

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Северо-Кавказский федеральный университет»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к практическим занятиям

по дисциплине «Основы проектирования технологического оборудования»
для студентов направления подготовки

23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов
(Направленность (профиль) «Автомобили и автомобильное хозяйство»)

СОДЕРЖАНИЕ

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №1. Изучение устройства и методики расчета основных параметров электромеханического подъемника	4
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №2. Изучение устройства и методики расчета основных параметров электрогидравлического подъемника ...	16
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №3. Изучение устройства и методики расчета основных параметров пневматического подъемника	31
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №4. Изучение устройства и методики расчета основных параметров цепного толкающего конвейера	45
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №5. Изучение устройства и методики расчета основных параметров струйной моечной установки	57
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №6. Изучение устройства и методики расчета основных параметров силового барабанного тормозного стенда	73
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №7. Изучение устройства и методики расчета основных параметров стенда с беговыми барабанами для диагностики установки управляемых колес автомобилей	85
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №8. Изучение устройства и методики расчета основных параметров стенда для диагностики автомобилей по тягово-динамическим показателям	96
ПРИЛОЖЕНИЕ А (справочное). Справочные данные для расчетов основных параметров технологического оборудования	109

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №1

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПОДЪЕМНИКА

1.1 ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Изучение устройства и практическое закрепление методов расчета основных параметров электромеханических подъемников. Знание этой методики необходимо для проектирования новых и модернизации устаревших моделей подъемников.

1.2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Электромеханические подъемники предназначены для поднятия автомобилей или отдельных их элементов при выполнении работ на постах технического обслуживания (ТО) и текущего ремонта (ТР). По исполнению подъемники классифицируются на стационарные и передвижные. В зависимости от количества грузоподъемных стоек электромеханические подъемники могут быть одно-, двух-, трех-, четырех-, шести- и восьмистоечные. Грузоподъемность электромеханических подъемников обычно находится в пределах от 2,5 до 16 тонн. По месту установки подъемники делятся на две группы: напольные и канавные. Напольные подъемники устанавливаются на полу помещения и предназначены для поднятия всего автомобиля. Канавные подъемники устанавливаются в осмотровых канавах и предназначены для вывешивания отдельных мостов автомобиля, а также снятия и установки аг-

регатов и узлов. К подъемникам канавного типа можно также отнести грузоподъемные траверсы, которые предназначены для вывешивания мостов автомобилей, установленных на напольных платформенных подъемниках. Выбор того или иного типа подъемника производится в зависимости от типа поднимаемых автомобилей, их собственного веса, а также видов работ, которые предполагается выполнять на поднимаемых автомобилях.

Основным элементом электромеханических подъемников в подавляющем большинстве случаев является грузовая винтовая передача, поэтому электромеханические подъемники часто называют винтовыми. На рисунке 1.1 изображена типовая кинематическая схема стойки винтового электромеханического подъемника с вращающимся грузовым винтом, работающим на растяжение. Крутящий момент электродвигателя через механическую передачу (зубчатую, цепную, ременную или другого типа) передается на грузовой винт 2, установленный в металлоконструкции стойки 1. При вращении грузового винта гайка 3 перемещается вверх или вниз, в зависимости от направления вращения винта. Гайка крепится в подхвате 4 с реактивными роликами 5, посредством которого и осуществляется подъем автомобиля. Реактивные ролики перекатываются по направляющим стойки и служат для исключения воздействия на винт изгибающего момента от веса груза G_r , действующего на подхват. Винт вращается в радиальных подшипниках 6, а в верхней части – подвешен на упорном подшипнике 7. При этом тело винта испытывает напряжение растяжения, что исключает возможность потери устойчивости, которая может произойти при сжатии длинных стержней.

В многостоечных электромеханических подъемниках конструкции стоек в большинстве случаев унифицированы. При этом привод вращения грузового винта или гайки (приводной электродвигатель и механическая передача) может быть индивидуальным (на каждую стойку), центральным (один на все стойки) или комбинированным (несколько групп стоек, каждая из которых имеет центральный привод). Передача вращения между винтами или гайками стоек при центральном или комбинированном приводах осуществ-

ляется посредством цепных или карданных передач.

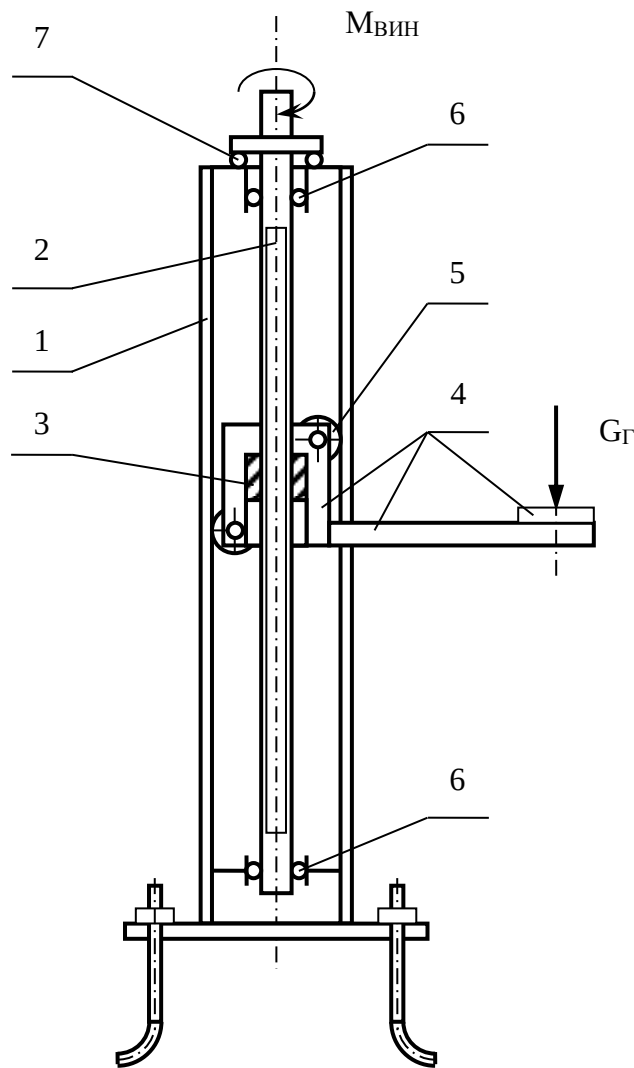


Рисунок 1.1 – Кинематическая схема стойки электромеханического подъемника

К основным параметрам электромеханических подъемников относятся следующие показатели:

- высота подъема автомобиля;
- время подъема на максимальную высоту;
- скорость подъема автомобиля;
- параметры резьбы грузовой пары «винт-гайка» (наружный, внутренний, средний диаметры и шаг резьбы);

- передаточное отношение винтовой передачи;
- передаточное отношение привода;
- мощность электродвигателей привода.

Высота подъема автомобиля назначается с учетом обеспечения удобных и безопасных условий работы слесаря в процессе ТО или ТР автомобиля и с учетом вида выполняемых работ. Максимальная высота подъема для напольных электромеханических подъемников различных моделей обычно находится в пределах 1,5...2,0 м, для канавных подъемников – 0,5...0,8 м. Для проектных расчетов можно принимать следующие величины: для напольных подъемников - $H_H^{MAX} = 2,0$ м, для канавных подъемников – $H_K^{MAX} = 0,8$ м.

Время подъема на максимальную высоту T_{MAX} , с, как правило, задается. Данный параметр находится в пределах 30...180 с. При этом большие значения принимаются для подъемников большой грузоподъемности, предназначенных для грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности и автобусов средней и большой вместимости, а меньшие значения – для подъемников малой грузоподъемности, предназначенных для легковых автомобилей, грузовых автомобилей малой грузоподъемности и микроавтобусов.

Скорость подъема, V_{Π} , м/с, определяется по формуле:

$$V_{\Pi} = \frac{H_{MAX}}{T_{MAX}} = \frac{n_B \cdot S}{60}, \quad (1.1)$$

где n_B - частота вращения винта (или гайки), об/мин;

S - шаг резьбы винтовой пары, м.

Параметры резьбы грузовой пары «винт-гайка» определяются из расчета на прочность. Внутренний диаметр резьбы d_1 , м, предварительно определяют из расчета на растяжение по уменьшенному (примерно на 30%) допускаемому напряжению:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot G_i \cdot 10^{-3}}{0,7 \cdot \pi \cdot [\sigma_p]}}, \quad (1.2)$$

где G_i - часть поднимаемого веса, приходящаяся на одну стойку, КН; ее величина определяется исходя из максимальной грузоподъемности G_{MAX} , КН, и числа рабочих стоек подъемника m , шт.:

$$G_i = G_{MAX} / m;$$

$[\sigma_p]$ - допустимые напряжения растяжения для материала винта, МПа; величина допустимых напряжений растяжения рассчитывается исходя из предела текучести материала винта σ_T и допустимого значения запаса прочности $[n]$: $[\sigma_p] = \sigma_T / [n]$; при выполнении проектных расчетов для стальных винтов подъемников можно принимать $\sigma_T = 300$ МПа и $[n] = 4 \dots 5$ ед.

Рассчитанный по формуле 1.2 внутренний диаметр резьбы округляется до ближайшего значения, соответствующего ГОСТ 10177-82 для упорной резьбы. Для передачи «винт-гайка» электромеханических подъемников наиболее часто употребляют именно эту резьбу, так как нагрузка на винтовую передачу имеет односторонний характер. Угол наклона рабочей стороны профиля мал - всего 3° . Угол наклона нерабочей стороны профиля 30° .

По рассчитанному внутреннему диаметру резьбы в соответствие с ГОСТ 10177-82 подбираются остальные параметры резьбы (см. таблицу А1, приложение А), а именно:

- d - наружный диаметр, м;
- d_2 - средний диаметр, м;
- S - шаг резьбы, м.

Рабочие поверхности витков резьбы винта и гайки разрушаются вследствие изнашивания, в большинстве случаев именно износ резьбы служит причиной выхода из строя винтовых пар, поэтому расчет высоты гайки H_g ,

м, необходимо проводить по допускаемому давлению в витках резьбы. При этом расчет производится по формуле:

$$H_r = \frac{2 \cdot G_i \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot d_2 \cdot [p]}, \quad (1.3)$$

где $[p]$ - допустимое давление в резьбе, МПа; для винтовых пар состоящих из материалов: закаленная сталь - бронза $[p] = 12...13$ МПа; закаленная сталь – пластмасса (капрон, поливинилхлорид, полиформальдегид) $[p] = 5...6$ МПа.

Передаточное отношение винтовой передачи U_B , об/м, зависит от шага резьбы и определяется по следующей зависимости:

$$U_B = \frac{n_B}{60 \cdot V_{II}} = \frac{n_B \cdot 60}{60 \cdot n_B \cdot S} = \frac{1}{S}, \quad (1.4)$$

При этом частота вращения винта (или гайки) n_B , об/мин, будет равна:

$$n_B = 60 \cdot U_B \cdot V_{II} = \frac{V_{II} \cdot 60}{S}, \quad (1.5)$$

Общее передаточное отношение привода стойки $U_{ОБЩ}$, об/м, определяется по формуле:

$$U_{ОБЩ} = \frac{n_э}{60 \cdot V_{II}} = U_B \cdot U_{ПЕР}, \quad (1.6)$$

где $n_э$ - частота вращения вала электродвигателя, об/мин; для проектных расчетов рекомендуется принимать $n_э = 1500$ или 1000 об/мин;

$U_{ПЕР}$ - передаточное отношение механической передачи (ременной, цепной, зубчатой, червячной и пр.) от электродвигателя к винту (или гайке).

При этом передаточное отношение механической передачи от электродвигателя к винту будет равно:

$$U_{\text{ПЕР}} = U_{\text{ОБЩ}} / U_{\text{В}}. \quad (1.7)$$

Мощность $N_{\text{Эi}}$, КВт, электродвигателя при индивидуальном виде привода каждой стойки подъемника определяется в зависимости от части веса, приходящегося на эту стойку, и общего коэффициента полезного действия (КПД) привода стойки:

$$N_{\text{Эi}} = \frac{V_{\text{П}} \cdot G_{\text{i}} \cdot 10^{-3}}{\eta_{\text{ОБЩ}}}, \quad (1.8)$$

где $\eta_{\text{ОБЩ}}$ - общий КПД привода стойки; с учетом потерь на трение в резьбе винтовой передачи для проектных расчетов можно принимать $\eta_{\text{ОБЩ}} = 0,3$.

В случае установки на многостоечном подъемнике центрального приводного электродвигателя его мощность $N_{\text{Э}}$, КВт, будет равна:

$$N_{\text{Э}} = \frac{V_{\text{П}} \cdot G_{\text{МАХ}} \cdot 10^{-3}}{\eta_{\text{ОБЩ}}}, \quad (1.9)$$

1.3 АППАРАТУРА И МАТЕРИАЛЫ

При выполнении лабораторной работы требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) подъемник напольный четырехстоечный платформенный электромеханический для легковых автомобилей модели П-178Д;
- 2) штангенциркуль;
- 3) линейка (длина 500 мм);

- 4) рулетка (длина 2,0 м);
- 5) секундомер.

1.4 УКАЗАНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ

При выполнении лабораторной работы обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

- 1) проверить состояние заземления металлоконструкции подъемника;
- 2) при выполнении замеров геометрических параметров элементов винтовой передачи и редуктора привода стойки выключить электропитание подъемника и на выключателе повесить табличку «Не включать»;
- 3) при включении привода подъемника следить, чтобы на его платформах или под ними не находились люди;
- 4) при изучении механизма передачи крутящего момента к стойкам подъемника следить, чтобы в желоба для цепной передачи не попадали посторонние предметы.

1.5 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Лабораторную работу рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) изучить устройство грузоподъемных стоек и механизма передачи крутящего момента от ведущей стойки к ведомым стойкам подъемника модели П-178Д;
- 2) измерить максимальную высоту подъема платформы и время подъема платформы на максимальную высоту;
- 3) измерить параметры грузовой пары «винт – гайка» подъемника модели П-178Д;
- 4) выполнить проверочный расчет грузовой пары «винт – гайка», ис-

пользуя величины ранее измеренных параметров и данные технической характеристики подъемника модели П-178Д;

5) рассчитать мощность приводного электродвигателя подъемника модели П-178Д;

6) сравнить расчетные величины с техническими показателями подъемника и, на основании результатов сравнения, дать соответствующее заключение;

7) составить кинематическую схему, дать краткое описание и выполнить проектный расчет основных параметров электромеханического подъемника на основании исходных данных, выбранных из таблицы 1.1 в соответствии с индивидуальным вариантом студента.

Таблица 1.1 – Исходные данные для выполнения расчета основных параметров электромеханического подъемника

Вариант	Тип подъемника	Число грузоподъемных стоек	Максимальная высота подъема, м	Грузоподъемность, КН	Время подъема на максимальную высоту, с
1	Напольный	4	1,7	20	30
2	Напольный	4	1,8	25	35
3	Напольный	4	1,9	30	40
4	Напольный	4	2,0	35	45
5	Канавный	2	0,5	40	50
6	Канавный	2	0,6	50	30
7	Канавный	2	0,7	60	35
8	Канавный	2	0,8	80	40
9	Напольный	6	1,6	100	45
10	Напольный	6	1,7	160	50
11	Напольный	2	1,8	20	30
12	Напольный	2	1,9	25	35
13	Напольный	2	2,0	30	40
14	Напольный	2	1,9	35	45
15	Напольный	4	1,8	40	50
16	Напольный	4	1,7	50	30
17	Напольный	4	1,6	60	35
18	Напольный	4	1,5	80	40
19	Напольный	8	1,6	100	45
20	Напольный	8	1,7	160	50
21	Напольный	1	1,8	20	30
22	Напольный	1	1,9	25	35

23	Канавный	1	0,5	30	40
24	Канавный	1	0,6	35	45
25	Канавный	1	0,7	40	50

1.6 СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА И ЕГО ФОРМА

Отчет по работе выполняется каждым студентом самостоятельно и должен включать в себя следующие материалы:

- наименование и цель работы;
- техническая характеристика, описание назначения, устройства и принципа действия электромеханического подъемника модели П-178Д (с указанием величин измеренных параметров);
- проверочный расчет параметров подъемника, выводы по результатам расчетов;
- кинематическую схему и проектные расчеты основных параметров подъемника, выполненные на основании исходных данных, выбранных из таблицы 1.1 в соответствии с индивидуальным вариантом студента;
- дату выполнения и подпись студента.

Отчет оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Основы проектирования технологического оборудования» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

1.7 КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ И ЗАЩИТА РАБОТЫ

Для оценки уровня усвоения материала лабораторной работы рекомендуется следующий перечень контрольных вопросов:

- 1) составить кинематическую схему, пояснить устройство и принцип работы грузоподъемных стоек и механизма передачи крутящего момента от ведущей стойки к ведомым стойкам электромеханического подъемника;

- 2) какие исходные данные используются для расчета основных параметров электромеханических подъемников;
- 3) какие материалы используются для изготовления деталей грузовой пары «винт-гайка» электромеханического подъемника;
- 4) по какой формуле производится предварительное определение диаметра грузовой пары «винт – гайка» электромеханического подъемника;
- 5) по какой формуле производится определение высоты гайки винтовой пары электромеханического подъемника;
- 6) от каких факторов зависит величина передаточного отношения винтовой передачи;
- 7) как рассчитывается общее передаточное отношение привода электромеханического подъемника;
- 8) как рассчитывается мощность приводных электродвигателей многостоечного электромеханического подъемника при индивидуальном виде привода каждой стойки;
- 9) как рассчитывается мощность приводного электродвигателя многостоечного электромеханического подъемника в случае применения центрального приводного электродвигателя на все стойки подъемника.

Защита лабораторной работы производится индивидуально каждым студентом только при наличии отчета по лабораторной работе, оформленного в соответствие с вышеприведенными требованиями.

1.8 ЛИТЕРАТУРА

1.8.1 Основная литература

1.8.1.1 Сарбаев В.И., Селиванов С.С., Коноплев В.Н., Демин Ю.Н. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: механизация и экологическая

безопасность производственных процессов / Серия «Учебники, учебные пособия». – Ростов н/Д: «Феникс», 2004. – 448 с.

1.8.1.2 Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов / Е.С. Кузнецов, А.П. Болдин, В.М. Власов и др.; под ред. Е.С. Кузнецова – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Наука, 2001. – 535 с.

1.8.1.3 Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: Учебник для студентов учреждений сред. проф. образования / В.М. Власов, С.В. Жанказиев, С.М. Круглов и др.; под ред. В.М. Власова. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 480 с.

1.8.2 Дополнительная литература

1.8.2.1 Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 2. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 912 с.: ил.

1.8.2.2 Техническое обслуживание автомобилей (учебник для автодорожных техникумов) доц. Ершов Б.В., Залетаев М.В., инж. Ульянецкий А.М. и Юрченко М.А. «Вища школа», 1969, 446 стр.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №2

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПОДЪЕМНИКА

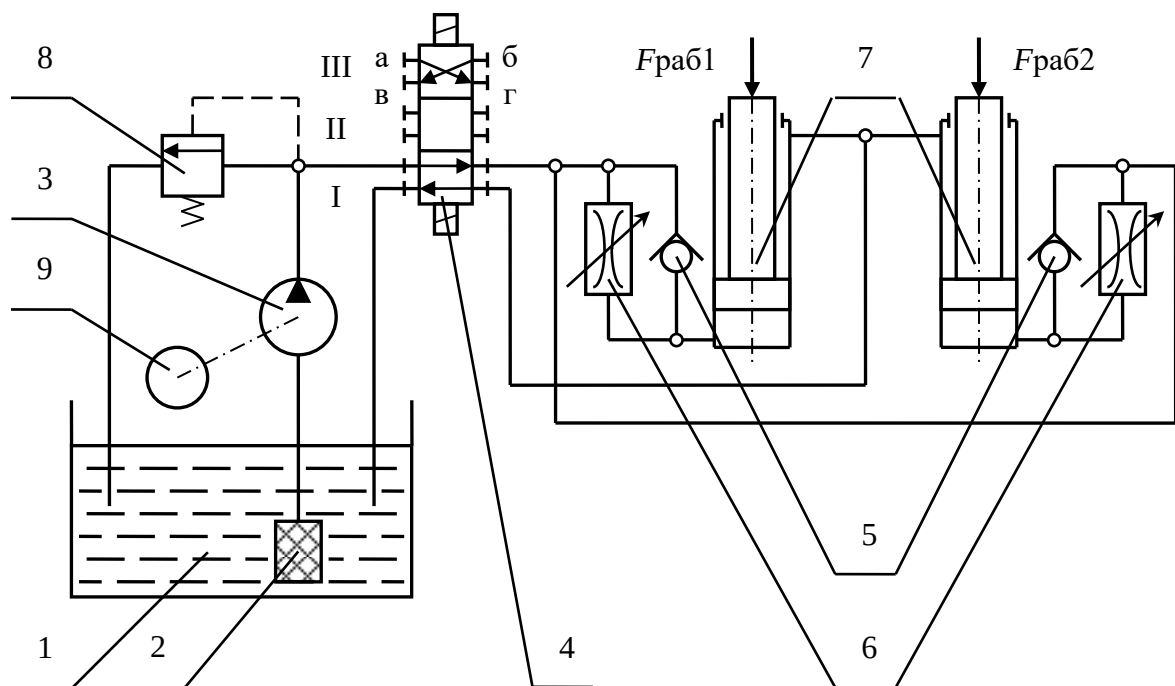
2.1 ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Изучение устройства и практическое закрепление методов расчета основных параметров электрогидравлических и гидравлических подъемников. Знание этой методики необходимо для проектирования новых и модернизации существующих моделей подъемников.

2.2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Как и электромеханические подъемники, электрогидравлические и гидравлические подъемники широко используются при выполнении работ на постах ТО и ремонта автомобилей. По исполнению подъемники делятся на стационарные и передвижные. Электрогидравлические подъемники бывают одноплунжерные, 2х- и 3х-плунжерные. Одноплунжерные подъемники благодаря плавающему плунжеру обеспечивают возможность кругового вращения в горизонтальной плоскости установленного на подъемнике автомобиля. При оборудовании одноплунжерными подъемниками двух или более параллельных рабочих постов расстояние между ними должно обеспечивать возможность полного поворота поднятого автомобиля при условии, что на соседних постах автомобили будут расположены нормально к проезду. Недо-

статок одноплунжерных подъемников заключается в том, что вследствие центрального расположения плунжера и его крепления к опорной раме подъемника ограничивается доступ к автомобилю снизу. Максимальный доступ к автомобилю обеспечивают 2х-плунжерные безрамные подъемники. На рисунке 2.1, в качестве примера, рассмотрен один из возможных вариантов принципиальной гидравлической схемы электрогидравлического 2х-плунжерного подъемника, который может быть использован для вывешивания автомобилей (или их отдельных мостов) на постах ТО и ремонта.



1 - бак для рабочей жидкости; 2 - маслоприемник; 3 - гидронасос; 4 - гидрораспределитель (трехпозиционный); 5 - клапан обратный; 6 - дроссель; 7 - рабочий гидроцилиндр; 8 - предохранительный (переливной) клапан; 9 - электродвигатель привода гидронасоса

Рисунок 2.1 – Принципиальная гидравлическая схема 2х-плунжерного электрогидравлического подъемника

Гидравлическая система подъемника включает в себя два рабочих гид-

роцилиндра 7, управление которыми осуществляется 4х-ходовым трехпозиционным золотниковым гидрораспределителем 4, и насосную станцию. Конструкции гидроцилиндров двустороннего действия имеют достаточно большой диаметр плунжеров. При этом свободная площадь поршня со стороны нижней полости гидроцилиндра значительно больше, чем площадь поршня со стороны плунжера (со стороны верхней полости). В связи с этим сила давления рабочей жидкости на поршень (подъемная сила) со стороны нижней полости гидроцилиндра, будет значительно выше, чем сила давления рабочей жидкости, действующая на поршень со стороны плунжера при его опускании. Насосная станция подъемника, состоит из гидронасоса 3, приводимого в действие электродвигателем 9, бака для рабочей жидкости 1, фильтра-маслоприемника 2 и предохранительного (переливного) клапана 8, служащего для ограничения давления, развиваемого гидронасосом, до определенной величины и сброса, при необходимости, лишней рабочей жидкости обратно в бак. Гидрораспределитель с электромагнитным управлением имеет четыре присоединительных штуцера. К штуцеру «а» подается рабочая жидкость от гидронасоса; штуцер «в» соединен с трубопроводом, через который производится слив жидкости из гидроцилиндров обратно в бак; штуцер «б» через обратные клапаны 5 и дроссели 6 соединен с нижними полостями гидроцилиндров 7, а штуцер «г» – с их верхними полостями.

В случае, когда гидрораспределитель 4 устанавливается в позицию I – «Подъем» (как показано на рисунке 3.7), его штуцер «а» соединяется со штуцером «б», а штуцер «г» – со штуцером «в». При этом рабочая жидкость из бака 1 через фильтр-маслоприемник 2 гидронасосом 3 подается к обратным клапанам 5 (одновременно и к дросселям 6) и, далее, – в нижние полости гидроцилиндров 7. Воздействуя на поршни гидроцилиндров, она заставляет подниматься вверх их плунжеры, преодолевая, при этом, действующие на них рабочие нагрузки $F_{РАБ1}$ и $F_{РАБ2}$. При установке гидрораспределителя в позицию II – «Остановка», все штуцеры разделены друг от друга золотником.

В данном случае рабочая жидкость не перетекает из нижней полости гидроцилиндров 7 в бак 1, и их плунжеры остаются в том положении, в котором было выполнено переключение гидрораспределителя 4 в позицию II. Если, при этом, насосная станция продолжает работать, то рабочая жидкость через переливной клапан 8 возвращается обратно в бак 1. При установке гидрораспределителя в позицию III – «Опускание», его штуцер «а» соединяется со штуцером «г», а штуцер «б» – со штуцером «в». При этом рабочая жидкость из бака 1 через фильтр-маслоприемник 2 гидронасосом 3 подается в верхние полости гидроцилиндров, а из нижних полостей, под воздействием рабочих усилий $F_{РАБ1}$ и $F_{РАБ2}$ и сил давления жидкости на поршни сверху, – через дроссели 6 (обратные клапаны 5 при этом закрываются) и гидрораспределитель 4 – сливается в бак 1. Скорость опускания плунжеров определяется пропускной способностью дросселей 6, которая регулируется. Обратные клапаны 5 и дроссели 6 конструктивно можно совместить с гидроцилиндрами. Поэтому, в случае повреждения трубопроводов, подводящих рабочую жидкость к нижним полостям гидроцилиндров, последняя будет вытекать из них через дроссели 6, – то есть достаточно медленно. Это повышает безопасность эксплуатации подъемников с таким вариантом схемы электрогидравлического привода. Необходимо также отметить, что при поднятии автомобилей на требуемую для выполнения работ высоту и установке гидрораспределителя в позицию II – «Остановка», под раму (или кузов) автомобиля или опорные элементы подъемников обязательно следует устанавливать страховочные стойки (подставки, козелки и пр.). Это необходимо выполнять с целью предупреждения непредвиденного самопроизвольного опускания автомобиля в случае нарушения герметичности гидросистемы подъемника.

При работе гидроподъемников, имеющих несколько рабочих цилиндров, на их отдельные плунжеры обычно действуют разные по величине рабочие нагрузки $F_{раб1}$ и $F_{раб2}$, причем точная их величина трудно прогнозируема, так как зависит от модели поднимаемого автомобиля, его комплектности

и расположении на опорных элементах подъемника. Поэтому при разработке электрогидравлического подъемника в качестве исходных данных задаются, как правило, его максимальная грузоподъемность $G_{\max}$, Н, число рабочих гидроцилиндров $m_{\text{ГЦ}}$, максимальная высота подъема $H_{\max}$, м, и время подъема на максимальную высоту, $T_{\text{п}}$, с.

При выполнении проектных расчетов принимается, что общая нагрузка на подъемник равномерно распределяется между отдельными гидроцилиндрами. Расчетная рабочая нагрузка на гидроцилиндры $F_{\text{раб}}^{\text{рас}}$, Н, при этом будет равна:

$$F_{\text{раб}}^{\text{рас}} = F_{\text{раб1}} = F_{\text{раб2}} = \frac{G_{\max}}{m_{\text{ГЦ}}} . \quad (2.1)$$

К основным параметрам электрогидравлических подъемников относятся следующие показатели:

- рабочее давление в гидроцилиндрах;
- диаметр и рабочий ход плунжеров гидроцилиндров;
- рабочее давление гидронасоса;
- рабочий объем гидроцилиндров;
- толщина стенки гидроцилиндров;
- требуемая производительность гидронасоса;
- требуемая мощность приводного электродвигателя насосной станции.

Для обеспечения нормальной работы гидравлического привода должно выполняться следующее расчетное соотношение между силовыми и геометрическими параметрами рабочих гидроцилиндров:

$$D_{\text{РЦ}}^{\text{рас}} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{РАБ}}^{\text{рас}}}{\pi \cdot p_{\text{РЦ}}^{\text{РАБ}}}} , \quad (2.2)$$

где $D_{\text{РЦ}}^{\text{рас}}$ - расчетный диаметр рабочего гидроцилиндра, м;

$p_{\text{РЦ}}^{\text{РАБ}}$ - рабочее давление в полости рабочего гидроцилиндра, Па.

При выборе величины рабочего давления в гидравлических системах технологического оборудования рекомендуется пользоваться данными, приведенными в таблице А2 (см. приложение А). В этой таблице под рабочим давлением ($p_{РАБ}$) понимается наибольшее избыточное рабочее давление при котором обеспечивается длительная работа арматуры и соединительных частей из стали при рабочей температуре проводимой среды (в данном случае до 200 °С). Под условным давлением (p_y) понимается наибольшее избыточное рабочее давление при котором обеспечивается длительная работа арматуры и соединительных частей при температуре 20 °С. Под пробным давлением ($p_{пр}$) понимается избыточное давление, при котором арматура и соединительные части подвергаются гидравлическому испытанию на прочность и плотность материала при температуре не выше 100 °С.

При окончательном назначении размеров диаметров рабочих гидроцилиндров привода, а так же диаметров и хода штока (плунжера), следует использовать рекомендации, приведенные в таблице А3 (см. приложение А).

После окончательного выбора диаметров рабочих гидроцилиндров $D_{рц}$ корректируется действительное давление в них рабочей жидкости. При этом действительное давление в рабочих гидроцилиндрах $p_{рц}$, Па, будет равно:

$$p_{рц} = \frac{4 \cdot F_{РАБ}^{рас}}{\pi \cdot D_{рц}^2}. \quad (2.3)$$

Для обеспечения требуемой величины давления в рабочем гидроцилиндре ($p_{рц}$) необходимо в гидронасосе создать давление, величина которого p_H , Па, равна:

$$p_H = \frac{p_{рц}}{\eta_M \cdot \eta_\Gamma}, \quad (2.4)$$

где η_M - механический КПД гидропривода, учитывает потери на трение в механических сопряжениях элементов привода;

η_{Γ} - гидравлический КПД гидропривода, учитывает линейные потери напора в трубопроводах и местные потери в соединительной арматуре, управляющих и регулирующих элементах гидросистемы.

Для проектных расчетов предварительно можно принимать следующие величины механических и гидравлических потерь: $\eta_{\text{м}} = 0,94 \dots 0,96$ и $\eta_{\Gamma} = 0,80 \dots 0,90$ в зависимости от сложности конструкции привода. В дальнейшем, при выполнении технического проекта, величины гидравлических потерь корректируются в зависимости от фактической длины и диаметров трубопроводов, а так же количества элементов соединительной арматуры и управляющих и регулирующих аппаратов системы.

Суммарный рабочий объем $V_{\text{гц}}$, м³, гидроцилиндров подъемника определяется по формуле:

$$V_{\text{гц}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{пц}}^2}{4} \cdot H_{\text{max}} \cdot m_{\text{гц}}. \quad (2.5)$$

Исходя из полученных значений основных параметров, производится выбор по возможности стандартных элементов гидропривода: гидроцилиндров, соединительной арматуры, распределительной и управляющей гидроаппаратуры и др. Если невозможно, по каким либо причинам, использовать в проектируемом приводе стандартных узлов, предлагаются их оригинальные конструкции. При этом обязательно следует производить прочностные расчеты (проектные и проверочные) основных элементов этих узлов.

В частности, при проектировании нестандартных гидроцилиндров, толщину стенки $\delta_{\text{гц}}^{\text{ст}}$, м, стального гидроцилиндра рекомендуется рассчитывать по следующей формуле:

$$\delta_{\text{гц}}^{\text{ст}} = \frac{D_{\text{ц}}^{\text{вн}}}{2} \cdot \sqrt{\frac{[\sigma_{\text{р}}^{\text{гц}}] + 0,4 \cdot p_{\text{y}}}{[\sigma_{\text{р}}^{\text{гц}}] - 1,3 \cdot p_{\text{y}}} - 1}, \quad (2.6)$$

где $D_{\text{ц}}^{\text{вн}}$ - внутренний диаметр гидроцилиндра, м;

p_y - условное давление в цилиндре, МПа;

$[\sigma_p^{\Gamma\Gamma}]$ - допустимые напряжения растяжения для материала (обычно сталь), из которого изготовлен гидроцилиндр, МПа.

Определение допустимых напряжений растяжения производится по формуле:

$$[\sigma_p^{\Gamma\Gamma}] = \frac{\sigma_T^{\Gamma\Gamma}}{[n]}, \quad (2.7)$$

где $\sigma_T^{\Gamma\Gamma}$ - предел текучести стали, из которой изготовлен гидроцилиндр, МПа.

$[n]$ - коэффициент запаса прочности; $[n] = 3...4$.

Проверочный расчет, при необходимости, производится по следующей зависимости:

$$\sigma_p = \frac{0.4 \cdot D^2 + 1.3 \cdot (D_{\Gamma}^H)^2}{(D_{\Gamma}^H)^2 - D^2} \cdot p_y \leq [\sigma_p^{\Gamma\Gamma}], \quad (2.8)$$

где D_{Γ}^H - наружный диаметр гидроцилиндра, м; $D_{\Gamma}^H = D_{\Gamma}^{BH} + 2 \cdot \delta_{\Gamma\Gamma}^{CT}$.

При значительной длине штока (плунжера) гидроцилиндра необходимо выполнять его проверочный расчет на устойчивость при продольном изгибе. Данный вид расчета следует производить, когда имеет место следующее соотношение:

$$\gamma \cdot l_{\text{шт}} \geq 7,5 \cdot d_{\text{шт}}, \quad (2.9)$$

где $\gamma \cdot l_{\text{шт}}$ - приведенная длина штока (плунжера), м;

$l_{\text{шт}}$ - максимальное расстояние от точки приложения нагрузки на шток (плунжер) до места его соединения с поршнем, м;

γ - коэффициент приведения, зависящий от способа соединения концов штока (плунжера); когда оба конца штока (плунжера) жестко защемлены $\gamma = 0,5$; когда один конец

заделан, а второй соединен шарниром - $\gamma = 0,7$; если
 один конец зашце́млен, а второй свободен $\gamma = 2$;

$d_{шт}$ - диаметр штока (плунжера), м.

Условие устойчивости штока (плунжера) определяется выражением:

$$\frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{шт}}{(\gamma \cdot l_{шт})^2 \cdot F_{РАБ}^{рас}} \geq [n_y], \quad (2.10)$$

где $J_{шт}$ - осевой момент инерции сечения штока (плунжера), м⁴; рас-
 считывается в зависимости от формы сечения штока;

E - модуль упругости материала штока (плунжера), Па;

$[n_y]$ - допустимый коэффициент запаса устойчивости; $[n_y] = 3 \dots 4$.

Если длина штока (плунжера) не велика ($\gamma \cdot l_{шт} < 7,5 \cdot d_{шт}$), то произво-
 дится простой проверочный расчет его на прочность при сжатии по формуле:

$$\sigma_{сж} = \frac{F_{РАБ}^{рас}}{S_{шт}} \leq [\sigma_{сж}^{шт}], \quad (2.11)$$

где $S_{шт}$ - площадь поперечного сечения штока (плунжера), м²; расчи-
 тывается в зависимости от формы сечения штока;

$[\sigma_{сж}^{шт}]$ - допустимые напряжения сжатия для материала штока, Па,

определяемые из условия $[\sigma_{сж}^{шт}] \leq \sigma_T^{шт} / [n]$.

Толщину стенок соединительных трубопроводов гидросистемы $\delta_{тр}$, м,
 рассчитывают исходя из условия прочности на разрыв при действии внутри
 трубопроводов пробного давления $p_{пр}$. Расчет производится по следующей
 зависимости:

$$\sigma_p = \frac{p_{пр} \cdot d_y}{2 \cdot \delta_{тр}} \leq [\sigma_p^{тр}] \Rightarrow \delta_{тр} \geq \frac{p_{пр} \cdot d_y}{2 \cdot [\sigma_p^{тр}]}, \quad (2.12)$$

где $[\sigma_p^{TP}]$ - допустимые напряжения растяжения для материала трубопровода, Па;

d_y - условный (внутренний) диаметр трубопровода, м.

Требуемая производительность насосной станции W_H , м³/с, равна:

$$W_H = \frac{V_{ГЦ}}{T_{П} \cdot \eta_{ОБ}}, \quad (2.13)$$

где $\eta_{ОБ}$ - объемный КПД насоса, для шестеренчатых насосов можно принять $\eta_{ОБ} = 0,90...0,92$.

Требуемая мощность приводного электродвигателя $N_{Э}$, кВт, насосной станции определяется по формуле:

$$N_{Э} = \frac{p_H \cdot W_H \cdot 10^{-3}}{\eta_M}, \quad (2.14)$$

где η_M - механический КПД насосной станции; для проектных расчетов величина КПД принимается равной $\eta_M = 0,95...0,97$.

Ориентировочный расчет мощности приводного электродвигателя $N'_{Э}$, кВт, насосной станции электрогидравлического подъемника можно также производить по следующей формуле:

$$N'_{Э} = \frac{H_{\max} \cdot G_{\max} \cdot 10^{-3}}{T_{П} \cdot \eta_{ОБЩ}}, \quad (2.15)$$

где $\eta_{ОБЩ}$ - общий КПД подъемника; для укрупненных расчетов можно принимать $\eta_{ОБЩ} = 0,65...0,75$.

Крутящий момент на валу насоса (электродвигателя) M_H , Н·м, равен:

$$M_H = \frac{30000 \cdot N_{\text{э}}}{\pi \cdot n_{\text{э}}}, \quad (2.16)$$

где $n_{\text{э}}$ - частота вращения вала электродвигателя; частота вращения выбирается из ряда 750, 1000, 1500, 3000 об/мин.

2.3 АППАРАТУРА И МАТЕРИАЛЫ

При выполнении лабораторной работы требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) подъемник 2х-плунжерный электрогидравлический;
- 2) рулетка (длина 2,0 м); секундомер.

2.4 УКАЗАНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ

При выполнении лабораторной работы обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

- 1) проверить состояние заземления металлоконструкции подъемника;
- 2) при выполнении замеров геометрических параметров выключить электропитание подъемника и на выключателе повесить табличку «Не включать»;
- 3) при включении привода подъемника следить, чтобы на его грузоподъемных элементах и возле вращающихся элементов привода насосной станции не находились люди;
- 4) после изучения устройства насосной станции закрыть ее защитными кожухами.

2.5 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Лабораторную работу рекомендуется выполнять в следующей последо-

вательности:

- 1) изучить устройство механизма подъема и насосной станции подъемника;
- 2) измерить максимальную высоту подъема грузоподъемных элементов и время подъема на максимальную высоту;
- 3) рассчитать по формуле 2.15 ориентировочную величину мощности приводного электродвигателя подъемника; сравнить расчетную величину с техническими показателями подъемника и, на основании результатов сравнения, дать соответствующее заключение;
- 4) составить гидравлическую схему, дать краткое описание и выполнить проектный расчет основных параметров электрогидравлического подъемника на основании исходных данных, выбранных из таблицы 2.1 в соответствии с индивидуальным вариантом студента.

Таблица 2.1 – Исходные данные для выполнения расчета основных параметров электрогидравлического подъемника

Вариант	Тип подъемника	Количество рабочих гидроцилиндров, шт.	Максимальная грузоподъемность, КН	Максимальная высота подъема, м	Время подъема на максимальную высоту, с
1	Напольный	1	15	1,8	30
2	Напольный	1	20	1,8	40
3	Канавный	1	30	0,8	20
4	Напольный	2	50	1,8	40
5	Напольный	2	80	1,8	50
6	Канавный	2	50	0,8	30
7	Напольный	1	30	1,8	50
8	Напольный	1	40	1,8	60
9	Канавный	2	60	0,8	40
10	Напольный	2	60	1,8	60
11	Напольный	2	80	1,8	70
12	Канавный	1	80	0,8	50
13	Напольный	3	90	1,8	60
14	Напольный	3	120	1,8	70
15	Канавный	2	100	0,8	50
16	Напольный	3	120	1,8	50
17	Напольный	3	150	1,8	60
18	Канавный	1	80	0,8	40
19	Напольный	2	100	1,8	40
20	Напольный	2	120	1,8	50

21	Канавный	1	60	0,8	30
22	Напольный	1	50	1,8	30
23	Напольный	3	90	1,8	40
24	Канавный	2	50	0,8	20
25	Напольный	2	120	1,8	30

2.6 СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА И ЕГО ФОРМА

Отчет по работе выполняется каждым студентом самостоятельно и должен включать в себя следующие материалы:

- наименование и цель работы;
- техническая характеристика, описание назначения, устройства и принципа действия электрогидравлического подъемника;
- проверочный расчет мощности приводного электродвигателя подъемника, выводы по результатам расчетов;
- гидравлическую схему и проектные расчеты основных параметров подъемника, выполненные на основании исходных данных, выбранных из таблицы 2.1 в соответствии с индивидуальным вариантом студента;
- дату выполнения и подпись студента.

Отчет оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Основы проектирования технологического оборудования» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

2.7 КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ И ЗАЩИТА РАБОТЫ

Для оценки уровня усвоения материала лабораторной работы рекомендуется следующий перечень контрольных вопросов:

- 1) составить гидравлическую схему, пояснить устройство и принцип работы грузоподъемных гидроцилиндров и насосной станции подъемника;

- 2) какие исходные данные используются для расчета основных параметров гидравлических подъемников;
- 3) какие эксплуатационные материалы используются в качестве рабочих жидкостей для гидравлических подъемников;
- 4) по какой формуле производится предварительное определение диаметра рабочего гидроцилиндра подъемника;
- 5) по какой формуле производится определение суммарного рабочего объема гидроцилиндров подъемника;
- 6) от каких факторов зависит величина давления в рабочих гидроцилиндрах и требуемое давление гидронасоса подъемника;
- 7) как рассчитывается толщина стенки рабочего гидроцилиндра;
- 8) в каких случаях следует производить расчет штоков гидроцилиндров на устойчивость;
- 9) как определяется требуемая производительность насосной станции гидравлического подъемника;
- 10) как рассчитывается мощность приводного электродвигателя насосной станции гидравлического подъемника.

Защита лабораторной работы производится индивидуально каждым студентом только при наличии отчета по лабораторной работе, оформленного в соответствие с вышеприведенными требованиями.

2.8 ЛИТЕРАТУРА

2.8.1 Основная литература

2.8.1.1 Сарбаев В.И., Селиванов С.С., Коноплев В.Н., Демин Ю.Н. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: механизация и экологическая безопасность производственных процессов / Серия «Учебники, учебные по-

собия». – Ростов н/Д: «Феникс», 2004. – 448 с.

2.8.1.2 Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов / Е.С. Кузнецов, А.П. Болдин, В.М. Власов и др.; под ред. Е.С. Кузнецова – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Наука, 2001. – 535 с.

2.8.1.3 Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: Учебник для студентов учреждений сред. проф. образования / В.М. Власов, С.В. Жанказиев, С.М. Круглов и др.; под ред. В.М. Власова. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 480 с.

2.8.2 Дополнительная литература

2.8.2.1 Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 3. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 864 с.: ил.

2.8.2.2 Техническое обслуживание автомобилей (учебник для автодорожных техникумов) доц. Ершов Б.В., Залетаев М.В., инж. Ульянецкий А.М. и Юрченко М.А. «Вища школа», 1969, 446 стр.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №3

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПОДЪЕМНИКА

3.1 ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Изучение устройства и практическое закрепление методов расчета основных параметров пневматических подъемников. Знание этой методики необходимо для проектирования и модернизации пневматического привода гаражного оборудования.

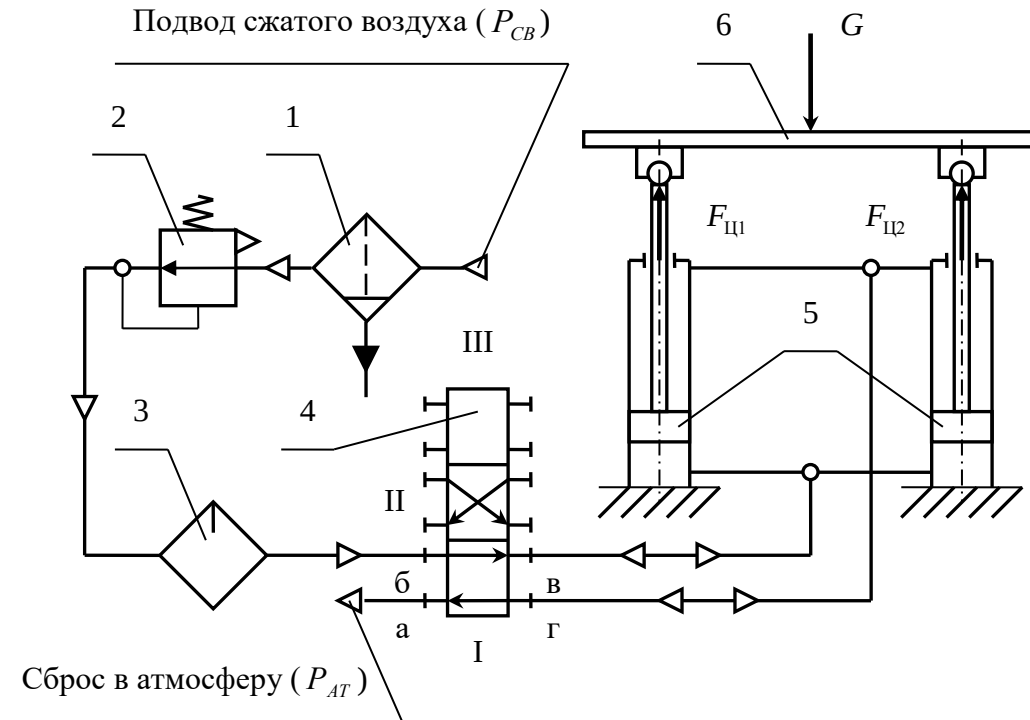
3.2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Пневматический привод использует для работы энергию сжатого воздуха, поступающего от общей пневматической системы предприятия или от индивидуальной компрессорной установки. Давление сжатого воздуха находится, как правило, в пределах 0,4...1,0 МПа. Пневматический привод включает в себя следующие основные элементы: пневматический двигатель, приводящий в действие рабочий орган оборудования, соединительную арматуру (трубопроводы и их соединения), управляющую аппаратуру (краны, клапаны, пневмораспределители), регулирующую аппаратуру (регуляторы давления, дроссели) и аппаратуру для подготовки воздуха (фильтры-

влагоотделители, маслораспылители). При использовании пневматического привода в оборудовании, рабочий орган которого осуществляет поступательное (возвратно-поступательное) движение с большим ходом, в качестве пневматических двигателей используются пневмоцилиндры. При небольшом ходе рабочего элемента вместо пневмоцилиндров могут применяться диафрагменные пневматические двигатели - пневмокамеры. Пневматический привод прост по конструкции, прост и неприхотлив в эксплуатации, электробезопасен. Однако, в связи с невысоким рабочим давлением сжатого воздуха, для обеспечения больших усилий на рабочих органах оборудования требуются значительные размеры пневматических двигателей и, при большом ходе рабочего органа, конструкция оборудования получается громоздкой. Кроме того, эксплуатация пневмопривода экономически оправдывается при отсутствии утечек сжатого воздуха, как в самом оборудовании, так и в подводящей сети. Пневматический привод нашел применение в подъемниках для вывешивания автомобилей на небольшую высоту, пневмоподъемниках барабанных диагностических стендов и пр.

В качестве примера на рисунке 3.1 рассмотрена типовая схема пневмопривода, которая может быть использована в гаражном оборудовании. В частности, она применяется для привода подъемных площадок роликовых стендов диагностики тормозных или тяговых качеств автомобилей. В приведенной схеме в качестве пневмодвигателей использованы два пневмоцилиндра 5, приводящих в действие рабочий орган оборудования – подъемную площадку стенда 6. Сжатый воздух к пневмоцилиндрам подается от трехпозиционного воздухораспределителя 4. При нахождении воздухораспределителя в положении I (как показано на рисунке), сжатый воздух поступает в нижние полости пневмоцилиндров и, воздействуя на поршни, заставляет подниматься их вверх вместе с подъемной площадкой 6, преодолевая при этом вес груза G . Во втором положении воздухораспределителя (позиция II) сжатый воздух поступает в верхние полости пневмоцилиндров, заставляя их поршни и подъемную пло-

щадку опускаться вниз. В третьем положении воздухораспределителя (позиция III) пневмомагистраль отсоединена от пневмоцилиндров. К пневмораспределителю 4 сжатый воздух поступает из пневмомагистрали через фильтр-влагоотделитель 1, регулятор давления 2 и маслораспылитель 3.



1 – фильтр-влагоотделитель; 2 – регулятор давления (редуктор); 3 – маслораспылитель; 4 – воздухораспределитель трехпозиционный; 5 – пневмоцилиндр; 6 – подъемная площадка; I, II, III – положения воздухораспределителя (I – подъем, II – опускание, III – закрыт);

G – вес поднимаемого груза, Н; $F_{ц1}$, $F_{ц2}$ – усилия на штоках пневмоцилиндров.

Рисунок 3.1 – Схема пневматического привода подъемных площадок диагностического стенда

Расчет основных параметров пневматических подъемников включает в себя выбор или расчет пневмоцилиндров, выбор параметров воздухопроводов, а так же определение расход сжатого воздуха и времени подъема на максимальную высоту.

В качестве исходных данных для расчетов основных параметров пнев-

мопривода обычно назначаются следующие параметры:

- 1) полезная нагрузка на шток поршня пневмоцилиндра $P_{шт}$, КН;
- 2) рабочий ход штока пневмоцилиндра $S_{шт}$, м;
- 3) рабочее давление в пневмомагистрали p_M , МПа;
- 4) длина воздухопровода от распределителя до пневмоцилиндра $l_{ВП}$, м;
- 5) температура окружающей среды, °С.

К основным параметрам пневматического привода подъемника относятся следующие показатели:

- диаметр поршня пневмоцилиндров $D_{пц}$, м;
- диаметр штока пневмоцилиндра $d_{шт}$, м;
- диаметр условного прохода воздухопровода $D_{уВП}$, м;
- расход сжатого воздуха $Q_{св}$, м³/с;
- время срабатывания пневмопривода (время подъема) $t_{ср}$, с.

Диаметр поршня пневмоцилиндра толкающего действия (подача воздуха в бесштоковую полость) $D_{пц}^{тол}$, м, определяется по следующей формуле:

$$D_{пц}^{тол} = \sqrt{\frac{4 \cdot P \cdot 10^{-2}}{\pi \cdot [10 \cdot (p_M - p_B)]^a}}; \quad (3.1)$$

где P - полная нагрузка на шток, КН;

p_B - давление в полости выхлопа, МПа;

a - параметр нагрузок.

При проектировании нового привода и отсутствии возвратной пружины в пневмоцилиндре полную нагрузку на его штоке приближенно определяют по формуле:

$$P = k_{BC} \cdot P_{шт}, \quad (3.2)$$

где k_{BC} - коэффициент, учитывающий силы вредного сопротивления в пневмоцилиндре.

Величина коэффициента вредного сопротивления зависит от схемы конструкции пневмоцилиндра и способа его установки, а также величины полезной нагрузки на его штоке, рекомендуемые значения коэффициента приведены в приложении А (таблица А4).

Давление в полости выхлопа для обычных условий работы пневмоцилиндров (отсутствие дросселирования на выхлопе) рекомендуется принимать $p_B = 0,12...0,16$ МПа.

Величина параметра нагрузки a определяет плавность перемещения поршня пневмоцилиндра. Для пневмоцилиндров, ход штока которых $S_{шт}$ не превышает диаметра $D_{шц}$, параметр нагрузки не учитывается и принимается равным $a = 1$. Для пневмоцилиндров, ход поршня которых превышает диаметр, при определении параметра нагрузки пользуются функцией параметра нагрузок $\varphi(a)$:

$$\varphi(a) = 0,0224 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{V_{\Pi} \cdot P}{F_v \cdot p_M \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{T}}, \quad (3.3)$$

где V_{Π} - установившаяся скорость движения поршня, м/с;

F_v - площадь условного прохода воздухопровода, м²;

$$F_v = 0,25 \cdot \pi \cdot D_{увп}^2;$$

T - абсолютная температура воздуха, °К; $T = 273 + t$;

ε - коэффициент расхода.

Установившуюся скорость движения поршня рекомендуется принимать в пределах $V_{\Pi} = 0,05...0,30$ м/с, а диаметр условного прохода – $D_{увп} = (0,055...0,090) \cdot D_{шц}$. При этом диаметр поршня приближенно определяют по формуле 3.1, приняв $a = 1$.

Коэффициент расхода рассчитывается по формуле:

$$\varepsilon = \left(\frac{2 \cdot 10^6 \cdot \Delta p}{V_{ВП}^2 \cdot \rho_B} - 1 \right)^{-0,5}, \quad (3.4)$$

где Δp - общие потери давления в воздухопроводах, МПа;

$V_{ВП}$ - скорость воздуха в воздухопроводе, м/с;

ρ_B - плотность воздуха, Кг/м³.

Общие потери давления в воздухопроводах вычисляются по формуле:

$$\Delta p = \sum \Delta p_{ЛП} + \sum \Delta p_{МП}, \quad (3.5)$$

где $\sum \Delta p_{ЛП}$ - суммарные линейные потери давления по длине воздухопроводов, МПа;

$\sum \Delta p_{МП}$ - потери давления в местных сопротивлениях (отводах, клапанах, задвижках, регулирующей аппаратуре и т.п.), МПа.

Величина суммарных линейных потерь давления равна:

$$\sum \Delta p_{ЛП} = \Delta p_{УЛП} \cdot \sum l_{ВП}, \quad (3.6)$$

где $\Delta p_{УЛП}$ - удельные линейные потери давления в воздухопроводах, МПа/м;

$\sum l_{ВП}$ - суммарная длина воздухопроводов, м.

Значения удельных линейных потерь давления и допустимых расходов воздуха для металлических и резиновых воздухопроводов в зависимости от диаметра условного прохода $D_{УВП}$ при давлении в магистрали $p_M = 0,63$ МПа приведены в приложении А (таблица А5).

Значения потерь давления воздуха $\Delta p_{МП}$ для различных видов местных сопротивлений в зависимости от диаметра условного прохода $D_{УВП}$ приведены в приложении А (таблица А6).

Величину скорости воздуха в воздухопроводах $V_{ВП}$ рекомендуется принимать не более 20 м/с при диаметрах условного прохода $D_{ВП} > 0,016$ м и не более 10 м/с – при диаметрах условного прохода $D_{ВП} \leq 0,016$ м и для резиновых воздухопроводов.

Плотность воздуха ρ_B при различной его температуре и давлении в магистрали, равном $p_M = 0,63$ МПа, приведена в приложении А (таблица А7).

На основании полученных результатов расчетов коэффициента расхода ϵ , по формуле 3.3 определяют функцию параметра нагрузок $\phi(a)$, а затем, используя приложение А (таблица А8), определяют параметр нагрузки a . Зная величины полной нагрузки на шток P , давлений в пневмомагистрали p_M и в выхлопной полости p_B , а также параметр нагрузки a , определяют предварительную величину диаметра поршня пневмоцилиндра $D_{ПЦ}^{тол}$.

В соответствие с ГОСТ 15608-70 выбирается пневмоцилиндр, уточняется его фактический диаметр поршня $D_{ПЦ\phi}$, ход штока $S_{ШТ\phi}$ и диаметр его штока $d_{ШЦ\phi}$, который должен удовлетворять следующему условию $d_{ШЦ} = (0,25 \dots 0,32) \cdot D_{ПЦ}$.

В случае, когда ход штока пневмоцилиндра более чем в 10 раз превышает диаметр его поршня ($S_{ШТ} > 10 \cdot D_{ПЦ}$), необходимо проводить проверочный расчет штока на устойчивость.

Далее уточняется величина диаметра условного прохода воздухопровода $D_{ВП_{ут}}$, при этом должно выполняться следующее условие:

$$\frac{\pi \cdot D_{ВП_{ут}}^2 \cdot V_{ВП_H}}{4} = \frac{\pi \cdot D_{ПЦ\phi}^2 \cdot m_{ПЦ} \cdot V_{П}}{4} \Rightarrow D_{ВП_{ут}} = D_{ПЦ\phi} \cdot \sqrt{m_{ПЦ} \cdot \frac{V_{П}}{V_{ВП_H}}} \quad (3.7)$$

Полученный диаметр условного прохода округляют до ближайшего большего стандартного значения $D_{ВП\phi}$, а затем уточняется площадь проходного сечения условного прохода $F_{ВП\phi} = 0,25 \cdot \pi \cdot D_{ВП\phi}^2$.

Максимальная величина расхода воздуха в процессе работы пневмосистемы $Q_{\max}$, м³/с, рассчитывается по формуле:

$$Q_{\max} = 1,32 \cdot 10^5 \cdot \varepsilon \cdot F_{\text{уВП}_H} \cdot \varphi(a^*) \cdot \frac{p_M}{\sqrt{T}}, \quad (3.8)$$

где $\varphi(a^*)$ – функция, значение которой определяется по приложению А (таблица А8) в зависимости от величины параметра a^* .

Значение параметра a^* рассчитывается по формуле:

$$a^* = \frac{\frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot P}{\pi \cdot D_{\text{ш}_\phi}^2} + 0,1}{p_M - \Delta p}, \quad (3.9)$$

Максимальный расход воздуха, рассчитанный по формуле 3.8, не должен превышать значений допустимого расхода воздуха $Q_{\text{доп}}$, приведенных в приложении А (таблица А5).

Время срабатывания пневмоцилиндров рассчитывается в тех случаях, когда оно регламентировано какими либо условиями. Полное время срабатывания пневмоцилиндра $t_{\text{ср}}$, с, рассчитывается по следующей формуле:

$$t_{\text{ср}} = t_{\text{пер}} + t_{\text{раа}} + t_{\text{нап}} + t_{\text{дв}} + t_{\text{нар}}, \quad (3.10)$$

где $t_{\text{пер}}$ – время переключения воздухораспределителя, с;

$t_{\text{раа}}$ – время распространения воздушной волны от воздухораспределителя до рабочей полости пневмоцилиндра, с;

$t_{\text{нап}}$ – время наполнения начального объема пневмосистемы до начала движения поршня, с;

$t_{\text{дв}}$ – время движения поршня, с;

$t_{\text{нар}}$ – время нарастания давления в рабочей полости пневмоцилиндра до величины магистрального давления после завершения хода поршня, с.

Для предварительных расчетов пневматических подъемников время подъема можно приблизительно определять по формуле:

$$t_{CP} \approx (1,15 \dots 1,25) \cdot t_{ДВ}, \quad (3.10)$$

Время движения поршня определяется в зависимости от типа пневмоцилиндра. Для пневмоцилиндров одностороннего действия время движения $t_{ДВ}$, с, рассчитывается по формуле:

$$t_{ДВ} = 0,0224 \cdot \frac{\Delta V \cdot p_{НД}}{\varepsilon \cdot F_{УВП\phi} \cdot \sqrt{T} \cdot p_M \cdot \varphi_1 \left(\frac{p_{НД}}{p_M} \right)}, \quad (3.11)$$

где ΔV - рабочий объем пневмоцилиндра (объем, описываемый поршнем при его перемещении), м³; $\Delta V = F_{ПП} \cdot S_{ШТ\phi}$;

$p_{НД}$ - давление в полости пневмоцилиндра, соответствующее началу движения поршня, МПа; $p_{НД} = \frac{4 \cdot 10^{-3} \cdot P}{\pi \cdot D_{ШТ\phi}^2} + 0,1$;

$\varphi_1 \left(\frac{p_{НД}}{p_M} \right)$ - функция, величина которой определяется отношением $\frac{p_{НД}}{p_M}$ (см. приложение А, таблица А8).

3.3 АППАРАТУРА И МАТЕРИАЛЫ

При выполнении лабораторной работы требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) стенд диагностический модели СК1 – К481 с пневматическим приводом подъемных площадок;
- 2) ключи рожковые 10, 12, 13, 14 и 17 мм;
- 2) рулетка (длина 2,0 м); секундомер.

3.4 УКАЗАНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ

При выполнении лабораторной работы обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

- 1) проверить состояние заземления металлоконструкции диагностического стенда модели СК1 – К481;
- 2) при выполнении замеров геометрических параметров выключить электропитание и подачу сжатого воздуха к стенду и на рубильнике и кране управления подачей сжатого воздуха повесить таблички «Не включать»;
- 3) при включении привода подъема площадок стенда следить, чтобы на его барабанах и грузоподъемных элементах не находились люди;
- 4) после изучения устройства подъемных площадок закрыть приводы секций стенда защитными кожухами.

3.5 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Лабораторную работу рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) изучить устройство элементов пневматического привода подъемных площадок комбинированного роликового стенда для диагностики тормозных и тяговых качеств грузовых автомобилей и автобусов модели;
- 2) измерить максимальную высоту подъема грузоподъемных площадок и время подъема на максимальную высоту;
- 3) измерить давление в пневмомагистрали, подводящей сжатый воздух к стенду СК1 – К481;
- 4) измерить размеры грузоподъемных пневмоэлементов подъемных площадок стенда;

5) рассчитать ориентировочную величину максимальной грузоподъемности пневмоподъемника стенда; сравнить расчетную величину с техническими показателями стенда СК1 – К481 и, на основании результатов сравнения, дать соответствующее заключение;

6) составить пневматическую схему, дать краткое описание и выполнить проектный расчет основных параметров пневматического подъемника на основании исходных данных, выбранных из таблицы 3.1 в соответствии с индивидуальным вариантом студента.

Таблица 3.1 – Исходные данные для выполнения расчета основных параметров пневматического подъемника

Вариант	Количество рабочих пневмоцилиндров, шт.	Максимальная грузоподъемность, КН	Максимальная высота подъема, м	Рабочее давление в пневмомагистралах, МПа	Длина воздухопровода от воздухо-распределителя до пневмоцилиндра, м	Температура окружающего воздуха, °С
1	1	10	0,50	0,60	1,0	15
2	2	30	0,45	0,65	2,0	16
3	4	50	0,40	0,70	3,0	17
4	6	80	0,35	0,75	4,0	18
5	8	100	0,30	0,80	5,0	19
6	6	90	0,40	0,70	4,5	20
7	4	60	0,50	0,60	4,0	21
8	2	40	0,60	0,50	3,5	22
9	1	20	0,70	0,40	3,0	23
10	1	15	0,80	0,40	1,5	24
11	2	35	0,70	0,55	2,5	25
12	4	55	0,60	0,70	3,5	26
13	6	85	0,50	0,85	4,5	27
14	8	110	0,40	1,00	5,5	26
15	6	100	0,45	0,90	5,0	25
16	4	70	0,50	0,80	4,5	24
17	2	50	0,55	0,70	4,0	23
18	1	30	0,60	0,60	3,5	22
19	1	18	0,65	0,61	2,0	21
20	2	32	0,60	0,62	3,0	20
21	4	56	0,55	0,63	4,0	19
22	6	72	0,50	0,64	5,0	18
23	8	80	0,45	0,65	6,0	17
24	6	66	0,55	0,66	5,5	16

25	4	40	0,60	0,67	5,0	15
----	---	----	------	------	-----	----

3.6 СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА И ЕГО ФОРМА

Отчет по работе выполняется каждым студентом самостоятельно и должен включать в себя следующие материалы:

- наименование и цель работы;
- техническая характеристика, описание назначения, устройства и принципа действия пневматического подъемника площадок диагностического модели стенда СК1 – К481;
- проверочный расчет величины максимальной грузоподъемности пневмоподъемника стенда СК1 – К481, выводы по результатам расчетов;
- пневматическую схему и проектные расчеты основных параметров подъемника, выполненные на основании исходных данных, выбранных из таблицы 3.1 в соответствии с индивидуальным вариантом студента;
- дату выполнения и подпись студента.

Отчет оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине «Основы проектирования технологического оборудования» или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

3.7 КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ И ЗАЩИТА РАБОТЫ

Для оценки уровня усвоения материала лабораторной работы рекомендуется следующий перечень контрольных вопросов:

- 1) составить пневматическую схему, пояснить устройство и принцип работы элементов пневматического подъемника;

- 2) какие исходные данные используются для расчета основных параметров пневматических подъемников;
- 3) какие требования предъявляются к сжатому воздуху, используемому для работы пневматического привода гаражного оборудования;
- 4) по какой формуле производится предварительное определение диаметра рабочего пневмоцилиндра подъемника;
- 5) по какой формуле производится определение общих потерь давления в пневмосистеме;
- 6) по какой формуле производится определение величины суммарных линейных потерь давления воздуха в воздухопроводе;
- 7) как определяются потери давления воздуха в местных сопротивлениях пневмопривода;
- 8) в каких случаях производится определение параметра нагрузки; от каких факторов зависит величина функции параметра нагрузок $\varphi(a)$;
- 9) по какой формуле рассчитывается коэффициент расхода воздуха;
- 10) как определяется величина параметра нагрузки a , используемого для расчета диаметра пневмоцилиндра;
- 11) по какой формуле производится расчет максимальной величины расхода воздуха в процессе работы пневмосистемы;
- 12) как определяется ориентировочная величина времени подъема груза для пневматических подъемников.

Защита лабораторной работы производится индивидуально каждым студентом только при наличии отчета по лабораторной работе, оформленного в соответствии с вышеприведенными требованиями.

3.8 ЛИТЕРАТУРА

3.8.1 Основная литература

3.8.1.1 Сарбаев В.И., Селиванов С.С., Коноплев В.Н., Демин Ю.Н. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: механизация и экологическая безопасность производственных процессов / Серия «Учебники, учебные пособия». – Ростов н/Д: «Феникс», 2004. – 448 с.

3.8.1.2 Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов / Е.С. Кузнецов, А.П. Болдин, В.М. Власов и др.; под ред. Е.С. Кузнецова – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Наука, 2001. – 535 с.

3.8.1.3 Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: Учебник для студентов учреждений сред. проф. образования / В.М. Власов, С.В. Жанказиев, С.М. Круглов и др.; под ред. В.М. Власова. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 480 с.

3.8.2 Дополнительная литература

3.8.2.1 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 3. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 864 с.: ил.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №4

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦЕПНОГО ТОЛКАЮЩЕГО КОНВЕЙЕРА

4.1 ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Изучение устройства и практическое закрепление методов расчета основных параметров гаражных конвейеров. Знание этой методики необходимо для проектирования и модернизации гаражных конвейеров.

4.2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Гаражные конвейеры применяются для перемещения автомобилей на линиях технического обслуживания при поточных методах организации технологических процессов ЕО, ТО-1 или ТО-2.

По характеру движения автомобилей на поточной линии конвейеры делятся на конвейеры непрерывного действия и конвейеры периодического действия. При использовании конвейеров непрерывного действия работы по

техническому обслуживанию автомобилей осуществляются в процессе их перемещения на поточной линии. Конвейеры непрерывного действия обычно используются при выполнении ЕО, реже – при выполнении ТО-1. При использовании конвейеров периодического действия технологический процесс ТО производится на неподвижном автомобиле, а перемещение их с поста на пост осуществляется после завершения работ на всех постах поточной линии. Конвейеры периодического действия обычно используются при поточных методах организации производства ТО-1 и ТО-2.

По способу передачи движения автомобилю конвейеры можно классифицировать на толкающие, тянущие и несущие. В тянущих конвейерах усилие, передвигающее автомобиль, передается поводком, соединенным одним концом с тяговым элементом конвейера, а другим – с буксирным крюком или с балкой переднего моста автомобиля. В толкающих конвейерах автомобиль перемещается при помощи толкателя, встраиваемого в разрыв тягового органа, и толкающего автомобиль под колесо (обычно заднее) или под балку переднего (заднего) моста. В несущих конвейерах автомобиль устанавливается колесами или балками переднего и заднего мостов на специальные тележки, перемещаемые тяговым элементом конвейера, либо непосредственно на тяговый элемент.

В зависимости от вида тягового элемента гаражные конвейеры можно разделить на цепные, тросовые и ленточные. В цепных конвейерах в качестве тягового элемента обычно используются пластинчатые втулочно-роликовые тяговые цепи, а в тросовых конвейерах – стальные канаты. Ленточные конвейеры являются несущими, в их конструкции в качестве тягового и одновременно несущего элемента используются обычно транспортерные ленты.

По количеству тяговых органов гаражные конвейеры делятся на конвейеры с одной тяговой ветвью и конвейеры с двумя тяговыми ветвями.

В зависимости от способа расстановки автомобилей на поточной линии конвейеры подразделяются на продольные и поперечные. В продольных кон-

вейерах продольная ось автомобилей, установленных на поточной линии, совпадает с направлением их перемещения, а в поперечных конвейерах – перпендикулярна направлению перемещения.

Наиболее широкое применение, при организации технологических процессов технического обслуживания автомобилей на поточных линиях, нашли толкающие цепные продольные конвейеры периодического действия с одной тяговой ветвью. На рисунке 3.1 приведена кинематическая схема такого типа конвейера.

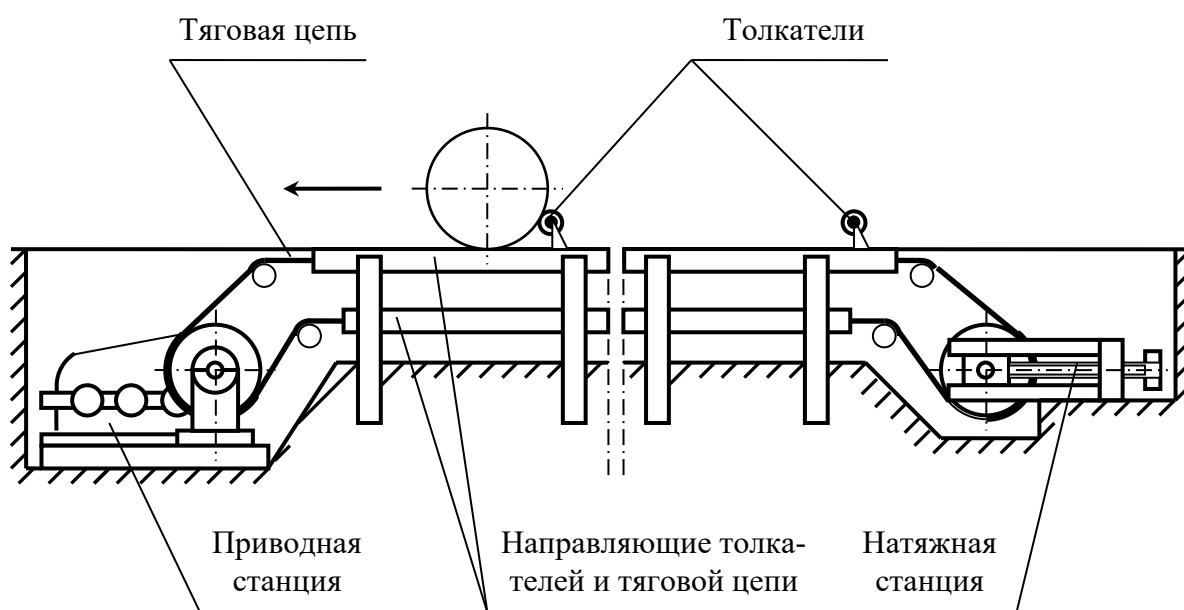


Рисунок 3.1 – Кинематическая схема цепного толкающего конвейера

Основными элементами толкающего конвейера являются следующие узлы: тяговая цепь, толкатели, направляющие толкателей, приводная и натяжная станции. Как было выше отмечено, в качестве тягового органа цепных конвейеров обычно используются пластинчатые втулочно-роликовые тяговые цепи. В разрывы звеньев тяговой цепи встраиваются толкатели, число толкателей равно общему числу постов на поточной линии. Шаг установки толкателей S_T , м, должен быть равен сумме максимальной габаритной длины

автомобиля $L_{A_{\max}}$, м, обслуживаемого на поточной линии, и нормируемого расстояния между автомобилями l_A , м, стоящими один за другим на поточной линии:

$$S_T = L_{A_{\max}} + l_A. \quad (3.1)$$

Толкатели передают усилие от тяговой цепи к автомобилю. Усилие обычно прикладывается либо к заднему колесу, либо к балке заднего моста. Толкатель представляет собой откидной рычаг, установленной на тележке, перемещающейся в направляющих. Корпус тележки встроен в разрыв звена тяговой цепи. При прямом ходе тяговой цепи толкатель упирается в элемент автомобиля (колесо или балку моста), заставляя его перемещаться вдоль поточной линии. При обратном ходе тягового органа толкатель утапливается и проходит под колесом (или балкой моста). Если перемещение автомобиля осуществляется усилием, действующим на колесо, которое катится по полу в процессе перемещения, то в конструкции конвейера используются роликовые толкатели. При этом на протектор шины колеса воздействует ролик, который катится по протектору при качении колеса. Ось ролика закреплена на толкателе конвейера.

Приводная станция конвейера представляет собой многоступенчатый электромеханический привод, основными элементами которого являются электродвигатель (обычно трехфазный асинхронный с короткозамкнутым ротором), многоступенчатый редуктор, а также дополнительные открытые передачи (цепные или ременные). Так как скорость перемещения автомобилей на поточной линии обычно мала (особенно в конвейерах непрерывного действия), то передаточное отношение привода конвейера достаточно велико (может достигать нескольких сотен единиц). На выходе приводной станции устанавливается приводная звездочка, параметры зубьев которой соответствуют параметрам звеньев тяговой цепи.

Натяжная станция конвейера состоит из натяжной звездочки, ось кото-

рой установлена в подвижных опорах, и натяжного устройства, обеспечивающего определенную силу предварительного натяжения тяговой цепи. В конвейерах применяются различные конструкции натяжных устройств. В винтовых натяжных устройствах перемещение натяжной звездочки осуществляется специальными винтами. В грузовых натяжных устройствах перемещение натяжной звездочки осуществляется тросами, одни концы которых закреплены на опорах оси звездочки, а к другим концам, перекинутым через блоки, подвешены грузы определенного веса.

К основным параметрам гаражных конвейеров относятся следующие величины:

- габаритная длина рабочей зоны конвейера;
- габаритная ширина рабочей зоны конвейера;
- сила тяги конвейера;
- усилие, создаваемое натяжным устройством натяжной станции;
- максимальная и минимальная сила натяжения тяговой цепи;
- шаг тяговой цепи;
- средний радиус зубьев ведущей звездочки приводной станции;
- общее передаточное отношение приводной станции;
- требуемая мощность электродвигателя приводной станции конвейера.

Габаритная длина рабочей зоны L_K , м, конвейера равна:

$$L_K = L_{A_{\max}} \cdot (X_{II} + 1) + X_{II} \cdot l_A + 2 \cdot l_B, \quad (3.2)$$

где $L_{A_{\max}}$ - наибольшая габаритная длина автомобиля, обслуживаемого на поточной линии, м;

l_A - нормируемое расстояние между автомобилями, стоящими один за другим, м;

l_B - нормируемое расстояние между торцевой стороной автомобиля и въездными или выездными воротами, м; принимается

равным $l_B = 1,5$ м;

X_{II} - число рабочих постов на поточной линии обслуживания автомобилей.

Габаритная ширина B_K , м, рабочей зоны конвейера равна:

$$B_K = B_A + 2 \cdot b, \quad (3.3)$$

где B_A - габаритная ширина автомобиля, м;

b - нормируемое расстояние между продольными сторонами автомобиля и стеной или колонной помещения, м; принимается равным $b = 2$ м.

Сила тяги конвейера F_K , КН, определяется зависимостью:

$$F_K = G_A \cdot (X_{II} + 1) \cdot f_A, \quad (3.4)$$

где G_A - вес снаряженного автомобиля, КН;

f_A - коэффициент сопротивления качению колес автомобилей; для проектных расчетов принимается равным $f_A = 0,03...0,04$.

Сила предварительного натяжения тяговой цепи принимается в размере 20...25% от силы тяги конвейера $F_{ПП} = (0,20...0,25) \cdot F_K$.

При этом максимальная F_{MAX} и минимальная F_{MIN} , КН, силы натяжения тяговой цепи при работе конвейера будут равны:

$$F_{MAX} = F_K + F_{ПП} = (1,2...1,25) \cdot F_K, \quad (3.5)$$

$$F_{MIN} = F_K - F_{ПП} = (0,75...0,8) \cdot F_K.$$

С учетом максимального усилия по справочнику выбирается типоразмер и устанавливается шаг $t_{Ц}$, м, тяговой цепи, при этом используется соотношение:

$$K_B \cdot F_{MAX} \leq [F_P], \quad (3.6)$$

где K_B - коэффициент безопасности; для проектных расчетов принимается равным $K_B = 2...3$;

$[F_P]$ - разрушающая нагрузка для тяговой цепи, КН.

Параметры пластинчатых втулочных и роликовых тяговых цепей (разрушающая нагрузка $[F_P]$, КН, и шаг цепи $t_{ц}$, мм) по ГОСТ 588-81 приведены в приложении А (таблица А9).

Радиус ведущей звездочки R_{B3} , м, приводной станции рассчитывается по формуле:

$$R_{B3} = \frac{t_{ц}}{2 \cdot \sin\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)}, \quad (3.7)$$

где $t_{ц}$ - шаг тяговой цепи, м;

Z - число зубьев ведущей звездочки; для гаражных конвейеров число зубьев ведущей звездочки принимается равным $Z = 12...18$.

Радиус ведомой звездочки, как правило, принимается равным радиусу ведущей звездочки.

Частота вращения ведущей звездочки n_{B3} , об/мин, приводной станции равна:

$$n_{B3} = \frac{30 \cdot V}{\pi \cdot R_{B3}}, \quad (3.8)$$

где V - скорость перемещения автомобилей на поточной линии, м/с.

Требуемое общее передаточное отношение $U_{общ}$ приводной станции конвейера равно:

$$U_{\text{ОБЩ}} = \frac{n_{\text{Э}}}{n_{\text{ВЗ}}}, \quad (3.9)$$

где $n_{\text{Э}}$ - частота вращения вала приводного электродвигателя, об/мин;
выбирается из ряда $n_{\text{Э}} = 750, 1000, 1500, 3000$ об/мин.

Требуемая мощность электродвигателя $N_{\text{Э}}$, кВт, приводной станции конвейера определяется по формуле:

$$N_{\text{Э}} = \frac{F_{\text{К}} \cdot V}{\eta_{\text{ОБЩ}}}, \quad (3.10)$$

где $\eta_{\text{ОБЩ}}$ - общий КПД привода конвейера, учитывающий механические потери в приводной и натяжной станциях, а так же потери в направляющих металлоконструкциях тяговой цепи и толкателей; для проектных расчетов КПД принимается равным $\eta_{\text{ОБЩ}} = 0,4 \dots 0,5$.

4.3 АППАРАТУРА И МАТЕРИАЛЫ

При выполнении лабораторной работы требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) цепной толкающий конвейер для перемещения автомобилей на постах поточных линий технического обслуживания;
- 2) штангенциркуль;
- 3) линейка (длина 500 мм);
- 4) рулетка (длина 10 м).

4.4 УКАЗАНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ

При выполнении лабораторной работы обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

- 1) проверить состояние заземления металлоконструкции конвейера;
- 2) при выполнении замеров геометрических параметров тяговой цепи и ведущей звездочки выключить электропитание конвейера и на выключателе повесить табличку "Не включать";
- 3) при включении привода конвейера следить, чтобы на его толкателях и тяговой цепи не становились люди;
- 4) при изучении конструкции тягового элемента, а также механизмов приводной и натяжной станции следить, чтобы в направляющие желоба для цепной передачи не попадали посторонние предметы.

4.5 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Лабораторную работу рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) изучить устройство цепного толкающего конвейера для перемещения автомобилей на постах поточных линий технического обслуживания;
- 2) измерить габаритную длину и ширину конвейера, и время перемещения автомобилей с поста на пост;
- 3) измерить параметры тяговой цепи и ведущей звездочки;
- 4) выполнить проверочный расчет основных параметров конвейера;
- 5) сравнить расчетные величины с техническими показателями конвейера и, на основании результатов сравнения, дать соответствующее заключение;
- 6) составить кинематическую схему, дать краткое описание и выполнить проектный расчет основных параметров продольного цепного толкаю-

щего конвейера для перемещения автомобилей на постах поточных линий технического обслуживания на основании исходных данных, выбранных из таблицы 4.1 в соответствии с индивидуальным вариантом студента.

Таблица 4.1 – Исходные данные для выполнения расчета основных параметров продольного цепного толкающего конвейера

Вариант	Модель автомобиля	Число рабочих постов на линии, шт.	Скорость перемещения автомобилей на линии, м/с
1	ВАЗ-2104	4	0,10
2	ВАЗ-2106	5	0,12
3	ВАЗ-2107	6	0,14

Продолжение таблицы 4.1

Вариант	Модель автомобиля	Число рабочих постов на линии, шт.	Скорость перемещения автомобилей на линии, м/с
4	ВАЗ-2108	4	0,16
5	ВАЗ-2109	5	0,18
6	М-2141	6	0,20
7	ИЖ-2715	4	0,18
8	ГАЗ-2410	5	0,16
9	ГАЗ-31029	6	0,14
10	ГАЗ-3110	6	0,12
11	ПАЗ-3205	5	0,10
12	ЛАЗ-695	4	0,12
13	ЛАЗ-4202	3	0,14
14	ЛиАЗ-677	5	0,16
15	ЛиАЗ-5256	4	0,18
16	Икарус-250	3	0,20
17	Икарус-260	4	0,18
18	Икарус-280	3	0,16
19	ГАЗ-33021 Газель	5	0,14
20	ГАЗ-3307	4	0,12
21	ГАЗ-66	3	0,10
22	ЗИЛ-4331	5	0,12
23	ЗИЛ-131	4	0,14
24	КамАЗ-53212	3	0,16
25	КамАЗ-5511	5	0,18

4.6 СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА И ЕГО ФОРМА

Отчет по работе выполняется каждым студентом самостоятельно и должен включать в себя следующие разделы:

- наименование и цель работы;
- описание устройства цепного толкающего конвейера для перемещения автомобилей на постах поточных линий технического обслуживания и принципа его действия;
- проверочный расчет основных параметров конвейера с приведением исходных формул;
- проектный расчет основных параметров продольного цепного толкающего конвейера для перемещения автомобилей на постах поточных линий технического обслуживания на основании исходных данных, выбранных из таблицы 4.1 в соответствии с индивидуальным вариантом студента;
- выводы по результатам расчетов;
- дату выполнения и подпись студента.

Отчет оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине "Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования" или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

4.7 КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ И ЗАЩИТА РАБОТЫ

Для оценки уровня усвоения материала лабораторной работы рекомендуется следующий перечень контрольных вопросов:

- 1) составить кинематическую схему, пояснить устройство и принцип работы продольного цепного толкающего конвейера;
- 2) какие исходные данные используются для расчета основных пара-

метров продольного цепного толкающего конвейера;

3) на какие виды по характеру движения автомобилей на поточной линии и по способу передачи движения автомобилю делятся гаражные конвейеры;

4) на какие виды делятся гаражные конвейеры в зависимости от типа тягового элемента и от количества тяговых органов;

5) на какие виды делятся гаражные конвейеры по способу расстановки автомобилей на поточной линии;

6) по каким формулам производится определение габаритной длины и габаритной ширины рабочей зоны конвейера;

7) по какой формуле рассчитывается сила тяги конвейера;

8) по каким формулам производится определение величины максимальной и минимальной силы натяжения тяговой цепи при работе конвейера;

9) как выбирается типоразмер тяговой цепи конвейера;

10) по какой формуле рассчитывается радиус ведущей звездочки;

11) по каким формулам производятся расчеты передаточного отношения и мощность электродвигателя приводной станции конвейера;

Защита лабораторной работы производится индивидуально каждым студентом только при наличии отчета по лабораторной работе, оформленного в соответствие с вышеприведенными требованиями.

4.8 ЛИТЕРАТУРА

4.8.1 Основная литература

4.8.1.1 Сарбаев В.И., Селиванов С.С., Коноплев В.Н., Демин Ю.Н. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: механизация и экологическая безопасность производственных процессов / Серия «Учебники, учебные по-

собия». – Ростов н/Д: «Феникс», 2004. – 448 с.

4.8.1.2 Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов / Е.С. Кузнецов, А.П. Болдин, В.М. Власов и др.; под ред. Е.С. Кузнецова – 4-е изд. перераб. и доп.– М.: Наука, 2001. – 535 с.

4.8.2 Дополнительная литература

4.8.2.1 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 2. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 864 с.: ил.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №5

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СТРУЙНОЙ МОЕЧНОЙ УСТАНОВКИ

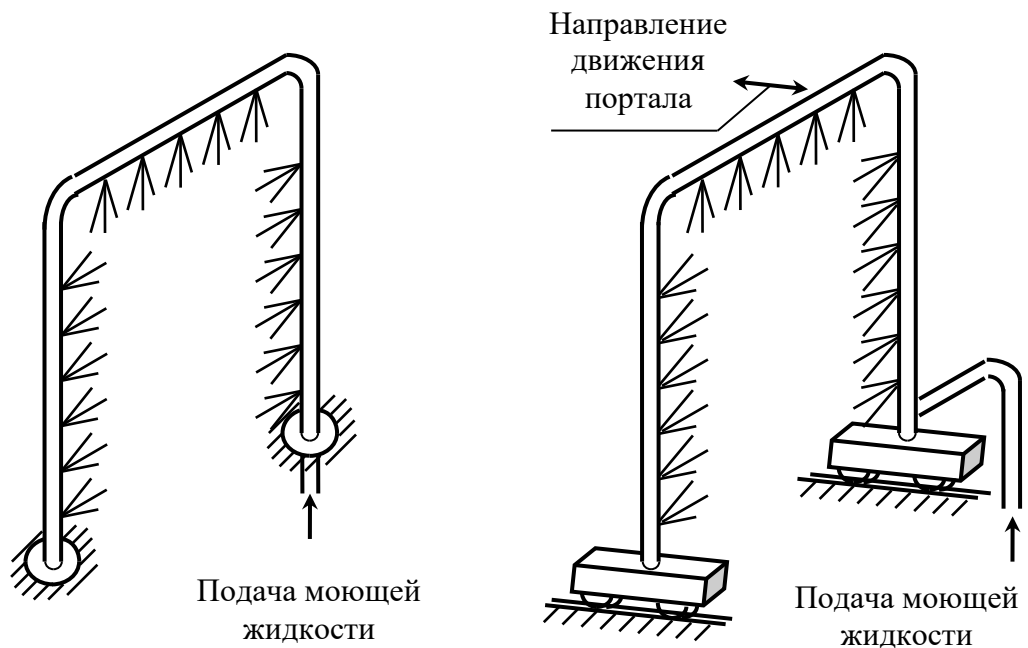
5.1 ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Изучение устройства и практическое закрепление методики расчета основных параметров струйной моечной установки для мойки грузовых автомобилей. Знание этой методики необходимо при разработке подобных установок, а также для правильного понимания их принципа работы.

5.2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

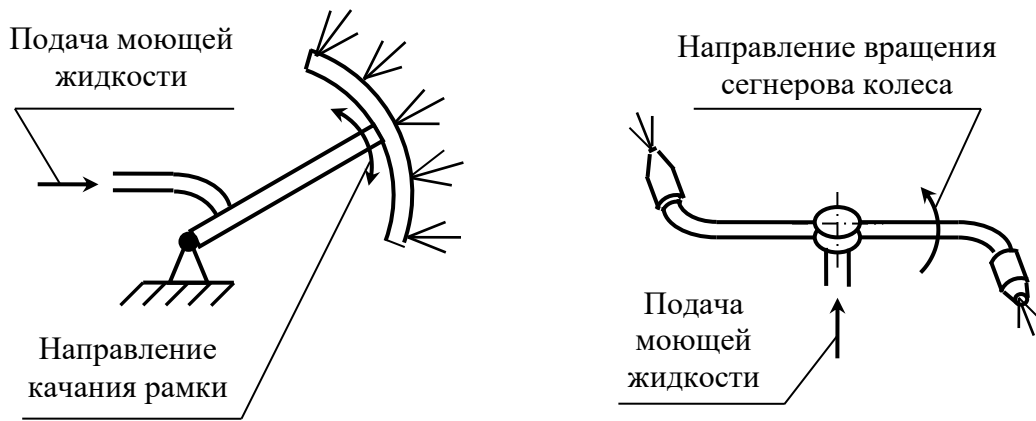
Струйные моечные установки в основном используются для мойки наружных поверхностей грузовых автомобилей, прицепов и полуприцепов, а

так же для мойки снизу всех видов подвижного состава. При использовании струйных моечных установок удаление загрязнения с оmyваемой поверхности производится в основном за счет разрушения загрязнения силой удара струи жидкости о поверхность. Струи моющей жидкости на поверхность автомобиля направляются из сопловых насадок, закрепляемых на специальных трубчатых конструкциях – рамках, коллекторах, маятниках, колесах и пр. В настоящее время разработано множество различных вариантов конструкций струйных моечных установок, отличающихся устройством, расположением и характером движения элементов установки, на которых установлены сопла. На рисунке 5.1 приведены наиболее характерные варианты установки сопловых насадок на элементах конструкций струйных моечных установок.



а) установка сопловых насадок на стационарной рамке;

б) установка сопловых насадок на подвижной рамке (портале);



в) установка сопловых насадок на качающейся рамке;

г) установка сопловых насадок на сегнеровом колесе

Рисунок 5.1 – Варианты установки сопловых насадок на элементах конструкций струйных моечных установок

При использовании в конструкции стационарных рамок (см. рисунок 5.1 – а) автомобиль в процессе мойки перемещается под ней своим ходом или при помощи конвейера. Моечная установка в данном случае имеет простейшую конструкцию. Однако для организации поста мойки требуется помещение, имеющее длину, большую, чем две габаритных длины автомобиля. Помимо этого для полного охвата моечными струями поверхности автомобиля требуется большое количество сопловых насадок.

Если в моечной установке применяются передвижные рамки (см. рисунок 5.1 – б), то автомобиль в процессе мойки неподвижен, а рамка перемещается около или вокруг него. В этом случае моечная установка имеет более сложную конструкцию, так как в ее состав включается механизм передвижения рамок. В данном случае для организации поста мойки требуется помещение, значительно меньшей длины (немного больше, чем габаритная длина автомобиля). В конструкциях моечных установок используются подвижные рамки различных видов: П – образные, совершающие возвратно-поступательное движение (см. рисунок 5.1 – б), Г – образные, совершающие перемещение по замкнутому контуру вокруг автомобиля, и др.

В моечных установках могут быть использованы качающиеся рамки (см. рисунок 5.1 – в). В таких конструкциях полный охват струями омываемой поверхности автомобиля достигается при значительно меньшем числе сопловых насадок, чем в ранее рассмотренных схемах.

В некоторых моечных установках применяются устройства, использующие реактивную силу струи, вытекающей из сопла, – сегнеровы колеса (см. рисунок 5.1 – г). Число сопловых насадок в таких конструкциях также невелико. Помимо этого нет необходимости в конструировании сложных электромеханических приводов движения рамок с соплами. Однако требуется повышенное рабочее давление насосной станции моечной установки, так как, помимо мойки автомобиля, энергия струи моющей жидкости будет расходоваться и на привод вращения сегнеровых колес.

Следует отметить, что помимо рассмотренных выше схем, в струйных моечных установках используется множество других, оригинальных вариантов конструкций рамок и способов их движения.

Моющая жидкость к трубчатым рамкам подается насосной станцией моечной установки. Насосная станция состоит из гидронасоса, который, в подавляющем большинстве случаев, приводится в действие электродвигателем. В качестве гидронасосов струйных моечных установок используются многоступенчатые центробежно-вихревые насосы, плунжерные, диафрагменно-поршневые и др. виды насосов.

На поверхность автомобиля моющая жидкость подается из сопловых насадок, устанавливаемых на трубчатых рамках. Применяются разные виды насадок, обеспечивающих различные формы струи моющей жидкости: кинжальную, веерную, рассеянную струю; используются насадки с регулируемой формой струи. Не рекомендуется подавать моющую жидкость на омываемую поверхность из отверстий без сопловых насадок. Применение насадок значительно увеличивает энергию струи, повышает производительность моечной установки и снижает расход жидкости на мойку одного автомобиля.

Сопловые насадки струйных моечных установок изготавливаются из металла, капрона или силицированного графита. Диаметры отверстий насадок обычно находятся в пределах 3,0...8,0 мм. Уменьшение диаметра сопла увеличивает скорость истечения жидкости, а значит и удельную силу удара струи о поверхность. Однако чрезмерное уменьшение диаметра отверстий приводит к потере устойчивости струи, то есть при полете в воздухе она быстро распадается.

Удаление дорожно-почвенных отложений с омываемой поверхности будет обеспечиваться при условии разрушения адгезионных связей загрязнений с поверхностью. При использовании автомобилей в среднестатистических дорожных и природно-климатических условиях эксплуатации на их поверхности образуются следующие наиболее характерные виды отложений: пылегрязевые (до 15 % от общей поверхности автомобиля), маслогрязевые (до 60 % поверхности), остатки масел и смазок (различные виды – до 25 %), а также остатки перевозимых грузов (до 15 % поверхности). При этом адгезия к металлической поверхности этих видов загрязнений $\sigma_{заг}$ колеблется в широких пределах: от (0,005...0,15) МПа – для пылегрязевых и маслогрязевых отложений, до (0,05...2,00) МПа – для остатков перевозимых грузов.

На рисунке 5.2 приведена расчетная схема удара струи жидкости, истекающей из сопла, об омываемую поверхность. В общем случае струя может падать под углом α к плоскости омываемой поверхности автомобиля. При этом вектор силы удара струи $\bar{F}_л$ о поверхность может быть разложен на две составляющие: нормальную силу $\bar{F}_{лн}$ – действующую перпендикулярно омываемой поверхности, и тангенциальную $\bar{F}_{лт}$ – действующую по касательной к этой поверхности.

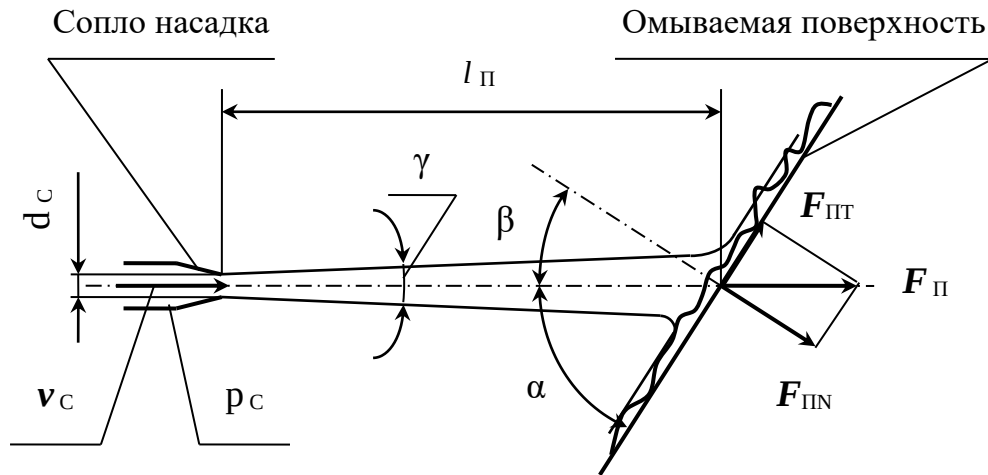


Рисунок 5.2 – Расчетная схема воздействия струи моющей жидкости на омываемую поверхность

В случае применения струйных методов мойки разрушение адгезионных связей загрязнений с омываемой поверхностью будет иметь место при выполнении следующего условия:

$$\frac{F_{ПН}}{S_{УПК}} \cdot 10^{-6} = \frac{F_{П} \cdot \sin(\alpha)}{S_{УПК}} \cdot 10^{-6} \geq \sigma_{ЗАГ}, \quad (5.1)$$

где $F_{П}$ - сила удара струи о поверхность, расположенную перпендикулярно к направлению струи и на расстоянии $l_{П}$, м, от сопла, Н;

α - угол между направлением струи и плоскостью, касательной к омываемой поверхности;

$F_{ПН}$ - нормальная составляющая силы удара струи, Н;

$S_{УПК}$ - условная площадь пятна контакта струи моющей жидкости на омываемой поверхности, м²;

$\sigma_{ЗАГ}$ - прочность адгезионных связей загрязнений с омываемой поверхностью, МПа.

Сила удара струи о поверхность $F_{П}$ определяется на основании закона о сохранении количества движения. Изменение количества движения в

направлении струи при ударе ее о поверхность, плоскость которой перпендикулярна направлению струи (скорость струи в ее направлении до удара уменьшается до нуля после удара о поверхность), можно представить в виде следующей зависимости:

$$v_{\Pi} \cdot \Delta M = F_{\Pi} \cdot \Delta t, \quad (5.2)$$

где ΔM - элементарная масса моющей жидкости, падающая из струи на омываемую поверхность за время Δt , Кг;

v_{Π} - скорость струи у поверхности до удара об нее, м/с.

Величина массы ΔM может быть определена по формуле:

$$\Delta M = v_{\Pi} \cdot S_{СП} \cdot \rho_{УП} \cdot \Delta t, \quad (5.3)$$

где $S_{СП}$ - площадь поперечного сечения струи, м², имеющей условный диаметр $d_{УП}$, м, около омываемой поверхности; $S_{СП} = 0,25 \cdot \pi \cdot d_{УП}^2$;

$\rho_{УП}$ - условная плотность струи моющей около омываемой поверхности, Кг/м³.

Площадь поперечного сечения струи около омываемой поверхности $S_{СП}$ и условная площадь $S_{УПК}$ пятна контакта струи моющей жидкости на омываемой поверхности связаны между собой следующей зависимостью:

$$S_{СП} = S_{УПК} \cdot \cos(\beta) = S_{УПК} \cdot \sin(\alpha). \quad (5.4)$$

Учитывая, что масса моющей жидкости, выходящей за определенный промежуток времени из сопла, диаметр которого равен d_c , м, равна массе жидкости, падающей за тот же промежуток времени из струи на омываемую поверхность (условный диаметр струи у поверхности – $d_{УП}$, м), можно записать следующее уравнение:

$$v_{\Pi} \cdot S_{\Pi} \cdot \rho_{\text{уп}} = v_c \cdot S_c \cdot \rho_{\text{мж}}, \quad (5.5)$$

где v_c - скорость моющей жидкости на выходе из сопла, м/с;

S_c - площадь сечения отверстия сопла, м²; $S_c = 0,25 \cdot \pi \cdot d_c^2$;

$\rho_{\text{мж}}$ - плотность моющей жидкости, Кг/м³; для воды $\rho_{\text{мж}} = 1000$ Кг/м³.

Исследования показали, что круглая незатопленная струя (струя жидкости, окруженная газовой средой, в частности – в воздушной среде) может быть разделена на три характерных части: компактную, раздробленную и распыленную. В пределах компактной части струя сохраняет цилиндрическую форму, а сплошность потока еще не нарушается. На этом участке условный диаметр сечения струи изменяется незначительно, его примерно можно принять равным диаметру отверстия сопла, из которого струя истекает. Длина первого участка примерно равна $l_t \approx (10...13) \cdot d_c$.

В раздробленной части струи нарушается сплошность потока, при этом струя постепенно расширяется. Длина второго участка струи примерно равна $l_{\Pi} \approx (100...400) \cdot d_c$. Обычно угол расширения струи γ (при кинжальной форме струи) на этом участке не превышает 1° (см. рисунок 5.2). При этом величина условного диаметра струи у поверхности, расположенной на расстоянии l_{Π} от сопла, будет примерно равна:

$$d_{\text{уп}} \approx d_c + 2 \cdot l_{\Pi} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\gamma}{2}\right) = d_c \cdot \left[1 + 2 \cdot \frac{l_{\Pi}}{d_c} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\gamma}{2}\right)\right], \quad (5.6)$$

при $\gamma = 0,6^\circ$ условный диаметр струи будет определяться выражением

$$d_{\text{уп}} = d_c \cdot \left[1 + 2 \cdot \frac{l_{\Pi}}{d_c} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{0,6}{2}\right)\right] \approx d_c \cdot \left(1 + 0,01 \cdot \frac{l_{\Pi}}{d_c}\right).$$

В пределах распыленной части струи происходит окончательный распад потока на отдельные капли. При этом скорость струи падает до 0,3 м/с и

эффективность мойки значительно ухудшается.

Распад струи на протяжении ее второй и третьей части объясняется аэрацией струи, которая обуславливается действием сил собственного веса жидкости и сил сопротивления воздуха. Очевидно, что с удалением поверхности, на которую падает струя, от сопла, скорость, а значит и сила удара струи о поверхность, будут уменьшаться, но зато площадь поверхности, омываемой одной струей, будет увеличиваться. Для эффективного воздействия струи на загрязнение, омываемую поверхность следует располагать в пределах раздробленной части струи. Здесь и сила удара струи о поверхность еще достаточно велика, и площадь пятна контакта струи на поверхности больше, чем в компактной части струи, а это позволяет уменьшить общее требуемое число сопловых насадок. Следует также отметить, что при постоянном воздействии струи на поверхность в одно и то же место, ее действие оказывается ослабленным, так как в этом случае на омываемой поверхности образуется пограничный слой жидкости, который смягчает механическое воздействие струи. Если же струя воздействует на поверхность отдельными ударами, то ее разрушающее действие значительно усиливается. Поэтому для повышения эффективности струйной мойки рекомендуется использовать прерывистую подачу жидкости на поверхность, или обеспечить поперечное перемещение омываемой поверхности относительно направления падения струи.

Размеры характерных участков струи (их длины и условные диаметры поперечных сечений) зависят от большого числа факторов. Это давление, плотность и вязкость жидкости; размеры и форма сопла и насадка; давление и плотность, а также направление и скорость движения окружающего воздуха, и многое другое. Точное теоретическое определение этих показателей весьма затруднительно. Поэтому, как правило, оптимальные расстояния от сопловых насадок до омываемой поверхности определяют на основании экспериментальных исследований.

С учетом выражений 5.3 и 5.5 формулу 5.2 можно представить в сле-

дующем виде:

$$F_{\Pi} = v_{\Pi}^2 \cdot S_{\Pi} \cdot \rho_{\text{ВП}} = v_{\Pi} \cdot v_C \cdot S_C \cdot \rho_{\text{МЖ}} = \frac{v_{\Pi}}{v_C} \cdot v_C^2 \cdot S_C \cdot \rho_{\text{МЖ}} = \frac{v_{\Pi}}{v_C} \cdot F_C, \quad (5.7)$$

где F_C - сила удара струи на выходе из сопла, Н; $F_C = v_C^2 \cdot S_C \cdot \rho_{\text{МЖ}}$.

Очевидно, что скорость струи у поверхности будет ниже скорости истечения жидкости из сопла. При этом на вид теоретической зависимости между этими показателями $v_{\Pi} = f(v_C)$, также как и на вид и размеры участков струи, влияет большое количество факторов. Из формулы 5.7 следует, что сила удара струи о поверхность будет также уменьшаться с удалением омываемой поверхности от сопла. Для сопел диаметром $d_C = 2,5 \dots 6,0$ мм при расстоянии до омываемой поверхности до двух метров ($l_{\Pi} \leq 2$ м), экспериментальными исследованиями была получена следующая эмпирическая зависимость:

$$F_{\Pi} = F_C \cdot (1 - 0,13 \cdot l_{\Pi}) - 4 \cdot l_{\Pi}, \quad (5.8)$$

С учетом последней зависимости уравнение для определения силы удара струи о поверхность примет следующий вид:

$$F_{\Pi} = (1 - 0,13 \cdot l_{\Pi}) \cdot v_C^2 \cdot S_C \cdot \rho_{\text{МЖ}} - 4 \cdot l_{\Pi}. \quad (5.9)$$

Исходя из выражений 5.1, 5.4, 5.6 и 5.9, определяется требуемая скорость истечения жидкости из сопла, обеспечивающая разрушение загрязнений на омываемой поверхности:

$$v_C \geq \sqrt{\frac{\frac{10^6 \cdot \sigma_{\text{ДПО}}}{\sin^2(\alpha)} \cdot \left(1 + 0,01 \cdot \frac{l_{\Pi}}{d_C}\right)^2 + 5,1 \cdot \frac{l_{\Pi}}{d_C^2}}{(1 - 0,13 \cdot l_{\Pi}) \cdot \rho_{\text{МЖ}}}}, \quad (5.10)$$

при использовании в качестве моющей жидкости воды и величине угла падения струи на омываемую поверхность, равной $\alpha = 90^\circ$, формула будет

иметь следующий вид

$$v_c \geq \sqrt{\frac{10^3 \cdot \sigma_{\text{шпо}} \cdot \left(1 + 0,01 \cdot \frac{l_{\Pi}}{d_c}\right)^2 + 0,005 \cdot \frac{l_{\Pi}}{d_c^2}}{1 - 0,13 \cdot l_{\Pi}}}.$$

Для обеспечения заданной скорости истечения жидкости из сопла напор моющей жидкости перед соплом H_c , м, должен определяться следующей зависимостью:

$$v_c = \phi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_c} \Rightarrow H_c = \frac{v_c^2}{2 \cdot g \cdot \phi^2}, \quad (5.11)$$

где ϕ - коэффициент скорости (зависит от вида сопловых насадок).

Требуемое давление моющей жидкости перед соплами p_c , МПа, при этом будет равно:

$$p_c = \rho_{\text{мж}} \cdot g \cdot H_c \cdot 10^{-6}. \quad (5.12)$$

Расход жидкости через одно сопло Q_c , м³/с, равен:

$$Q_c = S_c \cdot \mu \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_c} = S_c \cdot \varepsilon \cdot v_c, \quad (5.13)$$

где μ - коэффициент расхода;

ε - коэффициент сжатия струи.

Ниже приведены значения показателей коэффициентов скорости, сжатия и расхода для некоторых видов насадок:

	ϕ	ε	μ
- для внешних цилиндрических насадок	0,82	1,00	0,82
- для конических сходящихся насадок ($\theta = 13^{\circ} 24'$)	0,96	0,98	0,94
- для конических расходящихся насадок ($\theta = 5 \dots 7^{\circ}$)	0,45	1,00	0,45
- для коноидальных насадок	0,98	1,00	0,98.

Требуемая производительность насосной станции W_H , м³/с, моечной установки равна:

$$W_H = Q_C \cdot m, \quad (5.14)$$

где m - количество сопловых насадок на рамках моечной установки.

Расход моющей жидкости на мойку одного автомобиля Q_{AB} , м³, равен:

$$Q_{AB} = W_H \cdot \tau_M, \quad (5.15)$$

где τ_M - продолжительность мойки одного автомобиля, с.

Требуемое давление насосной станции p_H , МПа, определяется с учетом местных и линейных потерь напора в трубопроводах и арматуре. Для предварительных расчетов можно принять коэффициент, учитывающий линейные потери напора в трубопроводах равным $K_{ЛН} = 1,05...1,15$, а коэффициент, учитывающий местные потери в арматуре, равным $K_{МН} = 1,1...1,2$. При этом требуемое давление насосной станции, МПа, будет равно:

$$p_H = p_C \cdot K_{ЛН} \cdot K_{МН}. \quad (5.15)$$

Мощность электродвигателя привода насосной станции $N_{\text{э}}$, кВт, определяется по формуле:

$$N_{\text{э}} = \frac{p_H \cdot W_H \cdot 10^3}{\eta_M \cdot \eta_{OB}}. \quad (5.16)$$

где η_M - механический КПД насосной станции; для проектных расчетов

механический КПД принимается равным $\eta_M = 0,95...0,97$;

η_{OB} - объемный КПД насоса; для центробежных насосов можно при-

нять $\eta_{OB}^I = 0,7...0,8$; для поршневых насосов $\eta_{OB}^I = 0,8...0,9$.

5.3 АППАРАТУРА И МАТЕРИАЛЫ

При выполнении лабораторной работы требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) струйная моечная установка для мойки грузовых автомобилей;
- 2) штангенциркуль;
- 3) линейка (длина 500 мм);
- 4) рулетка (длина 2,0 м).

5.4 УКАЗАНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ

При выполнении лабораторной работы обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

- 1) проверить состояние заземления металлоконструкции моечной установки;
- 2) при изучении устройства моечной установки, выполнении замеров геометрических параметров сопловых насадок и габаритных размеров установки выключить электропитание насосной станции и на выключателе повесить табличку "Не включать";
- 3) при включении насосной станции следить, чтобы в зоне мойки не находились люди.

5.5 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Лабораторную работу рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) изучить устройство моечной установки и ее насосной станции;

- 2) измерить параметры сопловых насадок и определить их количество;
- 3) выполнить проверочный расчет параметров гидронасоса;
- 4) рассчитать мощность приводного электродвигателя насосной станции моечной установки;
- 5) сравнить расчетные величины с техническими показателями моечной установки и, на основании результатов сравнения, дать соответствующее заключение;
- 6) дать краткое описание и выполнить проектный расчет основных параметров струйной моечной установки на основании исходных данных, выбранных из таблицы 5.1 в соответствии с индивидуальным вариантом студента.

Таблица 5.1 – Исходные данные для выполнения расчета основных параметров струйной моечной установки

Вариант	Способ мойки (уровень механизации моечной установки)	Тип насоса	$\sigma_{заг}$, МПа	$l_{п}$, м	d_c , м	m , шт.	τ_m , с
1	Ручной	Поршневой	0,10	0,60	0,0030	1	240
2	Ручной	Поршневой	0,15	0,70	0,0035	2	230
3	Ручной	Поршневой	0,20	0,80	0,0040	1	220
4	Ручной	Поршневой	0,25	0,90	0,0045	2	210
5	Ручной	Поршневой	0,30	1,00	0,0050	1	200

Продолжение таблицы 5.1

Вариант	Способ мойки (уровень механизации моечной установки)	Тип насоса	$\sigma_{заг}$, МПа	$l_{п}$, м	d_c , м	m , шт.	τ_m , с
6	Ручной	Поршневой	0,35	1,10	0,0055	2	190
7	Ручной	Поршневой	0,40	1,00	0,0060	1	180
8	Ручной	Поршневой	0,45	0,90	0,0065	2	170
9	Ручной	Поршневой	0,50	0,80	0,0070	1	160
10	Ручной	Поршневой	0,55	0,70	0,0075	2	150
11	Ручной	Поршневой	0,60	0,60	0,0080	1	140
12	Механизированный	Центробежный	0,01	0,80	0,0030	40	50
13	Механизированный	Центробежный	0,02	0,75	0,0032	38	52
14	Механизированный	Центробежный	0,03	0,70	0,0034	36	54
15	Механизированный	Центробежный	0,04	0,65	0,0036	34	56
16	Механизированный	Центробежный	0,05	0,60	0,0038	32	58
17	Механизированный	Центробежный	0,06	0,55	0,0040	30	60

18	Механизированный	Центробежный	0,07	0,50	0,0042	28	62
19	Механизированный	Центробежный	0,08	0,80	0,0044	26	64
20	Механизированный	Центробежный	0,09	0,75	0,0046	24	66
21	Механизированный	Центробежный	0,10	0,70	0,0048	22	68
22	Механизированный	Центробежный	0,11	0,65	0,0050	20	70
23	Механизированный	Центробежный	0,12	0,60	0,0052	18	72
24	Механизированный	Центробежный	0,13	0,55	0,0054	16	74
25	Механизированный	Центробежный	0,14	0,50	0,0056	14	76

5.6 СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА И ЕГО ФОРМА

Отчет по работе выполняется каждым студентом самостоятельно и должен включать в себя следующие разделы:

- наименование и цель работы;
- описание устройства и принципа действия струйной моечной установки;
- проверочный расчет параметров гидронасоса и приводного электродвигателя насосной станции струйной моечной установки;
- проектный расчет основных параметров струйной моечной установки на основании исходных данных, выбранных из таблицы 5.1 в соответствии с индивидуальным вариантом студента;
- выводы по результатам расчетов;
- дату выполнения и подпись студента.

Отчет оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине "Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования" или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

5.7 КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ И ЗАЩИТА РАБОТЫ

Для оценки уровня усвоения материала лабораторной работы рекомендуется следующий перечень контрольных вопросов:

- 1) пояснить устройство и принцип работы струйной моечной установки;
- 2) какие варианты установки сопловых насадок используются в струйных моечных установках;
- 3) какие варианты конструкции сопел используются в насадках струйных моечных установок;
- 4) какие типы насосов используются в струйных моечных установках для подачи рабочей жидкости;
- 5) какие исходные данные используются для расчета основных параметров струйных моечных установок;
- 6) какие факторы оказывают влияние на скорость истечения жидкости из соплового насадка;
- 7) по какой формуле рассчитывается сила удара струи о поверхность;
- 8) по каким формулам производится определение величин напора и давления моющей жидкости перед сопловым насадком;
- 9) по каким формулам производится расчет скорости истечения жидкости из сопла и расхода жидкости через один сопловый насадок моечной установки;
- 10) по каким формулам производится определение величин давления, производительности и мощность электродвигателя привода насосной станции моечной установки;
- 11) по какой формуле производится расчет расхода моющей жидкости на мойку одного автомобиля.

Защита лабораторной работы производится индивидуально каждым студентом только при наличии отчета по лабораторной работе, оформленного в соответствие с вышеприведенными требованиями.

5.8 ЛИТЕРАТУРА

5.8.1 Основная литература

5.8.1.1 Сарбаев В.И., Селиванов С.С., Коноплев В.Н., Демин Ю.Н. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: механизация и экологическая безопасность производственных процессов / Серия «Учебники, учебные пособия». – Ростов н/Д: «Феникс», 2004. – 448 с.

5.8.1.2 Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов / Е.С. Кузнецов, А.П. Болдин, В.М. Власов и др.; под ред. Е.С. Кузнецова – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Наука, 2001. – 535 с.

5.8.2 Дополнительная литература

5.8.2.1 Афанасиков Ю.И. Проектирование моечно-очистного оборудования авторемонтных предприятий. – М.: Транспорт, 1987. – 174 с.: ил. табл.

5.8.2.2 Завьялов С.Н. Мойка автомобилей: Технология и оборудование. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1994. – 176 с.

5.8.2.3. Тельнов Н.Ф. Технология очистки и мойки сельскохозяйственных машин. М., «Колос», 1973.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №6

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОГО БАРАБАННОГО ТОРМОЗНОГО СТЕНДА

6.1 ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Изучение устройства и практическое закрепление методики определения основных параметров барабанных тормозных стенов диагностики тор-

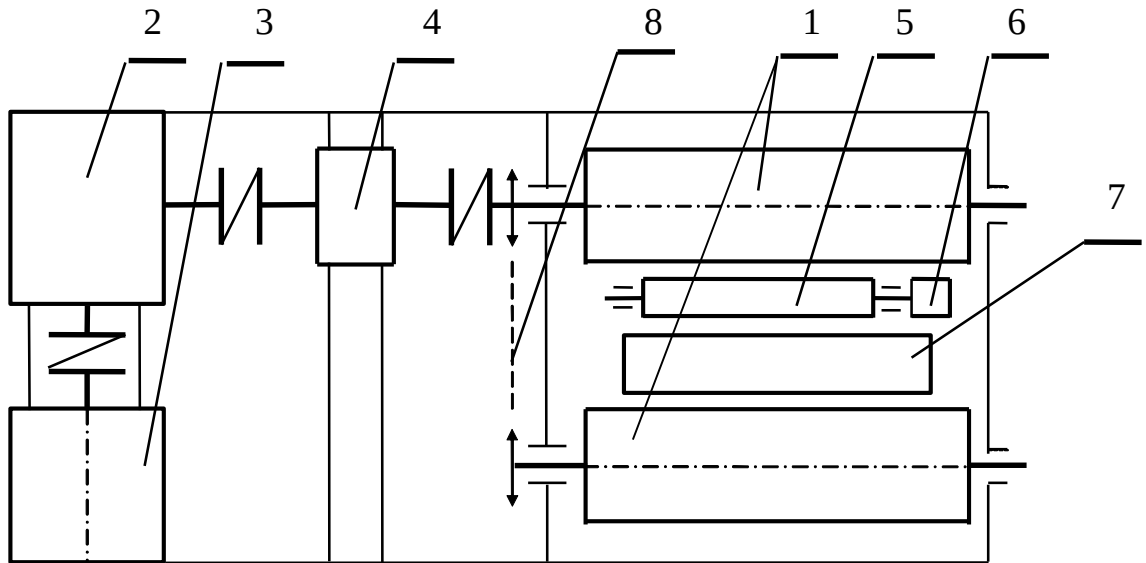
мозов автомобилей. Знание расчета этих параметров необходимо для проектирования подобных стендов, а также для правильного понимания принципа действия барабанных тормозных стендов.

6.2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

В технологическом процессе общего диагностирования автомобилей наибольший объем составляют работы по диагностике технического состояния тормозов. Для объективной оценки состояния тормозных систем в настоящее время разработаны специальные диагностические средства, называемые тормозными стендами. Наибольшее признание и применение из большого перечня выпускаемого оборудования данного назначения нашли силовые барабанные тормозные стенды. Они обладают достаточно высокой надежностью и стабильностью показаний. Силовые барабанные стенды позволяют измерять следующие диагностические параметры: тормозную силу на колесах, время срабатывания тормозных механизмов и неравномерность срабатывания тормозов колес одной оси по величине тормозных сил и по времени срабатывания тормозных механизмов.

Конструкции тормозных стендов чаще всего симметричные. Они состоят из двух одинаковых секций: под правое и под левое колеса одной оси автомобиля. Каждая секция включает в себя следующие основные элементы: опорное устройство; электромеханический привод; силоизмерительное устройство; систему измерения времени срабатывания тормозных механизмов; систему отключения привода стенда при блокировке колес в процессе торможения и подъемное устройство.

На рисунке 6.1 приведена кинематическая схема механической части силового тормозного стенда.



1 – беговые барабаны; 2 – редуктор; 3 – электродвигатель; 4 – датчик крутящего момента; 5 – следящий ролик; 6 – датчик угловой скорости колеса; 7 – пневматическая подъемная площадка; 8 – цепная передача

Рисунок 6.1 - Кинематическая схема силового барабанного тормозного стенда

Представленный на схеме вариант конструкции имеет опорное устройство с барабанами, расположенными на одном уровне, при этом оба беговых барабана 1 являются ведущими, так как они соединены между собой цепной передачей 8. Барабаны приводятся во вращение приводом, состоящим из стационарного трехфазного асинхронного электродвигателя 3 и червячного редуктора 2. Силоизмерительная система изготовлена на базе магнитоупругого датчика крутящего момента 4, установленного на входном валу опорного устройства стенда. Система измерения времени срабатывания тормозных механизмов создана на базе следящего ролика 5, на валу которого установлен электроконтактный датчик угловой скорости 6. Система, обеспечивающая легкий съезд колес автомобиля с беговых барабанов стенда, выполнена в виде пневматических подъемных площадок 7, расположенных между беговыми

барабанами.

На рисунке 6.2 показана схема сил, действующих на колесо автомобиля при торможении на силовом барабанном диагностическом стенде. Со стороны беговых барабанов стенда на колесо автомобиля действуют опорные радиальные реакции переднего $\vec{N}_{\text{пб}}$ и заднего $\vec{N}_{\text{зб}}$ барабанов, величина которых, в первую очередь, определяется весом автомобиля $\vec{G}_k$, приходящимся на это колесо. В процессе торможения, в местах контакта колеса с барабанами возникают силы трения (тормозные силы). Величины тормозных сил, действующих со стороны переднего $\vec{P}_T^{\text{пб}}$ и заднего $\vec{P}_T^{\text{зб}}$ барабанов, а так же суммарная тормозная сила $P_T = P_T^{\text{пб}} + P_T^{\text{зб}}$ на колесе автомобиля, определяются эффективностью работы тормозного механизма данного колеса. Измерение величины суммарной тормозной силы P_T и является одной из задач диагностирования на силовом барабанном тормозном стенде. Данное измерение производится, как было выше отмечено, при помощи датчика крутящего момента 4. Один конец вала датчика крутящего момента D при помощи упругой муфты соединяется с выходным (тихоходным) валом редуктора, а второй – с валом заднего бегового барабана опорного устройства. На вал датчика действует крутящий момент $M_{\text{кр}}$, величина которого пропорциональна измеряемой тормозной силе на колесе P_T .

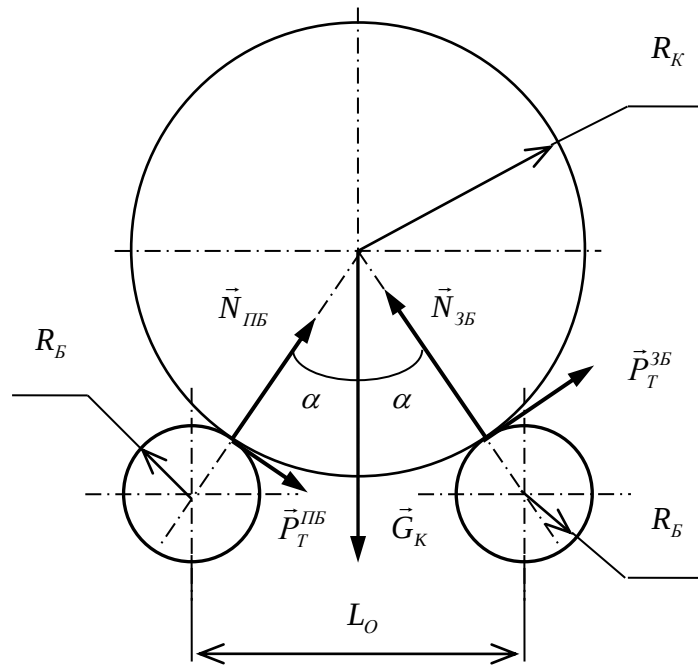


Рисунок 6.2 – Схема действия сил на колесо автомобиля в процессе торможения на силовом барабанном стенде

К основным параметрам силовых барабанных тормозных стендов относятся следующие показатели:

- размеры беговых барабанов (диаметр, длина);
- расстояние между осями барабанов одной секции стенда;
- окружная скорость беговых барабанов стенда;
- максимальная тормозная сила, реализуемая на стенде;
- передаточное отношение привода стенда;
- мощность электродвигателя привода каждой секции стенда.

Диаметр барабана выбирается в зависимости от диаметра автомобильного колеса с целью обеспечения условий его качения по беговым барабанам стенда, приближенных к дорожным условиям. Исследования показали, что наиболее оптимальные условия обеспечиваются в том случае, если величины радиусов R_B (диаметров D_B) барабанов, будут не менее 0,3 от радиуса R_K (диаметра D_K) колеса, м, то есть:

$$R_B \geq 0,3 \cdot R_K. \quad (6.1)$$

Длина барабанов зависит от типа и параметров диагностируемого автомобиля. Рекомендуется длину барабанов для грузовых $L_B^Г$ и легковых $L_B^Л$, м, автомобилей определять по формулам:

$$\begin{aligned} - \text{ для грузовых автомобилей} \quad L_B^Г &= 2 \cdot B_K + a + 0,05, \\ - \text{ для легковых автомобилей} \quad L_B^Л &= B_K + a, \end{aligned} \quad (6.2)$$

где B_K - наибольшая ширина профиля шины колеса автомобиля, диагностируемого на стенде, м;

a - нормируемая величина, учитывающая тип автомобиля, м; принимается равной 0,2 м – для грузовых автомобилей и 0,3 м – для легковых автомобилей.

Расстояние между осями беговых барабанов определяется из условия устойчивости автомобиля на стенде при диагностировании. Под устойчивым положением подразумевается обеспечение контакта колес автомобиля с обоими барабанами при испытании. Достаточная устойчивость обеспечивается при условии, когда выполняется следующее неравенство:

$$\operatorname{tg}(\alpha) \geq \varphi, \quad (6.3)$$

где α - угол, образованный вертикалью и линией, соединяющей оси автомобильного колеса и заднего барабана стенда;

φ - коэффициент сцепления протектора шин с поверхностью беговых барабанов; он зависит от типа и состояния поверхности барабана, его величина принимается равной: для стальных барабанов с гладкой поверхностью – 0,53, с фасонной поверхностью – 0,73, а с продольными канавками – 0,64.

Из приведенного неравенства можно вывести формулу для определения расстояния между осями беговых барабанов L_O , м, которое будет равно:

$$L_O \geq (R_K + R_B) \cdot \frac{2 \cdot \varphi}{\sqrt{1 + \varphi^2}}. \quad (6.4)$$

Окружная скорость колес автомобиля и барабанов стенда назначается с учетом того обстоятельства, что при увеличении скорости испытания значительно возрастает величина мощности приводных электродвигателей стенда. У современных силовых тормозных стендов скорость вращения колес автомобиля обычно находится в пределах 1 – 5 км/ч.

Тормозная сила на автомобильном колесе при торможении на стенде зависит от уровня расположения заднего барабана относительно переднего, числа ведущих барабанов (в одной секции), расстояния между осями барабанов и коэффициента сцепления шины с опорной поверхностью. При использовании схемы, когда барабаны расположены на одном уровне, величина максимальной тормозной силы P_T^{MAX} , КН, реализуемой на стенде, равна:

$$P_T^{MAX} = G_K \cdot \frac{\varphi}{1 + \varphi^2} \cdot \frac{2}{\sqrt{4 - \frac{L_o^2}{(R_K + R_B)^2}}} = \frac{\varphi}{1 + \varphi^2} \cdot \frac{G_O^{MAX}}{\sqrt{4 - \frac{L_o^2}{(R_K + R_B)^2}}}. \quad (6.5)$$

где G_K - часть веса автомобиля приходящаяся на наиболее нагруженное колесо, КН; определяется как половина от максимальной нагрузки на ось G_O^{MAX} , КН, проверяемого автомобиля $G_K = \frac{G_O^{MAX}}{2}$.

Мощность электродвигателя N_3 , КВт, привода каждой секции стенда определяется с учетом максимальной тормозной силы и скорости вращения автомобильного колеса. Для ее определения можно использовать формулу:

$$N_3 = \frac{P_T^{MAX} \cdot V_O}{\eta_{ОБЩ}}. \quad (6.6)$$

где V_O - окружная скорость колес автомобиля и барабанов стенда, м/с;

$\eta_{ОБЩ}$ - общий КПД привода стенда; для проектных расчетов можно

принимать $\eta_{\text{ОБЩ}} = 0,82 \dots 0,88$.

На основании полученной величины мощности выбирается типоразмер электродвигателя секции стенда. Обычно в качестве приводных электродвигателей силовых барабанных тормозных стендов выбирают трехфазные асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором.

Частота вращения беговых барабанов стенда n_B , об/мин, определяется по формуле:

$$n_B = \frac{30 \cdot V_o}{\pi \cdot R_B}. \quad (6.7)$$

Общее передаточное отношение привода секции стенда $U_{\text{ОБЩ}}$ рассчитывается по формуле:

$$U_{\text{ОБЩ}} = \frac{n_{\text{Э}}}{n_B}. \quad (6.8)$$

где $n_{\text{Э}}$ - частота вращения вала приводного электродвигателя, об/мин;
для трехфазных асинхронных электродвигателей данная величина выбирается из ряда 750, 1000, 1500 и 3000 об/мин.

При выборе частоты вращения вала электродвигателя следует учитывать, что при большей частоте вращения масса электродвигателя меньше, но передаточное отношение привода, а значит и его масса, будут больше.

6.3 АППАРАТУРА И МАТЕРИАЛЫ

При выполнении лабораторной работы требуется следующее материальное обеспечение:

1) комбинированный стенд для общей диагностики автомобилей модели СК1-K481;

- 2) линейка (длина 500 мм);
- 3) рулетка (длина 2,0 м).

6.4 УКАЗАНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ

При выполнении лабораторной работы обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

- 1) проверить состояние заземления металлоконструкций секций стенда и его пульта управления;
- 2) при изучении устройства механической части стенда (привода, опорного устройства, подъемного механизма) выключить электропитание стенда и на выключателе повесить табличку "Не включать";
- 3) включение привода стенда производить только с разрешения ведущего преподавателя или учебного мастера;
- 4) при включении привода стенда следить, чтобы на его барабаны и подъемные площадки не становились люди.

6.5 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Лабораторную работу рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) изучить устройство силового барабанного стенда для диагностики тормозов автомобилей (на примере стенда модели СК1 – К481);
- 2) измерить длину, диаметр и межосевое расстояние беговых барабанов;
- 3) выполнить проверочный расчет основных параметров стенда;
- 4) сравнить расчетные величины с техническими показателями стенда и, на основании результатов сравнения, дать соответствующее заключение;
- 5) дать краткое описание и выполнить проектный расчет основных параметров силового барабанного тормозного стенда на основании исходных

данных, выбранных из таблицы 6.1 в соответствии с индивидуальным вариантом студента.

Таблица 6.1 – Исходные данные для выполнения расчета основных параметров силового барабанного тормозного стенда

Вариант	Тип диагностируемых автомобилей	Размер шин, м		G_o^{MAX} , КН	φ	V_o , м/с
		R_K	B_K			
1	Легковые	0,275	0,155	8	0,60	1,6
2	Легковые	0,285	0,165	8	0,61	1,5
3	Легковые	0,290	0,155	8	0,62	1,4
4	Легковые	0,300	0,170	10	0,63	1,3
5	Легковые	0,310	0,185	10	0,64	1,2
6	Легковые	0,340	0,190	12	0,65	1,1
7	Легковые	0,350	0,200	12	0,66	1,0
8	Легковые	0,350	0,210	15	0,67	0,9
9	Легковые	0,370	0,220	15	0,68	0,8
10	Легковые	0,350	0,210	20	0,69	0,7
11	Легковые	0,370	0,235	20	0,70	0,6
12	Грузовые и автобусы	0,460	$2 \times 0,235$	30	0,69	0,5
13	Грузовые и автобусы	0,465	$2 \times 0,240$	30	0,68	0,6
14	Грузовые и автобусы	0,480	$2 \times 0,260$	40	0,67	0,7
15	Грузовые и автобусы	0,485	$2 \times 0,260$	40	0,66	0,8
16	Грузовые и автобусы	0,490	$2 \times 0,280$	50	0,65	0,9
17	Грузовые и автобусы	0,500	$2 \times 0,275$	50	0,64	1,0
18	Грузовые и автобусы	0,480	$1 \times 0,630$	60	0,63	1,1
19	Грузовые и автобусы	0,680	$1 \times 0,650$	60	0,62	1,0
20	Грузовые и автобусы	0,725	$1 \times 0,680$	70	0,61	0,9
21	Грузовые и автобусы	0,740	$1 \times 0,550$	70	0,60	0,8
22	Грузовые и автобусы	0,505	$2 \times 0,295$	80	0,61	0,7
23	Грузовые и автобусы	0,515	$2 \times 0,295$	80	0,62	0,6
24	Грузовые и автобусы	0,520	$2 \times 0,315$	100	0,63	0,5
25	Грузовые и автобусы	0,540	$2 \times 0,315$	100	0,64	0,4

6.6 СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА И ЕГО ФОРМА

Отчет по работе выполняется каждым студентом самостоятельно и должен включать в себя следующие разделы:

- наименование и цель работы;
- описание устройства и принципа действия силового тормозного стенда;
- проверочный расчет основных параметров стенда модели СК1 – К481;
- проектный расчет основных параметров силового барабанного тормозного стенда на основании исходных данных, выбранных из таблицы 6.1 в соответствии с индивидуальным вариантом студента;
- выводы по результатам расчетов;
- дату выполнения и подпись студента.

Отчет оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине "Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования" или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

6.7 КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ И ЗАЩИТА РАБОТЫ

Для оценки уровня усвоения материала лабораторной работы рекомендуется следующий перечень контрольных вопросов:

- 1) какие диагностические параметры позволяют измерять силовые барабанные тормозные стенды;
- 2) привести кинематическую схему, пояснить устройство и принцип работы силового барабанного тормозного стенда;
- 3) какие основные элементы входят в состав секции силового барабанного тормозного стенда;
- 4) привести и пояснить схему сил, действующих на колесо автомобиля при торможении на силовом барабанном диагностическом стенде;
- 5) какие исходные данные используются для расчета основных параметров силового барабанного тормозного стенда;
- 6) по каким формулам рассчитываются диаметр и длина беговых барабанов силового барабанного тормозного стенда;

7) по каким формулам производится определение межосевого расстояния беговых барабанов секции силового тормозного стенда;

8) какие факторы оказывают влияние на величину тормозной силы, измеряемой на силовом барабанном тормозном стенде;

9) по какой формуле производится расчет максимальной величины тормозной силы, реализуемой на силовом барабанном стенде;

10) по каким формулам производится определение величин частоты вращения беговых барабанов и передаточного отношения привода секции тормозного стенда;

11) по какой формуле производится расчет мощности приводного электродвигателя секции силового барабанного тормозного стенда.

Защита лабораторной работы производится индивидуально каждым студентом только при наличии отчета по лабораторной работе, оформленного в соответствие с вышеприведенными требованиями.

6.8 ЛИТЕРАТУРА

6.8.1 Основная литература

6.8.1.1 Сарбаев В.И., Селиванов С.С., Коноплев В.Н., Демин Ю.Н. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: механизация и экологическая безопасность производственных процессов / Серия «Учебники, учебные пособия». – Ростов н/Д: «Феникс», 2004. – 448 с.

6.8.1.2 Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов / Е.С. Кузнецов, А.П. Болдин, В.М. Власов и др.; под ред. Е.С. Кузнецова – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Наука, 2001. – 535 с.

6.8.1.3 Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: Учебник для студентов учреждений сред. проф. образования / В.М. Власов, С.В. Жанкази-

ев, С.М. Круглов и др.; под ред. В.М. Власова. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 480 с.

6.8.2 Дополнительная литература

6.8.2.1 Грибенко С.М. Диагностика и обслуживание автомобилей. - Ставропольское книжное издательство, 1977. – 288 с.

6.8.2.2 Мирошников Л.В., Болдин А.П., Пал В.И. Диагностирование технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях. - М.: Транспорт, 1977. – 263 с., ил.

6.8.2.3 Стенд комбинированный для контроля тормозов и тяговых качеств автомобилей. Модель СК1 - К481. Паспорт-инструкция №1 СК1.00.00.00 ПС. Министерство автомобильного транспорта РСФСР. Южно-Уральское территориальное транспортное управление. Конструкторско-технологическое бюро. Челябинск, 1979.

6.8.2.4 Харазов А.М. Диагностическое обеспечение технического обслуживания и ремонта автомобилей. М.: Высшая школа, 1990. – 208 с.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №7

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СТЕНДА С БЕГОВЫМИ БАРАБАНАМИ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ УСТАНОВКИ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС АВТОМОБИЛЕЙ

7.1 ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Изучение устройства и практическое закрепление методики определения основных параметров барабанных стендов для диагностики установки управляемых колес автомобилей. Знание расчета этих параметров необходимо для проектирования подобных стендов, а также для правильного понимания принципа действия барабанных стендов диагностики ходовых качеств автомобилей.

7.2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Для обеспечения устойчивого движения к легкости управления автомобилем, его управляемые колеса наклонены к продольной вертикальной плоскости автомобиля под некоторыми углами схождения и развала. Величины данных углов определяется из конструктивных соображений, их номинальные значения обеспечиваются заводом изготовителем. Отклонение этих величин от оптимальных значений ухудшает управляемость и устойчивость автомобиля, а также вызывает увеличение износа шин и расхода топлива при

эксплуатации.

В процессе работы автомобиля величина углов установки управляемых колес изменяется вследствие износа трущихся пар рулевого управления и переднего моста. У грузовых автомобилей, имеющих зависимую переднюю подвеску, угол развала колес не регулируется. В результате изменения угла развала нарушается оптимальное соответствие между данным углом и схождением колес. Установление оптимальной величины схождения колес при определенном угле развала – задача достаточно трудоемкая. В связи с этим, в настоящее время разработан метод определения оптимальной установки управляемых колес по величине боковой силы, возникающей в пятне контакта колеса с опорной поверхностью. Боковую силу можно представить как алгебраическую сумму двух составляющих: боковой силы обусловленной наличием угла развала α , и боковой силы, вызванной углом β схождения колес. Боковую силу, возникающую вследствие развала, можно уравновесить изменением угла схождения колес, так как при положительных значениях указанных параметров, соответствующие им боковые силы направлены в разные стороны. Исследованиями установлено, что при малых значениях угла развала ($\alpha = 0 \dots 6^\circ$) экспериментальные значения боковой силы, обусловленные развалом, весьма близки к теоретическим величинам.

Теоретическое значение боковой силы от развала $F_{БР}$, Н, определяется по формуле:

$$F_{БР} = - G_K \cdot \operatorname{tg}(\alpha), \quad (7.1)$$

где G_K - часть веса автомобиля приходящаяся на одно управляемое колесо, Н; определяется как половина от нагрузки на переднюю ось $G_{по}$, Н, автомобиля, находящегося в снаряженном состоянии, $- G_K = \frac{G_{по}}{2}$.

Теоретическое значение боковой силы от схождения колес $F_{БС}$, Н,

можно определить из следующей зависимости:

$$K_y = \frac{d(F_{BC})}{d(\beta)}, \quad (7.2)$$

где K_y - коэффициент сопротивления уводу, Н/град.

При нахождении угла схождения колес в пределах $\beta = 0 \dots 5^\circ$ величина коэффициента увода изменяется незначительно. Поэтому боковую силу, обусловленную схождением можно определить по формуле:

$$F_{BC} = K_y \cdot \beta. \quad (7.3)$$

Исходя из вышеизложенного, суммарное значение боковой силы ΣF_B , Н, при углах развала, не превышающих 6 градусов, и углах схождения не превышающих 4 градусов, определяется по формуле:

$$\Sigma F_B = F_{BC} + F_{BP} = K_y \cdot \beta - G_K \cdot \operatorname{tg}(\alpha). \quad (7.4)$$

Для контроля величины боковой силы разработаны стенды для диагностики установки управляемых колес по величине силовых параметров, возникающих в пятне контакта протектора шины с опорной поверхностью. Контрольно-диагностические стенды, измеряющие силовые параметры установки управляемых колес, по типу опорных устройств в основном делятся на площадочные стенды и стенды с беговыми барабанами. Кроме того, их можно классифицировать по числу секций на одно- и двухсекционные.

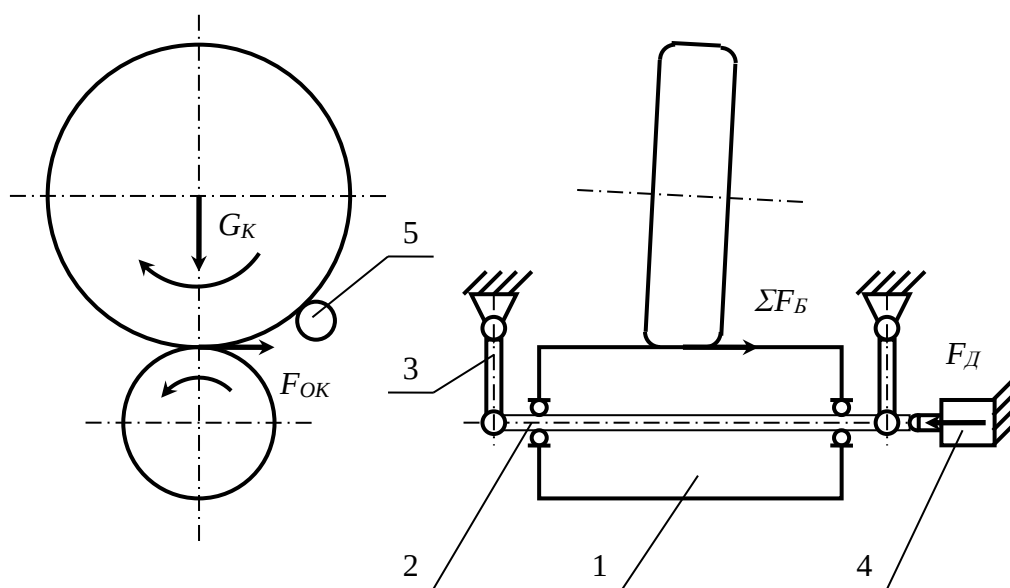
Стенды с беговыми барабанами по расположению привода можно разделить на три группы:

- 1) стенды, имеющие индивидуальный привод на каждую секцию, расположенный внутри беговых барабанов (модели КИ-4872 и КИ-8959);
- 2) стенды, имеющие индивидуальный внешний привод на каждую секцию (модели СХК-1, СХК-2 и СХК-3);
- 3) стенды, имеющие единый внешний привод на обе секции.

По числу опорных барабанов и способу фиксации положения автомобиля в процессе диагностирования стенды подразделяются на следующие группы:

- стенды с установкой каждого управляемого колеса на одном барабане и фиксацией автомобиля за балку переднего моста;
- стенды с установкой управляемых колес на два барабана под каждое колесо (или на барабан и поддерживающий ролик).

На рисунке 7.1 показана схема стенда при установке колеса на одном барабане. В этом случае привод обычно размещается внутри беговых барабанов, а фиксация автомобиля производится либо за балку переднего моста (стенд КИ – 4872), либо при помощи поддерживающего ролика 5 (стенд КИ – 8959), расположенного перед колесом, как показано на рисунке 7.1.



- 1 – беговой барабан; 2 – ось барабана; 3 – серьга подвески барабана;
4 – датчик силы; 5 – ролик поддерживающий

Рисунок 7.1 – Схема барабанного стенда для диагностики установки управляемых колес по величине боковых сил

Ось 2 барабана 1, на котором установлено колесо автомобиля, подвешена на серьгах 3. Один из торцов оси 2 упирается в шток датчика силы 4.

При качении колеса в пятне контакта его шины с барабаном 1 возникает боковая сила ΣF_B , стремящаяся сместить барабан вдоль его оси, а реакция штока датчика F_D уравнивает эту силу. Таким образом, на датчик 4 действует сила, равная боковой силе $F_D = \Sigma F_B$. Величина этой силы контролируется при помощи измерительной системы стенда.

К основным параметрам, характеризующим стенды описанной конструкции, относятся следующие величины:

- максимальное значение суммарной боковой силы, контролируемой на стенде;
- диаметр и длина беговых барабанов;
- окружная сила на барабане;
- окружная скорость и частота вращения беговых барабанов;
- мощность привода;
- передаточное отношение привода.

При определении по формуле 7.4 максимального значения боковой силы ΣF_B^{MAX} , контролируемой на стенде, в расчеты принимаются наибольшие величины веса автомобиля, приходящегося на колесо G_K^{MAX} , коэффициента увода K_y^{MAX} и угла схождения управляемых колес β^{MAX} из тех моделей автомобилей, которые предполагается диагностировать на данном стенде.

Геометрические размеры беговых барабанов (их радиус и длина) определяются исходя из размеров управляемых колес. При этом для обеспечения условий испытания, весьма приближенных к дорожным условиям, радиус барабанов R_B , м, должен удовлетворять следующему условию:

$$R_B \geq 0,4 \cdot R_K, \quad (7.5)$$

где R_K - радиус колеса автомобиля, м.

Длина беговых барабанов L_B , м, определяется по формуле:

$$L_B = (0,2 \dots 0,3) \cdot B_K, \quad (7.6)$$

где B_K - ширина профиля шины колеса автомобиля, м.

Окружная сила на барабане определяется силой сопротивления качению колеса, которое зависит от многих факторов: типа шин, состояния протектора, давления воздуха в шинах, состояния ступиц и тормозных механизмов управляемых колес, величины углов схождения и развала колес. Для проектных расчетов величину окружной силы F_{OK} , Н, можно определить по следующей формуле:

$$F_{OK} = G_K \cdot f_C, \quad (7.7)$$

где f_C - коэффициент сопротивления качению колеса автомобиля по барабанам стенда; $f_C = 0,03 \dots 0,04$.

Окружная скорость V_{OK} беговых барабанов и колеса при диагностировании автомобиля на стендах диагностики установки управляемых колес с беговыми барабанами выбирается в пределах 10...25 км/ч ($\approx 3 \dots 7$ м/с). Уменьшение скорости испытания влечет за собой искажение результатов измерений. Увеличение скорости приводит к неоправданному возрастанию мощности привода стенда, что вызывает излишний расход электроэнергии.

Частота вращения беговых барабанов n_B , об/мин, равна:

$$n_B = \frac{30 \cdot V_{OK}}{\pi \cdot R_B}. \quad (7.8)$$

Мощность электродвигателей привода беговых барабанов определяется исходя из величины окружной силы на барабанах и окружной скоростью испытания. При индивидуальном приводе на каждый барабан мощность электродвигателей $N_э$, кВт, определяется по формуле:

$$N_э = \frac{F_{OK} \cdot V_{OK}}{1000 \cdot \eta_{ОБЩ}}. \quad (7.9)$$

$\eta_{\text{ОБЩ}}$ - общий КПД привода стенда; для проектных расчетов можно принимать $\eta_{\text{ОБЩ}} = 0,84 \dots 0,88$.

Передаточное отношение привода $U_{\text{пр}}$ определяется, как отношение частоты вращения вала электродвигателя к частоте вращения барабанов:

$$U_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{э}}}{n_{\text{б}}}. \quad (7.10)$$

где $n_{\text{э}}$ - частота вращения вала приводного электродвигателя, об/мин;
для трехфазных асинхронных электродвигателей данная величина выбирается из ряда 750, 1000, 1500 и 3000 об/мин.

7.3 АППАРАТУРА И МАТЕРИАЛЫ

При выполнении лабораторной работы требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) барабанный стенд для диагностики установки управляемых колес автомобилей;
- 2) линейка (длина 500 мм);
- 3) рулетка (длина 2.0 м).

7.4 УКАЗАНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ

При выполнении лабораторной работы обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

- 1) проверить состояние заземления металлоконструкции стенда;
- 2) при выполнении замеров геометрических параметров беговых барабанов выключить электропитание стенда и на выключателе повесить таблич-

ку "Не включать";

3) при включении привода стенда следить, чтобы на его барабаны не становились люди.

7.5 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Лабораторную работу рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) изучить устройство барабанного стенда для диагностики установки управляемых колес автомобилей;
- 2) измерить длину и ширину беговых барабанов, а также их диаметр;
- 3) выполнить проверочный расчет параметров стенда;
- 4) сравнить расчетные величины с техническими показателями стенда и, на основании результатов сравнения, дать соответствующее заключение.
- 5) дать краткое описание и выполнить проектный расчет основных параметров силового барабанного стенда для диагностики установки управляемых колес автомобилей на основании исходных данных, выбранных из таблицы 7.1 в соответствии с индивидуальным вариантом студента.

Таблица 7.1 – Исходные данные для выполнения расчета основных параметров силового барабанного стенда для диагностики установки управляемых колес автомобилей

Вариант	Углы установки управляемых колес, град		Размер шин, м		$G_{по}$, Н	K_y , Н/град	$V_{ок}$, м/с
	α	β^{max}	R_K	B_K			
1	1,0	0,5	0,320	0,180	10000	700	7,4
2	1,5	0,5	0,370	0,220	12000	720	7,2
3	1,5	0,6	0,370	0,220	12000	750	7,0
4	1,0	0,6	0,320	0,180	20000	780	6,8
5	1,0	0,4	0,445	0,220	14000	820	6,6
6	1,0	0,5	0,460	0,235	16000	900	6,4
7	1,0	0,6	0,465	0,235	15000	970	6,2
8	1,0	0,5	0,465	0,235	24000	1000	6,0

9	1,0	1,0	0,480	0,260	26000	1500	5,8
10	1,0	1,1	0,480	0,260	30000	1600	5,6
11	1,0	0,8	0,480	0,260	36000	1700	5,4
12	1,0	0,6	0,500	0,275	25000	1730	5,2

Продолжение таблицы 7.1

Вариант	Углы установки управляемых колес		Размер шин, м		$G_{\text{по}}$, Н	K_y , Н/град	$V_{\text{ок}}$, м/с
	α	β^{MAX}	R_K	B_K			
13	1,0	0,8	0,500	0,275	30000	1800	5,0
14	1,0	1,0	0,500	0,275	35000	1900	4,8
15	1,0	1,2	0,490	0,280	43000	2030	4,6
16	1,0	0,6	0,510	0,295	38000	2150	4,4
17	1,0	0,8	0,510	0,295	42000	2300	4,2
18	1,0	1,0	0,510	0,295	46000	2380	4,0
19	1,0	0,7	0,520	0,315	39000	2450	3,8
20	1,0	0,8	0,520	0,315	42000	2500	3,6
21	0,8	0,9	0,510	0,350	24000	1650	3,4
22	0,8	0,9	0,530	0,350	32000	1800	3,2
23	1,0	1,6	0,585	0,420	41000	1900	3,0
24	0,5	0,4	0,585	0,545	51000	2000	2,8
25	0,5	0,4	0,585	0,545	61000	2200	2,6

7.6 СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА И ЕГО ФОРМА

Отчет по работе выполняется каждым студентом самостоятельно и должен включать в себя следующие разделы:

- наименование и цель работы;
- описание устройства силового барабанного стенда для диагностики установки управляемых колес автомобилей;
- проверочный расчет основных параметров стенда с приведением исходных формул;
- проектный расчет основных параметров силового стенда с беговыми барабанами для диагностики установки управляемых колес автомобилей на основании исходных данных, выбранных из таблицы 7.1 в соответствии с

индивидуальным вариантом студента;

- выводы по результатам расчетов;
- дату выполнения и подпись студента.

Отчет оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине "Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования" или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

7.7 КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ И ЗАЩИТА РАБОТЫ

Для оценки уровня усвоения материала лабораторной работы рекомендуется следующий перечень контрольных вопросов:

- 1) какие диагностические параметры позволяют измерять силовые барабанные стенды для диагностики установки управляемых колес автомобилей;
- 2) привести схему и пояснить принцип работы силового барабанного стенда для диагностики установки управляемых колес;
- 3) привести и пояснить схему сил, действующих на управляемое колесо автомобиля со стороны опорной поверхности при его качении;
- 4) какие факторы оказывают влияние на величину суммарной боковой силы, возникающей в пятне контакта колеса с опорной поверхностью при его качении;
- 5) какие исходные данные используются для расчета основных параметров силового барабанного стенда для диагностики установки управляемых колес автомобилей;
- 6) по каким формулам рассчитываются диаметр и длина беговых барабанов силового барабанного стенда для диагностики установки управляемых колес автомобилей;
- 7) по какой формуле производится расчет максимальной величины боковой силы, действующей в пятне контакта колеса с опорной поверхностью;

8) по какой формуле производится расчет максимальной величины окружной силы, действующей на барабан со стороны колеса;

9) по каким формулам производится определение величин частоты вращения беговых барабанов и передаточного отношения привода стенда для диагностики установки управляемых колес автомобилей;

10) по какой формуле производится расчет мощности приводного электродвигателя стенда для диагностики установки управляемых колес автомобилей.

Защита лабораторной работы производится индивидуально каждым студентом только при наличии отчета по лабораторной работе, оформленного в соответствие с вышеприведенными требованиями.

7.8 ЛИТЕРАТУРА

7.8.1 Основная литература

7.8.1.1 Сарбаев В.И., Селиванов С.С., Коноплев В.Н., Демин Ю.Н. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: механизация и экологическая безопасность производственных процессов / Серия «Учебники, учебные пособия». – Ростов н/Д: «Феникс», 2004. – 448 с.

7.8.1.2 Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов / Е.С. Кузнецов, А.П. Болдин, В.М. Власов и др.; под ред. Е.С. Кузнецова – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Наука, 2001. – 535 с.

7.8.2 Дополнительная литература

7.8.2.1 Грибенко С.М. Диагностика и обслуживание автомобилей. - Ставропольское книжное издательство, 1977. – 288 с.

7.8.2.2 Мирошников Л.В., Болдин А.П., Пал В.И. Диагностирование технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях. - М.: Транспорт, 1977. – 263 с., ил.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №8

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СТЕНДА ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ АВТОМОБИЛЕЙ ПО ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИМ ПОКАЗАТЕЛЯМ

8.1 ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Изучение устройства и практическое закрепление методики расчета основных параметров силовых барабанных стендов для диагностики тягово-динамических качеств автомобилей. Знание расчета этих параметров необходимо для проектирования подобных стендов, а также для правильного понимания их принципа действия.

8.2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Стенды для диагностики тягово-динамических качеств автомобилей по способу создания нагрузки на ведущие колеса автомобиля классифицируются на силовые, инерционные и комбинированные стенды. В силовом тяговом барабанном стенде нагрузка на ведущие колеса создается специальным нагрузочным устройством (тормозом), соединенным с беговыми барабанами. В инерционных стендах нагрузка создается за счет момента сил инерции вращающихся масс, как стенда, так и самого автомобиля. В комбинированных стендах использованы конструктивные особенности как силовых, так и

инерционных стендов. Наибольшее применение в настоящее время получили силовые барабанные стенды диагностики тягово-динамических показателей автомобилей. Кинематическая схема такого стенда показана на рисунке 8.1.

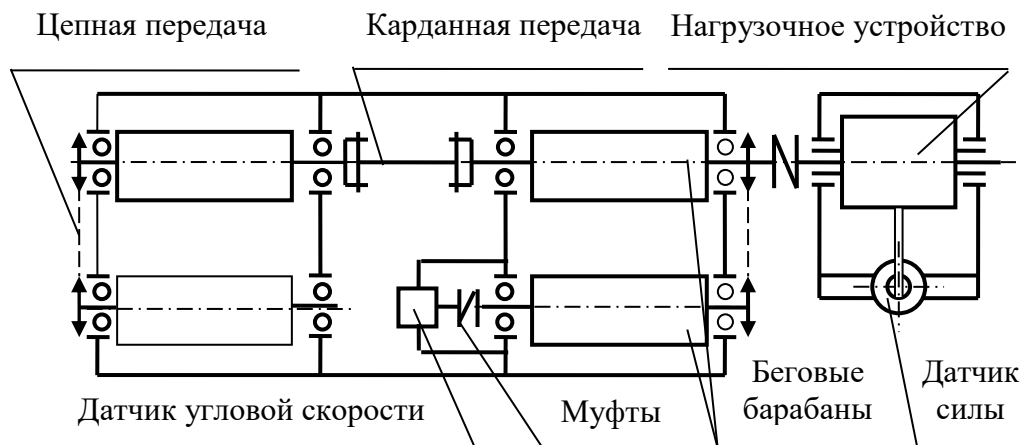


Рисунок 8.1 - Кинематическая схема силового барабанного стенда диагностики тягово-динамических автомобилей

При диагностировании автомобиль устанавливается ведущими колесами на барабаны стенда. Левая и правая секции связаны между собой валами с карданной передачей (как показано на рисунке 8.1) или упругими муфтами. Барабаны одной стороны стенда могут быть либо связаны между собой цепными передачами (как показано на рисунке 8.1), либо включать в себя только один нагрузочный барабан (как правило, передний), второй барабан при этом является поддерживающим. С нагрузочными барабанами связан вал нагрузочного устройства (см. рисунок 8.1). В качестве нагрузочных устройств тяговых стендов наиболее часто используются три вида конструкций: электромашинный тормоз, электродинамический тормоз и гидротормоз.

Электромашинный тормоз представляет собой электродвигатель переменного или постоянного тока, при определенных условиях работающий в режиме генераторной установки. Наиболее широко используются трехфазные асинхронные электродвигатели с фазным ротором, в цепи фазных обмо-

ток которого включается реостат специальной конструкции (обычно жидкостный), позволяющий регулировать величину фазного тока ротора, а значит и создаваемую электромашиной нагрузку.

Электродинамический (вихревой) тормоз состоит из магнитопровода статора, на котором по окружности установлено несколько электромагнитов, и магнитопровода ротора, состоящего из двух дисков, закрепленных на валу ротора так, чтобы между ними и торцами сердечников электромагнитов статора был минимальный зазор. При включении тока в обмотки электромагнитов статора и вращении ротора, в дисках ротора возникают вихревые токи (токи Фуко). Магнитные поля вихревых токов, взаимодействуя с магнитным полем статора, создают момент, препятствующий вращению ротора. Величина момента сопротивления вращению зависит от величины магнитного потока статора, который можно регулировать путем изменения тока в обмотках электромагнитов.

В качестве гидротормоза нашли применение центробежные пальцевые насосы, перекачивающие рабочую жидкость (обычную воду) из специального бака обратно в этот же бак. Крутящий момент на валу насоса регулируется путем дросселирования потока рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе (на входе в насос).

В конструкциях тяговых стендов применяется, как правило, балансирующая установка нагрузочного устройства (см. рисунок 8.1), – то есть его статор, установленный на двух опорных подшипниках, имеет возможность поворачиваться вокруг своей оси, совпадающей с осью вращения вала ротора. На статоре закрепляется реактивный рычаг, второй конец которого воздействует на датчик силы с усилием F_d , КН, равным:

$$F_d = \frac{M_{ст}}{L_p}, \quad (8.1)$$

где $M_{ст}$ - опрокидывающий крутящий момент, действующий на статор

нагрузочного устройства, КН·м;

L_p - длина реактивного рычага (расстояние от оси нагрузочного устройства до оси датчика силы), м.

Опрокидывающий момент статора равен по величине и противоположен по направлению крутящему моменту на валу ротора M_p , КН·м, нагрузочного устройства, который, в свою очередь, равен:

$$M_{CT} = M_p = F_{ТЯГ} \cdot R_B, \quad (8.2)$$

где $F_{ТЯГ}$ - сила тяги на ведущих колесах автомобиля, КН;

R_B - радиус беговых барабанов, м.

Из формул 8.1 и 8.2 следует, что сила, действующая на датчик силы со стороны реактивного рычага, будет пропорциональна силе тяги на ведущих колесах автомобиля:

$$F_d = \frac{R_B}{L_p} \cdot F_{ТЯГ} = C \cdot F_{ТЯГ}, \quad (8.3)$$

Для контроля силы тяги на ведущих колесах автомобиля F_d стенд содержит силоизмерительную систему, включающую в себя датчик силы, усилитель сигнала датчика и регистрирующий прибор. В качестве датчика силы в последнее время широко применяются тензорезисторные первичные измерительные преобразователи (ПИП), обладающие высокой точностью измерения и надежностью в работе. Сигнал с датчика U_d , величина которого пропорциональна силе тяги на ведущих колесах автомобиля, поступает на операционный усилитель, к выходу которого подсоединен измеритель силы.

Для измерения окружной скорости вращения ведущих колес автомобиля в конструкции стенда предусмотрена система контроля скоростного режима, включающая в себя датчик угловой скорости (чаще всего тахогенератор, ротор которого соединен при помощи муфты с валом одного из беговых

барабанов), и вольтметр, подключенный к выходу тахогенератора. Шкала вольтметра отградуирована в единицах окружной скорости колес автомобиля (беговых барабанов).

В качестве исходных данных для выполнения расчета основных параметров силового барабанного стенда тяговых качеств задаются следующие показатели:

- максимальная скорость автомобиля V_{MAX} , м/с;
- максимальная мощность двигателя N_D^{MAX} , кВт;
- частота вращения двигателя при максимальной мощности n_N , об/мин;
- максимальный крутящий момент двигателя M_D^{MAX} , кН·м;
- частота вращения двигателя при максимальном моменте n_M , об/мин;
- радиус колеса автомобиля R_K , м;
- ширина профиля шины $B_{ш}$, м;
- нагрузка на ведущую ось автомобиля $G_{ВО}$, кН;
- передаточное отношение главной передачи U_0 .

К основным параметрам силовых барабанных стендов для диагностики тягово-динамических качеств автомобилей относятся следующие показатели:

- геометрические параметры;
- силовые параметры;
- энергетические параметры;
- кинематические параметры.

8.2.1 Геометрические параметры стенда

К геометрическим параметрам силового тягового стенда относятся радиус беговых барабанов R_B , м, длина барабанов L_B , м, и расстояние между осями беговых барабанов L_O , м.

Радиус беговых барабанов стенда R_B , м, определяется по формуле:

$$R_B \geq 0,3 \cdot R_K, \quad (8.4)$$

Длина беговых барабанов L_B , м, равна:

$$L_B = 2 \cdot B_{III} + 0,3. \quad (8.5)$$

Межосевое расстояние L_O , м, определяется исходя из условия гарантированного обеспечения устойчивости автомобиля на стенде при испытании. Это условие может быть выражено следующей зависимостью:

$$K_{3V} \cdot M_K^{MAX} \leq G_{BO} \cdot R_K \cdot \sin(\alpha) = G_{BO} \cdot R_K \cdot \frac{L_O}{2 \cdot (R_K + R_B)}, \quad (8.6)$$

$$L_O = \frac{2 \cdot K_{3V} \cdot M_K^{MAX} \cdot (R_K + R_B)}{G_{BO} \cdot R_K} = \frac{2 \cdot K_{3V} \cdot U_0 \cdot M_D^{MAX} \cdot (R_K + R_B)}{G_{BO} \cdot R_K}.$$

где M_K^{MAX} - максимальный крутящий момент на ведущих колесах автомобиля, КН·м; $M_K^{MAX} = M_D^{MAX} \cdot U_0$;

K_{3V} - коэффициент запаса устойчивости; для проектных расчетов величину коэффициента можно принимать $K_{3V} = 2 \dots 2,5$.

8.2.2 Силовые параметры стенда

Сила тяги на ведущих колесах автомобиля при максимальном крутящем моменте двигателя $F_{ТЯГ}^M$, КН, измеренная на стенде тяговых качеств, определяется по формуле:

$$F_{ТЯГ}^M = \frac{M_{Д}^{MAX} \cdot U_0 \cdot \eta_{TP}}{R_K} - G_{BO} \cdot f_0 \cdot \left[1 + \frac{1}{1500} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_M \cdot R_K}{30 \cdot U_0} \right)^2 \right], \quad (8.7)$$

где η_{TP} - КПД трансмиссии автомобиля; для проектных расчетов стенда можно принимать $\eta_{TP} = 0,82 \dots 0,86$;

f_0 - коэффициент сопротивления качению колес автомобиля по барабанам стенда; для проектных расчетов стенда можно принимать $f_0 = 0,03 \dots 0,04$.

Сила тяги на ведущих колесах автомобиля при максимальной мощности двигателя $F_{ТЯГ}^N$, КН, измеренная на стенде тяговых качеств, определяется по формуле:

$$F_{ТЯГ}^N = \frac{30 \cdot N_{Д}^{MAX} \cdot U_0 \cdot \eta_{TP}}{\pi \cdot n_N \cdot R_K} - G_{BO} \cdot f_0 \cdot \left[1 + \frac{1}{1500} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_N \cdot R_K}{30 \cdot U_0} \right)^2 \right]. \quad (8.8)$$

8.2.3 Энергетические параметры стенда

Мощность, потребляемая нагрузочным устройством стенда при работе автомобильного двигателя в режиме номинальной (максимальной) мощности N_N , КВт, равна:

$$N_N = F_{ТЯГ}^N \cdot \frac{\pi \cdot n_N \cdot R_K}{30 \cdot U_0}. \quad (8.9)$$

Мощность, потребляемая нагрузочным устройством стенда при работе автомобильного двигателя в режиме максимального крутящего момента N_M , КВт, равна:

$$N_M = F_{ТЯГ}^M \cdot \frac{\pi \cdot n_M \cdot R_K}{30 \cdot U_0}. \quad (8.10)$$

8.2.4 Кинематические параметры стенда

Частота вращения барабанов стенда и ротора нагрузочного устройства при работе автомобильного двигателя в режиме номинальной (максимальной) мощности n_B^N , об/мин, равна:

$$n_B^N = \frac{n_N \cdot R_K}{U_0 \cdot R_B}. \quad (8.11)$$

Частота вращения барабанов стенда и ротора нагрузочного устройства при работе автомобильного двигателя в режиме максимального крутящего момента n_B^M , об/мин, равна:

$$n_B^M = \frac{n_M \cdot R_K}{U_0 \cdot R_B}. \quad (8.12)$$

Максимальная частота вращения беговых барабанов и ротора нагрузочного устройства n_B^{MAX} , об/мин, равна:

$$n_B^{MAX} = \frac{n_{MAX} \cdot R_K}{U_0 \cdot R_B}. \quad (8.13)$$

где n_{MAX} - максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин.

8.3 АППАРАТУРА И МАТЕРИАЛЫ

При выполнении лабораторной работы требуется следующее материальное обеспечение:

- 1) стенд для диагностики тяговых качеств автомобилей модели К – 493;
- 2) линейка (длина 500 мм);
- 3) рулетка (длина 2,0 м).

8.4 УКАЗАНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ

При выполнении лабораторной работы обязательным является выполнение следующих мер безопасности:

- 1) проверить состояние заземления металлоконструкций стенда и его пульта управления;
- 2) при изучении устройства механической части стенда (опорного устройства, нагрузочного устройства, подъемного механизма) выключить электропитание стенда и на выключателе повесить табличку "Не включать";
- 3) включение электропитания стенда производить только с разрешения ведущего преподавателя или учебного мастера;
- 4) при включении пневмопривода площадок следить, чтобы на его барабаны и подъемные площадки не становились люди.

8.5 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Лабораторную работу рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

- 1) изучить устройство силового барабанного стенда для диагностики тяговых качеств автомобилей;
- 2) измерить длину, диаметр и межосевое расстояние беговых барабанов;
- 3) выполнить проверочный расчет основных параметров стенда;
- 4) сравнить расчетные величины с техническими показателями стенда и, на основании результатов сравнения, дать соответствующее заключение;
- 5) дать краткое описание и выполнить проектный расчет основных параметров силового барабанного стенда тяговых качеств на основании исходных данных, выбранных из таблицы 8.1 в соответствии с индивидуальным

вариантом студента.

Таблица 8.1 – Исходные данные для выполнения расчета основных параметров силового барабанного стенда для диагностики автомобилей по тягово-динамическим показателям

Вариант	Модель автомобиля
1	ВАЗ-2104
2	ВАЗ-2105
3	ВАЗ-2107

Продолжение таблицы 8.1

Вариант	Модель автомобиля
4	ВАЗ-2108
5	ВАЗ-2110
6	ИЖ-2126
7	ИЖ-2715
8	ГАЗ-2410
9	ГАЗ-3110
10	ГАЗ-14
11	УАЗ-2206
12	ПАЗ-3205
13	АМАЗ-103
14	АМАЗ-104
15	АМАЗ-152
16	Икарус-255
17	ГАЗ-3302
18	ГАЗ-52-01
19	ГАЗ-3307
20	ГАЗ-66-11
21	ЗИЛ-4331
22	Урал-4320
23	КамАЗ-53212
24	МАЗ-5337
25	КрАЗ-260

8.6 СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА И ЕГО ФОРМА

Отчет по работе выполняется каждым студентом самостоятельно и

должен включать в себя следующие разделы:

- наименование и цель работы;
- описание устройства силового барабанного стенда для диагностики тягово-динамических свойств автомобилей;
- проверочный расчет основных параметров стенда с приведением исходных формул;
- проектный расчет основных параметров силового барабанного стенда для диагностики тягово-динамических свойств автомобилей на основании исходных данных, выбранных из таблицы 8.1 в соответствии с индивидуальным вариантом студента;
- выводы по результатам расчетов;
- дату выполнения и подпись студента.

Отчет оформляется в тетради для лабораторных работ по дисциплине "Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования" или в виде отдельного документа, выполненного на листах формата А4.

8.7 КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ И ЗАЩИТА РАБОТЫ

Для оценки уровня усвоения материала лабораторной работы рекомендуется следующий перечень контрольных вопросов:

- 1) какие диагностические параметры позволяют измерять силовые барабанные стенды для диагностики тягово-динамических свойств автомобилей;
- 2) привести схему и пояснить принцип работы силового барабанного стенда для диагностики тягово-динамических свойств автомобилей;
- 3) какие факторы оказывают влияние на величину силы тяги на ведущих колесах;
- 4) какие исходные данные используются для расчета основных параметров силового барабанного стенда для диагностики тягово-динамических

свойств автомобилей;

5) по каким формулам рассчитываются диаметр и длина беговых барабанов силового барабанного стенда для диагностики тягово-динамических свойств автомобилей;

6) по какой формуле рассчитывается расстояние между осями беговых барабанов стенда для диагностики тягово-динамических свойств автомобилей;

7) по какой формуле производится расчет силы тяги на ведущих колесах автомобиля при максимальном крутящем моменте двигателя;

8) по какой формуле производится расчет силы тяги на ведущих колесах автомобиля при максимальной мощности двигателя;

9) по каким формулам производится расчет мощности, потребляемой нагрузочным устройством стенда при работе автомобильного двигателя в режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента;

10) по каким формулам производится определение частоты вращения барабанов стенда при работе автомобильного двигателя в режиме номинальной мощности и в режиме максимального крутящего момента.

Защита лабораторной работы производится индивидуально каждым студентом только при наличии отчета по лабораторной работе, оформленного в соответствие с вышеприведенными требованиями.

8.8 ЛИТЕРАТУРА

8.8.1 Основная литература

8.8.1.1 Сарбаев В.И., Селиванов С.С., Коноплев В.Н., Демин Ю.Н. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: механизация и экологическая безопасность производственных процессов / Серия «Учебники, учебные по-

собия». – Ростов н/Д: «Феникс», 2004. – 448 с.

8.8.1.2 Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов / Е.С. Кузнецов, А.П. Болдин, В.М. Власов и др.; под ред. Е.С. Кузнецова – 4-е изд. перераб. и доп.– М.: Наука, 2001. – 535 с.

8.8.1.3 Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: Учебник для студентов учреждений сред. проф. образования / В.М. Власов, С.В. Жанказиев, С.М. Круглов и др.; под ред. В.М. Власова. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 480 с.

8.8.2 Дополнительная литература

8.8.2.1 Грибенко С.М. Диагностика и обслуживание автомобилей. - Ставропольское книжное издательство, 1977. – 288 с.

8.8.2.2 Мирошников Л.В., Болдин А.П., Пал В.И. Диагностирование технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях. - М.: Транспорт, 1977. – 263 с., ил.

8.8.2.3 Харазов А.М. и др. Современные средства диагностирования тягово-экономических показателей автомобилей: Учеб. пособие для ПТУ / А.М. Харазов, В.С. Гернер, З.А. Зарецкий. – М.: Высшая школа, 1990. - 63 с., ил.

ПРИЛОЖЕНИЕ А
(справочное)

Справочные данные для расчетов основных параметров
технологического оборудования

Таблица А1 – Параметры упорной резьбы по ГОСТ 10177-82

Наружный диаметр, мм (d)	Шаг резьбы, мм (S)	Средний диаметр, мм (d_2)	Внутренний диаметр, мм (d_1)
16	2	14,5	12,258
20	2	18,5	16,528
26	5	22,5	17,322
32	6	27,5	21,586
40	6	35,5	29,586
40	10	32,5	22,644
50	8	44,0	36,116
50	12	41,0	29,174
60	8	54,0	46,116
60	12	51,0	39,174

Таблица А2 – Рекомендуемые величины рабочего, условного и пробного давлений рабочей жидкости в зависимости от технологического усилия на рабочем органе гидропривода

Рабочее усилие на исполнительном элементе гидропривода, КН	Рекомендуемое давление рабочей жидкости, МПа		
	Условное, p_y	Рабочее, $p_{РАБ}$	Пробное, $p_{ПР}$
До 10	0,25	0,25	0,4
Свыше 10 до 20	0,63	0,63	0,9
Свыше 20 до 30	1,6	1,6	2,4
Свыше 30 до 40	2,5	2,5	3,8
Свыше 40 до 120	6,3	6,3	9,6
Свыше 120 до 250	10,0	10,0	15,0
Свыше 250 до 400	16,0	16,0	24,0
Свыше 400 до 600	25,0	25,0	35,0

Свыше 600	40,0	40,0	56,0
-----------	------	------	------

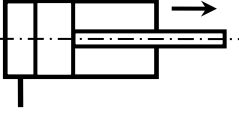
Таблица А3 – Рекомендуемые величины размеров диаметров цилиндров, диаметров штока цилиндров и хода штока (плунжера) цилиндров

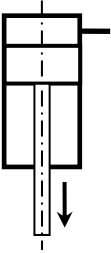
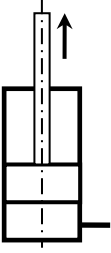
Показатели	Значения показателей, мм (без скобок дан основной ряд, в скобках -дополнительный)
Диаметры цилиндров	10, 12, 16, 20, 25, 32 (36), 40 (45), 50 (56), 63 (70), 80 (90), 100 (110), 125 (140), 160 (180), 200 (220), 250 (280), 320 (360), 400 (450)

Продолжение таблицы А3

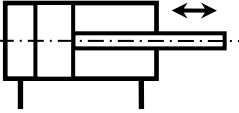
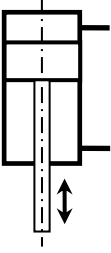
Показатели	Значения показателей, мм (без скобок дан основной ряд, в скобках -дополнительный)
Диаметры штока (плунжера) цилиндров	4, 5, 6, 8, 10, 12 (14), 16 (18), 20 (22), 25 (28), 32 (36), 40 (45), 50 (56), 63 (70), 80 (90), 100 (110), 125 (140), 160 (180), 200 (220), 250 (280), 320 (360), 400 (450)
Ход штока (плунжера) цилиндров	4, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50 (56), 63 (70), 80, 100 (110), 125 (140), 160 (180), 200 (220), 250 (280), 320 (360), 400 (450), 500 (560), 630 (710), 800, 1000 (1120), 1250 (1400), 1600 (1800), 2000

Таблица А4 – Значения коэффициента вредного сопротивления в пневмоцилиндрах

Тип цилиндра	Схема установки цилиндра и направление движения штока	Значение коэффициента k_{BC} при величине полезной нагрузки $P_{шт}$, КН		
		До 1,5	1,5...5,0	Св. 5,0
Цилиндры одностороннего действия		1,25	1,15	1,09

Цилиндры одностороннего действия		1,20	1,13	1,07
Цилиндры одностороннего действия		1,24	1,16	1,09

Продолжение таблицы А4

Тип цилиндра	Схема установки цилиндра и направление движения штока	Значение коэффициента k_{BC} при величине полезной нагрузки $P_{шт}$, КН		
		До 1,5	1,5...5,0	Св. 5,0
Цилиндры двустороннего действия с односторонним штоком		1,30	1,20	1,14
Цилиндры двустороннего действия с односторонним штоком		1,25	1,16	1,12

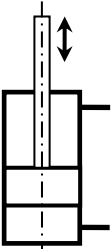
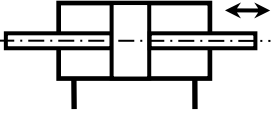
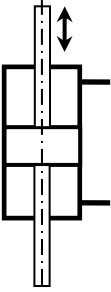
Цилиндры двустороннего действия с односторонним штоком		1,29	1,19	1,14
Цилиндры двустороннего действия с двусторонним штоком		1,37	1,25	1,17
Цилиндры двустороннего действия с двусторонним штоком		1,36	1,23	1,17

Таблица А5 – Значения удельных линейных потерь давления и допустимых расходов воздуха для металлических и резиновых воздухопроводов

Диаметр условного прохода $D_{увп}$, м	Допустимый расход воздуха $Q_{доп}$, м ³ /с, при давлении 0,63 МПа	Удельные линейные потери давления $\Delta p_{улп}$, МПа/м, для воздухопровода	
		металлического	резинового
0,006	0,0047	0,0060...0,0100	0,0040...0,0070
0,008	0,0067	0,0050...0,0060	0,0030...0,0050
0,010	0,0105	0,0040...0,0050	0,0025...0,0040
0,013	0,0167	0,0035...0,0045	0,0020...0,0035
0,015	0,0267	0,0025...0,0035	0,0018...0,0030
0,020	0,0417	0,0020...0,0025	0,0015...0,0025
0,025	0,0667	0,0018...0,0022	0,0012...0,0020
0,032	0,1183	0,0010...0,0015	0,0010...0,0015

Таблица А6 – Значения потерь давления воздуха в различных видах местных сопротивлений

Вид местного сопротивления	Потери давления в местных сопротивлениях $\Delta p_{МП}$, МПа, в зависимости от диаметра условного прохода $D_{УВП}$, м							
	0,006	0,008	0,010	0,013	0,015	0,020	0,025	0,032
Вентиль: угловой проходной	0,014 0,024	0,013 0,019	0,013 0,018	0,012 0,018	0,012 0,015	0,011 0,014	0,010 0,012	0,008 0,010
Фильтр-влагоотделитель	0,003... ...0,020	0,003... ...0,017	0,003... ...0,018	0,004... ...0,018	0,008... ...0,018	0,008... ...0,018	0,008... ...0,018	0,006... ...0,055
Маслораспылитель однократного распыления	0,016... ...0,032	0,011... ...0,022	0,013... ...0,026	0,012... ...0,024	0,012... ...0,024	0,008... ...0,010	0,006... ...0,012	0,012... ...0,017
Обратный клапан	0,032... ...0,096	0,027... ...0,082	0,030... ...0,090	0,040... ...0,100	0,036... ...0,096	0,038... ...0,100	0,040... ...0,080	—
Распределитель: 2х-линейный	0,020... 0,024	0,017... ...0,019	0,016	0,012... ...0,016	0,012... ...0,015	0,012... ...0,015	0,012... ...0,016	0,010... ...0,012
3х- и 4х-линейный	0,036	0,022... ...0,027	0,025	0,020... ...0,024	0,021... ...0,027	0,025... ...0,030	0,024... ...0,028	—
Клапан быстрого выхлопа	0,008... ...0,016	0,005... ...0,011	0,007... ...0,011	0,008... ...0,012	0,008... ...0,012	0,008... ...0,015	0,006... ...0,016	—
Активный глушитель: с внутренней присоединительной резьбой	0,012... ...0,036	0,011... ...0,022	0,011... ...0,020	0,012... ...0,020	0,018... ...0,024	0,017... ...0,030	0,020... ...0,030	0,017... ...0,028
с наружной присоединительной резьбой	0,032... ...0,056	0,027... ...0,044	0,026... ...0,040	0,028... ...0,040	0,035... ...0,045	0,045... ...0,060	0,045... ...0,056	0,045

Продолжение таблицы А6

Вид местного сопротивления	Потери давления в местных сопротивлениях $\Delta p_{МП}$, МПа, в зависимости от диаметра условного прохода $D_{УВП}$, м							
	0,006	0,008	0,010	0,013	0,015	0,020	0,025	0,032
Отвод под углом: 45°	0,002	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
90°	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,002	0,002	0,002
135°	0,003	0,003	0,003	0,004	0,003	0,003	0,003	0,003
Задвижка открытая: на 50%	0,004	0,004	0,004	0,005	0,005	0,005	0,006	0,006
на 80%	0,001	0,001	0,001	—	—	—	—	—
Выход свободный	0,003	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002
Внезапное сужение	0,001	0,002	0,002	0,001	0,001	0,001	0,001	—
Внезапное расширение	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001

Примечание: верхние пределы значений потерь давления следует при-

нимать для скоростей воздуха в воздухопроводе до 7 м/с,
а нижние – свыше 7 м/с.

Таблица А7 – Значения плотности воздуха при разных температурах и давлении 0,63 МПа

Температура воздуха t , °C	Абсолютная температура воздуха T , °K	Плотность воздуха ρ_B , Кг/м ³
0	273	9,006
5	278	8,772
10	283	8,588
15	288	8,473
20	293	8,291
25	298	8,146
30	303	8,008
35	308	7,875
40	313	7,546
45	318	7,623
50	323	7,489

Таблица А8 – Значения параметра нагрузок и функции параметра нагрузок для расчета пневмоприводов

$a, a^*,$ $\frac{p_{нд}}{p_M}$	$\varphi(a), \varphi(a^*),$ $\varphi_1\left(\frac{p_{нд}}{p_M}\right)$	$a, a^*,$ $\frac{p_{нд}}{p_M}$	$\varphi(a), \varphi(a^*),$ $\varphi_1\left(\frac{p_{нд}}{p_M}\right)$	$a, a^*,$ $\frac{p_{нд}}{p_M}$	$\varphi(a), \varphi(a^*),$ $\varphi_1\left(\frac{p_{нд}}{p_M}\right)$	$a, a^*,$ $\frac{p_{нд}}{p_M}$	$\varphi(a), \varphi(a^*),$ $\varphi_1\left(\frac{p_{нд}}{p_M}\right)$
0,528	0,2588	0,645	0,2509	0,765	0,2242	0,885	0,1697
0,530	0,2588	0,650	0,2502	0,770	0,2227	0,890	0,1665
0,535	0,2588	0,655	0,2495	0,775	0,2209	0,895	0,1632
0,540	0,2587	0,660	0,2487	0,780	0,2192	0,900	0,1597
0,545	0,2586	0,665	0,2479	0,785	0,2175	0,905	0,1561
0,550	0,2585	0,670	0,2470	0,790	0,2157	0,910	0,1524
0,555	0,2584	0,675	0,2461	0,795	0,2138	0,915	0,1486
0,560	0,2582	0,680	0,2452	0,800	0,2119	0,920	0,1446

0,565	0,2580	0,685	0,2443	0,805	0,2100	0,925	0,1404
0,570	0,2578	0,690	0,2433	0,810	0,2080	0,930	0,1360
0,575	0,2576	0,695	0,2423	0,815	0,2059	0,935	0,1314
0,580	0,2573	0,700	0,2413	0,820	0,2038	0,940	0,1267
0,585	0,2570	0,705	0,2402	0,825	0,2016	0,945	0,1216
0,590	0,2566	0,710	0,2391	0,830	0,1993	0,950	0,1163
0,595	0,2562	0,715	0,2379	0,835	0,1970	0,955	0,1106
0,600	0,2558	0,720	0,2367	0,840	0,1946	0,960	0,1046
0,605	0,2554	0,725	0,2355	0,845	0,1922	0,965	0,0981
0,610	0,2550	0,730	0,2342	0,850	0,1897	0,970	0,0911
0,615	0,2545	0,735	0,2329	0,855	0,1871	0,975	0,0834
0,620	0,2540	0,740	0,2316	0,860	0,1844	0,980	0,0748
0,625	0,2534	0,745	0,2302	0,865	0,1816	0,985	0,0649
0,630	0,2528	0,750	0,2288	0,870	0,1788	0,990	0,0532
0,635	0,2522	0,755	0,2273	0,875	0,1759	0,995	0,0377
0,640	0,2516	0,760	0,2257	0,880	0,1729	1,000	0,0000

Примечание: при значении параметров a (a^*) $< 0,528$ величины функций принимать $\varphi(a)$ ($\varphi(a^*)$) = 0,2588.

Таблица А9 – Параметры пластинчатых втулочных и роликовых тяговых цепей по ГОСТ 588-81

Номер цепи	Разрушающая нагрузка, КН ($[F_p]$)	Толщина пластин, мм	Шаг цепи, мм ($t_{ц}$)							
			40	50	63	80	100	125	160	200
M20	20	2,5	+	+	+	+	+	+	+	
M28	28	3,0		+	+	+	+	+	+	+
M40	40	3,5			+	+	+	+	+	+
M56	56	4,0			+	+	+	+	+	+
M80	80	5,0				+	+	+	+	+
M112	112	6,0				+	+	+	+	+
M160	160	7,0					+	+	+	+
M224	224	8,0						+	+	+
M315	315	10,0							+	+
M450	450	12,0								+

Примечание: знаком “+” отмечена номенклатура цепей, которая должна изготавливаться в соответствии с настоящим стандартом.