

Документ подписан простой электронной подписью  
Информация о владельце:  
ФИО: Макушев Андрей Егорович  
Должность: Ректор  
Дата подписания: 07.08.2025 13:24:26  
Уникальный программный ключ:  
4c46f2d9ddda3fafb9e57683d11e5a4257b6ddfe

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования  
**«Чувашский государственный аграрный университет»**  
**(ФГБОУ ВО Чувашский ГАУ)**

Кафедра технического сервиса



**ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ**  
**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ**

УДК 629.1-45 0-75  
ББК 39.8

Составитель к.т.н., доцент Новиков А.М.

Эксплуатация технологического оборудования: методические указания по курсовому проектированию. – Чебоксары: ЧГАУ, 2023. – 90с.

Методические указания предназначены для выполнения курсового проекта по дисциплине «Эксплуатация технологического оборудования» студентами всех форм обучения направления подготовки 23.03.03 - «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», направленность (профиль) - «Автомобили и автомобильное хозяйство». Содержат задания, тематику, методические рекомендации по выполнению курсового проекта, требования к структуре и оформлению расчетно-пояснительной записки и графической части, а так же рекомендации по процедуре защиты.

Рецензент:

к.т.н., доцент кафедры транспортно-технологических машин и комплексов ФГБОУ ВО ЧГАУ Алексеев Е.П.

Рассмотрено и одобрено методической комиссией инженерного факультета ФГБОУ ВО Чувашский ГАУ (протокол № 8 от «20» апреля 2023 г.)

© А.М. Новиков, 2023  
© ФГБОУ ВО ЧГАУ, 2023

## 1. Цели и задачи курсовой работы

Целью курсового проектирования является способствование получению будущими специалистами необходимых теоретических знаний и практических навыков по основам проектирования и эксплуатации технологического оборудования, используемого в автосервисе при техническом обслуживании и ремонте на основе знаний полученных в ходе изучения дисциплины.

Основными задачами курсового проектирования являются: привитие практических навыков в решении инженерных задач по проектированию и расчету рабочих органов технологического оборудования и его компоновки; анализ режимов и условий работы и надежности технологического оборудования; определение потребности в технологическом оборудовании и оценка технико-экономической эффективности его применения.

Дисциплина «Эксплуатация технологического оборудования» в соответствии с требованиями ФГОС ВО направлена на формирование следующих профессиональных (ПК) компетенций:

- осуществляет перемещение транспортных средств по постам линии технического контроля (ПК-3.1);
- реализует инновационные методы и технологии, применяемые в сфере технического осмотра транспортных средств (ПК-10.1);
- разрабатывает нормативно-техническую документацию пункта . технического осмотра (ПК-10.2);
- проводит проверку комплектности и готовности к эксплуатации средств технического диагностирования, в том числе средств измерений (ПК-1.1);
- проверяет комплектность и готовность к эксплуатации дополнительного технологического оборудования, необходимого для реализации методов проверки технического состояния транспортных средств (ПК-1.3).

## 2. Общие правила оформления расчетно-пояснительной записки

Изложение текста и оформление расчетно-пояснительной записки выполняется в соответствии с ГОСТ 7.32-2001, ГОСТ 2.105, ГОСТ Р 6.30-97.

Текст расчетно-пояснительной записки может быть выполнен рукописным способом (четко и разборчиво черной или фиолетовой пастой, высота шрифта не менее 3,5 мм), на пишущей машинке или с использованием компьютера и принтера на одной стороне листа белой бумаги формата А4. Параметры шрифта: цвет - черный, шрифт – Times New Roman, размер (кегель) – 14, начертание – обычное, межстрочный интервал – 1,5, абзацный отступ – 1,25.

Текст следует печатать, соблюдая следующие размеры полей: правое — 10 мм, верхнее — 20 мм, левое и нижнее — 20 мм.

На первой странице текста расчетно-пояснительной записки (реферат) оформляется основная надпись по форме 2, а на последующих – по форме 2а ГОСТ 2.104 – 2006 (приложение Е).

Разрешается использовать компьютерные возможности акцентирования внимания на определенных терминах, формулах, теоремах, применяя шрифты разной гарнитуры.

Опечатки, описки и графические неточности, обнаруженные в тексте, допускается исправлять подчисткой или закрашиванием белой краской (корректором) и нанесением на том же месте исправленного текста (графики) машинописным способом или черными чернилами, пастой или тушью — рукописным способом.

Повреждения листов текстовых документов, помарки и следы не полностью удаленного прежнего текста (графики) не допускаются.

Пояснительной записке и графической части присваивают обозначения, которые вносятся в соответствующие поля основных надписей. В обозначение документа входят пять групп индексов, например: КП.334.00.00.ПЗ. Первая группа (КП) – код учебного документа (курсовой проект). Вторая группа (334) – индекс работы, который учитывает год разработки (2023 г.) и порядковый номер темы работы по варианту задания (№34). Третья группа индексов в обозначении конструкторской документации относится к графической части и означает номер сборочной единицы. Четвертая группа – номер детали в сборочной единице. Пятая группа шифр документа. Документации присваиваются следующие шифры, например: ПЗ – пояснительная записка, ВО – чертеж общего вида, ПП – патентный поиск, АО – обзор аналогов, СБ – сборочный чертежи др.

### 3. Структура расчетно-пояснительной записки

Расчетно-пояснительная записка должна иметь следующие элементы:

- титульный лист;
- задание
- реферат;
- содержание;
- введение;
- основная часть;
- заключение;
- список использованных источников;
- приложения.

**Титульный лист** (приложение А) является первой страницей, не подлежит нумерации, но входит в общее количество страниц и оформляется в соответствии с общепринятыми требованиями.

**Задание** выдается преподавателем (пример задания - см. приложение Б), не подлежит нумерации, но входит в общее количество страниц.

**Реферат** должен содержать сведения об объеме расчетно-пояснительной записки, количестве иллюстраций, таблиц, приложений, количестве использованных источников литературы.

**Содержание** включает в себя введение, наименование всех разделов, подразделов, пунктов (если они имеют наименование), заключение, список использованных источников и наименование приложений с указанием номеров страниц, с которых начинаются эти элементы расчетно-пояснительной записки.

**Введение** должно содержать оценку современного состояния и использования автотранспорта, технического обслуживания, ремонта и хранения машин в поддержании работоспособности и восстановлении исправности, важную роль технологического оборудования при проведении работ по ТО и ремонту в обеспечении высокой производительности, улучшения качества и условий труда, снижения трудозатрат и стоимости выполняемых работ. Указывается на основании для разработки указанной в задании темы.

**Основная часть.** В ней отражаются сущность, исходные данные и методики расчетов, результаты выполненной работы. В основной части следует отразить:

1. Обзор литературы (патентное исследование и анализ аналогов).
2. Описание проектируемого объекта.
3. Конструкторская часть.
4. Охрана труда и экологические мероприятия.
5. Расчет экономической эффективности проектируемого объекта.

**Заключение** должно содержать краткие выводы по результатам выполненной работы, оценку полноты решения поставленных задач.

**Список использованных источников** должен содержать сведения об источниках, использованных при выполнении работы. Сведения приводятся

в соответствии с ГОСТ 7.1-2003. Например:

1. Власов Ю. А. Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования: учебное пособие / Ю. А. Власов, Н. Т. Тищенко. – Томск: Изд-во Томск. архит. - строит. ун-та, 2004. – 277 с.

#### 4. Оформление графической части

Графическая часть оформляется на стандартных листах формата А1 (841×594 мм) от руки (в карандаше) или с использованием распространенных графических редакторов (T-flex, Компас 3D, Auto-CAD и др.) с последующей распечаткой на плоттере.

При оформлении графической части должны соблюдаться общие требования, предъявляемые к технической документации, в соответствии с ГОСТ 2.105-95 «ЕСКД. Общие требования к текстовым документам» и стандартом предприятия (СТП).

Материалы графической части (приложение В) должны содержать следующие листы:

1. Обзор аналогов (патентный поиск) – формат А1.
2. Общий вид разрабатываемой конструкции – формат А1.
3. Чертеж сборочной единицы – формат А2.
4. Чертежи оригинальных деталей – формат А2.

При разработке рабочих чертежей предусматривают:

а) оптимальное применение стандартных и покупных изделий, а также изделий, освоенных производством и соответствующих современному уровню техники;

б) рационально ограниченную номенклатуру резьб, шлицев и других конструктивных элементов, их размеров, покрытий и т. д.;

в) рационально ограниченную номенклатуру марок и сортментов материалов, а также применение наиболее дешевых и наименее дефицитных

материалов;

г) необходимую степень взаимозаменяемости, наивыгоднейшие способы изготовления и ремонта изделий, а также их максимальное удобство обслуживания в эксплуатации.

**Чертежом общего вида** называется графический документ, определяющий конструкцию изделия, взаимодействие его основных составных частей и поясняющий принцип работы изделия. Чертеж общего вида разрабатывается на первых стадиях проектирования, т. е. на стадии технического предложения, эскизного и технического проектов.

Чертеж общего вида включает в себя: изображение, виды, разрезы, сечения изделия, надписи и текстовую часть, необходимые для понимания конструктивного устройства изделия, взаимодействия его составных частей и принципа работы изделия; наименование и обозначение составных частей изделия, для которых объясняется принцип работы, приводятся технические характеристики, материалы, количество, и для тех составных частей изделия, с помощью которых описывается принцип действия изделия, поясняются изображения общего вида и состав изделия; необходимые размеры; схему изделия и технические характеристики.

Изображения выполняются с максимальными упрощениями, предусмотренными стандартами ЕСКД для рабочих чертежей. Составные части изделия, в том числе и заимствованные (ранее разработанные) и покупные, изображаются с упрощениями (иногда в виде контурных очертаний), если при этом обеспечено понимание конструктивного устройства разрабатываемого изделия, взаимодействия его составных частей и принципа работы изделия.

Чертеж общего вида выполняется с соблюдением требований ГОСТ 2.109 – 73 «Единая система конструкторской документации. Основные требования к чертежам». Составные части изображаются упрощенно. Их можно изображать на одном листе с общим видом или на отдельных последующих листах.

Наименование и обозначение составных частей изделия могут быть указаны одним из следующих способов:

- на полках линий-выносок, проведенных от деталей на чертеже общего вида;
- в таблице, размещенной на чертеже общего вида (приложение Г);
- в таблице, выполненной на отдельных листах формата А4, в качестве следующих листов чертежа общего вида.

**Сборочным чертежом** называется графический документ, содержащий изображение сборочной единицы и другие данные, необходимые для ее сборки (изготовления) и контроля.

Сборочный чертеж выполняется на стадии разработки рабочей документации на основании чертежа общего вида изделия.

На основании требований ГОСТ 2.109-73 сборочный чертеж должен содержать:

- изображение сборочной единицы, дающее представление о расположении и взаимосвязи составных частей, соединяемых по данному чертежу и обеспечивающих возможность осуществления сборки и контроля сборочной единицы;
- размеры и другие параметры и требования, которые должны быть выполнены и проконтролированы по данному чертежу;
- указания о характере сопряжения разъемных частей изделия, а также указания о способе соединения неразъемных соединений, например сварных, паяных и др.;
- номер позиций составных частей, входящих в изделие;
- основные характеристики изделия;
- размеры габаритные, установочные, присоединительные, а также необходимые справочные размеры;
- спецификацию.

Спецификация (приложение Д) может выполняться на отдельном бланке листа формата А4 или выполняться сразу на сборочном чертеже, если для этого достаточно места, тогда ее вычерчивают не полностью.

В соответствии с ГОСТ 2.102-2013 «Единая система конструкторской документации. Виды и комплектность конструкторских документов» **чертеж детали** – это конструкторский документ, содержащий изображение детали и другие данные, необходимые для её изготовления и контроля.

Изображения (виды, разрезы, сечения, выносные элементы) должны полностью определять геометрическую форму детали. При выполнении чертежа необходимо руководствоваться правилом, что изображений должно быть минимальное количество.

К другим данным, необходимым для изготовления и контроля детали относятся:

- размеры и предельные отклонения;
- требования к качеству поверхности;
- допуски формы и расположения поверхностей;
- нанесение на чертежах обозначений покрытий, термической и других видов обработки;
- сведения о материале, из которого изготовлена деталь (указывают в графе 3 штампа основной надписи);
- и другие технические требования.

Примеры оформления листов графической части приведены в приложении В.

## 5. Порядок защиты работ

Выполненный и оформленный курсовой проект сдается на проверку руководителю проекта. При положительной оценке работы выносится решение о допуске к защите.

Защита курсового проекта происходит в присутствии руководителя проекта, одного преподавателя как минимум и учащихся. В течение 7...10 мин учащийся кратко излагает содержание выполненной работы. После этого отвечает на вопросы членов комиссии. По результатам доклада и ответов на вопросы комиссии выставляется оценка.

## 6. Тематика курсовых проектов

1. Проектирование электрогидравлического подъемника грузоподъемностью 2; 4; 12; 20 т.
2. Проектирование электромеханического подъемника грузоподъемностью 1,5; 4; 14 т.
3. Проектирование струйной моечной установки для мойки грузовых автомобилей.
4. Проектирование струйной установки для ручной шланговой мойки транспортных средств.
5. Проектирование установки для внутренней мойки и санитарной обработки кузовов автофургонов.
6. Проектирование стационарной щеточной моечной установки:
  - а) для легковых автомобилей и микроавтобусов;
  - б) автобусов и автофургонов.
7. Проектирование комбинированной струйно-щеточной моечной установки:
  - а) для легковых автомобилей;

- б) для грузовых автомобилей.
- 8. Проектирование системы очистки сточных вод и оборотного водоснабжения.
- 9. Проектирование винтового домкрата.
- 10. Проектирование гидравлического домкрата.
- 11. Проектирование несущего цепного конвейера.
- 12. Проектирование цепного толкающего конвейера.
- 13. Проектирование тянущего тросового конвейера.
- 14. Проектирование пневматического гайковерта.
- 15. Проектирование инерционно-ударного гайковерта для гаек колес.
- 16. Проектирование инерционно-ударного гайковерта для гаек стремянок рессор.
- 17. Проектирование винтового (рычажного) съемника.
- 18. Проектирование диагностического тягового стенда:
  - а) для легковых автомобилей;
  - б) для грузовых автомобилей;
  - в) для полноприводных автомобилей.
- 19. Проектирование площадочного тормозного стенда:
  - а) для легковых автомобилей;
  - б) для грузовых автомобилей.
- 20. Проектирование тормозного стенда инерционного типа с беговыми барабанами:
  - а) для легковых автомобилей;
  - б) для грузовых автомобилей.
- 21. Проектирование тормозного стенда силового типа:
  - а) для легковых автомобилей;
  - б) для грузовых автомобилей.
- 22. Проектирование стенда силового типа с беговыми барабанами для проверки и регулировки установившихся передних колес:

- а) для легковых автомобилей;
  - б) для грузовых автомобилей.
23. Проектирование платформенного стенда для проверки и регулировки установки передних колес:
- а) для легковых автомобилей;
  - б) для грузовых автомобилей.
24. Проектирование стенда для диагностирования отдельно-агрегатной гидравлической системы.
25. Проектирование установки для промывки системы смазки двигателя.
26. Проектирование стенда для регулировки топливной аппаратуры дизелей.
27. Проектирование установки для раздачи:
- а) моторных масел;
  - б) трансмиссионных масел.
28. Проектирование солидолонагнетателя.
29. Проектирование устройства для сбора отработанных масел.
30. Проектирование маслораздаточной (топливо-, воздухо-) колонки.
31. Проектирование гаражного компрессора.
32. Проектирование установки для мойки дисков колес автомобилей.
33. Проектирование установки для сушки автомобиля после мойки.
34. Проектирование стенда для демонтажа и монтажа шин.
35. Проектирование станка для балансировки колес.
36. Проектирование электровулканизатора.
37. Проектирование прибора для измерения люфта рулевого управления.
38. Проектирования краскораспылителя для нанесения лакокрасочных покрытий.
39. Проектирование окрасочной камеры.

40. Проектирование терморadiационной установки для сушки лакокрасочных покрытий.

41. Проектирование конвекционной сушильной камеры.

42. Проектирование стенда для проверки внешних световых приборов транспортных средств.

Выбор варианта темы производится по номеру студента в списке учебной группы или по согласованию с преподавателем, например, с целью последующего использования материалов курсового проектирования при выполнении выпускной квалификационной работы.

## 7. Методические рекомендации по выполнению курсового проекта

### 1. Общие сведения.

Основанием для начала проектирования является название типа технологического оборудования в соответствии с темой курсового проекта и заданные исходные данные (по согласованию с преподавателем). По заданному типу оборудования студент на основе сведений, полученных в ходе изучения дисциплины, уточняет назначение, исходные данные, принцип действия и конструктивные особенности рассматриваемого типа оборудования.

С целью выбора наиболее оптимального по конструктивным, технологическим и экономическим параметрам прототипа данного вида технологического оборудования проводится подробный обзор аналогов (литературный обзор) или патентное исследование современных отечественных или иностранных образцов технологического оборудования данного вида.

На основании проведенного обзора аналогов (патентного поиска) по согласованию с руководителем проекта студент выбирает тип конструкторской разработки в виде новой единицы оборудования данного типа, узла или

сборочной единицы в ее составе и составляет описание предлагаемой конструкции или модернизации заданного типа технологического оборудования.

Далее составляется предварительная компоновочная схема, по которой намечается последовательность проектирования и производятся необходимые технологические и конструкторские расчеты элементов предлагаемой конструкторской разработки в соответствии со стандартными методиками (изучаются на практических занятиях). По результатам выполненных расчетов определяются основные выходные характеристики разрабатываемой конструкции и разрабатываются эскизы оригинальных деталей и узлов, по которым вычерчиваются чертеж общего вида конструкции, сборочные чертежи узлов и рабочие чертежи деталей.

С целью обоснования экономической эффективности применения предлагаемой конструкторской разработки определяются ее технико-экономические параметры и удельные характеристики.

По результатам расчета технико-экономических параметров предлагаемой конструкторской разработки делается заключение об эффективности и целесообразности применения ее в технологических процессах ТО и ремонта подвижного состава.

## 2. Последовательность выполнения курсовой работы.

Выполнение курсового проекта предполагает самостоятельную работу с патентной, нормативной, справочной и научно-технической документацией и творческий подход к решению задач поиска и совершенствования конструкции предлагаемого заданием определенного вида гаражного оборудования.

С целью правильного решения конечной задачи – разработки рекомендаций по совершенствованию заданного вида гаражного оборудования курсовой проект целесообразно выполнять в определенной последовательности,

гарантирующей отсутствие возможности явных ошибок в результатах работы.

В соответствии с основной целью конструирования - разработкой современных моделей технологического оборудования с оптимальными для соответствующих технологий конструктивными и экономическими параметрами, проектирование и расчет основных параметров производится по определенной методике.

Исходными данными являются: назначение оборудования, тип обслуживаемого подвижного состава и его геометрические характеристики, область применения оборудования, принятая технология работ, справочно-нормативная документация и др.

Выбор конструктивной схемы оборудования и основных технических решений целесообразно проводить на основе стандартной методики. Данная методика оценки конструкций технологического оборудования помогает в дальнейшей определить технический уровень спроектированного образца и достижение цели проектирования.

Рассматривается вопрос о наличии современных или перспективных аналогов, при положительном решении проводится анализ технико-экономических показателей аналога для обеспечения высокого технического уровня изделий на стадии разработки технического задания и проектирования основных элементов конструкции.

Расчет конструкции и элементов оборудования выполняется на основе общепринятых методов.

По результатам расчета определяются выходные параметры технологического оборудования: производительность, энергоемкость, металлоемкость и др., а также удельные характеристики. Затем выходные и удельные характеристики анализируются и сопоставляются с соответствующими характеристиками современных образцов аналогичного оборудования.

В случае высокой оценки технического уровня спроектированное оборудование признается перспективным и цели конструирования считаются достигнутыми. В случае низкой оценки определяются направления совершенствования оборудования.

В ряде случаев при разработке новых образцов оборудования может потребоваться нетрадиционный подход к решению отдельных узлов и элементов, а также расчет нескольких возможных вариантов. Таким образом, путем «перебора» конструкторских решений составляющих частей проектируемого оборудования добиваются оптимизации технико-экономических показателей оборудования в целом.

При проектировании технологического оборудования выполняются гидравлические, кинематические и прочностные расчеты элементов конструкции и др. Ввиду различия методов проектирования расчет конструкций оборудования различного типа целесообразно рассматривать отдельно.

3. Методики проектирования основных видов технологического оборудования.

3.1. Особенности проектирования оборудования для очистных и уборочно-моечных работ.

*Последовательность расчета струйной моечной установки:*

1. Задавшись крупностью смываемых частиц (толщиной пограничного слоя) рассчитать давление воды в насадке.
2. Рассчитать силу гидродинамического давления струи и проверить выполнение условия удаления загрязнений.
3. Определить размер зоны действия касательных сил и число распылителей.
4. Рассчитать расход воды через установку. Если есть рамки предварительного смачивания и ополаскивания, рассчитывается дополнительный расход воды через эти рамки.

5. Выбрать гидравлическую схему установки и рассчитать потери напора.

6. Определить мощность электродвигателя привода насоса для подачи воды в установку.

7. При необходимости выполнить расчет привода щеток установки.

8. Произвести расчет основных параметров очистных сооружений.

Струйные моечные установки могут иметь одну или две моющие рамки.

Имеются конструкции, в которых, кроме того, предусмотрены рамки смачивания и ополаскивания, или только рамка ополаскивания.

Давление воды во вспомогательных рамках не превышает, как правило, 0,25...0,5 МПа, и расход через них невелик.

Давление в основных моющих рамках гораздо выше, так как природа удаления загрязнений с помощью струй заключается в механическом разрушении слоя загрязнений за счет удара движущейся жидкости о преграду.

Загрязнения будут удаляться, если максимальная сила сцепления между частицами загрязнений  $F_m$  не будет превышать величины гидродинамического давления  $P_x$  при встрече струи с преградой.

Таким образом, условие удаления загрязнений будет иметь вид:

$$P_x \geq F_m. \quad (3.1.1)$$

В первом приближении:

$$F_m = \frac{\pi\sigma}{2d_s} \left( \frac{1}{W} - 1 \right), H / m^2, \quad (3.1.2)$$

где:  $\sigma$  - поверхностное натяжение воды, Н/м;

$d_s$  - диаметр частиц загрязнений, м;

$W$  - влажность загрязнений.

Гидродинамическое давление на расстоянии  $x$  от насадки:

$$P_x = \rho_x \cdot V_x^2 \cdot \sin \alpha, H / m^2, \quad (3.1.3)$$

где:  $\rho_x$  - плотность жидкости в струе, кг/м<sup>3</sup>;

$V_x$  - скорость жидкости при встрече с поверхностью, м/с;

$\alpha$  - угол встречи струй с поверхностью, град.

Скорость потока в струе на расстоянии  $x$  от насадки приближенно можно считать равной начальной скорости потока:

$$V_x \approx V_n = \varphi \sqrt{2gH_n} = \varphi \sqrt{196gP_n}, \text{ м/с}, \quad (3.1.4)$$

где:  $\varphi$  - коэффициент скорости, зависящий от профиля насадки;

$g$  - ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>;

$H_n$  - напор перед насадкой, м. вод. ст.;

$P_n$  - давление в насадке, МПа.

Ориентировочный (секундный) расход воды из одного насадка:

$$Q_c = \pi \cdot r^2 \cdot \varepsilon \cdot V_n, \text{ м}^3 / \text{с}, \quad (3.1.5)$$

где:  $r$  - радиус круглой струи, м ( $r = 2,7 \cdot d_3$ );

$\varepsilon$  - коэффициент сжатия струи.

Диаметр насадки:

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_c}{\pi \cdot V_n}}, \quad (3.1.6)$$

Расход жидкости через насадки (подача насосов):

$$Q = f \cdot n \cdot \mu \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \sqrt{196gP_n}, \text{ м}^3 / \text{с}, \quad (3.1.7)$$

где:  $n$  - количество насадков в моеющей рамке;

$\mu$  - коэффициент расхода;

$f$  - коэффициент запаса расхода ( $f = 1,2$ );

$d_n$  - диаметр насадки, м.

Расстояние от насадка до обмываемой поверхности (длина струи):

$$X = (100 \dots 450) d_n, \quad (3.1.8)$$

Радиус зоны очистки:

$$R_o = d_n \cdot 0,56 \left( \sqrt{196gP_n} \frac{d_n}{v} \right)^{0,4} \cdot \left( \frac{V_n^2}{S} \right)^{-0,02} \cdot \left( \frac{X}{d_n} \right)^{-0,03}, \text{ м}. \quad (3.1.9)$$

где:  $\nu$  - кинематическая вязкость воды,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;

$S$  – толщина пограничного слоя, м.

Количество насадков в моющей рамке:

$$n = \frac{P_a}{2 \cdot R_o \cdot k_n}, \quad (3.1.10)$$

где:  $P_a$ - обмываемый периметр автомобиля, м;

$k_n = 0,70 \dots 0,75$  - коэффициент взаимного перекрытия зон действия касательных сил струи.

Если автомобиль моется и снизу, то в первом приближении:

$$P_a = 2H_a + 2B_a, \text{ м}, \quad (3.1.11)$$

где  $H_a$  и  $B_a$  – соответственно высота и ширина поперечного сечения автомобиля, м.

Мощность привода насосной установки:

$$N = \frac{Q \cdot P_n \cdot 10^6}{102 \eta_n \eta_g \cdot g}, \text{ кВт}, \quad (3.1.12)$$

где:  $\eta_n$  - К.П.Д. насоса;

$\eta_g = 0,90 \dots 0,92$  – К.П.Д. электродвигателя.

*Проектирование щеточной моечной установки* производится в следующей последовательности:

1. На основании имеющихся исходных данных (тип, марка обслуживаемых транспортных средств) уточняется назначение, схема моечной установки и способ перемещения автомобиля в зоне мойки.

2. По габаритным характеристикам обслуживаемых транспортных средств уточняются размеры моечного портала.

3. Производится расчет основных конструктивно-технологических параметров моечного блока по следующей методике.

Мощность привода одной щетки (Вт):

$$W = K_z \cdot P_y \cdot g_n \cdot f, \quad (3.1.13)$$

где:  $K_3 = 1,8 \dots 2,2$  – коэффициент запаса по мощности, учитывающий потери на деформацию нитей, разбрызгивание капель воды, перемещение воздуха, потери в подшипниках и механизмах привода;

$P_{ц}$  – центробежная сила, действующая на нити щетки, Н;

$\mathcal{G}_л$  – линейная скорость нитей, м/с;

$f = 0,1$  – коэффициент трения скольжения нитей по поверхности кузова.

Линейная скорость нитей щетки (м/с):

$$\mathcal{G}_л = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{щ} \cdot n_{щ}}{60}, \quad (3.1.14)$$

где:  $r_{щ}$  – радиус щетки, м;

$n_{щ}$  – частота вращения щетки,  $\text{мин}^{-1}$ .

Центробежная сила, действующая на нити щетки (Н):

$$P_{ц} = \frac{m_c \cdot \mathcal{G}_л^2}{r_{щ}}, \quad (3.1.15)$$

где  $m_c$  – масса нитей щетки, подверженных деформации, кг.

На кузов действует масса нитей (кг), подверженных деформации, т.е. находящаяся в зоне сегмента (рис. 3.1.1):

$$m_c = S_c \cdot H_{щ} \cdot \rho_{щ} \cdot K_n, \quad (3.1.16)$$

где:  $S_c$  – площадь сегмента деформации нитей щетки,  $\text{м}^2$ ;

$H_{щ}$  – высота щетки, м;

$\rho_{щ}$  – плотность материала нитей щетки (для капрона  $\rho_{щ} = 1200 \text{ кг/м}^3$ ),  $\text{кг/м}^3$ ;

$K_n = 0,018 \dots 0,020$  – коэффициент наполнения щетки в зоне деформации.

Площадь сегмента деформации нитей щетки ( $\text{м}^2$ ):

$$S_c = \frac{\pi \cdot r_{щ}^2 \cdot \alpha}{360} - \frac{r_{щ}^2 \cdot \sin \alpha}{2}, \quad (3.1.17)$$

где  $\alpha$  – центральный угол работающего сектора щетки, град.

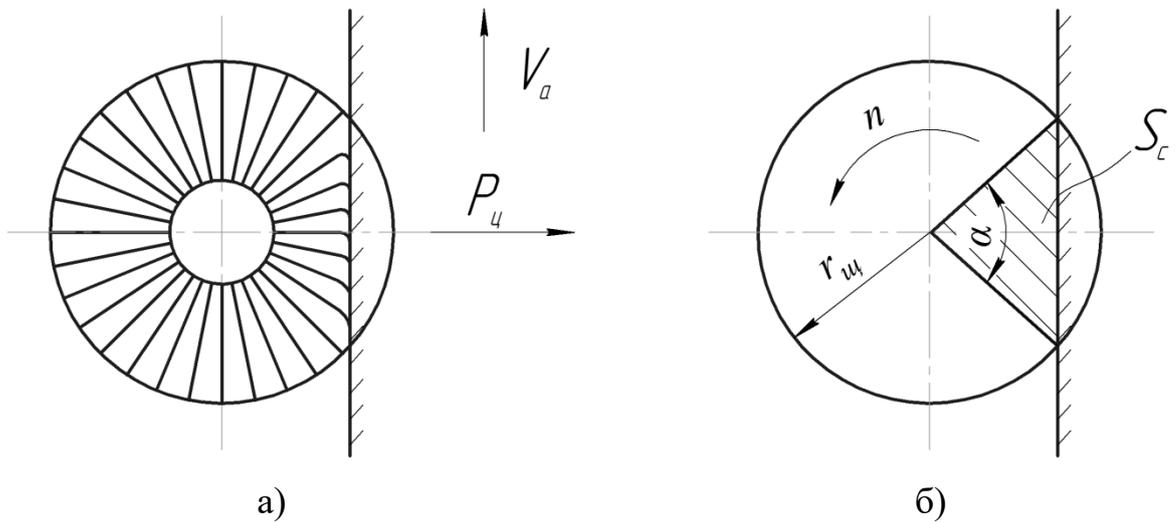


Рисунок 3.1.1 – Расчетная схема привода щетки:

а – схема работы щетки; б – зона деформации щетки.

Так как в процессе мойки щетка касается поверхности примерно 1/6 частью окружности, то в расчетах можно принять  $\alpha = 60^\circ$ .

Суммарная мощность привода щеточного блока (Вт):

$$W_{\Sigma} = W \cdot n, \quad (3.1.18)$$

где  $n$  – число щеток в блоке.

Скорость перемещения автомобиля в зоне мойки (скорость конвейера щеточной установки) (м/мин):

$$g_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{\text{щ}} \cdot n_{\text{щ}}}{i}, \quad (3.1.19)$$

где  $i = 110 \dots 130$  – наиболее эффективное соотношение между частотой вращения щеток и скоростью передвижения автомобиля в зоне мойки.

Время мойки одного автомобиля (мин):

$$t = \frac{L_a}{g_a}, \quad (3.1.20)$$

где  $L_a$  – длина автомобиля, м.

Производительность моечной установки (авт/ч):

$$\Pi = \frac{g_a \cdot 60}{L_a \cdot k_n}, \quad (3.1.21)$$

где  $k_n = 1,3 \dots 1,5$  – коэффициент неравномерности поступления автомобилей в зону мойки.

*Проектирование систем очистки сточных вод и оборотного водоснабжения.*

При расчете очистных сооружений и системы оборотного водоснабжения с безнапорными гидроциклонами, прежде всего, определяется расход воды на мойку автомобилей, исходя из норм расхода на мойку одного автомобиля и количества ежедневного выхода на линию автомобилей, подлежащих мойке в течение суток.

Часовой максимальный расход сточных вод от мойки автомобилей может быть определен по формуле ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ):

$$Q_{\text{ч}} = q_{\text{yd}} \cdot N, \quad (3.1.22)$$

где:  $q_{\text{yd}}$  – средний расход воды на мойку одного автомобиля,  $\text{м}^3$ ;

$N$  – пропускная способность моечного участка, авт./ч;

Расчет песколовки с контейнерами для сбора осадка (шлама) предусматривает скорость ( $g_n$ ) протекания сточных вод  $0,15$  м/с.

Площадь живого сечения потока ( $\text{м}^2$ ):

$$F_{\text{ж.с.}} = q_c / g_n, \quad (3.1.23)$$

где:  $q_c$  – секундный расход сточных вод,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$g_n$  – скорость протекания сточных вод через песколовку, м/с ( $g_n = 0,15$  м/с).

Ширина песколовки ( $B$ ) обычно принимается равной  $1,0$  м, при этом длина ее ( $L$ ) составит (м):

$$L = K \cdot \frac{1000 \cdot H_p}{u_o} \cdot g_n, \quad (3.1.24)$$

где:  $K$  – коэффициент, принимается равным  $1,3$  согласно СП 32.13330.2012, кг;

$H_p$  – расчетная глубина проточного слоя песколовки, м;

$u_o$  – гидравлическая крупность взвешенных частиц, в основном песка, мм/с (принимается  $u_o = 18$  мм/с). Гидравлическая крупность взвешенных частиц характеризует их размер, форму, плотность, от которых зависит скорость падения (оседания) частиц в водной среде, поэтому и изменяется в миллиметрах в секунду.

Расчетная глубина проточного слоя песколовки (м):

$$H_p = F_{ж.с.} / B. \quad (3.1.25)$$

Общая глубина песколовки (м):

$$H_{об} = H_{нер} + H_p + H_{ос}, \quad (3.1.26)$$

где:  $H_{нер}$  – глубина от пола до уровня воды в песколовке, переменная величина, зависящая от удаленности песколовки от моечной канавы и отметки лотка подводящего трубопровода, м;

$H_{ос}$  – глубина осадочной части песколовки принимается равной 1,0 м. В зоне осадочной части устанавливаются контейнеры для осадка с таким расчетом, чтобы над верхней кромкой контейнера был обеспечен слой воды, равный расчетной глубине проточного слоя.

Принимая во внимание особенности конструктивного исполнения песколовки, следует ее длину принимать кратной длине контейнера, помещенного в песколовку для сбора осадка.

Объем приемного резервуара сточных вод рассчитывается, исходя из 16-минутного (0,25 ч) пребывания в нем сточных вод, ( $m^3$ ):

$$V_{пр} = Q_{ч} \cdot t, \quad (3.1.27)$$

где  $t$  – время нахождения сточных вод в приемном резервуаре, ч (0,25 ч).

Исходя из данного расчета объем приемного резервуара сточных вод обеспечивает бесперебойную работу насосов, откачивающих сточные воды из этого резервуара на безнапорный гидроциклон, должен составлять не менее объема 10-минутного отбора воды насосами. По форме конструкции при-

емный резервуар определяется в зависимости от имеющихся площадей для строительства очистных сооружений, а также от уровня грунтовых вод.

Насосная станция первого подъема, предназначенная для подачи сточных вод из приемного резервуара на безнапорный гидроциклон, укомплектовывается насосами, производительность которых должна определяться по часовому притоку сточных вод.

Для перекачки сточных вод от мойки автобусов и легковых автомобилей следует применять насосы марок «К», «ГНОМ», «НЦС». Для перекачки сточных вод от мойки грузовых автомобилей применяются фекальные насосы марок ФГС81/31, ФГ57,5/9,5, так как загрязнения сточных вод значительны.

Безнапорные гидроциклоны рассчитываются по гидравлической нагрузке в соответствии с СП 32.13330.2012. Гидравлическая нагрузка гидроциклона ( $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ ):

$$M_{\text{гц}} = 3,6 \cdot K \cdot u_0, \quad (3.1.28)$$

где: 3,6 – переводной коэффициент согласно СП;

$K$  – коэффициент для гидроциклона с диафрагмой и цилиндрической перегородкой, принимается согласно СП, равным 1,98;

$u_0$  – гидравлическая крупность взвешенных частиц, мм/с.

По опытным данным гидравлическая крупность взвешенных частиц, оседающих в гидроциклоне, принимается  $u_0 = 1$  мм/с. При этих данных в безнапорных гидроциклонах будут задерживаться взвешенные частицы крупностью 0,035 мм.

Площадь водного зеркала безнапорного гидроциклона ( $\text{м}^2$ ):

$$F_{\text{вз}} = Q_{\text{гц}} / M_{\text{гц}}, \quad (3.1.29)$$

где  $Q_{\text{гц}}$  - часовой расход сточных вод, подаваемых насосами на безнапорный гидроциклон,  $\text{м}^3/\text{ч}$ .

Количество безнапорных гидроциклонов:

$$N_{\text{гц}} = F_{\text{вз}} / F_{\text{гц}}, \quad (3.1.30)$$

где:  $F_{\text{гц}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{гц}}^2}{4}$  - площадь водного зеркала гидроциклона, м<sup>2</sup>;

$D_{\text{гц}}$  - диаметр гидроциклона, м.

Для более надежной работы очистных сооружений рекомендуется предусмотреть, кроме расчетного количества, один резервный безнапорный гидроциклон.

Площадь напорных фильтров (м<sup>2</sup>):

$$F_{\text{ф}} = Q_{\text{чн}} / \mathcal{G}_{\text{ф}}, \quad (3.1.31)$$

где  $\mathcal{G}_{\text{ф}}$  - скорость фильтрования, м/ч.

Скорость фильтрования принимается 10 м/ч для двухслойных фильтров.

Производительность промывных насосов для напорных фильтров (м<sup>3</sup>/ч):

$$Q_{\text{нн}} = 3,6 \cdot q_{\text{ин}} / F_{\text{ф}}, \quad (3.1.32)$$

где: 3,6 – переводной коэффициент;

$q_{\text{ин}}$  - интенсивность промывки фильтра, л/(с·м<sup>2</sup>).

Интенсивность промывки, согласно техническим условиям СП, должна быть для скоростных напорных фильтров с двухслойной загрузкой  $q_{\text{ин}} = 14$  л/(с·м<sup>2</sup>).

Объем воды, требующийся для промывки напорного фильтра (м<sup>3</sup>):

$$V_{\text{пр}} = Q_{\text{нн}} \cdot t_{\text{пр}} / 60, \quad (3.1.33)$$

где  $t_{\text{пр}}$  - время промывки. Для скоростных напорных фильтров с двухслойной загрузкой продолжительность промывки  $t_{\text{пр}} = 6$  мин.

При расчете очистного сооружения по взвешенным веществам определяется эффект очистки ( $\mathcal{E}_o$ ), характеризующийся уровнем концентрации в очищенной воде взвешенных веществ (мг/л) по каждому агрегату очистных сооружений (%):

$$\mathcal{E}_o = \frac{(B_1 - B_2) \cdot 100}{B_1}, \quad (3.1.34)$$

где  $B_1, B_2$  - концентрация взвешенных веществ в сточных водах на входе и выходе из очистного сооружения, мг/л.

Расчет по взвешенным веществам производится последовательно в соответствии со схемой движения сточных вод в системе очистки. При этом по известным значениям эффектов очистки элементов очистного сооружения определяется концентрация взвешенных веществ на выходе из очистного сооружения (мг/л):

$$B_2 = B_1 \cdot (100 - \mathcal{E}_o) / 100. \quad (3.1.35)$$

Расчет очистного сооружения по нефтепродуктам производится аналогично расчету по взвешенным веществам, с учетом известных эффектов задержания нефтепродуктов элементами очистного сооружения.

Среднесуточное количество задерживаемого осадка (кг/сут):

$$P_{oc} = (B_1 - B_2) \cdot Q_{сут} / 1000, \quad (3.1.36)$$

где  $Q_{сут}$  - суточный расход сточных вод от мойки автомобилей, л/сут.

Среднесуточный объем осадка (м<sup>3</sup>/сут):

$$M_{oc} = P_{oc} / \rho_{oc}, \quad (3.1.37)$$

где  $\rho_{oc}$  - плотность выпавшего осадка, кг/м<sup>3</sup> (принимается в пределах 1500...2500 кг/м<sup>3</sup> в зависимости от характера взвешенных веществ).

По полученным данным о среднесуточном объеме осадка в соответствии с объемом осадочного контейнера песколовки, контейнеров для сбора осадка определяется периодичность (за сутки) извлечения и вывоза заполненных контейнеров:

$$N_{пер} = M_{oc.сут} / M_{oc.конт}, \quad (3.1.38)$$

где  $M_{oc.сут}, M_{oc.конт}$  - объемы осадка среднесуточный и заполняемого контейнера, м<sup>3</sup>/сут.

### 3.2. Расчет основных элементов подъемников.

#### *Расчет электромеханического подъемника.*

Основным видом передачи в электромеханических подъемниках является передача винт-гайка скольжения.

Достоинствами передачи винт-гайка являются:

1. Возможность создания больших осевых сил, значительный выигрыш в силе (вследствие клинового действия резьбы).
2. Возможность получения медленного поступательного движения с высокой точностью.
3. Малые габариты при высокой несущей способности.

Недостатками передачи скольжения являются повышенные потери на трение, изнашивание и низкий КПД.

В электромеханических подъемниках применяются грузовые винтовые передачи скольжения, т.к. на ходовой винт действуют значительные осевые нагрузки от веса поднимаемого автомобиля. По этой причине в таких передачах основное применение имеют резьбы с малыми углами  $\gamma$  наклона боковой рабочей поверхности, характеризующиеся малыми потерями на трение: трапецеидальная ( $\gamma = 15^\circ$ ) и прямоугольная. Упорная резьба ( $\gamma = 3^\circ$ ) для большого выигрыша в силе и обеспечения самоторможения применяется в домкратах.

Последовательность расчета.

1. Определяется распределенная осевая нагрузка (Н), приходящаяся на одну стойку:

$$F_a = \frac{G_a \cdot k_3}{n_{cm}}, \quad (3.2.1)$$

где:  $G_a$  – вес поднимаемого автомобиля (грузоподъемность), Н;

$k_3 = 1,1 \dots 1,3$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки;

$n_{cm}$  – число стоек.

Основным видом отказа передачи винт-гайка скольжения является изнашивание резьбы. Возможный отказ - потеря устойчивости длинных сжатых винтов. При определении размеров передачи исходят из основного критерия работоспособности - износостойкости резьбы.

Для обеспечения необходимой износостойкости ограничивают среднее давление  $p$  в резьбе допускаемым давлением  $[p]_{изн}$ , МПа.

2. Поэтому средний диаметр резьбы  $d_2$  (мм) для проекторочного расчета определяется с учетом допускаемого давления  $[p]_{изн}$ :

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot [p]_{изн}}}, \quad (3.2.2)$$

где:  $\psi_H = H/d_2$  – коэффициент высоты гайки;  $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$  (большие значения принимаются для резьб меньших диаметров);

$\psi_h$  – коэффициент высоты рабочего профиля резьбы ( $\psi_h = 0,5$  – для трапецидальной и прямоугольной резьбы, для упорной  $\psi_h = 0,75$ ).

По расчетному среднему диаметру  $d_2$  принимают стандартную (рис. 3.2.1) трапецидальную (ГОСТ 9484-81) или прямоугольную (нестандартизована) резьбу.

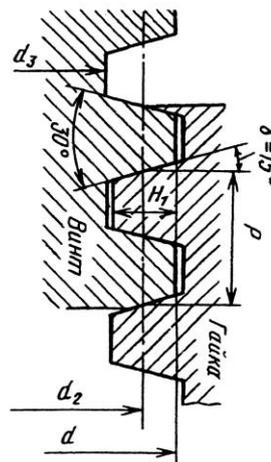


Рисунок 3.2.1 - Параметры передачи винт-гайка трапецидальной резьбы:  $d$  – наружный диаметр резьбы винта;  $d_3$  – внутренний диаметр резьбы винта по впадине;  $d_2$  – средний диаметр резьбы;  $P$  – шаг резьбы;  $H_1$  – рабочая

высота профиля;  $\gamma$  – угол наклона боковой рабочей поверхности профиля резьбы.

Допускаемое давление в резьбе (табл. 3.2.1) зависит от сочетания материалов пары трения ходовой винт-грузовая гайка. Винты изготавливают из сталей 45, 50, 65Г, 40ХГ, 18ХГТ, У10 и др. В ответственных передачах для повышения износостойкости применяют закалку винтов до твердости не менее 45 HRC с последующим шлифованием резьбы. Гайки ответственных передач изготавливают из оловянистых бронз БрО10Ф1, БрО6Ц6С3 и др., а при малых скоростях – из антифрикционного чугуна АВЧ-1, АКЧ-1 или серого чугуна СЧ200.

Таблица 3.2.1 - Допускаемое давление  $[p]_{изн}$  в резьбе

Материалы винта и гайки	$[p]_{изн}$ , МПа
Закаленная сталь-бронза	11...13
Незакаленная сталь-бронза	8...10
Незакаленная сталь-антифрикционный чугун	7...9
Незакаленная сталь-чугун	4...6

Размеры прямоугольной резьбы определяются по формулам:

высота профиля  $H_1 = 0,1d_2$

наружный диаметр  $d = d_2 + H_1$

внутренний диаметр  $d_3 = d_2 - H_1$

шаг резьбы  $P = 2H_1$

3. Выбранные параметры резьбы ( $d_2$  и  $P$ ) проверяются по соблюдению условия самоторможения резьбы:

$$\psi \leq \varphi, \quad (3.2.3)$$

где:  $\psi$  – угол подъема винтовой линии;

$\varphi$  – угол трения в резьбе.

$$\varphi = \operatorname{arctg} f;$$

$$\psi = \operatorname{arctg}[P/(\pi \cdot d_2)].$$

Для смазанного винта коэффициент трения скольжения  $f = 0,1$  – для бронзовых и  $f = 0,13$  – для чугунных гаек.

4. Число заходов резьбы:

$$z = \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \psi / P. \quad (3.2.4)$$

5. Число витков в резьбе высотой  $H$ :

$$z_{\text{эм}} = \frac{F_a}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot [P]_{\text{изн}}}. \quad (3.2.5)$$

6. Высота гайки (мм) с числом витков  $z_{\text{эм}}$ :

$$H = z_{\text{эм}} \cdot P. \quad (3.2.6)$$

7. Проверка правильности выбора коэффициента высоты гайки:

$$\psi_H = H / d_2,$$

расчетное значение должно находиться в допустимых пределах.

8. Расчетное значение КПД резьбы:

$$\eta_p = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi_1)}, \quad (3.2.7)$$

где  $\varphi_1 = \operatorname{arctg}(f/\cos \gamma)$ .

9. Скорость поступательного перемещения гайки, м/с:

$$V = \frac{z_{\text{эм}} \cdot P \cdot n_{\text{э}}}{60000}, \quad (3.2.8)$$

где  $n_{\text{э}}$  – частота вращения винта,  $\text{мин}^{-1}$ .

Скорость подъема принимается 1,5...2 м/мин.

10. Частота вращения винта ( $\text{мин}^{-1}$ ):

$$n_{\text{э}} = \frac{V}{P}, \quad (3.2.9)$$

11. Задаваясь частотой вращения ротора электродвигателя 750, 1000, 1500 или 3000  $\text{мин}^{-1}$ , определяют передаточное отношение передачи от элек-

тродвигателя к ходовому винту:

$$i = \frac{V}{P}, \quad (3.2.10)$$

При  $i \leq 4$  для передачи момента от электродвигателя к ходовому винту используется клиноременная передача. В противном случае подбирается редуктор.

12. Затраченную работу определяет момент  $T_p$  сопротивления в резьбе (Н·м):

$$T_p = 0,5 \cdot d_2 \cdot F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1). \quad (3.2.11)$$

13. Так как винт работает на сжатие, то выполняются проверка винта на прочность и отсутствие продольного изгиба по объединенному условию прочности и устойчивости:

$$\sigma_{сж} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_3^2} \leq k_{ум} \cdot [\sigma]_{сж}, \quad (3.2.12)$$

где:  $k_{ум}$  – коэффициент уменьшения допускаемого напряжения  $[\sigma]_{сж}$ ;

$$[\sigma]_{сж} = \sigma_T / S_T,$$

где:  $\sigma_T$  – предел текучести материала винта, МПа;

$S_T = 2 \dots 4$  – коэффициент безопасности.

Коэффициент уменьшения допускаемого напряжения  $k_{ум}$  выбирают в зависимости от гибкости стержня:

$$\lambda = \frac{\mu \cdot L}{i}, \quad (3.2.13)$$

где:  $\mu$  – коэффициент, учитывающий способ закрепления ходового винта ( $\mu = 0,5$  – оба конца винта заделаны жестко,  $\mu = 0,7$  – один конец заделан, другой закреплен шарнирно,  $\mu = 1,0$  – оба конца оперты шарнирно);

$L$  – длина рабочей нагруженной части ходового винта (высота подъема), мм;

$i$  – радиус инерции поперечного сечения винта, мм.

14. Радиус инерции поперечного сечения винта, мм:

$$i = \frac{2}{d_3} \sqrt{J / \pi}, \quad (3.2.14)$$

где  $J$  – осевой момент инерции винта при наружном диаметре  $d$  резьбы, мм<sup>4</sup>.

15. Осевой момент инерции винта:

$$J = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} \left( 0,4 + \frac{0,6 \cdot d}{d_3} \right). \quad (3.2.15)$$

При  $\lambda < 55$  проверку на устойчивость не выполняют.

При  $\lambda > 90$  устойчивость проверяется по формуле Эйлера, при этом должно соблюдаться условие:

$$n_y = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{F_a \cdot (\mu \cdot L)^2} \geq [n_y], \quad (3.2.16)$$

где:  $n_y$  – коэффициент устойчивости;

$E$  – модуль упругости материала винта (для стали  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа);

$[n_y] = 2,5 \dots 4$  – допускаемый коэффициент запаса устойчивости.

В случае если условие не выполняется, то увеличивают значение диаметра  $d_2$  и соответственно уточняют остальные параметры резьбы.

16. Устойчивость винта проверяют также по критической частоте вращения  $n_{кр}$ , обуславливаемой собственной частотой колебаний винта. Частота вращения винта  $n$ , мин<sup>-1</sup> находится в допустимых пределах при выполнении условия:

$$n_e \leq n_{кр}, \quad (3.2.17)$$

где

$$n_{кр} = x \cdot k_e \cdot d_3 / L^2, \quad (3.2.18)$$

где:  $x$  – коэффициент, зависящий от способа закрепления винта, мм/мин ( $x = 40 \cdot 10^6$  – один конец свободен, другой заделан;  $x = 120 \cdot 10^6$  – оба конца оперты шарнирно,  $x = 180 \cdot 10^6$  – один конец заделан, другой закреплен шарнирно);

$k_g = 0,5 \dots 0,8$  – коэффициент запаса по частоте вращения.

17. Мощность электродвигателя привода вращения ходового винта (Вт):

$$N_{эд} = \frac{T_p \cdot \omega_g}{\eta_m} = \frac{\pi \cdot T_p \cdot n_g}{30 \cdot \eta_m}, \quad (3.2.19)$$

где:  $\omega_g$  – угловая скорость вращения ходового винта,  $c^{-1}$ ;

$\eta_m$  – механический к.п.д. кинематической цепи привода.

При использовании клиноременной передачи  $\eta_m = 0,96$ . При установке редуктора  $\eta_m$  принимается по справочным данным.

Если на несколько стоек используется один привод, а ходовые винты соединены цепной передачей, то мощность электродвигателя привода вращения ходового винта составит (Вт):

$$N_{эд.н} = \frac{n_{см} \cdot N_{эд}}{\eta_{ц}}, \quad (3.2.20)$$

где  $\eta_{ц}$  – к.п.д. цепной передачи.

*Расчет электрогидравлического подъемника.*

Определяется распределенная осевая нагрузка (Н), приходящаяся на шток гидроцилиндра:

$$F_a = \frac{G_a \cdot k_z}{n_n}, \quad (3.2.21)$$

где:  $G_a$  – вес поднимаемого автомобиля (грузоподъемность), Н;

$k_z = 1,1 \dots 1,3$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки;

$n_n$  – число плунжеров (стоек).

Скорость перемещения штока гидроцилиндра (м/с):

$$g_{ш} = \frac{L}{t_n}, \quad (3.2.22)$$

где:  $L$  – высота подъема, м;

$t_n$  – время подъема, с.

Выходная мощность гидропривода (Вт):

$$P_z = F_a \cdot g_{ш}, \quad (3.2.23)$$

При совместной работе нескольких гидроцилиндров выходная мощность (Вт) определяется как сумма мощностей наибольшего числа гидроцилиндров, работающих одновременно, т.е.:

$$P_z = \sum_{i=1}^n F_{a_i} \cdot g_{ш_i}, \quad (3.2.24)$$

где  $n$  – количество гидроцилиндров.

Расчетная мощность гидропривода (Вт):

$$P_{zp} = k_{zy} \cdot k_{zc} \cdot P_z, \quad (3.2.25)$$

где:  $k_{zy} = 1,15 \dots 1,25$  – коэффициент запаса по усилию;

$k_{zc} = 1,2 \dots 1,4$  – коэффициент запаса по скорости.

По полученной расчетной мощности гидропривода задают давление рабочей жидкости.

Различают номинальное  $p_{ном}$  и  $p_{max}$  максимальное рабочие давления. При номинальном рабочем давлении все элементы гидропривода надежно работают в течение установленного срока службы с сохранением технической характеристики в пределах установленных норм. Ряд значений номинальных давлений, МПа: 0,63; 1; 1,6; (2,5); 4; (6,3); (10); 12,5; (16); 20 и т.д. Рекомендуемые значения указаны в скобках.

Максимальное рабочее давление учитывает возможность кратковременного изменения нагрузки на выходном звене гидропривода в реальных условиях эксплуатации и соответствует давлению настройки предохранительного клапана (МПа):

$$p_{max} = (1,1 \dots 1,15) p_{ном}. \quad (3.2.26)$$

Диаметр гидроцилиндра (м):

$$D_{ци} = 1,13 \sqrt{\frac{k_{зв} \cdot F_a}{P_{ном}}}, \quad (3.2.27)$$

Расчетные значения диаметров цилиндра и штока приводят в соответствии с рядом геометрических размеров силовых гидроцилиндров.

Емкость расходного бака (м<sup>3</sup>):

$$V_{\sigma} = \frac{\pi \cdot n_n \cdot D_{ци}^2 \cdot L \cdot k_{зр}}{4}, \quad (3.2.28)$$

где  $k_{зр} = 4...5$  - коэффициент запаса рабочей жидкости.

Производительность насоса (м<sup>3</sup>/с):

$$Q_n = \frac{\pi \cdot n_n \cdot D_{ци}^2 \cdot g_{ш}}{4 \cdot \eta_o}, \quad (3.2.29)$$

где  $\eta_o = 0,7$  - объемный к.п.д. насоса.

Мощность электродвигателя привода насоса (Вт):

$$N_{эд.н} = Q_n \cdot p_{ном}. \quad (3.2.30)$$

### 3.3. Особенности проектирования домкратов.

#### *Особенности проектирования винтового домкрата.*

Винтовой домкрат(рис. 3.3.1) состоит из корпуса 1, в который запрессована бронзовая втулка-гайка 2 с прямоугольной или трапецеидальной нарезкой, винта 3 и пяты 4. Винт перемещается при вращении рукоятки 5. Чтобы пята домкрата хорошо прилегала к поверхности груза, ее часто делают самоустанавливающейся. При подъеме груза она не вращается. Винтовые домкраты самотормозящиеся, вследствие чего безопасны в эксплуатации. Винт домкрата изготавливается из стали 40 и 45. Головка винта обязательно подвергается термообработке до HRC = 40...45. КПД самотормозящихся винтов всегда меньше 0,5.

Для самоторможения необходимо, чтобы  $\psi < \varphi$ , где  $\psi$ - угол подъема винтовой линии;  $\varphi$ - угол трения в резьбе. При коэффициенте трения в паре винт-гайка  $f = 0,1$ ,  $\varphi = 5,5^\circ$ ,  $\psi = 4...5^\circ$ .

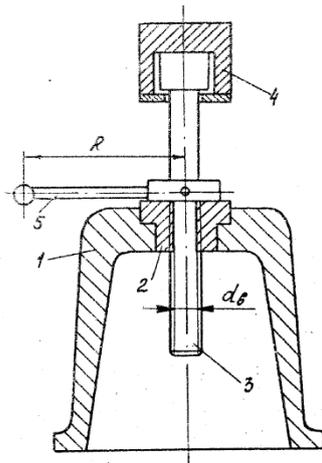


Рисунок 3.3.1 – Винтовой домкрат: 1 – корпус; 2 – гайка; 3 – винт; 4 – пята; 5 – рукоятка

Внутренний диаметр винта  $d_в$  ориентировочно определяют из расчета на сжатие по пониженному на 30% допускаемому напряжению.

$$\pi \cdot d_в^2 / 4 = Q / (0,7[\sigma_{сж}]) , \quad (3.3.1)$$

где  $Q$  - сила, действующая на винт.

Отсюда

$$d_в = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{0,7 \cdot \pi [\sigma_{сж}]}} , м. \quad (3.3.2)$$

$[\sigma_{сж}] = [\sigma]_в / [n]$ , где  $n = 2,5 \dots 3$  – коэффициент запаса прочности;  $[\sigma]_в = 180 \dots 200$  МПа.

Рассчитав  $d_в$ , по ГОСТу выбирают для трапецеидальной, прямоугольной или упорной резьбы шаг  $P$ , средний диаметр резьбы  $d_{ср}$  и наружный диаметр  $d_n$ .

Затем проверяют условие самоторможения винта:

$$\psi < \varphi \text{ где } \psi = \arctg P / \pi d_{ср}. \quad (3.3.3)$$

Если  $\psi \geq \varphi$ , необходимо уменьшить шаг винта.

Крутящий момент, прилагаемый к винту:

$$M_{кр} = Q \frac{d_{ср}}{2} \text{tg}(\beta + \rho) + M_n, Н \cdot м, \quad (3.3.4)$$

где  $M_n$ - момент трения на опорной поверхности пяты, зависящий от кон-

струкции опоры.

В случае, когда винт опирается непосредственно плоским торцом, момент трения на опорной поверхности пяты составит (Н·м):

$$M_n = \frac{1}{3} Q \cdot f_0 \cdot d_1, \quad (3.3.5)$$

где:  $f_0 = 0,1 \dots 0,2$  - коэффициент трения в контакте между пятой и винтом.

$d_1$  - диаметр опорной части винта, м.

Если опора сферическая, моментом  $M_n$  можно пренебречь.

Для создания крутящего момента используется рукоятка длиной  $R = 0,4 \dots 0,6$  м, а усилие на рукоятке не должно превышать 300 Н.

Задавшись длиной рукоятки, находят усилие:

$$P_p = (M_{кр} / R) \leq 300 \text{ Н}. \quad (3.3.6)$$

Если условие не выполняется, необходимо увеличить длину рукоятки или уменьшить шаг винта.

Винт проверяют на совместное действие сжатия и кручения, а при значительной длине и на устойчивость.

Приведенные напряжения:

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 4 \cdot \tau_{кр}^2}, \quad (3.3.7)$$

где  $\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{0,2 \cdot d_g^3}$  - касательное напряжение, МПа.

На устойчивость винт проверяют по формуле Эйлера:

$$P_{кр} = \pi^2 \cdot E \cdot J_p / l^2, \quad (3.3.8)$$

где:  $P_{кр}$  - критическая сила, Н;

$E = 2 \cdot 10^5$  МПа – модуль упругости стали;

$J_p = \frac{\pi \cdot d_g^4}{64} = 0,05 \cdot d_g^4$  – полярный момент инерции, м<sup>4</sup>;

$l$  – максимальная высота подъема, м.

Запас устойчивости проверяется по условию:

$$n_y = (P_{кр} / Q) \geq 4, \quad (3.3.9)$$

Число витков гайки:

$$z_{эм} \geq 4 \cdot Q / \pi \cdot (d_n^2 - d_г^2) \cdot [q], \quad (3.3.10)$$

где  $[q]$  - допускаемые удельные давления в контакте винта и гайки, МПа.

Число витков резьбы гайки не должно быть более 10, т.к. лишние витки работать не будут. В случае, когда  $z_{эм} > 10$  подбирают другой материал или увеличивают диаметр винта.

Высота гайки:

$$H = z_{эм} \cdot P. \quad (3.3.11)$$

КПД домкрата:

$$\eta = A_n / A, \quad (3.3.12)$$

где  $A_n = Q_p$  - работа по поднятию груза за 1 оборот винта, Дж;  $A = 2P_p \pi R$  - работа, совершаемая рабочим за 1 оборот винта, Дж.

*Особенности проектирования гидравлического домкрата.*

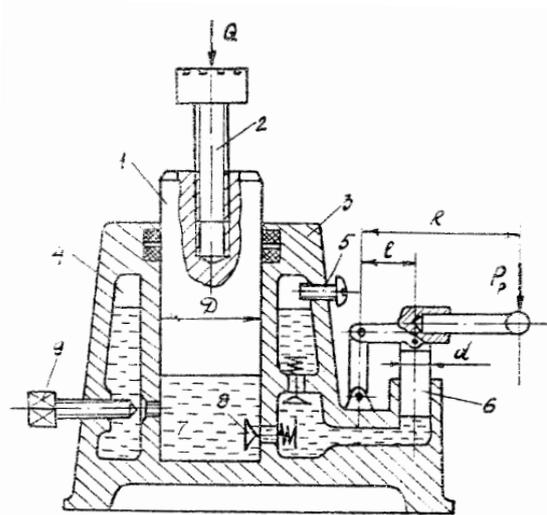


Рисунок 3.3.2 – Гидравлический

домкрат:

1 – шток; 2 – винт; 3 – корпус; 4 – полость; 5 – пробка; 6 – насос; 7 – полость под штоком; 8 – клапан; 9 – кран.

Грузоподъемным элементом гидравлического домкрата (рис. 3.3.2) является шток 1. Для расширения диапазона высоты подъема часто верхняя часть штока оборудуется винтом 2. Шток перемещается в корпусе 3, внутри которого имеются полости 4, заполняемые минеральным маслом или смесью

воды и глицерина. Заполнение производится через пробку 5. Подъем груза производится в процессе нагнетания жидкости ручным плунжерным насосом 6 с клапанами 8 в полость под штоком 7. Для опускания груза открывают кран 9 и жидкость из полости 7 перетекает в полость 4.

Максимальная грузоподъемность домкрата (Н) определяется по формуле:

$$Q = \frac{P_p \cdot U \cdot D^2 \cdot \eta}{d^2}, \quad (3.3.13)$$

где:  $P_p \leq 300$  - усилие на рукоятке, Н;

$D$  и  $d$  - диаметры соответственно штока и плунжера, м;

$\eta$  - к.п.д. домкрата (принимается в среднем 0,7);

$U = R/l$  - передаточное отношение привода.

Для автомобильных домкратов длина рукоятки  $R \leq 0,5$  м, а длина рычага плунжера  $l = 0,02 \dots 0,03$  м.

Диаметр плунжера принимают в пределах 0,008, ..., 0,01 м. Отсюда:

$$D = \sqrt{\frac{Q \cdot d^2}{P_p \cdot U \cdot \eta}}, \text{ м.} \quad (3.3.14)$$

Давление рабочей жидкости на выходе из насоса (Па):

$$P_0 = \frac{4 \cdot U \cdot P \cdot \eta}{\pi \cdot d^2}, \quad (3.3.15)$$

Производительность плунжерного насоса (м<sup>3</sup>/с):

$$Q_n = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot 60} \cdot S_0 \cdot n \cdot c_1, \quad (3.3.16)$$

где:  $S_0 = 0,7 \dots 0,9$ ;

$n$  - число перемещений плунжера в минуту ( $n \leq 30$ );

$c_1 = 0,95 \dots 0,98$  - коэффициент полезного использования насоса.

Скорость подъема груза (м/с):

$$V_n = \frac{4 \cdot Q_n}{\pi \cdot D^2}. \quad (3.3.17)$$

Для предотвращения утечек рабочей жидкости из полости высокого давления поверхность штока обрабатывается с высокой точностью, подвергается закалке ТВЧ до HRC 45 и более и хромируется. Полная герметичность соединения достигается установкой манжет по ГОСТ 14896-84, работающих при давлениях до 50 мПа. Размеры этих манжет оговорены ГОСТом, поэтому расчетный диаметр  $D$  следует увеличить до ближайшего стандартного размера кольца.

### 3.4. Особенности проектирования конвейеров.

При расчете конвейеров рекомендуется придерживаться следующего порядка:

1. Определить тяговое усилие приводной станции.
2. Подобрать, исходя из условия прочности трос или произвести предварительный подбор цепи.
3. Рассчитать диаметр барабанов приводной и натяжной станций. Для цепного конвейера определить число зубьев звездочки и диаметр начальной окружности звездочки.
4. Уточнить величину тягового усилия с учетом динамических нагрузок. Уточнить параметры цепи.
5. Уточнить частоту вращения барабана приводной станции. Определить передаточное число редуктора.
6. Рассчитать мощность электродвигателя. Проверить его по условию. Подобрать электродвигатель. Для тросового конвейера, ввиду упругости тягового звена, такая проверка не производится.

Для расчета задаются расчетной схемой, назначением конвейера (ТО-1, ТО-2 или ЕО), типом обслуживаемых автомобилей, количеством постов на линии и периодичностью действия.

Вначале определяют тяговое усилие:

$$F_m = N_n \cdot G_a \cdot \varphi, H, \quad (3.4.1)$$

где:  $N_n$  - число постов на линии;

$G_a$  - сила веса автомобиля, Н;

$\varphi$  - коэффициент сопротивления качению.

Так как в зонах ТО и ТР полы выполняются из бетона,  $\varphi = 0,03$ .

Для того чтобы натяжная станция протягивала трос без скольжения, его необходимо предварительно натянуть.

Сила натяжения троса:

$$F_o > \frac{F_m}{2} \cdot \left( \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right), H, \quad (3.4.2)$$

где:  $\alpha$  - угол охвата тросом барабана приводной станции, рад.;

$f$  – коэффициент трения троса по материалу барабана.

Обычно для уменьшения износа троса и предохранения его от коррозии, трос смазывают. Кроме того, возможно попадание на трос масел и нефтепродуктов при выполнении ТО. Поэтому коэффициент трения берется как для трения стали по стали со смазкой ( $f = 0,015$ ).

Суммарное усилие в верхней, наиболее нагруженной ветви:

$$F_o = \left( \frac{F_o}{2} + F_m \right) \cdot k_3, H, \quad (3.4.3)$$

где  $k_3 = 2...5$  – коэффициент, учитывающий запас прочности троса.

Определившись с усилием на тросе по ГОСТ 3067-74 выбирают диаметр троса  $d_m$ . Диаметр барабанов  $d_6 = 20...30 d_m$ . Исходя из назначения конвейера и периодичности действия (непрерывного или периодического действия), задаются скоростью перемещения автомобиля. Например, для линий ЕО целесообразно применять конвейеры непрерывного действия со скоростью перемещения 3...9 м/мин, а для ТО-1 и ТО-2 используют конвейеры периодического действия со скоростью 7...25 м/мин.

Частота вращения барабана:

$$n = \left( \frac{V_n}{\pi \cdot d_6} \right), \text{ мин}^{-1}, \quad (3.4.4)$$

где  $V_n$ - скорость конвейера, м/мин.

Далее, задаваясь частотой вращения вала электродвигателя  $n_{дв}$  (750; 1000; 1500; 3000 об/мин) определяют передаточное число редуктора приводной станции:

$$i = \left( \frac{n_{дв}}{n} \right). \quad (3.4.5)$$

Исходя из передаточного числа по каталогу подбирают тип редуктора (червячный или цилиндрический многоступенчатый).

Мощность электродвигателя:

$$N = \frac{(F_m + F_n) \cdot V_n \cdot k}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_p}, \text{ кВт}, \quad (3.4.6)$$

где:  $F_n$ - потери тягового усилия на барабанах;

$k = 1,5$  - коэффициент запаса по мощности;

$\eta_p$ - КПД редуктора.

Потери тягового усилия:

$$F_n = F'(1 - \eta), \text{ Н} \quad (3.4.7)$$

где  $\eta$  - КПД барабана (блока). Для блоков с подшипниками качения  $\eta = 0,990 \dots 0,995$ ;

$F'$  - суммарная нагрузка на подшипники барабанов и блоков, Н.

Строго говоря, потери тягового усилия необходимо считать для каждого барабана или блока, а потом суммировать. Для рассмотренной схемы с двумя блоками с достаточной точностью  $F' = 2F_0 + F_m$ . Зная мощность, передаваемую через редуктор и его передаточное число, по каталогу выбирают электродвигатель и конкретный редуктор. Так как  $\eta_p$  колеблется в широких пределах, делают проверку. Если  $k \geq \eta_p / \eta_k$ , то расчет оставляют. В противном случае в формулу определения мощности подставляют значение  $\eta_k$  и расчет повторяют. Здесь  $\eta_k$ - КПД редуктора по каталогу, а  $\eta_p$ - предварительно вы-

бранный КПД. Иногда не удается точно увязать между собой скорость конвейера, передаточное число редуктора и частоту вращения электродвигателя. В этом случае первичный вал редуктора приводят во вращение от электродвигателя через ременную передачу с передаточным отношением:

$$i = \left( \frac{n_{дв}}{n_i} \right). \quad (3.4.8)$$

### 3.5. Расчет трубопроводов и сосудов смазочно-заправочного оборудования, работающих под давлением.

Расчет трубопроводов состоит из гидравлического расчета и расчета на прочность. При гидравлическом: расчете определяют внутренний диаметр трубопровода:

$$d_{вн} = 1,13 \sqrt{\frac{Q_{с.ном}}{V_{ж}}}, \quad (3.5.1)$$

где:  $Q_{с.ном}$  - номинальная подача насосной станции, м<sup>3</sup>/с;

$V_{ж}$  - скорость потока жидкости в трубопроводе, м/с.

Полученное значение диаметра округляют до ближайшего стандартного из ряда условных проходов для арматуры и трубопроводов, м: 0,004; 0,0063; 0,008; 0,010; 0,012; 0,016; 0,020; 0,025; 0,032; 0,040; 0,050; 0,063; 0,080; 0,100; 0,1.25; 0,160; 0,200.

Скорость потока выбирают в зависимости от назначения трубопроводов, давления в гидросистеме и условий эксплуатации гидропривода. Значения предельных скоростей потока рабочей жидкости, принятые в практике конструирования гидроприводов, даны в таблице 3.5.1.

В общем случае скорость жидкости выбирают такой, чтобы потери давления в трубопроводе не превышали 5...6 % рабочего давления.

Для дренажных трубопроводов должен быть обеспечен свободный слив утечек жидкости, поэтому независимо от величины этих утечек минимальный диаметр дренажной линии должен находиться в пределах 8...10 мм.

При расчете на прочность сначала выбирают тип и материал трубы. Материалом служат углеродистые и легированные стали, медь, латунь, алюминий и его сплавы.

Таблица 3.5.1 - Значения скоростей потока в различных элементах гидросистемы

Элементы гидросистемы	Скорость, м/с
Всасывающая магистраль диаметром, м: 0,012...0,25	0,6...1,2
свыше 0,32	1,5
Сливная магистраль	2
Линии нагнетания при давлениях, МПа:	
2,5	3
5	4
10	5
15	Свыше 5
Клапаны управления и другие короткие участки с зажатым сечением	6

Для изготовления трубопроводов чаще всего применяют стальные бесшовные холоднодеформированные трубы из стали 20 и резиновые неармированные рукава высокого давления с металлическими оплетками, размеры которых принимаются из ряда стандартных значений. Резиновые технические трубки применяют в качестве рукавов низкого давления.

Выбрав тип и материал трубы, рассчитывают толщину ее стенки:

$$\delta_T = p_{\max} \cdot d_{\text{вн}} / (2[\sigma_p]), \quad (3.5.2)$$

где  $p_{\max}$  - давление настройки предохранительного клапана, МПа;

$d_{\text{вн}}$  - внутренний диаметр трубопровода, м;

$[\sigma_p]$  - допустимое напряжение на разрыв, МПа.

Полученное значение округляют до ближайшего большего из следующего ряда размеров, мм: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0.

Допустимое напряжение трубопровода на разрыв в зависимости от условий работы привода должно быть в 2,5...6 раз меньше предела прочности материала трубы.

Рукава высокого и низкого давлений на прочность не рассчитывают.

Далее выполняется проверочный расчет гидропривода. При этом определяются потери давления в гидросистеме, которые обусловлены трением жидкости в трубопроводах, гидроагрегатах, местными гидравлическими сопротивлениями и зависят от длины и диаметра трубопроводов, скорости и вязкости рабочей жидкости, а также режима течения жидкости.

Общие потери давления (Па):

$$\Delta p = \sum \Delta p_{\Pi} + \sum \Delta p_{M} + \sum \Delta p_{ГА}, \quad (3.5.3)$$

где:  $\sum \Delta p_{\Pi}$  - суммарные путевые потери, Па;

$\sum \Delta p_{M}$  - суммарные местные потери, Па;

$\sum \Delta p_{ГА}$  - суммарные потери в гидроагрегатах, Па.

На величину потерь также влияет режим течения жидкости (ламинарный или турбулентный), определяемый числом Рейнольдса. Для трубопровода круглого сечения число Рейнольдса определяется:

$$Re = \frac{V_{жс} \cdot d_{вн}}{\nu} < 2300, \quad (3.5.4)$$

где  $\nu$  - кинематическая вязкость рабочей жидкости, м<sup>2</sup>/с.

Ламинарный режим в круглой трубе сохраняется до критического значения  $Re_{кр} = 2300$ , переходя в турбулентный при  $Re_{кр} > 2300$ .

Критические значения числа Рейнольдса составляют для круглой гладкой трубы 2100...2300; резинового рукава 1600; металлического рукава 1800...2000; крана распределительного 550...750; фильтра сетчатого 400.

Уравнение баланса в гидросистеме по методу приведенных длин и местных сопротивлений:

$$p_n = p_p + \Delta p, \quad (3.5.4)$$

где:  $p_n$  - давление, развиваемое насосной установкой, Па;

$p_p$  - давление рабочей жидкости в гидросистеме, Па.

### 3.6. Методика проектирования гайковертов.

Наиболее часто используются передвижные, электрические, инерционно-ударные и реверсивные гайковерты, предназначенные для отвертывания и заворачивания гаек колес грузовых автомобилей и автобусов. Их максимальный крутящий момент составляет 100...2100 Н·м.

Принцип работы инерционного гайковерта (рис. 3.6.1) основан на использовании накопленной энергии маховика, передаваемой на ведомый вал в момент включения. При первом приложении нагрузки к гайке крутящий момент достигает 450 Н·м. Для создания требуемого момента порядка 1000...1100 Н·м необходимы 4...5 включений муфты.

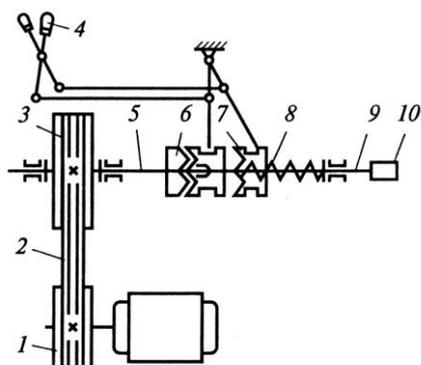


Рисунок 3.6.1 - Принципиальная схема гайковерта для гаек колес:

1 — шкив электродвигателя; 2 — приводной ремень; 3 — маховик; 4 — рычаг выключения; 5 — вал маховика; 6 — двухкулачковая ступица маховика; 7 — шлицевая двухкулачковая муфта; 8 — пружина; 9 — ведомый вал; 10 — торцовый ключ

Для отвертывания и заворачивания гаек стремянок рессор грузовых автомобилей используются передвижные электромеханические реверсивные гайковерты, обеспечивающие регулируемый момент затяжки гаек 150...700 Н·м.

Расчет инерционно-ударного гайковерта.

Расчет начинают с определения момента (Н·м), необходимого для заворачивания гайки заданного размера:

$$T_3 = T_m + T_p, \quad (3.6.1)$$

где:  $T_m$  – момент сил трения на опорном торце гайки, Н·м;

$T_p$  – момент сил в резьбе, Н·м.

$$T_m = F \cdot f \cdot D_{cp} / 2, \quad (3.6.2)$$

$$D_{cp} = (D_1 + d_{омб}) / 2, \quad (3.6.3)$$

где:  $F$  - осевая сила, Н;

$f$  - коэффициент трения на торце гайки;

$D_1$  - диаметр вписанной окружности гайки, мм;

$d_{омб}$  - диаметр отверстия (рис. 3.6.2), мм.

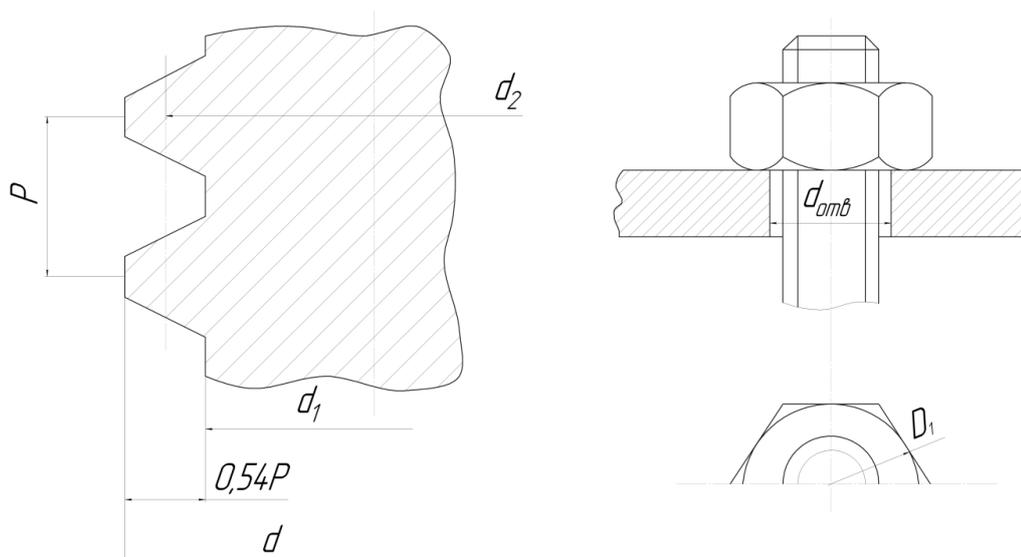


Рисунок 3.6.2 – Резьбовое соединение. Момент сил в резьбе (Н·м):

$$T_p = 0,5 \cdot F \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (3.6.4)$$

где:  $\psi = \operatorname{arctg}(p / \pi \cdot d_2)$  - угол подъема резьбы, град.;

$d_2 = d - 0,54 \cdot p$  - средний диаметр резьбы, мм;

$d$  - наружный диаметр резьбы, мм;

$p$  - шаг резьбы, мм;

$\varphi = \operatorname{arctg}f_{np}$  - угол трения в резьбе, град.;

$f_{np}$  - приведенный коэффициент трения. Для крепежных резьб  $f_{np} = 0,174$ , тогда  $\varphi = 9,9$  град.

После подстановок и преобразований момент заворачивания (Н·м):

$$T_s = 0,5 \cdot F \cdot f \cdot d_2 \left[ \left( D_{cp} / d_2 \right) \cdot f + \operatorname{tg}(\psi - \varphi) \right]. \quad (3.6.5)$$

Момент при отворачивании гайки будет несколько меньше (Н·м):

$$T_o = 0,5 \cdot F \cdot f \cdot d_2 \left[ \left( D_{cp} / d_2 \right) \cdot f + \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \right], \quad (3.6.7)$$

поэтому в расчетах используют формулу (3.6.5).

Осевую силу  $F$  рассчитывают исходя из условия прочности резьбы по напряжениям среза. Сильнее нагружена резьба винта, так как диаметр впадин винта меньше диаметра впадин гайки.

$$F \leq [\tau] \cdot \pi \cdot d_1 \cdot H \cdot K \cdot K_n, \quad (3.6.8)$$

где:  $[\tau] = 0,6[\sigma_m]$  - допускаемое касательное напряжение среза, Па;

$H = 0,8d_l$  - высота гайки, м;

$d_1 = d - 1,08 \cdot p$  - диаметр впадин резьбы винта, м;

$K = 0,87$  - коэффициент полноты треугольной резьбы;

$K_n = 0,6$  - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по виткам резьбы;

виткам резьбы;

$[\sigma_m]$  - предел текучести материала винта, Па. Для большинства сталей

$[\sigma_m] = (250 \dots 400) \cdot 10^6$  Па.

Следующим этапом является расчет диаметра вала ключа.

В общем случае, с учетом коэффициента запаса:

$$T_s = 0,8 \cdot [\tau_o] \cdot W_o, \quad (3.6.9)$$

где:  $[\tau_o] = 50 \cdot 10^6$  Па - допускаемые касательные напряжения;

$W_o = 0,2 \cdot d_o^3$  - момент сопротивления вала, м<sup>3</sup>.

Тогда из (3.6.9) получим:

$$d_o = \sqrt[3]{T_s / (0,16[\tau_o])}, \quad (3.6.10)$$

Следующий этап – расчет кулачковой сцепной муфты. Основные размеры кулачковой муфты принимаются в зависимости от диаметра вала.

Внутренний диаметр кулачковой сцепной муфты (мм):

$$d_{\text{вн}} = d_g + 10. \quad (3.6.11)$$

Наружный диаметр кулачковой сцепной муфты (мм):

$$D_n = 2 \cdot d_g. \quad (3.6.12)$$

Высота зубьев муфты  $h$  и их ширина  $\alpha$  выбираются из таблицы 3.6.1.

Таблица 3.6.1 - Размеры зубьев муфты

$d_g$ , мм	$h$ , мм	$\alpha$ , град.
20-28	4	45
32-45	6	36
50-60	8	30
70-80	10	30
90-100	12	30

Частота вращения маховика ( $\text{мин}^{-1}$ ) определяется наибольшей частотой вращения, при которой допускается включение муфты на ходу:

$$n_m = \frac{1000 \cdot 60 \cdot V}{\pi \cdot D}, \quad (3.6.13)$$

где:  $V = 0,8$  – допустимая окружная скорость, м/с;

$D = (D_n + d_{\text{вн}}) / 2$  – средний диаметр кулачков, м.

Угловая скорость вращения маховика ( $\text{с}^{-1}$ ):

$$\omega_m = \frac{\pi \cdot n_m}{30}. \quad (3.6.14)$$

Момент инерции маховика ( $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ):

$$J = T_s / \varepsilon, \quad (3.6.15)$$

где  $\varepsilon$  – угловое ускорение (замедление) маховика,  $\text{с}^{-2}$ .

Угловое ускорение ( $\text{с}^{-2}$ ):

$$\varepsilon = \omega_m^2 / 2 \cdot \varphi, \quad (3.6.16)$$

где  $\varphi$  - угол поворота маховика в процессе передачи момента на ключ на ключ гайковерта.

Приближенно  $\varphi$  (рад) можно определить из угла закручивания вала ключа:

$$\varphi = \varphi_s \cdot K, \quad (3.6.17)$$

где  $K = 10 \dots 15$ .

Угол закручивания вала ключа (рад):

$$\varphi_s = T_s \cdot l / G \cdot J_p, \quad (3.6.18)$$

где:  $l \approx 20 \cdot d$  - длина вала ключа, м;

$G = 8 \cdot 10^{10}$  Н/м<sup>2</sup> – модуль сдвига стали;

$J_p = \pi \cdot d_s^4 / 32$  - полярный момент инерции сечения вала, м<sup>4</sup>.

Определив  $\varepsilon$  и  $J$ , задаются конфигурацией маховика, его размерами и, исходя из этого, находят его массу.

Для сплошного маховика в виде диска его масса (кг) составит:

$$m = 2 \cdot J / r^2, \quad (3.6.19)$$

где  $r$  - радиус маховика, м.

Зная массу маховика и его радиус, можно найти толщину маховика (м):

$$h = m / \pi \cdot r^2 \cdot \rho, \quad (3.6.20)$$

где  $\rho$  - плотность материала маховика, кг/м<sup>3</sup>.

Мощность электродвигателя определяется из условия достаточно интенсивного разгона маховика, ротора электродвигателя и преодоления потерь на трение в ременной передаче и подшипниках.

Энергия вращения маховика (Дж):

$$W_{ep} = J \cdot \omega_m^2 / 2. \quad (3.6.19)$$

Мощность, необходимая для разгона (Вт):

$$N_p = W_{ep} / \Delta t, \quad (3.6.20)$$

где  $\Delta t = 0,1 \dots 0,2$  с - время разгона.

Мощность электродвигателя привода (Вт):

$$N_{\text{дв}} = N_p \cdot K_3 / (\eta_p \cdot \eta_n^z), \quad (3.6.21)$$

где:  $\eta_p = 0,96 \dots 0,98$  - КПД ременной передачи;

$\eta_n^z = 0,99$  - КПД подшипника;

$z$  - число подшипников.

### 3.7. Методика проектирования съемников.

Съемники относятся к самому распространенному виду приспособлений, которые приходится проектировать инженерам-автомобилистам. Съемники широко используются при проведении технического обслуживания и ремонта автомобилей, а многие разборочно-сборочные операции просто немыслимы без их применения.

Исходным параметром при проектировании съемников является усилие запрессовки (выпрессовки) деталей.

Наибольшая сила запрессовки, необходимая для сборки продольно-прессового соединения с гарантированным натягом:

$$P_3 = f_3 \cdot \pi \cdot p \cdot d \cdot L, \text{ Н}, \quad (3.7.1)$$

где:  $f_3$  - коэффициент трения при запрессовке;

$p$  - удельное давление на поверхности контакта, Н/м<sup>2</sup>;

$d$  - диаметр охватываемой детали, м;

$L$  - длина запрессовки, м.

Удельное давление  $p$  на поверхности контакта:

$$p = \frac{\delta \cdot 10^{-6}}{d \cdot \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_1}{E_1} \right)}, \quad (3.7.2)$$

где:  $\delta$  - расчетный натяг, мкм;

$E_1, E_2$  - модули упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей.

Расчетный натяг соединения:

$$\delta = \Delta d - 1,2 (R_{z1} + R_{z2}), \quad (3.7.3)$$

где:  $\Delta d$  - номинальный натяг, мкм;

$R_{z1}, R_{z1}$ - высоты микронеровностей сопрягаемых поверхностей, мкм.

Наиболее распространенные значения  $R_{z1}$  для поверхностей прессовых соединений 10,...,6,3; 3,2,...,1,6 мкм, что соответствует 6,...,8-му классам шероховатости.

Значения коэффициентов трения на контактной поверхности зависит от многих факторов: способа сборки, удельного давления  $p$ , высоты микронеровностей, рода смазки поверхностей, применяемой при запрессовке деталей, скорости запрессовки и пр.

Величина усилия, требуемого для запрессовки холодного шарикоподшипника:

$$P_n = \frac{\delta \cdot f_3 \cdot E \cdot \pi \cdot B \cdot 10^{-6}}{2 \cdot N}, H, \quad (3.7.4)$$

где:  $E$  – модуль упругости материала кольца подшипника, Н/м<sup>2</sup>;

$B$  – ширина кольца подшипника, м;

$N$  – коэффициент, определяемый конструктивными размерами подшипника.

### 3.8. Расчет основных элементов тяговых и тормозных стендов.

Независимо от назначения стенда, в первую очередь определяют диаметр и длину беговых барабанов, расстояние между ними и их осями, прорабатывают кинематическую схему стенда, проектируют выталкиватель колес, задаются способом торможения беговых барабанов в момент выезда автомобиля. Затем выполняют расчеты подшипников и прочностные расчеты валов, муфт, шпонок и т.д.

Если проектируется стенд проверки мощности с нагрузателем, рассчитывают составляющие мощностного баланса в четырех точках внешней скоростной характеристики автомобиля, строят зависимости  $N_n = f(n_p)$  и  $M_x = f(n_p)$  и формулируют основные требования к нагрузателю.

Если нагружение двигателя автомобиля осуществляется с помощью инерционных масс, необходимо выполнить расчет инерционных масс и определить их основные размеры. Рассчитывается также нормативное время разгона автомобиля на стенде. При этом мощностной баланс просчитывается только для скоростей  $V_1$  и  $V_2$ .

При проектировании инерционного стенда проверки тормозов, исходя из кинематики стенда, рассчитывают основные размеры инерционных масс и подбирают приводной электродвигатель.

В силовом тормозном стенде необходимо подобрать электродвигатель и редуктор.

#### *Определение основных параметров тормозных стендов.*

Для выбора и конструирования диагностического оборудования необходимо, прежде всего, уметь определять его параметры. К основным параметрам силовых тормозных стендов относятся:

- размеры беговых барабанов (диаметр и длина);
- расстояния между осями барабанов одной секции стенда;
- скорость вращения автомобильного колеса на стенде;
- максимальная возможная тормозная сила на колесе;
- мощность электродвигателя привода каждой секции стенда и др.

Диаметр барабана выбирается в зависимости от размера колеса с целью обеспечения условий качения, приближенных к дорожным. Наименьшее проскальзывание и сопротивление качению колеса обеспечивается при условии:

$$d_{\sigma} \geq 0,4d_{\kappa}, \quad (3.8.1)$$

где  $d_{\sigma}$  - диаметр бегового барабана, м;

$d_{\kappa}$  - диаметр колеса автомобиля, м.

У современных тормозных стенов диаметры барабанов находятся в широких пределах – от 150 до 400 мм.

Длина барабана зависит от типа и параметров диагностируемого автомобиля. Рекомендуется длину барабана определять по формуле:

$$l_{\text{б}} = \frac{K_n - K_{\text{в}}}{2} + a, \quad (3.8.2)$$

где:  $K_n$  и  $K_{\text{в}}$  – величины наружной и внутренней колеи автомобиля, мм;

$a$  – величина, учитывающая тип автомобиля; она равна: 100 мм – для грузовых и 150 мм – для легковых автомобилей.

Общая длина продольной оси барабанов (ширина стенов) определяется по формуле:

$$l_{\text{об}} = 2l_{\text{б}} + l_{\text{мб}} = K_n + a, \quad (3.8.3)$$

где  $l_{\text{мб}}$  – расстояние между барабанами, мм.

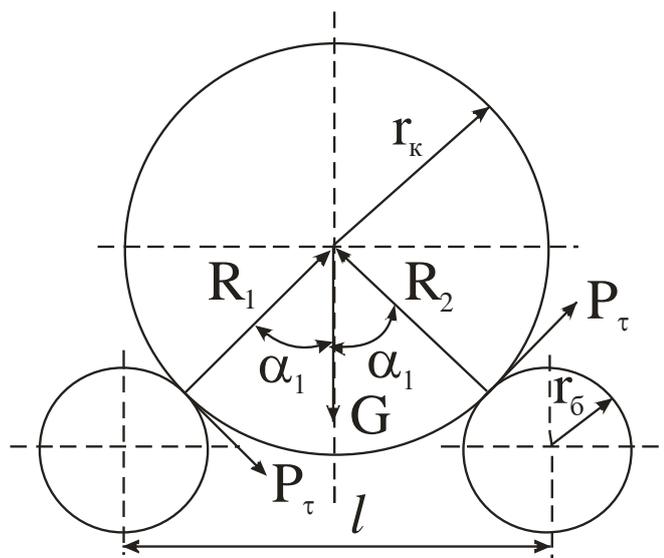


Рисунок 3.8.1 - Схема взаимодействия сил при торможении колеса на барабанном стенде.

Расстояние между осями барабанов определяет устойчивость на стенде и возможность самостоятельного съезда автомобиля с него. Под устойчивым положением подразумевается обеспечение контакта колес автомобиля с обо-

ими барабанами при испытании. Достаточная устойчивость обеспечивается при условии, когда  $tg\alpha = \varphi$ .

Для стендов, у которых барабаны расположены на одном уровне (рис. 3.8.1), условия устойчивости и самостоятельного съезда автомобиля находятся во взаимном противоречии.

Чем больше расстояние  $l$ , тем лучше сцепление колеса с барабанами; чем меньше  $l$ , тем легче самостоятельный съезд автомобиля со стенда. Исследованиями установлено:

$$l_{\max} = b(r_k + r_6), \text{ мм}; \quad (3.8.4)$$

$$l_{\min} = 2r_6 + 20, \text{ мм}; \quad (3.8.5)$$

где  $b$  – величина, учитывающая наличие устройств, облегчающих съезд автомобиля со стенда; она равна: 0,8...0,85 – без подъемника колес, 1,6...1,7 – при его наличии.

Отсюда оптимальное значение величины  $l$  определяется из выражения:

$$l_{\max} \geq l_{opt} \geq l_{\min}. \quad (3.8.6)$$

Рекомендуется расстояние между осями барабанов определять по формуле:

$$l = (r_k + r_6) \frac{2\varphi}{\sqrt{1 + \varphi^2}}, \text{ мм}, \quad (3.8.7)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления шины с поверхностью барабана. Он зависит от материала и состояния поверхности барабана. Его величина равна: для бетонных 0,84 (сухие) и 0,63...0,68 (мокрые); для стальных барабанов с гладкой поверхностью 0,53 (сухие) и 0,26 (мокрые); с фасонной поверхностью 0,73; с продольными канавками 0,64.

Скорость вращения колес на стенде должна соответствовать такому же коэффициенту сцепления накладок о тормозные барабаны (внутри тормозных механизмов), какой имеет место в реальных условиях.

У современных силовых стендов скорость вращения колес находится в

пределах: 1...50 км/ч – для легковых и 0,3...3,5 км/ч – для грузовых автомобилей.

Тормозная сила на колесе зависит от уровня расположения заднего барабана относительно переднего, числа ведущих барабанов (в одной секции), расстояния между их осями и коэффициента сцепления шины с опорной поверхностью.

У тормозных стендов барабаны могут располагаться на общем и разных уровнях. Ведущими (относительно автомобильного колеса) могут быть: передний, задний или оба барабана. Схема расположения барабанов, расстояние между их осями и радиус автомобильного колеса определяют величину угла  $\alpha$ . Если барабаны стенда имеют оси на одном уровне,  $\alpha_1 = \alpha_2$ , а если на разных, тогда  $\alpha_1 \neq \alpha_2$ .

Количественное значение максимальной тормозной силы (Н) определяется произведением нормальной реакции ведущего бегового барабана стенда на коэффициент сцепления шины с опорной поверхностью, т. е.:

$$P_{\tau \max} = R \cdot \varphi, \quad (3.8.9)$$

где:  $R$  – нормальная реакция ведущего барабана, Н;

$\varphi$  – коэффициент сцепления шины автомобильного колеса с опорной поверхностью барабана стенда.

Для разных конструктивных схем расположения и привода барабанов максимальные значения реализуемых тормозных сил рекомендуется определять с учетом уровня расположения барабанов и схемы привода. Например, для случая, когда барабаны расположены на одном уровне и ведущий барабан передний, нормальные реакции составят:

переднего барабана:

$$R_1 = \frac{G \cdot \sin \alpha_1}{\sin 2\alpha_1 + \varphi \cdot \cos 2\alpha_1}; \quad (3.8.10)$$

заднего барабана:

$$R_1 = \frac{G(\sin \alpha_1 + \varphi \cdot \cos \alpha_1)}{\sin 2\alpha_1 + \varphi \cdot \cos 2\alpha_1}. \quad (3.8.11)$$

Максимальная тормозная сила (Н) в этом случае будет равна:

$$P_{\tau \max} = \frac{\varphi \cdot G \cdot \sin \alpha_1}{\sin 2\alpha_1 + \varphi \cdot \cos 2\alpha_1}. \quad (3.8.12)$$

Для обеспечения равенства величин тормозных путей на инерционном стенде и дороге при равенстве начальных скоростей и времени нарастания тормозных сил необходимо соблюдение условия:

$$\frac{m_c}{M_{a.нр}} = \frac{P_{\tau}}{\sum P_m}, \quad (3.8.13)$$

где:  $m_c$  - приведенная масса вращающихся деталей стенда, кг;

$M_{a.нр}$  - приведенная масса автомобиля при движении на дороге, кг;

$P_{\tau}$  - тормозная сила на колесах, приложенная к роликам стенда, Н;

$\sum P_m$  - сумма тормозных сил при торможении на дороге, Н.

Значения  $M_{a.нр}$  и  $\sum P_m$  вычисляются по следующим формулам:

$$M_{a.нр} = M_a + \frac{\sum J_{\kappa}}{R_{\kappa}^2} \quad \text{или} \quad M_{a.нр} = M_a \quad (3.8.14)$$

$$\sum P_m = M_a \cdot g \cdot \varphi_g + M_a \cdot g \cdot f_g + P_w, \text{ Н}, \quad (3.8.15)$$

где:  $M_a$  - масса автомобиля, кг;

$J_{\kappa}$  - момент инерции всех колес автомобиля, кг·м<sup>2</sup>;

$R_{\kappa}$  - радиус колеса, м;

$g$  - ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$\varphi_g$  - коэффициент сцепления шин автомобиля с дорогой (для асфальтобетонного покрытия  $\varphi_g = 0,6$ );

$f_g$  - коэффициент сопротивления качению колеса на дороге;

$P_w$  - сила сопротивления встречного потока воздуха, Н.

Моменты инерции вращающихся масс одной тележки стенда (кг·м<sup>2</sup>):

$$J_n = \frac{M_n \cdot \varphi \cdot R_0^2}{2 \cdot \varphi_g} - \frac{J_{кн} \cdot R_0^2}{R_k^2},$$

$$J_з = \frac{M_з \cdot \varphi \cdot R_0^2}{2 \cdot \varphi_g} - \frac{J_{кз} \cdot R_0^2}{R_k^2},$$
(3.8.16)

где:  $M_n$  и  $M_з$  - масса передних и задних колес, кг;

$J_{кн}$  и  $J_{кз}$  - моменты инерции передних и задних колес, находящиеся на одной тележке стенда в процессе диагностирования автомобиля, кг·м<sup>2</sup>;

$\varphi$  - коэффициент сцепления колес с роликами стенда;

$R_0$  - радиус бегового барабана, м.

Момент инерции принимают по большему значению. Если стенд предназначен для диагностирования нескольких моделей автомобилей, то момент инерции принимают для наиболее тяжелого автомобиля.

После расчета момента инерции задаются кинематикой стенда и определяют основные размеры инерционных масс. На инерционном стенде проверки тормозов конечная скорость разгона автомобиля составляет 42...45 км/ч.

Передаточное число передачи, связывающей беговые барабаны и электродвигатель, выбирается из условия:

$$i_{бэ} = \frac{n_э \cdot R_0}{2,65 \cdot V_a},$$
(3.8.17)

где:  $n_э$  - синхронная частота ротора электродвигателя, мин<sup>-1</sup> (750, 1000, 1500 или 3000 мин<sup>-1</sup>);

$V_a$  - линейная скорость движения автомобиля на стенде, км/ч.

Передаточное число передачи, связывающей маховик инерционных масс и электродвигатель:

$$i_{мэ} = i_{бэ} \cdot i_{мб},$$
(3.8.18)

где  $i_{мб}$  - передаточное число передачи, связывающей инерционные массы и беговые барабаны. Как правило, беговые барабаны соединяются с маховика-

ми масс ускоряющей передачей с  $i_{мб} = 0,3...0,5$ .

Время разгона следует принимать как можно меньшим. Для практических расчетов время разгона принимают  $t_p = 3...4$  с.

При выборе электродвигателя инерционного стенда следует учесть, что нанем может диагностироваться автомобиль с тормозами, затянутыми после выполнения ремонтных и регулировочных работ. При незначительной затяжке тормозов водитель может даже не замечать этого, однако электродвигатель будет перегружаться.

Степень нагрузки двигателя можно определить с учетом следующих допущений:

1) автомобиль, у которого затяжка тормозов обнаруживается водителем, на стенд не устанавливается;

2) минимальная перетяжка обнаруживается при разгоне автомобиля на прямой передаче, когда тяговое усилие уменьшается более чем на 25%.

Дополнительная сила сопротивления вращению беговых барабанов за счет перетяжки тормозов (Н):

$$P = \frac{0,25 \cdot M_{дв} \cdot i_o}{\eta_{мп} \cdot R_x}, \quad (3.8.19)$$

где:  $M_{дв}$  - момент, развиваемый двигателем диагностируемого автомобиля, Н·м;

$i_o$  - передаточное отношение главной передачи;

$\eta_{мп}$  - к.п.д. трансмиссии.

Мощность электродвигателя привода (кВт):

$$N_{эд} = \frac{M_{эн} \cdot n_c}{9740 \cdot K}, \quad (3.8.20)$$

где:  $M_{эн}$  - пусковой момент на валу электродвигателя привода, Н·м;

$n_c$  - частота вращения беговых барабанов стенда, мин<sup>-1</sup>;

$K$  - отношение начального пускового момента к номинальному. Для большинства асинхронных двигателей серии 4А  $K = 1,2...1,4$ .

Более компактны и менее энергоемки силовые тормозные стенды. Принцип их действия заключается в принудительном прокручивании затормаживаемого колеса с одновременным измерением тормозной силы. Линейная скорость вращения беговых барабанов составляет 2...6 км/ч.

Особенностью проектирования силового тормозного стенда является подбор редуктора и приводного электродвигателя.

Передачное число редуктора:

$$i_p = \frac{0,377 \cdot n_c \cdot R_{\sigma}}{V_a}, \quad (3.8.21)$$

Мощность электродвигателя выбирается из условия обеспечения вращения беговых барабанов при максимальной затормаживающей силе (Н):

$$P_{\tau} = \frac{G}{\cos \alpha_1} \cdot (\varphi + f_{\sigma}), \quad (3.8.22)$$

где:  $\varphi = 0,56$  - коэффициент сцепления шины с беговыми барабанами стенда;

$f_{\sigma} = 0,03$  - коэффициент трения качения колеса по беговым барабанам стенда.

С учетом к.п.д. редуктора, мощность электродвигателя (кВт):

$$N_{\text{эд}} = \frac{G}{\cos \alpha_1} \cdot (\varphi + f_{\sigma}) \cdot \frac{R_{\sigma} \cdot n_c}{9740 \cdot \eta_p \cdot i_p}, \quad (3.8.23)$$

где  $\eta_p$  - к.п.д. редуктора.

С учетом мощности электродвигателя окончательно подбирают редуктор и уточняют линейную скорость движения автомобиля, которая должна быть в пределах 2...6 км/ч.

*Особенности проектирования тяговых стендов.*

Определение геометрических параметров тягового стенда производится аналогично расчету тормозного стенда. При этом для предотвращения

проскальзывания колеса относительно беговых барабанов, их диаметр принимают в пределах 0,35...0,40 от диаметра колеса, но не менее 240мм, так как при дальнейшем уменьшении диаметра резко возрастает сопротивление качению колеса.

Для удобства обработки сигналов датчиков пути и скорости желательно, чтобы 1 оборот бегового барабана соответствовал пути автомобиля длиной в 1 м. Поэтому стенды для диагностирования большинства моделей грузовых автомобилей и автобусов имеют беговые барабаны с диаметром 318 мм. Тяговые стенды для легковых автомобилей имеют беговые барабаны меньшего диаметра.

Параметры нагружателя стенда определяют решением уравнения мощностного баланса относительно мощности, поглощаемой нагружателем (кВт):

$$N_x = N_e - N_{ea} - N_{mp} - N_f - N_{cm}, \quad (3.8.24)$$

где:  $N_e$  - мощность двигателя автомобиля по внешней скоростной характеристике, кВт;

$N_{ea}$  - мощность, затрачиваемая на привод вспомогательных агрегатов автомобиля, кВт;

$N_{mp}$  - потери мощности в агрегатах трансмиссии, кВт;

$N_f$  - потери мощности на трение качения колес по беговым барабанам стенда, кВт;

$N_{cm}$  - потери мощности в механизмах стенда, кВт.

Для расчета нагружателя тягового стенда для грузовых автомобилей и автобусов скорость берется в четырех точках внешней скоростной характеристики: 50, 60, 70, 80 км/ч, а легковых - 60, 80, 100, 120 км/ч.

Частота вращения коленчатого вала двигателя (мин<sup>-1</sup>):

$$n_{об} = \frac{2,65 \cdot V_a \cdot i_0}{R_k}, \quad (3.8.25)$$

где  $i_0$  - передаточное отношение главной передачи.

Мощность двигателя автомобиля по внешней скоростной характеристике (кВт):

$$N_e = N_m \cdot \left[ a \cdot \left( \frac{n_{\text{дв}}}{n_N} \right) + b \cdot \left( \frac{n_{\text{дв}}}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left( \frac{n_{\text{дв}}}{n_N} \right)^3 \right], \quad (3.8.26)$$

где:  $N_m$  - максимальная паспортная мощность двигателя, кВт;

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

$a, b, c$  - коэффициенты, соответствующие типу двигателя.

Для дизельных двигателей  $a = 0,67$ ;  $b = 1,33$ ;  $c = 1,0$ .

Для бензиновых двигателей  $a = b = c = 1,0$ .

Мощность, затрачиваемая на привод вспомогательных агрегатов автомобиля (кВт):

$$N_{\text{ва}} = (1 - \eta_e) \cdot N_e, \quad (3.8.27)$$

где  $\eta_e = 0,982 - \frac{n_{\text{дв}}}{10^5} - \frac{1,67 \cdot n_{\text{дв}}^2}{10^8}$ .

Потери мощности в агрегатах трансмиссии (кВт):

$$N_{\text{мп}} = (1 - \eta_m) \cdot (N_e - N_{\text{ва}}), \quad (3.8.28)$$

где  $\eta_m$  - к.п.д. трансмиссии.

К.п.д. трансмиссии:

$$\eta_m = \eta_n - \frac{(2 + 0,025 \cdot V_a) \cdot G \cdot V_a}{2,7 \cdot 10^6 \cdot (N_e - N_{\text{ва}})}, \quad (3.8.29)$$

где:  $\eta_n = 0,98^k \cdot 0,97^m \cdot 0,99^n$ ;

$k, m, n$  - соответственно число пар цилиндрических шестерен, конических шестерен и карданных шарниров в трансмиссии при включенной прямой передаче.

Потери мощности на трение качения колес по роликам стенда (кВт):

$$N_f = f_{\text{о}} \cdot G \cdot V_a / 3672, \quad (3.8.30)$$

где  $f_{\text{о}}$  - коэффициент сопротивления качения колес по беговым барабанам.

Для практических расчетов можно принять, что  $f_{\bar{\sigma}}$  не зависит от скорости и составляет:

$$f_{\bar{\sigma}} = 0,03 \text{ при } R_k \geq 0,49 \text{ м;}$$

$$f_{\bar{\sigma}} = 0,028 \text{ при } R_k < 0,49 \text{ м.}$$

Потери мощности в механизмах стенда (кВт):

$$N_{cm} = \frac{1,4 + 2,8 \cdot 10^{-3} \cdot n_{\bar{\sigma}}}{1,36}, \quad (3.8.31)$$

где  $n_{\bar{\sigma}}$  - частота вращения беговых барабанов,  $\text{мин}^{-1}$ .

Частота вращения беговых барабанов ( $\text{мин}^{-1}$ ):

$$n_{\bar{\sigma}} = \frac{30 \cdot V_a}{3,6 \cdot \pi \cdot R_{\bar{\sigma}}} = \frac{2,65 \cdot V_a}{R_{\bar{\sigma}}}. \quad (3.8.32)$$

По результатам расчета строят зависимость  $N_x = f(n_p)$  и формируют характеристику нагружателя. Так как в процессе работы нагружателя происходит нагрев обмоток и металла, его эффективность снижается. Поэтому мощность нагружателя берется с 20% запасом (кВт):

$$N_n = 1,2 \cdot N_x. \quad (3.8.33)$$

Тормозной момент (Н·м):

$$M_x = \frac{9551,6 \cdot N_n}{n_{\bar{\sigma}}}. \quad (3.8.34)$$

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

Кинетическая энергия при движении на дороге (Дж):

$$W_{\bar{\sigma}} = \frac{m \cdot V_a^2}{2} + \frac{J_k \cdot \omega_k^2}{2}, \quad (3.8.35)$$

где:  $m$  - масса автомобиля, кг;

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

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

$$W_c = \frac{J_{k2} \cdot \omega_k^2}{2} + \frac{J_{\bar{\sigma}} \cdot \omega_{\bar{\sigma}}^2}{2} + \frac{J_m \cdot \omega_m^2}{2}, \quad (3.8.36)$$

где:  $J_{кз}$ ,  $J_{\delta}$ ,  $J_{м}$  - момент инерции соответственно задних колес, беговых барабанов стенда, инерционных масс стенда, кг·м<sup>2</sup>;

$\omega_{\delta}$ ,  $\omega_{м}$  - угловые скорости соответственно беговых барабанов и инерционных масс, с<sup>-1</sup>.

Так как  $W_{\delta} = W_{с}$ , то:

$$\frac{m \cdot V_a^2}{2} + \frac{J_{к} \cdot \omega_{к}^2}{2} = \frac{J_{кз} \cdot \omega_{к}^2}{2} + \frac{J_{\delta} \cdot \omega_{\delta}^2}{2} + \frac{J_{м} \cdot \omega_{м}^2}{2}. \quad (3.8.37)$$

После преобразования момент инерции инерционных масс стенда (кг·м<sup>2</sup>):

$$J_{м} = i_{\delta м}^2 \cdot (R_{\delta}^2 \cdot m - J_{\delta}) + \frac{R_{\delta}^2}{R_{к}^2} \cdot i_{\delta м}^2 \cdot (J_{к} - J_{кз}), \quad (3.8.38)$$

где  $i_{\delta м}^2$  - передаточное отношение между беговым барабаном и инерционной массой.

Момент инерции одного сплошного бегового барабана (кг·м<sup>2</sup>):

$$J_{\delta 1} = \frac{m_{\delta}}{2} \cdot R_{\delta}^2 = \frac{\pi \cdot R_{\delta}^4 \cdot l_{\delta} \cdot \gamma}{2}, \quad (3.8.39)$$

где:  $m_{\delta}$  - масса бегового барабана, кг;

$l_{\delta}$  - длина бегового барабана, м;

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

Если беговой барабан изготовлен из горячекатаной трубы, то

$$J_{\delta 1} = \frac{m_{\delta}}{2} \cdot (R_{\delta}^2 - R_{вн}^2) = \frac{\pi \cdot (R_{\delta}^2 - R_{вн}^2) \cdot l_{\delta} \cdot \gamma}{2}, \quad (3.8.40)$$

где  $R_{вн}$  - внутренний диаметр трубы, м.

Инерционные массы изготавливаются из стали, в виде набора дисков. Радиус дисков берется не более 0,3 м. Ширина набора дисков (м):

$$l_{м} = \frac{2 \cdot J_{м}}{\pi \cdot R_{м}^4 \cdot \gamma}. \quad (3.8.41)$$

Мощность, необходимая для разгона автомобиля на стенде в интервале скоростей  $V_{a1} \dots V_{a2}$  (кВт):

$$N = \frac{J_{\Sigma\delta} \cdot \omega_{c\delta} \cdot \varepsilon_{\delta}}{1000}, \quad (3.8.42)$$

где:  $J_{\Sigma\delta}$  - суммарный момент инерции вращающихся частей автомобиля и стенда, приведенный к оси беговых барабанов, кг·м<sup>2</sup>;

$\omega_{c\delta}$  - средняя угловая скорость вращения беговых барабанов в интервале разгона, с<sup>-1</sup>;

$\varepsilon_{\delta}$  - угловое ускорение беговых барабанов, с<sup>-2</sup>.

Для грузовых автомобилей и автобусов интервал скоростей  $V_{a1} \dots V_{a2}$  берется в пределах 50...60 км/ч, а для легковых - 80...100 км/ч. На этих участках внешней скоростной характеристики без больших погрешностей можно считать, что:

$$\omega_{c\delta} = \frac{(V_{a2} + V_{a1})}{2 \cdot 3,6 \cdot R_{\delta}}; \quad \varepsilon_{\delta} = \frac{(V_{a2} - V_{a1})}{3,6 \cdot R_{\delta} \cdot \Delta t}; \quad (3.8.43)$$

где  $\Delta t$  - время разгона автомобиля на стенде в интервале скоростей  $V_{a1} \dots V_{a2}$ , с.

Время разгона автомобиля на стенде (с):

$$\Delta t = \frac{J_{\Sigma\delta} \cdot (V_{a2} - V_{a1})}{26 \cdot 10^3 \cdot N \cdot R_{\delta}^2}. \quad (3.8.44)$$

Максимально допустимое время разгона при снижении мощности двигателя на 15%:

$$\Delta t_m = 1,15 \cdot \Delta t. \quad (3.8.45)$$

### 3.9. Методика проектирования окрасочных камер.

Количество воздуха, отсасываемое из камеры с поперечным потоком, определяется по формуле:

$$L = 3600 \cdot \vartheta \cdot F, \quad (3.9.1)$$

где:  $F$  – площадь рабочего проема, м<sup>2</sup>;

$\vartheta$  – скорость воздуха в проеме камеры, м/с (для воздушного распыления  $\vartheta \geq 1,3$  м/с; для безвоздушного распыления  $v \geq 0,7$  м/с).

Количество воздуха, отсасываемого из камеры с падающим потоком:

$$L = k \cdot S, \quad (3.9.2)$$

где:  $S$  – площадь горизонтальной проекции окрашиваемого изделия (с учетом проходов вокруг него шириной не менее 1,2 м), м<sup>2</sup>;

$k$  – коэффициент, для краскораспылителей  $k = 1800 \dots 3000$  м<sup>3</sup>/ч, для безвоздушного распыления  $k = 1400$  м<sup>3</sup>/ч.

Потери напора в вентиляционной системе:

$$\Delta p = \sum \xi \frac{\gamma \cdot g^2}{2 \cdot g} + \alpha \cdot \sum \frac{\gamma \cdot g^2}{2 \cdot g} \cdot l, \quad (3.9.3)$$

где:  $\Delta p$  – потери напора, кгс/м<sup>2</sup>;

$\gamma$  – удельный вес воздуха ( $\gamma = 1,24$  кгс/м<sup>3</sup> при 15°С);

$g$  – ускорение свободного падения ( $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>);

$\alpha$  – коэффициент потерь на трение в воздуховодах ( $\alpha = 0,001$ );

$l$  – длина выхлопной трубы, м.

По полученным в результате расчета величинам  $L$  и  $\Delta p$  подбирается вентилятор. В окрасочных камерах обычно применяются центробежные вентиляторы типа Ц4-70 или осевые вентиляторы специального исполнения.

Площадь сечения гидрофилтра находят по формуле:

$$F \geq \frac{L}{3600 \cdot g}, \text{ м}^2, \quad (3.9.4)$$

где  $g$  – скорость воздуха в гидрофилтре, м/с ( $g \leq 4$  м/с).

Производительность водяного насоса:

$$G = (0,75 \dots 1,0) \frac{L}{1000}, \text{ м}^3 / \text{ч}. \quad (3.9.5)$$

Расход воды на одну форсунку:

$$g_1 = 39,6 \cdot \mu \cdot d^2 \cdot \sqrt{P}, \text{ л / ч}, \quad (3.9.6)$$

где:  $\mu$  – коэффициент расхода ( $\mu = 0,6 \dots 0,7$ );

$d$  – диаметр сопла форсунки, мм ( $d = 4 \dots 6$  мм);

$P$  – давление воды перед форсункой, кгс/см<sup>2</sup>. При предварительных рас-

четах можно принимать  $P = 1,5 \dots 2,5$  кгс/см<sup>2</sup>.

Количество форсунок:

$$n = \frac{1000 \cdot G}{g_1}. \quad (3.9.7)$$

### 3.10. Особенности расчета сушильных камер.

Расчет сушильных камер сводится, в основном, к расчету теплового баланса.

Потери тепла камерой складываются из потерь на нагрев изделий, нагрев краски и испарение растворителя, потерь тепла через ограждения камеры, через входной и выходной проемы, с уходящим воздухом. Эти потери восполняются теплом, выделяемым в калориферах или в терморрадиационных панелях.

Общие потери тепла сушильной камеры определяются суммированием отдельных видов потерь:

$$Q_p = A \cdot (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5), \text{ ккал / ч}, \quad (3.10.1)$$

где:  $A$  – коэффициент запаса на неучтенные потери ( $A = 1,1 \dots 1,3$ );

$Q_1$  – потери тепла на нагрев изделий, ккал/ч;

$Q_2$  – потери тепла на нагрев краски и испарение растворителя, ккал/ч;

$Q_3$  – потери тепла через ограждения камеры, ккал/ч;

$Q_4$  – потери тепла через проемы камеры, ккал/ч;

$Q_5$  – потери тепла с уходящим воздухом, ккал/ч.

Количество циркуляционного воздуха (кг/ч):

$$G_p = \frac{Q_p}{c \cdot \Delta t}, \quad (3.10.2)$$

где  $\Delta t$  – расчетный перепад температур в камере.

#### 4. Пример проектирования технологического оборудования.

Пример. Рассчитать параметры щеточной установки для мойки легковых автомобилей производительностью 80 авт/ч с числом щеток в блоке  $n_{щ} = 3$  шт. и диаметром щетки в рабочем состоянии  $D_{щ} = 1,5$  м. Автомобиль имеет следующие размеры: длина  $L_a = 3,9$  м, высота  $H_a = 1,64$  м, ширина  $B_a = 1,7$  м.

1. Анализируя исходные данные, выбираем схему моечной установки (рис. 4.1).

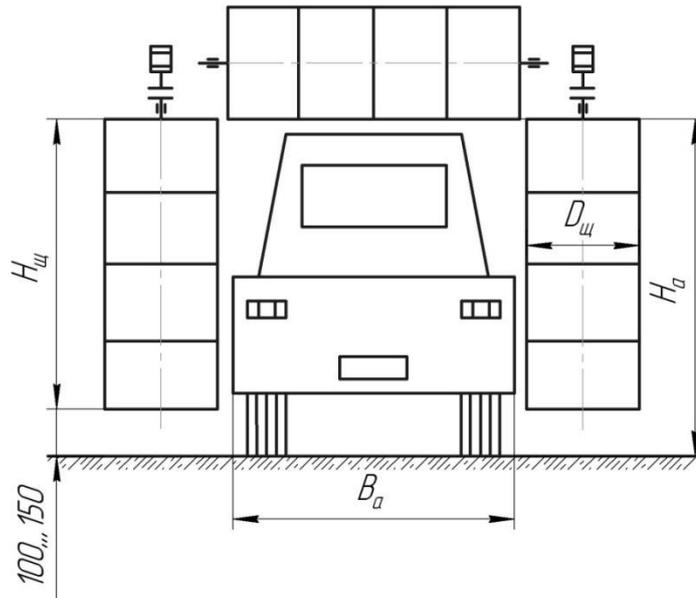


Рисунок 4.1 – Расчетная схема щеточной моечной установки.

2. По справочным данным уточняем габаритные размеры обслуживаемого транспортного средства.

3. Определяем высоту щетки:

$$H_{щ} = H_a - (0,1 \dots 0,15) = 1,64 - 0,14 = 1,5 \text{ м.}$$

Принимаем все три щетки в блоке одинаковой высоты, т.е.  $H_{щ} = 1,5$  м.

Последующий расчет выполняем с учетом идентичности щеток в моечном блоке.

4. Скорость перемещения автомобиля в зоне мойки составит:

$$g_a = \frac{\Pi \cdot L_a \cdot k_n}{60} = \frac{80 \cdot 3,9 \cdot 1,4}{60} = 7,28 \text{ м/мин.}$$

5. По эффективному соотношению между частотой вращения щеток и скоростью передвижения автомобиля в зоне мойки уточняем частоту вращения щетки:

$$n = \frac{g_a \cdot i}{2 \cdot \pi \cdot r_{щ}} = \frac{7,28 \cdot 120}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,75} = 185,48 \text{ мин}^{-1}.$$

6. Время мойки одного автомобиля (время одного прохода моечного портала):

$$t = \frac{L_a}{g_a} = \frac{3,9}{7,28} = 0,54 \text{ мин.}$$

7. Определяем линейную скорость нитей щетки:

$$g_l = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{щ} \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,75 \cdot 185,48}{60} = 14,56 \text{ м/с.}$$

8. Площадь сегмента деформации нитей щетки:

$$S_c = \frac{\pi \cdot r_{щ}^2 \cdot \alpha}{360} - \frac{r_{щ}^2 \cdot \sin \alpha}{2} = \frac{3,14 \cdot 0,75^2 \cdot 60}{360} - \frac{0,75^2 \cdot \sin 60}{2} = 0,051 \text{ м}^2.$$

9. Масса нитей, подверженных деформации:

$$m_c = S_c \cdot H_{щ} \cdot \rho_{щ} \cdot K_n = 0,051 \cdot 1,5 \cdot 1200 \cdot 0,019 = 1,74 \text{ кг.}$$

10. Центробежная сила, действующая на нити щетки:

$$P_{щ} = \frac{m_c \cdot g_l^2}{r_{щ}} = \frac{1,74 \cdot 14,56^2}{0,75} = 491,83 \text{ Н.}$$

11. Определяем мощность привода одной щетки:

$$W = K_3 \cdot P_{щ} \cdot g_l \cdot f = 2,0 \cdot 491,83 \cdot 14,56 \cdot 0,1 = 1432,21 \text{ Вт} = 1,43 \text{ кВт.}$$

12. Тогда суммарная мощность привода щеточного блока составит:

$$W_{\Sigma} = W \cdot n_{щ} = 1,43 \cdot 3 = 4,29 \text{ кВт.}$$

Конструкторские расчеты можно выполнять вручную с помощью калькулятора, а также на персональном компьютере используя для этих целей специализированные математические программные продукты типа Maple, Mathematica, MathCAD, MatLAB, Smath Studio Desktop и их аналоги. Пример

выполнения расчетов конструкторской части проекта с использованием программного продукта Smath Studio Desktop приведен в приложении Ж.

#### 5. Охрана труда и экологические мероприятия.

В данном разделе необходимо отразить вопросы охраны труда при работе на данном виде технологического оборудования, а также предусмотреть экологические мероприятия, направленные на сокращение негативного влияния различных факторов воздействия оборудования на окружающую среду.

#### 6. Расчет экономической эффективности проектируемого объекта.

Экономическое обоснование проектируемой конструкции (модернизации) производится по следующей системе показателей.

##### 1. Лимитная и балансовая стоимость конструкции (руб.):

$$C_{кон} = C_k + C_{од} + C_{нд} + C_{сб.н} + C_{оп}, \quad (6.1)$$

где:  $C_k$  - стоимость изготовления корпусных деталей, руб.,

$C_{од}$  - затраты на изготовление оригинальных деталей, руб.,

$C_{нд}$  - стоимость покупных деталей, руб.,

$C_{сб.н}$  - общие затраты на сборку конструкции с начислениями, руб.,

$C_{оп}$  - общепроизводственные накладные расходы, руб.

Стоимость изготовления корпусных деталей (руб.):

$$C_k = Q_k \cdot C_{кд}, \quad (6.2)$$

где:  $Q_k$  - масса материала (по чертежам), израсходованного на изготовление корпусных деталей, рам, каркасов, кг;

$C_{кд}$  - средняя стоимость 1 кг готовых деталей руб./кг.

Затраты на изготовление оригинальных деталей (руб.):

$$C_{од} = C_{пр.н} + C_m, \quad (6.3)$$

где:  $C_{пр.н}$  - общая заработная плата производственных рабочих, занятых на из-

готовлении оригинальных деталей, руб.

$C_m$  - стоимость материала заготовок для изготовления оригинальных деталей, руб.

Общая заработная плата производственных рабочих, занятых на изготовлении оригинальных деталей (руб.):

$$C_{np.и} = C_{np} + C_{\delta} + C_{соц}, \quad (6.4)$$

где:  $C_{np}$  - основная заработная плата производственных рабочих, занятых на изготовлении оригинальных деталей, руб.;

$C_{\delta}$  - дополнительная заработная плата, руб.;

$C_{соц}$  - начисления по социальному страхованию, руб.

Стоимость материала заготовок для изготовления оригинальных деталей (руб.):

$$C_m = C_1 \cdot Q_3, \quad (6.5)$$

где:  $C_1$  - цена 1 кг материала заготовки, руб.;

$Q_3$  - масса заготовки, кг.

Основная заработная плата производственных рабочих, занятых на изготовлении оригинальных деталей (руб.):

$$C_{np} = t_u \cdot C_{\text{ч}} \cdot k_t, \quad (6.6)$$

где:  $t_u$  - средняя трудоемкость изготовления оригинальных деталей, чел.-ч.;

$C_{\text{ч}}$  - часовая тарифная ставка, исчисляемая по среднему разряду, руб.;

$k_t = 1,03$  - коэффициент доплаты к основной зарплате.

Дополнительная заработная плата (руб.):

$$C_{\delta} = n_{\delta} \cdot C_{np} / 100, \quad (6.7)$$

где  $n_{\delta}$  - норматив начислений на дополнительную заработную плату, %.

Начисления по социальному страхованию (руб.):

$$C_{соц} = n_{соц} \cdot (C_{np} + C_{\delta}) / 100, \quad (6.8)$$

где  $n_{соц}$  - норматив начислений по социальному страхованию, %.

Общие затраты на сборку конструкции (руб.):

$$C_{сб.н} = C_{сб} + C_{д.сб} + C_{соц.сб}, \quad (6.9)$$

где:  $C_{сб}$  - основная заработная плата производственных рабочих, занятых на сборке конструкции, руб.;

$C_{д.сб}$  - дополнительная заработная плата на сборке конструкции, руб.;

$C_{соц.сб}$  - начисления по социальному страхованию на сборке конструкции, руб.

Основная заработная плата производственных рабочих, занятых на сборке конструкции (руб.):

$$C_{сб} = t_{сб} \cdot C_{ч} \cdot k_t, \quad (6.10)$$

где  $t_{сб}$  - нормативная трудоемкость сборки конструкции, чел.-ч.

Дополнительная заработная плата на сборке конструкции (руб.):

$$C_{д.сб} = n_{д} \cdot C_{np} / 100, \quad (6.11)$$

где  $n_{д}$  - норматив начислений на дополнительную заработную плату, %.

Начисления по социальному страхованию на сборке конструкции (руб.):

$$C_{соц.сб} = n_{соц} \cdot (C_{np} + C_{д}) / 100, \quad (6.12)$$

где  $n_{соц}$  - норматив начислений по социальному страхованию, %.

Общепроизводственные накладные расходы (руб.):

$$C_{он} = C_{np} \cdot R_{он} / 100, \quad (6.13)$$

где:  $C_{np}$  - основная заработная плата производственных рабочих, занятых на изготовлении конструкции, руб.;

$R_{он}$  - общепроизводственные расходы (принимаются в размере 140...175% к основной зарплате производственных рабочих), %.

Балансовую стоимость новой конструкции можно определить по сопоставимому весу, если известна стоимость оборудования-эталона, узла, агре-

гата и его вес, а также вес нового оборудования узла, агрегата (руб.):

$$C_{\bar{o}} = C_{\bar{o}0} \cdot \frac{G_1}{G_0}, \quad (6.14)$$

где:  $C_{\bar{o}0}$  - балансовая стоимость старого оборудования (эталона), руб.;

$G_1, G_0$  - вес нового и старого оборудования, кг.

## 2. Техничко-экономические показатели конструкции.

Производительность труда на операции (шт, кг и т.д./чел.-ч):

$$П_m = \frac{Q_p}{T_з}, \quad (6.15)$$

где:  $Q_p$  - объем работы на операции, шт, кг и т.д.;

$T_з$  - затраты труда на операции, чел.-ч.

Рост производительности труда:

$$П_{mp} = \frac{П_{m1}}{П_{m0}}, \quad (6.16)$$

где  $П_{m1}, П_{m0}$  - производительность труда на операции с применением, соответственно нового и базового оборудования, шт, кг и т.д./чел.-ч.

Трудоемкость операции (чел.-ч/ед.):

$$T_p = \frac{1}{П_m}, \quad (6.17)$$

Экономия в затратах труда (руб.):

$$\mathcal{E}_{з.мр} = (T_{p0} - T_{p1}) \cdot Q_p, \quad (6.18)$$

где  $T_{p0}, T_{p1}$  - трудоемкость операции по старому и новому вариантам, чел.-ч/ед.

Эксплуатационные затраты (руб.):

$$\mathcal{E}_з = Om + ГСМ + Ам + Тр + Эн + Проч., \quad (6.19)$$

где:  $Om$  - затраты на оплату труда, руб.;

$ГСМ$  - затраты на горюче-смазочные материалы, руб.;

$Ам$  - амортизационные отчисления, руб.;

$T_p$  - отчисления на текущий ремонт оборудования, руб.;

$\mathcal{E}_n$  - затраты на электроэнергию, руб.;

$Проч.$  - прочие затраты, руб.

Годовая экономия эксплуатационных затрат (руб.):

$$\mathcal{E}_z = \mathcal{E}_{z0} - \mathcal{E}_{z1}, \quad (6.20)$$

где  $\mathcal{E}_{z0}$ ,  $\mathcal{E}_{z1}$  - эксплуатационные затраты по старому и новому вариантам, руб.

Срок окупаемости конструкции (лет):

$$T_{ок} = \frac{C_{кон}}{\mathcal{E}_z}, \quad (6.21)$$

Коэффициент эффективности:

$$K_{эф} = \frac{\mathcal{E}_z}{C_{кон}}, \quad (6.22)$$

Годовой экономический эффект от внедрения конструкции (руб.):

$$\mathcal{E}_ф = \mathcal{E}_z - E_n \cdot (C_{кон1} - C_{кон0}), \quad (6.23)$$

где  $E_n$  - нормативный коэффициент эффективности (при сроке окупаемости 1,5 года -  $E_n = 0,67$ ; 3 года -  $E_n = 0,33$ ; 5 лет -  $E_n = 0,2$ );

$C_{кон0}$ ,  $C_{кон1}$  - стоимость старой и новой конструкции, руб.

## 7. Выводы о достижении целей и задач курсового проектирования.

Выводы по результатам курсового проектирования должны содержать конкретные рекомендации по совершенствованию предложенного заданием определенного вида технологического оборудования или его отдельных узлов, сравнение выходных и удельных характеристик проектируемого оборудования с выбранным прототипом, а также результаты обоснования экономической эффективности применения предлагаемой конструкторской разработки в технологических процессах ТО и ремонта транспортно-технологических машин и комплексов.

# ПРИЛОЖЕНИЯ

## Приложение А

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Чувашский государственный аграрный университет»

Инженерный факультет

Кафедра технического сервиса

### Расчетно-пояснительная записка

к курсовому проекту

по дисциплине «Эксплуатация технологического оборудования»

на тему: \_\_\_\_\_

---

Выполнил студент \_\_\_ курса \_\_\_ группы

\_\_\_\_\_  
(Ф.И.О., подпись)

Проверил \_\_\_\_\_  
(Ф.И.О., подпись)

\_\_\_\_\_  
(дата)

Чебоксары 20\_\_

**Приложение Б**  
**Задание**  
**на курсовое проектирование по дисциплине**  
**«Эксплуатация технологического оборудования»**

Студенту \_\_\_\_\_  
 Чувашского государственного аграрного университета, инженерного факультета, направ-  
 ление подготовки – 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и ком-  
 плексов», профиль – «Автомобили и автомобильное хозяйство»  
 Курс \_\_\_\_\_ Группа, п/гр. \_\_\_\_\_ Шифр \_\_\_\_\_

**Тема курсового проекта**

Исходные данные \_\_\_\_\_  
 Конструкторская разработка \_\_\_\_\_

**Основные разделы расчетно-пояснительной записки и их объем**

№ п.п.	Название разделов	К-во стр.
	Введение с обоснованием темы работы	2...3
1	Обзор литературы (патентное исследование и анализ аналогов)	5...7
2	Описание проектируемого объекта	3...4
3	Конструкторская часть	13...15
3.1.	Технологический расчет (определение основных режимных и конструктивных параметров проектируемого оборудования)	
3.2.	Кинематический расчет	
3.3.	Энергетический расчет	
3.4.	Гидравлический расчет	
3.5.	Теплотехнический расчет	
3.6.	Расчет деталей на прочность	
4	Охрана труда и экологические мероприятия	1...2
5	Расчет экономической эффективности проектируемого объекта	2...3
	Заключение	1
	Список использованной литературы (не менее 10 источников)	1...2
	Приложение	1...2
	Содержание (оглавление)	1
	Спецификации (в соответствии с графической частью)	
	Всего страниц:	30...40

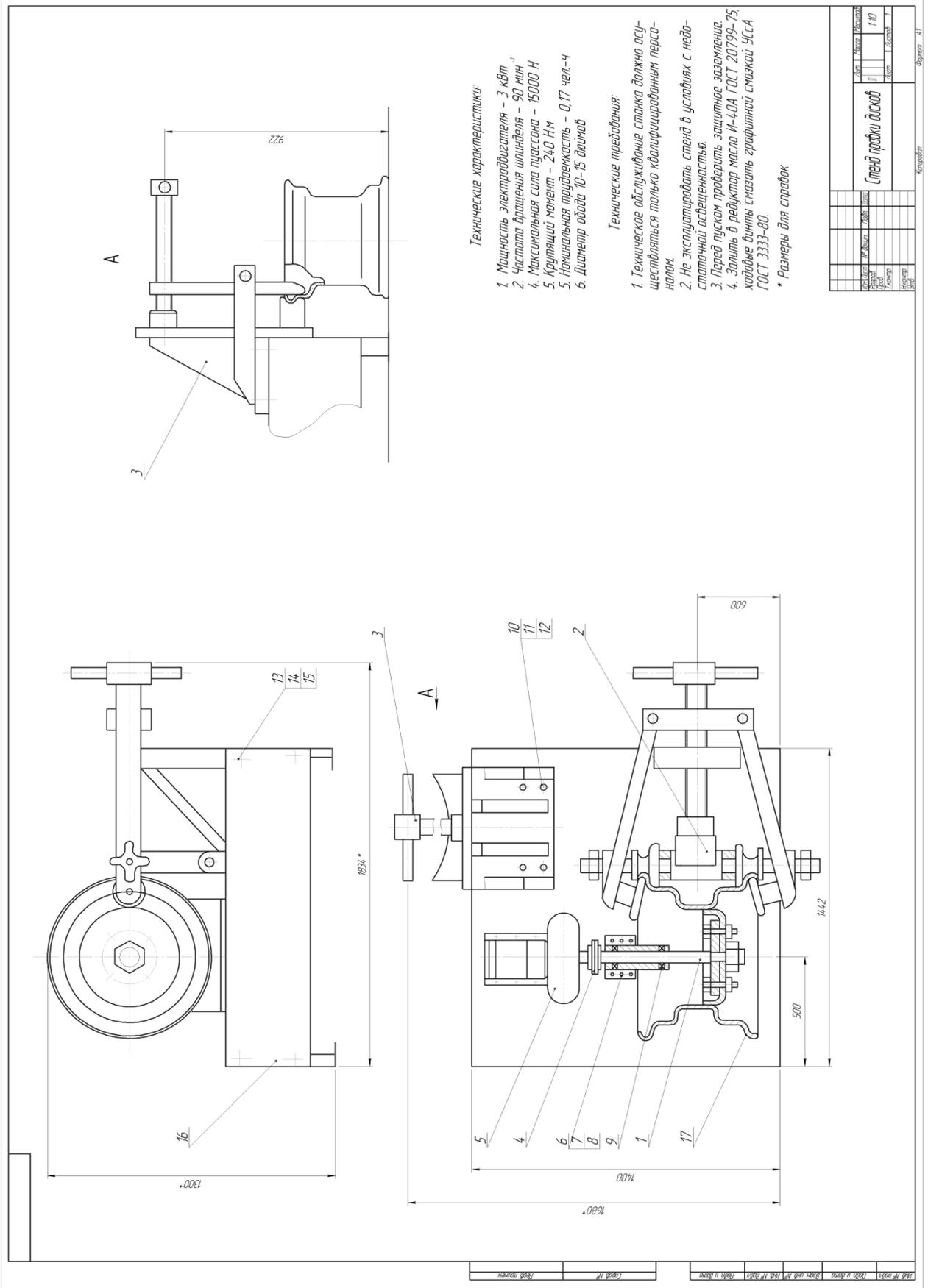
**Графическая часть курсового проекта**

1 лист	Обзор аналогов (патентный поиск)	Формат А1
2 лист	Общий вид проектируемого объекта	Формат А1
3 лист	Чертеж сборочной единицы	Формат А2
	Чертежи оригинальных деталей	Формат А2

Дата выдачи «\_\_» \_\_\_\_\_ 20 г.  
 Срок выполнения проекта «\_\_» \_\_\_\_\_ 20 г.  
 Руководитель \_\_\_\_\_ (\_\_\_\_\_  
 подп. \_\_\_\_\_ Ф.И.О.



# Общий вид конструкции



**Технические характеристики:**

1. Мощность электродвигателя – 3 кВт
2. Частота вращения шпинделя – 90 мин<sup>-1</sup>
4. Максимальная сила пуассона – 15000 Н
5. Крутящий момент – 240 Нм
6. Номинальная трудоемкость – 0,17 чел·ч
6. Диаметр обода 10–15 дюймов

**Технические требования:**

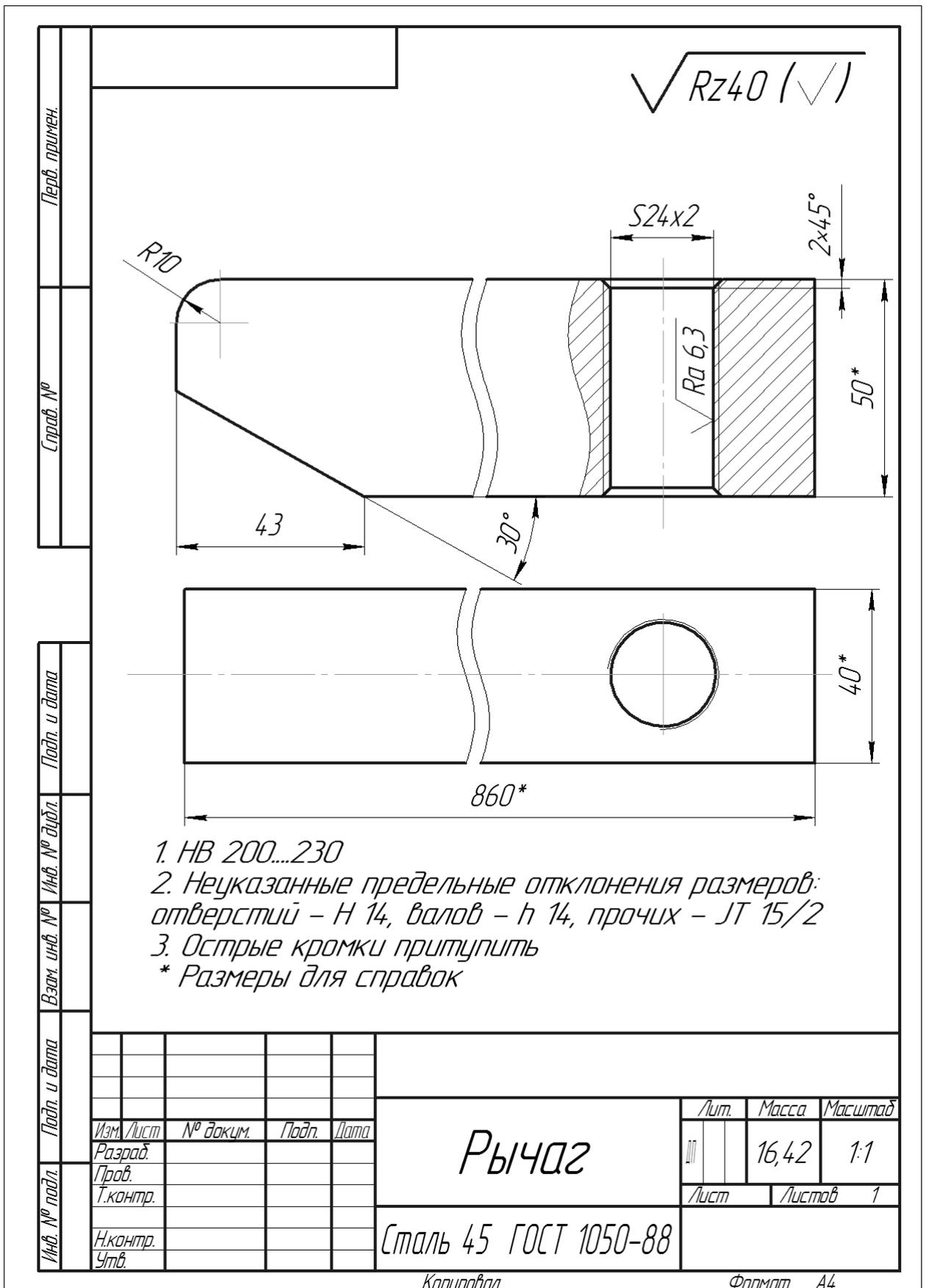
1. Техническое обслуживание станка должно осуществляться только квалифицированным персоналом.
2. Не эксплуатировать станок в условиях с недостаточной освещенностью.
3. Перед пуском проверить защитное заземление.
4. Залить в редуктор масло И-40А ГОСТ 20799-75, ходовые винты смазать графитной смазкой УГСА ГОСТ 3333-80.

• Размеры для справок

Исполн.	Провер.	Утверд.	Дата	Лист	Масштаб
				1	1:10
Станд. правки дисков					
Формат А1					



Чертеж оригинальной детали



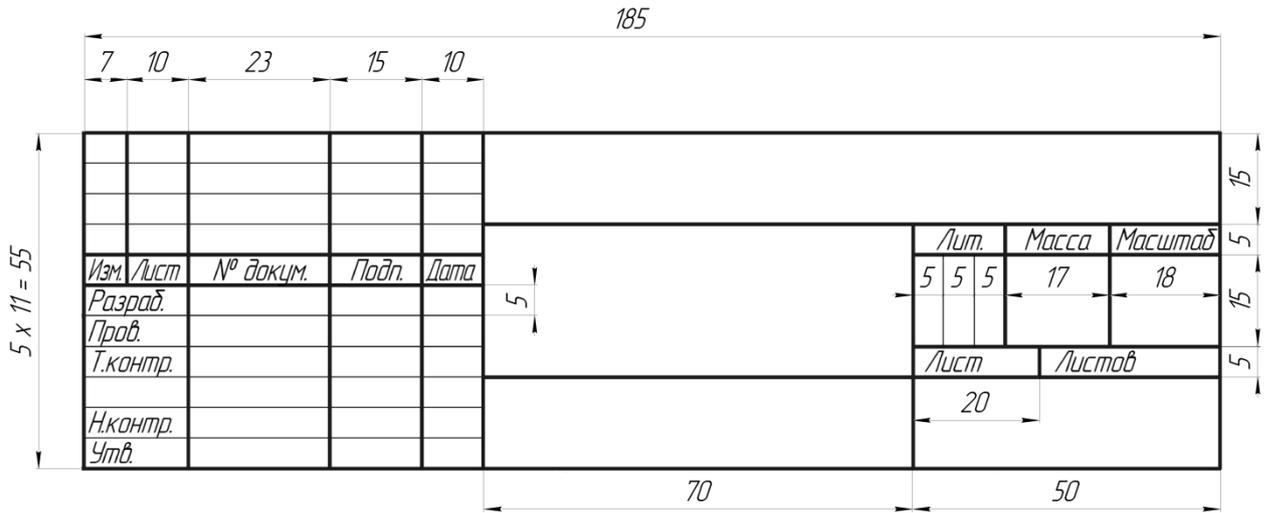
**Приложение Г**  
**Таблица составных частей изделия(к чертежу общего вида)**

185				
	8	70	63	10
15	8	8	8	
8	8			
	<i>Поз.</i>	<i>Обозначение</i>	<i>Наименование</i>	<i>Кол.</i>
				<i>Доп. указания</i>

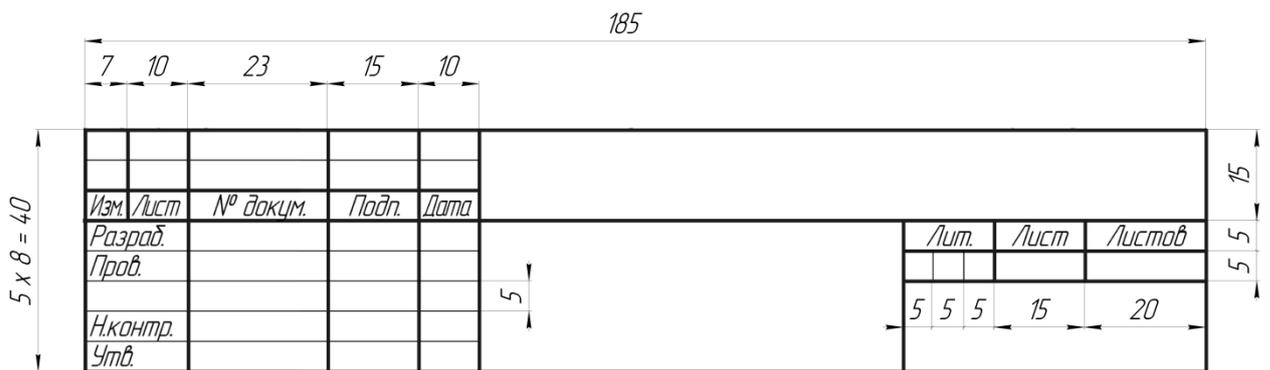
**Приложение Д**  
**Спецификация к чертежу сборочной единицы**

185						
	6	6	8	70	63	10
15	8	8	8			
8	8					
	<i>Форм.</i>	<i>Зона</i>	<i>Поз.</i>	<i>Обозначение</i>	<i>Наименование</i>	<i>Кол.</i>
						<i>Прим.</i>

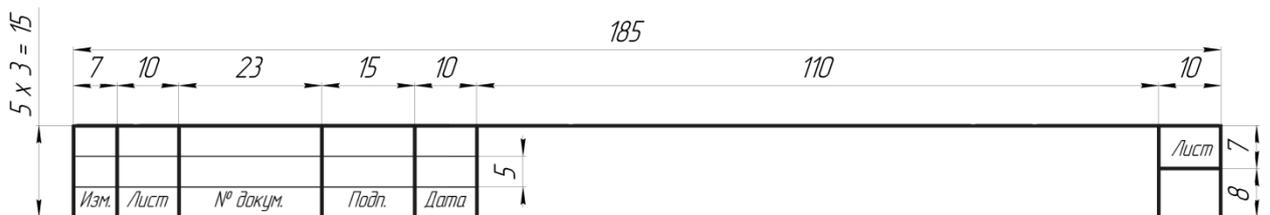
Приложение Е  
Примеры выполнения основных надписей



Форма 1



Форма 2



Форма 2а

## Приложение Ж

### Пример выполнения расчетов конструкторской части проекта с использованием программного продукта Smath Studio Desktop

#### Расчет параметров щеточной моечной установки (фрагмент)

Исходные данные:

Автомобиль (указать марку): ВАЗ-1118

габаритные размеры:

длина  $L_a = 4,04$  м

ширина  $B_a = 1,7$  м

высота  $H_a = 1,5$  м

Количество щеток в блоке:  $n_{щ} = 3$  шт

Диаметр щетки:  $D_{щ} = 1,5$  м - 1

Частота вращения щетки  $n = 185$  МИН

Скорость перемещения автомобиля  $V_a = \square$   $\frac{\text{М}}{\text{МИН}}$

Решение

1. Анализируя исходные данные, выбираем схему моечной установки (рис. 1).

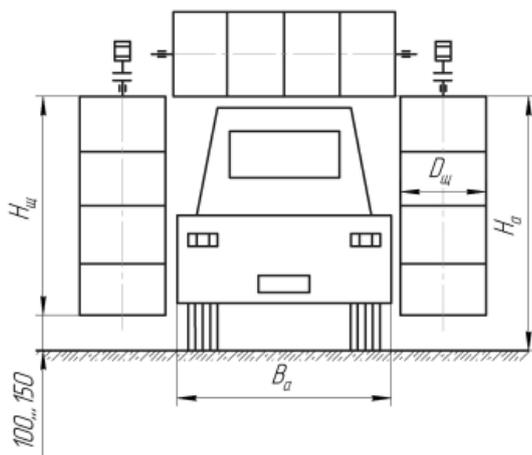


Рисунок 1 - Расчетная схема щеточной моечной установки (пример).

3. Определяем высоту щетки:  $H_{щ} = H_a + 0,13$ , м

Принимаем все три щетки в блоке одинаковой высоты, т.е.

$H_{щ} = 1,63$  м

Последующий расчет выполняем с учетом идентичности щеток в моечном блоке.

4. Скорость перемещения автомобиля в зоне мойки составит:

$$V_a = \frac{(2 \cdot \pi \cdot r_{щ} \cdot n)}{i}, \quad i = 120, \quad r_{щ} = \frac{D_{щ}}{2}$$

$$V_a = 7,2649 \frac{\text{М}}{\text{МИН}}, \quad r_{щ} = 0,75 \text{ м}$$

## Литература

1. Власов, Ю. А. Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования : учебное пособие / Ю. А. Власов, Н. Т. Тищенко. – Томск: Изд-во Томск. архит. - строит. ун-та, 2004. – 277 с.
2. ГОСТ Р 15.011-96. Патентные исследования. Содержание и порядок проведения. – Введ. 1996-07-01. – М. : Изд-во стандартов, 1996. – 21 с.
3. Грибков, В. М. Справочник по оборудованию для ТО и ТР автомобилей / В. М. Грибков, П. А. Карпекин.–М.: Россельхозиздат, 1984. – 223 с.
4. Кирсанов, Е. А. Механизация уборочно-моечных работ в автотранспортных предприятиях : учебное пособие / Е. А. Кирсанов, Г. В. Мелконян. –М.: МАДИ, 1989. – 99 с.
5. Кирсанов, Е. А. Основы проектирования, расчета и выбора оборудования для мойки автомобиля. Методические указания /Е. А. Кирсанов, Г. В. Мелконян. – М.: МАДИ, 1989. – 51 с.
6. Кирсанов, Е. А. Обоснование рационального выбора конструкции технологического оборудования. Методические указания / Е. А. Кирсанов, С. А. Новиков. - М.: МАДИ, 1992. – 28 с.
7. Кирсанов, Е. А. Основы конструкции, расчета и эксплуатации технологического оборудования для АТП. Ч.1 : учебное пособие / Е. А. Кирсанов, С. А. Новиков.– М.: МАДИ, 1993. – 81 с.
8. Кирсанов, Е. А. Механизация производственных процессов в автотранспортных предприятиях (механизация подъемно-осмотровых и смазочно-заправочных работ) : учебное пособие / Е. А. Кирсанов, Н. П. Панкратов, А. Н. Ременцев. –М.: МАДИ, 1986. – 99 с.
9. Кузнецов, Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов / Е.С. Кузнецов, А.П. Болдин, В.М. Власов и др. –М.: Наука, 2001. – 535 с.

10. Першин, В.А. Типаж и техническая эксплуатация оборудования предприятий автосервиса: учебное пособие. / В.А. Першин и др. – Ростов н/Д: Феникс, 2008. – 413 с.
11. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. Минавтотранс РСФСР. – М.: Транспорт, 1988. – 78 с.
12. Попржедзинский, Р. А. Технологическое оборудование для ТО и ремонта легковых автомобилей : справочник /Р. А. Попржедзинский. – М.: Транспорт, 1988. – 176 с.
13. Сарбаев В. И. Механизация производственных процессов технического обслуживания и ремонта автомобилей: учебное пособие / В.И. Сарбаев, С. С. Селиванов, В.Н. Коноплев. – М.: МГИУ, 2006. – 284 с.
14. Специализированное и технологическое оборудование. Номенклатурный каталог.– М.: ЦБНТИ Минавтотранса РСФСР., 1986. – 165 с.
15. Спичкин, Г.В. Диагностирование технического состояния автомобилей / Г. В. Спичкин.– М.: Высшая школа, 1983. – 368 с.
16. Табель технологического оборудования для автотранспортных предприятий различной мощности, ПТК и БЦТО. Российский государственный автотранспортный концерн «Росавтотранс», производственно-техническая фирма. – М. : ГНИИАТ, 1992. – 104 с.
17. Техническая эксплуатация автомобилей /под ред. Г.В. Крамаренко. – М.: Транспорт, 1983. – 488 с.
18. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей / под. ред. В.М. Власова. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 480 с.
19. Туревский, И.С. Техническое обслуживание автомобилей. Книга 1. Техническое обслуживание и текущий ремонт автомобилей: учебное пособие /И.С. Туревский. – М.: Форум: Инфра-М, 2005. – 432 с.

20. Туревский, И.С. Техническое обслуживание автомобилей. Книга 2. Организация хранения, технического обслуживания и ремонта автомобильного транспорта: учебное пособие/И.С. Туревский. – М.: Форум: Инфра-М, 2005. – 256 с.
21. Харазов, А.М. Диагностическое обеспечение технического обслуживания и ремонта автомобилей / А. М. Харазов. – М.: Высш. шк., 1990. – 208 с.
22. Харазов, А.М. Диагностирование легковых автомобилей на станциях технического обслуживания / А.М. Харазов, Кривенко Е.И. – М.: Высш. шк., 1987. – 272 с.
23. ФИПС – ФГБУ Федеральный институт промышленной собственности. Информационные ресурсы. – URL :<http://www1.fips.ru/>. Дата обращения : 12.04.2023.
24. Международный центр научно-технической информации.– URL :<http://www.icsti.su/>.Дата обращения : 12.04.2023.
25. Гарокомплект. Оборудование для автосервиса и гаражное оборудование. – URL :<http://www.garo.ru/>.Дата обращения : 12.04.2023.
26. Группа компаний ГАРО. Оборудование для автосервиса и техосмотра. – URL :<http://www.novgaro.ru/>. Дата обращения : 12.04.2023.
27. ТЕХАВТО. Автосервисное оборудование. – URL :<http://www.teh-avto.ru/>. Дата обращения : 12.04.2023.
28. ИНЖТЕХсервис. Комплекс оборудования для авторемонта. – URL:<http://www.engtech.ru/>. Дата обращения : 12.04.2023.
29. ТЕХНОСОЮЗ. Автосервисное оборудование для СТО. – URL:<http://www.technosouz.ru/>. Дата обращения : 12.04.2023.
30. Компания «Сивик». Автосервисное оборудование для СТО. – URL:<http://www.sivik.ru/>.Дата обращения : 12.04.2023.
31. «Артег». Автосервисное оборудование. – URL:<http://arteg.ru/>.Дата обращения : 12.04.2023.
32. Группа компаний «ТЕХНОСЕРВИС». Оборудование для автосервиса:

шиномонтажное, диагностическое, гаражное, грузовое, подъемники, инструменты. – URL: <http://www.technoservice.ru/>. Дата обращения: 12.04.2023.

Содержание	стр.
1. Цели и задачи курсовой работы	3
2. Общие правила оформления расчетно-пояснительной записки	4
3. Структура расчетно-пояснительной записки	5
4. Оформление графической части	7
5. Порядок защиты работ	11
6. Тематика курсовых работ	11
7. Методические рекомендации по выполнению курсового проекта	14
Приложения	76
Литература	85

УДК 629.1-45 0-75  
ББК 39.8

Учебно-методическое издание

Новиков Алексей Михайлович

## **ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ

Компьютерный набор, верстка *А.М. Новиков*

Формат 60x90/16. Гарнитура *TimesNewRoman*

Усл. п.л.5,63. Изд. № 1/28. Тираж 50 экз.

Отпечатано в полиграфическом отделе ФГБОУ ВО ЧГАУ