

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ  
ФЕДЕРАЦИИ ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

Ивановский государственный политехнический университет

Кафедра «Автомобили и автомобильное хозяйство»

# **ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА АВТОМОБИЛЕЙ**

## **Часть 6**

### **Диагностическое оборудование**

Методические указания по выполнению курсового проекта по дисциплине  
«Основы проектирования и эксплуатации технологического  
оборудования» для студентов, обучающихся по направлению 23.03.03  
Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов и  
специальности 23.05.01 – Наземные транспортно-технологические  
средства

Иваново 2013

Составители: А.В. Маркелов, Ю.П. Осадчий

УДК 629.113.004.7

Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования: Методические указания для выполнения курсового проекта по дисциплине «Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования»: Часть 6 «Диагностическое оборудование», для студентов, обучающихся по направлению 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов и специальности 23.05.01 – Наземные транспортно-технологические средства / ФГБОУ ВО «Ивановский государственный политехнический университет»; Сост. А.В. Маркелов, Ю.П. Осадчий. – Иваново, 2013. – 32 с.

Методические указания содержат описание существующих конструкций диагностического оборудования для испытания тормозной системы и мощности двигателей автомобилей и всю необходимую информацию для его проектирования.

Данное методическое указание предназначено для студентов факультета коммерческой подготовки и повышения квалификации специалистов, обучающихся по направлению 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов и специальности 23.05.01 – Наземные транспортно-технологические средства

Библиогр. : 9 назв.

Рецензент: доцент, канд. техн. наук Е. В.Захаров

## Оглавление

Введение	3
1. Общие сведения о диагностическом оборудовании.....	6
2. Классификация тяговых стендов .....	6
3. Расчет инерционного стенда проверки мощности двигателя.....	12
3.1. Определение параметров роликов стенда.....	12
3.2. Определение параметров и выбор выталкивателей колес.....	14
3.3. Расчет подшипников роликов.....	16
3.4. Расчет мощности, подводимой к инерционной массе стенда...	17
3.5. Расчет инерционной массы стенда.....	19
3.6. Расчет вала роликов на прочность.....	27
4. Расчет роликового стенда для проверки тормозной системы.....	28
4.1. Типы стендов для проверки тормозных систем.....	28
4.2. Особенности расчета роликовых тормозных стендов.....	29
5. Технология применения ТО и Р тяговых стендов.....	30
Библиографический список.....	32

## ВВЕДЕНИЕ

Автомобильный транспорт играет существенную роль в транспортном комплексе страны, регулярно обслуживая почти 3 млн. предприятий и организаций различных форм собственности, крестьянских и фермерских хозяйств и предпринимателей, а также население страны. В 2002 году автомобильный парк России превысил 30 млн. единиц, причем более 85% легковых и грузовых автомобилей и автобусов принадлежит гражданам на правах личной собственности. Согласно данным Министерства транспорта РФ, численность субъектов, осуществляющих автотранспортную деятельность, превысила 370 тыс., из них 61% - предприятия и 39% - физические лица. Согласно оценкам, вклад автомобильного транспорта в перевозки грузов составляет 75-77%, а пассажиров – 53-55%. Регулярными автомобильными перевозками охвачено 1,3 тыс. городов и 78,9 тыс. населенных пунктов.

Актуальной становится проблема ремонта, технического обслуживания, диагностирования, хранения и утилизации автотранспортных средств. Все эти действия производятся на специальном оборудовании, разработанном для конкретных технологических операций по ремонту автомобилей.

Устойчивый ритм авторемонтного производства обеспечивается согласованной и безотказной работой уборочно-моечного, диагностического технологического оборудования и инструмента для съема и запрессовки деталей, соединяемых натягом и др. В подготовке инженеров выполнение домашних заданий и курсового проекта по проектированию технологического оборудования для ремонта автомобилей преследует двоякую цель. Объекты технологического оборудования, во-первых, очень удобны для практического использования полученных ранее знаний из общенаучного и общепромышленного циклов (физики, теоретической механики, сопротивления материалов, деталей машин и др.) и, во-вторых, при курсовом проектировании решается комплексная задача конструирования, так как объектом проектирования является не отдельный узел, а машина в целом.

Задачами дисциплины «Основы проектирование и эксплуатации технологического оборудования» являются:

- разработка надежного и долговечного оборудования;
- учет отзывов на уже разработанное оборудование при проектировании нового оборудования;
- внедрение новых разработок и высоких технологий в конструкцию оборудования;
- создание эргономичного дизайна;

- соответствие международным стандартам в отношении экологической безопасности и безопасности труда;

Целью данного курсового проекта является:

- изучение основных конструкций диагностического оборудования;

- освоение методики и порядка расчета такого технологического оборудования;

- выработка у студентов умения и навыков самостоятельной работы с литературой, умения пользоваться государственными стандартами, нормами, правилами, справочными материалами и т.д.

Данные методические указания предназначены для студентов факультета коммерческой подготовки и повышения квалификации специалистов, обучающихся специальности 150200 (190601.65) - «Автомобили и автомобильное хозяйство» для выполнения курсового проекта по дисциплине «Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования».

## **1. Общие сведения о диагностическом оборудовании**

Впервые конструкция стенда для проверки мощности была предложена проф. В. И. Сороко-Новицким в 1924 году. В 1938 году И.Н. Чернышевым для определения качества сборки и регулировки автомобилей, их экономических показателей в эксплуатации был предложен лабораторный путь испытаний автомобилей на стенде с беговыми барабанами. Один из первых стендов с двумя парами параллельно расположенных беговых барабанов в нашей стране был изготовлен И. Н. Арининым под руководством канд. техн. наук А. В. Серова в 1957 году в автотранспортной конторе №17 Челябинского совнархоза [1].

Сегодня в России производится более 11 моделей тяговых стендов. Сфера применения – автотранспортные предприятия, где их используют при техническом диагностировании автомобилей в соответствии с основополагающим документом РД-200РСФСР-15-0150-81 показатели тягово-скоростных свойств и топливной экономичности измеряют при диагностировании Д-2, которое выполняют с периодичностью ТО-2 [2].

Целью выполнения данной работы является расчет тягового инерционного стенда для проверки мощности автомобиля КАМАЗ-53215. Для чего необходимо выполнить расчет опорного устройства, инерционных масс и определить их основные размеры. Определить нормативное время разгона автомобиля на стенде.

## **2. Классификация тяговых стендов**

Тяговые стенды предназначены для определения мощности и тяговой силы на ведущих колёсах автомобиля, времени разгона (выбега) в заданном скоростном интервале [2]. С их помощью определяют потери в трансмиссии автомобиля, скорость в моменты переключения гидромеханической передачи, расход топлива при определенных нагрузочных и скоростных режимах, выполняют установку оптимального угла опережения зажигания по силовым параметрам (максимальной мощности) и регулировку на нормативную токсичность отработанных газов. При испытаниях автомобиля на тяговом стенде можно проверить работу редуктора, моторного тормоза, спидометра, счетчика пройденного пути, тахометра и оценить техническое состояние ходовой части автомобиля по параметрам шума, вибрации и нагрева отдельных агрегатов.

Основными признаками классификации тяговых стендов являются способ нагружения двигателя и трансмиссии автомобиля, тип диагностируемого автомобиля и число одновременно диагностируемых ведущих мостов.

По способу нагружения двигателя и трансмиссии автомобиля тяговые стенды подразделяются на три типа [2]:

- инерционные, в которых нагружение осуществляется вращающимися массами роликов и других элементов тягового стенда и автомобиля, кинематически связанных с роликами;

- силовые в которых нагружение осуществляется тормозным устройством, кинематически связанным с роликами;

- инерционно-силовые, в которых нагружение выполняется вращающимися массами и тормозным устройством одновременно.

По типу диагностируемых автомобилей тяговые стенды бывают:

- для легковых автомобилей и автомобилей, созданных на их базе;

- для грузовых автомобилей;

- для автобусов;

- универсальные (для нескольких типов автомобилей).

По числу одновременно диагностируемых ведущих мостов различают тяговые стенды для автомобилей с одним, двумя и более ведущими мостами.

В таблице 1 приведены технические характеристики тяговых стендов, используемых в нашей стране на АТП и СТО, а также данные по некоторым образцам стендов ведущих зарубежных фирм. Из числа выпускаемых в стране тяговых стендов представляют интерес стенды моделей 4817 и 4819 (таблица 2) в виду их серийного выпуска практически для всего модельного ряда автомобилей отечественного производства.

Основными частями стендов являются опорное устройство, пульт управления и индикации со средствами измерений, заборное (для отвода отработавших газов) и страховочные устройства.

Опорное устройство тягового стенда состоит из блока роликов, устройства въезда и выезда, инерционных масс (для инерционных и инерционно-силовых стендов), нагрузочного устройства (для силовых и инерционно-силовых стендов).

Конструкция блока роликов должна обеспечивать реализацию заданной тяговой силы на ведущих колёсах при испытании; устойчивое положение автомобиля на стенде во время испытания; возможность самостоятельного выезда автомобиля после окончания испытаний; не допускать повышенного износа шин при испытаниях.

Соблюдение этих требований зависит от схемы расположения роликов (симметричная или несимметричная), расположения рабочего ролика относительно колеса автомобиля (переднее или заднее), коэффициента сцепления между поверхностями шин и ролика, диаметра роликов и расстояния между ними.

Технические характеристики тяговых стендов Таблица 1

Модель, фирма	Допустимая нагрузка на ось, кН	Тип нагрузочного устройства	Измеряемые параметры				Вид индикации			Диаметр роликов, мм
			Скорость автомобиля	Мощность	Крутящий момент или тяговая сила	Время разгона (выбега)	Нагрузки	скорости	времени	
К-487	15	ЭД	+	+	-	+	А	А	Ц	318
К-409	20	Г	+	-	+	+	А	А	Ц	313
К-485	20	ЭД	+	-	+	+	А	А	Ц	235
К-493	50	ЭД	+	+	+	+	А	А	Ц	235
К-496	50	ЭД	+	-	+	+	А	Ц	Ц	318
4817	15	ЭД	+	+	+	+	А	А	Ц	318
4819	50	ЭД	+	+	+	-	А	А	Ц	318
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
КИ-8946	15	ЭД	+	+	+	-	А	А	-	318
КИ-4856	25	Д-Г	+	+	+	+	А	А	-	318
КИ-8937	25	ЭД	+	+	+	+	А	А	Ц	318
КИ-8960	50	ЭД	+	+	+	-	А	А	Л	318
РАМ-ХІІІ, САН	20	ЭД	+	+	+	+	А	А	-	318
Dynatest-122, Хофманн	20	ЭД	+	+	-	-	А	А	Ц	262
Dynatest-112 D/A, Хофманн	20	ЭД	+	+	+	-	Ц	Ц	-	262
Dynatest-112 D/A-III, Хофманн	20	ЭД	+	+	+	+	Д	Д	-	262
8630, Бем Мюллер	20	ЭД	+	+	+	+	Ц	Ц	Ц	320

Примечание: Г – гидротормозное нагрузочное устройство; ЭД – электродинамическое нагрузочное устройство; Д-Г – двигатель – генератор; А – аналоговая, Ц – цифровая индикация; Д – результаты измерений выдаются на экран дисплея.

Таблица 2

## Техническая характеристика тяговых стендов моделей 4817 и 4819

Параметры	Модификация стенда			
	4817	4819А	4819Б	4819В
Тип стенда	Стационарный, роликовый, инерционно-силовой, автоматизированный			
Испытываемые автомобили	Легко-вые, кроме переднеприводных	Преимущественно трехосные грузовые ЗИЛ, «Урал», КрАЗ, КамАЗ, а также двухосные ГАЗ, ЗИЛ, КАЗ, МАЗ и автобусы ПАЗ, ЛАЗ	Преимущественно двухосные грузовые ГАЗ, ЗИЛ, КАЗ, МАЗ, а также автобусы без ГМП	Преимущественно автобусы с ГМП, а также двухосные грузовые ГАЗ, ЗИЛ, КАЗ, МАЗ и автобусы без ГМП
Диапазон измеряемых параметров:				
Скорость автомобиля, км/ч	0-150	0-100	0-100	0-100
Тяговое усилие на колёсах, кН	0-5	0-5; 0-10	0-5; 0-10	0-10; 0-20
Мощность на колёсах, кВт	0-100	0-100, 0-200	0-100, 0-200	0-100; 0-200
Время разгона, выбега, с	0-99,9	0-99,9	0-99,9	0-99,9
Скорость в момент переключения ГМП, км/ч	-	-	-	0-100
Погрешность измерения (основная приведенная):				
Скорости, %	2	2	2	2
Тягового усилия, %	2	2	2	2
Мощности, %	4	4	4	4
Времени разгона, выбега, с	0,1	0,1	0,1	0,1
Скорости в момент переключения ГМП, %	-	-	-	2
Тип нагрузочного устройства	Электродинамическое («вихревой тормоз» с воздушным охлаждением) и маховик			
Габаритные размеры механической части стенда, мм	4000х 1360х 685	5150х 2880х 1000	5150х 2000х 1000	5150х 2000х 1000
Сеть электропитания: Напряжение/частота/мощность стенда, кВт	380/50/4,5	380/50/6,5	380/50/6,5	380/50/6,5
Уровень шума, дБ	70	77	75	75
Масса стенда, кг	2100	4200	3300	3300

В конструкциях тяговых стендов применяют нагрузочные устройства гидравлического и электрического типов. Механические тормозные устройства, применявшиеся ранее, в современных стендах практически не встречаются из-за ряда существенных недостатков. К ним относят нестабильность внешней характеристики (из-за изменений коэффициента трения фрикционной пары при нагреве) и сложность в связи с этим конструкции системы охлаждения и поддержания заданного тормозного момента.

Гидравлические тормоза так же, как и механические, не потребляют энергии (если не учитывать энергию для систем управления и охлаждения). К их преимуществам относят простоту обслуживания и ремонта. Современные конструкции гидротормозов весьма компактны при высокой тормозной мощности, что позволяет их встраивать в рабочий ролик. Момент инерции гидротормозов в несколько раз выше меньше чем у вихревых тормозов, что создаёт определенные преимущества при диагностировании двигателя. Гидротормоз используют в тяговых стендах фирм «Клайтон» (США), НРА (Дания). Их также применяли в ранее выпускаемых стендах Новгородского ПО «Автоспецоборудование» моделей К-409 (для легковых автомобилей) и К-424 (для грузовых).

В качестве нагружающих устройств отечественных роликовых стендов наиболее распространены балансирные электрические машины постоянного или переменного тока, например тормоза переменного тока в тяговых стендах КИ-4856, СТК-1, СТК-2, СТК-3 и др. Электрическая машина постоянного тока – наиболее универсальный привод, обеспечивающий задание скоростных и нагрузочных режимов в широких диапазонах, в связи, с чем широко применяется в моделирующих стендах заводских и научно-исследовательских лабораторий. Недостатком описанных электрических тормозов постоянного и переменного тока являются высокая стоимость, громоздкость, низкие к.п.д. и надежность (из-за наличия скользящих контактов), а также высокая установленная мощность, примерно равная мощности диагностируемых двигателей. При использовании таких нагрузочных устройств в тяговых стендах для большегрузных автомобилей и автобусов большой вместимости их установленная мощность может достигать 150-200 кВт, что вызывает трудности применения таких стендов, особенно в небольших и средних автотранспортных предприятиях, которые часто не имеют трансформаторных подстанций.

Наиболее совершенны и широко распространены в современных тяговых стендах электромагнитные дисковые тормоза с воздушным охлаждением. Конструкция такого тормоза представляет собой разноименнополюсную электромашину (индукционный тормоз). К основным преимуществам дискового тормоза с воздушным охлаждением относят высокую эффективность тормозного действия в широком

диапазоне скоростей, простоту конструкции, отсутствие скользящих контактов и надежность в работе, сравнительно малые габаритные размеры и массу при высокой тормозной мощности в кратковременных режимах работы, невысокую стоимость. Малая мощность возбуждения, потребляемая тормозом (до 3 кВт при поглощаемой мощности до 300 кВт), позволяет осуществлять автоматическое регулирование тормозного момента относительно простыми средствами. Это дает возможность автоматически поддерживать постоянным значение момента (или скорости вращения) или изменять указанные величины по заданной программе, имитируя работу автомобиля на различных режимах, включая разгон, движение на уклоне и т.д. Применяют в тяговых стендах моделей 4817, 4819, 4823 а так же в стендах Береговского завода Госагропрома, Челябинского АРЗ и Новгородского ПО «Автоспецоборудование».

Пульт управления и индикации должен обеспечивать: управление тяговым стендом и автомобилем с помощью одного оператора; измерение параметров с заданной точностью и автоматическое поддержание на заданном уровне линейной скорости на ЭВМ, а при необходимости заданный режим диагностирования по команде ЭВМ.

Устройства отвода газов служат для удаления отработавших газов. Существуют следующие конструкции:

- зонд устанавливается вблизи выхлопной трубы автомобиля и соединен гибким шлангом с общей или местной вентиляцией. Для удобства пользования зонды иногда выполняют передвижными (на колесах) и регулируемые по высоте. Недостатки: неавтоматизированное управление, не обеспечивает полноты отвода выхлопных газов. Достоинства: универсальность применения, не контактирует с выхлопной трубой, что сокращает время подготовки к испытаниям и облегчает ввод в выхлопную трубу зонда газоанализирующей аппаратуры;

- поворотный короб-воздухозаборник устанавливается позади стенда (автомобиля) и снабжен механическим приводом, что позволяет оператору после въезда автомобиля на стенд установить устройство отвода газов в рабочее положение с помощью пульта дистанционного автомобиля. Недостатки: узкая специализация, не обеспечивает полноты отвода выхлопных газов. Основное достоинство – возможность дистанционного управления;

- гибкие металлоасбестовые рукава, присоединяемые к выхлопной трубе автомобиля. Рукав снабжен специальным наконечником, облегчающим присоединение и закрепление его на конце выхлопной трубы. В наконечнике имеется отверстие с заглушкой для введения в выхлопную трубу зонда газоанализатора. Другой конец рукава соединяется с системой вентиляции. Основной недостаток – необходимость установки рукава на выхлопную трубу автомобиля вручную, что увеличивает время проведения диагностики. Достоинства:

полностью обеспечивает отвод выхлопных газов, универсальность и простота применения.

Страховочные устройства повышают безопасность проведения испытаний на стенде. К ним относят упорные башмаки, входящие в комплект стенда и устанавливаемые впереди колес неведущего моста, упоры с механическим приводом. Роль страховочных устройств выполняют также отбойные ролики, препятствующие перемещению автомобиля вдоль опорных роликов.

Дополнительные устройства, входящие в состав тяговых стендов, расширяют их возможности и облегчают эксплуатацию. Наиболее часто в состав стендов входит вентилятор обдува радиатора, обеспечивающий соответствующий температурный режим работы двигателя. Устройства, направляющие поток воздуха, установлены так, чтобы обеспечивался обдув не только радиатора, но также шин, редуктора заднего моста, коробки перемены передач.

### 3. Расчет инерционного стенда проверки мощности двигателя

#### 3.1 Определение параметров роликов стенда

Определим радиус качения колёс определяемый выражением вида [3]:

$$R_k = 0,0005 \cdot (d + (1,8...1,9) \cdot b), \quad (1)$$

где  $d$  – диаметр обода колеса, мм;

$b$  – высота профиля шины, мм;

1,8...1,9 – коэффициент, учитывающий радиальную деформацию шины.

Для предотвращения проскальзывания колеса относительно роликов их диаметр принимают в пределах 0,35...0,40 от диаметра колеса [4]. Но не менее 240 мм в соответствии с требованиями ГОСТ 26899-86 [2], так как при дальнейшем уменьшении диаметра резко возрастает сопротивление качению колеса и увеличивает деформацию и износ шин (в этом случае поверхность барабана относительно колеса значительно отличается от плоскости).

Для удобства обработки сигналов датчиков пути и скорости желательно, чтобы 1 оборот ролика соответствовал пути автомобиля длиной в 1 м. Поэтому стенды для диагностирования большинства моделей грузовых автомобилей и автобусов имеют ролики с диаметром 318 мм. Окончательно диаметр ролика выбирается, из существующих стандартов горячекатаных труб [5] (ГОСТ 8731-74 и ГОСТ 8732-76).

Длина роликов (рис.1) зависит от конструктивных параметров шин и степени универсальности стенда [4]

$$\ell_p = \frac{B_H - B_{BH}}{2} + a, \quad (2)$$

где  $B_H$  – наибольшая наружная колея,  $B_H = 2,5$  м;  
 $B_{вн}$  – наименьшая внутренняя колея,  $B_{вн} = 1,2$  м;  
 $a = (0,1 \dots 0,15)$  – запас по длине, так как стенд предназначен исключительно для автомобиля КАМАЗ 53215, примем  $a = 0,1$  м.

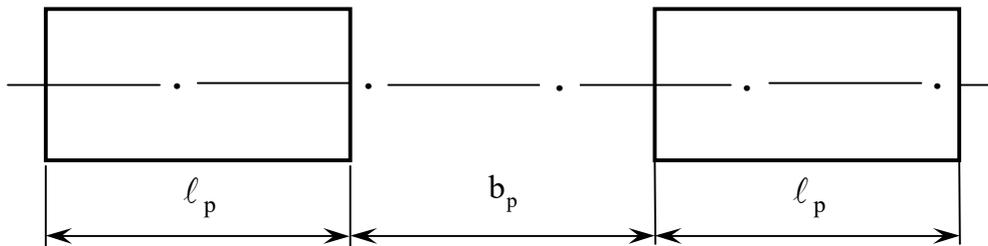


Рисунок 1 Основные размеры роликов

Расстояние между роликами (рис. 1) [4]

$$b_p = B_{вн} - a. \quad (3)$$

Чтобы при испытании автомобиля на стенде не произошел отрыв колеса от заднего ролика и автомобиль не выехал со стенда (рис.2), должно выполняться условие [4]

$$G''_{кз} \cdot \varphi \leq G'_{кз} + G_{кп} \cdot f + G''_{кз} \cdot f_p, \quad (4)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления колес с роликами;

$f$  и  $f_p$  – коэффициенты сопротивления качению колес по поверхности пола и роликам.

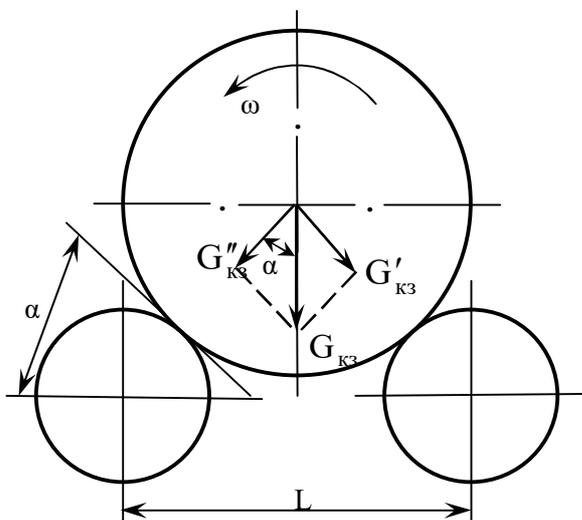


Рисунок 2. Схема взаимодействия колеса и ролика стенда проверки мощности

Если выразить силы через  $G_{кз}$  и принять, что  $G_{кп} \approx G_{кз}$ , то

$$G_{кз} \cdot \cos(\alpha) \cdot \varphi \leq G_{кз} \cdot \sin(\alpha) + G_{кз} \cdot f + G_{кз} \cdot \cos(\alpha) \cdot f_p \quad (5)$$

Так как ролики стальные, то

$$f \approx f_p \cdot \cos(\alpha) \quad (6)$$

Подставив выражение (6) в уравнение (5) и разделив обе части неравенства на  $G_{кз} \cdot \cos(\alpha)$ , можно получить

$$\varphi \leq \operatorname{tg}\alpha + 2 \cdot f_p \quad \text{или} \quad \operatorname{tg}\alpha \geq \varphi - 2 \cdot f_p. \quad (7)$$

Учитывая, что  $2 \cdot f_p$  в 10...15 раз меньше  $\varphi$ , приближенно можно считать, что

$$\operatorname{tg}\alpha \geq \varphi. \quad (8)$$

Если  $\varphi=0,5$ , то  $\alpha \geq 27^\circ$ . Практически  $\alpha \geq 30^\circ$ . Тогда расстояние между осями роликов [4]

$$L = 2 \cdot (R_k + R_p) \cdot \sin(\alpha) = R_k + R_p, \quad (9)$$

где  $R_k, R_p$  – соответственно радиусы колеса и ролика, м.

### 3.2 Определение параметров и выбор выталкивателя колес

При  $\alpha > 27^\circ$  стенд должен быть оборудован выталкивателем колес. Ход подъемника выталкивателя:

$$H = H' + h, \quad (10)$$

где  $H'$  – ход штока выталкивателя, м

$$H' = (R_p + R_k) \cdot (1 - \cos(\alpha)); \quad (11)$$

$h = 0,020...0,030$  – гарантированный зазор, м.

В качестве исполнительных механизмов подъемников используем пневмоподушки подвески автобусов. Подъемная сила выталкивателя должна быть больше силы веса, приходящейся на колесо, но т.к. выталкиватели конструктивно объединены с тормозом, блокирующим ролики в момент выезда автомобиля, то в этом случае усилие на штоке исполнительного механизма [4]

$$P \geq \frac{G_3}{2} + G_3 \cdot \cos(\alpha) \frac{\varphi}{\varphi_1}, \quad (12)$$

где  $\varphi_1$  – коэффициент трения между тормозной накладкой и роликом;  
 $G_3$  – сила веса, приходящаяся на задние колёса, Н

$$G_3 = m_3 \cdot g, \quad (13)$$

где  $m_3$  – масса снаряженного автомобиля, приходящаяся на задние колеса, по заданию кг;

$g$  – ускорение силы тяжести,  $g=9,81 \text{ м/с}^2$ .

Для уменьшения силы  $P$  колодки располагают под углом  $\beta = 45^\circ$  к вертикальной оси [4], тогда

$$P_1 \geq \frac{G_3}{2} + G_3 \cdot \cos(\alpha) \cdot \frac{\varphi}{\varphi_1} \cdot \cos(\beta). \quad (14)$$

Учитывая, то, что в расчетах используют  $\varphi=0,5$  [4], и то, что мы воспользуемся накладками от тормозных механизмов автомобилей, в состав которых входит коротковолокнистый асбест, наполнители в виде оксида цинка, железного сурика и связующее синтетические смолы, при использовании которых обеспечивающие  $\varphi_1=0,35$ .

В соответствии с ходом и усилием выбирают [6] элементы пенвмовытаткивателей. Основные параметры, которых сводятся в таблицу 4.

Площадь накладки  $F$  [мм<sup>2</sup>] определяется исходя из удельного давления [4]

$$F = \frac{G_3 \cdot \cos(\alpha) \cdot \frac{\varphi}{\varphi_1} \cdot \cos(\beta)}{2 \cdot P_0}, \quad (15)$$

где  $P_0 = 0,15...0,25$  – удельное давление, Н/мм<sup>2</sup>.

Таблица 4

Пример. Основные параметры двугофровых элементов подушечного типа

Параметры	Ед. из.	208-А-901
Типоразмер (длина оболочки по гофру × ширина)		50 × 8 $\frac{5}{8}$
Габаритные размеры в статическом положении: длина ширина высота	мм	736,6 219,07 152,4
Высота: минимальная максимальная	мм	38,9 215,9
Ход: сжатия отбоя полный	мм	63,5 63,5 127,0
Рабочее давление	кг/см <sup>2</sup>	3,17
Грузоподъемность при рабочем давлении	кг	5140

### 3.3 Расчет подшипников роликов

Подшипники роликов рассчитаем по динамической грузоподъемности [4]

$$C = P \cdot \rho \sqrt{\frac{L}{\alpha_1 \cdot \alpha_2}}, \quad (16)$$

где  $P$  – эквивалентная нагрузка, Н;

$\rho = 3$  для шариковых и  $\rho = 3,33$  для роликовых подшипников;

$\alpha_1$  – коэффициент надежности, [4] обычно  $\alpha_1 = 1$ ;

$\alpha_2$  – обобщенный коэффициент влияния качества металла и условий эксплуатации;

$L$  – ресурс, млн.об.

В опорах применяются двухрядные сферические самоустанавливающиеся подшипники, исключая нарушение нормальных условий работы при прогибе длинных валов и перекосах при монтаже, для них  $\alpha_2 = 0,5 \dots 0,6$  [4].

Расчет эквивалентной нагрузки ведется по формуле:

$$P = \frac{G_3 \cdot K_6 \cdot K_T}{z \cdot \cos(\alpha)}, \quad (17)$$

где  $z$  – число опор роликов стенда, ед;

$K_6$  – коэффициент безопасности, так как нагрузка с умеренными толчками,

то  $K_6 = 1,3 \dots 1,5$ ;

$K_T$  – температурный коэффициент, так как температура подшипников не превышает  $100^\circ \text{C}$ , то  $K_T = 1$ .

Ресурс рассчитывается исходя из средней частоты вращения роликов при  $V=60\text{км/ч}$  для грузовых автомобилей:

$$L = \frac{1000 \cdot V \cdot T \cdot n_{\text{см}} \cdot D_{\text{рг}} \cdot K_u \cdot A}{120 \cdot \pi \cdot R_p}, \quad (18)$$

где  $T$  – продолжительность смены, 8 ч;

$n_{\text{см}} = 1 \dots 1,5$  – число рабочих смен в сутки, ед;

$D_{\text{рг}}$  – число дней в году, примем  $D_{\text{рг}} = 305$  дн;

$K_u = 0,3 \dots 0,4$  – коэффициент использования стенда;

$A$  – срок службы стенда,  $A = 7$  год.

Должно соблюдаться условие  $C \leq C_{\text{паспорт}}$ .

#### 3.4 Расчет мощности, подводимой к инерционной массе стенда

Средняя мощность, подводимая к инерционной массе при разгоне автомобиля в интервале скоростей  $50 \dots 60$  км/ч определяется решением уравнения мощностного баланса в двух точках внешней скоростной характеристики – для скоростей 50 и 60 км/ч [4]

$$N = N_e - N_{\text{ва}} - N_{\text{тр}} - N_f - N_{\text{ст}}, \quad (19)$$

где  $N$  – мощность, подводимая к инерционному нагрузателю, кВт;

$N_e$  – мощность двигателя автомобиля по внешней скоростной характеристике, кВт;

$N_{\text{ва}}$  – мощность, затрачиваемая на привод вспомогательных агрегатов автомобиля, кВт;

$N_{\text{тр}}$  – потери мощности в трансмиссии, кВт;

$N_f$  – потери мощности на трение качения колес по роликам стенда, кВт;

$N_{\text{ст}}$  – потери мощности в механизмах стенда, кВт.

Частота коленчатого вала двигателя [4]

$$n_{\text{дв}} = \frac{2,65 \cdot V \cdot i_0}{R_k}, \quad (20)$$

где  $V$  – скорость автомобиля, км/ч;

$i_0$  – передаточное число главной передачи, по заданию  $i_0 = 5,94$ .

По формуле (20) рассчитывается частота вращения коленчатого вала для скорости 50 и 60 км/час.

Мощность двигателя автомобиля по внешней скоростной характеристике [4]

$$N_e = N_m \cdot \left( a \cdot \left( \frac{n_{\text{дв}}}{n_N} \right) + b \cdot \left( \frac{n_{\text{дв}}}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left( \frac{n_{\text{дв}}}{n_N} \right)^3 \right), \quad (21)$$

где  $N_m$  – максимальная мощность по паспорту, кВт;

$n_N$  – частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной мощности,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$a, b, c$  – коэффициенты, для дизельных двигателей:  $a=0,67, b=1,33, c=1,0$ .

Мощность, затрачиваемая на привод вспомогательных агрегатов [4]

$$N_{\text{ва}} = (1 - \eta_b) \cdot N_e, \quad (22)$$

где

$$\eta_b = 0,982 - \frac{n_{\text{дв}}}{10^5} - \frac{1,67 \cdot n_{\text{дв}}^2}{10^8}. \quad (23)$$

Потери мощности в агрегатах трансмиссии

$$N_{\text{тр}} = (1 - \eta_t) \cdot (N_e - N_{\text{ва}}), \quad (24)$$

где  $\eta_t$  – КПД трансмиссии

$$\eta_t = \eta_n - \frac{(2 + 0,025 \cdot V) \cdot G_3 \cdot V}{2,7 \cdot 10^6 (N_e - N_{\text{ва}})}, \quad (25)$$

где  $\eta_n$  – КПД трансмиссии при прямой передаче

$$\eta_n = 0,98^k \cdot 0,98^m \cdot 0,99^n, \quad (26)$$

где  $k, m, n$  – соответственно число пар цилиндрических и конических шестерён и карданных шарниров в трансмиссии при включенной прямой передаче:

Потери мощности на преодоление сил трения

$$N_f = \frac{f_p \cdot G_3 \cdot V}{3672}. \quad (27)$$

Для практических расчетов можно принять, что  $f_p$  не зависит от скорости и составляет [4]:  $f_p = 0,03$  при  $R_k \geq 0,49$  м.

Потери мощности в механизмах стенда

$$N_{ст} = \frac{1,4 + 2,8 \cdot 10^{-3} \cdot n_p}{1,36}, \quad (28)$$

где  $n_p$  – частота вращения роликов стенда,  $\text{мин}^{-1}$ :

$$n_p = \frac{30 \cdot V}{3,6 \cdot \pi \cdot R_p} = \frac{2,65 \cdot V}{R_p}. \quad (29)$$

Результаты вычислений сводятся в таблицу 5.

Мощностной баланс автомобиля

Таблица 5

V, км/ч	$N_e$ , кВт	$N_{ва}$ , кВт	$N_{тр}$ , кВт	$N_f$ , кВт	$N_{ст}$ , кВт	N, кВт
50						
60						

### 3.5 Расчет инерционной массы стенда

Инерционная масса стенда рассчитывается исходя из равенства кинетических энергий, запасаемых при разгоне автомобиля на дороге и на стенде.

При движении по дороге  $W_d$  [4]

$$W_d = \frac{m \cdot V^2}{2} + \frac{J_k \cdot \omega_k^2}{2}, \quad (30)$$

где  $m$  – масса автомобиля, по заданию кг;

$J_k$  – момент инерции всех колес автомобиля,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$\omega_k$  – угловая скорость колес,  $\text{с}^{-1}$ ;

$V$  – скорость автомобиля, м/с.

При движении на стенде [4]

$$W_c = \frac{J_{кз} \cdot \omega_k^2}{2} + \frac{J_p \cdot \omega_p^2}{2} + \frac{J_M \cdot \omega_M^2}{2}, \quad (31)$$

где  $J_{кз}$  – момент инерции задних колес,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$J_p$  – момент инерции всех роликов стенда,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$J_M$  – момент инерции инерционных масс,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$\omega_k, \omega_p, \omega_M$  – соответственно угловые скорости колес, роликов и масс,  $\text{с}^{-1}$ .

Так как  $W_d = W_c$ , то

$$\frac{m \cdot V^2}{2} + \frac{J_k \cdot \omega_k^2}{2} = \frac{J_{кз} \cdot \omega_k^2}{2} + \frac{J_p \cdot \omega_p^2}{2} + \frac{J_M \cdot \omega_M^2}{2}. \quad (32)$$

В формуле (31) можно заменить

$$\omega_k = \frac{V}{R_k}; \quad \omega_p = \frac{\omega_k \cdot R_k}{R_p}; \quad \omega_M = \frac{\omega_p}{i_{рм}}, \quad (33)$$

где  $i_{рм}$  – передаточное отношение между роликом и инерционной массой.

После подстановки (32) в (31) и преобразований можно получить равенство

$$m + \frac{J_k}{R_k^2} = \frac{J_{кз}}{R_k^2} + \frac{J_p}{R_p^2} + \frac{J_M}{R_p^2 \cdot i_{рм}^2}. \quad (34)$$

Отсюда [4]

$$J_M = i_{рм}^2 \cdot (R_p^2 \cdot m - J_p) + \frac{R_p^2}{R_k^2} \cdot i_{рм}^2 \cdot (J_k - J_{кз}). \quad (35)$$

Момент инерции одного ролика, изготовленного из горячекатаной трубы [4]

$$J_{p1} = \frac{m_p}{2} \cdot (R_p^2 - R_{вн}^2) = \frac{\pi \cdot (R_p^2 - R_{вн}^2)^2 \cdot \ell_p \cdot \gamma}{2}, \quad (36)$$

где  $m_p$  – масса ролика, кг;

$R_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр трубы, м;

$\gamma = 7,8 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup> – плотность стали.

Момент инерции колёс автомобиля [4]

$$J_{\text{кx}} = J_{\text{кc}} \left( \frac{R_{\text{кx}}}{r_{\text{кc}}} \right)^4, \quad (37)$$

где  $J_{\text{кx}}$  – искомый момент инерции;

$J_{\text{кc}}$  – справочный момент инерции.

Инерционные массы изготавливаются из стали в виде набора дисков.

Радиус дисков берется не более 0,3 м.

Ширина набора дисков

$$\ell_{\text{м}} = \frac{2 \cdot J_{\text{м}}}{\pi \cdot R_{\text{м}}^4 \cdot \gamma}. \quad (38)$$

Мощность, необходимая для разгона автомобиля на стенде в интервале скоростей  $V_1 \dots V_2$ :

$$N = \frac{J_{\Sigma p} \cdot \omega_{\text{ср}} \cdot \varepsilon}{1000}, \quad (39)$$

где  $J_{\Sigma p}$  – суммарный момент инерции вращающихся частей автомобиля и стенда,

приведенный к оси роликов, кг·м<sup>2</sup>;

$\omega_{\text{ср}}$  – средняя угловая скорость вращения роликов в интервале разгона, с<sup>-1</sup>.

Для грузовых автомобилей интервал разгона берётся в пределах 50...60 км/ч. На этих участках внешней скоростной характеристики без больших погрешностей можно считать, что

$$\omega_{\text{ср}} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}, \text{ а } \varepsilon = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\Delta t}, \quad (40)$$

где  $\omega_1$  и  $\omega_2$  – соответственно угловые скорости вращения роликов при скоростях

$V_1$  и  $V_2$ , рад/с;

$\Delta t$  – время разгона в интервале скоростей  $V_1$  и  $V_2$ , с.

Если выразить угловые скорости через линейные, то

$$\omega_{\text{ср}} = \frac{V_2 + V_1}{2 \cdot 3,6 \cdot R_p}, \quad \varepsilon = \frac{V_2 - V_1}{3,6 \cdot R_p \cdot \Delta t}. \quad (41)$$

Тогда,

$$N = \frac{J_{\Sigma p} (V_2^2 - V_1^2)}{1000 \cdot 2 \cdot 3,6 \cdot 3,6 \cdot R_p^2 \cdot \Delta t}. \quad (42)$$

Отсюда время разгона автомобиля на стенде

$$\Delta t = \frac{J_{\Sigma p} (V_2^2 - V_1^2)}{26 \cdot 10^3 \cdot N \cdot R_p^2}, \quad (43)$$

где  $J_{\Sigma p}$  – суммарный момент инерции вращающихся масс стенда, приведенный к оси роликов

$$J_{\Sigma p} = \frac{J_M}{i_{\text{рм}}^2} + \frac{J_{k_1} \cdot Z_k \cdot R_p^2}{R_k^2} + Z_p \cdot J_{p_1}, \quad (44)$$

где  $Z_k$  – число колёс на роликах стенда при контроле автомобиля, ед;  
 $Z_p$  – число вращающихся роликов стенда, ед.

Максимально допустимое время разгона при снижении мощности двигателя на 15%

$$\Delta t_M = 1,15 \cdot \Delta t. \quad (45)$$

В формулах (43) и (44)

$$N = \frac{N_{V_1} - N_{V_2}}{2}, \quad (46)$$

где  $N_{V_1}$  и  $N_{V_2}$  – мощности, подводимые к инерционному нагрузателю при скоростях  $V_2$  и  $V_1$ , рассчитанные по формуле (19), кВт.

Очевидно, что 2-й вариант предпочтительнее, т.к. металлоемкость меньше и выше эргономика, хотя и несколько ниже надежность из-за применения цепной передачи.

### 3.6 Расчет вала роликов на прочность

В выражении (19) для определения мощности, подводимой к нагрузателю исключим параметр  $N_{ст}$  (потери мощности в механизмах стенда) и получают мощность, подводимую от колёс автомобиля к роликам

$$N = N_e - N_{ва} - N_{тр} - N_f. \quad (47)$$

При максимальной линейной скорости автомобиля, принятой в расчете, определяют мощность, подводимую от колёс автомобиля к роликам по формуле (3.47)

Далее, определяют крутящий момент на ролике

$$M_{крп} = 9736 \cdot \frac{N}{n_p}. \quad (48)$$

Определим момент инерции на валу инерционной массы в интервале скоростей автомобиля 50-60 км/ч [7]:

$$M_{инм} = J_m \cdot \varepsilon_m, \quad (49)$$

где  $\varepsilon_m$  – угловое ускорение инерционной массы, рад/с<sup>2</sup>.

Учитывая, что между валом роликов и инерционной массой стоит ускоряющая передача, то используя формулу (40), получим

$$\varepsilon_m = \frac{V_2 - V_1}{3,6 \cdot R_p \cdot \Delta t \cdot i_{рм}}. \quad (50)$$

Нанесем полученные значения моментов и линейные размеры на расчетную схему (рис.3), при этом  $AB = \ell_p$ ,  $BC = b_p / 2$ ,  $AA' = \ell_p / 2$ .

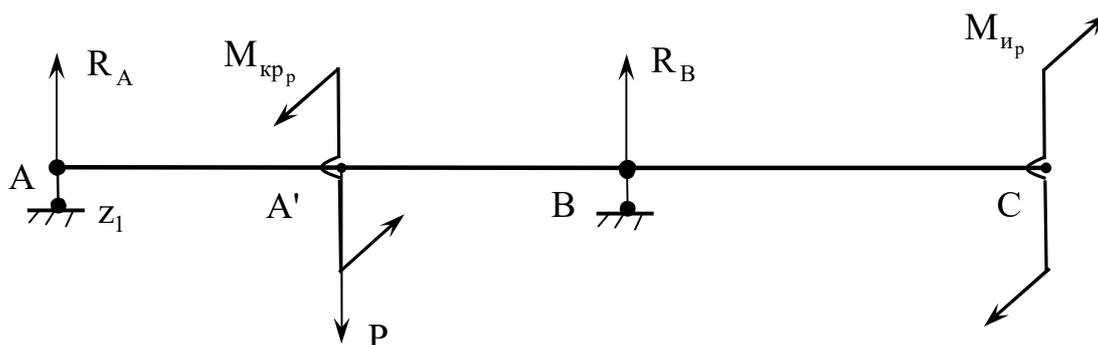


Рисунок 3 Схема сил и моментов, действующих на вал роликов

Валы, работающие на кручение и изгиб, в процессе проектирования рассчитывают на статическую прочность по наибольшим кратковременным усилиям, а так же на выносливость по длительно действующим переменным усилиям [8].

Произведем расчет вала на статическую прочность по следующей методике [8].

На вал действует вертикальная сила  $P$ , два внешних момента  $M_{кр}$ ,  $M_{ин}$ , вызывающих деформацию кручения. Материал вала [7] – сталь 40Х, предел текучести  $\sigma_T = 800$  МПа, предел прочности  $\sigma_B = 1000$  МПа.

Установим общий нормативный коэффициент запаса прочности  $[n]$ , как произведение трех частных коэффициентов:

$$[n] = [n_1] \cdot [n_2] \cdot [n_3], \quad (51)$$

где  $[n_1]$  – коэффициент, учитывающий неточность в определении нагрузок и

напряжений, принимаем  $[n_1] = 1,3$  (учитываем среднюю точность определения напряжений);

$[n_2]$  – коэффициент, учитывающий неоднородность материала, повышенную его чувствительность к недостаткам механической обработки, в соответствии с [8] при  $\sigma_T / \sigma_B = 0,8$ ,  $[n_2] = 1,95$ ;

$[n_3]$  – коэффициент условий работы, учитывающий степень ответственности детали,  $[n_3] = 1,3$  (учитываем среднюю степень ответственности детали).

Допускаемое напряжение

$$[\sigma] = [\sigma_T] / [n]. \quad (52)$$

Используя уравнения равновесия, определяют реакции опор, [8]

$$\begin{aligned} \sum M_A &= -P \cdot AA' + R_B \cdot AB = 0, \\ \sum Y &= R_A + R_B - P = 0 \end{aligned}$$

откуда

$$R_B = P \cdot AA' / AB$$

$$R_A = P - R_B$$

Для определения опасного сечения вала строят эпюры поперечных сил и изгибающих моментов (рис. 4), используя метод сечений.

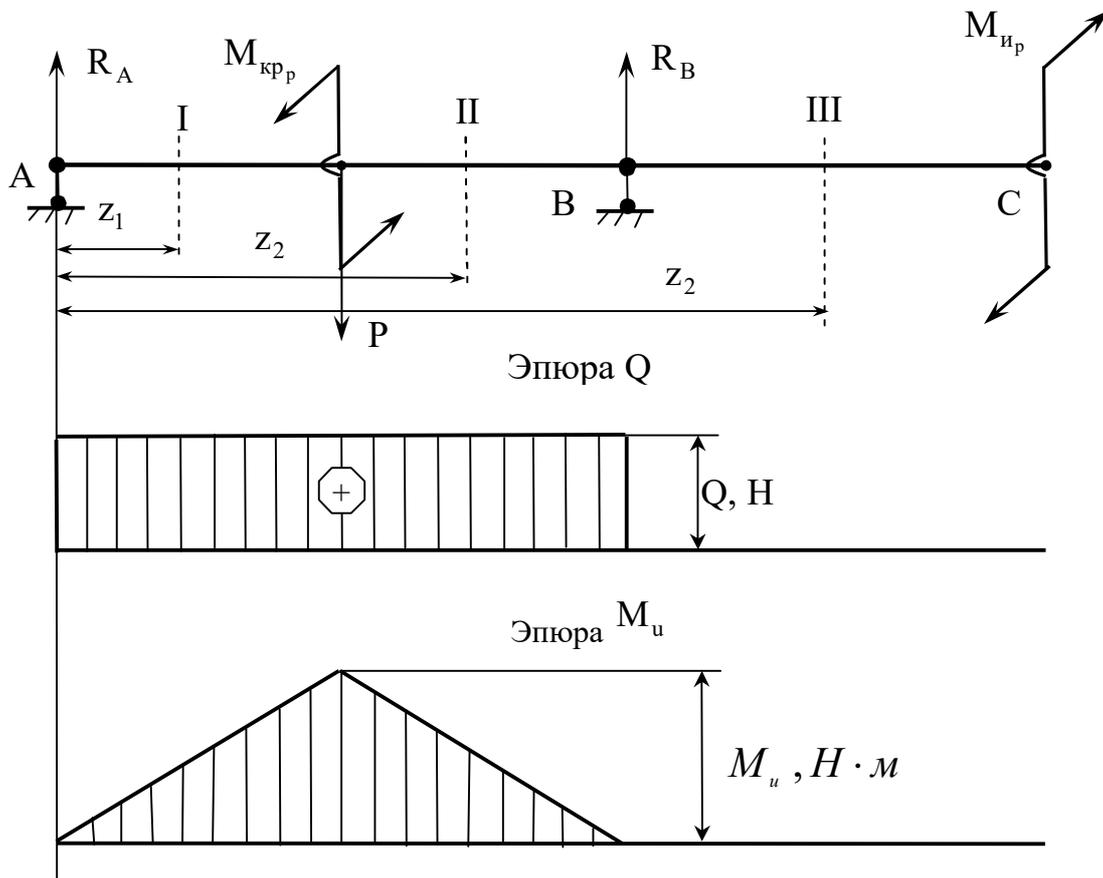


Рисунок 4. Эпюры поперечных сил и изгибающих моментов

Также необходимо построить эпюру крутящего момента (рис. 5). Для определения крутящих моментов, возникающих в сечениях вала под действием внешних скручивающих моментов, применяют метод сечений [8].

Определим диаметр вала в опасном сечении  $A'$  [8], где действует наибольший изгибающий момент (рис. 4)  $M_u$  и крутящий момент (рис. 5)  $M_{кр}$ .

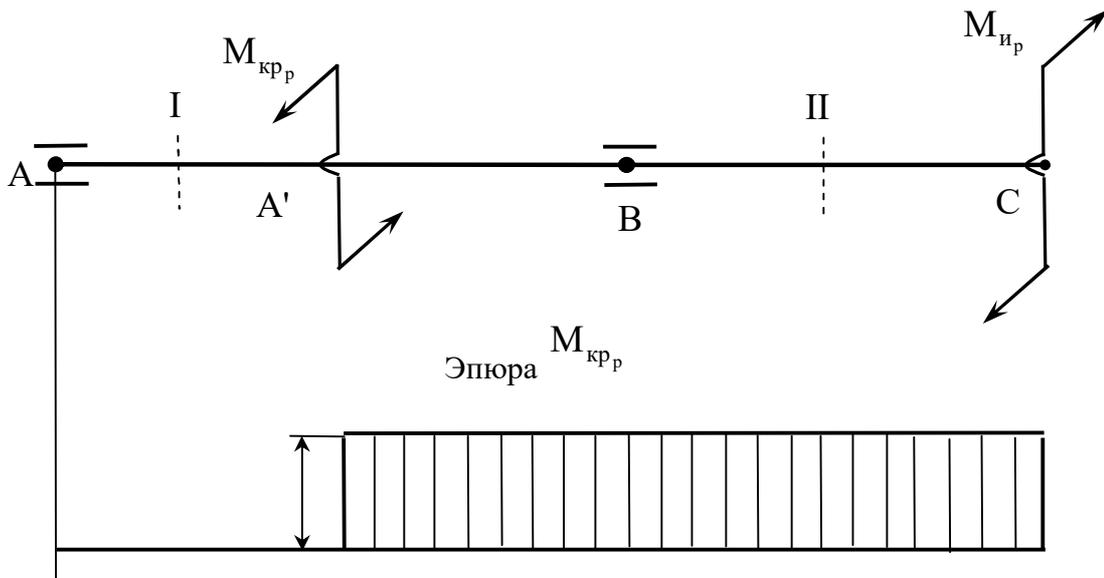


Рисунок 5. Построение эпюры изгибающих моментов

Для подбора сечения применим 4-ю гипотезу прочности [8]

$$W \geq \frac{\sqrt{M_u^2 + 0,75 \cdot M_{кр}^2}}{[\sigma]}, \quad (53)$$

где  $W$  – осевой момент сопротивления сечения вала,  $м^3$ .

Для круглого сечения момент сопротивления определяется выражением

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}, \quad (54)$$

где  $d$  – диаметр вала, м.

Подставив выражение (3.54) в (3.53) и выразив диаметр вала получим следующее условие

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \sqrt{M_u^2 + 0,75 \cdot M_{кр}^2}}{\pi \cdot [\sigma]}}. \quad (3.55)$$

Расчет вала на сопротивление усталости. Уточненные расчеты на сопротивление усталости отражают влияние разновидности цикла напряжений, статических и усталостных характеристик материалов, размеров, формы и состояния поверхности [9]. Расчет производят путем проверки коэффициента запаса прочности [9].

Для опасного сечения А' определяют расчетный коэффициент запаса прочности и сравнивают его с допускаемым значением:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (56)$$

где  $S_\sigma$  и  $S_\tau$  – коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям, определяемые по зависимостям:

$$S_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_\alpha}; \quad (57)$$

$$S_\tau = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_\alpha}, \quad (58)$$

где  $\sigma_\alpha$  и  $\tau_\alpha$  – амплитуды напряжений цикла в круглом сечении, МПа

$$\sigma_\alpha = \frac{M_u}{W}; \quad (59)$$

$$\tau_\alpha = \frac{M_{кр}}{4 \cdot W}; \quad (60)$$

$(\sigma_{-1})_D$  и  $(\tau_{-1})_D$  – пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении

$$(\sigma_{-1})_D = \sigma_{-1} / (K_\sigma)_D; \quad (61)$$

$$(\tau_{-1})_D = \tau_{-1} / (K_\tau)_D, \quad (62)$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле нагружений изгиба и кручения, [9]  $\sigma_{-1}=410$  МПа,  $\tau_{-1}=240$  МПа;

$(K_\sigma)_D$  и  $(K_\tau)_D$  – коэффициенты концентрации напряжений для данного сечения вала, находятся по зависимостям:

$$(K_\sigma)_D = \left( \frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_v}; \quad (63)$$

$$(K_\tau)_D = \left( \frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_v}, \quad (64)$$

где  $K_\sigma$  и  $K_\tau$  – коэффициенты концентрации напряжений, [9]  $K_\sigma = K_\tau = 1$ ;

$K_d$  – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения, [9] изгиб для легированной стали  $K_d = 0,78$ , кручение для всех сталей  $K_d = 0,682$ ;

$K_F$  – коэффициент влияния шероховатости, [9]  $K_F = 1$ ;

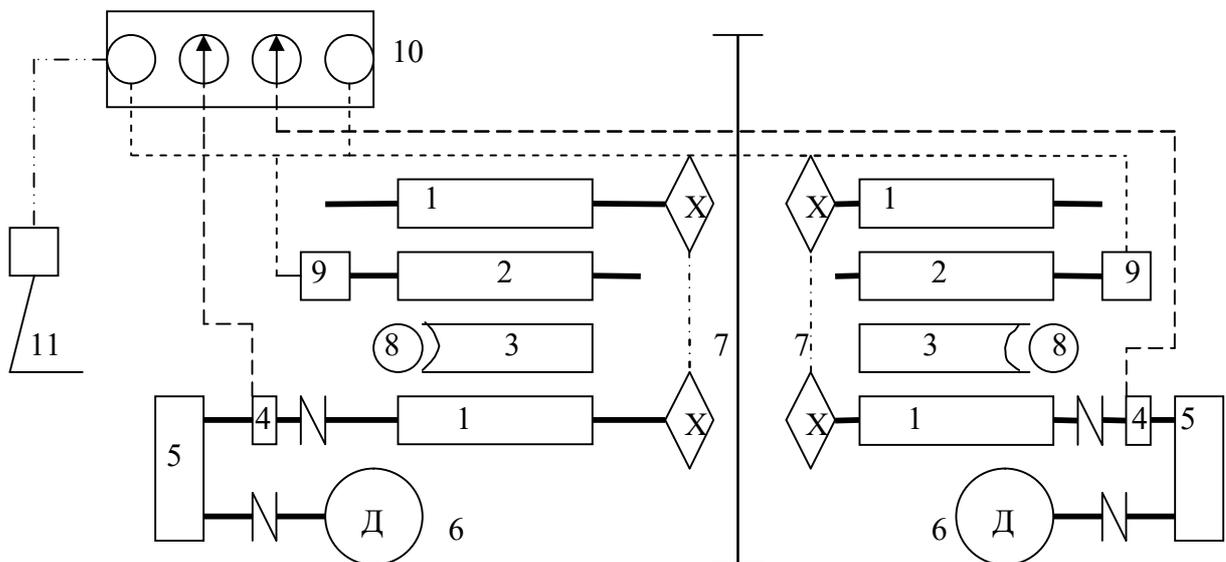
$K_v$  – коэффициент влияния поверхности упрочнения, [9]  $K_v = 1,5$ .

#### 4. Роликовые стэнды для проверки тормозной системы

##### 4.1. Типы стэндов для проверки тормозных систем

Стэнды для проверки тормозов подразделяются на инерционные и силовые.

Наибольшее распространение получили стэнды силового типа. Принцип действия этих стэндов основан на измерении тормозной силы, развиваемой на каждом колесе, при принудительном вращении заторможенных колес от роликов стэнда. Принципиальная схема такого стэнда показана на рисунке 6.



1. Ролик. 2. Антиблокировочный ролик. 3. Подъемник. 4. Датчик тормозной силы. 5. Редуктор. 6. Электродвигатель. 7. Цепная передача. 8. Колесо-отбойник. 9. Датчик скорости. 10. Пуль управления. 11. Блок дистанционного управления.

Рисунок 6. Принципиальная схема роликового силового стэнда для проверки тормозной системы

Стенд состоит из 2-х пар роликов соединенных цепной передачей, пульта управления. Каждая пара роликов имеет собственный автономный привод, с встроенным редуктором. Стенд имеет систему сигнализации блокировки колес. При торможении колеса происходит уменьшение скорости вращения промежуточного антиблокировочного ролика, в то время как скорость ведущих роликов остается неизменной. При уменьшении скорости вращения антиблокировочного ролика на 20-40 % приводит к срабатыванию системы сигнализации и отключению привода вращения ведущих роликов.

Принцип работы стенда заключается в следующем. Автомобиль устанавливается на ведущие ролики стенда. Включается электродвигатель привода роликов. Оператор, сидя в машине нажимает на педаль тормоза в режиме «экстренного торможения». Создается тормозной момент, который через ролики - редуктор передается на датчик тормозных усилий. Он определяет усилие и преобразует его в сигнал, который передается на измерительное устройство на пульте управления.

Измерения могут производиться как в автоматическом режиме 20 авт/час, так и ручном 10 авт/час.

Основное достоинство такого стенда является компактность и малая энергоемкость.

К недостаткам можно отнести ограничение измеряемой тормозной силы, силой сцепления колеса автомобиля с ведущим роликом стенда. Поэтому на ролики наносят насечку или специальное покрытие увеличивающее сцепление роликов и колес.

#### 4.2. Особенности расчета роликовых тормозных стендов

В начале определяют геометрические характеристики ведущих роликов аналогично методике изложенной при расчете стенда для проверки мощности.

Передаточное число редуктора  $i_p$  по следующей зависимости

$$i = \frac{0.377 \cdot n_c \cdot R_p}{V}, \quad (65)$$

где  $V = 4 \dots 6 \frac{\text{км}}{\text{час}}$  - линейная скорость движения автомобиля;

$n_c$  - частота вращения роликов;

$R_p$  - радиус роликов стенда.

Мощность электродвигателя рассчитывается по формуле

$$N = P_m \frac{R_p \cdot n_c}{9470 \cdot \eta_p \cdot i_p}, \quad (66)$$

где  $P_m$  - максимальное затормаживающее усилие (67), Н;

$\eta_p$  - к.п.д. редуктора.

Мощность двигателя выбирается из условия обеспечения вращения роликов при максимальном затормаживающем усилии

$$P_m = \frac{G_k}{\cos \lambda} (\varphi + f_p), \quad (67)$$

где  $G_k$  - вес части автомобиля приходящийся на ведущие ролики (рис.7);  
 $\varphi = 0.56$  – коэффициент сцепления материала колеса и ролика стенда;  
 $f_p = 0.03$  – коэффициент трения качения колеса по роликам стенда.

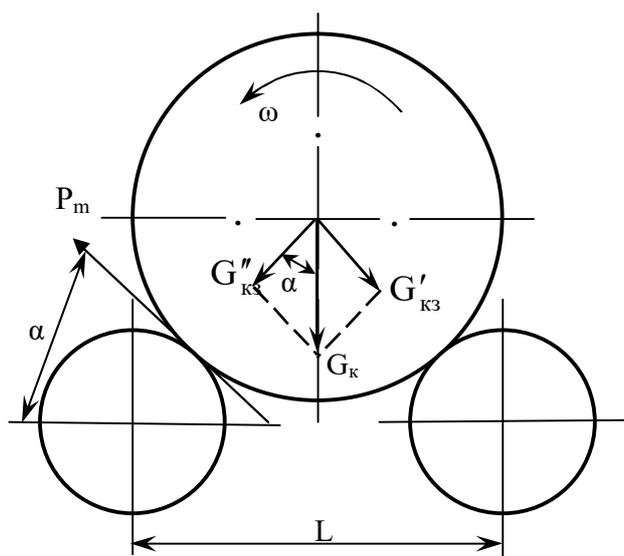


Рисунок 7. Схема для определения веса действующего на ролики стенда

С учетом мощности электродвигателя окончательно подбирают редуктор и уточняют линейную скорость движения автомобиля, которая не должна превышать  $2 \dots 6 \frac{\text{км}}{\text{час}}$ .

Выбор и расчет подшипников и валов роликов производится аналогично методике изложенной в разделе по расчету стенда для измерения мощности двигателя автомобиля.

## 5. Технология применения технического обслуживания и ремонта тяговых стендов

Тяговые стенды относят к средствам испытаний, в которые входят и средства измерений. Средства измерений, входящие в состав тягового стенда, подлежат поверке, а весь стенд в целом – аттестации, что связано с изменением их метрологических характеристик в процессе эксплуатации.

На АТП общего пользования и на СТО автотехобслуживания рекомендуется производить ведомственную поверку. В этом случае обеспечивается совмещение поверки с работами по техническому обслуживанию и ремонту стенда [2].

Техническое обслуживание спроектированного стенда проводится один раз в год. При этом производится осмотр рамы барабанного механизма и инерционных масс, сварных швов роликов, вала роликов и инерционных масс на наличие трещин и прочих дефектов. При обнаружении в сварных швах дефектов их устраняют. При повреждении валов роликов и инерционных масс производится в обязательном порядке их замена на новые. Болтовые соединения при необходимости подтягивают.

Ролики очищают моющим составом и измеряют их диаметр, при уменьшении диаметра на 3-5 мм ролики необходимо заменить.

Производится смазка опорных подшипников вала роликов и инерционных масс. Подтяжка и смазка цепи.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1 Основы эксплуатационной диагностики автомобилей. /Говорущенко Н.Я. – Харьков, 1967. – 42 с.

2 Современные средства диагностирования тягово-экономических показателей: Учеб. пособие для ПТУ /А.М. Хазаров, В.С. Гернер, З.А. Зарецкий. – М.: Высш. шк., 1990. – 63 с.

3 Тяговый расчет автомобиля, методические указания к курсовой работе по разделу «Теория, основы расчета и анализ работы тракторов и автомобилей», (специальность 1509 – Механизация сельского хозяйства), Иваново 1986. – 50 с.

4 Основы расчета нестандартного оборудования для технического обслуживания и текущего ремонта автомобилей: Учебное пособие. /Кудрин А.И.– Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. – 168 с.

5 Стальные и чугунные трубы. Справочник. Стрижак В.И. – М.:Металлургия, 1982, – 253 с.

6 Пневматическая подвеска автомобилей. Равкин Г.О. под редакцией к.т.н. Лапина А.А., Москва, 1962. – 365 с.

7 Сопротивление материалов: Пособие по решению задач. 6-е изд., перераб. и доп. /Миролюбов И.Н., Алмаметов Ф.З., Курицын Н.А., Изотов И.Н., Яшина Л.В. – СПб.: Издательство «Лань», 2004. – 512 с.

8 Сопротивление материалов: Учебник для вузов. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1979. – 312 с.

9 Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроит. спец. техникумов. /Дунаев П.Ф., Леликов О.П. – 2-е изд., перераб. и доп. – Высш. шк., 1990. – 399 с.