

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Курская государственная сельскохозяйственная академия
имени профессора И.И. Иванова»

ОБОРУДОВАНИЕ ПРЕДПРИЯТИЙ ТЕХНИЧЕСКОГО СЕРВИСА

Методические указания к выполнению курсового проекта

Направление подготовки: 35.03.06 Агроинженеры
Профиль: «Технический сервис в АПК»

Факультет: инженерный

Форма обучения: очная, заочная

Курск 2014

*Печатается по решению методического
совета ФГБОУ ВПО «Курская ГСХА»*

Горяинов В.В. Оборудование предприятий технического сервиса [Текст]/ Горяинов В.В.- Курск: Изд-во Курск. гос. с.-х. ак., 2014. – 95 с.

Методические указания подготовлены в соответствии с требованиями ГОС ВПО по направлению подготовки бакалавров 35.03.06 Агроинженерия профиль «Технический сервис в АПК». В пособии рассматриваются современные методы ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин и агрегатов. Способы и методы поддержания автопарка в технически исправном состоянии.

Для студентов сельскохозяйственной академии, обучающихся по направлению подготовки бакалавров 35.03.06 Агроинженерия профиль «Технический сервис в АПК».

Рецензент:

Гадалов В.Н., доктор технических наук, профессор

Колмыков В.И., доктор технических наук, профессор

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ5
ВВЕДЕНИЕ6
1. УСТАНОВКИ ДЛЯ МОЙКИ АВТОМОБИЛЕЙ7
1.1. Способы очистки загрязненных поверхностей7
1.2. Типы моечных установок8
1.3. Преимущества и недостатки отдельных типов установок10
1.4. Насадки гидрантов струйных установок11
1.5. Насосные станции моечных установок12
1.6. Конструкции щеток моечных установок14
1.7. Расчет гидрантов струйных установок16
1.8. Гидравлический расчет насосной установки22
1.9. Особенности расчета струйно-щеточных и щеточных установок24
1.10. Очистные сооружения моечных установок26
1.11. Расчет очистных сооружений28
1.12. Последовательность расчета моечной установки30
2. КОНВЕЙЕРЫ.32
2.1. Назначение и общее устройство конвейеров32
2.2. Расчет простейшего тянущего тросового конвейера36
2.3. Расчет цепных конвейеров.39
2.4. Последовательность расчета конвейеров44
3. ГАЙКОВЕРТЫ46
3.1. Назначение и устройство гайковертов46
3.2. Расчет инерционно-ударного гайковерта47

3.3 Методики расчета гайковертов51
4. ДОМКРАТЫ И ПОДЪЕМНИКИ53
4.1. Винтовой домкрат53
4.2. Винтовые электромеханические подъемники57
4.3. Реечный домкрат61
4.4. Гидравлический домкрат64
4.5. Гидравлические подъемники66
5. СЪЕМНИКИ68
5.1. Основные конструкции съемников68
5.2. Силы в прессовых соединениях71
5.3. Расчет элементов винтового съемника74
6. РОЛИКОВЫЕ СТЕНДЫ ДЛЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ76
6.1. Проектирование стендов для проверки мощности76
6.2. Расчет основных параметров стендов для проверки тормозов87
6.3. Методика расчета роликовых стендов92
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

ПРЕДИСЛОВИЕ

Цель данного пособия является самостоятельное изучение студентами теоретической части дисциплины «Оборудование предприятий технического сервиса». Материал соответствует рабочей программе курса и основным задачам его усвоения.

Автор с благодарностью примет предложения и замечания читателей, особенно преподавателей, студентов вузов и работников автомобильного транспорта.

ВВЕДЕНИЕ

Технологическое оборудование (совокупность приспособлений, инструментов, оснастки и приборов), используемое в процессе технических воздействий в значительной мере определяет совершенство технологических процессов технического обслуживания (ТО) и ремонта автомобилей.

Например, повышение уровня механизации зон, цехов и участков автотранспортного предприятия лишь на 1 % позволяет увеличить продолжительность работы автомобиля в среднем на 3... 5 дней в году за счет сокращения времени простоя в ТО и ремонте.

Однако в целом, по стране потребность в технологическом оборудовании для ТО и ремонта автомобилей удовлетворяется не более чем на 25%.

Основной причиной низкой оснащенности предприятий технологическим оборудованием является недостаточный объем его Производства. Положение усугубляется недостаточной номенклатурой выпускаемого оборудования и высокой стоимостью оборудования, выпускаемого зарубежными фирмами.

Таким образом, острый дефицит технологического оборудования ставит перед автотранспортными предприятиями задачу самостоятельного его проектирования и изготовления. Поэтому инженеру, специализирующемуся в области технической эксплуатации автомобилей, необходимы знания расчета и проектирования нестандартизированного оборудования для ТО и текущего ремонта (ТР) автомобилей.

По смысловому содержанию пособие состоит из двух частей: основной части и приложений.

Основная часть содержит теоретические материалы по основам проектирования нестандартизированного оборудования для обслуживания и ремонта автомобилей.

Целью приложений является развитие у студентов практических навыков в инженерных расчетах элементов оборудования и эффективное стимулирование самостоятельной работы. Для этого в приложениях приведены условия задач, примеры выполнения типовых расчетов и контрольные вопросы для самопроверки знаний.

Дополнительные справочные и методические материалы могут быть почерпнуты из литературы, приведенной в библиографическом списке.

1. УСТАНОВКИ ДЛЯ МОЙКИ АВТОМОБИЛЕЙ

1.1. Способы очистки загрязненных поверхностей

В процессе эксплуатации автомобильная техника подвергается загрязнениям, которые ухудшают эстетические показатели, препятствуют проведению обслуживания и ремонта, ускоряет износ сопрягаемых пар, коррозию, старение металлов, приводят к порче перевозимых грузов. Поэтому производят периодическую очистку автомобилей. Методы очистки можно подразделить на механические, физико-химические и биологические.

Механический метод основан на удалении загрязнений путем приложения к ним сил воздействия.

Физико-химический метод предполагает удаление или преобразование загрязнений за счет молекулярных превращений, растворения, создания эмульсий и других физико-химических процессов.

Биологические методы основаны на разрушении загрязнений микроорганизмами и не нашли применения из-за сложности их реализации и поэтому далее не рассматриваются.

Известно, что присутствие в составе загрязнений автомобильной техники масел и смазочных материалов, а также продуктов их физико-химических превращений (асфальтосмолистых, нагара, осадков и т.д.) придает загрязнениям сильные полярные свойства, во много раз увеличивая адгезию загрязнений на поверхности. Входящие в состав масел присадки способствуют усилению адгезии. Поэтому применение механических методов для очистки поверхностей от нефтемасляных загрязнений часто не дает желаемого результата.

Решение проблемы очистки техники от загрязнений, пропитанных маслами, смазочными материалами и продуктами их превращений заключается в совмещении механических и физико-химических способов очистки. Например, мойку автомобилей производят струями воды, в которую добавляют синтетические моющие средства (СМС). Основу СМС составляют поверхностно-активные вещества (ПАВ). Кроме ПАВ в состав СМС входят и щелочные добавки.

Молекулы ПАВ обладают гидрофобно-гидрофильными свойствами, т.е. в присутствии масел и воды одна часть молекулы ПАВ всегда ориентируется в сторону молекул воды, а другая - в сторону масла. Благодаря этому ПАВ располагаются вокруг загрязнений, пропи-

таных маслами, в виде плотных тончайших молекулярных пленок, создают расклинивающее давление, отрывают загрязнения и переводят их в раствор. Значения расклинивающих давлений могут достигать 100 МПа. В итоге моющий процесс можно представить состоящим из ряда последовательных этапов. Поскольку почти все жирные загрязнения обладают водоотталкивающими свойствами, то вода, обладая большим поверхностным натяжением, не смачивает загрязненные поверхности а стягивается в отдельные капли. При растворении в воде моющего средства поверхностное натяжение раствора уменьшается, и раствор смачивает загрязнение, проникая в его трещины в поры. При этом снижается сцепляемость частиц загрязнений между собой и поверхностью. При механическом воздействии увлекаемые молекулами моющего средства грязевые частицы переходят в раствор. Молекулы моющего средства адсорбируются на загрязнениях и отмытой поверхности, что препятствует укрупнению части и оседанию их на поверхность. В результате частицы загрязнения во взвешенном **СОСТОЯНИИ** стабилизируются в растворе и удаляются вместе с ним.

Поверхностные явления, приводящие к отделению загрязнения от объекта очистки, протекают тем эффективнее, чем выше температура раствора и чем ближе ее значения к температуре плавления асфальтосмолистых загрязнений (80...85 °С и более).

Часто очищающую способность моющих растворов усиливают механическим действием щеток.

1.2. Типы моечных установок

На крупных автотранспортных предприятиях применяют механизированные моечные установки, которые классифицируются по:

- конструкции рабочего органа - струйные, щеточные, струйно-щеточные (комбинированные);

- относительному перемещению автомобиля и рабочих органов установки - проездные и подвижные (с перемещением рабочих органов вдоль автомобиля);

- условию применения - стационарные и передвижные (на шасси автомобиля).

Механизированная моечная установка состоит из двух систем: гидравлической и механической.

Гидравлическая система включает в себя душевое устройство, трубопроводы, насосы.

Механическая система состоит из привода для качания или вращения труб с соплами и ротационных щеток с приводом.

Рабочим органом струйной установки являются насадки в виде сопел, вмонтированных в систему трубопроводов для подачи воды или моющего раствора.

Наиболее часто струйные установки применяются для мойки грузовых автомобилей, имеющих развитую омываемую поверхность.

Рабочим органом щеточных установок являются ротационные щетки, к которым подаются вода или раствор под давлением 0,2...0,4 МПа. Такие установки применяются, в основном, для мойки легковых автомобилей и автобусов.

Комбинированные установки имеют как сопла, так и щетки.

В процессе мойки окрашенные части кузовов смачиваются струей воды, иногда с моющим раствором. После этого кузов протирается ротационными волосяными щетками с непрерывным подводом воды. Затем кузов ополаскивают и сушат. При использовании струйной установки операции смачивания и мойки совмещены, но иногда для смачивания устанавливаются отдельные рамки.

Нижнюю часть шасси в любом случае моют с помощью струй воды под большим давлением (свыше 0,8 МПа).

Весь процесс мойки занимает 1,3 мин в зависимости от типа автомобиля.

Для обеспечения удобного доступа к автомобилю при мойке шасси вручную, с помощью шланга, посты мойки оборудуются боковыми канавами узкого типа, широкими канавами с колежным мостом, эстакадами или подъемниками. Иногда применяют простые площадки. Площадки и канавы должны иметь водонепроницаемый пол с уклоном 2..3% в сторону стока воды. Размеры площадки должны быть больше габаритов автомобиля на 1,25 ... 1,5 м.

На рабочем посту механизированной мойки предусматривается межколейная канава с уклоном. Автомобиль передвигается по посту мойки с помощью конвейера, иногда - самоходом. Между двумя рядом расположенными постами устанавливают водонепроницаемую перегородку.

В последнее время для мойки автомобилей начинают применять стационарные и передвижные пароструйные установки. В этих установках в специальных агрегатах образуется пароводяная смесь с температурой 75...140 °С, которая подается с помощью распылителя на обмываемую поверхность под давлением 0,5..2,0 МПа. Допускается применение моющих растворов. Состав пароводяной смеси и ее температуру можно регулировать.

Пароструйная мойка весьма эффективна и обеспечивает хорошее качество очистки поверхностей при минимальном расходе жидкости.

1.3. Преимущества и недостатки отдельных типов установок

Струйные установки просты, компактны, имеют небольшую металлоемкость, универсальны, так как могут использоваться для мойки автобусов, легковых и грузовых автомобилей.

К недостаткам относят большой расход воды (400 ... 1200 л на один автомобиль типа ЗИЛ-431410) и сравнительно вязкое качество мойки, так как смывание водой загрязнений с изолированных поверхностей кабин и кузовов недостаточно эффективно. Всегда остаются мелкие (до 30 мкм) частицы пыли, которые удерживаются в тонкой водяной пленке и при ее высыхании оставляют на поверхности матовый осадок. Такая водная пленка может быть разрушена в процессе мойки лишь в результате механического воздействия (щеткой, губкой, замшей).

Поэтому щеточные установки обеспечивают более качественную мойку, значительно сокращают расход воды. Производительность щеточных установок примерно в 2 раза выше, чем струйных.

Недостатки: сложность конструкции, возможность повреждения лакокрасочного покрытия нитями щеток, невозможность применения для грузовых автомобилей.

Струйно-щеточные установки совмещают преимущества и недостатки струйных и щеточных установок.

Общим недостатком механизированных установок является удаление только тех загрязнений, которые лежат в зоне прямого воздействия струй или щеток. Закрытые экранированные пространства, ниши и карманы недостижимы для очистки и в лучшем случае омы-

ваются произвольно стекающими потоками. Остатки частично размытых загрязнений, сохранившихся в закрытых, полостях, вызывают загрязнение рабочих мест, инструмента, снижают культуру производства и качества ремонта техники. Во избежание этого, в процессе механизированной мойки автомобилей с развитыми омываемыми поверхностями, применяют ручную доочистку, затраты на которую могут быть весьма значительными.

1.4. Насадки гидрантов струйных установок

Сопла - профилированные отверстия в гидрантах - создают скоростной напор струи моющей жидкости с определенно направленным потоком. Недопустимо в подводящих трубах вместо сопел делать простые отверстия, так как в этом случае не обеспечивается направленность струи, а сама струя не обладает необходимой кинетической энергией. Это приводит к перерасходу жидкости и снижению качества мойки. Сопла выполняются в насадках, изготавливаемых из металла или пластмасс: капрона, фторопласта, текстолита и т.д. Форма сопла и особенности конструкции насадки обеспечивают разные виды моющей струи: веерообразную, кинжальную, щелевую, рассеивающую и другие. Иногда используют насадки с регулируемым сечением сопла.

Конструкция насадок должна позволять изменять направление продольных осей сопел при регулировке с целью рационального распределения струй по поверхности очищаемых объектов, а также демонтировать их для периодической очистки.

Главным недостатком рассмотренных насадок является то, что от места удара водяной струи о поверхность кузова вода движется в радиальном направлении. При этом между потоком воды и поверхностью кузова образуется тонкий пограничный слой, в котором скорость воды очень мала, а, следовательно, и моющая способность струи резко снижена. Для частичного разрушения пограничного слоя и расширения зоны обмыва применяют качающиеся сопла или сопла в виде сегнера колеса.

Имеется конструкция, в которой гидрант соединен с насадкой посредством гибкого шланга. Этим обеспечивается непрерывное пе-

ремещение насадка в процессе работы за счет реактивной силы истечения струи. Угол отклонения насадка ограничивается кольцом.

Одним из приемов увеличения ударной силы струи является использование пульсирующей струи, которая всегда ударяет по поверхности, свободной от жидкости в отличие от постоянной, попадающей в ранее образованную зону растекания, где ударная сила ее снижается.

Использование пульсирующих струй с частотой пульсации около 1 Гц дает возможность повысить производительность процесса очистки в 1,3... 1,5 раза.

Высоконапорные пароструйные установки снабжаются регулируемыми насадками, способными создавать струи с круглым поперечным сечением и веерные

1.5. Насосные станции моечных установок

Моющая жидкость или вода подаются к соплам с помощью насоса, являющегося главным агрегатом насосной станции моечной установки.

В моечных установках применяются преимущественно центробежные и вихревые насосы.

Проточная часть простейшего центробежного насоса состоит из трех основных элементов: подвода, рабочего колеса и отвода. По подводу жидкость подается в рабочее колесо из подводящего трубопровода. Назначением рабочего колеса является передача энергии от двигателя к жидкости. Рабочее колесо состоит из ведущего и ведомого дисков, между которыми находятся лопатки. Ведущим диском рабочее колесо крепится на валу. При вращении колеса жидкость под действием центробежной силы движется от центра к периферии, а затем, минуя язык, к диффузору. Центробежные насосы проектируются на производительность от тысячных долей до нескольких кубических метров в секунду, а их КПД может достигать 0,80. Напор одноступенчатых центробежных насосов, как правило, не превышает 0,3...0,4 МПа. Центробежные насосы малочувствительны к присутствию абразивных частиц в перекачиваемых жидкостях.

Рабочим органом вихревого насоса является рабочее колесо с радиальными или наклонными лопатками, помещенное в цилиндри-

ческий корпус с малыми торцевыми зазорами. В боковых и периферийных стенках корпуса имеется концентричный канал, начинающийся у входного отверстия и заканчивающийся у напорного. Канал прерывается перемычкой, служащей уплотнением между напорной и входной полостями. Жидкость поступает через входной патрубок в канал, перемещается по нему рабочим колесом и уходит в напорный патрубок.

Большинство конструкций вихревых насосов имеют самовсасывающую способность. Многие из них могут работать на смеси жидкости и газа.

Напор вихревого насоса в 3...9 раз больше, чем центробежного при тех же размерах и частоте вращения и может достигать 2,5 МПа.

Недостатком вихревого насоса является низкий КПД, не превышающий 0,45. Наиболее распространенные конструкции имеют КПД 0,35...0,38%. Поэтому вихревые насосы изготавливают на подачу не более $12 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Вихревые насосы непригодны для подачи жидкостей, содержащих абразивные частицы, так как из-за износа деталей быстро увеличиваются торцевые и радиальные зазоры, что приводит к падению напора и КПД.

Работа насосной установки с центробежным или вихревым насосом осуществляется следующим образом. К насосу, приводимому от электродвигателя, жидкость поступает из приемного резервуара по подводящему трубопроводу. Нанос нагнетает жидкость в напорную часть (емкость или моющая рамка) по напорному трубопроводу. На напорном трубопроводе имеется регулирующая задвижка, при помощи которой можно изменять производительность насоса. Иногда на напорном трубопроводе устанавливают обратный клапан, автоматически перекрывающий напорный трубопровод при остановке насоса и препятствующий оттоку жидкости из напорной части. Если давление в приемном резервуаре отличается от атмосферного или насос расположен ниже уровня жидкости в приемном резервуаре, то на подводящем трубопроводе устанавливают задвижку, которую перекрывают при остановке насоса. В начале подводящего трубопровода часто предусматривают приемную сетку, предохраняющую насос от попадания твердых тел, и всасывающий клапан, дающий возможность залить насос жидкостью перед пуском.

Работа насоса контролируется по диафрагменному расходомеру, манометру и вакуумметру.

В последнее время широкое распространение начинают получать плунжерные насосы высокого давления, используемые в установках для мойки автомобилей снизу и в колесных нишах. Давление, развиваемое плунжерными насосами, может достигать нескольких десятков МПа, однако в моечных установках давление обычно составляет 4 ... 5 МПа. КПД таких насосов очень высок (0,85 ... 0,92). Они сравнительно просты по конструкции, обладают способностью самовсасывания, но имеют по сравнению с лопастными насосами значительные массу и габаритные размеры. К недостаткам плунжерных насосов относятся цикличность рабочего процесса и связанная с ней неравномерность подачи, а также ненадежная работа при наличии в жидкости загрязнения, которые вызывают усиленный износ плунжерной пары и препятствуют нормальному функционированию клапанного механизма.

Насосная станция с плунжерным насосом состоит из: насоса, приводимого в действие электродвигателем. В ходе процесса всасывания вода из приемного резервуара через сетку, задвижку и всасывающий клапан поступает в надплунжерное пространство насоса. При активном ходе плунжера вода через нагнетательный клапан подается в полость перепускного клапана и далее через обратный клапан в нижнюю часть воздушно-гидравлического демпфера, затем через задвижку и магистраль поступает к моечному пистолету. Давление напора измеряется манометром.

Воздушно-гидравлический демпфер установлен для сглаживания колебаний давления, возникающих при работе плунжерного насоса.

1.6. Конструкции щеток моечных установок

Механическое воздействие на загрязненные поверхности с помощью щеток и, прежде всего ротационных, позволяет повысить качество мойки автомобилей.

Щетки выполняются с щетконосителем из отдельных элементов, изготавливаемых из алюминия или пластмасс с капроновыми нитями, реже - с конским волосом. Капроновые нити выбираются диаметром

0,5 ... 0,8 мм, так как при меньшем диаметре нити могут перепутываться и сваливаться, а при большем - повреждать лакокрасочное покрытие. Диаметр щеток выбирается в пределах 1,0... 1,5

Иногда горизонтальные щетки выполняются собранными из элементов щетиноносителя разного диаметра, обычно увеличенного у крайних элементов, рассчитанных на охват закруглений кузовов легковых автомобилей или автобусов. Ниже рассмотрено несколько вариантов перспективных конструкций щеток.

Пневматическая ротационная щетка состоит из вала, выполненного из трубы, на которой смонтирован каркас, состоящий из съемных фланцев, кольцевой пневмокамеры с ниппелем, секции из прорезиненной кордовой ткани в виде охватывающей пневмокамеру покрышки-щетиноносителя. Нити на щетиноносителе крепятся в виде пучков путем приклеивания синтетическим клеем к кордовой ткани и муфтам.

При сборке щетки камера надевается на вал, на камеру надевают секцию с нитями и фиксируют ее на валу с помощью фланца. После этого в камеру подают сжатый воздух, обеспечивая щетиноносителю необходимую жесткость. Такая щетка вследствие деформации пневмокамеры обеспечивает плавный и мягкий контакт нитей с обрабатываемой поверхностью. К недостаткам щетки следует отнести то, что при износе нитей какой-либо из частей щетинодержателя необходимо его заменять полностью.

Ротационные щетки с секционным щетинодержателем свободны от этого недостатка и допускают замену отдельных элементов в случае их износа. Такая щетка состоит из вала, на котором с помощью крайних опорных фланцев и гайки зажаты элементы сменного щетиноносителя. Между элементами установлены промежуточные фланцы, обеспечивающие крепление элементов на валу.

Элементы щетиноносителя выполнены из пластмассы (например, капрона) с заливкой в нее пучков щетины.

Для замены изношенных элементов достаточно отвернуть гайку, чтобы на место снятого установить исправный элемент щетиноносителя. В другом варианте конструкции секционной ротационной щетки для соединения элементов щетиноносителя вместо фланцев применены шипы (выступы), входящие в соответствующие пазы (впадины). Это упрощает конструкцию и повышает надежность.

Для повышения качества мойки иногда применяют плоские щетки предварительного обмыва автомобиля. Щетка состоит из набора пластинчатых губчатых элементов и трубок, закрепленных на основании. Часть трубок имеет подвод моющего раствора к рабочей поверхности щетки. Плоская щетка монтируется перед въездом на моечную установку на консольной балке специальной конфигурации, позволяющей копировать поверхность обмываемого автомобиля.

1.7. Расчет гидрантов струйных установок

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

$$P_X \geq F_M \quad (1.1)$$

В первом приближении

$$F_M = \frac{\pi\sigma}{2D} \left(\frac{1}{W} - 1 \right), \text{ Н/м}^2, \quad (1.2)$$

где σ - поверхностное натяжение воды, Н/м; D - диаметр частиц загрязнений, м; W - влажность загрязнений.

Для чистой воды $\sigma = 0,073$ Н/м

Радиус частиц загрязнения определяется гранулометрическим анализом и в среднем составляет: для легковых автомобилей - $10 \dots 30 \cdot 10^{-6}$ м, а для грузовых и автобусов - $25 \dots 300 \cdot 10^{-6}$ м. Для практических расчетов можно принимать $D = 20 \dots 80 \cdot 10^{-6}$ м.

Из анализа уравнения (1.2) следует, что силу сцепления можно снизить путем увеличения влажности загрязнений или уменьшением поверхностного натяжения жидкости.

Исследования процесса мойки показали, что если автомобиль постоянно смачивать водой, то влажность W не может превысить 0,2 (20%), что соответствует максимальному количеству влаги, которое может удержать загрязнение.

Поверхностное натяжение σ можно снизить применением подогретой воды или СМС. Например, СМС "Прогресс" уменьшает поверхностное натяжение до $\sigma = 0,034$ Н/м.

Гидродинамическое давление на расстоянии x от насадка

$$P_x = \rho_x V_x^2 \sin \alpha, \text{ Н/м}^2, \quad (1.3)$$

где ρ_x - плотность жидкости в струе, кг/м³; V_x - скорость жидкости при встрече с поверхностью, м/с; α - угол встречи струи с поверхностью, град.

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

$$V_x \approx V_H = \varphi \sqrt{2gH_H}, \text{ м/с}, \quad (1.4)$$

где φ - коэффициент скорости, зависящий от профиля сопла (табл. 1.1); g — ускорение силы тяжести, м/с²; H_H - напор перед насадкой, м.

Если напор неизвестен, а задано давление в МПа, то можно считать, что 1 МПа = 98 м напора водяного столба. Тогда

$$V_x \approx \varphi \sqrt{196gP_H}, \text{ м/с}, \quad (1.5)$$

где P_H - давление в насадке, МПа.

Для подачи воды к моющим рамкам используются насосы с давлением до 5,0 МПа, а скорость жидкости на выходе из насадки может достигать 30 ... 90 м/с.

Расход жидкости через насадки (подача насосов)

$$Q = f \cdot n \cdot \mu \frac{\pi d_H^2}{4} \sqrt{196 g P_H}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1.6)$$

где f – коэффициент запаса расхода ($f = 1,2$); d_H – диаметр сопла насадка, м; n – число насадок; μ – коэффициент расхода.

В общем случае расход

$$Q_o = \mu \omega_x V_x, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1.7)$$

где ω_x – площадь сечения струи, м^2 .

Из формулы 1.7 следует, что выгоднее иметь насадок малого диаметра, так как если при неизменном расходе площадь сечения насадка уменьшить в n раз, во столько же раз возрастет V_x , а гидродинамическое давление P_x увеличится в n^2 раз.

Однако диаметр насадок на практике выполняют в пределах $3,5 \dots 8 \cdot 10^{-3}$ м, так как при меньшем диаметре насадки быстро засоряются. Кроме того, тонкая струя обладает малой устойчивостью при полете в воздухе и быстро распадается.

. Используют конические или цилиндрические насадки.

Струя в воздушной среде постепенно теряет структуру и ударную силу. Выделяют 4 участка течения струи.

I- компактный, длина его равна примерно $5 d_H$. Скорость жидкости примерно равна скорости в насадке.

II- участок перехода длиной до $100 d_H$. Здесь начинается торможение струи за счет трения воды о воздух. Скорость воды в центре струи примерно равна скорости в насадке. Диаметр поперечного сечения струи на расстоянии $100 d_H$ составляет примерно $4 d_H$.

III — участок установившегося потока. Здесь происходит расширение струи и ее аэрация. Длина участка $100 \dots 450 d_H$, а угол при вершине расширяющегося конуса струи составляет около 10 град.

IV - участок разрушения струи. Скорость струи падает до $0,3 \dots 0,5$ м/с и она распадается.

Третий участок струи является рабочим в струйных и струйно-щеточных установках.

Средняя плотность жидкости на III участке на расстоянии от x насадка

$$\rho_x = \frac{\rho_H}{k}, \quad \text{кг/м}^3, \quad (1.8)$$

где $\rho_H = 1000 \text{ кг/м}^3$ - плотность жидкости на выходе из насадки; k - коэффициент аэрации.

Коэффициент аэрации

$$k = \frac{F_x}{F_H}, \quad (1.9)$$

где F_x - площадь сечения струи в момент соприкосновения ее с омываемой поверхностью, м^2 ; $F_H = \pi d_H^2 / 4$ - площадь отверстия насадки, м^2 .

Величина F_x представляет собой площадь основания усеченного конуса струи на участке III (рис. 1.15). Диаметр основания конуса $D = 4d_H + 2L \operatorname{tg}(\beta/2)$. Если $\beta/2 = 5^\circ$, то после преобразований

$$D = 0,174X - 13,4d_H, \quad \text{а} \quad F_x = \frac{\pi(0,174X - 13,4d_H)^2}{4}.$$

Таким образом, при известном давлении H_H , определив ρ_x , по формуле (1.8), а по формулам (1.5) или (1.4) скорость V_x , можно рассчитать гидродинамическое давление P_x , и проверить условие (1.1), необходимое для удаления загрязнений.

Можно решить и обратную задачу: задавшись условием (1.1) рассчитать величину необходимого давления P_H . Однако при этом следует иметь в виду, что для определения давления воды, требуемого для качественной мойки, необходимо учитывать особенности процесса растекания струи по поверхности. Заключается эта особенность в том, что в месте удара об омываемую поверхность струя движется по некоторой кривой поверхности, так как перед плоскостью остается определенный, практически неподвижный объем жидкости. Не принимая участия в общем движении остальной струи, частицы жидкости находятся в сравнительно медленном водоворотном движении.

Объем является своеобразной прокладкой между движущейся струей и загрязненной поверхностью. В месте удара струя изменяет направление и, следовательно, неизбежно происходит потеря скорости.

При дальнейшем движении по плоскости водяной поток перемещается с меньшей скоростью и не прямо по поверхности, а по пограничному слою, который представляет собой тончайший, почти неподвижный слой воды, наличие которого обусловлено вязкостью воды и силами взаимодействия между молекулами воды и поверхностью.

Этот пограничный слой является "мертвым" пространством и не оказывает моющего воздействия. Поэтому частицы загрязнений, которые имеют размеры меньше толщины пограничного слоя, почти не смываются и остаются на поверхности в виде матового серого налета.

Таким образом, качественная мойка на струйных установках должна обеспечивать минимальную толщину пограничного слоя, по крайней мере, не большую, чем средняя величина частиц загрязнений.

Ориентировочно толщина пограничного слоя

$$S = 0,346 \sqrt{\frac{\nu V}{\varphi \sqrt{196gP}}}, \text{ м}, \quad (1.10)$$

где ν - кинематическая вязкость воды, м²/с (при $t = 20^\circ\text{C}$, $\nu = 1 \cdot 10^{-6}$);
 X - расстояние от насадка до омываемой поверхности, м

Из этой формулы можно найти средний размер частиц, не смываемых струей воды при заданном давлении. Можно наоборот, задавшись размером частиц, которые необходимо смыть, рассчитать требуемое давление воды. Однако следует иметь в виду, что повышение давления эффективно уменьшает толщину пограничного слоя лишь до определенного предела и дальнейшее увеличение давления не приводит к ощутимому повышению качества мойки.

Итак, в момент встречи струн с поверхностью образуется зона, в которой возникают нормальные и касательные силы. Наиболее активное разрушение загрязнений производится касательными силами в зоне радиусом:

$$R_{\sigma} = d_H \cdot 0,56 \left(\sqrt{196gP_H} \frac{d_H}{V} \right)^{0,4} \left(\frac{V_H^2}{S} \right)^{-0,02} \left(\frac{X}{d_H} \right)^{-0,03}, \text{ м}, \quad (1.11)$$

Зоной действия касательных сил и ограничивается зона очистки гидравлическими струями. Далее жидкость произвольными потоками стекает с поверхности.

Следовательно, необходимо стремиться, чтобы очищаемая поверхность одновременно или последовательно попала в зону, ограниченную радиусом $R_0 = R_{\sigma} + r$.

Решение задачи одновременного попадания поверхности в зону действия струй на практике встречает значительные трудности. Например, струя из насадки $d_H = 4$ мм при напоре 0,5 МПа, на удалении 0,6 ... 0,8 м создает зону с радиусом $R_0 = 0,1 \dots 0,150$ м. Следовательно, чтобы охватить такими зонами одновременно поверхность автомобиля, потребовалось бы не менее 3000 насадок. Это условие трудновыполнимо. Поэтому насадки закрепляются на рамке, которая перемещается вдоль автомобиля. Иногда для уменьшения числа насадок за счет увеличения площади контакта струи гидранты делают качающимися или вращающимися. Перекрытие площадей соседних зон должно быть в пределах 0,25...0,30 R_0 .

Количество насадок в моеющей рамке

$$n = \frac{P_a}{2R_0K_n}, \quad (1.12)$$

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

$$P_a = 2H_a + 2B_a, \text{ м}, \quad (1.13)$$

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

Вода к рамкам смачивания и ополаскивания подается от отдельного насоса или от основного насоса через распределительное уст-

ройство. Расчет рамок при заданном давлении производят по формулам (1.11-1.13).

1.8. Гидравлический расчет насосной установки

Исходя из уравнения Бернулли, потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений при наличии одного транзитного расхода

$$\Delta P = \left(\sum \xi + \lambda_m \frac{1}{d} \right) \frac{16Q^2}{2\pi^2 d^2} \rho_H \cdot 10^{-6}, \text{ МПа} \quad (1.14)$$

где $\sum \xi$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений по длине трубопровода на участке длиной l с диаметром трубы d ; λ_m - коэффициент потерь на трение.

С достаточной для практических расчетов точностью можно считать, что для сетки $\xi = 9,7$, Для всасывающего клапана-7,0, для задвижки- 5,5, для колена – 0,2.

Коэффициент сопротивления отверстия и насадки

$$\xi_H = \frac{1}{\varphi^2} - 1$$

Для водопроводных стальных труб

$$\lambda_m = 0,0125 Q^{-0,125} \quad (1.15)$$

При наличии путевого расхода

$$\Delta P = \left(\sum \xi + 0,33 \lambda_m \frac{1}{d} \right) \frac{16Q^2}{2\pi^2 d^2} \rho_H \cdot 10^{-6}, \text{ МПа} \quad (1.16)$$

В соответствии с участками I, II, III, IV пропускают транзитный расход, а на участках V и VI имеется только путевой расход.

Суммарные потери давления получаются сложением потерь на отдельных участках, если они работают последовательно.

Если участки работают параллельно, то определяют расход в каждом из участков и на основании этого рассчитывают потери давления.

При параллельном соединении одинаковых трубопроводов

$$Q_i = \frac{Q}{i}, \text{ а } \Delta P_\Sigma = \Delta P_i, \quad (1.17)$$

где Q_i - расход через один из параллельных трубопроводов, м³/с; i – количество параллельных участков; ΔP_Σ - суммарные потери давления в разветвленном трубопроводе, МПа; ΔP_i – потери давления в одном из параллельных трубопроводов, МПа.

Выбор насоса производится с учетом его совместной работы с трубопроводом.

Давление насоса проектируемой насосной установки

$$P = P_H + \sum \Delta P + P_z, \text{ МПа} \quad (1.18)$$

где $\sum \Delta P$ - суммарные потери давления в трубопроводах установки, МПа; $P_z = H_z \rho_H g \cdot 10^{-6}$ - геометрическое давление, МПа. Здесь H_z - геометрический напор, м.

Далее, руководствуясь давлением P и производительностью Q , по каталогу выбирают марку насоса.

Мощность на привод насоса

$$N = \frac{QP \cdot 10^6}{102 \eta_H \eta_\Delta g}, \quad (1.19)$$

где η_H - КПД насоса; $\eta_\Delta = 0,90 \dots 0,92$ – КПД электродвигателя.

Насос во избежание появления кавитации лучше устанавливать как можно ниже по отношению к уровню воды в заборном колодце. Если высота насоса уровнем воды более 3 м, необходимо производить дополнительный расчет на возможность кавитации.

1.9. Особенности расчета струйно-щеточных и щеточных установок

На автотранспортных предприятиях, имеющих смешанный подвижной состав, мойку автомобилей целесообразно производить на одной моечной установке, которая сочетала бы струйную мойку грузовых автомобилей и щеточную - автофургонов и автобусов. В этом случае расчет установки сводится к независимым расчетам двух моечных агрегатов - струйного и щеточного.

Имеются конструкции моечных установок, в которых боковые поверхности автомобилей очищаются щетками, а мойка сверху и снизу осуществляется струями.

При расчете таких установок следует учитывать фактические площади поверхностей, обмываемых струями и очищаемые щетками.

Расчет щеточных установок включает в себя расчет гидрантов рамок предварительного смачивания, ополаскивания и рамок подачи жидкости к щеткам, а также привода щеток.

Так как в щеточных установках основное удаление загрязнений производится с помощью щеток, при расчете гидрантов рамок нет необходимости в проверке условия удаления загрязнений струями воды. Давление воды перед насадками рамок составляет 0,25...0,50 МПа, а количество насадок и расход моеющей жидкости рассчитываются по формулам (1,6; 1.11-1.13).

Цилиндрические ротационные щетки приводятся во вращение от индивидуальных электродвигателей через редуктор, клиноременные или цепные передачи. Для мойки боковых сторон применяют две или четыре вертикальные щетки. При обмывании верха кузова используют одну, реже две горизонтальные щетки.

Диаметр щетки в рабочем состоянии 1,0—1,5 м, а частота вращения 150...200 об/мин. Высота щеток берется на 100...150 мм меньше высоты автомобиля. Нити щетки при ее вращении занимают веерообразное положение (рис.1.10,а) за счет действия центробежных сил.

При работе установки ротационные щетки прижимаются к очищаемой поверхности с помощью пружин, пневматических или гидравлических цилиндров, а также посредством противовесов.

Мощность на привод одной щетки

$$W = K_3 P_u V_n f, \text{ Вт} \quad (1.20)$$

где $K_3 = 1,8...2,2$ — коэффициент запаса по мощности, учитывающий потери на деформацию нитей, разбрызгивание капель воды, перемешивание воздуха, потеря в подшипниках и механизмах привода; P_u - центробежная сила, действующая на нити, Н; V_n - линейная скорость нитей, м/с; $f = 0,1$ - коэффициент трения скольжения нитей по поверхности кузова ($f = 0,1$).

Линейная скорость

$$V_n = \frac{2\pi r n}{60}, \text{ м/с} \quad (1.21)$$

где r - радиус щетки, м; n – частота вращения щетки, об/мин.

Центробежная сила

$$P_u = \frac{mV_n^2}{\kappa}, \text{ Н} \quad (1.21)$$

где m - масса нитей, кг.

На кузов действует масса нитей, подверженных деформации, т.е. находящаяся в зоне сегмента

:

$$m = S_c h p_{uc} K_H, \text{ кг}, \quad (1.23)$$

где h - высота щетки, м; $p_{uc} = 1200 \text{ кг/м}^3$; K_H - коэффициент наполнения щетки в зоне деформации.

Для капрона $p_{uc} = 1200 \text{ кг/м}^3$; $K_H = 0,018...0,020$.

Площадь сегмента

$$S_c = \frac{\pi r^2 \alpha}{360} - \frac{r^2 \sin \alpha}{2}, \text{ м}^2 \quad (1.24)$$

где α - центральный угол работающего сектора щетки, град.

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

Определив мощность на привод одной щетки, находят общую мощность электродвигателей.

$$W_{\Sigma} = W n_{щ}, \quad (1.25)$$

где $n_{щ}$ - число щеток.

Скорость конвейера щеточной установки

$$V_a = \frac{2\pi r n}{i}, \text{ м/мин}, \quad (1.26)$$

где $i = 110 \dots 130$ - наиболее эффективное соотношение между скоростью вращения щеток и скоростью передвижения автомобиля.

При струйной мойке $V_a = 6 \dots 9$ м/мин.

Время мойки одного автомобиля

$$T = \frac{L_a}{V_a}, \text{ мин} \quad (1.27)$$

где L_a - длина автомобиля, м.

1.10. Очистные сооружения моечных установок

Сточные воды после мойки грузовых автомобилей содержат взвешенных веществ до 3000 мг/л, после мойки автобусов - 1600 и легковых автомобилей - 700 мг/л. Содержание нефтепродуктов составляет соответственно 900, 850 и 75 мг/л. В соответствии с требованиями санитарных норм такую воду в канализацию сливать нельзя. Очистка использованной воды происходит в очистных сооружениях.

В грязеотстойник-песколовку загрязненная вода поступает из зоны мойки автомобилей. В песколовке имеется контейнер для сбора и удаления осадка. Взвешенные твердые частицы теряют скорость и осаждаются на дно контейнера. Очищенная вода через водослив стекает в бензомаслоуловитель. Труба предназначена для вентиляции. В бензомаслоуловителе вода поступает под колпак и заполняет колодец до уровня, определенного кромкой водослива. Масло и бензин вслед-

ствие меньшей плотности скапливаются в верхней части колпака и далее стекают в емкость, которую периодически опорожняют.

Экономически и экологически целесообразно производить углубленную очистку воды с целью ее повторного использования в моечных установках.

Сточные воды от установки для мойки автомобилей поступают самотеком в песколовку, где происходит осаждение наиболее крупных взвешенных веществ. Далее воды поступают в приемный резервуар, откуда забираются насосом и подаются в многоярусный тонкослойный отстойник или гидроциклон. Хотя тонкослойные отстойники компактны и в последнее время применяются все чаще, гидроциклоны обеспечивают более эффективную очистку жидкости. Причем чем меньше диаметр гидроциклона, тем более мелкие взвеси могут быть им выделены. Поэтому в перспективных системах водоочистки применяют батареи мелких гидроциклонов диаметром около 0,25 м.

Гидроциклон представляет собой цилиндрический резервуар с конусным днищем. За счет центробежных сил, возникающих при закручивании жидкости, подаваемой по касательной, он обеспечивает разделение фракций: песок полностью $\gamma = 3500 \text{ кг/м}^3$ отбрасывается к периферии и оседает затем в конусной части, вода ($\gamma = 1000 \text{ кг/м}^3$) остается в средней части, а нефтепродукты ($\gamma = 851 \text{ кг/м}^3$) концентрируются в центре циклона, в его верхней части. Вода и нефтепродукты отводятся по соответствующим трубопроводам в промежуточный резервуар и резервуар для сбора нефтепродуктов. Шлам после открывания задвижки сбрасывается в шламоуловитель. Далее вода подается для доочистки в напорный песчаный фильтр и затем в резервуар чистой воды. Отсюда вода подается к моечной установке. Следует иметь в виду, что автобусы и легковые автомобили после обмыва оборотной водой должны домываться водой из водопроводной сети. Кроме того, мокрые автомобили и влажный осадок уносят до 10% воды, теряемой безвозвратно. Пополнение бака производится также из сети водоснабжения через трубу.

1.11. Расчет очистных сооружений

Расчет песколовки с контейнерами для сбора осадка предусматривает скорость протекания сточных вод $V_n = 0,15$ м/с.

Площадь сечения потока

$$F = \frac{Q}{V_n}, \text{ м}^2 \quad (1.28)$$

Ширина песколовки (В) принимается равной 1 м. При этом длина ее

$$L = K \frac{H_p V_n}{U_0}, \text{ м} \quad (1.29)$$

где $K = 13$ - коэффициент запаса по длине; $H_p = F/B$ - расчетная глубина проточного слоя песколовки, м; U_0 - гидравлическая крупность взвешенных частиц, которая характеризует их размер, форму, плотность и от которых зависит скорость оседания. Для песка $U_0 = 18-10^\circ$ м/с.

Общая глубина песколовки

$$H_{об} = H_n + H_p + H_0 \text{ м}, \quad (1.30)$$

где H_n - глубина от пола до уровня воды в песколовке, м. Она зависит от удаленности песколовки от моечной канавы и отметки лотка подводящего трубопровода:

$$H_n = H_k + 0,03l, \text{ м} \quad (1.31)$$

Здесь H_k - глубина канавы, м; l - расстояние от начала стока до стенки песколовки, м; $H_0 = 1,0-1,5$ м - глубина осадочной части песколовки.

В зоне осадочной части устанавливаются контейнеры для осадка с таким расчетом, чтобы над верхней кромкой контейнера был слой воды не менее H_p .

Объем приемного резервуара рассчитывается исходя из 15-минутного пребывания в нем сточных вод

$$V_{np} = 15 \cdot 60 \cdot Q = 900Q, \text{ м}^3 \quad (1.32)$$

Форма резервуара выбирается произвольно.

Насосная станция первого подъема укомплектовывается насосами, производительность которых определяется притоком сточных вод Q . Гидроциклоны рассчитываются по гидравлической нагрузке, которая в расчетах рассмотренной конструкции гидроциклонов принимается постоянной $M_{гц} = 1,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ с})$.

Площадь водного зеркала гидроциклона

$$F_г = \frac{Q}{M_{гц}} = \frac{Q}{1,9 \cdot 10^{-3}}, \text{ м}^2 \quad (1.33)$$

Обычно диаметр гидроциклона принимают не более $D = 2.0 \text{ м}$. Тогда фактическая площадь зеркала воды 1 гидроциклона

$$F_{г\text{ ср}} = \frac{\pi D^2}{4}, \text{ м}^2 \quad (1.34)$$

Количество гидроциклонов

$$N_г = (F_г / F_{г\text{ ср}}) + 1, \quad (1.35)$$

где 1 – резервный гидроциклон.

Если количество $N_г$, отличается от целого числа более чем 20%, следует изменить диаметр гидроциклона и расчет повторить.

Насосная станция второго подъема должна укомплектовываться насосами такой же производительности, что и насосы первого подъема. Напор должен определяться с учетом потерь в фильтрах, которые ориентировочно составляют 0,1 МПа. Фильтры применяются типовые, например Бийского котельного завода. Средняя скорость фильтрования $V_{ф} = 10 \text{ м/ч}$.

Требуемая площадь фильтров

$$F_{cp} = 3600 \cdot Q / V_{cp}, \quad (1.35)$$

Объем резервуара очищенной воды определяется исходя из расчета обеспечения 30-минутного запаса воды для мойки автомобилей.

Бак для сбора нефтепродуктов выбирается таким, чтобы его наполнение продолжалось не менее суток.

Объем камеры бензомаслоуловителя принимается равным 1/3...1/5 объема песколовки.

Контейнеры для осадка выполняют из металла. Они должны иметь ушки или крючки для захвата грузоподъемным устройством, а также задвижки в днище для сброса осадка. Объем контейнера должен быть таким, чтобы его содержимое можно было транспортировать в кузове автомобиля класса ЗИЛ или ГАЗ. Допускается одновременная установка в песколовке или шламоуловителе нескольких контейнеров.

Иногда песколовку изготавливают из монолитного бетона с днищем в виде перевернутой пирамиды. В песколовку такой конструкции контейнер не устанавливают, а осадок удаляют с помощью насосов-смесителей, инжекторных насосов или грейферных механизмов. Грейферная очистка имеет определенные преимущества перед очисткой с помощью насосов. Грейфер может захватывать слежавшийся шлам, а также попавшие в песколовку обтирочные концы, тряпки, кусковую грязь и др. В устройствах с насосами эти предметы приводят к засорению трубопроводов, что срывает работу по удалению осадка.

1.12. Последовательность расчета 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 рамки.

5. Выбрать гидравлическую схему установки и рассчитать потери насоса.

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.

2. КОНВЕЙЕРЫ

2.1. Назначение и общее устройство конвейеров

Конвейеры на автомобильном транспорте используются, преимущественно для перемещения автомобилей на поточных линиях ТО. Перемещение автомобилей может осуществляться, кроме того, собственным ходом или перекачиванием. Однако перемещение собственным ходом имеет ряд недостатков. Ввиду частых пусков двигателя происходит загрязнение воздуха производственных помещений отработавшими газами. Возникает необходимость в специальных рабочих для перегона автомобилей с поста на пост. Увеличивается время на перемещение автомобилей, так как часть времени затрачивается на пуск двигателей.

Второй способ – перекачивание – осуществляется вручную, силами ремонтных рабочих. Этот способ применим для перемещения легковых автомобилей. При этом необходимо отрывать рабочих от их основной работы. Иногда для уменьшения усилия перекачивания используют тележки на рельсовом ходу, устанавливаемые под оси автомобиля. Но в этом случае возникает проблема возврата тележек в начало линии. Поэтому данный способ не нашел широкого применения и не перспективен.

Наиболее совершенный и распространенный способ – перемещения автомобилей с помощью конвейеров. Конвейеры по конструкции подразделяются на тянущие или толкающие (цепные или тросовые), транспортирующие (несущие) цепные и транспортирующие (несущие) пластинчатые.

По принципу работы конвейеры могут быть непрерывного или периодического действия. В первом случае все автомобили на линии перемещаются непрерывно со скоростью 0,5 ... 1,1 м/мин. Одновременно с автомобилями перемещаются на своих участках и рабочие. Во втором случае все автомобили перемещаются со скоростью 7 ... 25 м/мин на величину, равную шагу поста (расстояние между осями постов), а затем останавливаются на время, равное такту линии. По истечении указанного времени происходит последующее перемещение и т.д. На АТП конвейеры непрерывного действия не нашли широкого распространения применяются, преимущественно, в механи-

зированных моечных установках. Более распространены конвейеры периодического действия.

Тянущие конвейеры имеют бесконечные цепь или трос, расположенные вдоль поточной линии обслуживания снизу или сверху (под автомобилем или автомобилем). В начале поточной линии автомобиль присоединяется к цепи или тросу буксирным захватом за передний буксирный крюк и перемещается, перекатываясь на своих колесах. В конце линии обслуживания захват автоматически цепляется от автомобиля. Также конвейеры просты, надежны в работе и приводятся в движение двигателями небольшой мощности.

Вместе с тем, тянущие конвейеры имеют ограниченное применение из-за дополнительных затрат ручного труда на прицепку и перенос освободившихся

захватов на начало линии. При верхнем расположении тягового органа конвейера перенос захватов не требуется. Конвейеры с верхним расположением тягового органа более удобны при обслуживании автомобилей снизу, так как при нижнем расположении цепь или трос занимают часть канавы.

Тянущие конвейеры рационально использовать на линиях ЕО и ТО-1, где не требуется снятие колес.

Для свободного доступа к деталям, расположенным сбоку автомобиля, перемещение автомобилей целесообразно производить на полурамах высотой 250...300 мм, установленных вдоль осмотровых канав.

Удобными в эксплуатации являются толкающие конвейеры. Они состоят из приводной и натяжной станций, тяговых органов (цепи, тросы) и направляющих путей. Толкающие конвейеры перемещают автомобили с помощью толкающего рычага (толкателя) или несущей тележки. Толкатели могут передавать усилие автомобилям, упираясь в передний, задний мост или колесо. В качестве тягового органа в толкающих конвейерах используются втулочно-роликовая цепь, трос или жесткая штанга с гибкими элементами на концах. Трос и штанга используются в конвейерах периодического действия с возвратно-поступательным движением толкателей. Цепи применяются в конвейерах периодического или непрерывного действия.

Приводная станция служит для приведения в движение тягового органа и состоит из редуктора, электродвигателя, клиноременной пе-

редачи и ведущей звездочки. Скорость движения конвейера может изменяться при помощи двухступенчатого шкива. Конвейеры могут быть с правым и левым расположением приводной станции относительно оси конвейера.

Натяжная станция служит для регулировки натяжения цепи, осуществляемой с помощью винтового механизма.

Тяговый орган состоит из одной ветви пластинчато-втулочной цепи, в которую вмонтированы толкающие тележки с шагом толкателей, выбираемых в зависимости от длины автомобиля.

Каждая тележка опирается на четыре катка, перекатывающихся по направляющим путям. Количество тележек соответствует числу постов на линии. Тележки с помощью приводной станции и конечных переключателей совершают возвратно-поступательное движение на величину, равную шагу постов.

Толкатели, упирающиеся в балку заднего моста, установлены на цепи шарнирно и могут наклоняться в сторону движения конвейера при прохождении над ними низкорасположенных частей автомобиля. В исходное положение толкатели возвращаются с помощью пружин. Это предохраняет их от поломки при движении автомобиля через линию самоходом. Для сохранения прямолинейного движения передние колеса помещаются в специальные бетонные или металлические желоба. Если внутренняя колея передних и задних колес одинакова, желоба не делают и ограничиваются колесоотбойниками.

Транспортирующие (несущие) конвейеры представляет транспортирующую бесконечную цепную ленту, движущуюся по направляющим путям с помощью приводной станции.

Холостые ветви цепей движутся в закрытых желобах, расположенных заподлицо с полом канавы. Пальцы звеньев транспортирующей цепи с роликами смещены вниз по отношению к оси симметрии звена. Поэтому в нижней части цепи ролики выступают, являясь опорами качения грузовой ветви по направляющим желобам.

Несущие конвейеры могут иметь одну или две цепные ленты. В процессе заезда на конвейер автомобиль садится на цепь сначала передней балкой, а потом и рукавами полуосей заднего моста.

Существуют транспортирующие пластинчатые конвейеры, где автомобиль устанавливается на несущие ветви колесами. Особенностью их конструкции являются пластины, прикрепленные к тяговой

цепи и создающие сплошной настил. Такие конвейеры могут иметь одну или две несущие ветви. Несмотря на положительные качества - надежность в работе, незагроможденность осмотровой канавы, простота постановки автомобиля на конвейер, возможность обслуживания автомобилей с тормозными энергоаккумуляторами, они металло- и энергоемки. Это является главным недостатком, ограничивающим их широкое распространение.

В последнее время применяют транспортирующие пластинчатые конвейеры с одной несущей ветвью, на которой расположены тележки, толкающие автомобиль под колесо. Таким образом, одна из сторон автомобиля транспортируется конвейером, а вторая катится по направляющим.

Пластинчатые транспортирующие конвейеры с двумя ветвями применяются и в линиях ТО-2 с поперечным расположением автомобилей. На таких конвейерах могут обслуживаться только автомобили, имеющие одинаковую базу. Но при этом линия получается компактная и позволяет уводить автомобиль с любого поста.

На линиях ЕО и ТО-1 могут использоваться конвейеры с одной или двумя ветвями с продольным расположением автомобилей.

Современные гаражные конвейеры обычно имеют автоматическое управление. Пуском и движением конвейера управляет оператор с помощью специального пульта. Остановка конвейера производится автоматически без участия оператора, когда автомобиль, перемещенный на последний пост, своими колесами нажмет на концевые выключатели. Возможна аварийная остановка как с основного пульта, так и с пультов постов.

Оператор включает пуск конвейера после того, как получит на своем пульте сигналы об окончании работ на всех постах. Дополнительно оператор связан с постами с помощью громкоговорящей связи, через которую он сообщает о предстоящем пуске конвейера. Вместе с этим, непосредственно перед пуском подается звуковой или световой сигнал.

Осмотровые канавы, оборудованные конвейерами, должны иметь боковые траншейные выходы и не должны иметь лестниц с торцов.

Персонал, работающий на конвейере, должен быть обучен и проинструктирован.

Практика показывает, что конвейеры используются, преимущественно, для линий ЕО и ТО-1. Для ТО-2 конвейеры используются редко, главным образом, для унифицированных линий (ТО-1 и ТО-2 в разные смены). Это связано с тем, что при ТО-2 выполняется сопутствующий ремонт, трудоемкость которого непредсказуема. Следовательно, возникают проблемы с обеспечением ритмичной работы линии.

Эффективность использования конвейеров при ЕО существенно зависит от наличия или отсутствия на линии постов с работой вручную (уборка, обтирка, дозаправка, контрольные операции). В первом случае для обеспечения полного и качественного выполнения ручных работ приходится снижать скорость конвейера и производительность механизированной моечной установки недоиспользуется. Во втором случае возникают сложности с организацией уборочных, дозаправочных и контрольных работ, вынесенных за пределы конвейера. Однако при всех обстоятельствах технологический процесс ТО с применением конвейеров более эффективен, так как повышаются производительность труда и ритмичность работ.

2.2. Расчет простейшего тянущего тросового конвейера

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

$$F_m = N_n G_a \varphi, \text{ Н} \quad (2.1)$$

где N_n - число постов на линии; G_a - сила веса автомобиля, Н; φ - 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

$$F_0 > \frac{F_m}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right), \text{ Н} \quad (2.2)$$

где α - 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

$$F = \left(\frac{F_0}{2} + F_m \right) k_3, \text{ Н} \quad (2.3)$$

где $k_3 = 2 \dots 5$ - коэффициент, учитывающий запас прочности троса.

Определившись с усилием на тросе по ГОСТ 3067-74 выбирают диаметр троса d_m .

Диаметр барабанов $d_6 = 20 \dots 30 d_m$.

Исходя из назначения конвейера и периодичности действия (непрерывной 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

$$n = \frac{V_n}{\pi d_6}, \text{ об/мин} \quad (2.4)$$

где V_n - скорость конвейера, м/мин.

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

$$i = n_{ог} / n. \quad (2.5)$$

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

Мощность электродвигателя

$$N = \frac{(F_m + F_n)V_n k}{60 \cdot 1000 \eta_p}, \text{ кВт} \quad (2.6)$$

где F_n - потеря тягового усилия на барабанах; $k = 1,5$ - коэффициент запаса по мощности, η_p - КПД редуктора.

Потери тягового усилия

$$F_n = F'(1 - \eta), \quad (2.7)$$

где η - 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 η_p колеблется в широких пределах, делают проверку. Если $k > \eta_p / \eta_k$, то расчет оставляют. В противном случае в формулу определения мощности подставляют значение η_k и расчет повторяют. Здесь η_k - КПД редуктора по каталогу, а η_p - предварительно выбранный 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

$$i = n_{\text{дв}} / n_1. \quad (2.8)$$

2.3. Расчет цепных конвейеров

В цепных конвейерах тяговое усилие передается зацеплением от ведущей звездочки, т.е. осуществляется жесткая кинематическая связь привода и тягового органа.

К достоинствам их относят надежность передачи тягового усилия, малое первоначальное натяжение. Недостатки - большая собственная масса цепей и износ шарниров цепи. Для обеспечения спокойного набегания цепи на звездочку используют натяжное устройство, обычно винтового типа.

Группу конвейеров, у которых цепь является только тяговым органом, называют цепными тянущими.

Если автомобиль располагается непосредственно на цепях или специальных траверсах, закрепленных на цепях, конвейеры называются цепными, транспортирующими. Конвейеры, у которых на цепь крепят несущее устройство, например пластины, образующие настил, называют пластинчатыми.

В качестве тягового органа служат цепи круглозвеньевые и пластинчатые втулочно-роликовые (ГОСТ 588-81), а также тяговые разборные (ГОСТ 589-85).

Круглозвенные сварные цепи приводятся в движение от зубчатых блоков или звездочек и реже - от гладких барабанов (фрикционный привод). Сварные цепи рассчитываются на растяжение. Они обычно изготавливаются из стали СТЗ с пределом прочности $[\sigma_p] \leq 350 - 400 \cdot 10^{-6} \text{ Н/м}^2 (\text{Па})$.

Уравнение прочности

$$\sigma_p = \frac{4F_m k_\varepsilon}{2\pi d^2} = \frac{0,64F_m k_\varepsilon}{d^2} \leq [\sigma_p]$$

Отсюда

$$d \geq 0,8 \sqrt{\frac{F_m k_\varepsilon}{[\sigma_p]}}, \quad (2.9)$$

где d - диаметр проволоки, из которой изготавливают звенья цепи; F_m - статическое тяговое усилие (определяется по формуле (2.1), Н; $k_3 = 2 \dots 5$ - коэффициент запаса прочности.

Звездочки для сварных цепей изготавливают сварными или литыми из чугуна или стали. Диаметр начальной окружности тяговой звездочки $D \geq 30d$. Для направляющих звездочек ориентировочно $D = (20 \dots 25)d$.

Число гнезд для звеньев цепи $Z \geq \frac{\pi D}{t}$, где $t = (4 \dots 5)d$ - шаг цепи. Если Z получается дробным, его округляют до целого числа в большую сторону и уточняют D .

Уточненный диаметр начальной окружности при $Z > 9$ и $d < 16 \cdot 10^{-3}$ м:

$$D = \frac{t}{2 \sin(90^\circ / Z)}, \text{ м} \quad (2.10)$$

Выбор пластинчатой втулочно-роликовой цепи тянущего (толкающего) конвейера ведут по разрывному усилию, исходя из запаса прочности $k_3 - 2 \dots 5$.

Первоначально размер цепи выбирают конструктивно. Цепь движется направляющих, выполненных из швеллера № 12...14. Для свободного перемещения цепи, ее ширина принимается меньше ширины направляющих на 5...10 мм. Параметры цепи выбирают по ГОСТ 588-81 или 588-74.

Статическая тяговая нагрузка на цепь

$$P_{cm} = \varphi_n (F_m + F_u), \text{ Н} \quad (2.11)$$

где F_u - тяговое усилие на перемещение цепи, Н; φ_n - коэффициент одновременной передачи тягового усилия. Для одноцепного транспортера $\varphi_n = 1$, для цепного $\varphi_n = 0,75$.

Для определения F_u рассчитывается длина линии обслуживания:

$$L_a = N_n L_a + a(N_n - 1), \text{ м} \quad (2.12)$$

где L_a - длина автомобиля, м; $a = 1,5$ – расстояние между автомобилями на линии, м.

Длина одной цепи, движущейся по направляющим

$$L_u = 2L_a, \text{ м} \quad (2.13)$$

Сила веса цепи

$$G_u = L_u q g, \text{ Н} \quad (2.14)$$

где q — масса погонного метра цепи, кг; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ - ускорение силы тяжести.

Тяговое усилие, приходящееся на одну цепь

$$F_u = G_u \phi', \text{ Н} \quad (2.15)$$

где $\phi' = 0,01$ – трение качения роликов цепи по направляющей.

Диаметр начальной окружности звездочки для пластинчатой цепи определяют по формуле

$$D_0 = \frac{t}{\sin(180^\circ / Z)}, \text{ м} \quad (2.16)$$

где t — шаг цепи; Z - число зубьев звездочки.

При большом шаге цепей, когда D_0 получается слишком большим, применяют многогранные блоки с четырьмя-шестью гранями. Звенья цепи ложатся на грани и удерживаются на них силой трения. Чтобы цепь не соскальзывала с граненого блока, на обode делают наружные ограждающие борта или кулаки, входящие между пластинами. При использовании таких блоков цепь имеет значительную неравномерность хода. Поэтому скорость конвейера принимают не более 12 м/мин. Но даже при использовании цепей с достаточно малым шагом скорость их движения не остается постоянной в процессе вращения звездочки, представляющей собой правильный многогранник. Линейная скорость цепи изменяется по закону

$$V_x = V_0 \cos \psi = \omega R \cos \psi, \quad (2.17)$$

где V_0 — окружная скорость звездочки, м/с.

Ускорение цепи

$$a = \frac{dV_x}{dt} = \frac{d(\omega R \cos \psi)}{dt} = -\omega R \sin \psi \frac{d\psi}{dt} \quad (2.18)$$

Так как $\frac{d\psi}{dt} = \omega$, то $a = -\omega^2 R \sin \psi$. Наибольшее ускорение будет при $\psi = \pm \frac{\pi}{2}$. Таким образом, $a_{\max} = \pm \omega^2 R$.

Есть выразить a через шаг цепи, ω — через частоту вращения n и применить второй закон Ньютона, по которому $F = -ma$, получим величину динамической нагрузки на цепь

$$P_{\text{дин}} = \frac{mn^2 t}{60} = \frac{mV_0^2 60}{Z^2 t}, \text{ Н} \quad (2.19)$$

где m — приведенная масса цепи, кг.

Динамические нагрузки действуют и на сваренную цепь:

$$P_{\text{дин}}' = 6m \left(\frac{nV_0}{Z} \right)^2 \left(\frac{t}{4l^2} \right), \quad (2.20)$$

где $l = t - d$.

Однако из-за сравнительно большой величины Z и малого шага цепи t $P_{\text{дин}}'$ значительно меньше $P_{\text{см}}$, поэтому при расчете сварных тяговых цепей динамическими нагрузками можно пренебречь.

Полная нагрузка на цепь

$$S_p = P_{\text{см}} + P_{\text{дин}}, \text{ Н} \quad (2.21)$$

Приведенная масса рассчитывается по формуле

$$m = q_1 + cqL, \text{ кг} \quad (2.22)$$

где q_1 - масса автомобилей, приходящаяся на одну цепь конвейера, кг; q - масса погонного метра цепи, кг/м; L - общая длина цепи, используемой в одной ветви конвейера, м; c - коэффициент приведения, зависящий от длины линии обслуживания L_n .

При $L_n < 25$ м $c = 2$; при L_n от 25 до 60 м $c = 1,5$; при $L_n > 60$ м $c = 1$.

Мощность привода цепных конвейеров определяют для установившегося движения и периода пуска.

В период установившегося движения расчетное усилие, действующее на цепь:

$$P_y = S_p + W_{зв}, \text{ Н}$$

где $W_{зв}$ - сопротивление тягового органа при огибании звездочек и вследствие трения в подшипниках вала звездочки. Приблизительно $W_{зв} = S_p (1 - \eta)$, где $\eta = 0,96 \dots 0,98$.

В период пуска

$$P_{пуск} = S_p + W_{зв} + P_{ин} = P_y + P_{ин}, \quad (2.23)$$

$$P_{ин} = m \frac{dV_0}{dt} \approx m \frac{V_0}{t}, \quad (2.24)$$

где t - время разгона, за которое будет достигнута скорость V_a , Для практических расчетов $t = 0,5 \dots 1,0$ с.

Разрывное усилие цепи P_p определенное по справочнику, должно быть больше усилия $P_{пуск}$. С учетом запаса прочности

$$P_p \geq k_3 P_{пуск}, \quad (2.25)$$

где $k_3 = 2 \dots 5$ - коэффициент запаса прочности.

Мощность в период установившегося движения

$$N_y = \frac{NP_y V_0}{1000 \eta_m}, \text{ кВт} \quad (2.26)$$

В период пуска

$$N_{\text{пуск}} = \frac{NP_{\text{пуск}}V_0}{1000\eta_m}, \text{ кВт},$$

где N - число параллельных ветвей в конвейере; η_m - механический КПД всех звеньев механизма от вала приводной звездочки до вала двигателя.

Для асинхронных двигателей должно соблюдаться условие

$$\frac{N_{\text{пуск}}}{N_q} < 1,5, \quad (2.27)$$

в противном случае следует использовать электродвигатели с улучшенными пусковыми характеристиками, например, крановые. В расчетах не учитывается усилие натяжения цепи, т.к. для конвейеров, где цепи движутся по направляющим, сила натяжения цепи составляет не более 1% от S_p . Остальные расчеты выполняются так же, как и при расчете тросового конвейера.

Транспортирующий цепной конвейер рассчитывается аналогично тянущему. Однако, так как сила веса автомобиля приходится на цепи при расчете статической тяговой нагрузки на цепь, в формуле (2.11) $F_m = 0$, а в формуле (2.14)

$$G_u = \left(\frac{N_n + G_a}{N} + L_u q \right) g, \text{ Н}$$

Если рассчитывается пластинчатый конвейер, в последней формуле, а также при расчете приведенной массы цепи (2.22) необходимо учитывать массу несущих пластин настила

2.4. Последовательность расчета 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 (2.27). Подобрать электродвигатель. Для тросового конвейера, ввиду упругости тягового звена, такая проверка не производится.

3. ГАЙКОВЕРТЫ

3.1. Назначение и устройство гайковертов

Для выполнения крепежных работ с большими усилиями затяжки применяют электромеханические и пневматические гайковерты. Особенно большие моменты требуются при затяжке гаек крепления дисков колес и стремянок рессор.

Гайковерты делают ручными или передвижными (на тележках, перекатываемых по полу или передвигаемых по направляющим в осмотровых канавах).

Для гаек колес автомобилей используют электромеханические реверсивные инерционно-ударные гайковерты, например, мод. И-318 или И-330.

Он смонтирован на трехколесной тележке со стойкой, по которой перемещается в вертикальном направлении каретка с плитой. На плите закреплены электродвигатель, приводимый им во вращение через клиноременную передачу маховик, а также электромагнит для включения в работу ударного механизма. При введении подвижной полумуфты, перемещаемой по шлицам вала, в зацепление с полумуфтой крутящий момент от маховика ударным импульсом передается на вал и торцевой ключ. Одновременно с включением электромагнита электродвигатель отключается. Величина крутящего момента на валу зависит от выбега маховика. Чем меньше выбег, тем больше момент. Поэтому наибольший момент достигается на последнем этапе заворачивания гайки или в начальной стадии ее отворачивания, т.е. когда он и требуется. Применение инерционно-ударного механизма позволяет достигать больших моментов (до $1,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$) при сравнительно малой мощности двигателя, простой и легкой трансмиссии. Недостатком таких гайковертов является повышенная шумность при работе и сложность регулирования момента затяжки. Кроме того, вследствие амортизирующего действия трансмиссии гайковерта, момент не может быть увеличен беспредельно и в ряде случаев он оказывается недостаточным.

Для повышения крутящего момента и уменьшения шума применяют электромеханические гайковерты непосредственного действия с приводом вала ключа через редуктор с большим передаточным

числом. Для предохранения вала от поломки служит кулачковая предохранительная муфта. С помощью гайки можно регулировать величину момента на валу.

К числу таких гайковертов относятся электромеханические передвижные гайковерты для гаек стремянок рессор грузовых автомобилей мод. И-319 и И-322, обеспечивающие регулируемый момент затяжки от 150 до 700 $H \cdot м$.

Пневматические гайковерты, преимущественно ручные, хорошо зарекомендовали себя в серийном производстве автомобилей для выполнения однотипных операций, а в процессе ТО и ТР практически не применяются.

3.2 Расчет инерционно-ударного гайковерта

Расчет начинают с определения момента, необходимого для заворачивания гайки заданного размера:

$$T_z = T_m + T_p, H \cdot м, \quad (3.1)$$

где T_m - момент сил трения на опорном торце гайки, $H \cdot м$; T_p - момент сил в резьбе, $H \cdot м$;

$$T_m = FfD_{cp}/2 \quad (3.2)$$

$$D_{cp} = (D_1 + d_{омс})/2 \quad (3.3)$$

Здесь F - осевая сила, Н; f - коэффициент трения на торце гайки. При сухом трении сталь по стали $f = 0,15$.

Момент сил в резьбе

$$T_p = 0,5F d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi), H \cdot м \quad (3.4)$$

где $\psi = \operatorname{arctg}(p/\pi d_2)$ - угол подъема резьбы, град; $d_2 = d - 0,54p$ - средний диаметр резьбы, d — наружный диаметр резьбы; p — шаг резьбы;

$\varphi = \arctg f_{np}$ - 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

$$T_3 = 0,5F d_2 [(D_{cp}/d_2)f + \operatorname{tg}(\psi - \varphi)], H \cdot m \quad (3.5)$$

Момент при отворачивании гайки будет несколько меньше:

$$T_0 = 0,5F d_2 [(D_{cp}/d_2)f + \operatorname{tg}(\psi + \varphi)], H \cdot m$$

поэтому в расчетах используют формулу (3.5).

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

$$F \leq [\tau] \pi d_1 H K K_m, \quad (3.6)$$

где $[\tau] = 0,6 [\sigma_m]$ - допускаемые касательные напряжения среза, $\text{H}/\text{м}^2$; $H = 0,8 d_1$ - высота гайки, м; $d_1 = d - 1,08 p$ - диаметр впадин резьбы винта, м; $K = 0,87$ - коэффициент полноты треугольной резьбы; $K_m = 0,6$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по виткам резьбы. Для большинства сталей $[\sigma_m] = (250-400) \cdot 10^{-6} \text{H}/\text{м}^2$.

Следующим этапом является расчет диаметра вала ключа.

В общем случае, с учетом коэффициента запаса

$$T_3 = 0,8 [\tau_0] W_0, \quad (3.7)$$

где W_0 - момент сопротивления вала; $[\tau_0] = 50 \cdot 10^{-6} \text{H}/\text{м}^2$ - допускаемые касательные напряжения; $W_0 = 0,2 d_6^3$. Из (3.7)

$$d_6 = \sqrt[3]{T_3 / (0,16 [\tau_0])}, \text{ м.}$$

Следующий шаг - расчет кулачковой сцепной полумуфты. Полностью расчет муфты приводится в специальной литературе. В на-

шем случае можно воспользоваться рекомендациями по выбору основных размеров муфты в зависимости от диаметра вала:

$$d_{\text{вн}} = d_{\text{в}} + 10 \text{ мм},$$

$$D_{\text{н}} = 2d_{\text{в}}.$$

Высота зубьев муфты h и их ширина a выбираются из табл. 3.1.
Таблица 3.1

Размеры зубьев муфты

$d_{\text{вн}}$, мм	h , мм	a , град.
20...28	4	45
32...45	6	36
50...60	8	30
70...80	10	30
90...100	12	30

Частота вращения маховика определяется наибольшей частотой вращения, при которой допускается включение муфты на ходу:

$$n_0 = \frac{1000 \cdot 60V}{\pi D}, \text{ об/мин}, \quad (3.8)$$

где $V = 0,8 \text{ м/с}$ - допускаемая окружная скорость; $D = (D_{\text{н}} + d_{\text{вн}}) / 2$ – средний диаметр кулачков.

Угловая скорость вращения маховика

$$\omega = \frac{\pi n_0}{30}, \text{ 1/с}. \quad (3.9)$$

Момент инерции маховика

$$J = T_3 / \varepsilon, \text{ кгм}^2 \quad (3.10)$$

где ε - угловое ускорение (замедление) маховика.

Угловое ускорение

$$\varepsilon = \omega^2 / 2 \varphi, 1/c^2 \quad (3.11)$$

где φ - угол поворота маховика в процессе передачи момента на ключ гайковерта. Приблизительно φ можно определить из угла закручивания вала ключа:

$$\varphi = \varphi_s K, \text{рад, где } K = 10..15. \quad (3.12)$$

Угол закручивания вала ключа

$$\varphi_s = T_2 l / G J_p, \text{рад} \quad (3.13)$$

где $l \approx 20d$ —длина вала ключа; $D = 8 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$ — модуль сдвига стали; $J_p = \pi d^4 / 32$ —полярный момент инерции сечения вала.

Определив ε и J , задаются конфигурацией маховика (рис. 3), его размерами и исходя из этого находят его массу. Для сплошного маховика в виде диска

$$m = 2J/r^2, \text{ кг.} \quad (3.14)$$

Для маховика в виде кольца

$$m = 2J/(r_2^2 - r_1^2), \text{ кг.} \quad (3.15)$$

Зная массу маховика и его радиус, можно найти толщину маховика h .

Для сплошного маховика

$$h = m/\pi r^2 \gamma, \text{ м.} \quad (3.16)$$

Для маховика в виде кольца

$$h = m/\pi (r_2^2 - r_1^2) \gamma, \text{ м.} \quad (3.17)$$

где γ - плотность материала маховика, кг/м^3 .

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

Энергия вращения маховика

$$W_{ep} = J\omega^2/2, \text{ Дж} \quad (3.18)$$

Мощность, необходимая для разгона.

$$N_p = W_{ep}/\Delta t, \text{ Вт} \quad (3.19)$$

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

Так как в массовой справочной литературе момент инерции электродвигателя не приводится, а пренебрегать им нельзя, берут коэффициент запаса мощности $K_s = 2 \dots 3$. В конечном итоге

$$N_{os} = N_p K_s / (\eta_p \eta_n^z), \text{ Вт} \quad (3.20)$$

где $\eta_p = 0,96 \dots 0,98$ - КПД ременной передачи; $\eta_n = 0,99$ - КПД подшипника; z - число подшипников.

На этом расчет гайковерта инерционно-ударного действия считают законченным. При детальном проектировании, кроме того, рассчитывают ременную передачу, подбирают подшипники.

3.3 Методики расчета гайковертов

При расчете гайковерта инерционно-ударного действия придерживаются следующей методики.

1. Рассчитывают осевую силу, действующую вдоль болта и моменты сил трения на опорном торце гайки, в резьбе и момент сил на заворачивании гайки.

2. Определяют диаметр вала ключа и параметры сцепной кулачковой муфты.

3. Задаваясь длиной вала ключа, определяют угол поворота маховика в процессе заворачивания гайки, замедление маховика и

его момент инерции. Исходя из конфигурации маховика, рассчитывают его геометрические размеры.

4. Выполняют расчет мощности электродвигателя.

Электромеханический гайковерт непосредственного действия рассчитывают

но следующей методике.

1. Определяют момент T_3 .

2. Подбирают редуктор с выходным валом, рассчитанным на момент T_3 , при частоте вращения 40...70 об/мин.

3. Исходя из передаточного числа редуктора подбирают электродвигатель с частотой вращения ротора 750, 1000, 1500 или 3000 об/мин.

4. Определяют мощность электродвигателя по формуле

$$N = \frac{T_3 n}{9740 i \eta}, \text{ кВт} \quad (3.21)$$

где i - передаточное число редуктора; n - частота вращения ротора электродвигателя; η - КПД редуктора.

5. Рассчитывают предохранительную кулачковую муфту. Если предполагают изготовление гайковерта с регулируемым моментом, рассчитывают длину винта, по которому перемещается регулировочная гайка муфты.

4. ДОМКРАТЫ И ПОДЪЕМНИКИ

Домкраты предназначены для вертикального подъема груза на небольшую высоту.

Домкраты бывают механические, гидравлические и пневматические. Механические домкраты могут быть ручные и с электроприводом. Гидравлические – с ручным или приводным насосом. Пневмодомкраты вследствие чрезвычайно высокой упругости рабочего тела широкого распространения не нашли.

Механические ручные домкраты делятся на винтовые, реечные и рычажно-реечные.

Подъемники классифицируются: по способу установки на стационарные и передвижные; по типу механизма подъемника - на механические и гидравлические; по роду привода - на ручные и электрические; по месту установки – на напольные и канавные.

4.1. Винтовой домкрат

Простейший винтовой домкрат состоит из корпуса, в который запрессована бронзовая втулка-гайка с прямоугольной или трапециевидальной нарезкой, винта и пяты. Винт перемещается при вращении рукоятки. 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 НРС = 40...45. КПД самотормозящихся винтов всегда меньше 0,5. Для самоторможения необходимо, чтобы $\beta < \rho$, где β - угол подъема винтовой линии; ρ - угол трения. При коэффициенте трения в паре винт-гайка $f = 0,1$, $\rho = 5,5^\circ$, $\beta = 4...5^\circ$.

Внутренний диаметр винта d_e ориентировочно определяют из расчета на сжатие по пониженному на 30% допускаемому напряжению:

$$\pi d_e^2 / 4 = Q / (0,7[\sigma_{сж}]), \quad (4.1)$$

где Q - сила, действующая на винт.

Отсюда

$$d_e = \sqrt{\frac{4Q}{0,7\pi[\sigma_{сж}]}} \text{, м} \quad (4.2)$$

$[\sigma_{сж}] = [\sigma]_e / [n]$, где $n = 2,5 \dots 3$ – коэффициент запаса прочности;
 $[\sigma]_e = 180 \dots 200 \text{ Н/м}^2$.

Рассчитав d_e , по ГОСТу выбирают для трапецеидальной, прямоугольной или упорной резьбы шаг P , средний диаметр резьбы d_{cp} и наружный диаметр d_n . Затем проверяют условие самоторможения винта,

$$\beta < \rho, \text{ где } \beta = \arctg(P/\pi d_{cp}). \quad (4.3)$$

Если $\beta \geq \rho$, необходимо уменьшить шаг винта.

Крутящий момент, прилагаемый к винту,

$$M_{кр} = Q \frac{d_{cp}}{2} \text{tg}(\beta + \rho) + M_n, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.4)$$

где M_n - момент трения на опорной поверхности пяты, зависящий от конструкции опоры.

Когда винт опирается непосредственно плоским торцом, момент

$$M_n = \frac{1}{3} Q f_0 d_1$$

Для другого случая

$$M_n = \frac{1}{3} Q f_0 \frac{d_1^3 - d_2^3}{d_1^2 - d_2^2},$$

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

d_1, d_2 - размеры, указанные на рисунках, м.

Если опора сферическая, моментом M_n можно пренебречь.

При сферическом конце, опирающемся на конусную поверхность пяты, касание происходит по окружности диаметром $d = 2R_c \cos \varphi$, где R_c - радиус сферы, а φ - половина угла при вершине конуса.

Нормальное давление на опорную поверхность

$$N = \frac{Q}{\sin \varphi}.$$

$$\text{Тогда } M_n = \frac{1}{2} N f_0 d = Q f R_c \operatorname{ctg} \varphi$$

Для создания крутящего момента используют рукоятку, длина которой $R = 0,4 \dots 0,6$ м, а усилие на рукоятке не должно превышать 300 Н.

Задавшись длиной рукоятки, находят усилие

$$P_p = (M_{кр}/R) \leq 300 \text{ Н.} \quad (4.5)$$

Если условие не выполняется, необходимо увеличить длину рукоятки (что крайне нежелательно) или уменьшить шаг винта. Винт проверяют на совместное действие сжатия и кручения, а при значительной длине и на устойчивость.

Приведенные напряжения

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 4\tau_{кр}^2}, \quad (4.6)$$

Условие достаточной прочности $\sigma_{np} \leq [\sigma_{np}]$. Для большинства сталей, применяемых для изготовления винтов, можно принять $[\sigma_{np}] \leq 90 \cdot 10^6$ Н/м.

На устойчивость винт проверяют по формуле Эйлера

$$P_{кр} = \pi^2 E J_p / l^2, \quad (4.7)$$

где $P_{кр}$ - критическая сила, Н; $E = 2 \cdot 10^{11}$ Н/м² - модуль упругости стали $J_p = \pi d_{ос}^4 / 64 = 0,05 d_{ос}^4$, м⁴; l - максимальная высота подъема, м.

Запас устойчивости

$$n_y = (P_{кр} / Q) \geq 4 \quad (4.8)$$

Затем определяют число

$$z \geq 4Q / \pi(d_n^2 - d_e^2) [q], \quad (4.9)$$

где $[q]$ - допускаемые удельные давления в контакте винта и гайки, Н/м². Значения допускаемых удельных давлений приведены в табл.4.1.

Таблица 4.1

Материал винт-гайка	$[q]$ Н/м ²	Материал винт-гайка	$[q]$ Н/м ²
Сталь – чугун	$(5 \dots 6) \cdot 10^6$	Сталь – сталь	$(7 \dots 13) \cdot 10^6$
Сталь – анти- фрикционный чу- гун	$(10 \dots 13) \cdot 10^6$	Сталь – бронза	$(7 \dots 13) \cdot 10^6$

Число витков резьбы гайки не должно быть более 10, так как лишние витки все равно не будут работать. Если получилось $z > 10$, то берут другой материал или увеличивают диаметр винта.

Высота гайки

$$H = zp/. \quad (4.10)$$

КПД домкрата

$$\eta = A_n / A,$$

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.

4.2. Винтовые электромеханические подъемники

Они могут быть 1, 2, 4, 6 и 8-ти стоечными, грузоподъемностью от 1,5 до 14 т. Двухстоечный напольный подъемник (П-133) состоит из двух коробчатых стоек и поперечины. В каждой стойке размещен ходовой винт, по которому перемещается грузоподъемная гайка с раздвижными подхватами. Ходовые винты приводятся во вращение от электродвигателя через редуктор, установленный на одной из стоек. Вращение на другой винт передается с помощью цепной передачи, смонтированной внутри поперечины.

Подъемник крепится к полу анкерными болтами. Упорные ролики освобождают винт от изгибающих усилий. Выпускаются также 4-стоечные (П-150) и 6-стоечные подъемники (П-142), которые используются для вывешивания грузовых автомобилей и автобусов. Имеются одностоечные подъемники П-238 и П-252, используемые в комплекте из 4 или 6 стоек. Эти стойки передвижные и могут быть установлены в любом помещении с ровным полом. Управление работой стоек осуществляется с передвижного пульта, обеспечивающего их синхронную работу.

В рассмотренных подъемниках вращаются винты, а гайки неподвижны. Есть конструкции подъемников с неподвижными винтами и вращающимися гайками. В этом случае электродвигатель и редуктор устанавливаются на подъемной раме, а вращение гаек осуществляется цепной передачей, смонтированной в пустотелой коробке подъемной рамы. Главным преимуществом электромеханических винтовых подъемников является их надежность и безопасность в работе, весьма простое устройство. К недостаткам следует отнести низкий КПД необходимость тщательного ухода за грузовыми винтами, их периодическая очистка и смазка.

Расчет электромеханических подъемников во многом аналогичен расчету винтовых домкратов. Однако есть и отличия. В подъемниках с вращающимся ходовым винтом для исключения воздействия изгибающих моментов на грузоподъемную гайку применяют опорные ролики. Нагрузка на один винт (на одну стойку) подъемника

$$Q = \frac{G_a K_p}{n}, \text{ Н} \quad (4.11)$$

где n - число стоек; G_a - сила веса автомобиля, Н; $K_p=1,1 \dots 1,3$ - коэффициент неравномерности распределения силы веса по стойкам. Большее значение K_p берется для 4 - стоечных, а меньшее - для 2 - стоечных подъемников.

Длина плеча подхвата

$$CD = \frac{1}{4}B + L, \quad (4.12)$$

где B — ширина автомобиля, м; $L = 0,25 \dots 0,4$ - запас по ширине на сторону, м. Меньшее значение L берется для легковых автомобилей.

Диаметр роликов d берут в пределах $0,05 \dots 0,07$ м. Можно задаться расстоянием AK и определить длину роликов. Можно поступить наоборот. Обычно $AK = (0,3 \dots 0,5)CD$; $CK = (0,5 \dots 0,7)AK$.

Силы, действующие на ролики, определяют исходя из системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \sum M_a = R_k AK - QCD = 0 \\ \sum X = R_a - R_k = 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.13)$$

Отсюда $R_k = QCD/AK$; $R_a = R_k$ независимо от соотношения размеров AK и CK .

Если ролик и направляющая поверхность ролика не термообработаны, они рассчитываются на смятие. Но при этом допускаемые напряжения сравнительно малы и ролики по длине и диаметру получаются очень большими. Поэтому, как правило, контактирующие поверхности подвергаются термообработке и рассчитываются по контактными напряжениям:

$$[\sigma_k] \leq 0,418 \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}}}, \quad (4.14)$$

где $E_{np} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$ - приведенный модуль упругости; ρ_{np} - приведенный радиус кривизны; q - распределенная нагрузка.

Если ролик и направляющая изготовлены из одинакового материала, то

$E_1 = E_2 = E_{np}$, $\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}$, где r_1 - радиус ролика; r_2 - радиус направляющей. Если $r_2 = \infty$, то $\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{r_1}$.

После подстановки полученных результатов в уравнение (4.14) и замены r_1 через $d/2$

$$q \leq \frac{[\sigma_k]^2 d}{2 \cdot 0,174ES}, \text{ Н/м} \quad (4.15)$$

где $S = 1,2...13$ - коэффициент запаса; $[\sigma_k] = 2,8\sigma_m$ при объемной закалке; $[\sigma_k] = 50 \cdot 10^6$ (HRC), Н/м² - при закалке ТВЧ; $[\sigma_k] = 40 \cdot 10^6$ (HRC), Н/м² - при цементации и азотировании поверхностей. Здесь HRC - твердость поверхностей по Роквеллу.

Для качественных конструкционных сталей $\sigma_m = 650 \cdot 10^6$, Н/м², а после термообработки HRC = 45.. 50 ед.

Длина ролика

$$l = \frac{R_k}{q}, \text{ м} \quad (4.16)$$

Ролики в процессе качения по направляющим создают дополнительное усилие на винте:

$$Q_g = R_k f z, \quad (4.17)$$

где $f = 0,01$ - коэффициент трения качения; z - число роликов в стойке. Уточненное усилие на винте

$$Q_y = Q + Q_g, \text{ Н.} \quad (4.18)$$

Далее следует расчет, аналогичный расчету винта домкрата. Длина винта принимается равной высоте подъема автомобиля. Винт на устойчивость не считается, т.к. обычно он выполняется висячим, с

опорой в верхней его части. В качестве опоры используются упорные или радиально-упорные подшипники, или сборные узлы специальной конструкции. Поэтому при расчете крутящего момента, прилагаемого к винту на упорном подшипнике,

$$M_{кр} = Q_y \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho) + Q_y f_1 \frac{d_n}{2}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.19)$$

где $f_1 = 0,01$, а d_n - диаметр дорожки тел качения упорного подшипника, м.

Так как частота вращения вала невелика, подбор подшипника в статической грузоподъемности:

$$Q_c > Q_y$$

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

Частота вращения винта

$$N = V/P. \quad (4.20)$$

Задаваясь частотой вращения ротора электродвигателя 750, 1000, 1500 или 3000 об/мин, определяют передаточное число от электродвигателя к винту:

$$i = n_{ос} / n.$$

Если $i \leq 4$, можно использовать для передачи момента от электродвигателя к винту клиноременную передачу. В противном случае необходимо подобрать редуктор.

Мощность электродвигателя одной стойки

$$N = \frac{M_{кр} \omega}{\eta_m} = \frac{M_{кр} \pi n}{30 \eta_m}, \text{ Вт} \quad (4.21)$$

где η_m - механический КПД трансмиссии. При использовании клиноременной передачи $\eta_m = 0,96$. Если установлен редуктор, принимается

η_m , указанный в справочнике. Если на несколько стоек используется 1 привод, а ходовые винты соединены цепной передачей, то

$$N_{эл} = \frac{zN}{\eta_{ц}}, \text{ Вт}$$

где z - число стоек; $\eta_{ц}$ - КПД цепной передачи.

4.3. Реечный домкрат

Существует большое количество конструкций реечных домкратов.

Домкрат состоит из рейки, корпуса, реечной шестерни, передаточных шестерен и рукоятки. Рейка перемещается реечной шестерней, приводимой в движение рукояткой через шестерни, сидящие на осях, закрепленных в корпусе домкрата. В зависимости от грузоподъемности рейка перемещается одной, двумя или тремя зубчатыми парами. Достоинством этих домкратов является высокий КПД. Привод изготавливают с храповым остановом δ , действующим на подъем или опускание. Для компактности реечную шестерню делают с минимальным числом зубьев (до четырех).

Расчет реечного домкрата начинают с определения контактных напряжений:

$$\sigma_k = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} Q K_n}{2db_m \sin 2a}} \leq [\sigma]_k,$$

где d - диаметр делительной окружности реечной шестерни, м; $K_n = 1,15$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений по поверхности зуба; $b_m (0,2 \dots 0,3)d$ - ширина шестерни, м; $a = 20$ - угол в зацеплении, град.

Заменив b_m на $0,25 d$, и решив уравнение относительно d , можно получить

$$d \geq \sqrt{\frac{1,4E_{np}QK_n}{[\sigma]_k^2 0,5 \sin 2\alpha}}, \text{ м} \quad (4.22)$$

Если материал шестерни и рейки сталь, то приведенный модуль упругости $E_{np} = E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$; $[\sigma]_k = 2,8 \sigma_m$ или $(40 \dots 50) \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$.

Число зубьев шестерни берется $z = 4 \dots 5$ шт.

Модуль зацепления $m = d/z$. Стандартный модуль m_c выбирается из следующего ряда: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25. После выбора стандартного модуля уточняют диаметр делительной окружности:

$$d' = m_c z \quad (4.23)$$

Момент, создаваемый грузом относительно оси шестерни,

$$M = \frac{Qd'}{2}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.24)$$

Момент на рукоятке привода

$$M_n = P_p R, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.25)$$

Для удобства пользования в автомобильных реечных домкратах с вращающейся ручкой $R = 0,12 \dots 0,2$ м.

Усилие на ручке $P_p \leq 100$ Н. Если ручка качающаяся, $R < 0,5$ м; $P_p < 300$ Н. Общее передаточное число домкрата

$$i_0 = M / M_n \eta \quad (4.26)$$

где η - КПД, зависящий от числа зубчатых пар домкрата. Обычно $\eta = 0,8$.

Если $i_0 \leq 3$, берут одну зубчатую пару. Если $i_0 \geq 3$, берут 2 и более зубчатых пар, в зависимости от конкретного значения i_0 . Желательно, для ограничения габаритов домкрата передаточное число одной пары брать не более 3. Общее передаточное число домкрата

$$i_0 = i_1, i_2, i_3, \dots, i_k,$$

где k - число зубчатых пар.

Расстояние l_1 и l_2 определяют исходя из конструктивных особенностей домкрата. Для приближенных расчетов:

$$l_1 = 1,2 \frac{d}{2} (i_1 + i_2 + i_3 + \dots + i_k + 2); \quad l_2 = 1,2 \frac{d}{2}. \quad (4.27)$$

Рейку рассчитывают на сжатие от веса поднимаемого груза и на изгиб от суммарного момента:

$$\sigma = \sigma_{сж} + \sigma_u = \frac{Q}{F} + \frac{M_u}{W} \leq [\sigma]; \quad F = bh; \quad W = bh^2/6 \quad (4.28)$$

Для сталей 40 и 45 $[\sigma] = 100 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$,

$$M_u = \frac{Pl_1l_2}{l_1 + l_2} + Q_c = \frac{Qgal_1l_2}{l_1 + l_2} + \frac{Qh}{2}. \quad (4.29)$$

Если подставить в условие прочности (4.28) значения величин и приравнять его к нулю, то

$$\frac{Qgl_1l_2 \cdot 6}{(l_1 + l_2)bh^2} + \frac{Qh \cdot 6}{2bh^2} + \frac{Q}{bh} - [\sigma] = 0 \quad (4.30)$$

После преобразований при $1/h = x$

$$\frac{6Qgl_1l_2}{(l_1 + l_2)b} x^2 + \frac{4Q}{b} - [\sigma] = 0. \quad (4.31)$$

Это уравнение вида

$$ax^2 + kx - d = 0 \quad (4.32)$$

Корни уравнения

$$x_{1,2} = \frac{-k \pm \sqrt{k^2 + 4ad}}{2a}. \quad (4.33)$$

При этом берутся только положительные значения x , так как линейный размер не может быть отрицательным.

В заключение рейку проверяют на устойчивость по формуле Эйлера

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EJ_{мин}}{l^2}, \quad (4.34)$$

Для прямоугольного сечения $J = \frac{bh^3}{12}$ или $J = \frac{hb^3}{12}$ (берут наименьшие из значений).

Запас устойчивости

$$n_y = \frac{P_k}{Q} \geq 4. \quad (4.35)$$

Если устойчивость рейки неудовлетворительна, сечение рейки необходимо увеличить и расчет повторить вновь.

4.4. Гидравлический домкрат

Гидравлические домкраты просты в изготовлении, надежны в эксплуатации, могут иметь большую грузоподъемность и КПД, компактны. Грузоподъемным элементом является шток. Для расширения диапазона высоты подъема часто верхняя часть штока оборудуется винтом. Шток перемещается в корпусе, внутри которого имеются полости, заполняемые минеральным маслом или смесью воды и глицерина. Заполнение производится через пробку. Подъем груза производится в процессе нагнетания жидкости ручным плунжерным насосом с клапанами в полость под штоком. Для опускания груза открывают кран и жидкость из полости перетекает в полость. Максимальная грузоподъемность домкрата определяется по формуле

$$Q = \frac{P_p U D^2 \eta}{d^2}, \text{ Н} \quad (4.36)$$

где $P_p \leq 300$ - усилие на рукоятке, Н; D и d - соответственно диаметры штока и плунжера, м; η - КПД домкрата (принимается в среднем 0,7); $V = R/l$. 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. Отсюда

$$D = \sqrt{\frac{Q d^2}{P_p U \eta}}, \text{ м} \quad (4.37)$$

Давление рабочей жидкости на выходе из насоса

$$P_0 = \frac{4 P U \eta}{\pi d^2}, \text{ Н/м}^2 \quad (4.38)$$

Производительность плунжерного насоса

$$V = \frac{\pi d^2}{4 \cdot 60} S_0 \cdot n c_1, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4.39)$$

где $s_0 = (0,7 \dots 0,9) l$ - ход плунжера, м; $c_1 = 0,95 \dots 0,98$ - коэффициент полезного использования насоса; n - число перемещений плунжера в минуту.

По правилам Госгортехнадзора $n \leq 30$.

Скорость подъема груза

$$V_n = \frac{4V}{\pi D^2}, \text{ м/с} \quad (4.40)$$

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 достигается установкой манжет по ГОСТ 14896-74, работающих при давлениях до 50 мПа. Размеры этих ман-

жет оговорены ГОСТом, поэтому расчетный диаметр D следует увеличить до ближайшего стандартного размера кольца.

4.5. Гидравлические подъемники

Стационарные напольные гидравлические подъемники могут быть одно-, двух- и многоплунжерные, грузоподъемностью от 2 до 12 т и более.

В одноплунжерном подъемнике при подъеме масло берется из бака и насосом через кран и клапан подается в нижнюю полость цилиндра. Высота подъема до 1,5 м. Скорость подъема около 2 м/мин (0,033 м/с). При опускании подъемника электродвигатель 1 не работает и плунжер опускается под действием силы веса автомобиля. Скорость опускания может регулироваться клапаном. Подъем плунжера с подъемной платформой ограничивается упорной шайбой и направляющим цилиндром. При достижении максимальной высоты срабатывает клапан и масло перекачивается в бак.

Иногда для предупреждения самопроизвольного опускания плунжера подъемник оборудуют предохранительной стойкой с отверстиями под фиксирующий стержень.

Недостатком одноплунжерного подъемника является затрудненный доступ к механизмам автомобиля снизу. Кроме того, при малейшем перекосе плунжера при его монтаже происходит самопроизвольное поворачивание рамы с установленным на ней автомобилем. Зато при правильном монтаже этот недостаток превращается в преимущество, так как возможен поворот автомобиля вокруг вертикальной оси в любое удобное положение. За счет этого может экономиться производственная площадь, отводимая для маневрирования автомобиля и его проезда.

Двухплунжерные подъемники применяют для подъема автомобилей массой до 16 т. Они состоят из двух одноплунжерных подъемников, цилиндры которых заглублены в полу. Каждый плунжер имеет короткую раму, а иногда вильчатую опору (подхват) для осей автомобиля. Оба плунжера приводятся в действие от одной насосной установки. Для уравнивания скоростей перемещения плунжеров имеется тросоперетягивающее устройство. Гидравлические подъем-

ники, несмотря на простоту конструкции, плавность и бесшумность в работе, имеют и недостатки. Вследствие износа или деформации уплотняющего сальника плунжера может происходить самопроизвольное опускание платформы с автомобилей. Гидравлические подъемники, заглубляемые в полу, сильно затрудняют и удорожают перепланировку производственных помещений. Кроме того, их нельзя устанавливать на межэтажных перекрытиях.

Расчет гидравлического подъемника заключается в следующем.

Определяют нагрузку, приходящуюся на 1 плунжер подъемника:

$$Q = \frac{G_a K_p}{n}, \text{ Н} \quad (4.41)$$

где G_a - сила веса, Н; K_p - 1,1... 1,3 - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по плунжерам; n - число плунжеров.

Находят диаметр плунжера

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi P \eta}}, \quad (4.42)$$

где P - давление, создаваемое насосом, Па; η - КПД подъемника (0,94... 0,98). После расчета диаметра плунжера подбирают уплотнительную манжету по ГОСТ 14896-74 и затем корректируют рассчитанный диаметр.

Определяют емкость бака

$$V_s = \frac{n\pi D^2 H K}{4}, \text{ м}^3 \quad (4.43)$$

где H - высота подъема, м; $K = 4...5$ коэффициент запаса.

Находят производительность насоса

$$V = \frac{n\pi D^2 V_n}{4\eta_0}, \text{ м}^3 / \text{ с} \quad (4.44)$$

где $\eta_0 = 0,7$ - объемный КПД.

Мощность электродвигателя

$$N = VP, \text{ Вт.} \quad (4.45)$$

5. СЪЕМНИКИ

Съемники относятся, пожалуй, 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 невыполнимы без их применения. Поэтому в настоящем разделе особое внимание уделено анализу конструкций съемников.

5.1. Основные конструкции съемников

Съемники подразделяются на рычажные и винтовые.

В рычажных съемниках основным элементом конструкции является рычаг первого или второго рода, позволяющий при соответствующем отношении плеч увеличить силу тяги в несколько раз.

Съемник состоит из рычага, подвески для крепления болта и упорной стойки. Последнюю устанавливают на какой-либо плоскости картера и, если нужно, закрепляют болтом или шпилькой. Рычаг качается относительно оси валика, который закладывается в канавку стойки. Для увеличения хода подвески в стойке делают несколько одинаковых канавок. Такие съемники весьма просты по конструкции, но создают сравнительно небольшие усилия, которых в ряде случаев может оказаться недостаточно для выпрессовки детали. Кроме того, так как подвеска движется по траектории окружности, возникают боковые силы, перекашивающие снимающую деталь. В силу указанных недостатков рычажные съемники не нашли широкого распространения и в дальнейшем рассматриваться не будут.

Винтовые съемники имеют множество разнообразных конструкций. Основной деталью такого съемника является силовой винт, ввернутый в траверсу, которая тем или иным способом связана с демонтируемой деталью. При ввертывании винт упирается в торец другой детали, в данном случае - вала, и перемещает траверсу съемника, стягивая одну деталь с другой.

По способу закрепления на демонтируемой детали съемники могут быть разделены на следующие основные типы:

- закрепляемые на шпильках или болтах снимаемой детали или узла;
- навинчиваемые (или ввинчиваемые) на резьбу снимаемой детали;
- с фрикционным зажимом детали, захватывающие деталь за наружную внутреннюю цилиндрические поверхности и стягивающие деталь за счет с трения между съемником и снимаемой деталью;
- с захватом детали или с упором в нее.

Съемники, закрепляемые на шпильках или болтах снимаемой детали, имеют в нижней своей части кольцо с отверстиями для шпилек или болтов. На концы этих шпилек навинчивается несколько гаек, которые и передают детали тяговое усилие съемника.

Навинчиваемые съемники применяют в тех случаях, когда на деталях имеется резьба, иногда специально предусмотренная для снятия детали, как, например, на маховиках, шестернях, крышках и т.п. Принцип действия съемника понятен из рисунка.

Съемники с фрикционным зажимом детали, в свою очередь, могут быть разделены на две группы:

- имеющие в своей нижней части разрезное кольцо, которое с небольшим зазором надевается на снимаемую деталь и сжимается специальным винтом;
- имеющие разрезную упругую деталь (цангу).

Цанговый съемник, предназначенный для выпрессовки седла клапана двигателя состоит из винта-штанги с воротком и наконечником, гайки, опорной планки, конуса б и разрезного стакана (цанги).

Для выпрессовки седла приспособление вводят внутрь цилиндра так, чтобы цанга вошла в отверстие седла, а планка легла на торец гильзы цилиндра или на фланец блока. Вращением винта достигается перемещение конуса вверх, что вызывает разжим цанги и захват седла за его внутреннюю цилиндрическую поверхность. Выпрессовка седла производится вращением гайки.

Съемники с захватом детали или с упором в нее - самые распространенные. Захват детали может осуществляться корпусом съемника или лапками. В первом случае в корпусе выполнено соответствующее гнездо детали. Съемник подводится сбоку и после того, как ось силового винта расположится по оси снимаемой детали, вращением винта производят выпрессовку.

Чаще всего захват детали производится двумя, тремя или большим количеством лапок или тяг. Иногда лапки крепятся на корпусе съемника жестко - с помощью сварки, заклепок или туго насаженных осей. Такие конструкции называются съемниками с постоянным разводом. Чаще лапки соединяются с корпусом шарнирно и могут отклоняться на некоторый угол. Это раздвигающиеся съемники.

В некоторых конструкциях съемников лапки после их надевания удерживаются от самопроизвольного расхождения специальным кольцом или хомутиком. Иногда лапки удерживаются в сомкнутом состоянии особыми рычажками, приводимыми в действие от съемного винта или траверсы.

Для условий мелкосерийного производства, а также для работ по ремонту агрегатов и оборудования удобно пользоваться двух - или трехлапчатыми съемниками с раздвигающимися по Т-образной планке сменными лапками.

В тех случаях, когда демонтируемую деталь не предусматривается использовать повторно, зажимное приспособление съемника снабжают специальными губками с мелкими зубцами, врезающимися в деталь. Вследствие этого сила сцепления между губками и снимаемой деталью значительно возрастает.

Для распрессовки деталей при разборке механизмов могут потребоваться съемники других конструкций. Все разнообразие возможных схем и конструкций съемников предусмотреть невозможно. Более того, пользоваться при конструировании общими рекомендациями следует осторожно, так как для каждого конкретного случая, как правило, может быть спроектировано несколько вариантов съемников. Критически оценить преимущества и недостатки каждого из них и выбрать рациональную схему - серьезная творческая задача. Например, требуется сконструировать приспособление для выпрессовки втулки из глухого отверстия. Для этой цели могут быть использованы схемы некоторых рассмотренных съемников. Однако как осуществить захват втулки? Вероятно, для удержания втулки при ее выпрессовке может быть использована разжимная цанга с фрикционным захватом или раздвигаемые кулачки с насечкой. Кроме того, если втулка запрессована так, что между нижним торцом втулки и дном отверстия имеется зазор, захватить втулку можно за ее торец

со стороны днища. Силовая часть приспособления во всех этих случаях может быть выполнена в виде винта или рычага.

Если поверхность отверстия втулки достаточно гладкая, для ее выпрессовки можно применить гидростатический принцип. В этом случае внутрь втулки наливается масло, а в отверстие вводится плунжер с манжетным уплотнением. Давлением на этот плунжер или ударом по нему повышают гидростатическое давление жидкости, за счет чего производится выпрессовка втулки.

Для выпрессовки втулок небольшого диаметра может быть применен конический винт с рукояткой. Захват втулки осуществляется в этом случае за счет ввертывания винта во втулку.

5.2. Силы в прессовых соединениях

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

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

$$P_3 = f_3 \cdot \pi \cdot d \cdot L, \text{ Н}, \quad (5.1)$$

где f_3 - коэффициент трения при запрессовке; p - удельное давление на поверхности контакта, Н/м^2 ; d - диаметр охватываемой детали, м; L - длина запрессовки, м.

Удельное давление p (рис.5.10) на поверхности контакта:

$$p = \frac{\delta \cdot 10^{-6}}{d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \quad (5.2)$$

где δ – расчетный натяг, мкм; E_1, E_2 – модули упругости охватываемой и охватывающей деталей;

$$C_1 = \frac{d^2 + d_0^2}{d^2 - d_0^2}; \quad C_{21} = \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} + \mu_2$$

Модуль упругости E_1 и E_2 и коэффициенты Пуассона μ_1 и μ_2 материала деталей:

для стали $E \approx (2,1 \dots 2,2) \cdot 10^{11}$ Н/м² и $\mu \approx 0,3$;
 для чугуна $E \approx (1,2 \dots 1,4) \cdot 10^{11}$ Н/м² и $\mu \approx 0,25$;
 для бронзы $E \approx (1,0 \dots 1,1) \cdot 10^{11}$ Н/м² и $\mu \approx 0,33$;

Значения коэффициентов C_1 и C_2 приведены в табл.5.1.

Таблица 5.1

Значения коэффициентов C_1 и C_2

d ₀ /d для C ₁ и d/D для C ₂	C ₁			C ₂		
	Сталь	Бронза	Чугун	Сталь	Бронза	Чугун
0,00	0,70	0,67	0,75	1,30	1,33	1,25
0,10	0,72	0,69	0,77	1,32	1,35	1,27
0,20	0,78	0,75	0,83	1,38	1,41	1,38
0,30	0,89	0,86	0,94	1,49	1,52	1,44
0,40	1,08	1,05	1,13	1,68	1,71	1,63
0,45	1,24	1,18	1,26	1,81	1,84	1,76
0,50	1,37	1,34	1,42	1,95	2,00	1,92
0,55	1,57	1,54	1,62	2,17	2,20	2,12
0,60	1,83	1,80	1,88	2,43	2,46	2,38
0,65	2,17	2,14	2,22	2,77	2,80	2,72
0,70	2,62	2,59	2,67	3,22	3,25	3,17
0,75	3,28	3,25	3,35	3,84	3,87	3,79
0,80	4,25	4,22	4,30	4,85	4,88	4,80
0,85	5,98	5,95	6,03	6,58	6,61	6,53
0,90	9,23	9,20	9,28	9,83	9,86	9,78
0,925	12,58	12,56	12,63	13,18	13,21	13,13
0,95	18,70	18,67	18,75	19,30	19,33	19,25
0,975	38,70	38,67	38,75	39,30	39,33	39,25
0,99	98,70	98,67	98,75	99,30	99,33	99,25

Если охватываемая деталь выполнена в виде сплошного вала, то $d_0 = 0$, $d_0/d = 0$. В случае, когда охватываемая деталь изготовлена в виде плиты, $D = \infty$, а $d/D = 0$.

Расчетный натяг соединения

$$\delta = \Delta d - 1,2 \cdot (R_{z_1} + R_{z_2}), \quad (5.3)$$

где Δd - номинальный натяг, мкм; R_{z_1} , R_{z_2} - высоты микронеровностей сопрягаемых поверхностей, мкм.

Наиболее распространенные значения R_{z_1} 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 др.

С достаточной для практических целей точностью принимаем $f_3 \approx 0,08 \dots 0,1$ – сборка прессованием; $f_3 \approx 0,12 \dots 0,14$ – сборка с нагревом и охлаждением.

Величина усилия, требуемого для запрессовки холодного шарикоподшипника:

$$P_n = \frac{\delta \cdot f_3 \cdot E \cdot \pi \cdot 10^{-6}}{2 \cdot N}, \text{ Н} \quad (5.4)$$

где E – модуль упругости материала кольца подшипника, Н/м²; B – ширина кольца подшипника, м; N – коэффициент, определяемый конструктивными размерами подшипника:

$$N = \frac{1}{\left(1 - \frac{d}{d_0}\right)^2}; \quad d_0 \approx d + \frac{D-d}{4} \quad (5.5)$$

где d - диаметр отверстия внутреннего кольца; D - наружный диаметр подшипника

Для определения усилий выпрессовки считают, что оно на 10... 15% больше силы запрессовки.

5.3. Расчет элементов винтового съемника

Основным элементом конструкции винтового приспособления для зажатия, запрессовки, выпрессовывания и других работ является силовой винт. Расчет силового винта совершенно аналогичен расчету винта домкрата и здесь не приводится. Однако необходимо отметить, что в винтовых приспособлениях допускается применение винтов с метрической резьбой. Внутренний диаметр резьбы при этом не превышает, как правило, 20 мм. Более толстые винты рекомендуется изготавливать с упорной, трапецеидальной или прямоугольной резьбами.

Расчет параметров гайки, воротка, упора или пяты силового винта производится аналогично методике, изложенной в гл.4.1.

Траверса (планка) съемника рассчитывается на изгиб от силы винта как балка на двух опорах, считая опоры на осях двух тяг. Опасное сечение находится посередине траверсы. В некоторых съемниках, имеющих траверсу значительной длины, в соответствии с изменением изгибающего момента высота ее делается переменной: на концах — меньше, в середине - больше.

Полезно увеличивать высоту h траверсы по сравнению с ее шириной b , так как момент сопротивления ее на изгиб, определяемый по известной формуле $W_{из} = \frac{b \cdot h}{6}$, возрастает значительно больше с увеличением h .

Лапки (тяги) передают усилие при распрессовывании соединения от силового винта снимаемой детали. Их рассчитывают на растяжение от силы $Q_1 = Q/n$ (где n - число лапок) при том условии, что лапки расположены параллельно оси винта. Если лапки расположены к оси под некоторым углом γ , то расчетное усилие определится как $Q_1 = \frac{Q}{n \cdot \cos \gamma}$. Оси, которыми лапки соединяются с траверсой съемника, рассчитывают на силу Q_1 , исходя из размеров и посадки этих осей в их гнездах. Если оси имеют сравнительно большую длину и посажены в отверстиях траверсы с большим зазором, их рассчитывают на изгиб как балку, свободно лежащую на двух опорах.

По соображениям прочности следует длину этих осей брать возможно меньшей. Кроме того, осуществляя плотную посадку осей в отверстиях, добиваются, чтобы оси работали не на изгиб, а на срез,

что с прочностных позиций несравненно выгоднее. Поэтому такое сочленение встречается почти во всех съемниках.

Захватывающие концы лапок рассчитывают на изгиб от нагрузок Q_1 . Работают они как консольная балка: наибольшее напряжение изгиба возникает в местах перехода концов к телу лапок. Поэтому высота концов здесь бывает наибольшей.

6. РОЛИКОВЫЕ СТЕНДЫ ДЛЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

Роликовые стенды позволяют имитировать условия работы автомобилей на любых режимах. В основу конструкции таких стендов положен принцип образности движения (автомобиль неподвижен, а движутся ролики). Среди роликовых стендов можно выделить 2 большие группы: стенды для проверки мощности и стенды для проверки тормозов. Если обе функции совмещены в одном устройстве, такие стенды называются комбинированными. Кроме того, стенды подразделяются по ряду других признаков. Стенды можно классифицировать и по взаимному расположению роликов: на одном уровне, на разных уровнях, стенды с сплошными и разделенными роликами, стенды с выталкивателями колес и без них и т.д.

В расчетах будут рассматриваться схемы стендов, оборудованных выталкивателем колес, с разделенными роликами, расположенными на одном уровне. Такие стенды просты конструктивно и безопасны в эксплуатации, не требуют дополнительной фиксации автомобиля с помощью тросов, растяжек, фиксаторов и т.п.

Роликовые стенды для проверки амортизаторов и углов установки колес не нашли широкого распространения из-за их сложности и низкой точности контроля. Поэтому они рассматриваться не будут.

6.1. Проектирование стендов для проверки мощности

Стенды проверки мощности (СПМ) предназначены для оценки тяговых качеств автомобилей при их диагностировании. Кроме того; в процессе испытаний автомобиля на СПМ можно измерять расход топлива, оценивать уровень шумов вибраций двигателя и трансмиссии. Некоторые СПМ позволяют определять техническое состояние агрегатов трансмиссии путем оценки в них потерь механической энергии. Так как в процессе движения автомобиля по роликам стенда передние колеса неподвижны и отсутствует сопротивление встречного потока воздуха, на ведущих колесах создается избыток мощности, поглощаемый нагрузателем стенда. Конструкция нагрузателя позволяет измерять поглощаемую мощность, являющуюся основным комплексным

параметром технического состояния автомобиля. В качестве нагрузочных могут использоваться гидравлические, электрические или вихревые тормоза, а также инерционные массы. В последнем случае оценка мощности, подводимой к колесам, производится по косвенным параметрам: времени или пути разгона автомобиля.

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

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

Длина роликов l_p зависит от конструктивных параметров шин и степени универсальности стенда

$$l_p = \frac{(B_n - B_{вн})}{2} + a \quad (6.1)$$

Расстояние между роликами:

$$b = B_{вн} - a. \quad (6.2)$$

Здесь B_n - наибольшая наружная колея; $B_{вн}$ - наименьшая внутренняя колея; $a = (100...150)$ мм – запас по длине.

При испытаниях автомобиля на стенде, если неправильно выбрано расстояние L , произойдет отрыв колеса от заднего ролика и автомобиль выедет со стенда. Чтобы этого не произошло, должно выполняться условие:

$$G_{кз} \cdot \varphi \leq G'_{кз} + G_{кп} \cdot f + G_{кз} \cdot f_p, \quad (6.3)$$

где φ - коэффициент сцепления колес с роликами, f и f_p - коэффициенты сопротивления качению колес по поверхности пола и роликам.

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

$$G_{кз} \cdot \cos \alpha \cdot \varphi \leq G_{кз} \cdot \sin \alpha + G_{кз} \cdot f + G_{кз} \cdot \cos \alpha \cdot f_p \quad (6.4)$$

Если ролики стальные, то

$$f \approx f_p \cdot \cos \alpha \quad (6.5)$$

Подставив выражение (6.5) в уравнение (6.4) и разделив обе части неравенства на $G_{кз} \cdot \cos \alpha$, можно получить:

$$\varphi \leq \operatorname{tga} + 2f_p \quad \text{или} \quad \operatorname{tga} \geq \varphi - 2f_p.$$

Учитывая, что $2f_p$ в 10...15 раз меньше φ , приближенно можно считать, что

$$\operatorname{tga} \geq \varphi. \quad (6.6)$$

Если $\varphi = 0,5$ то $a \geq 27^\circ$. Практически $a = 30^\circ$. Тогда расстояние между осями роликов:

$$L = 2(R_k + R_p) \sin a = R_k + R_p \quad (6.7)$$

где R_k и R_p - соответственно радиусы колеса и ролика.

Однако при $a > 27^\circ$ стенд должен быть оборудован выталкивателем колес

Ход подъемника выталкивателя:

$$H = H' + h,$$

где

$$H' = (R_p + R_k)(1 - \cos a) \quad (6.8)$$

$h = 20...30$ мм- гарантированный зазор.

Часто в качестве исполнительных механизмов подъемников используют пневмоподушки подвески автобусов. Подъемная сила выталкивателя должна быть больше силы веса, приходящейся на колесо.

Иногда выталкиватели конструктивно объединяют с тормозом, блокирующим ролики в момент выезда автомобиля. В этом случае усилие на штоке исполнительного механизма:

$$P \geq \frac{G_3}{2} + G_3 \cdot \cos \alpha \cdot \frac{\varphi}{\varphi_1}, \text{ Н}, \quad (6.9)$$

где φ_1 - коэффициент трения между тормозной накладкой и роликом.

Для уменьшения силы P колодки располагают под некоторым углом к вертикальной оси. Тогда

$$P \geq \frac{G_3}{2} + G_3 \cdot \cos \alpha \cdot \frac{\varphi}{\varphi_1} \cdot \cos \beta, \text{ Н}. \quad (6.10)$$

В расчетах- $\varphi = 0,5$, а $\varphi_1 = (0,28...0,62)$ в зависимости от материала фрикционных накладок. Накладки от тормозных механизмов автомобилей, в состав которых входит коротковолокнистый асбест, наполнители в виде оксида цинка, желе в сурика и связующие синтетические смолы, обеспечивают $\varphi_1 = 0,3 \dots 0,35$.

Площадь накладки F определяется исходя из удельного давления P_a :

$$F = \frac{G_3 \cdot \cos \alpha \cdot \frac{\varphi}{\varphi_1}}{2 \cdot P_0}, \text{ мм}^2, \quad (6.11)$$

где $P_0 = 0,15 \dots 0,25 \text{ Н/мм}^2$.

Если площадь получается большой, используют тормоза без накладок. При этом в расчетах $\varphi_1 = 0,15$, а $P_0 = 50 \text{ Н/мм}^2$. В ряде случаев, когда усилие на исполнительном механизме получается слишком большим, используют специальные тормозные устройства в виде зубчатых дисков, сидящих на одном валу с роликом и затормаживаемых отдельным исполнительным механизмом. Часто в качестве исполнительного механизма используют тормозные камеры автомобилей ЗИЛ.

Подшипники роликов и инерционной массы рассчитывают по динамической грузоподъемности:

$$C = P \sqrt[p]{\frac{L}{a_1 \cdot a_2}}, \quad (6.12)$$

где P - эквивалентная нагрузка; $p = 3$ для шариковых и $p = 3,33$ для роликовых a_1 - коэффициент надежности, обычно $a_1 = 1$; a_2 - обобщенный коэффициент влияния качества металла и условий эксплуатации; L - ресурс, млн.об.

В опорах применяют двухрядные сферические самоустанавливающиеся подшипники, исключаяющие нарушение нормальных условий работы при прогибе длинных валов и перекосах при монтаже. Для них $a_2 = 0,5 \dots 0,6$.

Расчет эквивалентной нагрузки ведется по формуле:

$$P = \frac{G_z \cdot K_b \cdot K_m}{z \cdot \cos \alpha}, \text{ Н,}$$

где z - число опор роликов стэнда; K_b - коэффициент безопасности, K_m - температурный коэффициент.

Если нагрузка с умеренными толчками, то $K_e = 1,3 \dots 1,5$. Так как температура подшипников стэнда при работе не превышает 100°C , $K_m = 1$.

Ресурс рассчитывается исходя из средней частоты вращения роликов при $V = 60$ км/ч для грузовых автомобилей в $V = 90$ км/ч для легковых автомобилей.

$$L = \frac{1000 \cdot V \cdot T \cdot n_{см} \cdot D_{pe} \cdot K_u \cdot A}{1200 \cdot \pi \cdot R_p}, \quad (6.13)$$

где T - продолжительность смены, $n_{см} = 1 \dots 1,5$ - число рабочих смен в сутки; $D_{pe} = 253$ или 305 дней работы в году; $K_u = 0,3 \dots 0,4$ - коэффициент использования стэнда; $A = 7$ лет - срок службы стэнда.

Должно соблюдаться условие $C \leq C_{напорт}$.

Если используют для блокировки роликов в момент выезда автомобиля фрикционные тормоза, создающие большие усилия, нормальные к поверхности ролика, подшипники следует проверить на статическую грузоподъемность.

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

$$N_x = Ne - N_{ea} - N_{mp} - N_f - N_{cm}, \quad (6.14)$$

где Ne - мощность двигателя автомобиля по внешней скоростной характеристике; N_{ea} , - мощность, затрачиваемая на привод вспомогательных агрегатов автомобиля; N_{mp} , - потери мощности в трансмиссии; N_f - потери мощности на трение качения колес по роликам стенда; N_{cm} - потери мощности в механизмах стенда.

На первом этапе расчета формируется массив данных в виде табл.6.1.

Таблица 6.1

Образец таблицы для формирования массива данных, используемых при расчете мощности нагружателя стенда

Наименование параметра	Значение параметра при скорости, км/ч			
	50	60	70	80
$n_{дв}$, об/мин				
N_e , кВт				
N_{ea} , кВт				
.....				
N_x , кВт				

Для расчета нагружателя СПМ 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:

$$n_{дв} = \frac{2,65 \cdot V \cdot i_0}{R_x}, \text{ об/мин}, \quad (6.15)$$

где V - скорость автомобиля, км/ч; i_0 - передаточное отношение главной передачи;

$$N_e = N_m \cdot \left[a \cdot \left(\frac{n_{дв}}{n_N} \right) + b \cdot \left(\frac{n_{дв}}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{n_{дв}}{n_N} \right)^3 \right], \quad (6.16)$$

где N_m - максимальная мощность по паспорту, кВт; n_N - частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной мощности, об/мин; a, b, c - коэффициенты'

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

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

Мощность, затрачиваемая на привод вспомогательных агрегатов:

$$N_{sa} = (1 - \eta_e)N_e, \text{ кВт} \quad (6.17)$$

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

Потери мощности в агрегатах трансмиссии:

$$N_{mp} = (1 - \eta_m)(N_e - N_{sa}), \text{ кВт} \quad (6.18)$$

где η_m - КПД трансмиссии:

$$\eta_m = \eta_n - \frac{(2 + 0,025 \cdot V) \cdot G_3 \cdot V}{2,7 \cdot 10^6 \cdot (N_e - N_{sa})},$$

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

Здесь k, m, n - соответственно число пар цилиндрических шестерен, конических и карданных шарниров в трансмиссии при включенной прямой передаче-Потери мощности на преодоление сил трения качения

$$N_f = f_p \cdot G_3 \cdot V / 3672, \text{ кВт.} \quad (6.19)$$

Для практических расчетов можно принять, что f_p не зависит от скорости и составляет:

$$f_p = 0,03 \quad \text{при } R_k \geq 0,49 \text{ м;}$$

$$f_p = 0,028 \quad \text{при } R_k < 0,49 \text{ м.}$$

Потери мощности в механизмах стенда:

$$N_{cm} = \frac{1,4 + 2,8 \cdot 10^{-3} \cdot n_p}{1,36}, \text{ кВт} \quad (6.20)$$

где n_p – частота вращения роликов стенда, об/мин:

$$n_p = \frac{30 \cdot V}{3,6 \cdot \pi \cdot R_p} = \frac{2,65 \cdot V}{R_p}$$

По результатам расчета (табл.6.1) 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:

$$N_x = 1,2N_x \quad (6.21)$$

Используя результаты расчета мощности, поглощаемой нагружателем, по формуле:

$$M_x = \frac{9551,6 \cdot N_x}{n_p}, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (6.22)$$

определяют тормозной момент.

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

При движении на дороге:

$$W_d = \frac{m \cdot V^2}{2} + \frac{J_k \cdot \omega_k^2}{2}, \text{ Дж} \quad (6.23)$$

где m - масса автомобиля, кг; J_k - момент инерции всех колес автомобиля, кг·м²; ω_k - угловая скорость колес, 1/с; V - скорость автомобиля, м/с.

При движении на стенде:

$$W_c = \frac{J_{kз} \cdot \omega_k^2}{2} + \frac{J_p \cdot \omega_p^2}{2} + \frac{J_m \cdot \omega_m}{2}, \text{ Дж}, \quad (6.24)$$

где $J_{кз}$ - момент инерции задних колес, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; J_p - момент инерции в $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; J_m — момент инерции инерционных масс, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$, ω_k , ω_p , ω_m соответственно угловые скорости колес, роликов и масс, $1/\text{с}$.

Так как $W_d = W_c$, то:

$$\frac{m \cdot V^2}{2} + \frac{J_k \cdot \omega_k^2}{2} = \frac{J_{кз} \cdot \omega_k^2}{2} + \frac{J_p \cdot \omega_p^2}{2} + \frac{J_m \cdot \omega_m}{2} \quad (6.25)$$

В формуле (6.25) можно заменить:

$$\omega_k = \frac{V}{R_k}; \quad \omega_p = \frac{\omega_k \cdot R_k}{R_p}; \quad \omega_m = \frac{\omega_p}{i_{pm}} \quad (6.26)$$

где i_{pm} - передаточное отношение между роликом и инерционной массой. Часто для уменьшения инерционной массы ее подключают к роликам стенда через ускоряющую цепную передачу с передаточным отношением 0,5...0,3

После подстановки (6.26) в (6.25) и преобразований можно получить равенство:

$$m + \frac{J_k}{R_k^2} = \frac{J_{кз}}{R_k^2} + \frac{J_p}{R_p^2} + \frac{J}{R_p^2 \cdot i_{pm}^2} \quad (6.27)$$

Отсюда:

$$J_m = i_{pm}^2 \cdot (R_p^2 \cdot m - J_p) + \frac{R_p^2}{R_k^2} \cdot i_{pm}^2 \cdot (J_k - J_{кз}) \quad (6.28)$$

Момент инерции одного сплошного ролика:

$$J_{p1} = \frac{m_p}{2} \cdot R_p^2 = \frac{\pi \cdot R_p^4 \cdot l_p \cdot \gamma}{2}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \quad (6.29)$$

Если ролик изготовлен из горячекатаной трубы, то:

$$J_{p1} = \frac{m_p}{2} \cdot (R_p^2 - R_{вн}^2) = \frac{\pi \cdot (R_p^2 - R_{вн}^2)^2 \cdot l_p \cdot \gamma}{2}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \quad (6.30)$$

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

Момент инерции 1 колеса принимается в соответствии с данными табл.6.2.

Таблица 6.2

Моменты инерции колес автомобиля

Автомобиль	ЗИЛ-130	ГАЗ-53А	ГАЗ-24
$J_{k.}, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	12,6	7,3	1,0

Для определения момента инерции колес автомобилей, не указанных в табл.6.2, с достаточной для расчетов точностью можно принять, что:

$$J_{kx} = J_{kc} \cdot \left(\frac{R_{kx}}{R_{kc}} \right)^4, \quad (6.31)$$

где J_{kx} – искомый момент инерции; J_{kc} – справочный момент инерции.

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

$$l_M = \frac{2 \times J_M}{\pi \times R_M^4 \times \gamma}, \text{ м} \quad (6.32)$$

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

$$N = \frac{J_{\Sigma p} \cdot \omega_{cp} \cdot \varepsilon}{1000}, \text{ кВт}, \quad (6.33)$$

где $J_{\Sigma p}$ – суммарный момент инерции вращающихся частей автомобиля и стенда, приведенный к оси роликов, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; ω_{cp} – средняя угловая скорость вращения роликов в интервале разгона, $1/\text{с}$; ε – угловое ускорение роликов, $1/\text{с}^2$.

Для грузовых автомобилей и автобусов интервал скоростей $V_1 \dots V_2$ 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:

$$\omega_{cp} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}, \text{ а } \varepsilon = \frac{\omega_1 + \omega_2}{\Delta t} \quad (6.34)$$

где ω_1 и ω_2 – соответственно угловые скорости вращения роликов при скоростях V_1 и V_2 ;

Δt – время разгона в интервале скоростей $V_1 \dots V_2$.

Если выразить угловые скорости через линейные, то:

$$\omega_{cp} = \frac{(V_2 + V_1)}{2 \cdot 3,6 \cdot R_p}; \quad \varepsilon = \frac{(V_2 - V_1)}{3,6 \cdot R_p \Delta t} \quad (6.35)$$

Тогда:

$$N = \frac{J_{\Sigma p} \cdot (V_2 - V_1)}{1000 \cdot 2 \cdot 3,6 \cdot 3,6 \cdot R_p^2 \cdot \Delta t} \quad (6.36)$$

Отсюда время разгона автомобиля на стенде:

$$\Delta t = \frac{J_{\Sigma p} \cdot (V_2^2 - V_1^2)}{26 \cdot 10^3 \cdot R_p^2 \cdot N}, \text{ с} \quad (6.37)$$

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

$$\Delta t_m = 1,15 \cdot \Delta t. \quad (6.38)$$

В формулах (6.37) и (6.38):

$$N = \frac{(N_{V_1} + N_{V_2})}{2} \quad (6.39)$$

где N_{V_1} и N_{V_2} – мощности, подводимые к инерционному нагрузателю при скоростях V_1 и V_2 и рассчитанные по формулам (6.14) – (6.20).

6.2. Расчет основных параметров стендов для проверки тормозов

Стенды проверки тормозов (СПТ) подразделяются на инерционные и силовые. Геометрические параметры стенда l , b , a и L определяются совершенно аналогично с той лишь разницей, что при проектировании СПМ рассматривалось равновесие вращающегося колеса при неподвижном ролике в момент выезда, а при проектировании СПТ рассматривается равновесие системы при вращающемся ролике и неподвижном колесе.

Принцип действия инерционного СПТ заключается в следующем. Колеса автомобиля, помещенные на ролики стенда, разгоняются с помощью электродвигателей до скорости 42,...,45 км/ч. Затем электродвигатели отключаются и механическая система стенд - колеса переходит в режим выбега. При достижении скорости 40 км/ч оператор нажимает педаль тормоза автомобиля, осуществляя экстренное торможение до полной остановки роликов. В качестве оценочных параметров часто используется тормозной путь, реже — время торможения или замедление роликов стенда. Для приближения стендовых условий испытаний к дорожным инерционные СПТ оборудуются инерционными массами.

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

$$\frac{m_c}{M_{a,np.}} = \frac{P}{\sum P_m} \quad (6.40)$$

где $m_c = \frac{J_{\sum P}}{R_p^2}$ - приведенная масса вращающихся деталей стенда, кг;

$M_{a,np}$ - приведенная масса автомобиля при движении по дороге, кг; P - тормозная сила на колесах, приложенная к роликам стенда, Н; $\sum P_m$ - сумма тормозных сил при торможении на дороге, Н.

Величины $M_{a,np}$ и $\sum P_m$, вычисляются по следующим формулам:

$$M_{a,np} = M_a + \frac{\sum J_k}{R_k^2} \text{ или } M_{a,np} \approx M_a \quad (6.41)$$

$$\Sigma P_m = M_a \cdot g \cdot \varphi_g + M_a \cdot g \cdot f_g + P_W, \text{ Н}, \quad (6.42)$$

где M_a - масса автомобиля, кг; f_g - коэффициент сопротивления качению колес на дороге; P_W - сила сопротивления встречного потока воздуха, Н.

Пренебрегая сопротивлением качения и сопротивлением встречного потока воздуха, можно считать, что:

$$\Sigma P_m = M_a \cdot g \cdot \varphi_g = G \cdot \varphi_g, \text{ Н}, \quad (6.43)$$

где φ_g - коэффициент сцепления шин с дорогой. Для асфальтобетонного шоссе $\varphi_g = 0,6$.

Тогда приведенные массы одной тележки передних и задних колес соответственно:

$$m_{cn} = \frac{M_a \cdot M_n \cdot g \cdot \varphi}{2 \cdot M_a \cdot \varphi_g \cdot g} = \frac{M_n \cdot \varphi}{2 \cdot \varphi_g}, \text{ кг}; \quad (6.44)$$

$$m_{cz} = \frac{M_a \cdot M_3 \cdot g \cdot \varphi}{2 \cdot M_a \cdot \varphi_g \cdot g} = \frac{M_3 \cdot \varphi}{2 \cdot \varphi_g}, \text{ кг}; \quad (6.45)$$

где M_n и M_3 – массы автомобиля, приходящиеся на переднюю и задние оси, кг.

Окончательно моменты инерции вращающихся масс одной тележки станда:

$$J_n = \frac{M_n \cdot \varphi \cdot R_p^2}{2 \cdot \varphi_g} - \frac{J_{kn} \cdot R_p^2}{R_k^2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (6.46)$$

$$J_3 = \frac{M_3 \cdot \varphi \cdot R_p^2}{2 \cdot \varphi_g} - \frac{J_{k3} \cdot R_p^2}{R_k^2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (6.47)$$

где J_{kn} и J_{k3} – моменты инерции передних и задних колес, находящихся на одной тележке станда в процессе диагностирования автомобиля.

Поскольку стенд с изменяющимся моментом инерции масс изготовить довольно сложно, момент инерции следует выбирать по большему значению. Если стенд предназначен для диагностирования нескольких моделей автомобилей, момент инерции выбирают для наиболее тяжелого автомобиля. Это позволит обеспечить более высокую точность измерения тормозного пути.

После расчета момента инерции задают кинематику стенда и определяют и определяют основные размеры инерционных масс. На инерционном стенде проверки тормозов конечная скорость разгона автомобиля составляет 42 ... 45 км/ч. При пуске электродвигателя на его вал действует приведенный момент от сил сопротивления качению колес по роликам, момент сопротивления холостого хода стенда, моменты от сил инерции инерционных масс, роликов стенда и колес. Электродвигатель инерционного роликового стенда выбирается по величине пускового момента на его валу:

$$M_{эл} = \left(\frac{G_k}{\cos \alpha} \right) \cdot \left(\frac{f_p \cdot z_k \cdot R_p}{i_{pэ} \cdot \eta_{pэ}} \right) + M_{xx}^c + \left(J_M \cdot z_M \cdot i_{Mэ}^2 + \frac{J_p \cdot z_p}{i_{pэ}^2 \cdot \eta_{pэ}} + \frac{J_k \cdot z_k \cdot R_p^2}{i_{pэ}^2 \cdot R_k^2 \cdot \eta_{э}} \right) \times \frac{i_{pэ} \cdot V}{R_p \cdot t_p}, \quad (6.48)$$

где $\eta_{pэ}$ - КПД передачи, связывающей электродвигатель с роликами; M_{xx}^c - момент сопротивления холостого хода стенда, приведенный к валу электродвигателя, кгс·м; $i_{pэ}$ - передаточное число передачи, связывающей ролики и электродвигатель; $i_{Mэ}$ - передаточное число передачи, связывающей маховик инерционных масс и электродвигатель; J_M, J_p, J_k - моменты инерции соответственно маховика, ролика, оди-нарного колеса автомобиля, кг·м²; z_M, z_p, z_k - число маховиков, роликов и колес, раскручиваемых одним электродвигателем; V - линейная скорость движения автомобиля, м/с; t_p - время разгона автомобиля, с.

Предварительные расчеты показали, что момент сопротивления x я стенда, изображенного на рис.6.8, составляет около 2% от общего момента и им можно пренебречь.

Передаточное число передачи, связывающей ролики и электродвигатель, выбирается из условия:

$$i_{pэ} = \frac{n_{э} \cdot R_p}{2,65 \cdot V}, \quad (6.49)$$

где $n_э = 750, 1000, 1500$ или 3000 - синхронная частота ротора электродвигателя, об/мин.

Передаточное число передачи, связывающей маховик инерционных масс и электродвигатель:

$$i_{мэ} = i_{рэ} \cdot i_{мп}, \quad (6.50)$$

где $i_{мп}$ - передаточное число передачи, связывающей инерционные массы и ролики. Как правило, ролики соединяются с маховиками масс ускоряющей передачей с $i_{мп} = 0,5 \dots 0,3$.

Время разгона следует стремиться сделать возможно меньшим. Для практических расчетов $t_p = 3,0 \dots 4,0$ с.

При выборе электродвигателя инерционного стенда следует учесть, что на нем 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 стенд не устанавливается;

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

Практика эксплуатации автомобилей показала, что субъективно водители снижение мощности двигателя на 15%, как правило, не замечают.

С учетом этого дополнительная сила сопротивления вращению роликов за счет перетяжки тормозов:

$$P = \frac{0.25 \times M_{дв} \times i_0}{\eta_{тп} \times R_K}, \text{ Н} \quad (6.51)$$

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

Окончательно формула для вычисления пускового момента будет иметь вид:

$$M_{эл} = \left(\frac{G_k}{\cos \alpha} \right) \cdot \left(\frac{f_p \cdot z_k \cdot R_p}{i_{pэ} \cdot \eta_{pэ}} \right) + M_{xx}^c + \left(J_m \cdot z_m \cdot i_{mэ}^2 + \frac{J_p \cdot z_p}{i_{pэ}^2 \cdot \eta_{pэ}} + \frac{J_k \cdot z_k \cdot R_p^2}{i_{pэ}^2 \cdot R_k^2 \cdot \eta_э} \right) \cdot \frac{i_{pэ} \cdot V}{R_p \cdot t_p} +$$

$$+ 0,25 \frac{M_{де} \cdot i_0 \cdot R_p}{\eta_{mp} \cdot R_k \cdot i_{pэ} \cdot \eta_{pэ}} \quad (6.52)$$

Если в справочнике отсутствуют данные по пусковому моменту, выбор электродвигателя можно произвести по его мощности:

$$N = \frac{M_{эн} \cdot n_c}{9740 \cdot K}, \text{кВт} \quad (6.53)$$

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

Главным достоинством инерционных СПТ является имитация приближенных к дорожным условий работы тормозных механизмов автомобиля.

К недостаткам инерционных СПТ следует отнести громоздкость, большую металлоемкость, большую, порядка нескольких десятков киловатт, мощность приводных электродвигателей.

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

В качестве примера конструктивного исполнения на рис.6.9 показана кинематическая схема стенда .предназначенного для диагностирования тормозов автомобилей силовым методом.

Особенностью проектирования силового СПТ является подбор редуктора и приводного электродвигателя.

Передаточное число редуктора:

$$i_p = \frac{0,377 \cdot n_c \cdot R_p}{V}, \quad (6.54)$$

где $V = 4 \dots 6$ км/ч – линейная скорость движения автомобиля на стенде; $R \geq 11$ м - радиус роликов стенда.

Мощность электродвигателя выбирается из условия обеспечения вращения роликов при максимальной затормаживающей силе:

$$P_m = \frac{G_k}{\cos \alpha} \cdot (\varphi + f_p), \text{ Н}, \quad (6.55)$$

где $\varphi = 0,56$ - коэффициент сцепления материала шины с роликами стенда; $f_p = 0,03$ - коэффициент трения качения колеса по роликам стенда.

С учетом КПД редуктора мощность электродвигателя

$$N = \frac{G_k}{\cos \alpha} \cdot (\varphi + f_p) \cdot \frac{R_p \cdot n_c}{9740 \cdot \eta_p \cdot i_p}, \text{ кВт} \quad (6.56)$$

где η_p - КПД редуктора.

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

6.3. Методика расчета роликовых стендов

Независимо от назначения стенда в первую очередь определяют диаметр и длину роликов, расстояние между роликами и осями роликов, прорабатывают кинематическую схему стенда, проектируют выталкиватель колес, задаются способом торможения роликов 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 СПТ необходимо подобрать электродвигатель и редуктор.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. - М.: Машиностроение, 1978.
2. Афанасиков Ю.И. Проектирование моечно-очистного оборудования авторемонтных предприятий. - М.: Транспорт, 1987. - 174 с.
3. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы: Учебник для машиностроительных вузов. - М.: Машиностроение, 1982. - 423 с.
4. Васильев В.И. Основы проектирования технологического оборудования автотранспортных предприятий: Учебное пособие. - Курган: Курганский машиностроительный институт, 1992. - 87 с.
5. Говорущенко Н.Л. Диагностика технического состояния автомобилей. - М.: Транспорт, 1970. - 256 с.
6. Завьялов С.Н. Мойка автомобилей. - М.: Транспорт, 1984. - 267 с.
7. Иванов М.Н. Детали машин. - М.: Высшая школа, 1991. - 383 с.
8. Киселев П.Г. Справочник по гидравлическим расчетам. - М.: Энергия, 1974. - 473 с.
9. Крамаренко Г.В. Техническая эксплуатация автомобилей. - М.: Транспорт, 1983.-488 с.
10. Кухлинг Х. Справочник по физике. - М.: Мир, 1982. - 520 с.
11. Техническая эксплуатация автомобилей. - 4-е издание / Под ред. Кузнецова Е.С. - М.: Наука, 2001. - 413 с.
12. Методика расчета оборудования для диагностики тормозной системы подвижного состава автомобильного транспорта. Серия «Техническое обслуживание и ремонт автомобилей». Экспресс-информация. - ЦБНТИ, 1976. - 41 с.
13. Новиков М.П. Основы конструирования сборочных приспособлений. -М: Машиностроение, 1953. - 344 с.
14. Поляков М.Л. Гидравлический расчет установки для мойки автомобилей и автофейдеров: Учебное пособие. - Саратов: Саратовский политехнический институт, 1975.-87 с.
15. Прокопьев В.Н, Кудрин А.И. Методические указания к лабораторным работам по Курсу ТЭА. - Челябинск: ЧПИ, 1978, - 4.1. - 50с.
16. Сохрин П.П., Уланов А.Г. Проектирование приводов гаражного и авторемонтного оборудования. - Челябинск: ЧТГУ, 1992.-90 с

17. Таубер Б.А. Подъемно-транспортные машины. - М.: Экология, 1991. – 528 с.
18. Тельнов А.Ф, Козлов Ю.С., Кузнецов О.К. Моющие средства, их использование в машиностроении и регенерации. - М.: Машиностроение, 1993. – 208 с.
19. Черепанов Л.Б. Основы проектирования элементов технологического оборудования: Учебное пособие. - Пермь: Пермский государственный технический университет, 2001. - 58 с.