div 5,5$; $i_{\text{в}} = 1,4 \div 2,2$.

Усилие на педали определяют по формуле:

$$P_{\Pi} = \frac{P_{\Sigma \max}}{i_{\text{пр}} \eta_{\text{пр}}} \quad (3.52)$$

Если усилие на педали больше регламентированного, то в привод устанавливают усилитель.

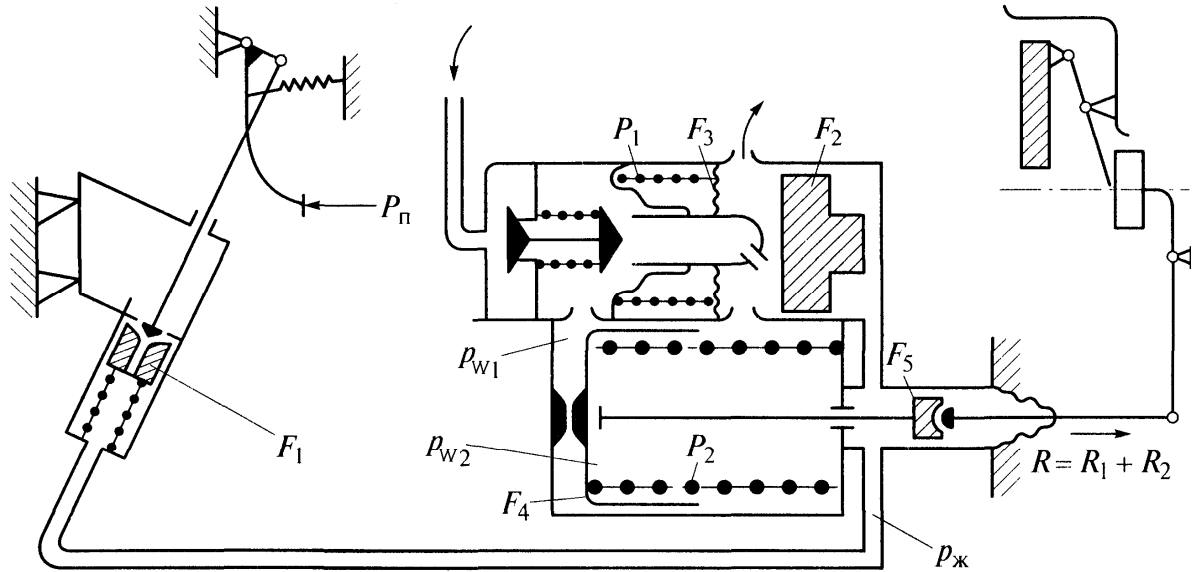
В некоторых приводах установлена сервопружина, которая не является усилителем, т.к. не облегчает работу водителя. Однако максимальное усилие на педали при удержании ее в выключенном положении, может быть снижено до 30% .



При перемещении педали в пределах свободного хода $S_{\text{св}}$ происходит дополнительное сжатие сервопружины и некоторое повышение усилия на педали (0-d). При дальнейшем перемещении педали ось пружины проходит через центр поворота педали и усилие снижается.

Изменение усилия на педали с сервопружиной происходит по линиям (0-d-a-b-e), без нее — по линиям (0-a-b-c). Отрезок (c-e) характеризует снижение усилия на педали; отрезок (0-a) — деформацию возвратных пружин привода. Данная характеристика построена без учета упругих деформаций деталей привода.

Усилители устанавливают обычно на тяжелых грузовых автомобилях. Основы расчета усилителей гидравлического привода можно показать на примере гидропневматического усилителя автомобилей семейства КамАЗ.



При нажатии на педаль усилие на штоке R складывается из усилия R_1 в гидролинии, создаваемого водителем, и усилия R_2 , создаваемого усилителем:

$$R_1 = \frac{P_{\text{п}} i_{\text{пед}} F_5}{F_1}; \quad (3.53)$$

$$R_2 = (P_{w1} - P_{w2}) F_4 - P_2. \quad (3.54)$$

Одним из основных требований к любому усилителю является следящее действие – пропорциональность между усилием водителя и усилием, создаваемым усилителем. Следящее действие данного усилителя обеспечивается способностью следящего элемента (мембраны) устанавливаться в равновесное положение, при котором оба клапана (впускной и выпускной) закрыты.

Условие равновесия мембраны можно записать в виде:

$$(P_{w1} - P_{w2}) F_3 + P_1 = P_{\text{ж}} F_2, \quad (3.55)$$

тогда

$$(P_{w1} - P_{w2}) = \frac{P_{\text{ж}} F_2 - P_1}{F_3}, \quad (3.56)$$

где $P_{\text{ж}}$ – давление жидкости в гидролинии.

Давление жидкости в гидролинии можно определить как

$$P_{\text{ж}} = \frac{P_{\text{п}} i_{\text{пед}}}{F_1}. \quad (3.57)$$

Таким образом

$$(P_{w1} - P_{w2}) = \frac{P_{\Pi} i_{\text{пед}} F_2}{F_1 F_3} - \frac{P_1}{F_3}, \quad (3.58)$$

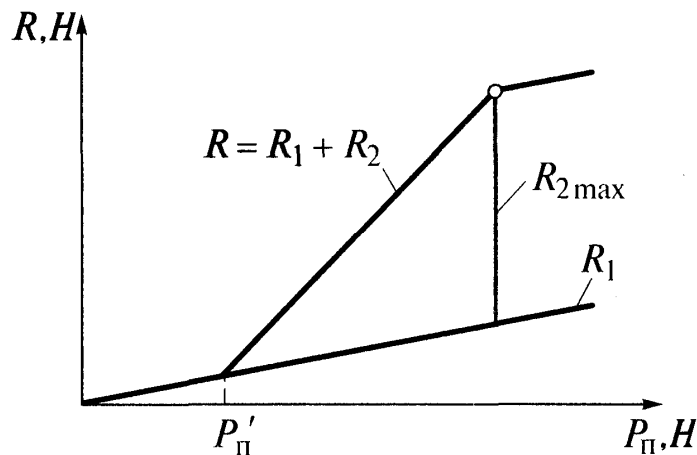
и, следовательно

$$R_2 = \frac{P_{\Pi} i_{\text{пед}} F_2 F_4}{F_1 F_3} - P_1 \frac{F_4}{F_3} - P_2. \quad (3.59)$$

Из выражения (3.59) видно, что усилие, создаваемое усилителем прямо зависит от усилия на педали. Таким образом обеспечивается силовое следящее действие.

Полное усилие на штоке:

$$R = R_1 + R_2 = \frac{P_{\Pi} i_{\text{пед}} (F_5 F_3 + F_2 F_4)}{F_1 F_3} - \frac{P_1 F_4 + P_2 F_3}{F_3}. \quad (3.60)$$



Суммарное усилие R будет увеличиваться, пока давление P_{w1} не станет равным предельному, т.е. давлению воздуха в ресивере (точка $R_{2 \max}$ на графике). Дальнейшее увеличение суммарного усилия R может быть достигнуто только за счет увеличения усилия R_1 .

Трение в усилителе и реакции клапанов и пружин обуславливают некоторую нечувствительность (усилитель включится при $P_{\Pi} > P'_{\Pi}$).

Контрольные вопросы

1. Укажите назначение сцепления.
2. Приведите классификацию сцеплений. Охарактеризуйте

область их применения.

3. Перечислите требования к сцеплению. Назовите конструктивные мероприятия, обеспечивающие выполнение этих требований.

4. Опишите методику выбора основных размеров и параметров сцепления.

5. Перечислите допущения, принимаемые при определении работы буксования сцепления.

6. Изобразите характеристику нажимных пружин. Объясните, почему целесообразно применять периферийные цилиндрические пружины с малой жесткостью.

7. Укажите критерии расчета гасителя крутильных колебаний.

8. Объясните, с какой целью ограничивают усилие и ход педали сцепления.

9. Изобразите и охарактеризуйте характерные точки статической характеристики гидropневматического усилителя.

4. КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

4.1. Назначение. Классификация. Требования

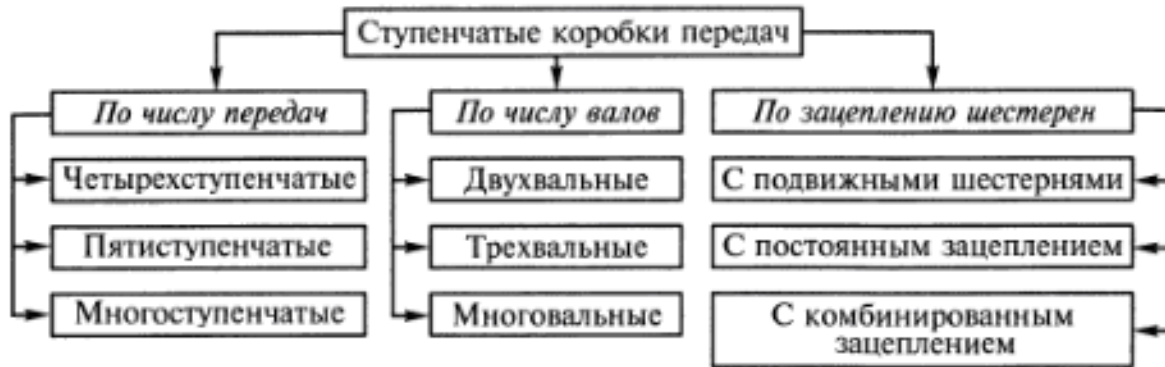
Коробка передач предназначена для преобразования крутящего момента на ведущих колесах автомобиля путем изменения передаточного числа, осуществления движения автомобиля задним ходом и длительного отсоединения двигателя от ведущих колес.

Необходимость преобразования крутящего момента определяется характером изменения крутящего момента ДВС, особенностью которого является относительно малая приспособляемость к изменению внешней нагрузки. Задний ход требуется для совершения автомобилем определенных маневров. Двигатель и ведущие колеса необходимо разъединять на длительное время при работе двигателя на стоянке и движении автомобиля накатом.

В зависимости от типа и назначения автомобилей на них применяются различные типы коробок передач:



Ступенчатые коробки передач обладают рядом преимуществ с бесступенчатыми. Поэтому они получили широкое применение на автомобилях различных типов.



К коробкам передач предъявляют следующие требования:

1. обеспечение оптимальных тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля при заданной внешней скоростной характеристике двигателя;
2. высокий КПД;
3. бесшумность при работе и переключении передач;
4. простота и удобство управления;
5. отбор мощности для привода дополнительного оборудования (в коробках передач специальных и грузовых специализированных автомобилей);
6. общие требования.

Необходимые тягово-скоростные свойства и топливная экономичность автомобиля, оптимальные для заданных условий эксплуатации, достигаются путем правильного выбора числа передач, диапазона передаточных чисел и соотношения (плотности ряда) передаточных чисел промежуточных передач.

Увеличение числа передач повышает степень использования

мощности двигателя, топливную экономичность, среднюю скорость движения, производительность автомобиля и снижает себестоимость перевозок. Однако при увеличении числа передач усложняется конструкция коробки передач, увеличиваются ее масса, размеры, стоимость и затрудняется управление автомобилем. Кроме того, с увеличением числа передач возрастает время разрыва потока мощности от двигателя к ведущим колесам, что может привести к ухудшению тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля.

Диапазон передаточных чисел представляет собой отношение передаточного числа низшей передачи коробки передач к передаточному числу высшей передачи. Чем меньше удельная мощность двигателя автомобиля, тем больше должен быть диапазон передаточных чисел коробки передач автомобиля.

Плотность ряда передаточных чисел коробки передач определяется соотношением передаточных чисел промежуточных передач. Плотность ряда выше у коробок передач, имеющих большое число передач. Эти коробки обеспечивают автомобилю более высокие тягово-скоростные свойства и топливную экономичность, чем коробки с меньшим числом передач. Высокая плотность ряда передаточных чисел коробки передач кроме повышения тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля создает более благоприятные условия работы синхронизаторов, так как для переключения передач требуется меньшая работа трения. Благодаря этому размеры синхронизаторов могут быть уменьшены при сохранении достаточной их надежности.

В механических ступенчатых коробках передач высокий КПД обеспечивается минимальным числом зацеплений для передач переднего хода (одно для двухвальных и два для трехвальных соосных), высоким качеством изготовления зубьев шестерен, применением подшипников качения, повышением жесткости основных деталей. В гидромеханических коробках передач – применением планетарных механизмов, блокированием гидротрансформатора, мероприятиями, снижающими величину отбора мощности на систему управления.

КПД может служить оценочным параметром уровня шума, создаваемого при работе коробкой передач, так как шум всегда связан с потерей энергии. Чем меньше значение КПД коробки

передач, тем она более шумная при работе.

Требование минимальных вибраций и шума при работе прежде всего относится к коробкам передач легковых автомобилей. Выполнение данного требования обеспечивается увеличением межосевого расстояния, оребрением картера, уменьшением расстояния между опорами валов, увеличением диаметров валов и другими мерами, повышающими жесткость основных деталей, а также повышением качества изготовления шестерен.

Удобство, как и для любого органа управления, определяется обычно двумя факторами: удобным расположением рычага переключения передач (рукоятки контроллера), величиной его полного хода, который не должен превышать $100 \div 200$ мм в двух взаимно-перпендикулярных направлениях. Однако при использовании раздаточных коробок и дополнительных коробок передач (делителей, демультипликаторов) применяют дополнительные органы управления. Часто автоматические коробки передач имеют дополнительные органы управления для изменения режимов переключения передач. Легкость определяется невысокими значениями усилия (не выше 100 Н), необходимого для перемещения рычага переключения передач.

В коробках передач отбор мощности предусматривается для привода дополнительного оборудования (лебедки, насосы, подъемные механизмы и др.) на автомобилях высокой проходимости, специализированных (самосвалы, цистерны, рефрижераторы, самопогрузчики) и специальных автомобилях (коммунальные, пожарные, автокраны и др.) и осуществляется обычно от дополнительной прямозубой шестерни на промежуточном валу через левый или правый люки в картере коробки передач, к которым присоединяется коробка отбора мощности.

4.2. Определение основных параметров механической ступенчатой коробки передач

Основные размеры и масса коробки передач определяются, главным образом, размерами зубчатых колес. Предварительно параметры зубчатых колес определяют на основе метода аналогии и использования статистических данных, отражающих сложившуюся практику автомобилестроения. Затем они уточняются по результатам проверочных расчетов и испытаний.

В первую очередь оценивается межосевое расстояние, которое приближенно можно определить по формуле:

$$A_0 = a \sqrt[3]{M_{e \max}}, \quad (4.1)$$

где a – эмпирический коэффициент, зависящий от типа транспортного средства.

Величина эмпирического коэффициента – $a = 14,5 \div 21,5$;

Затем устанавливается нормальный модуль зубчатых колес. Нормальный модуль определяется из условий изгибной прочности на усталость или статической прочности при действии максимального момента. Как правило, модуль принимается одинаковый для всех зубчатых колес коробки передач, что дает некоторые технологические преимущества.

Нормальный модуль можно определить по формуле:

$$m_n = \frac{d \cos \beta}{Z}, \quad (4.2)$$

где d – диаметр начальной окружности; β – угол наклона спирали зубьев; Z – число зубьев зубчатого колеса.

Большинство зубчатых колес в коробках передач выполняют косозубыми для уменьшения шума при работе и повышения прочности. При выборе угла наклона учитывают ряд факторов: необходимость обеспечения достаточного осевого перекрытия зубьев; ограничение осевой силы, действующей на подшипники валов; необходимость выдержать заданное межосевое расстояние; условие уравнивания осевых сил на промежуточном валу (для трехвальных коробок передач).

Угол наклона линии зубьев – $\beta = 18 \div 34^\circ$;

Рабочую ширину венцов зубчатых колес коробки передач можно определить из соотношения:

$$b = (5 \div 8) m_n = (0,19 \div 0,23) A. \quad (4.3)$$

При определении ширины венцов зубчатых колес следует учитывать, что при применении зубчатых колес большей ширины повышаются требования к жесткости валов коробки передач.

Число зубьев колес определяется по известному передаточному числу коробки передач (при условии равенства модулей), при этом передаточное число пары зубчатых колес на низшей передаче – $i_{\text{пары}} \leq 3,5 \div 4,0$; на высшей – $i_{\text{пары}} \leq 0,6 \div 0,8$.

После определения числа зубьев колес производят проверку межосевого расстояния:

$$A_0 = \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta}. \quad (4.4)$$

4.3. Расчет зубьев шестерен на прочность и долговечность

При расчете коробки передач расчетный момент определяется по максимальному крутящему моменту двигателя. Расчет зубчатых колес производится: на прочность – по напряжениям изгиба зубьев и на долговечность – по контактным напряжениям.

Напряжение изгиба рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{P}{b \pi m_n y}, \quad (4.5)$$

где P – окружное усилие; y – коэффициент формы зуба.

Окружное усилие рассчитывают по формуле:

$$P = \frac{M_e \max i_k^*}{r} = \frac{2 M_e \max i_k^* \cos \beta}{m_n Z}, \quad (4.6)$$

где i_k^* – передаточное число до рассчитываемого зубчатого колеса; r – радиус начальной окружности зубчатого колеса.

Коэффициент формы зуба приближенно определяют по формуле:

$$y = 0,154 - \frac{1,23}{Z} + \frac{3,33}{Z^2}. \quad (4.7)$$

Допустимые напряжения изгиба зубьев:

Передача	Легковые автомобили	Грузовые автомобили
Первая, задний ход	350 ÷ 400	500 ÷ 900
Высшие передачи	180 ÷ 350	150 ÷ 400

В основу расчета по контактным напряжениям положена зависимость Беляева-Герца для наибольших нормальных напряжений в зоне контакта, возникающих при сжатии двух цилиндров.

Контактные напряжения определяют по формуле:

$$\sigma_{сж} = 0,418 \cos \beta \sqrt{\frac{P E}{b \sin \alpha \cos \alpha} \left(\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2} \right)}, \quad (4.8)$$

где E – модуль упругости 1-го рода; α – угол зацепления шестерен; r_1, r_2 – радиусы начальных окружностей шестерен в паре; «+» – для внешнего зацепления; «-» – для внутреннего зацепления.

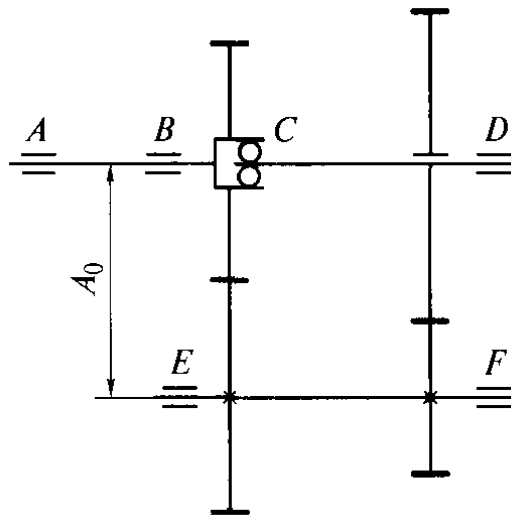
Допустимые напряжения сжатия:

Передача	Легковые автомобили и грузовые малой грузоподъемности	Грузовые автомобили
Первая, задний ход	1500 ÷ 2000	3000 ÷ 4000
Высшие передачи	1000 ÷ 1400	2000 ÷ 2800

4.4. Расчет валов

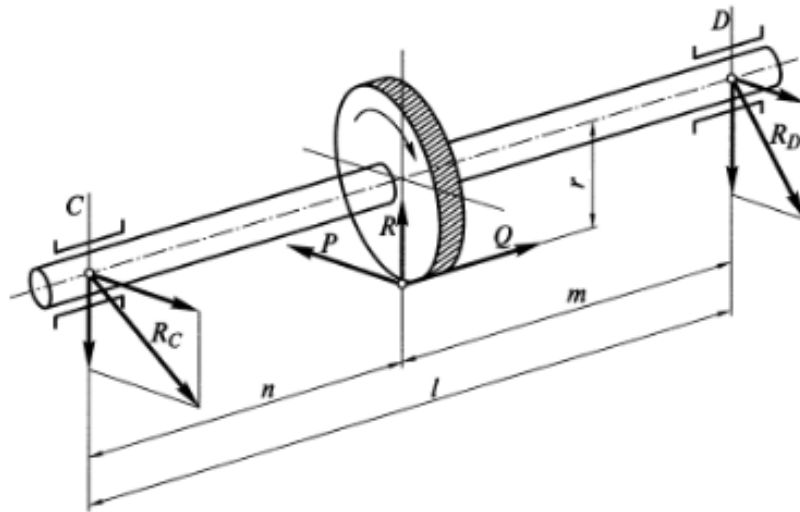
Валы коробки передач работают на кручение и изгиб.

Для расчета валов на прочность рассматривают простейшую схему трехвальной коробки передач при включенной одной передаче и в соответствии с этой схемой определяют силы, которые действуют на шестерни и валы.



При этом расчет валов коробки передач выполняют в такой последовательности: вторичный вал, промежуточный вал, первичный вал. Определение реакций опор (A, B, C, D, E, F) необходимо начинать с вторичного вала, т.к. для расчета первичного вала нужно знать реакции на переднюю опору вторичного вала, расположенную в его торцевой части.

При расчете *вторичного вала* сначала определяют силы, действующие на шестерни включенной передачи: окружную, осевую и радиальную.



Окружную силу определяют по формуле:

$$P = \frac{M_e \max i_k}{r} \quad (4.9)$$

Осевую силу рассчитывают по формуле:

$$Q = P \operatorname{tg} \beta. \quad (4.10)$$

Радиальную силу определяют по формуле:

$$R = P \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}. \quad (4.11)$$

Затем определяют реакции опор вала в горизонтальной и вертикальной плоскостях, а также суммарные реакции опор \$R_C\$ и \$R_D\$.

При этом суммарные реакции опор можно определить по выражениям:

$$R_C = \frac{P m}{l}; \quad (4.12)$$

$$R_D = \frac{P n}{l}. \quad (4.13)$$

После этого находят действующие моменты.

Изгибающие моменты определяют по формулам:

$$M_{\text{изг } C} = R_C n; \quad (4.14)$$

$$M_{\text{изг } D} = R_D m. \quad (4.15)$$

Крутящий момент рассчитывают по формуле:

$$M_{кр} = P r. \quad (4.16)$$

Результирующие моменты определяют по формулам:

$$M_{рез C} = \sqrt{M_{изг C}^2 + M_{кр}^2}; \quad (4.17)$$

$$M_{рез D} = \sqrt{M_{изг D}^2 + M_{кр}^2}. \quad (4.18)$$

По значениям результирующих моментов находят результирующие напряжения от изгиба и скручивания вторичного вала:

$$\sigma_{рез} = \frac{M_{рез}}{0,1 d^3}, \quad (4.19)$$

где d – диаметр вала в опасном сечении.

Допустимые напряжения – $[\sigma_{рез}] = 200 \div 400$ МПа.

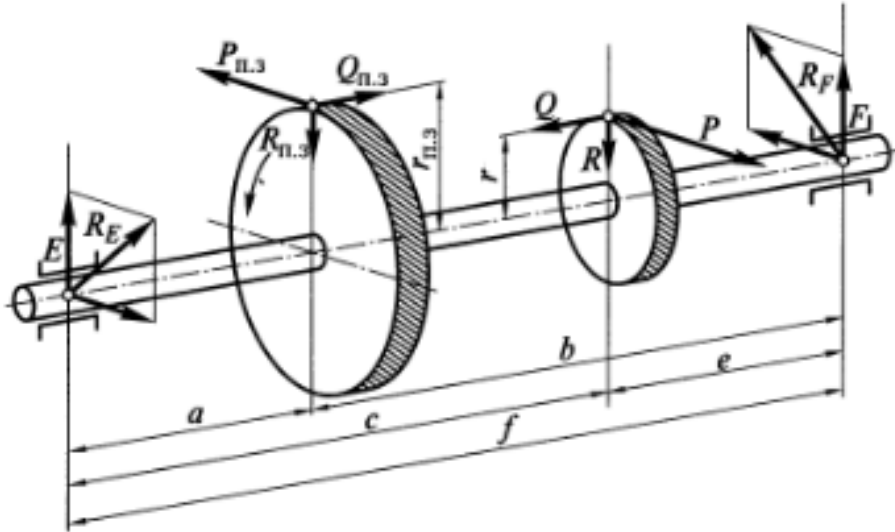
Шлицы вторичного вала рассчитывают на смятие. Напряжения смятия шлицев определяют по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{8 M_{кр max}}{0,75 (d_H^2 - d_B^2) l_{ш} i_{ш}}, \quad (4.20)$$

где $M_{кр max}$ – максимальный крутящий момент на валу; d_H , d_B – наружный и внутренний диаметры шлицев; $l_{ш}$ – длина шлицев; $i_{ш}$ – число шлицев.

Допустимые напряжения смятия – $[\sigma_{см}] = 200$ МПа.

При расчете *промежуточного вала* вначале определяют силы, действующие на шестернях постоянного зацепления (шестернях привода промежуточного вала).



Окружную силу определяют по формуле:

$$P_{п.з} = \frac{M_e \max i_{п.з}}{r_{п.з}}. \quad (4.21)$$

Осевую силу рассчитывают по формуле:

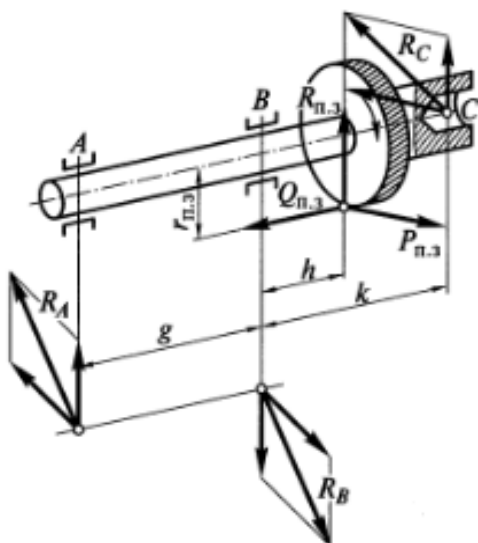
$$Q_{п.з} = P_{п.з} \operatorname{tg} \beta. \quad (4.22)$$

Радиальную силу определяют по формуле:

$$R_{п.з} = P_{п.з} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}. \quad (4.23)$$

Затем определяют, так же, как и для вторичного вала коробки передач, силы на шестернях промежуточного вала для любой включенной передачи, реакции опор и результирующие напряжения.

При расчете *первичного вала* действующие силы на шестернях постоянного зацепления определяют так же, как для промежуточного вала. Реакции опор и результирующие напряжения рассчитывают как для вторичного вала коробки передач.

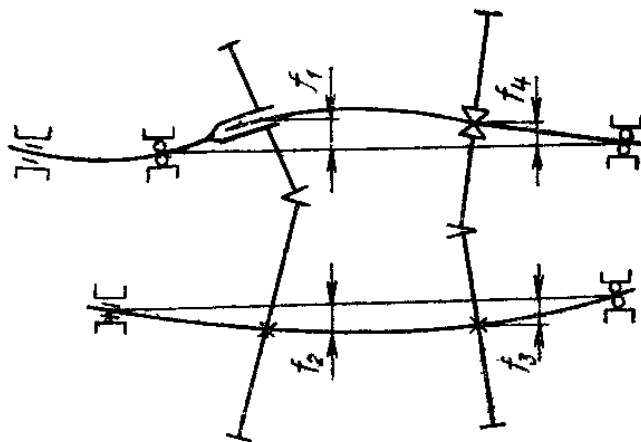


Кроме расчета валов коробки передач на прочность, необходима их проверка на жесткость. При недостаточной жесткости валы коробки передач будут иметь

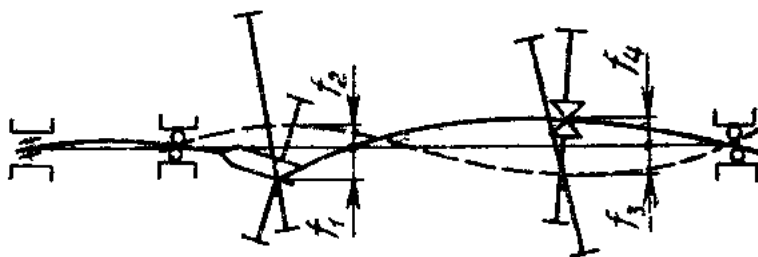
значительный прогиб, что существенно снизит прочность и износостойкость шестерен, а также увеличит шумность коробки передач при работе.

На работу шестерен особо влияет прогиб валов в плоскости их осей и в перпендикулярной плоскости. Прогибы валов приводят к изменению расстояния между центрами шестерен и нарушению их правильного зацепления, а также к перекосу шестерен. Причем в процессе работы прогибы валов не остаются постоянными, в результате чего возникают дополнительное скольжение шестерен и динамическая нагрузка на их зубья.

Жесткость валов определяется по их прогибу. Осевые и радиальные силы вызывают прогиб валов в плоскости их осей (f_B),



а окружные силы – прогиб в перпендикулярной плоскости (f_Γ).



Полный прогиб валов коробки передач:

$$f = \sqrt{f_B^2 + f_\Gamma^2}. \quad (4.24)$$

Полный прогиб не должен превышать – $[f] = 0,2$ мм.

Длинные валы коробок передач проверяют по углу закручивания:

$$\Theta = \frac{M_K L_B 180}{\pi J_{кр} G}, \quad (4.25)$$

где M_K – расчетный момент на валу; L_B – длина вала; $J_{кр}$ – полярный момент инерции сечения; G – модуль упругости при кручении.

Допустимый угол закручивания – $[\Theta] = 0,25 \div 0,35^\circ$ на один метр длины вала.

4.5. Расчет подшипников

Подбор подшипников коробки передач проводится с учетом их работоспособности.

С этой целью рассчитывают коэффициент работоспособности, который учитывает нагрузки подшипника, его частоту вращения и долговечность.

Коэффициент работоспособности подшипника определяют по формуле:

$$C_{\text{под}} = P_{\text{э}} (n h)^{0,3}, \quad (4.26)$$

где $P_{\text{э}}$ – эквивалентная нагрузка; n – частота вращения подшипника; h – долговечность подшипника.

Для радиальных и радиально-упорных подшипников эквивалентную нагрузку рассчитывают по формуле:

$$P_{\text{э}} = (R + m Q) k_{\text{без}} k_{\text{к}}, \quad (4.27)$$

где R – радиальная нагрузка на подшипник; Q – осевая нагрузка на подшипник; m – коэффициент приведения нагрузок; $k_{\text{без}}$ – коэффициент безопасности; $k_{\text{к}}$ – кинематический коэффициент.

Радиальные и осевые силы, действующие на подшипник на каждой передаче, представляют собой реакции опор валов коробки передач и рассчитываются по формулам для этих сил. Однако в формулах вместо максимального крутящего момента двигателя необходимо принимать расчетный момент:

$$M_p = M_e \max a, \quad (4.28)$$

где a – коэффициент использования крутящего момента.

Коэффициент использования крутящего момента зависит от удельной мощности автомобиля и может быть определен по эмпирической формуле:

$$a = 0,96 - 0,136 \cdot 10^{-2} N_{\text{уд}} + 0,41 \cdot 10^{-6} N_{\text{уд}}^2, \quad (4.29)$$

где $N_{\text{уд}}$ – удельная мощность.

Частоту вращения подшипника рассчитывают по формуле:

$$n = 2,65 \frac{V_{\text{ср}} i_0}{r_{\text{к}}}, \quad (4.30)$$

где $V_{\text{ср}}$ – средняя техническая скорость автомобиля; i_0 – передаточное число главной передачи; $r_{\text{к}}$ – радиус качения колеса.

Долговечность подшипника определяют по формуле:

$$h = \frac{S}{V_{\text{ср}}}. \quad (4.31)$$

где S – пробег автомобиля до капитального ремонта.

После определения коэффициента работоспособности подшипников коробки передач их выбирают по каталогу.

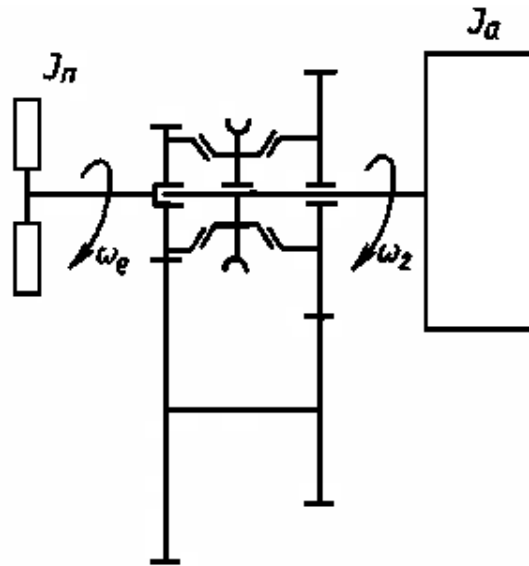
4.6. Расчет синхронизатора

Процесс работы синхронизатора состоит из трех этапов (выравнивание, блокировка и включение), в соответствии с чем синхронизатор имеет три обязательных элемента:

1. выравнивающий – фрикционный элемент, поглощающий энергию сил инерции вращающихся масс за счет трения (латунные конусные кольца);
2. блокирующий – устройство, препятствующее перемещению включающего элемента до полного выравнивания угловых скоростей (блокирующие кольца или пальцы);
3. включающий – элемент, жестко соединяющий зубчатое колесо с валом (зубчатая муфта или каретка).

Помимо этого, синхронизаторы имеют вспомогательные элементы – элементы упругой связи между деталями.

Выравнивание угловых скоростей можно проиллюстрировать динамической системой, принятой для анализа работы инерционного синхронизатора:



где J_{Π} – суммарный приведенный момент инерции деталей, связанных с включаемым зубчатым колесом при выключенном сцеплении; J_a – суммарный приведенный момент инерции деталей, связанных с ведомым валом коробки передач.

Для выравнивания угловых скоростей соединяемых элементов необходимых на поверхностях конусов создать момент трения $M_{\text{тр}}$.

Управление динамики подсистемы с моментом инерции J_{Π} можно записать в виде:

$$J_{\Pi} \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{тр}}. \quad (4.32)$$

Считая $M_{\text{тр}} = \text{const}$ в течении синхронизации и проинтег-

рировав выражение $J_{\Pi} \int_{\omega_1}^{\omega_2} d\omega = \int_0^t M_{\text{тр}} dt$, получим:

$$M_{\text{тр}} = \frac{J_{\Pi} (\omega_1 - \omega_2)}{t_c}, \quad (4.33)$$

где $\omega_1 = \frac{\omega_e}{i_{k+1}}$ – угловая скорость включаемого зубчатого колеса

более высокой передачи; $\omega_2 = \frac{\omega_e}{i_k}$ – угловая скорость ведомого

вала до переключения (принято, что в процессе переключения $\omega_2 = \text{const}$); t_c – время синхронизации.

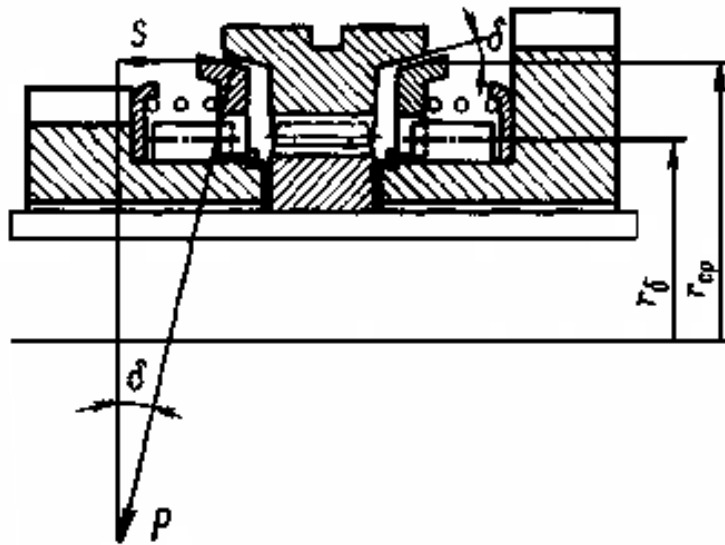
Тогда

$$M_{\text{тр}} = \frac{J_{\text{п}} \omega_e}{t_c} \left(\frac{1}{i_{\text{к+1}}} - \frac{1}{i_{\text{к}}} \right). \quad (4.34)$$

Момент трения может быть выражен через нормальную силу P на конусах выравнивающих элементов:

$$M_{\text{тр}} = P \mu r_{\text{ср}}. \quad (4.35)$$

где μ – коэффициент трения; $r_{\text{ср}}$ – средний радиус конуса.



В свою очередь, нормальная сила может быть выражена через усилие S , создаваемое водителем:

$$P = \frac{S}{\sin \delta}, \quad (4.36)$$

откуда

$$S = \frac{M_{\text{тр}} \sin \delta}{\mu r_{\text{ср}}} = \frac{J_{\text{п}} \omega_e \sin \delta}{\mu r_{\text{ср}} t_c} \left(\frac{1}{i_{\text{к+1}}} - \frac{1}{i_{\text{к}}} \right). \quad (4.37)$$

Работу, затрачиваемую на выравнивание угловых скоростей (работу трения, затрачиваемую на поглощение кинетической энергии вращающихся деталей), определяют по формуле:

$$L_c = \frac{J_{\text{п}} (\omega_1 - \omega_2)^2}{2} = \frac{J_{\text{п}} \omega_e^2}{2} \left(\frac{1}{i_{\text{к+1}}} - \frac{1}{i_{\text{к}}} \right)^2. \quad (4.38)$$

Синхронизаторы принято оценивать по удельной работе буксования, которую рассчитывают по формуле:

$$l_c = \frac{L_c}{F_c}, \quad (4.39)$$

где F_c – площадь конуса трения синхронизатора.

Допустимая удельная работа буксования синхронизаторов – $[l_c] = 0,03 \div 0,4$ МДж/м².

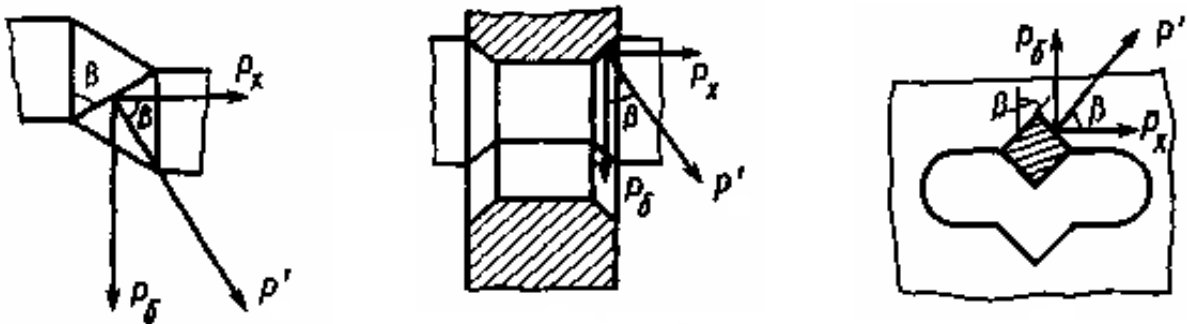
Работа трения синхронизатора сопровождается выделением теплоты. За одно включение передачи температура синхронизатора повышается на величину:

$$\Delta T = \frac{L_c \gamma_c}{m_c C}, \quad (4.40)$$

где γ_c – коэффициент перераспределения теплоты между деталями; m_c – масса синхронизатора; C – удельная теплоемкость материала.

Допустимый нагрев – $[\Delta T] = 15 \div 30^\circ \text{C}$.

Как уже было отмечено выше, *блокировка* осуществляется кольцами или пальцами, препятствующими включению передачи до полного выравнивания угловых скоростей шестерни и вала. На рисунке показаны схемы наиболее часто применяемых блокирующих устройств:



где P' – нормальное усилие в блокирующем элементе; P_x – осевое усилие; P_δ – окружное усилие.

Осевое и окружное усилия в блокирующем элементе определяют по формулам:

$$P_x = \frac{M_{\text{тр}}}{r_{\delta} \operatorname{tg} \beta}; \quad (4.41)$$

$$P_{\delta} = \frac{M_{\text{тр}}}{r_{\delta}}, \quad (4.42)$$

где r_{δ} – радиус расположения блокирующих элементов.

Чтобы исключить преждевременное включение передач должно выполняться условие $S < P_x$. Выразив усилие, создаваемое водителем, через параметры синхронизатора, получим:

$$\operatorname{tg} \beta < \frac{\mu r_{\text{ср}}}{\sin \delta r_{\delta}}. \quad (4.43)$$

В некоторых конструкциях $r_{\delta} = r_{\text{ср}}$, и тогда $\operatorname{tg} \beta < \frac{\mu}{\sin \delta}$.

Включение передачи осуществляется после выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей. Действие окружной силы, прижимающей блокирующие детали, прекращается и происходит разблокировка. При этом блокирующая деталь под действием осевой силы поворачивается и возвращается в нейтральное (исходное) положение. Зубчатая муфта или каретка синхронизатора свободно передвигается и входит в зацепление с зубчатым венцом шестерни включаемой передачи.

Контрольные вопросы

1. Укажите назначение коробки передач.
2. Приведите классификацию механических ступенчатых коробок передач. Охарактеризуйте область их применения.
3. Перечислите требования к коробкам передач. Назовите конструктивные мероприятия, обеспечивающие выполнение этих требований.
4. Дайте определения терминам «диапазон передаточных чисел коробки передач», «плотность ряда передаточных чисел коробки передач».
5. Опишите методику выбора основных параметров механических ступенчатых коробок передач.
6. Приведите расчетные параметры зубчатых колес короб-

ки передач на прочность и долговечность.

7. Опишите методику расчета валов коробки передач на прочность и изгиб.

8. Опишите принцип выбора подшипников валов коробки передач.

9. Перечислите критерии оценки нагруженности синхронизатора.

5. КАРДАНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

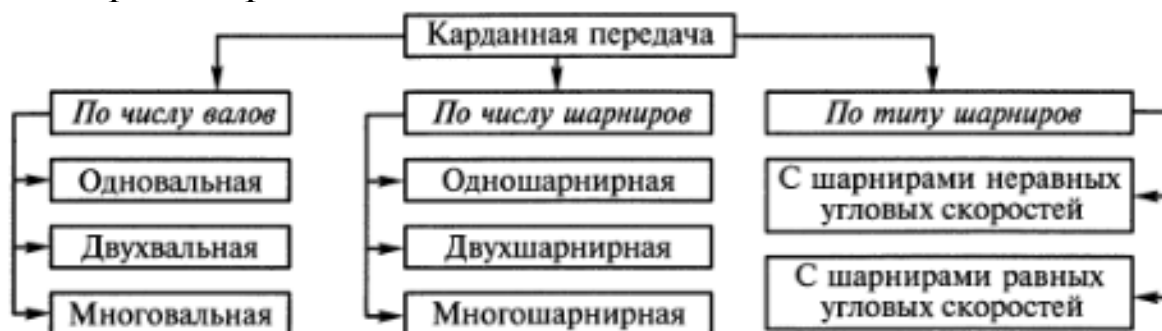
5.1. Назначение. Классификация. Требования

Карданная передача предназначена для передачи крутящего момента между агрегатами, если оси их валов не лежат на одной прямой или могут изменять свое взаимное положение.

В общем случае карданная передача состоит из карданных шарниров, карданных валов, их опор и компенсирующего соединения.

В зависимости от типа, компоновки и конструкции автомобиля карданная передача может передавать крутящий момент от коробки передач к раздаточной коробке или к главной передаче ведущего моста, от раздаточной коробки к главным передачам ведущих мостов, между главными передачами среднего и заднего ведущих мостов, от дифференциала к передним ведущим и управляемым (комбинированным) колесам. Карданная передача может также применяться в приводе от коробки отбора мощности к вспомогательным механизмам (лебедка и др.) и для связи рулевого колеса с рулевым механизмом.

Для соединения агрегатов автомобиля применяются карданные передачи различных типов:



Требования к карданным передачам:

1. надежная передача крутящего момента без создания дополнительных нагрузок в трансмиссии (изгибающих, скручивающих, вибрационных, осевых);
2. возможность передачи крутящего момента с обеспечением равенства угловых скоростей ведущего и ведомого валов независимо от угла между соединяемыми валами;
3. отсутствие резонансных явлений в зоне эксплуатационных скоростей;
4. высокий КПД за счет малого трения во всех соединениях (в том числе и шлицевых);
5. общие требования.

Минимальные вибрации и шум при использовании шарниров неравных угловых скоростей обеспечиваются уменьшением длины карданного вала (например, применением трехшарнирной карданной передачи с промежуточной опорой), увеличением диаметра карданного вала, уменьшением угла наклона карданных валов, уменьшением зазоров в подшипниках, установкой упругого шарнира в карданной передаче. Тем не менее, карданный вал, расположенный после первого карданного шарнира неравных угловых скоростей является источником крутильных колебаний.

При использовании шарниров равных угловых скоростей большое значение имеет точность совпадения центра шарнира с осью шкворня.

Отсутствие значительных осевых усилий и износов в компенсирующем соединении при использовании шарниров неравных угловых скоростей обычно обеспечивается применением шлицевого соединения с несколько увеличенным боковым зазором и длиной шлицев, равной около двух диаметров их вала, при надежных смазке и уплотнении.

При использовании некоторых шарниров равных угловых скоростей в приводе передних ведущих колес легковых автомобилей один из двух шарниров выполняют универсальным, выполняющим функции как шарнира, так и компенсирующего устройства. В этом случае шарики или ролики, перемещаясь в продольных пазах, позволяют чашке перемещаться в осевом направлении относительно внутренней звездочки

Высокий КПД карданных передач с шарнирами неравных

угловых скоростей обеспечивается применением в шарнирах игольчатых подшипников с надежной смазкой и надежным уплотнением при углах наклона карданных валов в пределах $5 \div 10^\circ$. Для уменьшения угла наклона до указанных значений иногда двигатель и (или) задний мост располагают с углом наклона $2 \div 4^\circ$. При углах, меньших $3 \div 5^\circ$, иглы оказывают бринеллирующее воздействие на шипы крестовины (под иглами образуются вмятины). Поэтому при очень малых углах наклона вместо игольчатых подшипников необходимо применять бронзовые втулки. Бринеллирование может также возникать при большом межигловом зазоре, когда иглы перекашиваются и создают высокое давление на шип крестовины. Поэтому суммарный межигловой зазор должен быть меньше половины диаметра иглы.

Высокий КПД карданных передач с шарнирами равных угловых скоростей обеспечивается в основном применением в этих шарнирах сравнительно крупных шариков, перекатываемых в канавках специального профиля. У кулачковых карданных шарниров, применяемых на автомобилях большой грузоподъемности, по сравнению с другими шарнирами равных угловых скоростей КПД ниже, так как между их деталями при углах, не равных нулю, используется трение скольжения.

Основным элементом карданной передачи является карданный шарнир. Тип шарнира определяет кинематическую схему карданной передачи и максимально допустимые углы наклона валов.

5.2. Рабочий процесс карданных шарниров

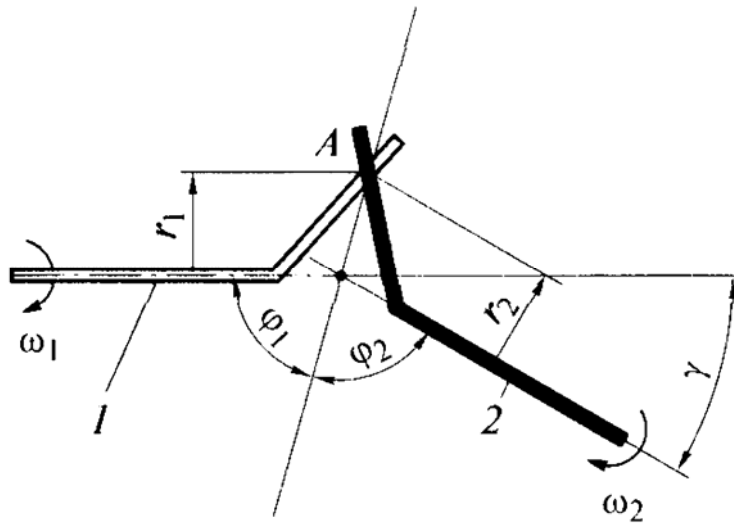
5.2.1. Кинематика карданных шарниров

Рабочий процесс карданных передач в основном определяется особенностями схемы сил на карданных шарнирах, а также условиями возникновения вибраций и мероприятиями по их уменьшению.

При передаче крутящего момента под углом с помощью шарниров возникают трудности в обеспечении равномерного вращения вала, расположенного позади шарнира.

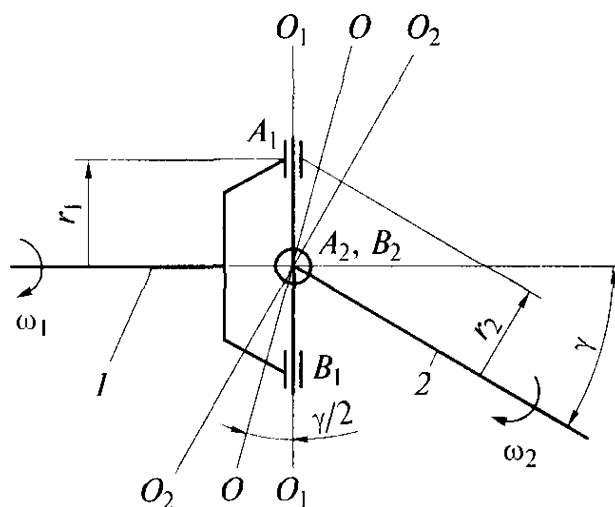
На рисунке приведена схема, поясняющая условие, при котором обеспечивается создание шарнира равных угловых скоро-

стей:



В точке A концы валов не соединены, они лишь соприкасаются, но $V_a = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$, значит, условие $\omega_2 = \omega_1$ выполнимо, если $r_2 = r_1$. При повороте вала 1, например на 180° , r_1 и r_2 уменьшаются, но их равенство должно сохраниться. Следовательно, точка A контакта валов 1 и 2 должна перемещаться по биссекторной плоскости $O-O$ ($\varphi_1 = \varphi_2$) при вращении валов.

В жестком шарнире неравных угловых скоростей это условие не выполняется, так как шипы A_1 и B_1 крестовины перемещаются в плоскости O_1-O_1 , перпендикулярной оси вала 1, а шипы A_2 и B_2 – в плоскости O_2-O_2 , перпендикулярной оси вала 2.



Если вал 1 повернется на угол α_1 , вал 2 повернется на угол

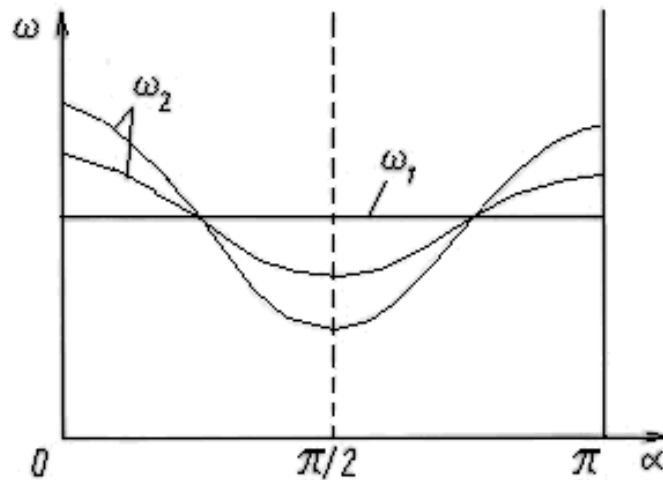
α_2 , при этом, из теории машин и механизмов:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \operatorname{tg} \alpha_2 \cos \gamma. \quad (5.1)$$

Продифференцировав зависимость (5.1), получим

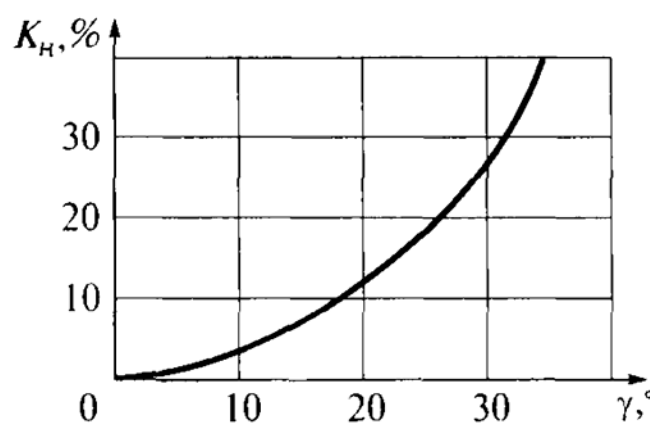
$$\frac{\omega_1}{\cos^2 \alpha_1} = \frac{\omega_2 \cos \gamma}{\cos^2 \alpha_2} \text{ и, после преобразований,}$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \cos \gamma (1 + \sin^2 \alpha_1 \operatorname{tg}^2 \gamma) \neq 1. \quad (5.2)$$



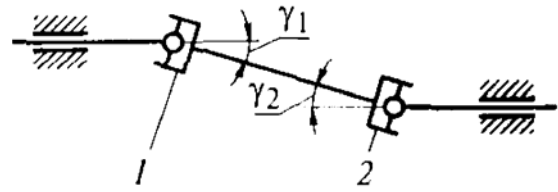
Из соотношения (5.2) следует, что $\omega_1 \neq \omega_2$, причем коэффициент неравномерности K_H при углах $\gamma < 10^\circ$ невелик:

$$K_H = \frac{(\omega_{2 \max} - \omega_{2 \min})}{\omega_1} = \frac{1 - \cos^2 \gamma}{\cos \gamma}. \quad (5.3)$$



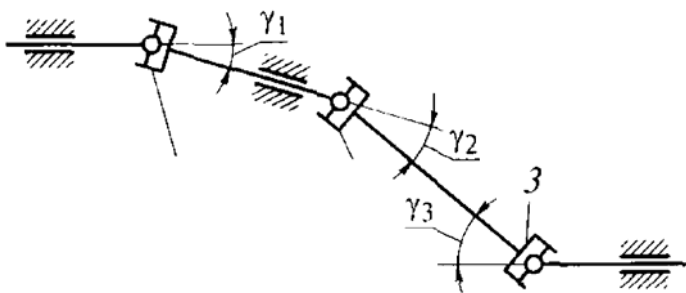
При двух шарнирах с валами, лежащими в одной плоскости, неравномерное вращение карданного вала можно преобразовать

в равномерное вращение ведомого вала, если поставить второй шарнир с углом наклона $\gamma_2 = \gamma_1$, причем вилки шарниров неравномерно вращающегося вала должны лежать в одной плоскости.



Это правило справедливо для любого четного числа шарниров. Ведомым валом будем считать вал, расположенный после последнего шарнира.

При трех шарнирах с валами, лежащими в одной плоскости,



равномерное вращение ведомого вала обеспечивается при выполнении уравнения, в котором перемножаются косинусы углов тех шарниров, вилки которых расположены

одинаково. Например, для показанной схемы:

$$\cos \gamma_1 \cos \gamma_2 = \cos \gamma_3. \quad (5.4)$$

Если развернуть на 90° вилки шарнира 2, условие (5.4) примет вид $\cos \gamma_2 \cos \gamma_3 = \cos \gamma_1$. Если, кроме того, развернуть на 90° вилки шарнира 3, условие (5.4) примет вид $\cos \gamma_1 \cos \gamma_3 = \cos \gamma_2$.

Взаимное расположение вилок на концах валов		Условие синхронного вращения
2	3	
Под углом 90° В одной плоскости В одной плоскости	В одной плоскости Под углом 90° В одной плоскости	$\cos \gamma_1 \cos \gamma_2 = \cos \gamma_3$ $\cos \gamma_2 \cos \gamma_3 = \cos \gamma_1$ $\cos \gamma_1 \cos \gamma_3 = \cos \gamma_2$

Во время движения автомобиля углы γ_2 и γ_3 могут изменяться; в то же время γ_1 остается постоянным, поэтому полной синхронизации угловых скоростей достичь нельзя (синхронизация тем ближе к полной, чем меньше γ_1).

5.2.2. Динамика карданного шарнира неравных угловых

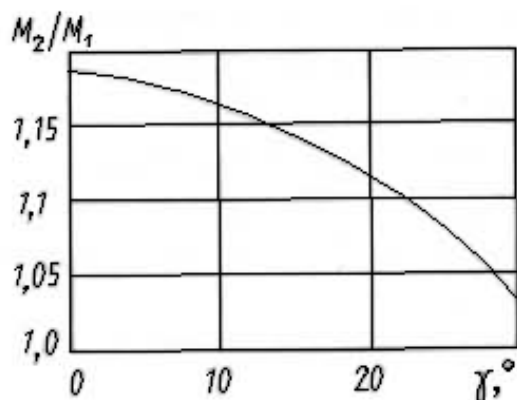
скоростей

Если предположить, что при передаче мощности карданным шарниром потерь на трение нет, тогда мощность на ведущем валу N_1 равна мощности на ведомом N_2 , т.е. $N_1 = N_2$ и $M_1 \alpha_1 = M_2 \alpha_2$, где M_1 и M_2 – моменты на ведущем и ведомом валах.

$$\text{Тогда } M_2 = M_1 \frac{\omega_1}{\omega_2} = M_1 \frac{\sin^2 \alpha_1 + \cos^2 \alpha_1 \cos^2 \gamma}{\cos \gamma}. \text{ Наибольшее}$$

значение крутящего момента на ведомом валу – $M_{2 \max} = \frac{M_1}{\cos \gamma}$ при $\varphi_1 = \frac{\pi}{2}, \frac{3\pi}{2}, \dots$; наименьшее значение –

$$M_{2 \min} = M_1 \cos \gamma \text{ при } \varphi_1 = \frac{\pi}{2}, \pi, \dots$$



Отсюда видно, что карданный шарнир передает переменный по величине момент на ведомый вал. Если принять, что массы, связанные с валами карданной передачи, вращаются равномерно, то дополнительный момент, вызванный неравномерностью вращения ведомого вала, будет закручивать карданный вал на угол:

$\varphi_2 - \varphi = \frac{M_{\text{доп}}}{C_{\text{вала}}}$, где $C_{\text{вала}}$ – крутильная жесткость карданного вала.

$$M_{\text{доп}} = M_{2 \max} - M_1 = \frac{M_1}{\cos \gamma} - M_1 = \frac{M_1 (1 - \cos \gamma)}{\cos \gamma}. \quad (5.5)$$

Возникающее дополнительное закручивание карданного вала может вызвать крутильные колебания в трансмиссии.

5.3. Расчет элементов карданной передачи

5.3.1 Расчет карданной передачи с шарнирами неравных угловых скоростей

При расчете карданных передач с шарнирами неравных уг-

ловых скоростей рассчитываются карданный вал, крестовина, вилки и подшипники карданного шарнира.

Для определения основных размеров *карданного вала* необходимо определить максимальную частоту вращения карданного вала, соответствующую максимальной скорости автомобиля.

Максимальную частоту вращения карданного вала, соответствующую максимальной скорости автомобиля рассчитывают по формуле:

$$n_{\max} = \frac{n_N k}{i_B}, \quad (5.6)$$

где n_N – частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности; i_B – передаточное число высшей ступени коробки передач; k – коэффициент, зависящий от типа двигателя автомобиля.

Для определения основных размеров карданного вала необходимо также определить расчетный крутящий момент на карданном валу на низшей ступени в коробке передач.

Расчетный крутящий момент на карданном валу определяют по формуле:

$$M_k = M_{e \max} i_1. \quad (5.7)$$

После определения максимальной частоты вращения карданного вала и расчетного крутящего момента на карданном валу выбирают соответствующие стандартные размеры сечений труб карданных валов.

Критическую частоту вращения карданного вала определяют по формуле:

$$n_{\text{кр}} = 12 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{D_B^2 + d_B^2}{L_B^2}}, \quad (5.8)$$

где D_B – внешний диаметр карданного вала; d_B – внутренний диаметр карданного вала; L_B – длина карданного вала.

Расчетная критическая частота вращения карданного вала обычно превосходит действительное значение вследствие податливости опор, неточной балансировки вала, наличия зазоров в

шлицевых соединениях. Опыт эксплуатации показал, что для удовлетворительной работы карданной передачи необходимо вводить коэффициент запаса по критической частоте вращения:

$$K = \frac{n_{кр}}{n_{max}} = 1,5 \div 2,0. \quad (5.9)$$

Напряжение кручения трубчатого вала рассчитывают по формуле:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{к}}{W_{кр}}, \quad (5.10)$$

где $W_{кр}$ – момент сопротивления сечения кручению.

Допустимые напряжения кручения карданных валов легковых автомобилей – $[\tau_{кр}] = 25 \div 55$ МПа; грузовых автомобилей – $[\tau_{кр}] = 100 \div 120$ МПа.

На жесткость карданный вал рассчитывают по углу закручивания:

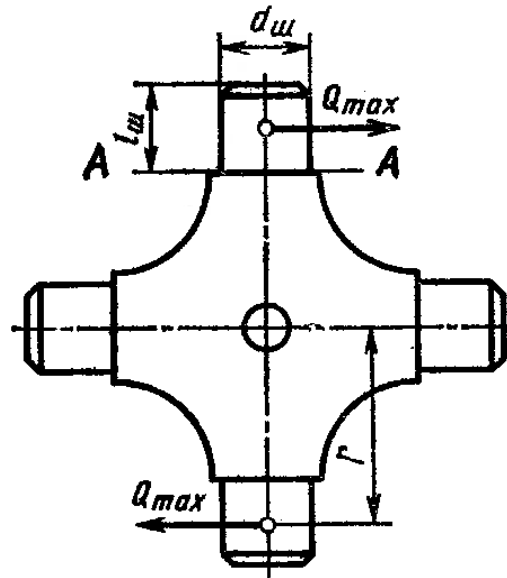
$$\Theta = \frac{M_{к} L_{в} 180}{\pi J_{кр} G}, \quad (5.11)$$

где $J_{кр}$ – полярный момент инерции сечения; G – модуль упругости при кручении.

Допустимый угол закручивания – $[\Theta] = 7 \div 8^\circ$ на один метр длины.

Размеры *крестовины карданного шарнира* определяют размеры всего карданного шарнира.

Размеры крестовины находят из условий, что крестовина не будет иметь остаточных деформаций под действием меньшей из величин: максимального расчетного крутящего момента на карданном валу, определенного по двигателю или по сцеплению.



Высоту крестовины карданного шарнира по шипам, исходя из максимального крутящего момента по двигателю, определяют по формуле:

$$H = 1,57 \sqrt[3]{M_K}. \quad (5.12)$$

Высоту крестовины карданного шарнира по шипам, исходя из максимального крутящего момента по сцеплению, определяют по формуле:

$$H = 1,57 \sqrt[3]{\frac{85 G_{сц} r_k \varphi_x}{i_0}}, \quad (5.13)$$

где $G_{сц}$ – вес, приходящийся на мост, к которому подводится крутящий момент через рассчитываемую карданную передачу; φ_x – продольный коэффициент сцепления.

По определенной высоте крестовины выбирают соответствующий стандартный типоразмер карданного шарнира.

Шипы крестовины карданного шарнира рассчитывают по напряжениям изгиба и среза.

Напряжение изгиба шипа в опасном сечении А-А определяют по формуле:

$$\sigma_{и} = \frac{Q_{max} l_{ш}}{2 W_{ш}}, \quad (5.14)$$

где Q_{max} – максимальная нагрузка на шип крестовины; $l_{ш}$ – длина шипа; $W_{ш}$ – момент сопротивления сечения шипа изгибу.

При расчете максимальной нагрузки на шип крестовины принимают, что условно сосредоточенная сила действует в середине шипа. Максимальную нагрузку на шип крестовины карданного шарнира рассчитывают по формуле:

$$Q_{\max} = \frac{M_{\text{к}}}{2 r \cos \gamma}, \quad (5.15)$$

где r – плечо приложения максимальной нагрузки; γ – угол наклона валов карданной передачи.

Момент сопротивления сечения шипа изгибу определяют по формуле:

$$W_{\text{ш}} = \frac{\pi d_{\text{ш}}^3}{32} \approx 0,1 d_{\text{ш}}^3, \quad (5.16)$$

где $d_{\text{ш}}$ – диаметр шипа крестовины.

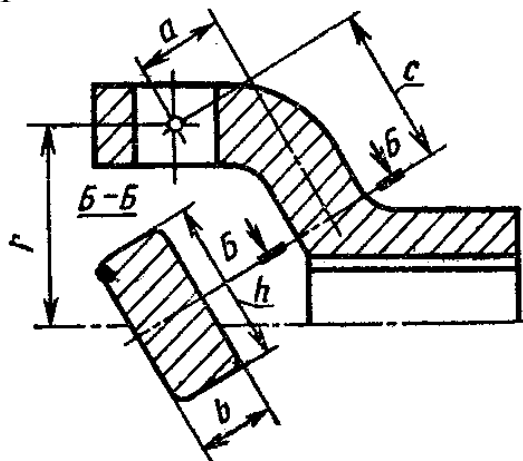
Допустимые напряжения изгиба – $[\sigma_{\text{и}}] = 250 \div 300$ МПа.

Напряжение среза шипа крестовины определяют по формуле:

$$\tau = \frac{4 Q_{\max}}{\pi d_{\text{ш}}^2}. \quad (5.17)$$

Допустимые напряжения среза – $[\tau] = 60 \div 80$ МПа.

Вилка карданного шарнира под действием максимальной нагрузки на шип крестовины испытывает изгиб и кручение.



Напряжение изгиба вилки рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{Q_{\max} c}{W_{\text{из}}}, \quad (5.18)$$

где c – плечо изгиба; $W_{\text{из}}$ – момент сопротивления сечения изгиба.

Момент сопротивления изгибу для прямоугольного сечения определяют по формуле:

$$W_{\text{из}} = \frac{b h^2}{6}, \quad (5.19)$$

где b , h – соответственно, высота и ширина сечения вилки карданного шарнира.

Допустимые напряжения изгиба – $[\sigma_{\text{из}}] = 60 \div 80$ МПа.

Напряжение кручения вилки определяют по формуле:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{Q_{\text{max}} a}{W_{\text{кр}}}, \quad (5.20)$$

где a – плечо кручения; $W_{\text{кр}}$ – момент сопротивления сечения кручению.

Момент сопротивления сечения кручению рассчитывают по формуле:

$$W_{\text{кр}} = k h b^2, \quad (5.21)$$

где k – коэффициент, зависящий от отношения ширины сечения вилки к его высоте.

Допустимые напряжения кручения – $[\tau_{\text{кр}}] = 120 \div 150$ МПа.

Игольчатые подшипники карданных шарниров рассчитывают по допустимой нагрузке.

Допустимую нагрузку на подшипник карданного шарнира определяют по формуле:

$$P_{\text{доп}} = 7900 \frac{Z_{\text{и}} l_{\text{и}} d_{\text{и}}}{\sqrt[3]{\frac{n_{\text{м}}}{i_{\text{тр}}} \text{tg } \gamma}}, \quad (5.22)$$

где $Z_{\text{и}}$ – количество иглок в подшипнике; $l_{\text{и}}$ – длина иголки; $d_{\text{и}}$ – диаметр иголки; $i_{\text{тр}}$ – передаточное число до рассчитываемой карданной передачи.

После расчета допустимой нагрузки необходимо проверить полученное значение на соответствие условию:

$$P_{\text{доп}} > Q_{\text{max}}$$

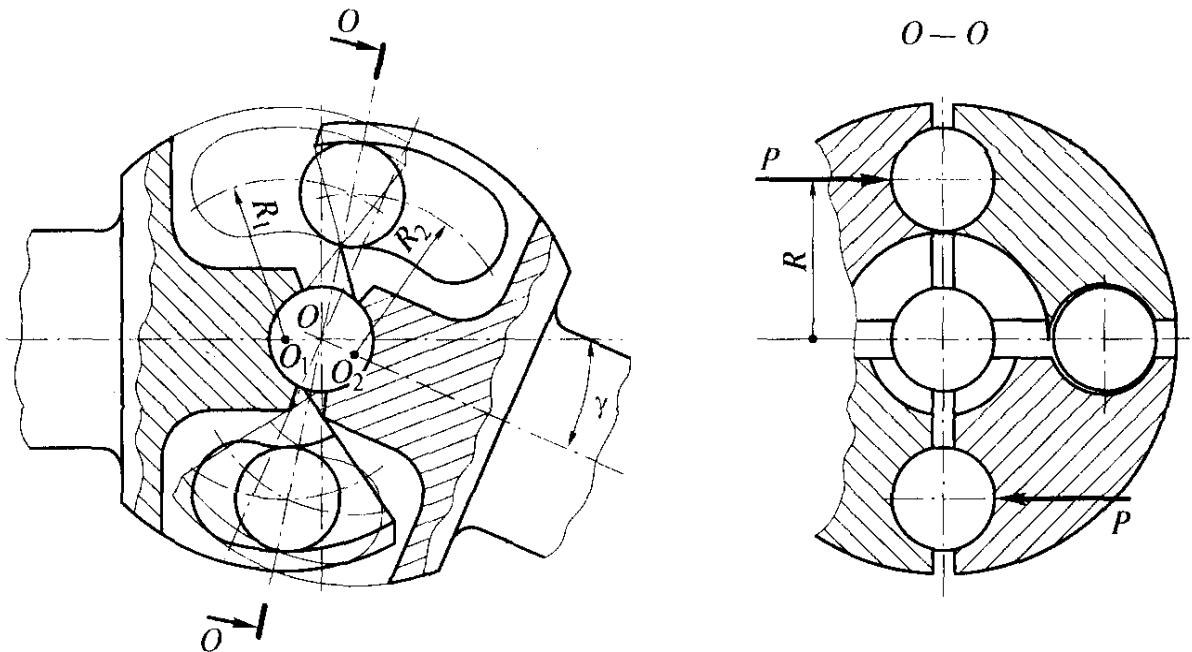
5.3.2 Расчет карданной передачи с шарнирами равных угловых скоростей

Максимальный момент по сцеплению M_{φ} , Н·м, передаваемый шарниром, определяют по формуле:

$$M_{\varphi} = G_{\text{к}} r_{\text{к}} \varphi, \quad (5.23)$$

где $G_{\text{к}}$ – вес, приходящийся на колесо.

Для обеспечения необходимой плавности работы и равномерного распределения нагрузки число шариков в шариковом карданном шарнире с делительным механизмом должно быть четным, поэтому на практике устанавливают четыре (шесть) шариков, равномерно распределенных по окружности.



Допустимое окружное усилие рассчитывают по формуле:

$$[\sigma_{\text{ш}}] = 5100 \sqrt[3]{\frac{P}{d_{\text{ш}}^2}}, \quad (5.24)$$

где P – окружная сила, действующая на шарик.

Окружную силу, действующую на шарик, определяют по формуле:

$$P = \frac{M_e \max i_1}{6 R \cos \gamma}, \quad (5.25)$$

где R – радиус расположения шариков.

Размеры внутренней обоймы должны обеспечить надежную связь с ведущим валом, и это предопределяет радиус расположения шариков.

Соотношение между радиусом расположения шариков и их диаметрами для обеспечения заданного срока службы рекомендуют определять по эмпирической зависимости:

$$\frac{R}{d} = 1,71.$$

Карданный вал в приводе передних колес – цельнолитой. Поэтому рассчитывают его только по углу закручивания по формуле (5.10), при этом полярный момент инерции для сплошного сечения определяют по формуле:

$$J_{кр} = \frac{\pi D_B^4}{32}. \quad (5.26)$$

Контрольные вопросы

1. Укажите назначение карданных передач. Приведите их классификацию. Охарактеризуйте область их применения.
2. Перечислите требования к карданным передачам. Назовите конструктивные мероприятия, обеспечивающие выполнение этих требований.
3. Дайте определения терминам карданный шарнир «неравных угловых скоростей», «равных угловых скоростей». Объясните их кинематику.
4. Объясните, как компенсируется неравномерность вращения карданного шарнира неравных угловых скоростей в двухшарнирной передаче. Укажите условия, которые должны быть при этом выполнены.
5. Укажите критерии расчета карданного вала.
6. Объясните принцип выбора крестовины карданного шарнира.
7. Перечислите нагрузки, воспринимаемые вилкой карданного шарнира.
8. Укажите причину, по которой в приводе ведущих и управляемых (комбинированных) колес используются карданные передачи с шарнирами равных угловых скоростей.

9. Опишите принцип расчета карданной передачи с шарнирами равных угловых скоростей.

6. ГЛАВНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

6.1. Назначение. Классификация. Требования

Главная передача предназначена для постоянного увеличения крутящего момента (для согласования скоростной характеристики двигателя и тяговой характеристики АТС на высшей ступени коробки передач).

Основными признаками для классификации главных передач являются число, тип и взаимное расположение применяемых в них зубчатых колес:



Требования к конструкции коробки передач:

1. обеспечение передаточного числа, соответствующего оптимальным тяговым качествам и топливной экономичности;
2. высокий КПД и низкий уровень шума;
3. достаточная прочность и жесткость при минимальной массе;
4. небольшие габаритные размеры для осуществления простой компоновки и обеспечения необходимого дорожного просвета;
5. общие требования.

Высокий КПД обеспечивается высоким качеством изготовления зубьев шестерен, применением подшипников качения, повышением жесткости основных деталей.

Требование минимальных вибраций и шума прежде всего относится к главным передачам легковых автомобилей. Оно обеспечивается высоким качеством изготовления зубьев шестерен, особенно гипоидных и конических, высокой точностью их

зацепления, увеличением диаметров валов и другими мерами, повышающими жесткость всех деталей главной передачи, надежным смазыванием зубьев в зоне зацепления и циркуляционным смазыванием подшипников (конические роликовые подшипники при вращении работают как центробежные насосы).

Минимальные размеры по высоте обеспечиваются обычно применением гипоидных передач, при двух парах зацеплений минимальные размеры по высоте обеспечивает центральная плоская или двойная разнесенная главная передача.

Одинарные главные передачи, состоящие из одной пары шестерен, применяются на легковых автомобилях и грузовых малой и средней грузоподъемности.

Цилиндрическая главная передача используется в переднеприводных легковых автомобилях при поперечном расположении двигателя; гипоидная главная передача имеет широкое применение на автомобилях классической компоновки.

На грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности и автобусах для увеличения передаточного числа трансмиссии, чтобы обеспечить передачу большого крутящего момента, применяются двойные главные передачи.

6.2. Нагрузки в главных передачах

Рабочий процесс *цилиндрической главной передачи* аналогичен рабочему процессу двухвальной коробки передач при включенной передаче.

В отличие от цилиндрических зубчатых колес осевое смещение зубчатых колес *конической главной передачи* нарушает зацепление. Это обстоятельство, а также значительно более высокие нагрузки, при малых габаритных размерах требуют применять, кроме повышения жесткости картера, специальные меры, повышающие жесткость конструкции:

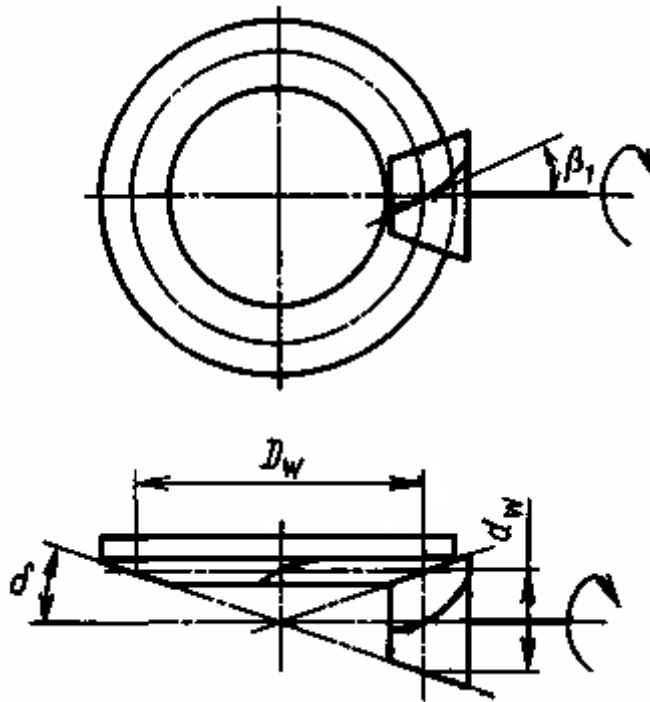
1. конические радиально-упорные подшипники с предварительным натягом, что уменьшает осевую деформацию и результирующую нагрузку на подшипники;

2. упор, закрепленный на картере, для ведомой конической шестерни, что уменьшает ее деформацию при больших нагрузках на низших передачах;

3. у вершины конуса ведущей шестерни иногда располага-

ют третий подшипник, исключая консольную установку этой шестерни.

Из конических главных передач наиболее распространена передача со спиральным, в большинстве случаев с круговым зубом, выполненным по дуге окружности, диаметр которой соответствует диаметру резцовой головки станка. Применение круговых зубьев обеспечивает уменьшение размеров главной передачи из-за уменьшения ведущей конической шестерни. Число ее зубьев может быть уменьшено – $Z_1 = 5 \div 6$, а увеличенный угол спирали ($\beta = 30 \div 40^\circ$) позволяет повысить число зубьев, одновременно находящихся в зацеплении. Это обеспечивает снижение нагрузок на зубья и повышает их износостойкость.



Передаточное число конической пары:

$$i_{\text{кп}} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{D_\omega \cos \beta_2}{d_\omega \cos \beta_1}, \quad (6.1)$$

где d_ω , D_ω – начальные диаметры шестерни и колеса соответственно.

Поскольку у конической передачи $\beta_1 = \beta_2$, то

$$i_{\text{кп}} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{D_\omega}{d_\omega}. \quad (6.2)$$

В отличие от конической, у *гипоидной передачи* оси зубчатых колес не пересекаются, а перекрещиваются (ось шестерни смещена относительно оси колеса на величину гипоидного смещения E , как правило, вниз).

Передаточное число гипоидной передачи также можно определить по формуле (6.1), но угол спирали для шестерни больше, чем для колеса; и тем больше, чем больше E ($\beta_1 > \beta_2$). Отношение

$$\frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} = 1,2 \div 1,5.$$

Таким образом, по сравнению с конической, гипоидная передача может иметь большую прочность из-за увеличения диаметра шестерни. Это увеличение создает благоприятные условия для повышения жесткости ведущего вала и его подшипникового узла.

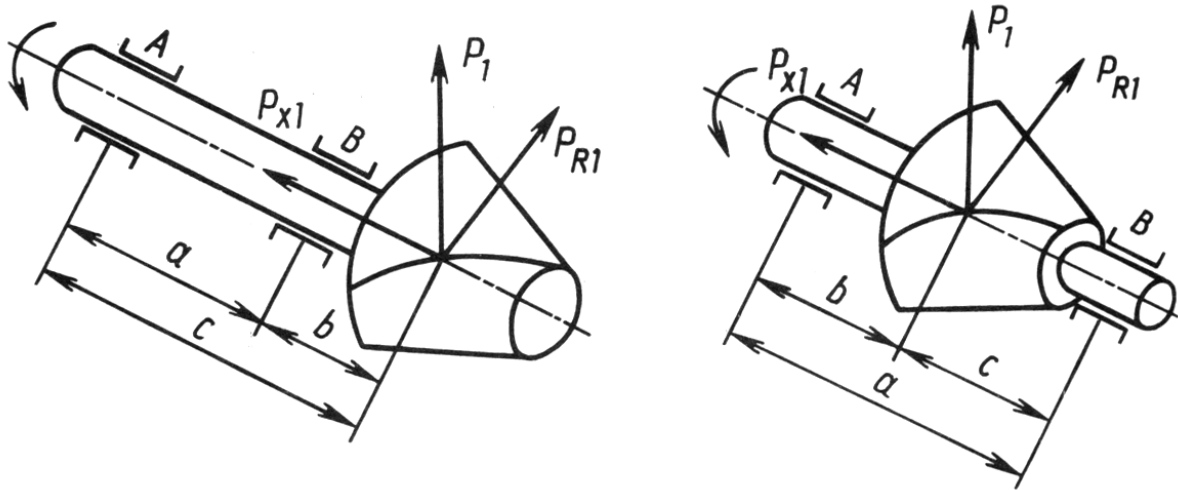
Характерным для гипоидного зацепления является наличие, наряду со скольжением в поперечном направлении, продольного скольжения:

$$v_{\text{пр}} = v_u \frac{\sin (\beta_1 - \beta_2)}{\cos \beta_2}, \quad (6.3)$$

где v_u – окружная скорость.

Продольное скольжение улучшает процесс приработки зубчатых колес, способствует устранению изменения направления скольжения по начальной окружности, что является одной из основных причин бесшумной работы гипоидной передачи. Однако наличие продольного скольжения способствует увеличению потерь в передаче и снижению ее КПД, что вызывает ограничение в величине E .

Источником нагрузок на зубья зубчатых колес, вал и подшипники являются силы, действующие в зацеплении.



Окружная сила, действующая на шестерню, определяется по формуле:

$$P_1 = \frac{M_e \max i_{тр}}{r_{ср}}, \quad (6.4)$$

где $r_{ср}$ – средний радиус начального конуса.

Осевая сила, действующая на шестерню, рассчитывается по формуле:

$$P_{x1} = \frac{P_1}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \pm \sin \beta_1 \cos \delta_1), \quad (6.5)$$

где «+» – при разноименных направлениях вращения и спирали; «-» – при одноименных.

Радиальная сила, действующая на шестерню, определяется по формуле:

$$P_{R1} = \frac{P_1}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \pm \sin \beta_1 \sin \delta_1), \quad (6.6)$$

где «+» – принимается при действии осевой силы к основанию конуса шестерни, а радиальной силы – к оси вала шестерни.

У конической передачи углы спирали равны ($\beta_1 = \beta_2$), поэтому $P_2 = P_1$, $P_{x2} = P_{x1}$, $P_{R2} = P_{R1}$.

Для колеса гипоидной передачи:

$$P_2 = P_1 \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}; \quad (6.7)$$

$$P_{x2} = \frac{P_1}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2 \pm \sin \beta_2 \cos \delta_2); \quad (6.8)$$

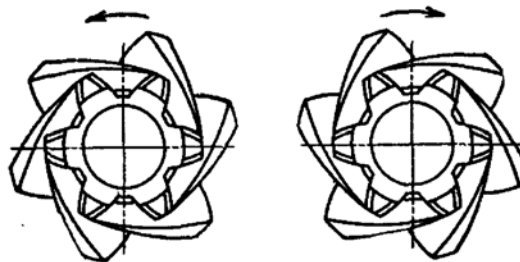
$$P_{R2} = \frac{P_1}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2 \pm \sin \beta_2 \cos \delta_2). \quad (6.9)$$

Для всех конических (в т.ч. и гипоидных) зубчатых колес со спиральными зубьями во избежание заклинивания необходимо, чтобы направление их вращения было противоположно направлению спирали зуба.

За правое направление вращения зубчатого колеса принимается его вращение по часовой стрелке, если смотреть со стороны большого основания конуса.

Спираль называют правой, если со стороны малого основания точка движется по спирали к большему основанию, а в проекции движение этой точки будет движением по часовой стрелке.

На передачах переднего хода в гипоидной передаче при нижнем смещении, зубья шестерни должны иметь левое направление спирали (при правом вращении), а зубья колеса – правое. При этом осевые усилия на шестерне и колесе имеют положительное направление (от меньшего основания конуса – к большему), и во время работы зубчатые колеса отталкиваются одно от другого, увеличивая тем самым зазор между зубьями.



Тем не менее, заклинивание шестерен может произойти при заднем ходе, когда подшипники валов недостаточно затянуты. При правильной регулировке подшипников и сравнительно небольшом крутящем моменте заклинивания не происходит.

6.3. Расчет шестерен главной передачи на прочность и долговечность

Расчет шестерен главной передачи на прочность и долговечность выполняется после определения сил, действующих на

зубья. Расчет зубчатых колес главных передач производят: на прочность – по напряжениям изгиба зубьев ($\sigma_{\text{И}}$) и на долговечность – по контактным напряжениям ($\sigma_{\text{К}}$).

Напряжения изгиба определяют по формуле:

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{P}{y b t_{\text{H ср}}}, \quad (6.10)$$

где P – окружное усилие; y – коэффициент формы зуба; b – длина зуба по образующей конуса; $t_{\text{H ср}}$ – нормальный шаг в среднем сечении конуса.

Допустимые напряжения изгиба – $[\delta_{\text{И}}] = 500 \div 700$ МПа.

Контактные напряжения определяют по формуле:

$$\sigma_{\text{К}} = 0,418 \sqrt{\frac{P E}{b \cos \alpha \sin \alpha} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)}, \quad (6.11)$$

где ρ_1, ρ_2 – радиус кривизны по поверхности зубьев шестерни и колеса, соответственно, м.

Допустимые контактные напряжения – $[\sigma_{\text{К}}] = 1000 \div 1200$ МПа.

6.4. Расчет валов и подшипников главной передачи

Для определения нагрузок на валы необходимо вначале найти реакции опор вала ведущей шестерни главной передачи:

$$R_{\text{А}} = \frac{1}{a} \sqrt{(P_1 b)^2 + (P_{\text{R1}} b - R_{\text{x1}} r_{\text{ср}})^2}; \quad (6.12)$$

$$R_{\text{В}} = \frac{1}{a} \sqrt{(P_1 c)^2 + (P_{\text{R1}} c - R_{\text{x1}} r_{\text{ср}})^2}. \quad (6.13)$$

Вал шестерни рассчитывается на прочность ($\sigma_{\text{И}}$) и жесткость ($\tau_{\text{кр}}$). Жесткость вала, зависящая от длины вала, а также от типа и расположения подшипников, должна обеспечивать нормальное зацепление шестерен.

Напряжения изгиба ведущего вала главной передачи определяют по формуле:

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{M}{W_{\text{из}}}, \quad (6.14)$$

где M – максимальный изгибающий момент.

Напряжения кручения ведущего вала рассчитывают по формуле:

$$\tau_{кр} = \frac{M}{W_{кр}}. \quad (6.15)$$

Приведенное напряжение изгиба и кручения:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{и}^2 + 3\tau_{кр}^2}. \quad (6.16)$$

Допустимое приведенное напряжение изгиба и кручения – $[\sigma_{\Sigma}] = 400$ МПа.

Условия зацепления улучшаются также путем применения регулировки подшипников с предварительным натягом, сущность которого заключается в устранении зазоров и создания предварительного сжатия тел качения.

Срок службы *подшипников главной передачи* также определяется, исходя из реакций, действующих на опоры. Методика расчета подшипников аналогична методике расчета подшипников коробки передач. Расчетный момент определяется по эквивалентному нагрузочному режиму, используемому для расчета зубчатых колес главной передачи на контактную прочность. Расчетное число оборотов подшипника определяется, исходя из средней скорости движения автомобиля.

Контрольные вопросы

1. Укажите назначение главной передачи. Приведите их классификацию. Охарактеризуйте область их применения.
2. Перечислите требования к главным передачам. Назовите конструктивные мероприятия, обеспечивающие выполнение этих требований.
3. Укажите отличия гипоидной передачи от конической.
4. Объясните, почему при одинаковых числах зубьев диаметр шестерни гипоидной передачи в $1,2 \div 1,5$ раза больше, чем конической.
5. Объясните, по какой причине шестерни главной передачи имеют направление спирали, противоположное вращению.
6. Укажите критерии расчета зубьев шестерен главных пе-

редач на прочность и долговечность.

7. Укажите критерии расчета вала ведущей шестерни главной передачи.

8. Объясните назначение и сущность преднатяга подшипников главной передачи.

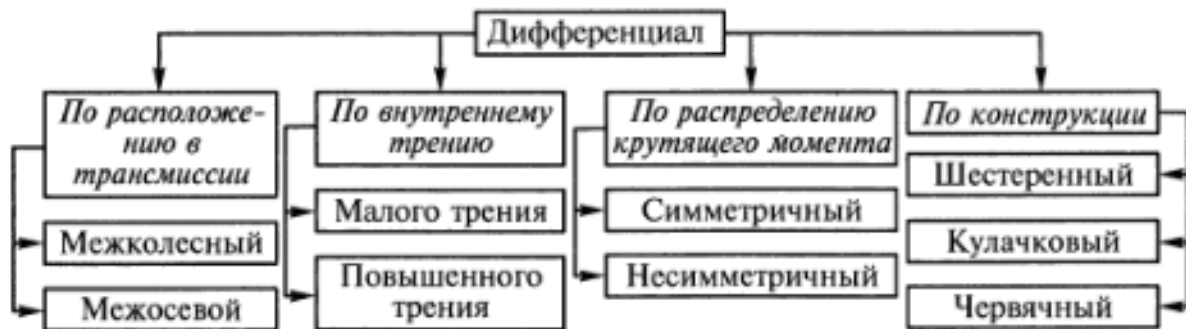
9. Опишите принцип выбора подшипников главной передачи.

7. ДИФФЕРЕНЦИАЛЫ

7.1. Назначение. Классификация. Требования

Дифференциал – механизм, распределяющий подводимый к нему крутящий момент между выходными валами и позволяющий им вращаться с разными угловыми скоростями.

Дифференциалы, применяемые в автомобилях, представляют собой трехзвенные механизмы с двумя степенями свободы. Тремя звеньями дифференциала являются: водило (корпус дифференциала), сателлиты, полуосевые шестерни.



К дифференциалу, как к механизму трансмиссии, предъявляют ряд требований:

1. обеспечение различной частоты вращения выходных валов;

2. распределение крутящего момента между выходными валами в пропорции, обеспечивающей наилучшие эксплуатационные свойства – максимальную силу тяги, хорошую устойчивость и управляемость;

3. общие требования, при этом особое значение имеют минимальные габаритные размеры, т.к. дифференциал устанавливается внутри главной передачи или раздаточной коробки.

Распределение крутящего момента между ведущими коле-

сами (или мостами автомобилей с колесной формулой 4×4, где нагрузка на мосты распределена примерно поровну) обычно обеспечивается применением симметричного конического дифференциала.

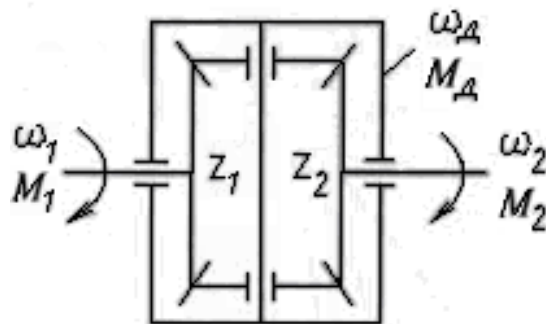
У автомобилей с колесной формулой 6×6, если дифференциал используется в качестве межосевого (установлен в раздаточной коробке), используют несимметричный дифференциал с цилиндрическими шестернями. При этом 1/3 момента передается на передний мост и 2/3 – на два задних моста.

Хорошая устойчивость (без заносов) при движении на поворотах и по неровной дороге обеспечивается, так же как и предыдущее требование, применением дифференциала, распределяющего крутящие моменты между ведомыми валами в заданном соотношении, независимо от соотношения их угловых скоростей. Более высокие скорости на поворотах обеспечивают управляемые дифференциалы.

Высокие тяговые свойства при движении вне дорог обеспечиваются применением самоблокирующихся или блокируемых дифференциалов. При этом наиболее высокими тяговыми свойствами обладают автомобили со всеми ведущими колесами и с регулируемым давлением воздуха в шинах.

7.2. Кинематический анализ дифференциала

Для вывода уравнения кинематики дифференциала пользуются обычным приемом остановки водила.



Тогда внутреннее передаточное число будет равно:

$$p = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\omega_1 - \omega_{\text{Д}}}{\omega_2 - \omega_{\text{Д}}}, \quad (7.1)$$

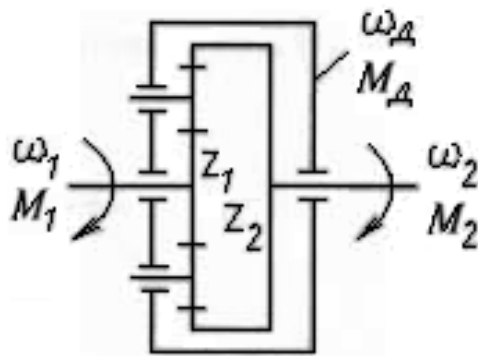
откуда

$$\omega_1 - p \omega_2 = (1 - p) \omega_D. \quad (7.2)$$

Выражение (7.2) называется уравнением кинематики дифференциала.

Если внутреннее передаточное число (кинематический параметр) $p = -1$, то дифференциал является симметричным ($Z_1 = Z_2$). Знак «-» указывает на вращение выходных валов в разные стороны при остановленном водиле (корпусе).

Если $p \neq -1$ – дифференциал несимметричный.



Значение p для несимметричного дифференциала (применяемого чаще всего в качестве межосевого) выбирается близким значению отношения весовых нагрузок, приходящихся на мосты.

Уравнение кинематики симметричного дифференциала можно получить, подставив в общее уравнение $p = -1$, тогда:

$$\omega_1 + \omega_2 = 2 \omega_D. \quad (7.3)$$

Из уравнения (7.3) следуют частные случаи:

1. при движении по прямой ровной дороге – $\omega_1 = \omega_2 = \omega_D$ (на повороте при уменьшении угловой скорости одного колеса на некоторую величину происходит увеличение угловой скорости колеса на такую же величину);

2. при буксовании одного из колес – $\omega_1 = 0$ и $\omega_2 = 2 \omega_D$, либо $\omega_2 = 0$ и $\omega_1 = 2 \omega_D$;

3. при торможении центральным трансмиссионным тормозом – $\omega_D = 0$, тогда либо $\omega_1 = \omega_2 = 0$, либо $\omega_1 = -\omega_2$.

Динамика дифференциала характеризует распределение моментов между выходными валами. Из условия равновесия

внешних моментов, приложенных к дифференциалу, следует:

$$M_1 + M_2 = M_{\text{Д}}. \quad (7.4)$$

Из условия равенства мощностей на корпусе и ведомых валах дифференциала:

$$N_1 + N_2 = N_{\text{Д}} - N_{\text{тр}}, \quad (7.5)$$

где $N_{\text{тр}}$ – потери мощности на трение внутри дифференциала.

Используя уравнение кинематики, для симметричного дифференциала можно записать:

$$M_1 \omega_1 + M_2 \omega_2 = M_{\text{Д}} 0,5 (\omega_1 + \omega_2) - N_{\text{тр}}. \quad (7.6)$$

Примем, что $\omega_1 > \omega_2$, т.е. полуось 1 – забегающая, 2 – отстающая, тогда момент на отстающей полуоси будет равен:

$$M_2 = 0,5 (M_{\text{Д}} + M_{\text{тр}}); \quad (7.7)$$

момент на забегающей полуоси:

$$M_1 = 0,5 (M_{\text{Д}} - M_{\text{тр}}). \quad (7.8)$$

Из выражений (7.7), (7.8) видно, что трение в дифференциале изменяет распределение моментов между выходными валами.

В обычном дифференциале момент трения $M_{\text{тр}}$ весьма мал по сравнению с подводимым моментом $M_{\text{Д}}$ и почти не влияет на распределение моментов. В этом случае, для симметричного дифференциала моменты на полуосях распределяются поровну:

$$M_1 = M_2 = 0,5 M_{\text{Д}}. \quad (7.9)$$

Для несимметричного дифференциала распределение моментов зависит от числа зубьев коронной и солнечной шестерен:

$$M_1 = \frac{Z_1 (M_{\text{Д}} - M_{\text{тр}})}{Z_1 + Z_2} = \frac{Z_1 - M_{\text{Д}}}{Z_1 + Z_2}; \quad (7.10)$$

$$M_2 = \frac{Z_2 (M_{\text{Д}} - M_{\text{тр}})}{Z_1 + Z_2} = \frac{Z_2 - M_{\text{Д}}}{Z_1 + Z_2}. \quad (7.11)$$

Коэффициент блокировки используется для оценки величины внутреннего трения в дифференциале (для оценки величины перераспределения моментов между выходными валами).

Коэффициент блокировки дифференциала можно записать

как:

$$K_{\sigma}' = \frac{M_{\text{отст}}}{M_{\text{заб}}}, \quad (7.12)$$

где $M_{\text{отст}}$ – момент на отстающей (имеющей меньшую угловую скорость) полуоси, $M_{\text{заб}}$ – момент на забегающей (имеющей большую угловую скорость) полуоси.

В зависимости от типа и конструкции дифференциала коэффициент блокировки при таком его определении может изменяться от $K_{\sigma}' = 1$ ($M_{\text{отст}} = M_{\text{заб}}$) до $K_{\sigma}' = \infty$ ($M_{\text{заб}} = 0$).

Обычно коэффициент блокировки используют в следующем виде:

$$K_{\sigma} = \frac{M_{\text{тр}}}{M_{\text{д}}}. \quad (7.13)$$

При таком определении коэффициент блокировки может изменяться от $K_{\sigma} = 0$ ($M_{\text{тр}} = 0$) до $K_{\sigma} = 1$ ($M_{\text{тр}} = M_{\text{д}}$).

$$K_{\sigma} = \frac{M_{\text{отст}} - M_{\text{заб}}}{M_{\text{отст}} + M_{\text{заб}}} = \frac{K_{\sigma}' - 1}{K_{\sigma}' + 1}. \quad (7.14)$$

При использовании формулы (7.13) для симметричного дифференциала можно записать:

$$M_2 = 0,5 M_{\text{д}} (1 + K_{\sigma}); \quad (7.15)$$

$$M_1 = 0,5 M_{\text{д}} (1 - K_{\sigma}). \quad (7.16)$$

Для несимметричного дифференциала:

$$M_2 = \frac{Z_2 M_{\text{д}} (1 + K_{\sigma})}{Z_1 + Z_2}; \quad (7.17)$$

$$M_1 = \frac{Z_1 M_{\text{д}} (1 - K_{\sigma})}{Z_1 + Z_2}. \quad (7.18)$$

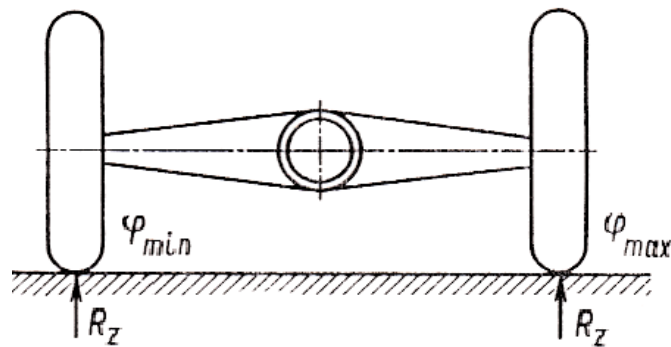
Из формул (7.15) – (7.18) видно, что увеличение коэффициента блокировки (увеличение трения в дифференциале) приводит к увеличению силы тяги на колесах автомобиля и улучшает проходимость. Однако при высоких значениях коэффициента блоки-

ровки ухудшается управляемость и устойчивость, возрастает нагрузка на одну из полуосей, увеличивается износ шин, расход топлива, снижается КПД.

Для шестеренных дифференциалов – $K_{\sigma} = 0,05 \div 0,15$; кулачковых – $K_{\sigma} = 0,3 \div 0,5$; червячных – $K_{\sigma} = 0,8$.

Симметричный дифференциал, как следует из формулы (7.9), распределяет поровну крутящий момент между ведущими колесами. Это его свойство обеспечивает необходимые устойчивость и управляемость автомобиля при движении на хороших дорогах с твердым покрытием.

Однако указанное свойство симметричного дифференциала ухудшает проходимость автомобиля. При отсутствии потерь на трение ($M_{тр} = 0$ и $K_{\sigma} = 0$) предельная сила тяги по сцеплению без буксования может быть достигнута только при одинаковых коэффициентах сцепления под ведущими колесами.



Потребный коэффициент блокировки для заданных условий движения можно определить, если подставить в формулу (7.14) максимально возможную разницу коэффициентов сцепления.

Пусть $\varphi_{max} = 0,8$ (асфальтобетонное покрытие в отличном состоянии) и $\varphi_{min} = 0,1$ (сухой лед). Пренебрегая коэффициентом сопротивления качению, имеем:

$$M_{заб} = R_z \varphi_{min} r_d; M_{отст} = R_z \varphi_{max} r_d.$$

Тогда потребный для движения коэффициент блокировки дифференциала автомобиля с колесной формулой 4×2 , при одинаковой нагрузке на левое и правое ведущие колеса, будет равен:

$$K_{\sigma} = \frac{R_z (\varphi_{\max} - \varphi_{\min}) r_d}{R_z (\varphi_{\max} + \varphi_{\min}) r_d} = \frac{0,8 - 0,1}{0,8 + 0,1} \approx 0,8.$$

Более высокие значения коэффициента блокировки дифференциала не улучшат тяговых свойств автомобиля, кроме случая, когда одно из колес утратит контакт с дорогой (в этом случае желательно иметь $K_{\sigma} = 1$).

Т.к. столь значительная разница в коэффициентах сцепления обычно редка, практически считается достаточным для движения в большинстве дорожных условий иметь $K_{\sigma} = 0,3 \div 0,8$.

7.3. Расчет основных элементов дифференциала

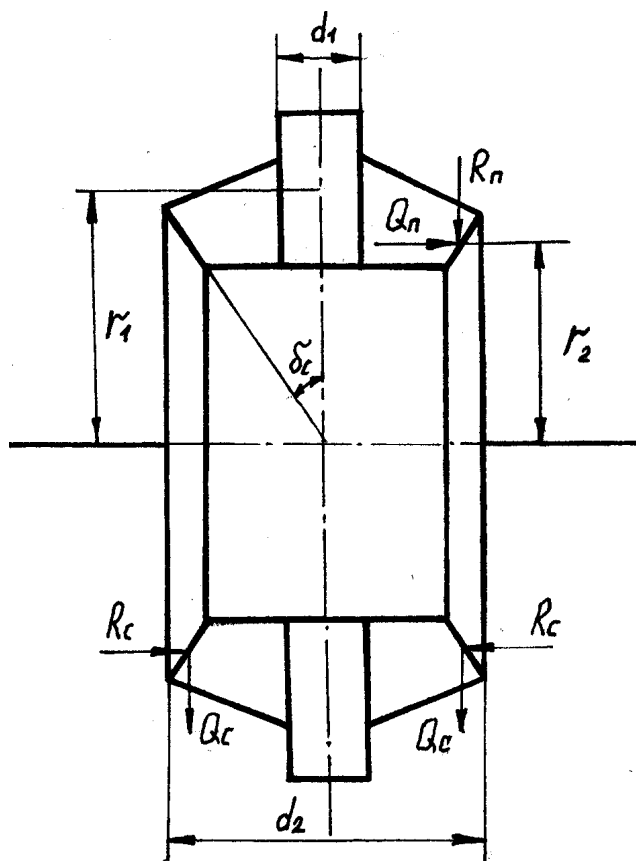
Сателлиты и полуосевые шестерни симметричного конического дифференциала выполняются прямозубыми.

Число зубьев сателлитов и шестерен может быть как четным, так и нечетным, но по условиям сборки должно подчиняться условию:

$$\frac{2 Z_{\text{ш}}}{n_c} = K, \quad (7.19)$$

где $Z_{\text{ш}}$ – число зубьев полуосевой шестерни; n_c – число сателлитов; K – целое число.

Шип крестовины под сателлитом испытывает напряжения смятия и среза.



Напряжения смятия рассчитывают по формуле:

$$\sigma = \frac{M_{\text{д}}}{r_1 d_1 l n_c}, \quad (7.20)$$

где $M_{\text{д}}$ – момент на корпусе дифференциала; r_1 – радиус приложения осевой силы, действующей на ось сателлита; d_1 – диаметр оси сателлита (диаметр шипа крестовины); l – длина оси, на которой вращается сателлит.

Момент на корпусе межколесного дифференциала автомобиля с колесной формулой 4×2 определяют по формуле:

$$M_{\text{д}} = M_{\text{е max}} i_1 i_0. \quad (7.21)$$

Радиус приложения осевой силы, действующей на ось сателлита, определяют по формуле:

$$r_1 = 0,5 m_s Z_{\text{ш}}, \quad (7.22)$$

где m_s – внешний окружной модуль.

Диаметр шипа крестовины рассчитывают по формуле:

$$d_1 = \sqrt{\frac{M_{\text{д}}}{n_c r_1 P_{\text{доп.с.}}}}, \quad (7.23)$$

где $P_{\text{доп.с.}}$ – допустимое давление между шипами и сателлитами.

Допустимое давление между шипами и сателлитами дифференциалов легковых автомобилей – $P_{\text{доп.с.}} = 80$ МПа; грузовых автомобилей – $P_{\text{доп.с.}} = 100$ МПа.

Длина оси, на которой вращается сателлит, может быть приближенно определена по формуле:

$$l = 1,5 b \cos \delta_c, \quad (7.24)$$

где b – ширина зубчатого венца сателлита; δ_c – половина угла начального конуса сателлита.

Половину угла начального конуса сателлита рассчитывают по формуле:

$$\delta_c = \arctg \frac{Z_c}{Z_{\text{ш}}}, \quad (7.25)$$

где Z_c – число зубьев сателлита.

Допустимые напряжения смятия – $[\sigma] = 50 \div 60$ МПа.

Напряжение среза оси сателлита определяют по формуле:

$$\tau = \frac{4 M_d}{\pi r_1 d_1^2 n_c}. \quad (7.26)$$

Допустимые напряжения среза – $[\tau] = 100 \div 120$ МПа.

Радиальные силы в симметричном дифференциале уравниваются, осевые воспринимаются корпусом дифференциала.

Торцы сателлитов рассчитывают на смятие под действием осевой силы. Осевую силу определяют по формуле:

$$Q_c = \frac{M_d}{2 r_2 n_c} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_c, \quad (7.27)$$

где α – угол зацепления; r_2 – радиус приложения окружной силы в зацеплении.

Радиус приложения окружной силы в зацеплении при расчетах можно принять равным радиусу приложения осевой силы, действующей на ось сателлита.

Напряжение смятия торца сателлита рассчитывают по формуле:

$$\sigma_c = \frac{8 Q_c}{\pi (d_2^2 - d_1^2)}, \quad (7.28)$$

где d_2 – диаметр торцевой поверхности сателлита, воспринимающей осевую нагрузку.

Диаметр торцевой поверхности сателлита, воспринимающей осевую нагрузку, определяют по формуле:

$$d_2 = m_s Z_c. \quad (7.29)$$

Допустимые напряжения смятия – $[\sigma_c] = 10 \div 20$ МПа.

Торцы полуосевых шестерен рассчитывают на смятие под действием осевой силы, действующей на полуосевую шестерню.

Осевую силу, действующую на полуосевую шестерню, определяют по формуле:

$$Q_{\Pi} = \frac{M_{\text{Д}}}{2 r_2 n_c} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_c. \quad (7.30)$$

Напряжение смятия торца полуосевой шестерни рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{\Pi} = \frac{Q_{\Pi} n_c}{\pi (r_3^2 - r_4^2)}, \quad (7.31)$$

где r_3 , r_4 – наибольший и наименьший радиусы торцевой поверхности шестерни, воспринимающей осевую нагрузку, соответственно.

Допустимые напряжения смятия – $[\sigma_{\Pi}] = 40 \div 70$ МПа.

Нагрузку на *зубья сателлитов и полуосевых шестерен* определяют из условия, что окружная сила распределена поровну между всеми сателлитами и каждый сателлит передает усилие двумя зубьями.

Расчетный момент на сателлите и на полуосевой шестерне рассчитывают по формуле:

$$M_p = M_c = M_{\text{ш}} = \frac{M_{\text{Д}}}{2 n_c}. \quad (7.32)$$

Расчет зубьев зубчатых колес дифференциала по напряжениям изгиба производят по формулам для конических главных передач. Допустимые напряжения изгиба зубьев – $[\sigma_{\text{И}}] = 500 \div 800$ МПа.

При повороте число оборотов сателлита на оси не превышает $n_{\text{об}} = 20 \div 30$ об/мин. Поэтому расчет зубьев на износ (по контактными напряжениям) не обязателен. Число оборотов резко

возрастает при буксовании, однако этот случай не характерен для нормальных условий эксплуатации.

Контрольные вопросы

1. Укажите назначение дифференциала.
2. Приведите классификацию дифференциалов. Охарактеризуйте область их применения.
3. Перечислите требования к дифференциалам. Назовите конструктивные мероприятия, обеспечивающие выполнение этих требований.
4. Приведите уравнение кинематики дифференциала.
5. Объясните, какую кинематическую особенность дифференциала отображает знак «-» его передаточного числа.
6. Укажите связь между коэффициентами блокировки, удельного трения и КПД дифференциала.
7. Перечислите преимущества и недостатки простого дифференциала.
8. Объясните, почему дифференциал повышенного трения вызывает повышение проходимости автомобиля.
9. Перечислите критерии расчета шипов крестовины, торцов сателлитов и полуосевых шестерен симметричного конического дифференциала.

8. ПОЛУОСИ

8.1. Назначение. Классификация. Требования

Передача крутящего момента от дифференциала к ведущим колесам в зависимости от типа подвески колес осуществляется с помощью цельных валов – полуосей или карданных передач. Полуоси применяют в приводе неуправляемых ведущих колес.

В зависимости от конструкции внешней опоры полуоси в балке моста и, следовательно, от испытываемых нагрузок, полуоси делят на полуразгруженные, разгруженные на $\frac{3}{4}$ и полностью разгруженные.



Конструкция полуосей должна обеспечивать:

1. отсутствие пульсации крутящего момента и частоты вращения при полном ходе колеса, допускаемого подвеской автомобиля;
2. предохранение механизмов ведущего моста от поломок при возникновении пиковых нагрузок, независимо от их происхождения;
3. выполнение общих требований.

Пульсация возникает при вращении полуосей с колебаниями. При этом изменяется соотношение между моментами и угловыми скоростями на левом и правом колесах, что отрицательно сказывается как на эксплуатационных свойствах автомобиля, так и на долговечности агрегатов трансмиссии. Одним из способов предотвращения пульсации является изготовление полуосей с необходимой жесткостью, определяемой углом закручивания.

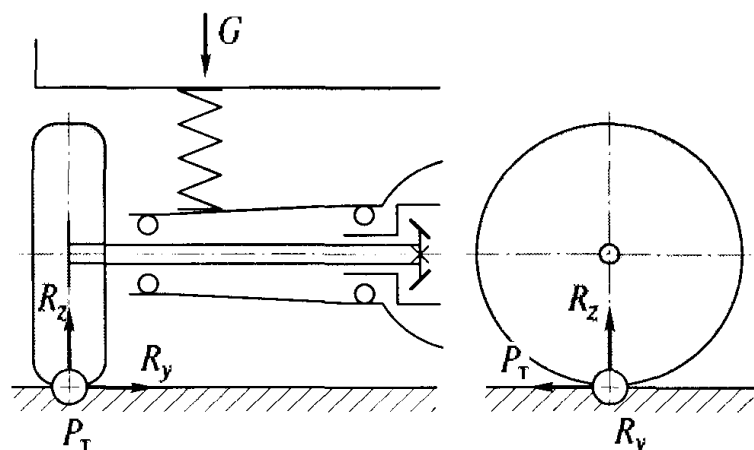
В эксплуатации при чрезмерно больших динамических нагрузках могут возникнуть случаи, когда неизбежна поломка деталей механизмов ведущего моста. Полуось как легко и просто заменяемая деталь должна быть наиболее слабым звеном в системе механизмов привода к ведущим колесам автомобиля. Следовательно, при возникновении пиковых нагрузок полуось должна первой выходить из строя.

Выполнение этих требований достигается соответствующими конструктивными и технологическими мероприятиями, в ходе которых определяются размеры полуосей, материал, термообработка и др.

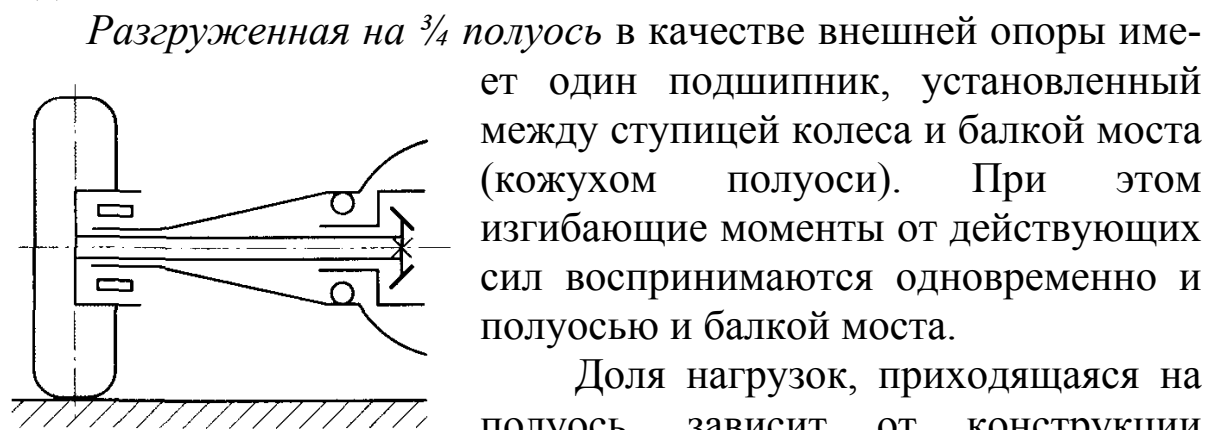
8.2. Нагрузки, воспринимаемые полуосями

Полуразгруженная полуось в качестве внешней опоры имеет один шариковый или конический роликоподшипник, установ-

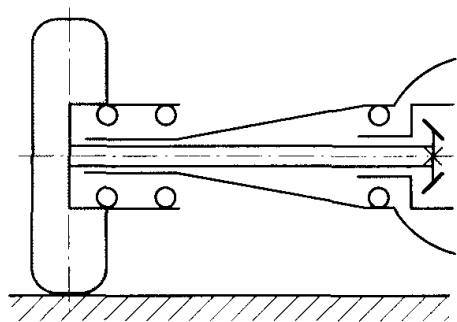
ленный между полуосью и балкой моста.



Полуразгруженные полуоси воспринимают все силы, действующие на колесо: нормальную реакцию опорной поверхности R_z , возникающую от нагрузки G ; продольную реакцию R_x (P_T – в тяговом режиме, P_T – в тормозном); боковую реакцию R_y , возникающую при заносе и повороте; изгибающие моменты от всех перечисленных сил и, кроме того, передают крутящий момент на ведущее колесо. Полуразгруженные полуоси имеют наиболее простую конструкцию и поэтому применяются в задних мостах легковых автомобилей и грузовых малой грузоподъемности.



Разгруженная на $3/4$ полуось в качестве внешней опоры имеет один подшипник, установленный между ступицей колеса и балкой моста (кожухом полуоси). При этом изгибающие моменты от действующих сил воспринимаются одновременно и полуосью и балкой моста. Доля нагрузок, приходящаяся на полуось, зависит от конструкции подшипника и его жесткости. Боковая реакция R_y нагружает подшипник моментом $M_y = R_y r_k$, который вызывает его перекос и резко снижает срок его службы. Вследствие указанного недостатка полуоси такого типа имеют ограниченное применение.



Полностью разгруженные полуоси применяют в ведущих мостах автобусов и грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности. В качестве внешней опоры такая полуось имеет два роликовых или радиально-упорных шарикоподшипника, установленных между балкой моста (кожухом полуоси) и ступицей

колеса.

Полностью разгруженная полуось теоретически нагружается только передаваемым крутящим моментом, либо тормозным (при торможении центральным трансмиссионным тормозом).

Однако вследствие деформации балки моста, неточности установки полуоси возможно возникновение деформации изгиба ($\sigma \approx 5 \div 70$ МПа).

8.3. Расчет полуосей

Расчет полуосей производят на статическую прочность и усталость.

Полуразгруженная полуось обычно разрушается в опасном сечении под подшипником. При расчете на прочность полуразгруженной полуоси определяют приведенные напряжения изгиба и кручения σ и угол закручивания θ .

При расчете напряжений учитывают следующие характерные режимы нагружения:

1. передача максимальной силы тяги;
2. экстренное торможение;
3. занос (отдельно для внешней и внутренней полуоси);
4. проезд через неровности с учетом динамических нагрузок.

На режиме передачи максимальной силы тяги учитывают следующие нагрузки.

Максимальный момент по двигателю определяют по формуле:

$$M_{\text{д}} = M_{\text{е max}} i_1 i_0 i_{\text{дк}} \eta_{\text{тр}} \frac{(1 + K_{\sigma 1})(1 + K_{\sigma 2}) \dots}{2^\alpha}, \quad (8.1)$$

где $i_{\text{дк}}$ – передаточное число дополнительной коробки на низшей ступени (учитывается в том случае, если в трансмиссии установлена дополнительная коробка); K_{σ} – коэффициент блокировки дифференциала; α – число симметричных дифференциалов в трансмиссии.

Максимальный момент по сцеплению определяют по формуле:

$$M_{\phi} = \frac{M_i g \phi_x r_d m_{\text{вед}}}{2}, \quad (8.2)$$

где M_i – сцепная масса (масса, приходящаяся на ведущий мост); $m_{\text{вед}}$ – коэффициент динамического изменения нормальных реакций на ведущих колесах.

Из двух определенных моментов для дальнейших расчетов принимается меньший.

Нормальную реакцию рассчитывают по формуле:

$$R_{zi} = \frac{M_i g m_{\text{вед}}}{2}. \quad (8.3)$$

Продольную реакцию определяют по формулам:

$$R_{xi} = \frac{M_d}{r_d}; \quad (8.4)$$

$$R_{xi} = R_{zi} \phi_x. \quad (8.5)$$

Из двух определенных продольных реакций для дальнейших расчетов принимается меньшая.

Приведенные напряжения изгиба и кручения определяют по формуле:

$$\sigma_{\text{и}} = \sqrt{\frac{R_{zi}^2 b^2 + R_{xi}^2 b^2 + M_{\text{расч}}^2}{0,1 d_{\text{п/о}}^3}}, \quad (8.6)$$

где b – плечо изгиба; $d_{\text{п/о}}$ – диаметр полуоси.

Плечо изгиба определяется как расстояние между плоскостями, проходящими через центр опорной площадки колеса и через центр опорного подшипника.

На режиме экстренного торможения учитывается нормальная и продольная реакции.

Нормальную реакцию рассчитывают по формуле:

$$R_{z i \tau} = \frac{M_i g m_{\text{вед} \tau}}{2}, \quad (8.7)$$

где индекс «τ» означает, что данный параметр используется при экстренном торможении; $m_{\text{вед} \tau}$ – коэффициент динамического изменения нормальных реакций на задних ведущих колесах в режиме экстренного торможения.

Продольные реакции определяют по формуле:

$$R_{x i \tau} = R_{z i \tau} \varphi_x. \quad (8.8)$$

Приведенные напряжения изгиба и кручения рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{b \sqrt{R_{z i \tau}^2 + R_{x i \tau}^2}}{0,1 d_{\text{п/о}}^3} = \frac{R_{z i \tau} b \sqrt{1 + \varphi_x^2}}{0,1 d_{\text{п/о}}^3}. \quad (8.9)$$

На режиме заноса нормальную реакцию определяют по формуле:

$$R_{z i} = \frac{M_i g}{2} \left(1 \pm \frac{2 h_{\text{д}} \varphi_y}{B} \right), \quad (8.10)$$

где $h_{\text{д}}$ – высота центра масс; φ_y – поперечный коэффициент сцепления; B – колея ведущих колес; «+» – для внутренней по отношению к направлению заноса полуоси, «-» – для внешней полуоси.

Боковую реакцию определяют по формуле:

$$R_{y i} = R_{z i} \varphi_y. \quad (8.11)$$

Приведенные напряжения изгиба и кручения рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_i g b}{0,2 d_{\text{п/о}}^3} \left(1 \pm \frac{2 h_{\text{д}} \varphi_y}{B} \right). \quad (8.12)$$

На режиме переезда через неровности с учетом динамических нагрузок динамическую реакцию рассчитывают по формуле:

$$R_{z i \text{д}} = \frac{M_i g}{2} K_{\text{д}}, \quad (8.13)$$

где $K_{\text{д}}$ – коэффициент динамичности.

Приведенные напряжения изгиба и кручения определяют по формуле:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{R_{z \text{ и д}} b}{0,1 d_{\text{п/о}}^3}. \quad (8.14)$$

Допустимые приведенные напряжения изгиба и кручения – $[\sigma_{\text{и}}] = 600 \div 800$ МПа.

На жесткость полуось рассчитывают по углу закручивания:

$$\Theta = \frac{M_{\text{расч}} L_{\text{п/о}} 180}{\pi J_{\text{кр}} G}. \quad (8.15)$$

Полярный момент инерции при этом определяют по формуле (5.26).

Допустимый угол закручивания – $[\Theta] = 9 \div 15^\circ$ на один метр длины полуоси. Меньшее значение угла закручивания характеризует повышенную жесткость, большее значение – склонность к колебаниям и резонансным явлениям.

При расчете на прочность полностью разгруженной полуоси определяют напряжения кручения τ и угол закручивания Θ .

Напряжения кручения определяют по формуле

$$\tau = \frac{M_{\text{д}}}{0,2 d_{\text{п/о}}^3}. \quad (8.16)$$

Допустимые напряжения кручения – $[\tau] = 500 \div 600$ МПа.

Расчет по углу закручивания полностью разгруженной полуоси ведется аналогично рассмотренному выше.

Размеры полуосей выбирают исходя из наиболее опасного случая нагружения. Обычно их выполняют с утолщениями по концам, чтобы внутренний диаметр шлицев был не меньше основного диаметра полуоси. Для снижения концентрации напряжений стремятся увеличить радиусы переходов от одного диаметра к другому, уменьшить глубину шлицев, что вызывает необходимость увеличения их числа (от 10 для грузовых автомобилей, до 18 – у легковых). Значительно уменьшается концентрация напряжений при переходе на эвольвентные шлицы.

Шлицы полуосей рассчитывают на срез и смятие.

Выбор размеров подшипников полуосей и колес производят для случая прямолинейного движения с учетом преобладающих эксплуатационных нагрузок. В качестве расчетного принимают усилие, соответствующее массе, приходящейся на колесо. На-

грузками на подшипник от тягового усилия (тормозной силы) и боковой силы пренебрегают, так как в условиях эксплуатации эти силы либо весьма невелики (P_T), либо действуют кратковременно (P_T , R_y). Расчетное число оборотов подшипников определяют исходя из средней скорости движения автомобиля.

Контрольные вопросы

1. Укажите назначение полуосей.
2. Приведите классификацию полуосей. Охарактеризуйте область их применения.
3. Перечислите требования к полуосям. Назовите конструктивные мероприятия, обеспечивающие выполнение этих требований.
4. Дайте определения терминам «полуразгруженная полуось», «полуось, разгруженная на $\frac{3}{4}$ », «полностью разгруженная полуось».
5. Перечислите нагрузочные режимы, используемые при расчете полуразгруженных полуосей.
6. Объясните, что характеризует величина угла закручивания полуоси.
7. Опишите принцип выбора диаметра полуосей.
8. Приведите расчетные параметры шлицев полуосей.
9. Опишите принцип выбора подшипников полуосей.

9. НЕСУЩИЕ СИСТЕМЫ

9.1. Назначение. Классификация. Требования

Несущие системы автомобиля являются основанием, на котором монтируют двигатель, агрегаты трансмиссии, механизмы систем управления, дополнительное и специальное оборудование, а также кабину и грузонесущую емкость (в грузовых автомобилях).

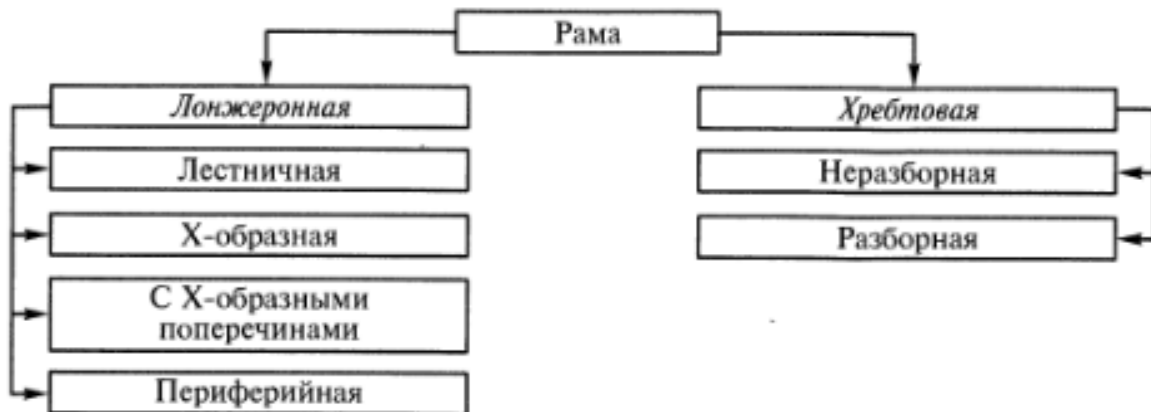
Несущие системы классифицируют в зависимости основного несущего элемента силовой схемы автомобиля:

1. рамные (кузов разгруженный);
2. кузовные – несущий кузов (каркасный, с несущим основанием, панельный);

3. рамно-кузовные – интегральная несущая система.



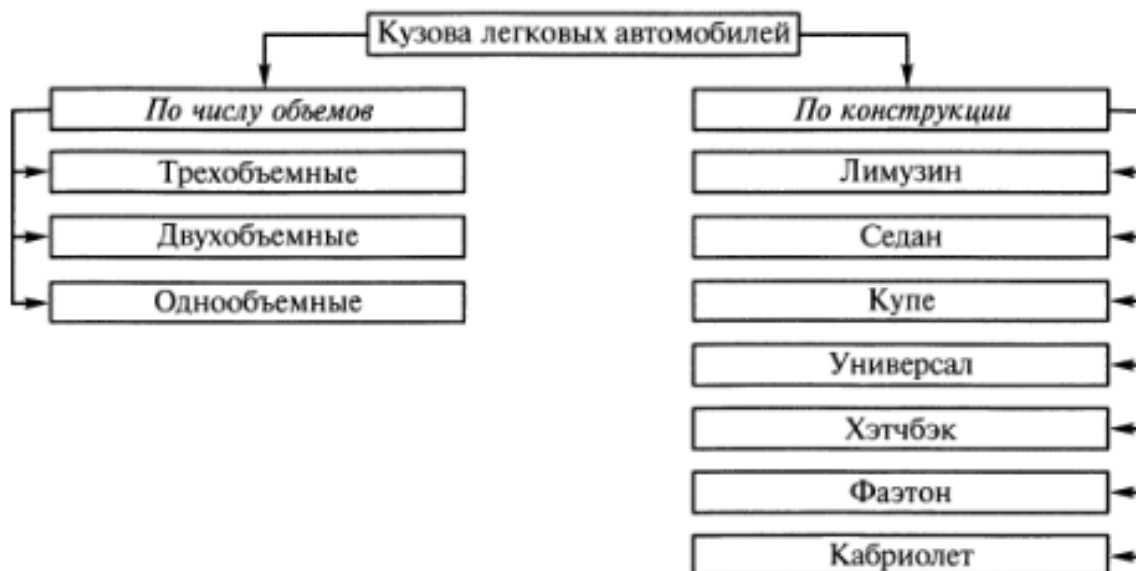
Рама делит на лонжеронные (лестничные, Х-образные, с Х-образными поперечинами, периферийные) и хребтовые – центральные:



Кузова по назначению делят на грузовые, пассажирские (легковых автомобилей и автобусные), грузопассажирские, специальные:



Кузова легковых автомобилей классифицируют в зависимости от числа дверей и конструкции крыш: закрытые (седан, лимузин, купе и др.), открытые (фаэтон, кабриолет и др.), комбинированные (ландо, тарга и др.). Кроме того, выделяют однообъемные, двухобъемные, трехобъемные кузова:



Кузова грузовых автомобилей классифицируют на кузова общего назначения (бортовая платформа) и специализированные (самосвалы, фургоны, цистерны, контейнеровозы и т.д.).

Несущая система воспринимает все нагрузки, действующие на автомобиль в условиях эксплуатации: нагрузку от веса груза, пассажиров, агрегатов и механизмов; усилия от направляющего, упругого, гасящего и стабилизирующего устройства подвески; силы, возникающие при колебаниях, разгоне, торможении и повороте автомобиля. Кроме того, при наличии прицепа или полуприцепа у автомобиля на несущую систему дополнительно действуют нагрузки от тягово-сцепного или опорно-сцепного устройства.

Несущая система работает в тяжелых условиях и при больших нагрузках. Она подвергается изгибу и кручению. Работоспособность несущей системы определяется ее прочностью и жесткостью под действием динамических нагрузок, возникающих в процессе эксплуатации.

Основные требования к несущей системе следующие:

1. минимальная масса при необходимой долговечности, включая и коррозионную стойкость, соответствующей сроку службы автомобиля;
2. достаточная для работы агрегатов и узлов автомобиля жесткость;
3. форма рамы (кузова) должна обеспечивать удобство мон-

тажа агрегатов, малую высоту центра тяжести и малую погрузочную высоту;

4. форма и конструкция кузова должны обеспечивать необходимые комфортабельность, травмобезопасность, а также требования моды;

5. общие требования.

Минимальная масса кузовов легковых автомобилей и кабин грузовых автомобилей обеспечивается применением мягкой низкоуглеродистой (из-за глубокой штамповки) листовой стали, толщина которой обычно уменьшена до 0,8 мм. Рамы изготавливают из листовой стали толщиной $2 \div 4$ мм (рамы больших легковых автомобилей), $5 \div 12$ мм (лонжероны рам автобусов и грузовых автомобилей), $4 \div 8$ мм (поперечины рам автобусов и грузовых автомобилей). Иногда для снижения массы рамы грузовых автомобилей изготавливают из легированной листовой стали.

Долговечность несущей системы, соответствующая сроку службы автомобиля, должна обеспечить срок службы самой несущей системы, превышающий долговечность всех механизмов, агрегатов и систем автомобиля, а также увеличить пробег автомобиля до капитального ремонта и общий пробег в эксплуатации.

Повышение коррозионной стойкости и, следовательно, долговечности кузовов легковых автомобилей обеспечивается применением листовой стали с добавлением меди либо оцинкованной. Ненагруженные панели кузова изготавливают из пластмасс. Иногда кузова легковых автомобилей и кабины специальных грузовых автомобилей изготавливают из алюминиевого листа или из пластмасс. Для наружных панелей кузовов автобусов все чаще применяют алюминиевые листы.

Жесткость несущей системы, исключая нарушение условий работы агрегатов и механизмов автомобиля, должна обеспечить неизменное взаимное их положение на несущей системе при любых условиях и режимах движения, а также предотвратить поломки и обрывы крепления агрегатов и механизмов и заклинивание окон, дверей кузова и кабины автомобиля.

Достаточная жесткость рам в основном обеспечивается при изгибе лонжеронами (при кручении также и поперечинами) необходимой высоты и толщины.

Для повышения жесткости кузовов используют закрытые или открытые профили, образующие каркас, либо выштампованные или дополнительные ребра.

Низкое положение центра тяжести автомобиля должно повысить его устойчивость и, следовательно, безопасность даже при высоких скоростях движения. Значительный ход подвески должен повысить плавность хода и проходимость автомобиля, а большие углы поворота управляемых колес – улучшить управляемость и маневренность автомобиля.

Травмобезопасность кузова (внутренняя) обеспечивается уменьшением инерционных нагрузок при наездах спереди и сзади (например, создание более жесткого салона при менее жесткой передней и задней частях легкового автомобиля), ограничением перемещения людей при авариях (применение ремней и подушек безопасности), устранением травмоопасных деталей, сохранением жизненного пространства при опрокидывании.

Травмобезопасность кузова (внешняя) обеспечивается совершенствованием бамперов, устранением травмоопасных деталей и выступов, применением боковых и задних ограждений на кузовах грузовых автомобилей, а в некоторых случаях применением защитных приспособлений, уменьшающих травмы пешеходов при наезде на них.

9.2. Расчет рамы автомобиля

Рама автомобиля представляет собой пространственную несущую систему, нагруженную статическими и динамическими нагрузками. Напряжения в элементах рамы определяются: изгибом в вертикальной плоскости под влиянием симметричной системы сил; кручением вокруг продольной оси под влиянием кососимметричной системы сил; изгибом в горизонтальной плоскости; местными нагрузками (подвеска топливного бака, запасного колеса, усилия при буксировке и др.).

Статические нагрузки возникают под действием собственного веса рамы и веса механизмов, кузова и полезного груза и от реакций опор рессор. Уже после сборки автомобиля в его раме возникают напряжения изгиба, составляющие $10 \div 15\%$ предела текучести материала. При этом напряжения в лонжеронах в $2 \div$

2,5 раза превышают напряжения в поперечинах.

При движении автомобиля на раму действуют динамические нагрузки. Основной причиной возникновения симметричных динамических нагрузок являются силы инерции подрессоренных масс, действующие на раму при колебаниях автомобиля. Вертикальные и угловые колебания автомобиля в вертикальной плоскости обусловлены симметричными составляющими прогибов подвески. Эти колебания вызывают изгиб рамы, создавая напряжения в лонжеронах и незначительные напряжения в поперечинах.

Изгибающая динамическая нагрузка зависит от статической нагрузки и вертикальных ускорений в точках приложения вертикальной нагрузки:

$$P_{\text{д}} = \frac{P_{\text{ст}} j}{g}. \quad (9.1)$$

Динамические нагрузки существенно превышают статические и определяются с помощью коэффициента динамичности:

$$K_{\text{д}} = \frac{P_{\text{д}}}{P_{\text{ст}}}. \quad (9.2)$$

Кососимметричные составляющие прогибов подвески вызывают бортовую качку и кручение рамы, создавая напряжения в поперечинах.

При кручении рамы возникают горизонтальные составляющие нагрузок. Они зависят от боковой жесткости рессор и смещения оси вращения от плоскости рамы, а также от угла закручивания. Чем больше жесткость рессор, смещение оси вращения и угол закручивания, тем больше горизонтальные усилия. Таким образом, элементы рамы при перекосе находятся в сложном нагружении под действием вертикального изгиба, стесненного кручения, горизонтального изгиба и др.

Для расчета рамы обычно рассматривают два режима:

1. движение с большой скоростью по дороге с мелкими неровностями (симметричное нагружение);
2. преодоление больших неровностей с вывешиванием некоторых колес (кососимметричное нагружение).

Для того чтобы не только оценить общую податливость ра-

мы и действующие в ней напряжения, но и выявить опасные места резкого изменения деформаций и напряжений и темп их изменения по длине рамы, значения прогибов, углов закручивания и напряжений следует рассчитывать для ряда поперечных плоскостей, проходящих через характерные точки (места присоединения поперечин, изменения высоты или ширины сечения лонжерона, приложения нагрузок и т.д.). Результаты расчета целесообразно представлять в виде эпюр прогибов, углов закручивания и напряжений по длине рамы.

Расчет на симметричное нагружение (изгиб) простейшей лестничной рамы заключается в определении прогибов и напряжений в лонжеронах, представленных в виде элементарной балки на опорах.

Напряжение изгиба в каждом расчетном сечении лонжерона определяют по формуле:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{изг}}}, \quad (9.3)$$

где $M_{\text{и}}$ – изгибающий момент.

Изгибающий момент в расчетном сечении лонжерона рассчитывают по формуле:

$$M_{\text{и}} = M_{\text{х}} + Q_{\text{х}} \Delta l_{\text{х}}, \quad (9.4)$$

где $M_{\text{х}}$ и $Q_{\text{х}}$ – изгибающий момент и перерезывающая сила в предыдущем сечении, значения которых уже известны; $\Delta l_{\text{х}}$ – расстояние между сечениями.

Допускаемые напряжения при кратковременных динамических нагрузках можно приближенно определить как

$$[\sigma_{\text{и}}] \leq \frac{\sigma_{\text{с}}}{1,5(1 + K_{\text{д}})}, \quad (9.5)$$

где $\sigma_{\text{с}}$ – предел текучести материала лонжерона.

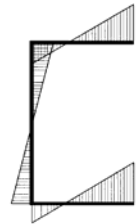
При расчете на кососимметричное нагружение (закручение) рама, состоящая из двух лонжеронов, связанных несколькими поперечинами, будет представлять собой статически неопределимую систему. Силовые факторы, действующие в элементах статически неопределимой системы (и углы закручивания), могут быть определены различными методами, излагаемыми в курсах

сопротивления материалов, которые связаны с громоздкими и трудоемкими вычислениями. Однако при некоторых допущениях расчет может быть значительно упрощен. Если предположить, что деформации изгиба в элементах рамы малы по сравнению с деформациями кручения, то можно воспользоваться следующим приближенным методом.

При расчете на кручение рама рассматривается как плоская система, состоящая из прямолинейных тонкостенных стержней. Так как жесткость на изгиб у лонжеронов в сотни раз больше их жесткости на кручение, деформациями изгиба пренебрегают.

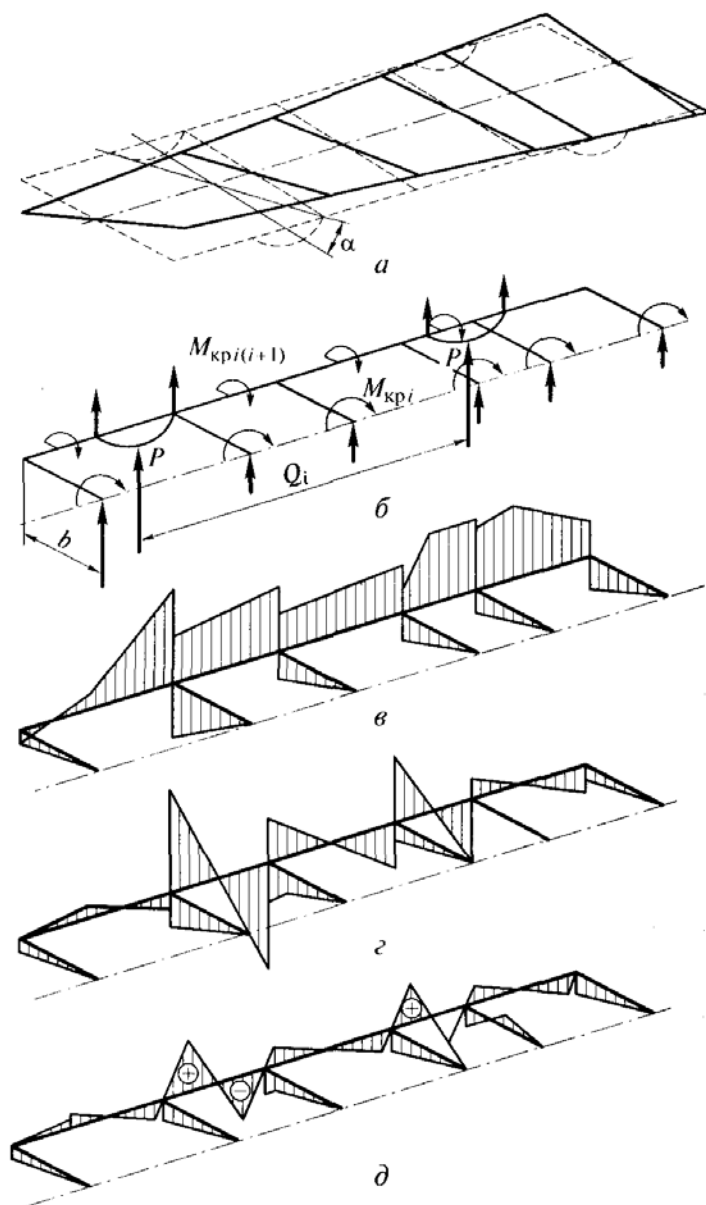
При прогибе поперечные сечения стержней остаются плоскими, а при кручении они искривляются (депланируют). Искривление сечений по длине стержня неодинаково. В узлах, усиленных косынками и приклепанных к полкам лонжеронов, искривление считают равным нулю, а в остальных сечениях оно может быть существенным. Такой характер деформации называется стесненным кручением.

При стесненном кручении кроме касательных напряжений кручения в сечениях лонжеронов из-за искривления появляются дополнительные нормальные напряжения.



В поперечинах рамы дополнительных нормальных напряжений не возникает из-за их более эластичного крепления к стенкам лонжеронов. Поэтому считают, что поперечины рамы испытывают свободное кручение.

Разрезав поперечины в плоскости симметрии рамы и приложив в местах разреза внутренние крутящие моменты и перерезывающие силы переходят от статически неопределимой системы к статически определимой, которую и принимают за расчетную схему (б). Строят эпюры изгибающих моментов (в) и бимоментов (г). По этим двум эпюрам определяют суммарные напряжения и строят их эпюру (д):



Момент, закручивающий раму, зависит от большого количества факторов, и может быть определен по формуле:

$$M_{кр} = \frac{A_{д}}{B} \frac{c_{\psi} c'_{\psi}}{c_{\psi} + c'_{\psi}}, \quad (9.6)$$

где $A_{д}$ – высота неровностей опорной поверхности, преодолеваемых автомобилем при движении; B – колея колес; c_{ψ} – угловая жесткость рамы; c'_{ψ} – угловая жесткость подвески.

Из формулы (9.6) следует, что чем меньше угловая жесткость рамы, тем меньше закручивающий момент и, следовательно-

но, выше прочность рамы. Кроме того, более эластичная рама вместе с подвеской обеспечивает лучшую приспособляемость колесам автомобиля к дорожным неровностям и постоянный контакт колес с дорогой. Однако при слишком эластичной раме возможно нарушение взаимного положения и условий работы агрегатов и механизмов, установленных на раме. Оптимальная жесткость рамы на кручение окончательно определяется и выбирается при доводочных испытаниях.

Суммарные нормальные напряжения в сечениях лонжеронов при стесненном кручении рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{M_{\text{изг}}}{W_{\text{изг}}} + \frac{B}{W_{\omega}}, \quad (9.7)$$

где $M_{\text{изг}}$ и $W_{\text{изг}}$ – изгибающий момент и момент сопротивления сечения изгибу; B – биомомент; W_{ω} – секториальный момент сопротивления сечения.

Биомомент для наиболее распространенного швеллерного сечения лонжеронов определяют по формуле:

$$B = \frac{6 \alpha E J_{\omega}}{1L}, \quad (9.8)$$

где α – угол закручивания рамы на длине базы автомобиля; E – модуль упругости 1-го рода; J_{ω} – секториальный момент инерции сечения; 1 – длина рассматриваемого отрезка лонжерона; L – база автомобиля.

Результирующие касательные напряжения кручения при деформации лонжеронов рамы в общем случае складываются из касательных напряжений свободного кручения, касательных напряжений изгиба и касательных напряжений стесненного кручения.

Наиболее значительными из них являются касательные напряжения свободного кручения, которые составляют 85 ÷ 90% от результирующих напряжений.

Для лонжеронов, имеющих швеллерное сечение, касательные напряжения свободного кручения определяют по формуле:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{12 \delta \alpha G}{K_{\text{изг}}^2 L}, \quad (9.9)$$

где δ – толщина профиля лонжерона; G – модуль упругости 2-го рода; $K_{\text{изг}}$ – изгибно-крутильная характеристика поперечного сечения лонжерона.

Напряжения для рам грузовых автомобилей, имеющих швеллерное сечение, при закручивании на угол $\alpha = 10 \div 12^\circ$ составляют $\tau = 5 \div 20$ МПа (меньшие значения для лонжеронов, большие – для поперечин), а суммарные нормальные напряжения $\sigma_{\Sigma} = 100 \div 300$ МПа.

Во время движения автомобиля по неровной дороге при максимальном закручивании рамы напряжения в ее элементах в $3 \div 5$ раз больше напряжений, возникающих после установки на раме кузова, агрегатов и механизмов.

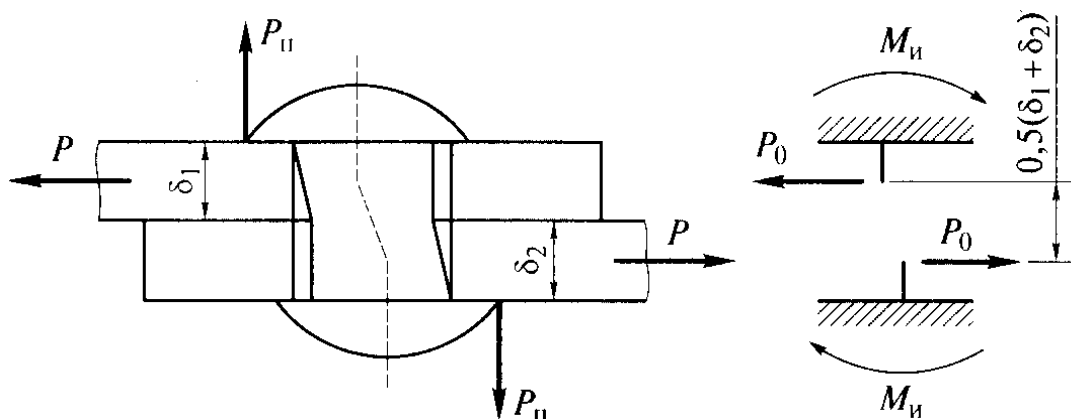
В рамах грузовых автомобилей с обычной грузовой платформой наибольшие напряжения в лонжеронах возникают в зоне третьей поперечины, примерно у переднего борта кузова. У седельных тягачей наибольшие напряжения в лонжеронах возникают в зоне пятой поперечины у кронштейнов подвески. Из поперечин наиболее нагруженной обычно является первая поперечина.

Слабыми местами рамы являются зоны присоединения к лонжеронам поперечин, кронштейнов и других деталей.

Заклепочные соединения работают при стесненном кручении и горизонтальном изгибе. Независимо от технологии клепки заклепки разрушаются от изгиба. В предельном случае можно рассматривать изгиб стержня заклепки в условиях, когда стенки отверстия не препятствуют деформации изгиба под действием изгибающего момента

$$M_{\text{и}} = 0,5 P_0 (\delta_1 + \delta_2), \quad (9.10)$$

где P_0 – усилие, создающее изгибающий момент; δ_1, δ_2 – толщины соединяемых деталей.



Напряжение изгиба у головки заклепки рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{И} = \frac{0,5 M_{И}}{0,1 d^3}, \quad (9.11)$$

где d – диаметр заклепки.

Напряжение среза (оно почти в 2 раза меньше напряжения изгиба) определяют по формуле:

$$\tau = \frac{4 P}{\pi d^2}, \quad (9.12)$$

где P – усилие, создающее напряжение среза.

9.3. Расчет кузова

Нагрузочные режимы и расчет кузова значительно сложнее, так как несущий кузов, представляет собой сложную оболочковую конструкцию с различными проемами и стойками. До недавнего времени основным методом оценки прочности кузова легкового автомобиля и автобуса считались стендовые и дорожные испытания на изгиб и кручение с тензометрированием напряжений во множестве точек.

Деформации и напряжения, действующие в несущем кузове, можно определять различными аналитическими методами:

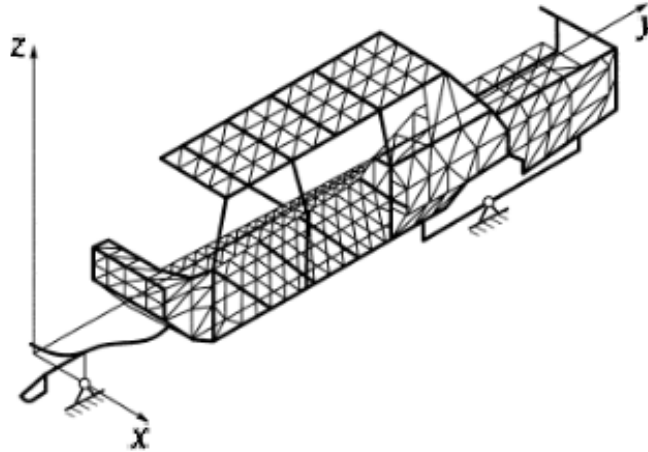
1. приближенным – методом потенциальной энергии, используемым при сравнительных расчетах на начальной стадии проектирования кузова;

2. точным – методом, основанным на теории тонкостенных стержней, применяемым обычно после завершения проектирования кузова;

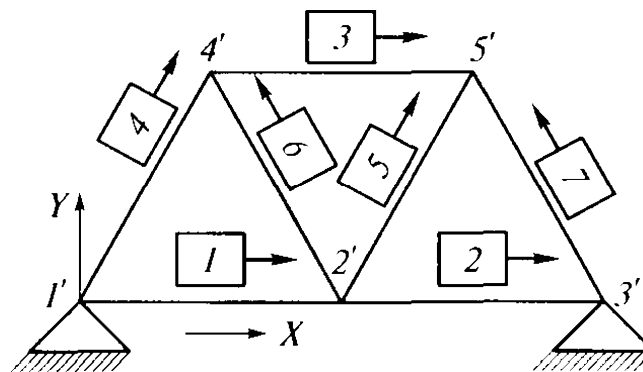
3. методом конечных элементов, представляющим практически неограниченные возможности для анализа напряжений и деформаций (вибраций) в кузове, но требующим применения ЭВМ.

Разработаны методы приближенного расчета деформаций или повреждений кузова от удара при аварии (спереди, сзади, сбоку или сверху).

Метод конечных элементов заключается в том, что реальная конструкция заменяется структурной моделью, состоящей из простейших элементов, таких как стержни, пластины и т.п. с известными упругими свойствами. Расчет осуществляется в несколько этапов. Сначала конструкцию разбивают на простые элементы. Например, выделяют половину кузова по плоскости симметрии и разбивают ее на 200 ÷ 500 элементов:



Затем определяют координаты узловых точек. На рисунке в качестве примера показана модель с пятью узловыми точками $1'$ – $5'$ и семью стержнями (элементами) 1 – 7.



После этого выполняют расчет на ЭВМ по специально раз-

работанной программе, задавая внешние нагрузки и определяя напряжения в каждом элементе. Обычно структурная модель кузова рассматривается без учета различных мелких элементов (отверстий, гофр, сварки и др.), которые могут оказать заметное влияние на напряженное состояние кузова.

Поэтому основным методом оценки прочности кузова являются стендовые или дорожные испытания кузова на изгиб и кручение.

Прочность кузова оценивают по пределу текучести материала σ_s . При одностороннем растяжении или сжатии допускаемые напряжения определяют по формуле:

$$\sigma_p = \frac{\sigma_s}{K_{без}}, \quad (9.13)$$

где $K_{без}$ – коэффициент безопасности, учитывающий местные концентраторы напряжений, технологические отступления, нестабильность механических свойств и др.

Для получения необходимой прочности кузова при изгибе должны выполняться следующие условия:

$$\sigma_{ст} + \sigma_d \leq \sigma_{изг}, \quad (9.14)$$

или

$$\sigma_{ст} \leq \frac{\sigma_s}{K_{без} (1 - K_d)}. \quad (9.15)$$

При кручении должно выполняться условие:

$$\tau_{кр} \leq \frac{\sigma_s}{K_{без} \left(1 + \frac{1}{K_d}\right)}. \quad (9.16)$$

При сложном напряженном состоянии:

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_{и}^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq \sigma_p. \quad (9.17)$$

Контрольные вопросы

1. Укажите назначение несущей системы. Приведите классификации рам и кузовов. Охарактеризуйте область их применения.

2. Перечислите требования к несущим системам. Обоснуйте каждое из требований.

3. Назовите силы и моменты, действующие на раму грузового автомобиля.

4. Перечислите нагрузочные режимы, используемые при расчете рам автомобилей.

5. Укажите критерии расчета рам.

6. Перечислите допущения, используемые при расчете рам на кручение.

7. Укажите критерии расчета заклепочных соединений рам.

8. Охарактеризуйте аналитические методы, используемые при расчете несущих кузовов.

9. Перечислите критерии оценки прочности несущего кузова при изгибе, кручении, сложном напряженном состоянии.

10. МОСТЫ

10.1. Назначение. Классификация. Требования

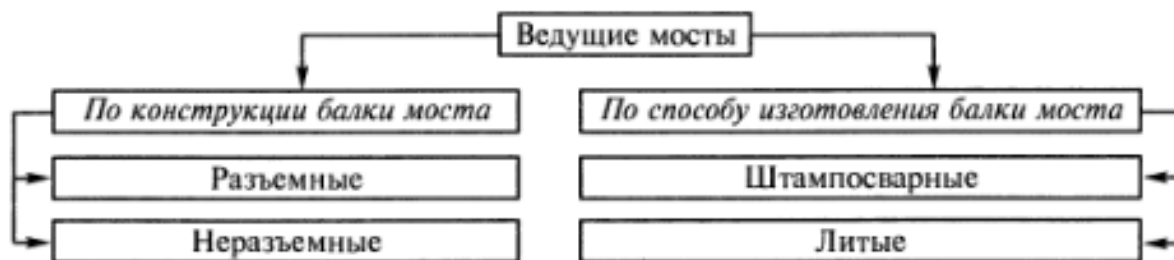
Мостом называется узел автомобиля, соединяющий колеса одной оси между собой и через подвеску с несущей системой. Мост воспринимает от колес силы и реактивные моменты, возникающие в результате взаимодействия колес с дорогой, и передает их поддрессоренной части.

Функционально мосты подразделяют на ведущие, управляемые, управляемые ведущие (комбинированные) и поддерживающие.



Ведущим называется мост с ведущими колесами, к которым подводится крутящий момент от двигателя. На автомобилях ве-

дущими мостами могут быть только передний, только задний, а также средний и задний или одновременно все мосты. Наибольшее распространение получили задние ведущие мосты на автомобилях ограниченной проходимости с колесной формулой 4×2 , предназначенные для эксплуатации на дорогах с твердым покрытием и сухих грунтовых дорогах.



Управляемым называется мост с ведомыми управляемыми колесами, к которым не подводится крутящий момент двигателя. Управляемыми на большинстве автомобилей являются передние мосты.

Комбинированным называется мост с ведущими и управляемыми одновременно колесами. Комбинированные мосты применяются в качестве передних мостов в переднеприводных легковых автомобилях, в полноприводных автомобилях повышенной проходимости и на автомобилях высокой проходимости, предназначенных для эксплуатации в тяжелых дорожных условиях.

Поддерживающим называется мост с ведомыми колесами, которые не являются ни ведущими, ни управляемыми. Наибольшее применение поддерживающие мосты получили на прицепах и полуприцепах. Они применяются также на многоосных грузовых автомобилях и в качестве задних мостов на переднеприводных легковых автомобилях.

К автомобильным мостам предъявляются следующие основные требования: минимальная масса, наименьшие габаритные размеры и оптимальная жесткость.

В наиболее распространенных неразрезных мостах грузовых автомобилей масса моста не поддрессорена и поэтому она должна быть наименьшей.

Требования уменьшения размеров обусловлены необходимостью обеспечения заданного значения дорожного просвета, высоты пола и положения центра масс автомобиля.

Оптимальная жесткость моста определяет жесткость системы управления и положение колес, нагруженность элементов главной передачи и полуосей.

10.2. Расчет мостов

Мосты автомобиля рассчитывают на прочность по сцеплению колес автомобиля с дорогой при максимальном значении коэффициента сцепления. Расчет выполняют для различных режимов движения автомобиля. При расчете значения сил и моментов, действующих на мосты при движении автомобиля, принимаются максимальными.

10.2.1. Расчет ведущего моста

Ведущий мост воспринимает передаваемые через подшпипники ступиц колес вертикальные, боковые и продольные реакции, возникающие в точках контакта колес с опорной поверхностью, а также реактивный тяговый момент, передаваемый через подшпипники шестерни главной передачи, и реактивные тормозные моменты, возникающие в опорных дисках или суппортах тормозных механизмов. Ведущий мост передает силы и моменты на поддрессоренную часть через продольные листовые рессоры или через направляющие устройства и упругие элементы подвески других типов.

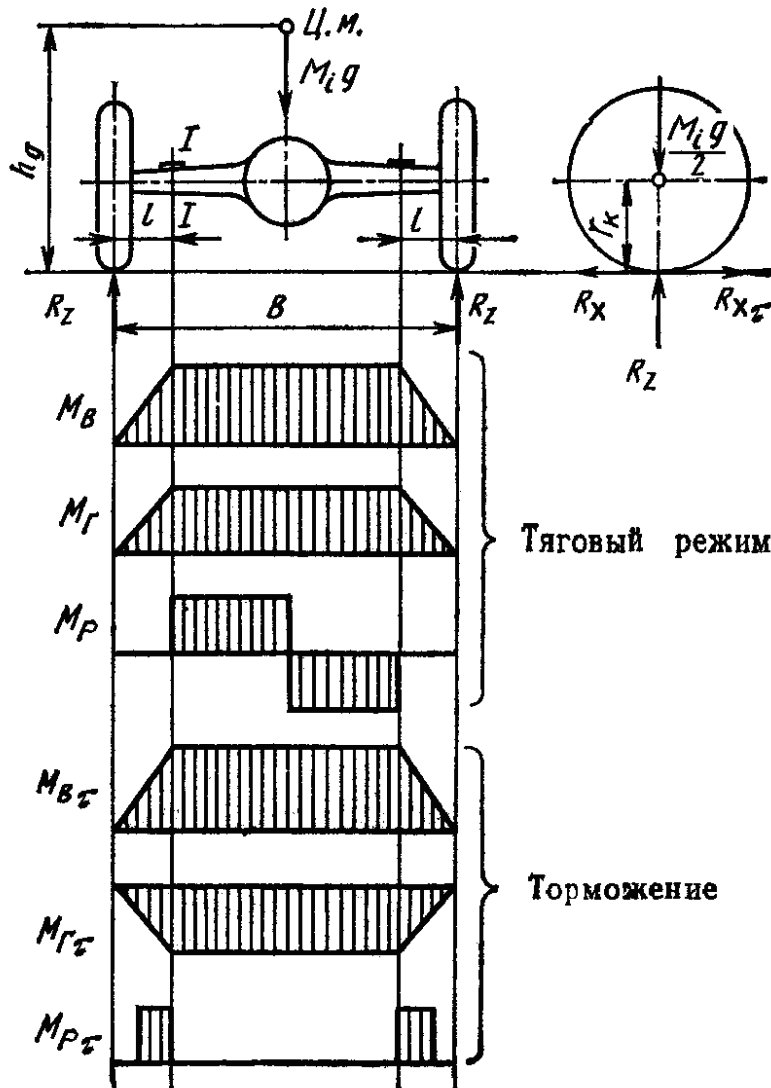
Балку ведущего моста рассчитывают на изгиб и кручение при следующих допущениях:

1. нагрузка от массы по бортам автомобиля распределена равномерно;
2. момент, подведенный к дифференциалу, распределен на колеса поровну;
3. мост имеет полностью разгруженные полуоси.

Величина действующих на мост нагрузок зависит от условий эксплуатации и режима движения. Как и в случае полуразгруженных полуосей, расчет балки ведущего моста производят для следующих режимов:

1. передача максимальной силы тяги;
2. экстренное торможение;
3. занос;
4. переезд через препятствие.

При прямолинейном движении автомобиля максимально возможную силу тяги определяют по формуле (8.5), максимальную тормозную силу – по формуле (8.8).



Изгибающие моменты, создаваемые реакциями R_{z1} и R_{z2} в вертикальной плоскости и реакциями R_x и $R_{x\tau}$ в горизонтальной, достигают максимальных значений в сечении I-I (место крепления рессоры).

Если принять, что на балку действует сила, равная вертикальной реакции в точке контакта колеса с опорной поверхностью, то изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях соответственно, можно определить по формулам:

$$M_B = R_Z l; \quad (10.1)$$

$$M_G = R_Z \varphi_x l, \quad (10.2)$$

где l – расстояние от центральной плоскости колеса до места крепления рессоры.

Реактивный крутящий момент, создаваемый силой тяги, действует на балку на участке от оси шестерни главной передачи до места крепления рессоры, а реактивный тормозной момент – на участке от фланца крепления суппорта тормозного механизма до места крепления рессоры:

$$M_p = R_z \varphi_x r_k. \quad (10.3)$$

При круглом трубчатом сечении балки суммарный момент в опасном сечении (месте крепления рессоры) согласно теории наибольших касательных напряжений

$$M_\Sigma = \sqrt{M_B^2 + M_\Gamma^2 + M_p^2}, \quad (10.4)$$

и результирующее напряжение в месте крепления рессоры:

$$\sigma_\Sigma = \frac{M_\Sigma}{W}. \quad (10.5)$$

При прямоугольном сечении балки напряжения изгиба в вертикальной и горизонтальной плоскостях складываются. Далее вычисляют моменты сопротивления сечения изгибу в вертикальной W_B и горизонтальной W_Γ плоскостях, а также кручению W_K .

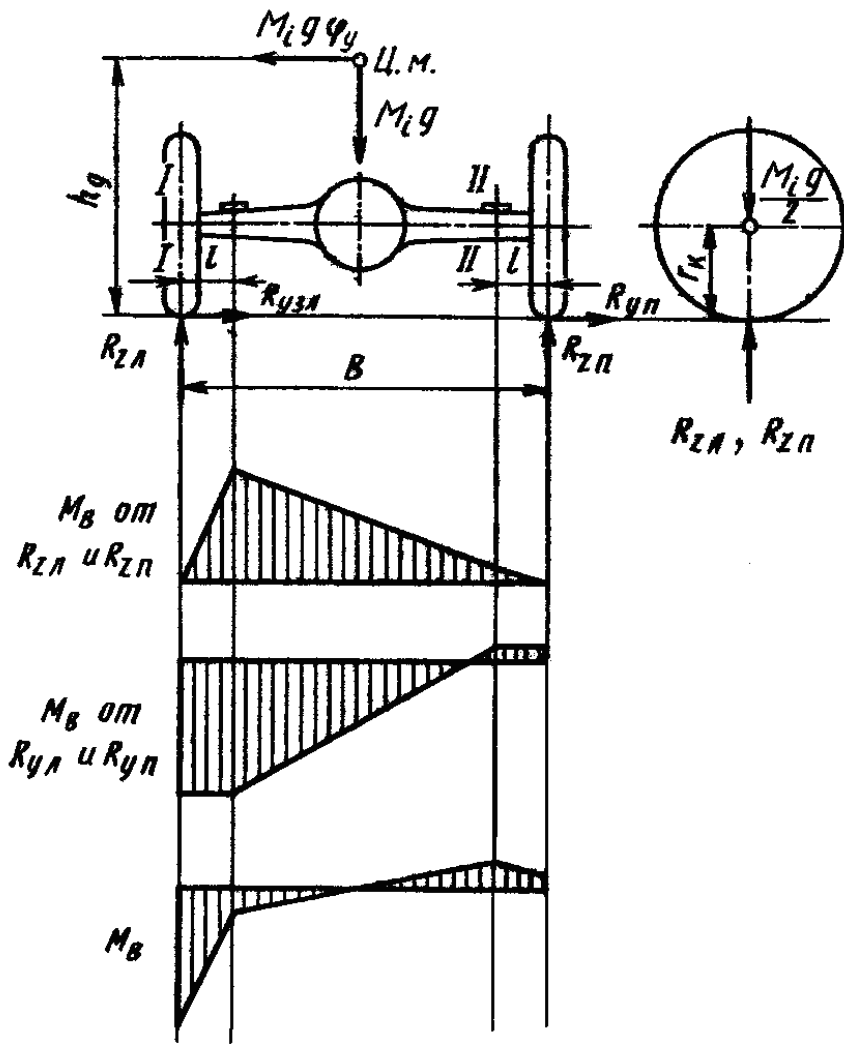
Напряжения изгиба и кручения определяют по формулам:

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{M_B}{W_B} + \frac{M_\Gamma}{W_\Gamma}; \quad (10.6)$$

$$\tau = \frac{M_p}{W_K}. \quad (10.7)$$

Допустимые напряжения изгиба $[\sigma_{\text{И}}] = 300 \div 500$ МПа, кручения – $[\tau] = 150 \div 400$ МПа. Меньшие значения напряжений относятся к литым балкам из ковкого чугуна, большие – к сварным штампованным из листовой стали.

При заносе реакции в продольной плоскости отсутствуют. Вертикальные и горизонтальные реакции, действующие в пятне контакта колеса с опорной поверхностью для случая скольжения автомобиля, определяют по формулам (8.10), (8.11).



В случае скольжения автомобиля влево изгибающий момент на левой стороне балки максимального значения в сечении I-I, соответствующем центральной плоскости колеса, а изгибающий момент на правой стороне балки – в сечении II-II (месте крепления рессоры):

$$M_{\text{л}} = R_{\text{ул}} r_{\text{к}}; \quad (10.8)$$

$$M_{\text{п}} = R_{\text{зп}} l + R_{\text{уп}} r_{\text{к}}. \quad (10.9)$$

Напряжения изгиба рассчитывают по формулам, приведенным выше.

При переезде препятствия предполагают, что продольные и поперечные силы в точках контакта колес с опорной поверхностью отсутствуют, а вертикальные реакции достигают максимального значения с учетом коэффициента динамичности.

Эпюра изгибающих моментов $M_{\text{в}}$ соответствует первому

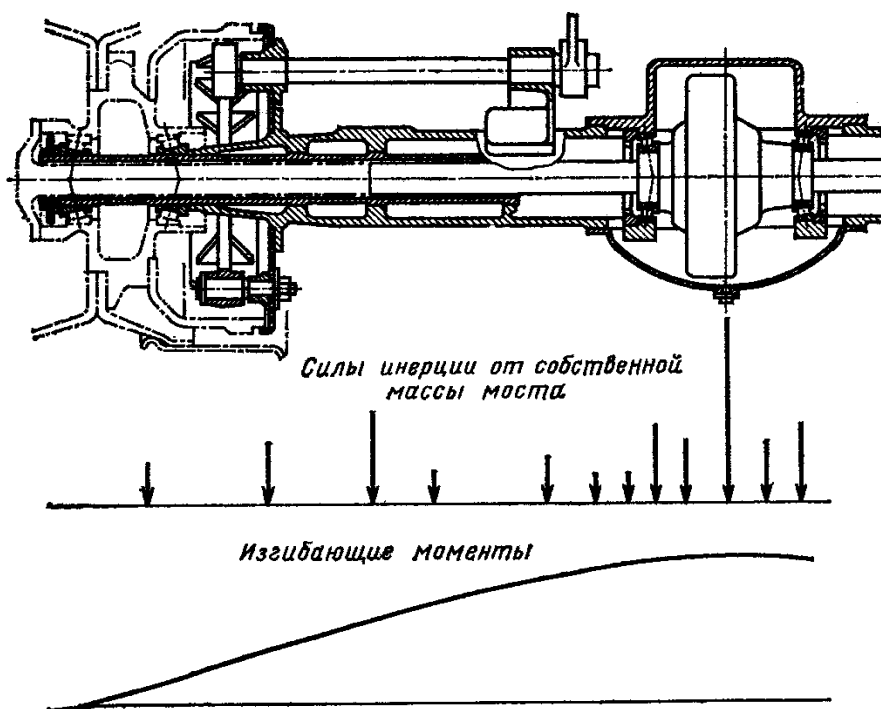
случаю нагружения. Напряжения изгиба в месте крепления ресоры определяют по формуле:

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{M_{\text{В}}}{W_{\text{В}}}. \quad (10.10)$$

Напряжение не должно превышать значений, приведенных для первого случая нагружения.

При движении автомобиля по неровной дороге вертикальное ускорение моста может превышать статическую нагрузку от силы тяжести подрессоренной части, поэтому литые балки ведущих мостов грузовых автомобилей, имеющие относительно большую массу, должны быть проверены с учетом сил инерции от собственной массы моста.

Для этого балку разделяют вертикальными плоскостями на отдельные участки и рассчитывают массу этих участков. Далее рассчитывают массы узлов и деталей, укрепленных на балке (кроме тех частей, сила тяжести которых непосредственно воспринимается колесами – на рисунке изображены штрихпунктирными линиями), и доли этих масс, приходящихся на каждую из тех точек, где они присоединяются к балке.



Затем, задаваясь определенным значением ускорения, строят эпюру изгибающих моментов M_j . Значения момента M_j

должны быть прибавлены к значениям момента M_B при расчете напряжений, соответствующих первому случаю нагружения.

10.2.2. Расчет управляемого моста

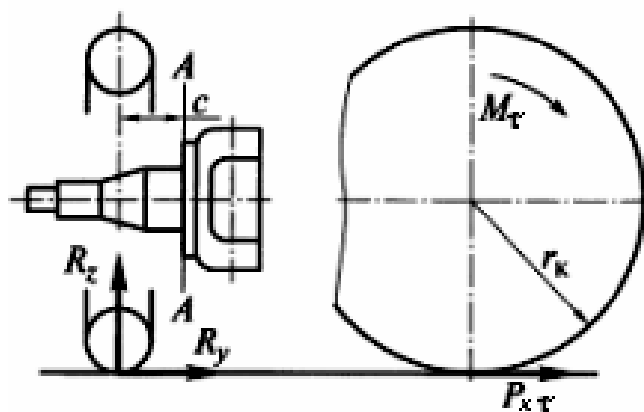
Управляемый мост состоит из балки и поворотных кулаков, шарнирно соединенных с ней при помощи шкворней. Поворотные кулаки, выполненные вместе с цапфами подшипников ступиц колесо и фланцами для крепления опорных дисков или суппортов тормозных механизмов, воспринимают и передают на балку вертикальные, боковые и продольные реакции, действующие в точке контакта колеса с опорной поверхностью, а также реактивные тормозные моменты, возникающие в опорных дисках или суппортах тормозных механизмов, которые передаются на подрессоренную часть через элементы подвески.

У управляемого моста рассчитывают на прочность балку, поворотные кулаки, шкворни и втулки шкворней.

Расчет на прочность балки управляемого моста производится аналогично расчету балки ведущего моста. Расчет выполняют для следующих режимов движения автомобиля: при торможении, заносе и преодолении препятствий.

Расчетную схему составляют, считая, что углы поперечного и продольного наклона шкворня, а также углы установки управляемых колес равны нулю, а оси цапф обоих поворотных кулаков совпадают и располагаются в одной поперечной плоскости с осями шкворней. Балку управляемого моста считают прямой.

В управляемых мостах наиболее ответственным является поворотный узел, который состоит из шкворня и поворотного кулака. *Поворотный кулак* рассчитывают для тех же режимов движения автомобиля, что и балку управляемого моста. Опасным сечением в поворотном кулаке является сечение А-А у галтели цапфы кулака, в котором и определяют напряжения. При этом цапфу кулака рассчитывают только на изгиб.



При торможении суммарный вертикальный изгибающий момент определяют по формуле:

$$M_{И} = c \sqrt{R_z^2 + P_{x\tau}^2}. \quad (10.11)$$

Напряжения изгиба рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{И} = \frac{M_{И}}{W_{ИЗГ}}. \quad (10.12)$$

При заносе тормозная сила $P_{\tau} = 0$.

Напряжения изгиба цапфы поворотных кулаков управляемых колес определяют по формулам:

$$\sigma_{И1} = \frac{R_{z1} c - R_{y1} r_k}{W_{ИЗГ}}; \quad (10.13)$$

$$\sigma_{И2} = \frac{R_{z2} c + R_{y2} r_k}{W_{ИЗГ}}, \quad (10.14)$$

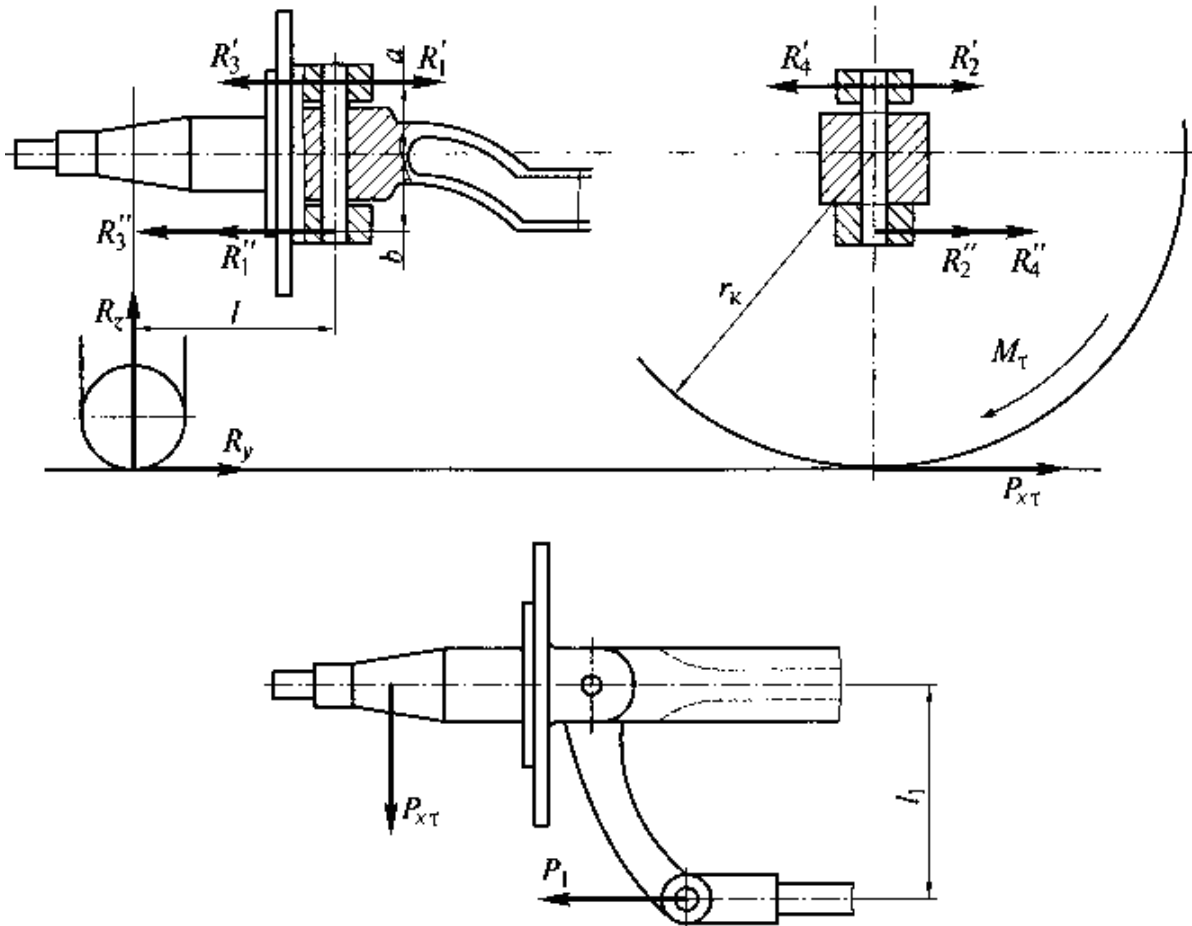
где c – плечо изгиба.

При преодолении препятствия напряжения изгиба определяют по формуле:

$$\sigma_{И} = \frac{R_z c K_D}{W_{ИЗГ}}. \quad (10.15)$$

Допустимые напряжения изгиба $[\sigma_{И}] = 500$ МПа.

Расчет шкворня проводится на тех же нагрузочных режимах, что и расчет поворотного кулака. Как было указано выше, углами наклона шкворня в поперечной и продольной плоскостях пренебрегают, вследствие их небольших значений, которые не влияют на результаты расчета.



При торможении силы R' и R'' , нагружающие соответственно верхний и нижний концы шкворня, возникают под действием нормальной реакции, тормозной силы, реактивной силы и тормозного момента.

Силы, возникающие под действием нормальной реакции, определяют по формуле:

$$R'_1 = R''_1 = \frac{R_z l}{a + b}. \quad (10.16)$$

Силы, возникающие под действием тормозной силы, определяют по формулам:

$$R'_2 = \frac{P_{x\tau} b}{a + b}; \quad (10.17)$$

$$R''_2 = \frac{P_{x\tau} a}{a + b}. \quad (10.18)$$

Силы, возникающие под действием реактивной силы, рассчитывают по формулам:

$$R_3' = \frac{P_1 b}{a + b}; \quad (10.20)$$

$$R_3'' = \frac{P_1 a}{a + b}, \quad (10.21)$$

где реактивную силу можно определить как

$$P_1 = \frac{P_{x\tau} l}{l_1}. \quad (10.22)$$

Силы, возникающие под действием тормозного момента, рассчитывают по формуле:

$$R_4' = R_4'' = \frac{P_{x\tau} r_k}{a + b}, \quad (10.23)$$

где тормозной момент – $M_\tau = P_{x\tau} r_k$.

Суммарную силу, действующую на верхний конец шкворня, определяют по формуле:

$$R_\Sigma' = \sqrt{(R_1' - R_3') + (R_4' - R_2')}. \quad (10.24)$$

Суммарную силу, действующую на нижний конец шкворня, определяют по формуле:

$$R_\Sigma'' = \sqrt{(R_1'' + R_3'') - (R_4'' + R_2'')}. \quad (10.25)$$

При заносе на верхний и нижний концы шкворня действуют только поперечные силы.

Силы, действующие на шкворни и возникающие от нормальных реакций, определяют по формулам:

$$R_1' = \frac{R_{z1}' l}{a + b}; \quad (10.26)$$

$$R_2'' = \frac{R_{z2}'' l}{a + b}. \quad (10.27)$$

Силы, действующие на шкворни и возникающие от поперечных реакций, определяют следующим образом:

на левом шкворне:

$$R_1' = R_1'' = \frac{R_{y1} l}{a + b}, \quad (10.28)$$

на правом шкворне:

$$R'_2 = R''_2 = \frac{R_{y2} l}{a + b}. \quad (10.29)$$

Тогда суммарные силы на левом шкворне можно определить как:

$$R'_{\Sigma 1} = \frac{R_{y1} (r_k - b) - R''_{z1} l}{a + b}; \quad (10.30)$$

$$R''_{\Sigma 1} = \frac{R_{y1} (r_k + a) - R''_{z1} l}{a + b}. \quad (10.31)$$

Суммарные силы на правом шкворне:

$$R'_{\Sigma 2} = \frac{R_{y2} (r_k - b) + R''_{z2} l}{a + b}; \quad (10.32)$$

$$R''_{\Sigma 2} = \frac{R_{y2} (r_k + a) + R''_{z2} l}{a + b}. \quad (10.33)$$

При преодолении препятствия на шкворень действуют силы

$$R' = R'' = \frac{M_i g}{2} K_d \frac{l}{a + b}. \quad (10.34)$$

Шкворень на всех нагрузочных режимах рассчитывают на изгиб и срез, а втулки шкворня рассчитывают на смятие.

Напряжения изгиба шкворня определяют по формуле:

$$\sigma_{изг} = \frac{R_{\Sigma}'' d_{ш}}{W_{изг}}, \quad (10.35)$$

где $d_{ш}$ – диаметр шкворня.

Напряжение среза шкворня рассчитывают по формуле:

$$\tau = \frac{4 R_{\Sigma}''}{\pi d_{ш}^2}. \quad (10.36)$$

Напряжение смятия втулок шкворня определяют по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{R_{\Sigma}''}{d_{ш} h_B}, \quad (10.37)$$

где h_B – высота втулки шкворня.

При определении напряжений в шкворне и втулках шкворня принимают наибольшие из значений суммарных сил, действующих на шкворень для рассматриваемых режимов движения автомобиля.

Допустимые напряжения – $[\sigma_{II}] = 500$ МПа; $[\tau] = 100$ МПа; $[\sigma_{сМ}] = 50$ МПа.

10.2.3. Расчет комбинированного моста

Для определения напряжений, действующих в деталях комбинированного моста, используют соответствующие зависимости, приведенные выше для ведущего и управляемого мостов.

Контрольные вопросы

1. Укажите назначение мостов.
2. Приведите классификацию мостов.
3. Перечислите требования к балкам мостов. Обоснуйте каждое из требований.
4. Укажите, какие силы и моменты действуют на картер ведущего моста автомобиля.
5. Перечислите нагрузочные режимы, используемые при расчете балки ведущего моста.
6. Укажите критерии расчета балки ведущего моста.
7. Укажите, какие силы и моменты действуют на управляемый мост автомобиля.
8. Перечислите нагрузочные режимы, используемые при расчете балки управляемого моста.
9. Укажите критерии расчета шкворней управляемого моста.

11. ПОДВЕСКИ

11.1. Назначение. Классификация. Требования

Подвеской автомобиля называется совокупность устройств,

обеспечивающих упругую связь между несущей системой и мостами или колесами, уменьшение динамических нагрузок на несущую систему и колеса и затухание их колебаний, а также регулирования положения кузова во время движения.

Обычно классификацию подвесок рассматривают в зависимости от типа устройств и элементов, составляющих подвеску:



К подвеске автомобиля предъявляют следующие требования:

1. обеспечение высокой плавности хода;
2. обеспечение движения по неровностям дорог без ударов в ограничители хода;
3. кинематическая согласованность подвески с элементами рулевого управления для исключения самопроизвольного поворота управляемых колес при деформации упругих элементов;
4. постоянство колеи, углов наклона колес, углов наклона шкворней;
5. обеспечение гашения колебаний кузова и колес;
6. надежная передача от колес к кузову продольных и поперечных сил;
7. снижение массы неподрессоренных частей;
8. ограничение крена кузова автомобиля при разгонах, торможениях, поворотах;
9. общие требования.

Выполнение этих требований зависит от типа и конструк-

ции подвески и ее направляющего, упругого, гасящего и стабилизирующего устройств.

Плавность хода в основном определяется величиной статического прогиба подвески. Однако для разных условий эксплуатации улучшение плавности хода обеспечивается при различном значении статического прогиба, что можно получить с помощью управляемых подвесок с изменяемыми характеристиками упругого и гасящего устройств. Пока еще разработка управляемых подвесок не достигла уровня, необходимого для их широкого применения.

Движение автомобиля по неровным дорогам без ударов в ограничители при значительных неровностях в основном определяется величиной динамического прогиба. Считается, что величина вертикальной нагрузки при движении должна в $3 \div 4$ раза превышать вертикальную нагрузку при статическом прогибе.

Правильная кинематика колес определяется типом подвески и ее направляющим устройством. От направляющего устройства подвески зависят изменение колеи и стабилизация управляемых колес, правильная кинематика рулевого привода (независимость вертикальных перемещений управляемых колес и их поворота вокруг шкворней) и боковой крен кузова.

Схема и конструкция направляющего устройства подвески управляемых колес должны быть согласованы с рулевым приводом так, чтобы не вызывать изменения углов установки оси шкворня, обеспечивать стабилизацию колес и не вызывать автоколебания колес. Для этой цели при независимой подвеске поперечную тягу выполняют расчлененной, шаровые шарниры располагают на продолжении осей качания рычагов подвески, что исключает возможность возникновения угловых колебаний колес при вертикальных колебаниях автомобиля во время прямолинейного движения.

При зависимой подвеске на листовых рессорах необходимо, чтобы центр шарового пальца сошки при поворотах вала сошки перемещался в плоскости, параллельной продольной плоскости автомобиля, при этом в нейтральном положении сошки центр ее шарового пальца должен совпадать с центром качания колеса на упругом элементе подвески, что исключает возникновение угловых колебаний вокруг шкворней.

Эффективное гашение колебаний кузова для различных типов автомобилей и различных грузов требуется в разной степени. Наилучшее затухание колебаний при различных условиях эксплуатации обеспечивают амортизаторы с изменяемой характеристикой, входящие в управляемые подвески, пока еще изредка применяемые. Во многих случаях достаточно эффективны обычные телескопические амортизаторы.

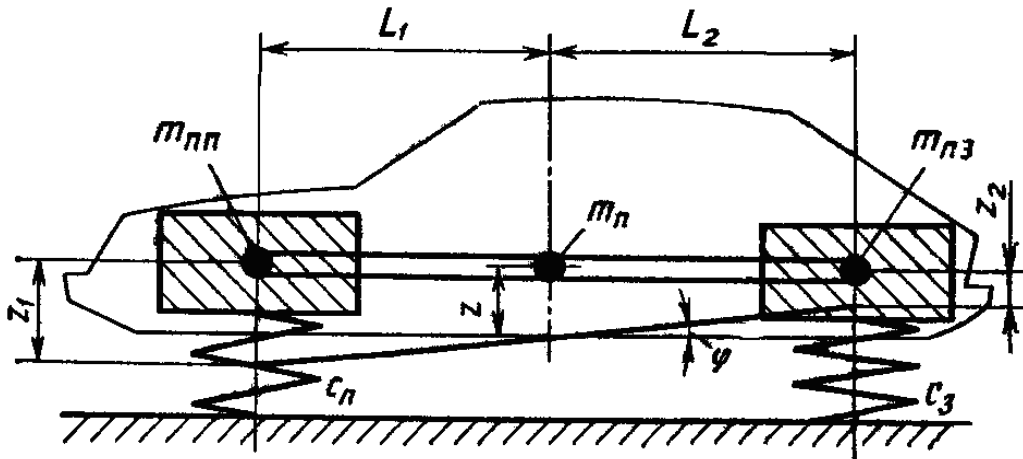
Считается, что для задних подвесок грузовых автомобилей, предназначенных для перевозки грузов, нечувствительных к вертикальным колебаниям, достаточное затухание обеспечивается межлистовым трением рессор.

Передача на кузов или раму усилий и реактивных моментов от колес осуществляется следующим образом. Вертикальные усилия передаются упругим устройством (при использовании рессор с закрепленными концами во многих конструкциях все усилия и моменты передаются в основном рессорами). Остальные усилия и моменты передаются направляющим устройством.

Противодействие наклону кузова при разгонах, торможениях, поворотах в основном обеспечивается упругой характеристикой подвески и типом направляющего устройства. Если этого недостаточно, применяется стабилизатор поперечной устойчивости.

11.2. Колебания и плавность хода автомобилей

При построении основной эквивалентной колебательной системы для определения собственных частот подрессоренных масс, характеризующих плавность хода автомобиля, достаточно отразить в ней только факторы, вызывающие линейные перемещения z и угловые перемещения φ подрессоренной массы, и рассматривать ее без учета влияния неподдресоренных масс, демпфирования и возмущающих факторов. При рассмотрении принимаем, что автомобиль симметричен относительно продольной плоскости, поэтому рассматриваем плоскую модель:



Поддрессоренной частью автомобиля являются все его элементы, масса которых передается упругими элементами подвески (кузов, рама). Те элементы, масса которых не передается через упругие элементы подвески, называют неподдрессоренными элементами автомобиля (колеса в сборе, детали направляющих устройств, включая неподдрессоренные мосты, часть массы упругих элементов и амортизаторов).

Для составления уравнения движения системы используем уравнение Лагранжа. Кинетическую и потенциальную энергии рассматриваемой системы определим по формулам:

$$K = 0,5 m_{\Pi} \dot{z}^2 + 0,5 m_{\Pi} \rho^2 \dot{\varphi}^2; \quad (11.1)$$

$$П = 0,5 c_{\Pi} (z + L_1 \varphi)^2 + 0,5 c_3 (z - L_2 \varphi)^2, \quad (11.2)$$

где m_{Π} – поддрессоренная масса; c_{Π} и c_3 – приведенная жесткость передней и задней подвесок соответственно; ρ – радиус инерции поддрессоренной массы автомобиля.

Приведенную жесткость передней и задней подвесок соответственно, рассчитывают по формулам:

$$c_{\Pi} = \frac{c_{рп} c_{шп}}{c_{рп} + c_{шп}}; \quad (11.3)$$

$$c_3 = \frac{c_{рз} c_{шз}}{c_{рз} + c_{шз}}, \quad (11.4)$$

где $c_{рп}$ и $c_{рз}$ – жесткость упругих элементов передней и задней подвесок соответственно; $c_{шп}$ и $c_{шз}$ – жесткость шин передних

и задних колес соответственно.

Дифференцируя систему уравнений (11.1), (11.2) по обобщенным координатам и подставляя значения производных в уравнение Лагранжа, получим систему дифференциальных уравнений вертикальных и продольно-угловых колебаний:

$$m_{\Pi} \ddot{z} + z(c_{\Pi} + c_3) + \varphi(c_{\Pi} L_1 - c_3 L_2) = 0; \quad (11.5)$$

$$m_{\Pi} \rho^2 \ddot{\varphi} + \varphi(c_{\Pi} L_1^2 + c_3 L_2^2) + z(c_{\Pi} L_1 - c_3 L_2) = 0, \quad (11.6)$$

Система дифференциальных уравнений (11.5), (11.6) показывает, что в общем случае координаты z и φ связаны между собой. Если сместить кузов параллельно самому себе в направлении оси z , а затем внезапно отпустить, то отмечаются не только вертикальные перемещения z , но и угловые с углом поворота φ .

Координаты z и φ независимы только при $c_{\Pi} L_1 - c_3 L_2 = 0$. В этом случае приложенная сила к центру массы вызывает только вертикальное смещение без поворота. Тогда уравнения (11.5), (11.6) примут вид

$$m_{\Pi} \ddot{z} + z(c_{\Pi} + c_3) = 0; \quad (11.7)$$

$$m_{\Pi} \rho^2 \ddot{\varphi} + \varphi(c_{\Pi} L_1^2 + c_3 L_2^2) = 0. \quad (11.8)$$

Соответствующие этим уравнениям собственные частоты рассчитывают по формулам:

$$\omega_z = \sqrt{\frac{c_{\Pi} + c_3}{m_{\Pi}}}; \quad (11.9)$$

$$\omega_{\varphi} = \sqrt{\frac{c_{\Pi} L_1^2 + c_3 L_2^2}{m_{\Pi} \rho^2}}. \quad (11.10)$$

Условие равенства частот вертикальных и угловых колебаний получим, приравняв ω_z и ω_{φ} :

$$\frac{c_{\Pi} + c_3}{m_{\Pi}} = \frac{c_{\Pi} L_1^2 + c_3 L_2^2}{m_{\Pi} \rho^2}. \quad (11.11)$$

При этом принимается, что колебания передних и задних подрессоренных частей независимы и справедливо условие:

$c_{\text{П}} = c_3 \frac{L_2}{L_1}$. Из равенства (11.11) можно найти, что вертикальные

и угловые колебания будут равны при $\rho^2 = L_1 L_2$.

Собственные частоты передней и задней частей поддресоренных масс можно выразить через соответствующие массы и жесткости:

$$\omega_{z\text{П}} = \sqrt{\frac{c_{\text{П}} + c_{\text{П}} \frac{L_1}{L_2}}{m_{\text{П}}}} = \sqrt{\frac{c_{\text{П}}}{m_{\text{ПП}}}}; \quad (11.12)$$

$$\omega_{z\text{З}} = \sqrt{\frac{c_3 + c_3 \frac{L_2}{L_1}}{m_{\text{П}}}} = \sqrt{\frac{c_3}{m_{\text{ПЗ}}}}, \quad (11.13)$$

где

$$m_{\text{ПП}} = m_{\text{П}} \frac{L_2}{L_1 + L_2}; \quad (11.14)$$

$$m_{\text{ПЗ}} = m_3 \frac{L_1}{L_1 + L_2}. \quad (11.15)$$

Таким образом, при принятых выше условиях, эквивалентную систему автомобиля можно представить как состоящую из двух поддресоренных передней и задней масс $m_{\text{ПП}}$ и $m_{\text{ПЗ}}$, и опирающихся соответственно на пружины с приведенными жесткостями $c_{\text{П}}$ и c_3 .

При значениях $\varepsilon = \frac{\rho^2}{L_1 L_2} = 0,8 \div 1,2$ колебания поддресоренных масс над передней и задней осями являются практически несвязанными, и, следовательно, для нахождения частот свободных колебаний можно пользоваться формулами (11.12), (11.13).

Частота колебаний связана с угловой частотой известным соотношением: $n = \frac{30 \omega}{\pi}$; поэтому, если выразить через статиче-

ский прогиб $f_{\text{СТ}}$, например, частоту колебаний подрессоренных масс на передней подвеске, получим:

$$n_{\text{П}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{m_{\text{ПП}} g}{f_{\text{СТ}} m_{\text{ПП}}}} \approx \frac{300}{\sqrt{f_{\text{СТ}}}}. \quad (11.16)$$

Плавностью хода автомобиля называют его способность двигаться с заданными эксплуатационными скоростями без значительных толчков и таких колебаний кузова, которые могли бы оказать вредное воздействие на перевозимых пассажиров, повлиять на сохранность груза и автомобиля в целом.

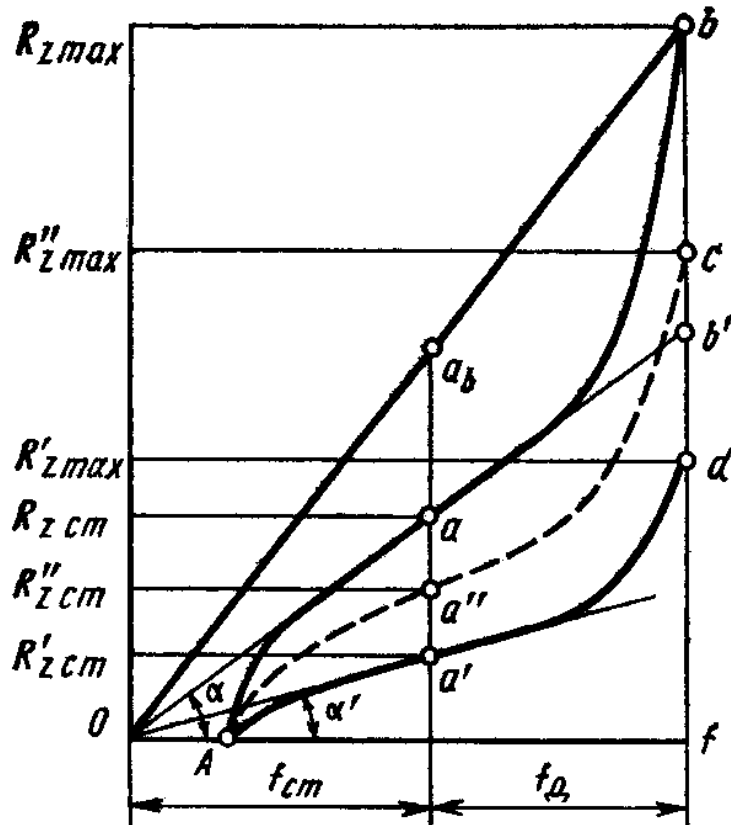
Для обеспечения высокой плавности хода подвеска должна обеспечивать колебания подрессоренной массы (кузова) легковых автомобилей с частотой – $n = 0,8 \div 1,2$ Гц; грузовых автомобилей – $n = 1,3 \div 1,9$ Гц; автобусов – $n = 1,2 \div 1,6$ Гц. Такие частоты соответствуют уровню колебаний тела человека при ходьбе и являются наиболее приемлемыми для организма.

Упругая характеристика подвески представляет собой зависимость вертикальной нагрузки R_z на колесо от деформации (прогиба) подвески f , измеренной непосредственно над осью колеса.

Подвеска характеризуется статическим прогибом $f_{\text{СТ}}$, динамическим прогибом $f_{\text{Д}}$ и коэффициентом динамичности, который определяют по формуле:

$$K_{\text{Д}} = \frac{R_{z \text{ max}}}{R_{z \text{ СТ}}}. \quad (11.17)$$

Статический прогиб – перемещение колеса из положения, соответствующего полностью разгруженному состоянию упругого элемента, в положение, занимаемое колесом при воздействии на него номинальной статической нагрузки. Динамический прогиб – перемещение колеса из статического положения в верхнее предельное положение при деформированном ограничителе хода сжатия (буфере).



Упругая характеристика подвески должна проходить через точку a , соответствующую полной статической нагрузке и статическому прогибу, характеризующему заданную плавность хода. С другой стороны, для устранения опасности соприкосновения металлических деталей (пробоя) при максимальной деформации упругого элемента, характеристика должна пройти через точку b , определяемую коэффициентом динамичности, причем $K_D = 1,75 \div 2,5$. Выполнить эти условия можно только при нелинейной характеристике.

При линейной характеристике ($0-b$) коэффициент динамичности будет иметь заданное значение, но неудовлетворительную плавность хода (точка a_b). И, наоборот, при характеристике ($0-b'$) статический прогиб равен заданному, но возможны частые пробои, вызванные малой динамической емкостью подвески.

Под емкостью подвески понимают работу, которую необходимо затратить, чтобы деформировать полностью разгруженный упругий элемент (до соприкосновения деталей, ограничивающих деформацию упругого элемента).

Динамическая емкость подвески возрастает при увеличении

динамического прогиба, однако это приводит к значительному увеличению хода подвески. Возрастание хода подвески приводит к значительным перемещениям кузова относительно колес, что снижает устойчивость автомобиля, повышает требования к направляющему устройству подвески, усложняет условия работы рулевого привода и увеличивает пределы изменения дорожного просвета при независимой подвеске колес.

В упругую характеристику подвески (А-а-в) включен буфер отбоя, снижающий ход подвески на величину $0A$.

Масса подрессоренной части, определяющей величину статического прогиба, изменяется на легковых автомобилях для передних подвесок в среднем на $10 \div 30\%$, а для задних на $45 \div 60\%$; у автобусов на $200 \div 250\%$ и у грузовых автомобилей на $240 \div 400\%$.

Значительное изменение массы оказывает большое влияние на упругую характеристику подвески. На рисунке приведены также желаемые формы кривых характеристик для порожнего (А-а'-d) и полузагруженного (А-а''-с) автомобиля. Необходимо осуществлять изменение жесткости с изменением нагрузки.

В общем случае для сохранения постоянства собственной частоты при изменении нагрузки на подвеску необходимо иметь нелинейную характеристику, которая удовлетворяла бы условию:

$$\frac{R_z}{c_m} = f = f_{CT} = \text{const}, \quad (11.18)$$

где $c_m = \frac{dR_z}{df}$ – жесткость подвески в произвольной точке характеристики.

Таким образом, для того чтобы кузов автомобиля имел независимо от нагрузки постоянную частоту собственных колебаний, характеристика подвески должна изменяться по закону показательной функции.

Существует ряд способов получения нелинейной упругой характеристики желаемого вида. Для того чтобы при линейной характеристике основного упругого элемента получить заданную нелинейную характеристику подвески, обычно применяют несколько дополнительных упругих элементов (подрессорник, до-

полнительные корректирующие пружины, буферы сжатия и отдачи). При этом дополнительный упругий элемент может применяться для увеличения емкости подвески или для получения заданного статического прогиба.

Расчет подвески производится примерно в такой последовательности:

1. рассчитывается кинематика подвески;
2. определяются статическая нагрузка на упругий элемент и его жесткость по заданной нагрузке и жесткости подвески, а также параметры упругого элемента;
3. находится характеристика подвески с выбранным упругим элементом;
4. определяются силы, действующие на элементы направляющего устройства, и производится их расчет на прочность.

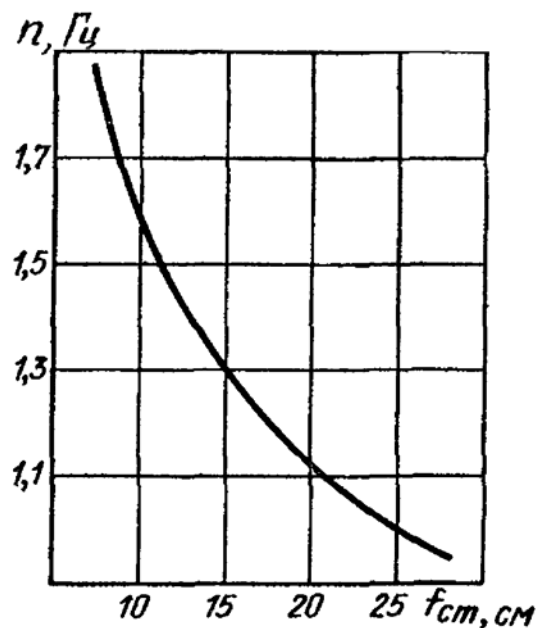
11.3. Расчет упругих элементов подвески

Построение упругой характеристики рессорной подвески производят с упрощениями: пренебрегают трением в подвеске и массой неподрессоренных частей автомобиля; считают упругую характеристику рессоры прямолинейной; исходят из того, что на колесо действует только нормальная реакция дороги R_Z ; сила, деформирующая рессору, равна реакции R_Z ; прогиб рессоры равен ходу колеса.

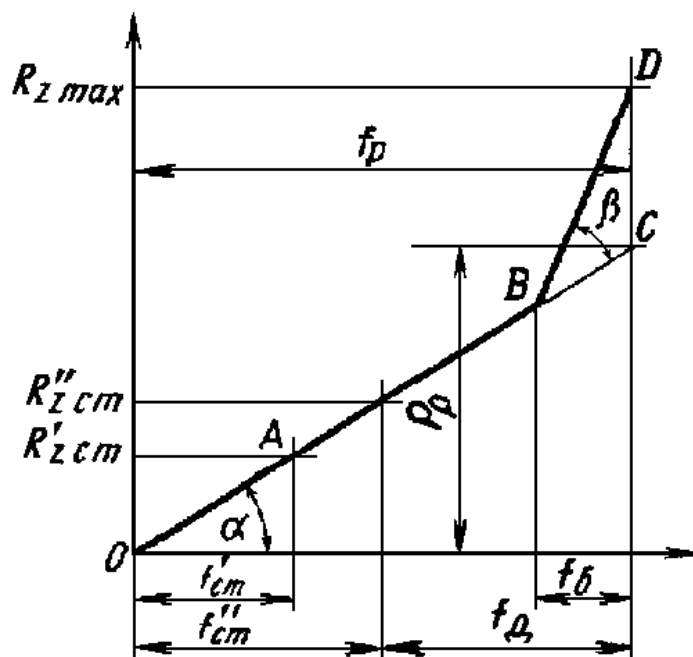
Определяют статическое значение нормальной реакции для порожнего автомобиля $R'_{Z\text{ст}}$.

Задаются желаемой частотой собственных колебаний подрессоренных масс и по графику определяют статический ход колеса $f'_{\text{ст}}$, обеспечивающий необходимую плавность хода порожнего автомобиля.

Откладывая полученные значения $R'_{Z\text{ст}}$ и $f'_{\text{ст}}$, проводят прямую (0-A), представляющую



собой ориентировочную упругую характеристику проектируемой подвески.



Определяют нормальную статическую реакцию на колесо при полной нагрузке на автомобиль $R''_{z\text{ст}}$ и находят по графику соответствующий ей ход $f''_{\text{ст}}$ колеса. Затем по графику проверяют, укладывается ли в допустимые пределы частота собственных колебаний загруженного автомобиля при ориентировочной упругой характеристике подвески.

Если частота не находится в допустимых пределах, вносят в характеристику необходимые изменения. Если же частота укладывается в эти пределы, то задаются коэффициентом динамичности $K_{\text{д}}$ и рассчитывают максимальную нагрузку,

передаваемую через подвеску: $R_{z\text{max}} = K_{\text{д}} R''_{z\text{ст}}$.

При нагрузке $R_{z\text{max}}$ и линейной характеристике рессоры динамический ход колеса получается неприемлемо большим. Для его ограничения устанавливают деформируемый резиновый буфер. Это позволяет задаться величиной динамического хода.

Динамический прогиб по отношению к статическому для легковых автомобилей составляет $f_{\text{д}} = 0,5 f''_{\text{ст}}$; для автобусов –

$f_{\text{д}} = 0,75 f_{\text{ст}}$; для грузовых автомобилей – $f_{\text{д}} = f_{\text{ст}}$. Откладывая значения $R_{z \text{ max}}$ и $f_{\text{д}}$ на упругой характеристике, находят точки С и D.

Высокие динамические возможности подвески реализуются сравнительно редко, поэтому допускается значительное увеличение ее жесткости в конце хода сжатия. Учитывая это, задают деформацию буфера в пределах $f_{\text{б}} = (0,35 \div 0,4) f_{\text{д}}$. Отложив значение $f_{\text{б}}$ на упругой характеристике, находят точку В, соответствующую динамическому ходу, при котором вступает в действие буфер.

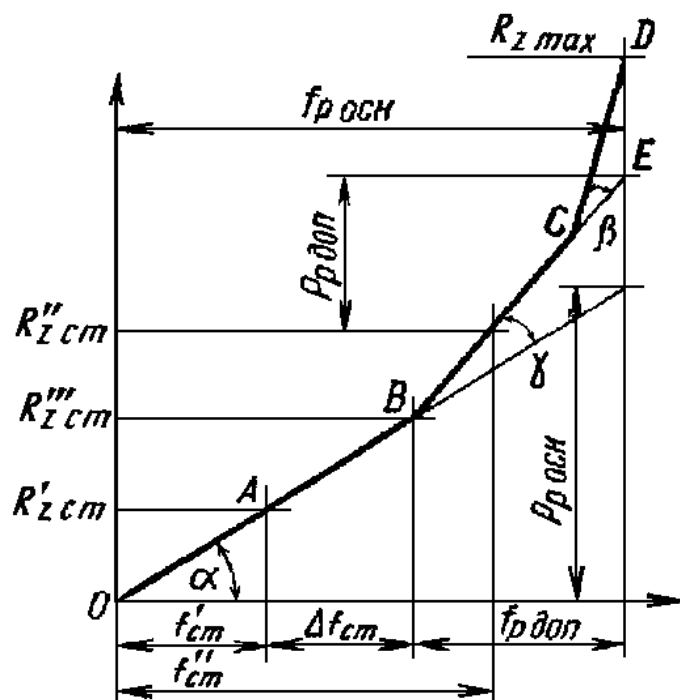
Соединив точки В и А получают желаемую упругую характеристику (0-В-D) проектируемой подвески. По ней определяют расчетные нагрузку $P_{\text{р}}$ и деформацию $f_{\text{р}}$ рессоры, а также необходимую жесткость буфера – $c_{\text{б}} = \text{tg } \beta$.

Нагрузки, действующие на заднюю подвеску ненагруженного и нагруженного грузового автомобиля, различаются значительно, вследствие чего для нагруженного автомобиля статический прогиб получается неприемлемо большим. Это и вызывает необходимость применения дополнительной рессоры (подрессорника). Принимают, что подрессорник включается в работу при нагрузке

$$R_{z \text{ ст}}''' = R_{z \text{ ст}}' + \frac{G_2'' - G_2'}{4}, \quad (11.19)$$

где G_2'' и G_2' – часть веса нагруженного и порожнего автомобиля, приходящаяся на задний мост, соответственно.

На ориентировочной упругой характеристике задней подвески отмечают точку В с ординатой $R_{z \text{ ст}}'''$, соответствующую началу вступления в действие подрессорника.



Установлено, что жесткости подрессорника $c_{\text{доп}}$ и основной рессоры $c_{\text{осн}} = \text{tg } \beta$ должны быть связаны зависимостью

$$c_{\text{доп}} \leq c_{\text{осн}} \frac{\Delta f_{\text{ст}}}{f'_{\text{ст}}}, \quad (11.20)$$

исходя из которой и строят участок характеристики, на котором обе рессоры должны работать совместно.

Для этого через точку В проводят линию (В-Е), пересекающую линию (0-В) под углом $\gamma = \text{arctg } c_{\text{доп}}$. Из характеристики находят ход $f''_{\text{ст}}$ колеса при полной нагрузке на колесо и по графику проверяют, достигается ли необходимая плавность хода.

Последний участок характеристики, когда вступает в действие резиновый буфер, строят так же, как для передней рессоры.

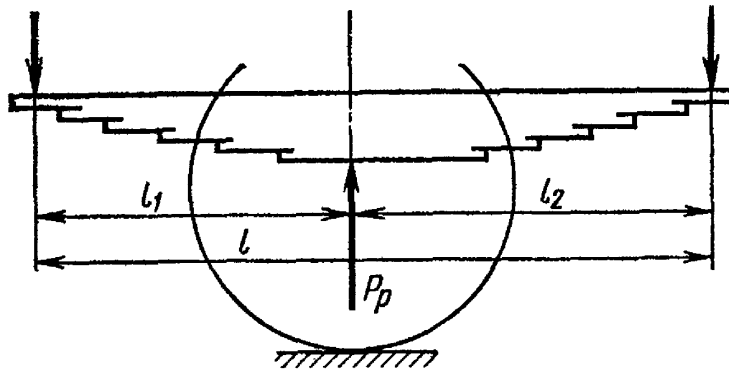
Расчет рессоры производят только на изгиб по приближенным формулам, проверяя, выполняются ли условия необходимой упругости

$$f = 4 \delta P_p \frac{(l')^4}{E l b i s^3} = f_p \quad (11.21)$$

и прочности рессоры

$$\sigma_{\text{и}} = 6 P_p \frac{(l')^2}{l b i s^2}, \quad (11.22)$$

где δ – коэффициент деформации, учитывающий отклонение формы рессоры от балки равного сопротивления; P_p и f_p – расчетная нагрузка и деформация, которые определяют по упругой характеристике; l' – приведенная длина рессоры ($l' = \sqrt{l_1 l_2}$); E – модуль упругости 1-го рода; l – длина рессоры; b и s – ширина и толщина листа рессоры; i – число листов.

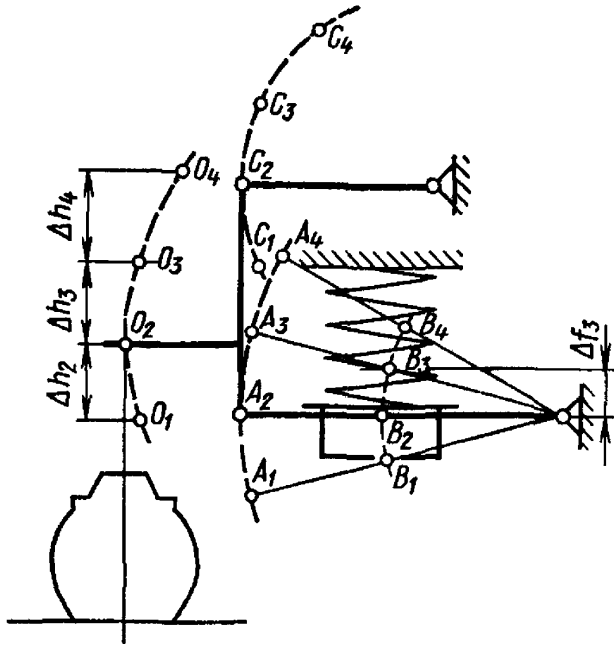


Длину рессоры выбирают в пределах $l = (0,3 \div 0,35) L$, где L – база автомобиля. Размеры l_1 и l_2 устанавливают при предварительной компоновке подвески. Затем определяют совместным решением уравнений (11.21) и (11.22) толщину листа, а по формуле (11.22) ширину листа.

Полученные значения b и s уточняют по сортаменту проката рессорных сталей. Числом листов задаются в пределах $i = 6 \div 14$.

Допустимые напряжения изгиба при максимальном прогибе – $[\sigma_{\text{и}}] = 800 \div 1000$ МПа.

Желаемую упругую характеристику независимой подвески строят графоаналитическим способом. Исходя из компоновки и анализа выполненных конструкций, задают кинематическую схему направляющего устройства. Затем в масштабе строят ряд



положений рычагов со стойкой и указывают соответствующие им положения центров опорной площадки витой цилиндрической пружины (точки B_1, B_2, B_3, B_4) и колеса (точки O_1, O_2, O_3, O_4).

После этого определяют вертикальные деформации пружины Δf_i и перемещения Δh_i колеса, соответствующие

каждому положению рычагов, и по этим данным строят график зависимости перемещений колеса от деформации пружины – кинематическую характеристику подвески.

Затем, пренебрегая трением в подвеске и массой колеса, из условия равенства приращения потенциальной энергии пружины, которая деформируется силой P на величину Δf_i , работе, совершаемой силой R_Z при подъеме колеса на высоту Δh_i

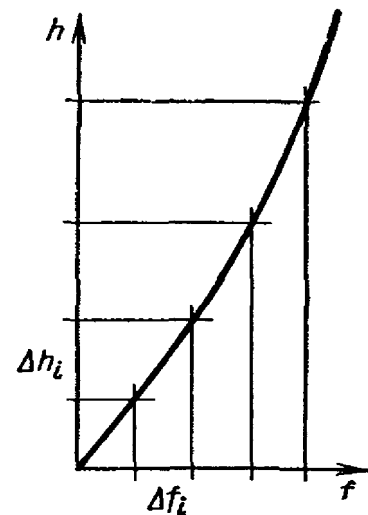
$$\frac{(P_{i-1} + P_i) \Delta f_i}{2} = \frac{(R_{Zi-1} + R_{Zi}) \Delta h_i}{2},$$

(11.23)

находят зависимость, связывающую силы R_Z и P :

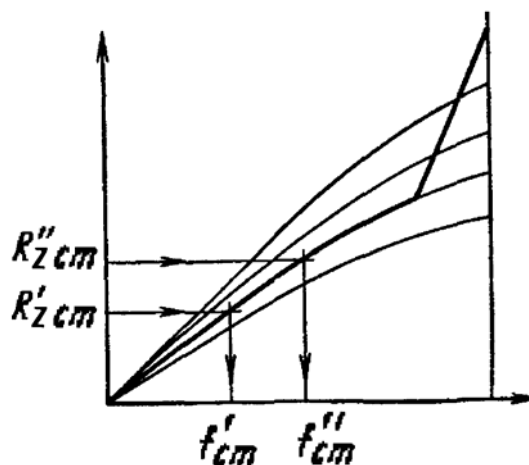
$$R_{Zi} = (P_{i-1} + P_i) \frac{\Delta f_i}{\Delta h_i} - R_{Zi-1}. \quad (11.24)$$

По аналогии с существующими конструкциями задаются упругими характеристиками пружины подвески. Используя их, кинематическую характеристику подвески, а также формулу (11.24), строят семейство кривых (ориентировочные упругие



характеристики подвески).

Отложив по оси ординат заданные значения $R'_{z\text{ст}}$ и $R''_{z\text{ст}}$ статической нормальной реакции на колесо для порожнего и нагруженного автомобилей, выбирают кривую, которая обеспечит перемещение в пределах, отвечающих требованиям плавности хода. Ее и принимают за желаемую ориентировочную упругую характеристику.



Затем задаются значениями $K_{\text{д}}$, $f_{\text{д}}$ и $f_{\text{б}}$, и достраивают характеристику так же, как и в случае построения упругой характеристики рессорной подвески.

Порядок подбора параметров пружины:

1. По условиям компоновки выбирается средний диаметр

$D_{\text{пр}}$ пружины, а из соотношения $\frac{D_{\text{пр}}}{d_{\text{пр}}} = 7 \div 12$ – диаметр проволоки,

причем он округляется до ближайшего большего значения $d_{\text{пр}}$ по сортаменту. Определяется количество рабочих витков и деформация пружины в положении статического равновесия. Последняя не должна превышать деформацию пружины на ходе отбоя. Если это условие не соблюдается, изменяются $D_{\text{пр}}$ и $d_{\text{пр}}$, и подбор параметров пружины повторяется.

2. Определяется напряжение в пружине в положении статического равновесия, которое не должно превышать допускаемых значений. В противном случае изменяется $D_{\text{пр}}$ ($d_{\text{пр}}$) и расчет повторяется.

3. Определяются основные размеры пружины: длина пружины в сжатом состоянии, общая длина и шаг навивки. При неприемлемых размерах пружины увеличивается ее диаметр и производится перерасчет. После окончательного выбора параметров пружины проводится повторное уточнение напряжений, дефор-

маций и жесткости.

Расчет витой цилиндрической пружины независимой подвески производят аналогично расчету пружины сцепления. Необходимые расчетные нагрузки на пружину и ее деформации определяют из построенной упругой характеристики подвески с учетом ее кинематической характеристики и упругой характеристики пружины.

Допускаемое напряжение кручения – $[\tau_{кр}] = 600 \div 800$ МПа.

11.4. Расчет направляющих устройств подвески

Как уже было отмечено выше, *расчет листовых рессор* сводится к расчету рессоры на изгиб от действия основного силового фактора – вертикальной силы. При расчете рессоры на прочность иногда также учитывают горизонтальные и боковые нагрузки, передаваемые через рессору (проверяется жесткость рессоры при скручивании в вертикальной продольной плоскости, жесткость рессоры в поперечной горизонтальной плоскости и угловая жесткость рессоры). При этом принимается, что сопротивление кручению оказывает только конец коренного листа с ушком.

Расчет рычагов независимой подвески производится при действии:

1. максимальной вертикальной силы, соответствующей полному ходу сжатия подвески;
2. максимальной силы тяги по сцеплению;
3. максимальной тормозной силы, действующей на колесо (вертикальная реакция на колесе при этом должна учитывать перераспределение нагрузки по мостам при торможении);
4. максимальной боковой силы (вертикальная реакция при этом определяется с учетом перераспределения нагрузки по колесам автомобиля при его заносе).

Определение усилий в элементах направляющего устройства, действующих на колесо в перечисленных режимах, рассмотрено ранее.

Размеры рычагов направляющего устройства определяют по максимальному нагружению на рассматриваемых режимах.

11.5. Расчет амортизаторов

Наибольшее распространение на современных автомобилях получили гидравлические телескопические амортизаторы двухстороннего действия.

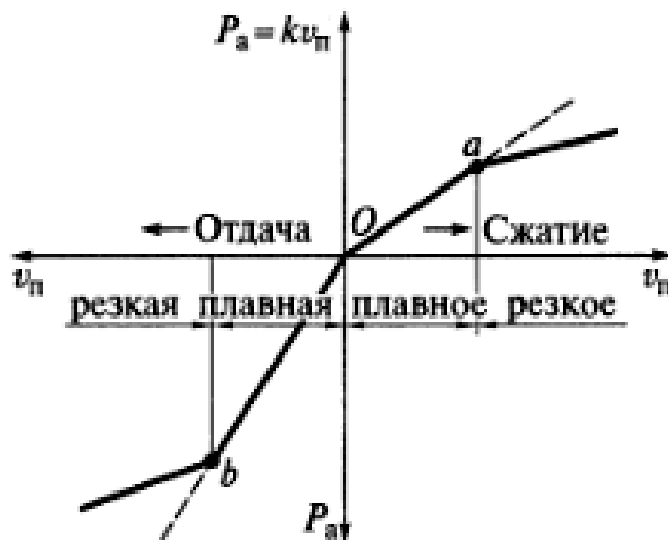
Расчет амортизатора заключается в определении площадей проходных сечений калиброванных отверстий и параметров клапанов, обеспечивающих характеристику, полученную при расчете плавности хода автомобиля, при выбранных по стандартам основных размерах (диаметры поршня, штока и т.д.). В проверочный расчет входит расчет теплового режима работы амортизатора.

Эффективное гашение колебаний кузова и колес автомобиля зависит от силы сопротивления, создаваемой гидравлическим амортизатором при работе:

$$P_a = k v_{\Pi}^n, \quad (11.25)$$

где k – коэффициент сопротивления амортизатора; v_{Π} – скорость перемещения поршня амортизатора; n – показатель степени.

Характеристикой амортизатора называется графическая зависимость силы его сопротивления от скорости перемещения поршня при ходах сжатия и отдачи.



В зависимости от показателя степени n характеристика амортизатора может быть линейной ($n = 1$), прогрессивной ($n > 1$) и регрессивной ($n < 1$). Тип характеристики зависит от

размеров калиброванных отверстий, вязкости жидкости и конструкции клапанов.

Амортизаторы различаются также по соотношению коэффициентов сжатия $k_{сж}$ и отдачи k_o . Обычно $k_{сж} = (0,15 \div 0,25) k_o$. Такое соотношение обусловлено стремлением ограничить силу, передающуюся через амортизатор на несущую систему при наезде колеса на препятствие.

Коэффициенты сопротивления амортизатора определяются по критическому коэффициенту затухания при колебании подпрессоренной массы на упругих элементах.

Клапаны сжатия и отдачи разгружают амортизатор и подвеску автомобиля от больших усилий, возникающих при высокочастотных колебаниях и ударах по время движения по неровностям опорной поверхности, а также в случае возрастания вязкости амортизаторной жидкости при низких температурах воздуха.

При резком сжатии открывается клапан сжатия (точка а), при резкой отдаче – клапан отдачи (точка б).

Основным конструктивным размером амортизатора является диаметр поршня $d_{п}$, который выбирается таким образом, чтобы наибольшее давление жидкости, соответствующее максимальному усилию, передающемуся через амортизатор, не выходило за рекомендуемые пределы. При ходе сжатия, когда поршень движется вниз и шток входит в рабочий цилиндр, жидкость из-под поршня вытесняется в двух направлениях: в пространство под поршнем и в резервуар.

Объем жидкости, вытесненный поршнем, больше освобожденного пространства над поршнем на величину введенного объема штока. Объем жидкости, составляющий разницу, перетекает через калиброванные отверстия клапана сжатия в компенсационную камеру. Давление жидкости практически одинаково над поршнем и под ним при малых скоростях. Разность площадей верхней и нижней поверхностей поршня равна площади штока $S_{ш}$. Поэтому сила сопротивления сжатия будет равна

$$P_{а сж max} = \frac{S_{ш}}{P_{ж сж max}}. \quad (11.26)$$

Жидкость, перетекающая при сжатии в компенсационную камеру, поднимает в ней общий уровень жидкости и повышает давление воздуха.

При ходе отдачи жидкость, вытесняемая из пространства над поршнем в пространство под ним, не может его заполнить целиком. Недостаток жидкости восполняется из компенсирующей камеры через впускной клапан, имеющий малое сопротивление.

При ходе отдачи давление жидкости в пространстве над поршнем действует на свободную площадь поршня, не занятую площадью штока. Усилие сопротивления при отдаче

$$P_{a o \max} = (S_{\Pi} - S_{\text{Ш}}) p_{\text{ж o max}}. \quad (11.27)$$

Диаметр штока выбирается в зависимости от диаметра поршня – $d_{\text{Ш}} = (0,4 \div 0,5) d_{\Pi}$.

С диаметрами штока и рабочего цилиндра тесно связаны размеры компенсационной камеры, которая должна вмещать определенный объем жидкости и воздуха для осуществления процесса рекуперации. При этом объем воздуха должен быть примерно в 3 раза больше объема штока при его полном ходе (чтобы не создавалось излишне высокое давление при работе и нагреве).

Конструктивная длина амортизатора – $l_a = (3 \div 5) d_{\Pi}$.

Окончательная характеристика амортизатора вследствие недостаточной точности гидравлических расчетов всегда отрабатывается экспериментально.

За основу расчета температуры рабочей жидкости берется уравнение теплового баланса:

$$N_t = k_t S_a (T_a - T_o), \quad (11.28)$$

где N_t – мощность, рассеиваемая амортизатором; k_t – коэффициент теплоотдачи стенок в воздух; S_a – площадь поверхности стенок амортизатора; T_a и T_o – температура стенок амортизатора и окружающей среды соответственно.

Мощность, рассеиваемую амортизатором, можно рассчитать по формуле:

$$N_t = 0,5 (P_{a \text{ сж}} + P_{a o}) v_{\Pi p} = 0,5 (k_{\text{сж}} + k_o) v_{\Pi p}^2, \quad (11.29)$$

где $v_{пр}$ – расчетная скорость поршня амортизатора.

Температуру стенок амортизатора определяют по формуле:

$$T_a = \frac{N_t}{k_t S_a} + T_o. \quad (11.30)$$

Допустимая температура нагрева стенок – $[T_a] = 100^\circ \text{C}$.

Контрольные вопросы

1. Укажите назначение подвесок. Назовите их элементы и укажите их назначение.
2. Приведите классификацию подвесок. Охарактеризуйте область их применения.
3. Перечислите требования к подвескам. Назовите конструктивные мероприятия, обеспечивающие выполнение этих требований.
4. Дайте определения терминам «подрессоренная масса автомобиля», «неподрессоренная масса автомобиля», «плавность хода автомобиля».
5. Дайте определение термину «упругая характеристика подвески». Укажите, чем она характеризуется.
6. Опишите методику расчета упругой характеристики рессорной подвески.
7. Приведите порядок подбора параметров витой цилиндрической пружины.
8. Перечислите нагрузочные режимы, используемые при расчете рычагов независимой подвески на прочность.
9. Дайте определение термину «характеристика амортизатора». Перечислите основные этапы расчета амортизатора.

12. КОЛЕСА. ШИНЫ

12.1. Назначение. Классификация. Требования

Движителем называется устройство, осуществляющее взаимодействие транспортного средства с опорной поверхностью. Для автомобилей наиболее широкое применение получил колесный движитель – колеса.

Назначение колес:

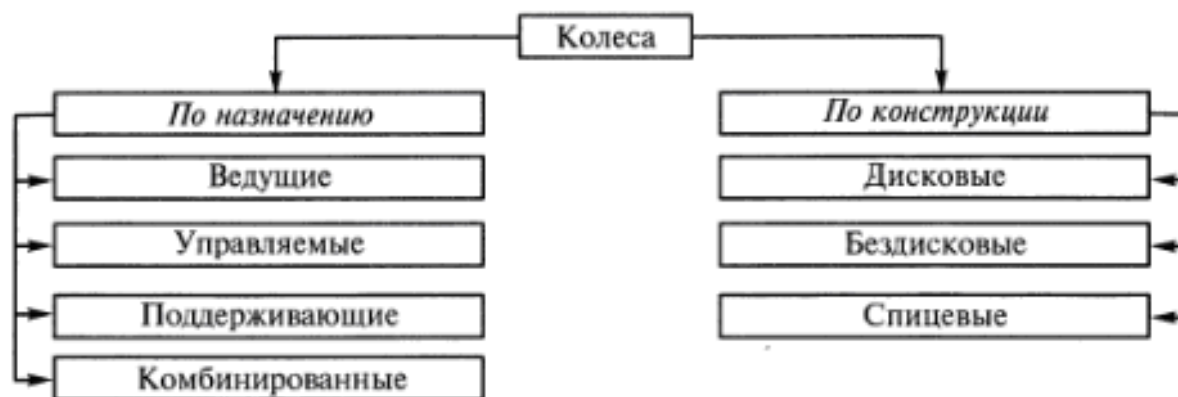
1. создание на опорной поверхности внешних реактивных продольных сил, вызывающих движение или остановку движущегося автомобиля;

2. создание на опорной поверхности дороги внешних реактивных боковых сил, заставляющих автомобиль двигаться по криволинейной траектории;

3. передача на опорную поверхность силу тяжести автомобиля;

4. уменьшение динамических нагрузок, возникающих при переезде через неровности опорной поверхности.

В соответствии с выполняемыми функциями колеса могут быть разделены на ведущие, управляемые, поддерживающие и ведущие управляемые (комбинированные).



Колеса состоят из следующих основных частей: шины, обода, соединительного элемента с деталями крепления, ступицы и подшипников. Соединительным элементом может быть диск, неразборно присоединенный к ободу (дисковое колесо) или спицы, представляющие собой часть ступицы (бездисковое или спицевое колесо).

Основные требования к колесам:

1. полное соответствие применяемой шине по размерам, жесткости и конструкции обода;

2. надежное крепление к ступице, обеспечивающее легкость монтажа и демонтажа колеса;

3. высокие прочность, долговечность и коррозионная стойкость;

4. минимальные биение и дисбаланс;

5. общие требования.

Основным элементом колеса является шина. Классификация шин производится по следующим основным параметрам:



Основные требования к шинам:

1. хорошее сцепление с дорогой;
2. малое сопротивление качению;
3. соответствие упругих свойств параметрам автомобиля и условиям движения;
4. низкий уровень шума при движении автомобиля;
5. высокие прочность и долговечность;
6. малое давление на грунт (для автомобилей повышенной и высокой проходимости);
7. общие требования.

Хорошее сцепление с дорогой обеспечивается в основном подбором состава резины в шине, оптимальным для данных условий эксплуатации рисунком протектора, поддержанием требуемого давления в шине. Однако увеличение коэффициента сцепления шины с дорогой за счет изменения состава резины в некоторых случаях может привести к значительному сокращению срока службы шины из-за ее быстрого износа.

Малое сопротивление качению обеспечивается в основном теми же мероприятиями, что и хорошее сцепление с дорогой, но уменьшение сопротивления качению может в некоторых случаях

сопровождаться уменьшением коэффициента сцепления шины с дорогой.

Высокие прочность и долговечность включают в себя и требования безопасности, а именно:

1. исключение разрыва шины от повышения давления выше заданного – обеспечивается в основном конструкцией каркаса шины;

2. исключение разрыва шины от центробежных сил, возникающих при высоких скоростях движения – обеспечивается в основном конструкцией каркаса шины; при этом на шинах проставляется маркировка, соответствующая максимальной скорости, при которой может применяться данная шина;

3. надежность герметичного и прочного прилегания бортов шины к бортам обода – обеспечивается в основном высоким качеством изготовления обода и отсутствием на нем дефектов, возникающих в процессе эксплуатации;

4. замедление или предотвращение резкого падения давления при проколе шины – обеспечивается применением бескамерных шин, т.к. герметизирующий слой заполняет прокол.

Малое давление на грунт обеспечивается увеличением поверхности контакта за счет увеличения ширины, диаметра шины и снижения в ней давления. Последнее наиболее эффективно и применяется в виде системы регулирования давления в шинах.

Значение перечисленных требований не одинаково для автомобилей различного типа и назначения. Это объясняет большое разнообразие в конструкции и пропорциях существующих шин.

Автомобильные шины выпускаются в России в соответствии со стандартами, в которых приведены основные параметры автомобильных шин, в том числе максимальная допустимая нагрузка и давление, соответствующее этой нагрузке, а также максимальная допустимая скорость автомобиля с этими шинами. По указанной причине при проектировании задача конструктора ограничивается выбором параметров колес, отвечающих требованиям технического задания и компоновки автомобиля.

Тип шин при проектировании машины определяют исходя из условий эксплуатации и нагрузок, приходящихся на колесо. Нагрузки на колесо обусловлены техническим заданием на про-

ектирование, где указывают общую массу машины, число осей, распределение массы по осям.

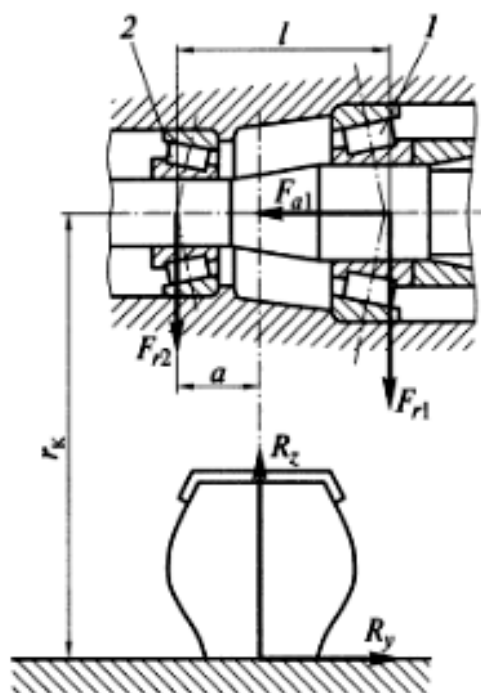
Необходимый диаметр обода колеса определяют ориентировочно, исходя из компоновочных и конструктивных соображений (в зависимости от наличия в колесе бортовой передачи, размеров тормозного барабана, необходимого пространства для установки вентилирующего устройства и создания условий для охлаждения и вентиляции тормозного механизма). Размер обода колеса уточняют, принимая во внимание действующий ГОСТ.

По размеру обода колеса определяют профиль шины. Выбранные размеры шин должны удовлетворять требованиям в отношении критической скорости, температуры нагрева, упругих характеристик и грузоподъемности.

12.2. Расчет подшипников ступиц

Подшипники ступиц управляемых колес устанавливают с максимально возможным расстоянием между их центрами для уменьшения усилий, действующих на подшипники от боковых сил. При этом внутренний подшипник 1 обычно имеет большую грузоподъемность, чем наружный 2.

Расчет подшипников ступиц колес состоит в определении их долговечности. Для этого необходимо знать значения усилий, действующих на подшипники.



При расчете рассматривают прямолинейное и криволинейное ($R = 50$ м) движение автомобиля со скоростью 40 км/ч. При этом считают, что автомобиль движется прямолинейно 90% пути, а на поворотах вправо и влево – по 5% пути, причем влиянием силы тяги и углами установки управляемых колес пренебрегают.

При прямолинейном движении автомобиля вертикальную реакцию, действующую на ступицу управляемого колеса, определяют по формуле:

$$R_z = 0,5 m'_a g, \quad (12.1)$$

где m'_a – масса, приходящаяся на мост.

Боковую реакцию, действующую на ступицу колеса, рассчитывают по формуле:

$$R_y = 0,05 R_z. \quad (12.2)$$

Под действием реакций R_z и R_y при прямолинейном движении радиальные нагрузки на внутренний и наружный подшипники соответственно, будут равны:

$$F_{r1} = R_z \frac{a}{l} + R_y \frac{r_k}{l}; \quad (12.3)$$

$$F_{r2} = R_z \frac{l-a}{l} - R_y \frac{r_k}{l}, \quad (12.4)$$

где a и l – расчетные размеры.

Действием осевой нагрузки на подшипники на этом режиме пренебрегают.

При криволинейном движении автомобиля вертикальную реакцию, действующую на ступицу колеса, определяют по формуле:

$$R_z = 0,5 m'_a g \left(1 \pm \frac{2 h g}{B}\right) \varphi_y, \quad (12.5)$$

где «+» – для внутреннего по отношению к центру поворота колеса, «-» – для внешнего колеса.

Боковую реакцию, действующую на ступицу колеса, рассчитывают по формуле:

$$R_y = \varphi_y R_z. \quad (12.6)$$

Нагрузки на внутренний и наружный подшипники наружного и внутреннего колес автомобиля при криволинейном движении определяются следующим образом.

Радиальные нагрузки на подшипники ступицы наружного колеса определяют по формулам:

$$F_{r1н} = R_{zn} \frac{a}{l} + R_{yn} \frac{r_k}{l}; \quad (12.7)$$

$$F_{r2H} = R_{zH} \frac{1-a}{l} - R_{yH} \frac{r_k}{l}, \quad (12.8)$$

Радиальные нагрузки на подшипники ступицы внутреннего колеса рассчитывают по формулам:

$$F_{r1B} = R_{zB} \frac{a}{l} - R_{yB} \frac{r_k}{l}; \quad (12.9)$$

$$F_{r2B} = R_{zB} \frac{1-a}{l} + R_{yB} \frac{r_k}{l}, \quad (12.10)$$

Осевые нагрузки на подшипники ступицы наружного колеса будут, соответственно, равны:

$$F_{a1H} = R_{yH}; \quad (12.11)$$

$$F_{a2H} = 0. \quad (12.12)$$

Для подшипников ступицы внутреннего колеса:

$$F_{a1B} = 0; \quad (12.13)$$

$$F_{a2B} = R_{yB}. \quad (12.14)$$

Контрольные вопросы

1. Дайте определения терминам «двигатель» и «двигатель».
2. Укажите назначение колес.
3. Приведите классификацию колес. Охарактеризуйте область их применения.
4. Перечислите основные элементы автомобильного колеса и укажите их назначение.
5. Приведите классификацию шин. Охарактеризуйте область их применения.
6. Перечислите требования к колесам и шинам. Назовите конструктивные мероприятия, обеспечивающие выполнение этих требований.
7. Опишите принцип выбора колес и шин при проектировании автомобилей.
8. Перечислите нагрузочные режимы, используемые при расчете подшипников ступиц колес.
9. Опишите принцип выбора подшипников колес.

13. РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

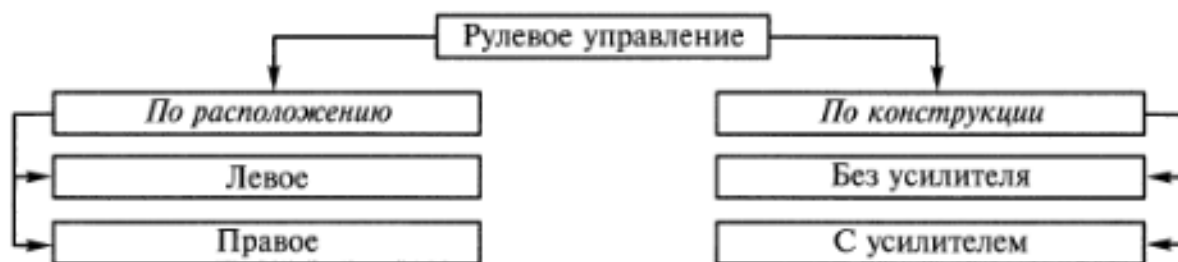
13.1. Назначение. Классификация. Требования

Рулевое управление предназначено для изменения направления движения автомобиля и поддержания заданной траектории его движения.

Рулевое управление автомобиля состоит из рулевого механизма с рулевым валом и рулевым колесом и рулевого привода.

В рулевой привод входят рулевая сошка, рулевые тяги, рычаги маятниковый и поворотных цапф, а также рулевой усилитель, устанавливаемый на ряде автомобилей. При этом рулевые тяги и рычаги поворотных цапф образуют рулевую трапецию, которая определяет тип рулевого привода.

На автомобилях изменение направления движения осуществляется преимущественно поворотом передних колес.



Применение левого или правого рулевого управления зависит от принятого в той или иной стране направления движения транспорта, что обеспечивает лучшую видимость при разъезде с транспортными средствами, движущимися навстречу.

Применение рулевого управления различной конструкции (без усилителя или с усилителем) зависит от типа и назначения автомобиля.

Рулевые управления без усилителя обычно устанавливаются на легковых автомобилях особо малого и малого классов и грузовых малой грузоподъемности. Рулевые управления с усилителем применяются на других автомобилях.

При этом значительно облегчается их управление, улучшается маневренность и повышается безопасность движения. Наибольшее распространение на современных автомобилях получили гидравлические усилители.

Рулевой механизм служит для увеличения усилия водителя,

прилагаемого к рулевому колесу, и передачи его к рулевому приводу. Рулевой механизм при этом преобразует вращение рулевого колеса в поступательное перемещение деталей рулевого привода, вызывающее поворот управляемых колес автомобиля.

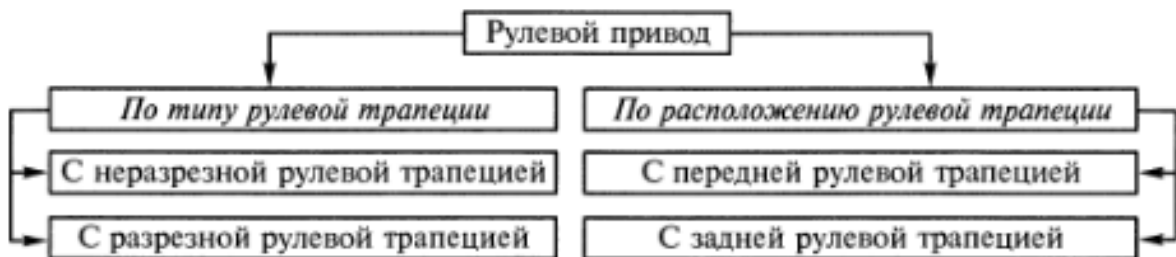


Червячные рулевые механизмы широко применяются на легковых, грузовых автомобилях и автобусах. Наибольшее распространение получили червячно-роликовые рулевые механизмы.

Винтовые рулевые механизмы используют на тяжелых грузовых автомобилях. Наибольшее применение получили винтореечные механизмы («винт – гайка-рейка – сектор»).

Зубчатые рулевые механизмы применяются в основном на легковых автомобилях малого и среднего классов. Из них наибольшее применение имеют реечные рулевые механизмы.

Рулевым приводом называется система тяг и рычагов, служащая для передачи усилия от рулевого механизма к управляемым колесам, а также для обеспечения необходимой кинематики поворота колес.



Основной частью рулевого привода является рулевая трапеция, которая может быть передней или задней. Передней называется рулевая трапеция, которая располагается перед осью передних управляемых колес; задней – за осью.

Применение на автомобилях рулевого привода с передней или задней рулевой трапецией зависит от компоновки автомобиля и его рулевого управления. При этом рулевой привод может

быть с неразрезной или разрезной рулевой трапецией. Использование рулевого привода с неразрезной или разрезной трапецией зависит от подвески передних управляемых колес автомобиля.

Неразрезной называется рулевая трапеция, имеющая сплошную поперечную рулевую тягу, соединяющую управляемые колеса. Неразрезная рулевая трапеция применяется при зависимой подвеске передних управляемых колес на грузовых автомобилях и автобусах.

Разрезной называется рулевая трапеция, которая имеет многозвенную поперечную рулевую тягу, соединяющую управляемые колеса. Разрезная рулевая трапеция используется при независимой подвеске управляемых колес на легковых автомобилях.

Рулевое управление оказывает существенное влияние на управляемость, маневренность, устойчивость и безопасность движения автомобиля. Поэтому, кроме общих требований, к нему предъявляются специальные требования, в соответствии с которыми рулевое управление должно обеспечивать:

1. возможно меньшее значение минимального радиуса поворота для обеспечения хорошей маневренности автомобиля;
2. малое усилие на рулевом колесе, обеспечивающее легкость управления;
3. силовое и кинематическое следящее действие, т.е. пропорциональность между усилием на рулевом колесе и моментом сопротивления повороту управляемых колес и заданное соответствие между углом поворота рулевого колеса и углом поворота управляемых колес;
4. минимальное боковое скольжение колес при повороте;
5. минимальная передача толчков на рулевое колесо от удара управляемых колес о неровности дороги;
6. оптимальная упругая характеристика рулевого управления, определяющая его чувствительность и исключающая возможность возникновения автоколебаний управляемых колес;
7. кинематическая согласованность элементов рулевого управления с подвеской для исключения самопроизвольного поворота управляемых колес при деформации упругих элементов;
8. минимальное влияние на стабилизацию управляемых колес;
9. повышенная надежность.

Высокая маневренность (малый радиус поворота и малая ширина габаритного коридора) обеспечивается в основном уменьшением базы и увеличением угла поворота управляемых колес. Маневренность существенно улучшается, если, кроме передних управляемых колес, используются еще и задние управляемые колеса.

Удобство и легкость управления, как и для любого органа управления, определяются обычно удобным расположением рулевого колеса, величиной его полного хода, невысокими значениями усилия, необходимого для перемещения рулевого колеса. Удобство расположения определяется в частности соответствием расположения плоскости рулевого колеса посадке водителя.

При увеличении угла поворота усилие на рулевом колесе должно возрастать, что позволяет водителю определять положение, занимаемое управляемыми колесами. Достигается это выбором типа рулевого привода, передаточного числа рулевого управления (в основном – рулевого механизма) и закона его изменения.

Соответствие радиуса поворота управляющему воздействию водителя обеспечивается в основном использованием жесткой кинематической связи между управляемыми колесами и рулевым колесом.

Кроме того, в обоих случаях суммарный люфт рулевого колеса должен находиться в заданных минимальных значениях.

Минимальное боковое скольжение колес при повороте автомобиля обеспечивается в основном правильным выбором параметров рулевой трапеции, а при трех и более осях, кроме того, расположением осей, обеспечивающим минимальное боковое скольжение.

Минимальная передача толчков на рулевое колесо от удара управляемых колес о неровности дороги достигается выбором такого рулевого механизма, у которого прямой КПД (при передаче усилия от рулевого колеса к управляемым колесам) больше обратного (при передаче усилия от колес к рулевому колесу). Однако для стабилизации управляемых колес рулевое управление проектируют с предельной обратимостью, т.е. так, чтобы почти вся энергия, идущая от управляемых колес, гасилась в рулевом механизме.

Для снижения или исключения возможности передачи толчков на рулевое колесо принимают также следующие меры: увеличивают передаточное число рулевого механизма в нейтральном положении управляемых колес; уменьшают плечо обкатки управляемых колес; до определенных пределов увеличивают податливость рулевого управления; применяют амортизирующие устройства в рулевом механизме или приводе; устанавливают усилитель, воспринимающий и поглощающий толчки и удары от управляемых колес.

Оптимальная упругая характеристика рулевого управления, определяющая его чувствительность и исключающая возможность возникновения автоколебаний управляемых колес определяется жесткостью деталей рулевого управления и зазорами между ними.

При малой угловой жесткости рулевое управление обладает большой податливостью, что снижает чувствительность управления автомобилем. Но в этом случае толчки и удары, воспринимаемые управляемыми колесами от неровностей дороги, эффективно амортизируются рулевым управлением. Однако малая угловая жесткость рулевого управления может привести к нежелательным колебаниям (вилянию) управляемых колес и снижению устойчивости автомобиля.

Кинематическая согласованность элементов рулевого управления с подвеской для исключения самопроизвольного поворота управляемых колес при деформации упругих элементов достигается правильным выбором центров колебаний управляемых колес на рычагах подвески и относительно шарового пальца рулевой сошки.

Высокая надежность рулевого управления обеспечивается в основном достаточно большими запасами по напряжениям в деталях рулевого управления. Применение дублирующих систем в рулевом управлении, как и в тормозном управлении, пока не представляется возможным.

13.2. Определение параметров рулевого управления

Тип рулевого управления зависит от типа автомобиля, его компоновочной схемы и веса, приходящегося на управляемые колеса. При выборе рулевого управления определяющими факторами являются следующие: расчетное усилие, необходимое для

поворота автомобиля на месте; обеспечение безопасности движения на высоких скоростях при разрыве шины; уменьшение утомляемости водителя, особенно при движении в тяжелых дорожных условиях.

Оценочными параметрами рулевого механизма являются угловое передаточное число, прямой и обратный КПД и величина зазора в зацеплении.

Угловое передаточное число рулевого механизма определяют по формуле:

$$i_{р.м.} = \frac{\Delta\alpha_{р.к.}}{\Delta\alpha_{р.с.}}, \quad (13.1)$$

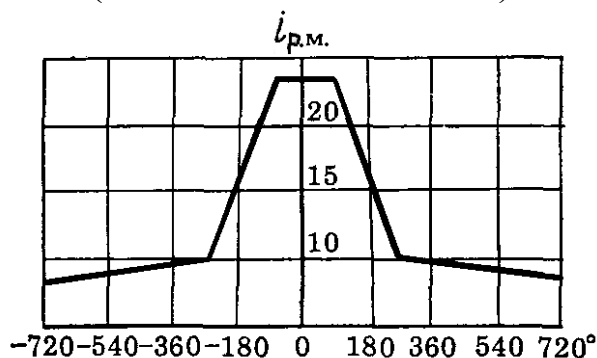
где $\Delta\alpha_{р.к.}$ – элементарный угол поворота рулевого колеса; $\Delta\alpha_{р.с.}$ – элементарный угол поворота вала сошки.

При выборе величины передаточного числа рулевого механизма необходимо выполнение двух условий:

1. передаточное число должно быть достаточным для поворота управляемых колес в наиболее тяжелых условиях, т.е. на месте при максимальном сцеплении колес с дорогой;
2. для обеспечения легкости управления число оборотов рулевого колеса от его среднего положения до каждого из крайних не должно превышать: для легковых автомобилей – 1,8, для грузовых – 3.

В зависимости от типа и конструкции рулевого механизма его передаточное число при повороте рулевого колеса может оставаться постоянным или изменяться.

Рулевые механизмы с переменным передаточным числом необходимы, прежде всего, для рулевых управлений, не оборудованных усилителями (легковые автомобили):



На среднем участке передаточное число рулевого механизма должно иметь максимальное значение. Это обеспечивает высокую точность управления автомобилями на прямолинейных участках, повышает безопасность движения и облегчает управление.

Для автомобилей, снабженных усилителями, не выдвигается особых требований в отношении характера изменения передаточного числа рулевого механизма. Рулевой механизм в таких автомобилях служит в основном лишь для включения системы усилителя в работу и для обеспечения кинематического и силового следящего действия этой системы. Однако передаточное число и здесь должно быть достаточно большим, чтобы при выходе из строя усилителя водитель мог бы некоторое время управлять автомобилем без излишнего перенапряжения.

Рулевые механизмы большинства автомобилей имеют постоянное передаточное число: у легковых автомобилей – $i_{р.м.} = 13 \div 22$; грузовых – $i_{р.м.} = 20 \div 25$.

Прямой КПД, характеризующий, как уже было указано выше, передачу усилия от рулевого колеса к управляемым колесам, определяют по формуле:

$$\eta_{р.м.}^{\downarrow} = 1 - \frac{M_{тр1}}{M_{р.к.}}, \quad (13.2)$$

где $M_{тр1}$ – момент трения в рулевом механизме, приведенный к рулевому валу; $M_{р.к.}$ – момент, прикладываемый к рулевому колесу.

Обратный КПД рассчитывают по формуле:

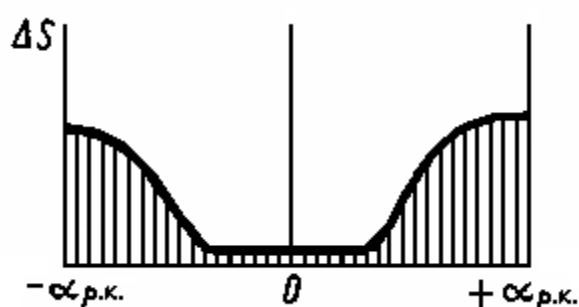
$$\eta_{р.м.}^{\uparrow} = 1 - \frac{M_{тр2}}{M_{в.с.}}, \quad (13.3)$$

где $M_{тр2}$ – момент трения в рулевом механизме, приведенный к валу сошки; $M_{в.с.}$ – момент на валу сошки, подведенный от управляемых колес.

Прямой и обратный КПД зависят от конструкции рулевого механизма и составляют: $\eta_{р.м.}^{\downarrow} = 0,6 \div 0,96$; $\eta_{р.м.}^{\uparrow} = 0,55 \div 0,85$.

Зазор в зацеплении рулевого механизма должен быть минимальным, чтобы предотвратить влияние управляемых колес и ухудшение устойчивости автомобиля. Зазор в рулевом управлении определяется по углу свободного поворота рулевого колеса (люфту) при нейтральном положении управляемых колес.

Наибольшее изнашивание рабочих поверхностей деталей происходит при прямолинейном движении автомобиля, когда управляемые колеса находятся в нейтральном положении. Поэтому при нейтральном положении управляемых колес зазор в зацеплении рулевого механизма должен быть минимальным (близким к нулю).



При увеличении угла поворота рулевого колеса от нейтрального положения к крайним положениям зазор в зацеплении рулевого механизма должен постепенно увеличиваться, что необходимо для предотвращения заклинивания (заедания) рулевого механизма после регулировки зацепления при изнашивании, которое обычно происходит в зоне, соответствующей небольшим углам поворота рулевого колеса.

Необходимая величина зазора в зацеплении рулевого механизма и характер его изменения обеспечиваются конструктивными методами (особенностями рулевого механизма) или технологией (например, сдвигом режущего инструмента при нарезке деталей зацепления механизма).

Оценочными параметрами рулевого привода являются передаточные числа, КПД и податливость деталей привода.

Угловое передаточное число рулевого привода автомобиля с двумя управляемыми колесами рассчитывают по формуле:

$$i_{у.р.п.} = \frac{\Delta\alpha_{р.с.}}{\Delta\Theta}, \quad (13.4)$$

где $\Delta\alpha_{р.с.}$ — элементарный угол поворота сошки; $\Delta\Theta$ — элемен-

тарный средний угол поворота управляемых колес.

Силовое передаточное число рулевого привода рассчитывают по формуле:

$$i_{с.р.п.} = \frac{M_{с.к.}}{M_{р.с.}}, \quad (13.5)$$

где $M_{с.к.}$ – момент сопротивления повороту управляемых колес; $M_{р.с.}$ – момент на валу сошки.

При нейтральном положении управляемых колес передаточное число рулевого привода можно определить через соотношение длин рычага поворотного кулака и сошки:

$$i_{р.п.} = \frac{l_{п.к.}}{l_{р.с.}}. \quad (13.6)$$

Передаточное число рулевого привода при повороте управляемых колес не остается постоянным, т.к. положения рычага и сошки изменяются. Данное передаточное число изменяется в пределах – $i_{р.п.} = 0,85 \div 1,1$.

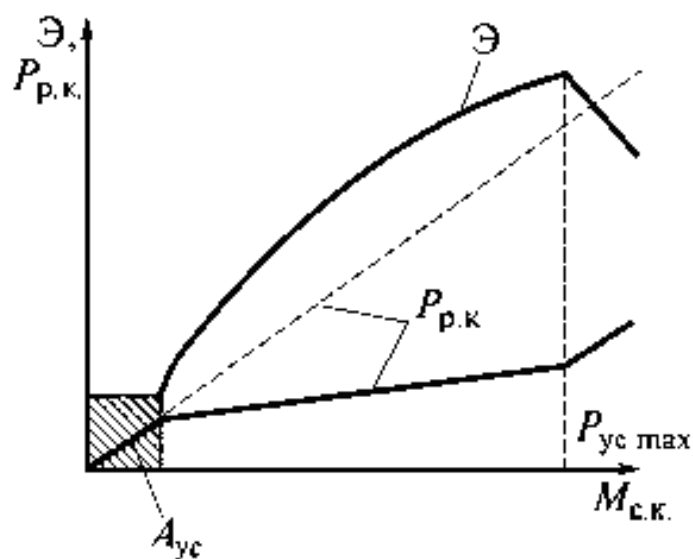
Отношение силового передаточного числа рулевого привода к угловому определяет *КПД привода*:

$$\eta_{р.п.} = \frac{i_{с.р.п.}}{i_{у.р.п.}}. \quad (13.7)$$

Податливость рулевого привода определяют экспериментально при закрепленных управляемых колесах. При этом измеряют углы поворота рулевого колеса и соответствующие им моменты, приложенные к рулевому колесу.

Оценочные параметры усилителей: силовая статическая характеристика; коэффициент эффективности; показатели чувствительности и реактивного действия.

Силовая статическая характеристика представляет собой графическую зависимость между усилием на рулевом колесе $P_{р.к.}$ и моментом сопротивления $M_{с.к.}$ повороту управляемых колес при наличии усилителя (сплошная линия) и без усилителя (штриховая линия):



За точкой перегиба, соответствующей $P_{ус \max}$, дальнейшее увеличение усилия возможно только за счет большего усилия водителя на рулевом колесе.

Коэффициент эффективности характеризует усиление на рулевом колесе, представляет собой отношение усилия на рулевом колесе без усилителя к усилию на рулевом колесе при работающем усилителе, и определяется по формуле:

$$\mathcal{E} = \frac{P_{р.к.}}{P_{р.к.} - P'_{ус}}, \quad (13.8)$$

где $P'_{ус}$ – усилие, создаваемое усилителем, приведенное к рулевому колесу.

Значение коэффициента эффективности зависит от конструкции рулевого усилителя. Максимальное значение коэффициента эффективности рулевых усилителей – $\mathcal{E} = 10 \div 15$.

Показателями чувствительности являются усилие на рулевом колесе и угол поворота рулевого колеса, необходимые для включения усилителя.

На силовой статической характеристике зона $A_{ус}$ определяет усилие на рулевом колесе, соответствующее моменту включения усилителя. Это усилие необходимо для перемещения золотника гидрораспределителя из нейтрального положения при повороте.

Угол поворота, необходимый для включения усилителя, за-

висит от зазора в рулевом управлении и смещения при этом золотника гидрораспределителя.

Показатель реактивного действия определяет силовое следящее действие усилителя («чувство дороги») и рассчитывается по формуле:

$$\rho_{ус} = \frac{P'_{ус}}{M_{с.к.}}. \quad (13.9)$$

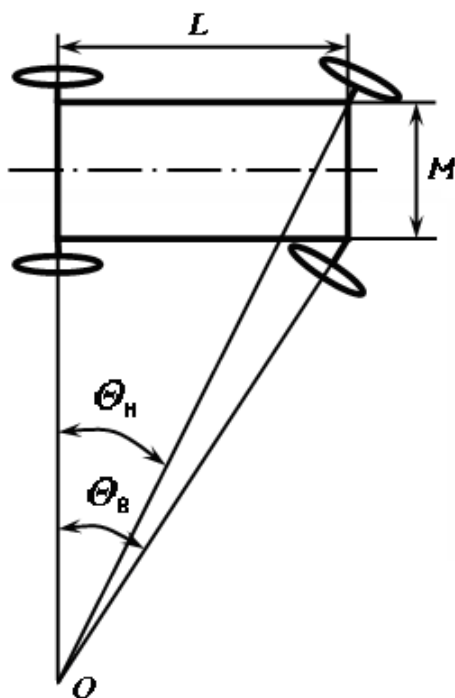
Для оценки усилителей могут быть использованы и другие оценочные параметры, например, показатель чувствительности при обратном (от колес) включении усилителя, показатель маневренности на поворотах и т.д.

13.3. Кинематический расчет рулевого привода

При проектировании рулевого управления обычно выполняют два расчета: кинематический и прочностной.

Кинематический расчет заключается в определении углов поворота управляемых колес, выборе параметров рулевой трапеции, согласовании кинематики рулевого управления и подвески, а также нахождения передаточных чисел рулевого механизма, привода и управления в целом.

Для того чтобы исключить боковое скольжение колес при движении автомобиля на повороте, траектории всех колес должны представлять собой дуги концентрических окружностей с общим центром O (мгновенный центр поворота). Для этого управляемые колеса должны быть повернуты на разные углы.



Соотношение между углами поворота наружного Θ_H и внутреннего Θ_B управляемых колес, при котором обеспечивается их качение без скольжения, определяется из геометрических соотношений:

$$\operatorname{ctg} \Theta_H - \operatorname{ctg} \Theta_B = \frac{M}{L}, \quad (13.10)$$

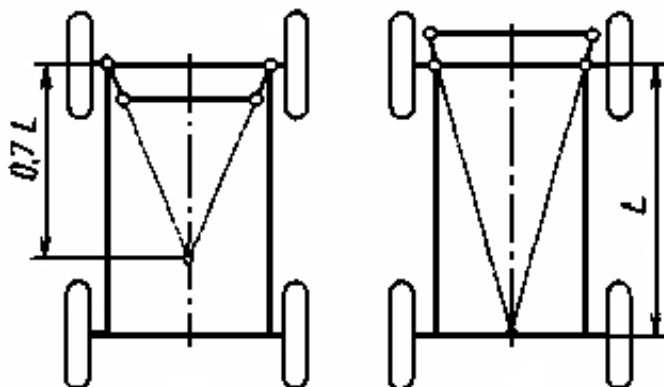
где M – расстояние между осями шкворней (между осями поворотных цапф); L – база автомобиля.

Максимальный угол поворота наружного управляемого колеса $\Theta_{H \max}$ ограничивается по условиям компоновки автомобиля лонжероном рамы или продольной балкой основания несущего кузова. После подстановки $\Theta_{H \max}$ в выражение (13.10) находят максимальный угол поворота внутреннего управляемого колеса $\Theta_{B \max}$.

Для определения геометрических параметров рулевой трапеции используют в большинстве случаев графические методы. Для этой цели предварительно задаются размерами поперечной тяги и боковых сторон трапеции, исходя из следующих соображений.

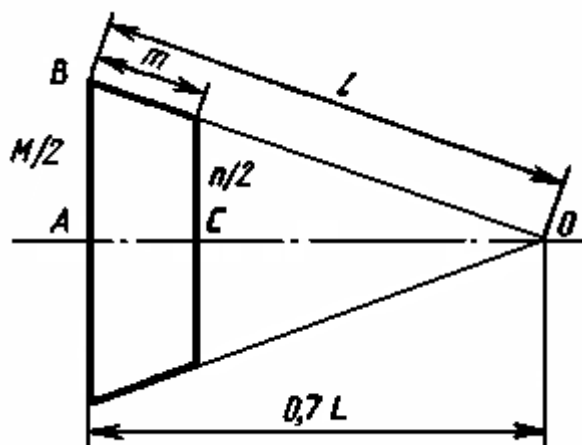
В существующих конструкциях пересечение продолжения осей боковых тяг трапеции имеет место приблизительно на рас-

стоянии $0,7L$ от передней оси, если трапеция задняя, и на расстоянии L , если трапеция передняя:



Считается, что оптимальное отношение длины m бокового рычага трапеции к длине n поперечной рулевой тяги составляет:

$$\frac{m}{n} = 0,12 \div 0,16. \quad (13.11)$$



Численные значения m и n можно найти из подобия треугольников:

$$\frac{1}{1-m} = \frac{M/2}{M/2n}, \quad 1n = M(1-m)$$

С учетом выражения (13.11) и $1 = \sqrt{(0,25M)^2 + (0,7L)^2}$, получим уравнение с одним неизвестным, решение которого дает приближенные численные значения искомых величин.

Таким же образом можно найти приближенные значения параметров передней трапеции.

По полученным данным выполняют в масштабе графиче-

ское построение рулевой трапеции. Затем, построив через равные угловые промежутки положение цапфы внутреннего колеса, графически находят соответствующие положения наружного колеса и строят график зависимости $\Theta_H = f(\Theta_B)$, которую называют фактической (штриховая кривая). Далее по уравнению (13.10) строят теоретическую зависимость (сплошная кривая).



Если максимальная разница между теоретическим и фактическим значениями не превосходит $1,5^\circ$ при максимальном угле поворота внутреннего колеса, то считается, что трапеция подобрана правильно.

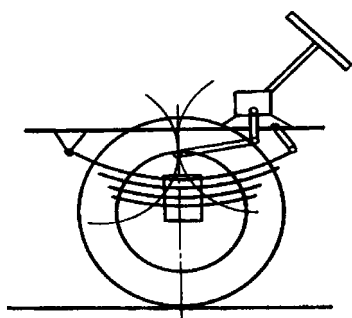
Подбор параметров рулевой трапеции с учетом увода управляемых колес представляет определенные трудности, так как продольное смещение мгновенного центра поворота зависит от скорости движения. Существует ряд аналитических способов определения оптимальных параметров рулевой трапеции, которые дают также приближенное значение искомых величин.

Схематическую компоновку рулевого привода выполняют для определения размеров и расположения в пространстве сошки, тяг и рычагов, а также передаточного числа привода. При этом стремятся обеспечить одновременно симметричность крайних положений сошки относительно ее нейтрального положения, а также равенство передаточных чисел привода при повороте колес как вправо, так и влево.

Если углы между сошкой и продольной тягой, а также между тягой и поворотным рычагом в его крайних положениях приблизительно одинаковы, то эти условия выполняются.

Кинематически перемещения продольной тяги и подвески должны быть согласованы, чтобы исключить самопроизвольный поворот управляемых колес при деформации упругого элемента подвески.

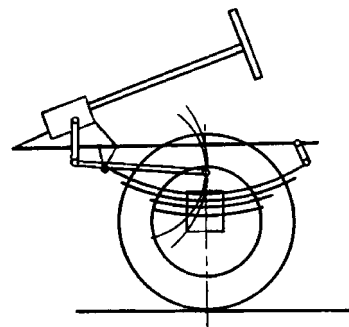
Компоновка, показанная на рисунке, не обеспечивает необходимого согласования траекторий переднего конца продольной тяги и центра колеса. Поэтому при вертикальных и угловых ко-



лебаниях автомобиля возникает самопроизвольный поворот управляемых колес.

Сравнительно хорошее согласование может быть получено при расположении рулевого механизма перед передней осью

или при расположении рулевого механизма за передней осью и передним расположением серьги листовой рессоры. Однако при переднем расположении серьги продольные силы, возникающие при наезде передних колес на препятствие, в большей степени передаются на раму автомобиля.



13.4. Расчет элементов рулевого управления

Нагрузки и напряжения, действующие в деталях рулевого управления можно рассчитать, задавая максимальное усилие на рулевом колесе или определяя это усилие по максимальному сопротивлению повороту управляемых колес автомобиля на месте (что более целесообразно). Эти нагрузки являются статическими.

В рулевом механизме рассчитывают рулевое колесо, рулевой вал и рулевую передачу.

Максимальное усилие на *рулевом колесе* для рулевых управлений без усилителей – $P_{р.к.} = 400 \text{ Н}$; для автомобилей с усилителями – $P_{р.к.} = 800 \text{ Н}$.

При расчете максимального усилия на рулевом колесе по максимальному сопротивлению повороту управляемых колес на месте момент сопротивления повороту можно определить по эмпирической зависимости:

$$M_{с.к.} = \frac{2}{3} \varphi_y \sqrt{\frac{G_k^3}{p_{ш}}}, \quad (13.12)$$

где φ_y – коэффициент сцепления при повороте управляемого колеса на месте; G_k – нагрузка на колесо; $p_{ш}$ – давление воздуха в шине.

Усилие на рулевом колесе для поворота на месте рассчитывают по формуле:

$$P_{\text{р.к.}} = \frac{M_{\text{с.к.}}}{i_{\text{у.р.у.}} R_{\text{р.к.}} \eta_{\text{р.у.}}}, \quad (13.13)$$

где $i_{\text{у.р.у.}}$ – угловое передаточное число рулевого управления; $R_{\text{р.к.}}$ – радиус рулевого колеса; $\eta_{\text{р.у.}}$ – КПД рулевого управления.

По заданному или найденному усилию на рулевом колесе рассчитывают нагрузки и напряжения в деталях рулевого управления.

Спицы рулевого колеса рассчитывают на изгиб, предполагая при этом, что усилие на рулевом колесе распределяется между спицами поровну. Напряжения изгиба спиц определяют по формуле:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{P_{\text{р.к.}} l_{\text{сп}}}{0,1 d_{\text{сп}}^3 z_{\text{сп}}}, \quad (13.14)$$

где $l_{\text{сп}}$ – длина спицы; $d_{\text{сп}}$ – диаметр спицы; $z_{\text{сп}}$ – число спиц.

Рулевой вал обычно выполняют трубчатым. Вал работает на кручение, нагружаясь моментом:

$$M_{\text{р.к.}} = P_{\text{р.к.}} R_{\text{р.к.}} \quad (13.15)$$

Напряжения кручения трубчатого вала рассчитывают по формуле:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{р.к.}} d_{\text{н}}}{0,1 (d_{\text{н}}^4 - d_{\text{в}}^4)}, \quad (13.16)$$

где $d_{\text{н}}$, $d_{\text{в}}$ – наружный и внутренний диаметры вала соответственно.

Допустимые напряжения кручения рулевого вала – $[\tau_{\text{кр}}] = 100$ МПа.

Рулевой вал проверяют также на жесткость по углу закручивания:

$$\Theta_{\text{р.в.}} = \frac{2 \pi L_{\text{р.в.}}}{d_{\text{н}} G}, \quad (13.17)$$

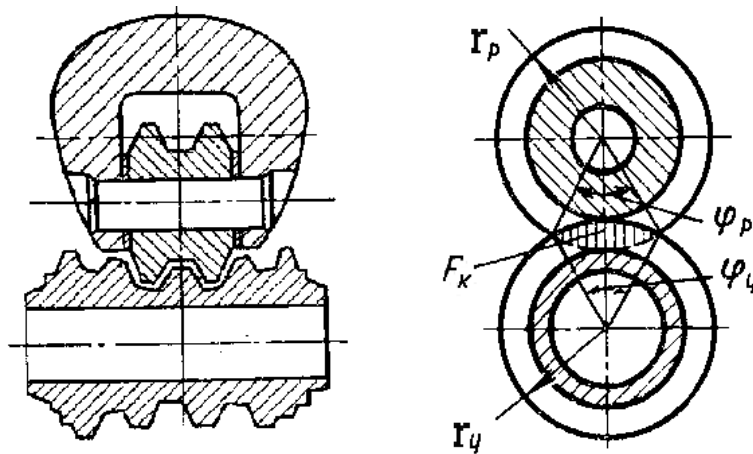
где $L_{\text{р.в.}}$ – длина вала; G – модуль упругости 2-го рода.

Допустимый угол закручивания рулевого вала – $[\Theta_{\text{р.в.}}] = 5 \div 8^\circ$ на 1 м длины.

В червячно-роликовой рулевой передаче глобоидный червяк и ролик рассчитывают на сжатие, контактные напряжения в зацеплении при котором определяют по формуле:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{Q}{F_{\text{к}} n_{\text{р}}}, \quad (13.18)$$

где Q – осевая сила, действующая на червяк; $F_{\text{к}}$ – площадь контакта одного гребня ролика с червяком; $n_{\text{р}}$ – число гребней ролика.



Осевую силу, действующую на червяк, рассчитывают по формуле:

$$Q = \frac{M_{\text{р.к.}}}{r_0 \operatorname{tg} \beta_{\text{ч}}}, \quad (13.19)$$

где r_0 – начальный радиус червяка в наименьшем сечении; $\beta_{\text{ч}}$ – угол подъема винтовой линии червяка.

Площадь контакта одного гребня ролика с червяком можно определить по формуле:

$$F_{\text{к}} = 0,5 \left[(\varphi_{\text{р}} - \sin \varphi_{\text{р}}) r_{\text{р}}^2 + (\varphi_{\text{ч}} - \sin \varphi_{\text{ч}}) r_{\text{ч}}^2 \right], \quad (13.20)$$

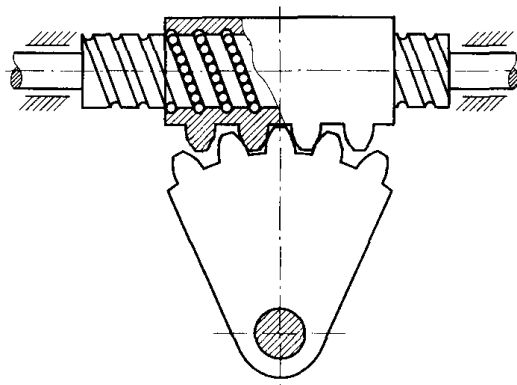
где r_p и $r_ч$ – радиусы зацепления ролика и червяка соответственно; φ_p и $\varphi_ч$ – углы зацепления ролика и червяка.

Допустимые напряжения сжатия – $[\sigma_{сж}] = 2500 \div 3500$ МПа.

В *винтореечной передаче* пара «винт – шариковая гайка» проверяется на сжатие с учетом радиальной нагрузки на один шарик:

$$R_{ш} = \frac{5Q}{z_B n_{ш} \cos \delta_{кон}}, \quad (13.21)$$

где z_B – число рабочих витков; $n_{ш}$ – число шариков на одном витке (при полном заполнении канавки); $\delta_{кон}$ – угол контакта шариков с канавками.



Прочность шарика определяют по контактным напряжениям, рассчитываемым по формуле:

$$\sigma_{сж} = k_{кр} \sqrt{\frac{4 R_{ш} E^2 \left(\frac{1}{d_{ш}} - \frac{1}{d_k} \right)}{z_B n_{ш} \sin \beta_B \cos \delta_{кон}}}, \quad (13.22)$$

где $k_{кр}$ – коэффициент кривизны соприкасающихся поверхностей; E – модуль упругости 1-го рода; $d_{ш}$ и d_k – диаметры шарика и канавки соответственно.

Допустимые контактные напряжения $[\sigma_{сж}] = 2500 \div 3500$ МПа.

В паре «рейка – сектор» рассчитывают зубья на изгиб и контактные напряжения аналогично цилиндрическому зацеплению.

При этом окружное усилие на зубьях сектора (при отсутствии или неработающем усилителе) определяют по формуле:

$$P_c = \frac{M_{p.k.} \cdot i_{p.m.} \cdot \eta_{p.m.}}{r_0}, \quad (13.23)$$

где r_0 – радиус начальной окружности сектора.

Допустимые напряжения изгиба – $[\sigma_{из}] = 300 \div 400$ МПа;
контактные напряжения – $[\sigma_{сж}] = 1500$ МПа.

Реечную рулевую передачу рассчитывают аналогично.

В рулевом приводе рассчитывают вал рулевой сошки, рулевую сошку, палец рулевой сошки, продольную и поперечную рулевые тяги, поворотный рычаг и рычаги поворотных кулаков (поворотных цапф).

Вал рулевой сошки рассчитывают на кручение.

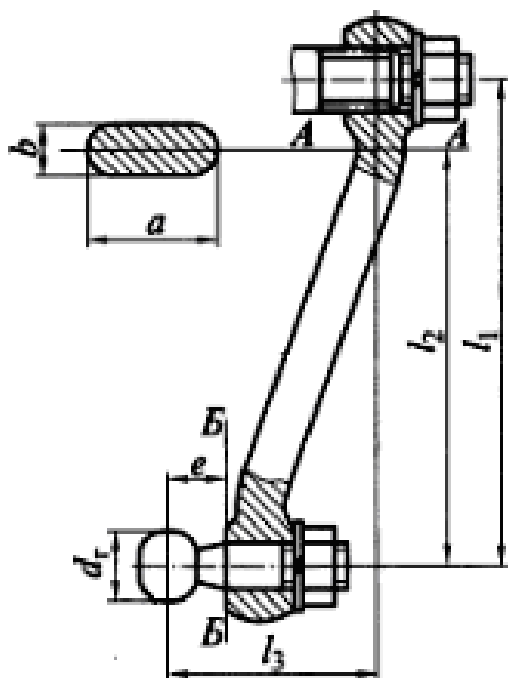
При отсутствии усилителя:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{p.k.} \cdot i_{p.m.} \cdot \eta_{p.m.}}{0,2 d_c}, \quad (13.24)$$

где d_c – диаметр вала рулевой сошки.

Допустимые напряжения кручения – $[\tau_{кр}] = 300 \div 350$ МПа.

Расчет сошки проводят на изгиб и кручение в опасном сечении А-А.



При отсутствии усилителя максимальную силу, действующую на шаровой палец от продольной рулевой тяги, рассчитывают по формуле:

$$P_{\text{сош}} = \frac{M_{\text{р.к.}} \cdot i_{\text{р.м.}} \cdot \eta_{\text{р.м.}}}{l_1}, \quad (13.25)$$

где l_1 – расстояние между центрами головок рулевой сошки.

Напряжения изгиба сошки определяют по формуле:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{P_{\text{сош}} l_2}{0,1 a^2 b}, \quad (13.26)$$

где l_2 – плечо изгиба сошки; a и b – размеры сечения сошки.

Напряжения кручения сошки определяют по формуле:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{P_{\text{сош}} l_3}{0,2 a b^2}, \quad (13.27)$$

где l_3 – плечо кручения.

Допустимые напряжения изгиба – $[\sigma_{\text{и}}] = 150 \div 200$ МПа; кручения – $[\tau_{\text{кр}}] = 60 \div 80$ МПа.

Шаровой палец сошки рассчитывают на изгиб и срез в опасном сечении Б-Б и на смятие между сухарями продольной рулевой тяги.

Напряжения изгиба пальца сошки рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{P_{\text{сош}} e}{0,1 d_{\text{п}}^3}, \quad (13.28)$$

где e – плечо изгиба пальца; $d_{\text{п}}$ – диаметр пальца в опасном сечении.

Напряжения среза пальца определяют по формуле:

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{сош}}}{\pi d_{\text{п}}^2}. \quad (13.29)$$

Напряжения смятия пальца рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4 P_{\text{сош}}}{\pi d_{\Gamma}^2}, \quad (13.30)$$

где d_{Γ} – диаметр шаровой головки пальца.

Допустимые напряжения изгиба – $[\sigma_{\text{И}}] = 300 \div 400$ МПа; среза – $[\sigma_{\text{ср}}] = 25 \div 35$ МПа; смятия – $[\sigma_{\text{см}}] = 25 \div 35$ МПа.

Расчет шаровых пальцев продольной и поперечной рулевых тяг проводится аналогично расчету шарового пальца рулевой сошки с учетом действующих нагрузок на каждый палец.

Продольную рулевую тягу рассчитывают на сжатие и продольный изгиб.

Напряжения сжатия определяют по формуле:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P_{\text{сош}}}{F_{\text{T}}}, \quad (13.31)$$

где F_{T} – площадь поперечного сечения тяги.

При продольном изгибе в тяге возникают критические напряжения, которые рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 E J}{l_{\text{T}}^2 F_{\text{T}}}, \quad (13.32)$$

где E – модуль упругости 1-го рода; J – момент инерции трубчатого сечения; l_{T} – длина тяги по центрам шаровых пальцев.

Запас устойчивости тяги можно определить по формуле:

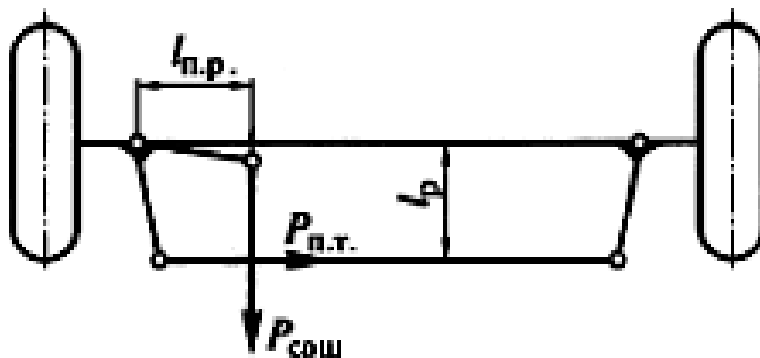
$$\delta_{\text{уст}} = \frac{\sigma_{\text{кр}}}{\sigma_{\text{сж}}} = \frac{\pi^2 E J}{P_{\text{сош}} l_{\text{T}}^2}. \quad (13.33)$$

Запас устойчивости тяги должен составлять – $\delta_{\text{уст}} = 1,5 \div 2,5$.

Поперечная рулевая тяга нагружается силой:

$$P_{\text{п.т.}} = \frac{P_{\text{сош}} l_{\text{п.р.}}}{l_{\text{р}}}, \quad (13.34)$$

где $l_{\text{п.р.}}$ и $l_{\text{р}}$ – активные длины поворотного рычага и рычага поворотного кулака соответственно.



Поперечную рулевую тягу рассчитывают на сжатие и продольный изгиб так же, как и продольную рулевую тягу.

Поворотный рычаг рассчитывают на изгиб и кручение.

Напряжения изгиба определяют по формуле:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{P_{\text{сош}} l_{\text{п.р.}}}{W_{\text{изг}}}. \quad (13.35)$$

Напряжения кручения рассчитывают по формуле:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{P_{\text{сош}} l_{\text{р}}}{W_{\text{кр}}}. \quad (13.36)$$

Допустимые напряжения изгиба – $[\sigma_{\text{и}}] = 150 \div 200$ МПа; кручения – $[\tau_{\text{кр}}] = 60 \div 80$ МПа.

Рычаги поворотных кулаков также рассчитывают на изгиб и кручение.

Напряжения изгиба определяют по формуле:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{P_{\text{п.т.}} l_{\text{р}}}{W_{\text{изг}}}. \quad (13.37)$$

Напряжения кручения рассчитывают по формуле:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{P_{\text{п.т.}} l_{\text{р}}}{W_{\text{кр}}}. \quad (13.38)$$

Таким образом, при отсутствии усилителя в основе прочностного расчета деталей рулевого управления лежит максимальное усилие на рулевом колесе. При наличии усилителя детали рулевого привода, расположенные между усилителем и управляемыми колесами, нагружены, кроме того, усилием, развиваемым усилителем, что необходимо учитывать при проведении

расчетов.

Расчет усилителя обычно включает в себя следующие этапы:

1. выбор типа и компоновки усилителя;
2. статический расчет – определение сил и перемещений, размеров гидроцилиндра и распределительного устройства, центрирующих пружин и площадей реактивных камер;
3. динамический расчет – определение времени включения усилителя, анализ колебаний и устойчивости работы усилителя;
4. гидравлический расчет – определение производительности насоса, диаметров трубопроводов и т.п.

В качестве контрольных нагрузок, действующих на детали рулевого управления, могут быть взяты нагрузки, возникающие при наездах управляемых колес на дорожные неровности, а также нагрузки, возникающие в рулевом приводе, например, при торможении из-за неодинаковых тормозных сил на управляемых колесах или при разрыве шины одного из управляемых колес.

Данные дополнительные расчеты позволяют полнее оценить прочностные характеристики деталей рулевого управления.

Контрольные вопросы

1. Укажите назначение рулевого управления. Назовите его элементы и укажите их назначение.
2. Приведите классификацию рулевых механизмов и рулевых приводов. Охарактеризуйте область их применения.
3. Перечислите требования к рулевому управлению. Назовите конструктивные мероприятия, обеспечивающие выполнение этих требований.
4. Перечислите оценочные параметры рулевых механизмов.
5. Дайте определения терминам «прямой КПД рулевого механизма», «обратный КПД рулевого механизма».
6. Перечислите оценочные параметры усилителей.
7. Опишите методику выбора параметров рулевой трапеции.
8. Перечислите нагрузочные режимы, используемые при расчете деталей рулевого управления на прочность.
9. Перечислите основные этапы расчета гидроусилителей.

14. ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ

14.1. Назначение. Классификация. Требования

Тормозные системы служат для создания и изменения искусственного сопротивления движению, что позволяет снижать скорость движения автомобиля вплоть до полной остановки и обеспечивать его неподвижность во время стоянки.

Современные автомобили, за исключением специально оговоренных, должны иметь рабочую, запасную и стояночную тормозные системы. Некоторые автомобили оборудуются дополнительно вспомогательной тормозной системой. Эти системы могут иметь общие элементы, но должны иметь не менее двух независимых органов управления.



Каждая тормозная система состоит из тормозных механизмов и тормозного привода.



Наиболее широкое распространение на автомобилях получили фрикционные тормозные механизмы (дисковые и барабанные).

Дисковые тормозные механизмы применяются для передних и задних колес легковых автомобилей большого класса и для передних колес легковых автомобилей малого и среднего классов. На легковых автомобилях малого и среднего классов для задних колес чаще всего используются барабанные тормозные механизмы.

На грузовых автомобилях, независимо от их грузоподъемности, устанавливают барабанные тормозные механизмы. Лишь в последние годы наметилась тенденция использования дисковых тормозных механизмов и для грузовых автомобилей.

Тормозной привод служит для передачи силы, создаваемой водителем на органе управления (педали или рычаге), к тормозным механизмам или для управления посторонним источником энергии, приводящим в действие тормозные механизмы.



Механический привод, вследствие своей постоянной жесткости имеет неограниченное время действия и поэтому всегда используется в качестве привода стояночной тормозной системы.

Гидравлический и пневматический приводы получили преимущественное распространение для рабочей тормозной системы. Гидравлический привод используется на автомобилях с полной массой, не превышающей $7 \div 8$ т. Пневматический привод применяют в тех случаях, когда гидропривод при нормативном усилии на тормозной педали не может обеспечить необходимую эффективность торможения, а также для автопоездов, вследствие простоты привода тормозных механизмов прицепа.

На автомобилях большой грузоподъемности и длинномерных автопоездах используются также комбинированные приводы (гидропневматический, электропневматический).

К тормозным системам, как к важнейшему средству обеспечения активной безопасности автомобиля, предъявляются повышенные требования и их регламентация является предметом ряда международных документов (Правила №13 ЕЭК ООН).

Требования к тормозным системам:

1. минимальный тормозной путь или максимальное установленное замедление при торможении;
2. сохранение устойчивости при торможении;
3. стабильность тормозных свойств при неоднократных торможениях;

4. минимальное время срабатывания тормозного привода;
5. силовое следящее действие тормозного привода, т.е. пропорциональность между усилием на педали и тормозными силами на колесах;
6. легкость управления тормозными системами;
7. отсутствие органолептических явлений (слуховых, обонятельных);
8. надежность всех элементов тормозных систем, основные элементы (тормозная педаль и ее крепление, главный тормозной цилиндр, тормозной кран и др.) должны иметь гарантированную прочность, не должны выходить из строя на протяжении гарантированного ресурса, должна быть также предусмотрена сигнализация, оповещающая водителя о неисправности тормозной системы;
9. общие требования.

Требование высокой эффективности, прежде всего, относится к рабочей тормозной системе и обеспечивается в основном за счет тормозных механизмов, установленных во все колеса автомобиля (автопоезда). Применение регуляторов тормозных сил и антиблокировочных систем повышает эффективность рабочей тормозной системы. В идеальном случае эффективность тормозных систем и, прежде всего, рабочей тормозной системы должна быть не только высокой, но и приблизительно одинаковой для всех типов автомобилей. На самом деле этого пока добиться не удастся. Наибольшей эффективностью (наименьшим тормозным путем) обладают легковые автомобили, наименьшей эффективностью (наибольшим тормозным путем) – автопоезда.

Необходимыми условиями получения минимального тормозного пути являются минимальное время срабатывания тормозного привода, одновременное торможение всех колес автомобиля, возможность доведения тормозных сил на всех колесах автомобиля до максимального значения по сцеплению и обеспечение необходимого распределения тормозных сил между колесами автомобиля в соответствии с нагрузками на колеса.

Сохранение устойчивости при торможении повышает эффективность торможения автомобиля на дорогах с малым коэффициентом сцепления и способствует повышению безопасности движения.

Для выполнения указанного требования необходимо, чтобы тормозные силы на левых и правых колесах автомобиля при торможении были одинаковы и распределялись между передними и задними колесами в соответствии с приходящимися на них нагрузками или пропорционально нормальным реакциям на колесах:

Такая пропорциональность между тормозными силами и нагрузками на передних и задних колесах может быть достигнута различными способами, например, с помощью регуляторов тормозных сил, которые регулируют тормозные силы на колесах моста в зависимости от нагрузки, приходящейся на мост, или антиблокировочных систем.

Синхронность увеличения и уменьшения тормозного момента обеспечивается высоким качеством работы тормозного привода, а также одинаковым состоянием тормозных механизмов.

Необходимость стабильности тормозных свойств при неоднократных торможениях связана с нагревом тормозных механизмов во время торможения и возможным нарушением их действия при нагреве. Стабильность тормозных свойств при неоднократных торможениях автомобиля может быть обеспечена, если тормозные накладки будут иметь коэффициент трения, мало зависящий от скорости скольжения, нагрева и попадания на них воды. Стабильные значения коэффициента трения обеспечиваются подбором пар трения в тормозных механизмах при проектировании автомобиля. Хороший отвод теплоты от пар трения тормозных механизмов рабочей тормозной системы необходим при частых и длительных притормаживаниях. Это обеспечивается применением различных каналов и ребрений, увеличивающих обдув воздухом пар трения.

Время срабатывания тормозной системы также оказывает существенное влияние на тормозной путь автомобиля и, следовательно, на безопасность движения. Время срабатывания тормозной системы зависит от типа тормозных механизмов и типа тормозного привода.

Легкость и удобство управления тормозными системами необходима для облегчения работы водителя, усложняющейся из-за частых торможений автомобиля, особенно в условиях горо-

да и в горных условиях. Легкость и удобство управления определяются удобным расположением органа управления (педали, рукоятки) и величиной его полного хода, невысокими значениями усилия, необходимого для перемещения органа управления. Применение усилителя облегчает работу водителя.

Легкость управления достигается также соответствующим выбором передаточных чисел тормозной системы, жесткостью тормозного привода и малыми потерями в приводе. Кроме того, сиденье водителя должно быть регулируемым и обеспечивать удобную его посадку, при которой спина упирается в спинку сиденья, а усилие на тормозной педали создается коленным суставом. В этом случае водитель может создать на тормозной педали усилие, превышающее его массу на $10 \div 20\%$. Наибольшее усилие на рычаге стояночной тормозной системы можно получить при таком расположении рычага, когда прилагаемое к рычагу усилие направлено снизу вверх.

Минимальный шум при срабатывании механических тормозных механизмов обеспечивается подбором пар трения и повышенной жесткостью деталей, участвующих в создании тормозного момента.

Высокая надежность тормозных систем обеспечивается в основном достаточно большими запасами по напряжениям в деталях. Для обеспечения замедления автомобиля вплоть до его остановки при отказе рабочей тормозной системы введена запасная тормозная система. Требования к ней перенесены на рабочую тормозную систему (у нее должно быть не менее двух независимых контуров) и на стояночную тормозную систему (ее конструкция должна обеспечивать возможность ее использования для торможения при движении автомобиля; этому требованию не отвечает трансмиссионный тормозной механизм). Введение вспомогательной тормозной системы на грузовых автомобилях и автобусах позволяет с ее помощью обеспечивать замедление автомобиля, хотя и не до полной остановки.

14.2. Анализ тормозных механизмов

Для оценки конструктивных схем тормозных механизмов используют следующие основные оценочные параметры: коэффициент тормозной эффективности, стабильность, реверсивность, уравновешенность.

Коэффициент тормозной эффективности определяют как отношение тормозного момента, создаваемого тормозным механизмом, к приводному моменту:

$$K_{\text{э}} = \frac{M_{\text{тор}}}{\Sigma P r_{\text{тр}}}, \quad (14.1)$$

где ΣP – сумма приводных сил; $r_{\text{тр}}$ – радиус приложения результирующей сил трения (в барабанных тормозных механизмах – радиус барабана, в дисковых – средний радиус фрикционной накладки).

Стабильность характеризует зависимость коэффициента тормозной эффективности от изменения коэффициента трения. Эта зависимость представляется графиком статической характеристики тормозного механизма. Лучшей стабильностью обладают тормозные механизмы, характеризуемые линейной зависимостью, причем, чем слабее выражена эта зависимость, тем тормозной механизм стабильнее.

Поскольку тормозная эффективность должна оцениваться отдельно при движении вперед и назад используется критерий *реверсивности*, представляющий собой зависимость коэффициента тормозной эффективности от направления движения автомобиля. При этом, если коэффициент тормозной эффективности при движении вперед равен коэффициенту при движении назад, то тормозной механизм считается реверсивным.

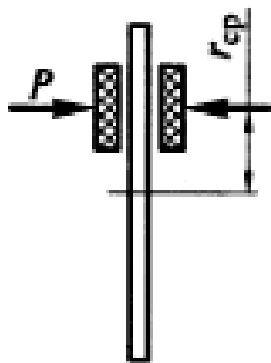
Уравновешенность – свойство тормозного механизма при работе создавать нагрузки на подшипники ступицы колеса. Уравновешенными являются тормозные механизмы, в которых силы трения не создают нагрузку на подшипники ступицы колеса.

Для оценки конкретных конструкций тормозных механизмов пользуются дополнительными расчетными параметрами (давление на накладку, нагрев тормозного барабана за одно торможение и др.)

Тормозной момент дискового тормозного механизма определяют по формуле:

$$M_{\text{тор}} = 2 P \mu r_{\text{ср}}, \quad (14.2)$$

где μ – коэффициент трения.



С учетом уравнения (14.1) при расчетном коэффициенте трения $\mu = 0,35$ коэффициент эффективности дискового тормозного механизма – $K_{\Sigma} = 0,35$.

Из этого можно заключить, что дисковый тормозной механизм обладает малой эффективностью (минимальной по сравнению с другими тормозными механизмами).

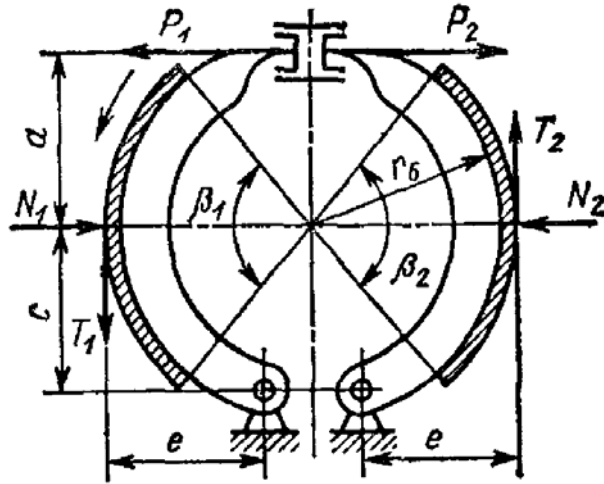
Основным достоинством дискового тормозного механизма является стабильность (минимальная по сравнению с другими тормозными механизмами), что отражено в его статической характеристике, которая имеет линейный характер. В настоящее время стабильности отдается предпочтение перед эффективностью, так как необходимый тормозной момент можно получить увеличением приводных сил в результате применения рабочих цилиндров большего диаметра или усилителя.

Дисковый тормозной механизм является реверсивным, но неуравновешенным, так как при торможении создается дополнительная сила, нагружающая подшипники ступицы колеса.

В настоящее время применяют несколько разновидностей барабанных тормозных механизмов, которые отличаются особенностями силового взаимодействия колодок с приводным устройством и барабаном.

При анализе силового взаимодействия тормозных колодок с тормозным барабаном принимают следующие допущения: накладки расположены симметрично относительно горизонтальной оси; равнодействующие элементарных тормозных сил проходят через центр тормозного механизма.

Расчетная схема *тормозного механизма с равными приводными силами и односторонним расположением опор колодок* показана на рисунке.



На каждую колодку, помимо опорных реакций, действуют силы: приводная – P ; равнодействующая нормальных реакций тормозного барабана – N ; сила трения – $T = \mu N$. Равенство приводных сил $P_1 = P_2$ обеспечивается одинаковыми размерами поршней рабочего цилиндра.

Из схемы сил, действующих в тормозном механизме, видно, что момент силы трения T относительно опор колодок оказывает на левую колодку действие, эквивалентное увеличению приводной силы, а на правую – эквивалентное уменьшению. Левую колодку (при вращении барабана против часовой стрелки, как показано на рисунке) называют первичной (активной, самоприжимной), а правую – вторичной (пассивной, самоотжимной).

Явление самоприжима и самоотжима являются важной принципиальной особенностью рабочего процесса барабанных тормозных механизмов.

Тормозной момент, развиваемый обеими колодками тормозного механизма, можно рассчитать по формуле:

$$M_{\text{тор}} = M_{\text{тор}1} + M_{\text{тор}2} = T_1 r_b + T_2 r_b = \mu N_1 r_b + \mu N_2 r_b. \quad (14.3)$$

Для данного тормозного механизма

$$N_1 = \frac{P(a+c)}{(c-\mu e)}; \quad (14.4)$$

$$N_2 = \frac{P(a+c)}{(c+\mu e)}. \quad (14.5)$$

Таким образом, из-за неравенства N_1 и N_2 , отношение тормозных моментов, развиваемых активной и пассивной колод-

ками будет равно:

$$\frac{M_{\text{тор } 1}}{M_{\text{тор } 2}} = \frac{1 + \mu}{1 - \mu} \approx 2,$$

т.е. активная колодка обеспечивает примерно в 2 раза больший тормозной момент, что приводит к ускоренному ее изнашиванию. Для того чтобы уравновесить износ накладок, необходимо сделать одинаковыми давления на накладки, что достигается увеличением длины и толщины активной накладки.

Тормозной момент, развиваемый обеими колодками такого тормозного механизма, можно определить по формуле:

$$M_{\text{тор}} = \frac{2 P \mu r_{\sigma} c (a + c)}{[c^2 - (\mu e)^2]}. \quad (14.6)$$

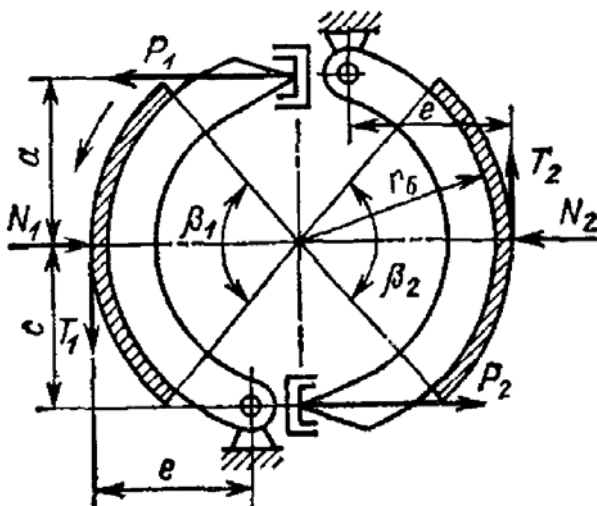
Коэффициент тормозной эффективности данного тормозного механизма:

$$K_{\text{э}} = \frac{2 \mu}{(1 - \mu^2)} = 0,81.$$

Статическая характеристика данного тормозного механизма нелинейна, что свидетельствует о недостаточной его стабильности; разность $N_1 - N_2$ не зависит от направления вращения барабана, что свидетельствует о его реверсивности; в результате неравенства N_1 и N_2 подшипники ступицы колеса нагружаются дополнительной силой, т.е. такой тормозной механизм неуравновешен.

Тормозные механизмы с равными приводными силами и односторонним расположением опорам применяются на грузовых автомобилях средней грузоподъемности и в качестве тормозных механизмов задних колес на легковых автомобилях.

Для тормозного механизма с равными приводными силами и разнесенными опорами



$$N_1 = \frac{P(a+c)}{(c-\mu e)}; \quad (14.7)$$

$$N_2 = \frac{P(a+c)}{(c-\mu e)}. \quad (14.8)$$

В этом тормозном механизме обе колодки являются активными при вращении барабана против часовой стрелки; тормозные моменты, создаваемые обеими колодками – одинаковы, что обеспечивает одинаковый их износ.

Тормозной момент, развиваемый обеими колодками такого тормозного механизма, можно определить по формуле:

$$M_{\text{тор}} = P \mu r_{\delta} (a+c) \left[\left(\frac{1}{c-\mu e} \right) + \left(\frac{1}{a-\mu e} \right) \right]. \quad (14.9)$$

Коэффициент тормозной эффективности данного тормозного механизма:

$$K_{\text{э}} = \frac{2\mu}{(1-\mu)} = 1,08,$$

т.е. тормозной момент несколько больше приводного.

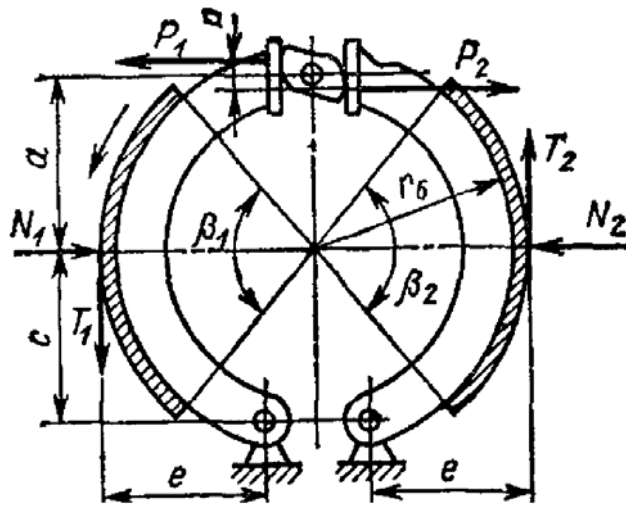
Статическая характеристика такого тормозного механизма еще более нелинейна, чем предыдущего; на заднем ходу коэффициент тормозной эффективности снижается примерно 2 раза (неревверсивен); $N_1 = N_2$, следовательно, данный тормозной механизм уравновешен.

Тормозные механизмы с равными приводными силами и разнесенными опорами применяются в качестве передних на легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой и средней

грузоподъемности. В этом случае в качестве задних используются тормозные механизмы с равными приводными силами и односторонним расположением опор.

Такое сочетание тормозных механизмов на автомобиле позволяет получить большие тормозные силы на передних колесах, чем на задних, в соответствии с нагрузкой, приходящейся на колеса при торможении.

У тормозного механизма с равными перемещениями колодок колодки разжимаются кулаком, имеющим симметричный профиль, поэтому $N_1 = N_2$, что обеспечивает равенство износа фрикционных накладок.



Тормозной момент данного тормозного механизма рассчитывают по формуле:

$$M_{\text{тор}} = 2 N \mu r_{\delta}. \quad (14.10)$$

Коэффициент тормозной эффективности будет равен:

$$K_{\text{э}} = 2 \mu = 0,7.$$

Приводные силы в этом механизме не одинаковы – $P_1 < P_2$:

$$P_1 = \frac{N (c - \mu e)}{(a + c)}; \quad (14.11)$$

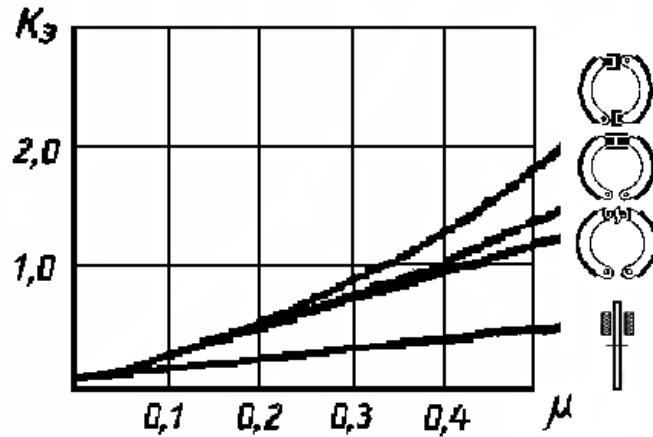
$$P_2 = \frac{N (c + \mu e)}{(a + c)}. \quad (14.12)$$

Данный тормозной механизм является самым неэффективным из всех барабанных, но самым стабильным (линейная статическая характеристика); он реверсивен и уравновешен.

Тормозные механизмы с равными перемещениями колодок

требуют значительных приводных сил для поворота разжимного кулака и поэтому применяются на грузовых автомобилях и автобусах с пневматическим тормозным приводом.

Сводный график статических характеристик рассмотренных тормозных механизмов приведен на рисунке.



14.3. Расчет тормозных механизмов

Целью проектного расчета тормозных механизмов является выбор основных их конструктивных параметров и приводной силы, необходимых для получения требуемого тормозного момента. Определение этих параметров осуществляется исходя их нормативов эффективности тормозных систем.

Расчет барабанных тормозных механизмов рабочей тормозной системы рекомендуется проводить в следующем порядке.

1. По заданной интенсивности торможения определяют суммарный тормозной момент на мостах автомобиля. Применительно к двухосному автомобилю:

$$M_{\tau 1} + M_{\tau 2} = M_a j_{\tau} r_d, \quad (14.13)$$

где j_{τ} — расчетное замедление автомобиля при торможении.

Максимальную тормозную силу можно получить, когда сцепная масса автомобиля используется полностью. При этом тормозные силы должны быть пропорциональны нормальным реакциям на колесах:

$$\frac{P_{\tau 1}}{P_{\tau 2}} = \frac{L_1 + \varphi_x h_g}{L_2 - \varphi_x h_g}, \quad (14.14)$$

где L_1 и L_2 – расстояния от центра масс автомобиля до передней и задней оси соответственно; h_g – высота центра масс; φ_x – продольный коэффициент сцепления.

2. Выбирают тип тормозного механизма; задаются его основными размерами (r_{σ} , a , c , e); требуемые значения P_1 и P_2 находят по вышеприведенным формулам с учетом того, что радиус барабана обуславливается необходимостью размещения его в колесе автомобиля. Как правило, в выполненных конструкциях, он принят на $20 \div 30$ мм меньше внутреннего радиуса обода колеса; $a = c = 0,8 r_{\sigma}$, $e = 0,85 r_{\sigma}$.

3. Ширину фрикционных накладок b рассчитывают, исходя из допустимого давления между барабаном и колодкой, определяемого по формуле:

$$P = \frac{N}{r_{\sigma} \beta b}, \quad (14.15)$$

где β – угол обхвата колодки.

Допустимое давление – $[P] = 2$ МПа.

4. Производят расчет тормозного механизма на энергонпряженность. Срок службы накладок зависит не только от давления между ними и барабаном, но и от удельной работы трения, которую рассчитывают по формуле:

$$L_{\text{уд}} = \frac{A}{F_{\Sigma}}, \quad (14.16)$$

где A – кинетическая энергия автомобиля; F_{Σ} – суммарная площадь всех фрикционных накладок.

Допустимая удельная работа трения – $[L_{\text{уд}}] = 0,8 \div 2$ кДж/см².

От удельной работы зависит износ и нагрев элементов тормозного механизма: тормозного барабана (диска), тормозных накладок. Для уменьшения удельной работы необходимо увеличивать площадь тормозных накладок и соответственно ширину тормозных барабанов и их диаметр.

При этом увеличение поверхности охлаждения благоприятно сказывается на режиме торможения. Этим объясняется на-

блюдаемая в последнее время тенденция увеличения размера колес легковых автомобилей для возможности размещения тормозных барабанов увеличенных размеров.

Нагрев тормозного барабана (диска) за одно торможение определяют по формуле:

$$\Delta T = \frac{M_i V_a^2}{2 m_b C}, \quad (14.17)$$

где M_i – масса автомобиля, приходящаяся на тормозящее колесо; V_a – начальная скорость торможения; m_b – масса барабана (диска); C – удельная теплоемкость материала барабана (диска).

Нагрев барабана (диска) за одно торможение не должен превышать – $[\Delta T] = 20^\circ \text{C}$.

Болты крепления барабана рассчитываются на срез. Допустимые напряжения среза – $[\sigma_{\text{ср}}] = 110 \text{ МПа}$.

Вал разжимного кулака рассчитывается на кручение. Допустимые напряжения кручения – $[\tau_{\text{кр}}] = 130 \text{ МПа}$.

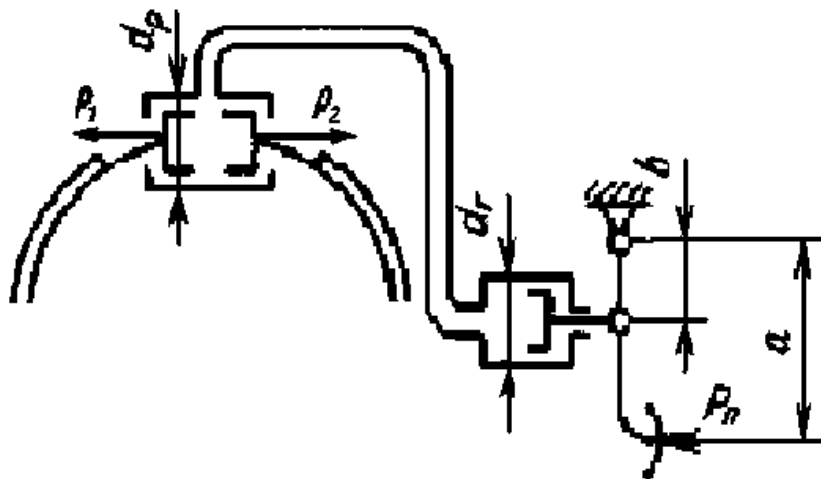
Ряд деталей тормозов (разжимной кулак, нижние и верхние опоры и концы колодок) рассчитываются на смятие. Допустимые напряжения смятия в зависимости от материала деталей – $[\sigma_{\text{см}}] = 110 \div 230 \text{ МПа}$.

14.4. Расчет тормозных приводов

Как уже было указано выше, *механический привод* всегда используется в качестве привода стояночной тормозной системы.

При проектировании механического привода необходимо стремиться к тому, чтобы его элементы обладали высокой жесткостью и работали на растяжение. Передаточные числа и ходы перемещений механического привода определяют на основании его кинематического анализа, что не представляет трудностей.

Статический расчет *гидравлического тормозного привода* без усилителя сводится к определению диаметров колесных (рабочих) и главного цилиндра с целью обеспечения необходимых приводных сил тормозных механизмов при допустимых усилиях на педали и ее ходе.



Диаметр рабочего цилиндра определяют исходя из необходимой приводной силы и заданного максимального давления жидкости в магистрали:

$$d_p = \sqrt{\frac{4P}{\pi p_{ж}}}. \quad (14.18)$$

Диаметр главного цилиндра обычно незначительно отличается от диаметра рабочего цилиндра.

Усилие на педали рассчитывают по формуле:

$$P_{II} = \frac{\pi d_{\Gamma}^2}{4} p_{ж} \frac{a}{b}, \quad (14.19)$$

где a и b – плечи педали.

Допустимое усилие на тормозной педали легковых автомобилей – $[P_{II}] = 300$ Н; грузовых – $[P_{II}] = 700$ Н.

Ход тормозной педали зависит от числа тормозных механизмов и передаточного числа привода. Применительно к двухосному автомобилю полный ход тормозной педали при гидроприводе можно определить по формуле:

$$S_{II} = \frac{2 d_{p1}^2 (S_{11} + S_{12}) + 2 d_{p2}^2 (S_{21} + S_{22})}{d_{\Gamma}^2} \frac{a}{b} \eta_0 + S_{св}, \quad (14.20)$$

где d_{p1} и d_{p2} – диаметры рабочих цилиндров тормозных механизмов передних и задних колес соответственно; S_{11} , S_{12} , S_{21} , S_{22} – перемещения поршней тормозных цилиндров под действи-

ем приводных сил; η_0 – коэффициент объемного расширения резиновых деталей гидравлического привода; $S_{св}$ – свободный ход тормозной педали, зависящий от зазора между толкателем и поршнем главного цилиндра.

Полный ход педали не должен превышать – $[S_{п}] = 150$ мм для легковых автомобилей и $[S_{п}] = 180$ мм – для грузовых.

Если усилие на тормозной педали $P_{п} > 500$ Н, в привод необходимо устанавливать усилитель. Усилие на штоке главного тормозного цилиндра в этом случае будет определяться аналогично гидроприводу сцепления.

Задача динамического расчета тормозного гидропривода заключается в определении параметров и характеристик привода, которые обеспечили бы требуемое быстродействие и качество переходных процессов: площадь сечения и длина трубопроводов, расходные характеристики входящих в привод элементов, давление и механические свойства тормозной жидкости, характеристики колебательных процессов жидкости и элементов привода и др.

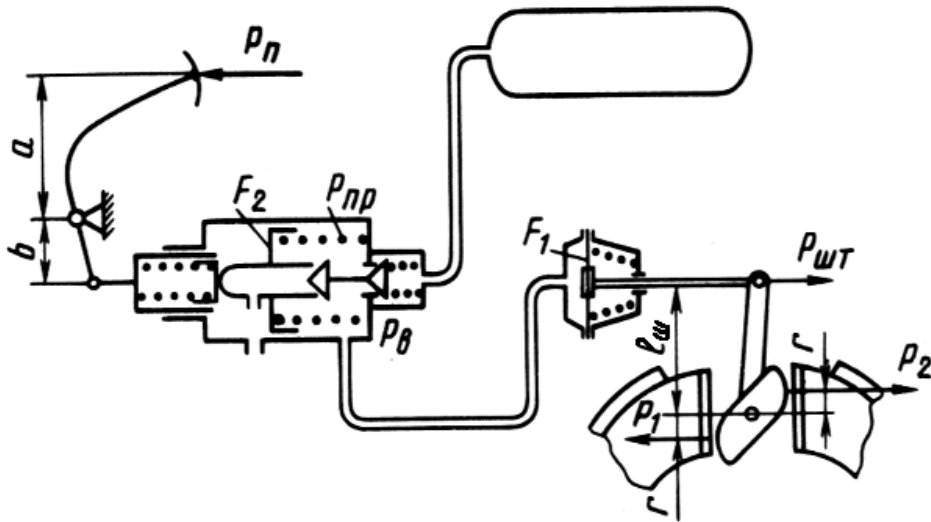
При проектном расчете *пневматического тормозного привода* задаются рабочие характеристики пневмоаппаратов, т.е. входные сигналы, поступающие на пневмоаппараты, и соответствующие им выходные величины (давление, сила, перемещение). При этом требуется определить основные конструктивные параметры проектируемого пневмоаппарата, обеспечивающие заданные рабочие характеристики. Могут также задаваться дополнительные условия и ограничения, например максимальные сила и перемещение тормозной педали, допустимая зона нечувствительности пневмоаппарата.

Так, например, при проектном расчете тормозного крана выбирается его схема, и рассчитываются основные конструктивные параметры, обуславливающие статические характеристики: диаметр следящего поршня или диафрагмы, жесткость и предварительный натяг следящей пружины, передаточное отношение педального привода, максимальное укорочение следящей пружины.

При этом должно быть задано: максимальное перемещение

педали; максимальное усилие, прилагаемое к педали; максимальное давление воздуха в ресивере; зона нечувствительности тормозного крана. Пропускная способность тормозного крана (площадь проходных сечений, диаметр клапана) определяется динамическим расчетом.

Принципиальная схема пневмопривода тормозных механизмов с равными перемещениями колодок показана на рисунке.



Момент на валу разжимного кулака рассчитывают после определения необходимых приводных сил на колодках тормозного механизма:

$$M_B = P_1 r + P_2 r = (P_1 + P_2) r, \quad (14.21)$$

где r – расстояние от оси вала разжимного кулака до линии действия приводной силы.

Необходимое усилие на штоке тормозной камеры можно определить по формуле:

$$P_{шт} = \frac{M_B}{l_{шт}}, \quad (14.22)$$

где $l_{шт}$ – расстояние от оси вала разжимного кулака до оси штока тормозной камеры.

Давление воздуха в тормозной камере при торможении рассчитывают по формуле:

$$p_B = \frac{P_{шт}}{F_D}, \quad (14.23)$$

где F_D – активная площадь диафрагмы тормозной камеры.

Усилие на поршне тормозного крана зависит от давления воздуха, поступающего в полость крана из ресивера и усилия пружины, действующей на стакан крана:

$$P_{кр} = p_v F_2 + P_{пр}, \quad (14.24)$$

Таким образом, усилие на тормозной педали можно определить по формуле:

$$P_{п} = P_{кр} \frac{b}{a}, \quad (14.25)$$

где a и b – плечи педали.

Под динамическим расчетом пневматического тормозного привода понимается определение характера изменения во времени давления воздуха в исполнительных органах и следящих аппаратах при резком перемещении тормозной педали. Полученные зависимости называются динамическими характеристиками тормозного привода и позволяют определить его быстродействие, синхронность работы и др.

Контрольные вопросы

1. Перечислите тормозные системы и укажите их назначение.
2. Назовите элементы тормозных систем и укажите их назначение.
3. Приведите классификацию тормозных механизмов и тормозных приводов. Охарактеризуйте область их применения.
4. Перечислите требования к тормозным системам. Назовите конструктивные мероприятия, обеспечивающие выполнение этих требований.
5. Дайте определения терминам «коэффициент тормозной эффективности», «стабильность», «реверсивность», «уравновешенность» тормозного механизма.
6. Дайте характеристику барабанным тормозным механизмам.
7. Опишите методику расчета тормозных механизмов.
8. Опишите методику расчета гидравлического тормозного привода.
9. Опишите методику расчета пневматического тормозного привода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гришкевич А.И. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия: учеб. пособие для спец. «Автомобили и тракторы» / А.И. Гришкевич, В.А. Вавуло, А.В. Карпов и др.; под ред. А.И. Гришкевича. – Мн.: Выш. шк., 1985. – 240 с.

2. Гришкевич А.И. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть: учеб. пособие для вузов / А.И. Гришкевич, Д.М. Ломако, В.П. Автушенко и др.; под ред. А.И. Гришкевича. – Мн.: Выш. шк., 1987. – 200 с.

3. Высоцкий М.С. Автомобили: Основы проектирования: учеб. пособие для вузов / М.С. Высоцкий, А.Г. Выгонный, Л.Х. Гилелес и др.; под ред. М.С. Высоцкого. – Мн.: Выш. шк., 1987. – 152 с.

4. Бочаров Н.Ф. Конструирование и расчет машин высокой проходимости: учебник для втузов / Н.Ф. Бочаров, И.С. Цитович, А.А. Полунгян. – М.: Машиностроение, 1983. – 299 с.

5. Бухарин Н.А. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля: учеб. пособие для вузов / Н.А. Бухарин, В.С. Прозоров, М.М. Щукин. – М.: Машиностроение, 1973. – 504 с.

6. Вахламов В.К. Автомобили: Конструкция и элементы расчета: учебник для студ. высш. учеб. заведений / В.К. Вахламов. – М. Издательский центр «Академия», 2006. – 480 с.

7. Гаспарянц Г.А. Конструкция, основы теории и расчета автомобиля: Учебник для машиностроительных техникумов по специальности «Машиностроение» / Г.А. Гаспарянц. – М.: Машиностроение, 1978. – 351 с.

8. Лукин П.П. Конструирование и расчет автомобиля: учебник для студентов втузов / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.

9. Нарбут А.Н. Автомобили. Рабочие процессы и расчет механизмов и систем: учебник для студ. высш. учеб. заведений обучающихся по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / А.Н. Нарбут. – М. Издательский центр «Академия», 2007. – 255 с.

10. Осепчугов В.В. Автомобиль: Анализ конструкции, эле-

менты расчета: учебник для студентов вузов / В.В. Осепчугов, А.К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	1
1. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ	2
1.1. Свойства автомобилей	2
1.2. Требования, предъявляемые к конструкции авто- мобилей	6
1.3. Стадии проектирования автомобилей	9
1.3.1. Техническое задание	10
1.3.2. Эскизный проект	14
1.3.3. Технический проект	15
1.3.4. Рабочая документация	18
1.3.5. Порядок постановки автомобилей на производ- ство	19
Контрольные вопросы	21
2. НАГРУЗОЧНЫЕ И РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ. МЕ- ТОДЫ РАСЧЕТА	22
2.1. Рабочие процессы агрегатов и систем автомоби- лей	22
2.2. Эквивалентная динамическая система трансмис- сии автомобиля	24
2.3. Методы расчета элементов трансмиссии	26
Контрольные вопросы	31
3. СЦЕПЛЕНИЯ	32
3.1. Назначение. Классификация. Требования	32
3.2. Определение основных параметров сцепления ...	39
3.3. Рабочий процесс сцепления	42
3.4. Расчет на износ. Тепловой расчет	46
3.5. Расчет элементов сцепления	47
3.5.1. Расчет нажимных пружин	47
3.5.2. Расчет нажимного диска	50
3.5.3. Расчет ведомого диска	51
3.5.4. Расчет рычагов выключения	53
3.6. Расчет привода сцепления	54
Контрольные вопросы	60
4. КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ	60
4.1. Назначение. Классификация. Требования	60
4.2. Определение основных параметров механиче-	

ской ступенчатой коробки передач	63
4.3. Расчет зубьев шестерен на прочность и долго-	
вечность	65
4.4. Расчет валов	66
4.5. Расчет подшипников	71
4.6. Расчет синхронизатора	72
Контрольные вопросы	76
5. КАРДАНЫЕ ПЕРЕДАЧИ	77
5.1. Назначение. Классификация. Требования	77
5.2. Рабочий процесс карданных шарниров	79
5.2.1. Кинематика карданных шарниров	79
5.2.2. Динамика карданного шарнира нерав-	
ных скоростей	83
5.3. Расчет элементов карданной передачи	84
5.3.1 Расчет карданной передачи с шарнирами нерав-	
ных угловых скоростей	84
5.3.2 Расчет карданной передачи с шарнирами рав-	
ных угловых скоростей	89
Контрольные вопросы	90
6. ГЛАВНЫЕ ПЕРЕДАЧИ	91
6.1. Назначение. Классификация. Требования	91
6.2. Нагрузки в главных передачах	92
6.3. Расчет шестерен главной передачи на прочность	
и долговечность	96
6.4. Расчет валов и подшипников главной передачи ...	97
Контрольные вопросы	98
7. ДИФФЕРЕНЦИАЛЫ	99
7.1. Назначение. Классификация. Требования	99
7.2. Кинематический анализ дифференциала	100
7.3. Расчет основных элементов дифференциала	105
Контрольные вопросы	109
8. ПОЛУОСИ	109
8.1. Назначение. Классификация. Требования	109
8.2. Нагрузки, воспринимаемые полуосями	110
8.3. Расчет полуосей	112
Контрольные вопросы	116
9. НЕСУЩИЕ СИСТЕМЫ	116
9.1. Назначение. Классификация. Требования	116

9.2. Расчет рамы автомобиля	120
9.3. Расчет кузова	127
Контрольные вопросы	129
10. МОСТЫ	130
10.1. Назначение. Классификация. Требования	130
10.2. Расчет мостов	132
10.2.1. Расчет ведущего моста	132
10.2.2. Расчет управляемого моста	137
10.2.3. Расчет комбинированного моста	142
Контрольные вопросы	142
11. ПОДВЕСКИ	143
11.1. Назначение. Классификация. Требования	143
11.2. Колебания и плавность хода автомобилей	145
11.3. Расчет упругих элементов подвески	152
11.4. Расчет направляющих устройств подвески	159
11.5. Расчет амортизаторов	160
Контрольные вопросы	163
12. КОЛЕСА. ШИНЫ	163
12.1. Назначение. Классификация. Требования	163
12.2. Расчет подшипников ступиц	167
Контрольные вопросы	169
13. РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ	170
13.1. Назначение. Классификация. Требования	170
13.2. Определение параметров рулевого управления ..	175
13.3. Кинематический расчет рулевого привода	180
13.4. Расчет элементов рулевого управления	184
Контрольные вопросы	192
14. ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ	193
14.1. Назначение. Классификация. Требования	193
14.2. Анализ тормозных механизмов	198
14.3. Расчет тормозных механизмов	204
14.4. Расчет тормозных приводов	206
Контрольные вопросы	210
ЛИТЕРАТУРА	211