

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

РАСЧЕТ НАГРУЗОК НА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОДА

Пособие

для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы
мобильных и технологических машин»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2020

УДК 62-82+62-85-025.13(075.8)

ББК 31.56я7

P24

А в т о р ы:

В. П. Автушко, П. Н. Кишкевич, М. И. Жилевич, П. Р. Бартош

Р е ц е н з е н т ы:

заведующий кафедрой УО «БГАТУ», канд. техн. наук,

доцент *Г. И. Гедроить*;

заведующий кафедрой лесных машин и технологий
лесозаготовок БГТУ, канд. техн. наук, доцент *С. П. Мохов*

P24 **Расчет** нагрузок на исполнительный двигатель гидро- и пневмопривода : пособие для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» / В. П. Автушко [и др.]. – Минск : БНТУ, 2020. – 96 с.
ISBN 978-985-583-035-2.

В пособии рассмотрены вопросы, связанные с определением нагрузок на выходные звенья приводов при расчетах тормозных систем автомобилей и автопоездов, рулевых управлений автомобилей, опрокидывающих механизмов грузовой платформы автомобиля-самосвала, механизма подъема стрелы погрузчиков с телескопической стрелой, вакуумных и клещевых захватов (схватов) промышленных роботов и манипуляторов.

УДК 62-82+62-85-025.13(075.8)

ББК 31.56я7

ISBN 978-985-583-035-2

© Белорусский национальный
технический университет, 2020

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	5
1. РАСЧЕТ НАГРУЗОК НА ВЫХОДНЫЕ ЗВЕНЬЯ ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОДОВ	6
1.1. Оптимальное передаточное число механизма, соединяющего выходное звено гидро- или пневмопривода с управляемым объектом.....	9
2. РАСЧЕТ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ	14
2.1. Определение усилия, необходимого для поворота автомобиля.....	14
2.2. Определение размеров исполнительного цилиндра	16
2.3. Гидравлический расчет усилителя.....	20
2.4. Тепловой расчет гидропривода.....	22
3. РАСЧЕТ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЕЙ	25
3.1. Назначение и классификация	25
3.2. Расчет тормозных сил и моментов	29
3.3. Классификация тормозных механизмов	33
3.4. Расчет барабанных тормозных механизмов	37
3.5. Конструкция и расчет дисковых тормозных механизмов ...	43
3.6. Выбор параметров тормозного привода.....	45
3.7. Выбор расчетного тормозного момента для стояночного тормоза	49
4. РАСЧЕТ ВАКУУМНОГО ЗАХВАТА.....	52
4.1. Удерживающая сила вакуумного захвата (схватата).....	52
4.2. Расчет силы веса заготовки, удерживаемой захватом при подъеме руки манипулятора	57
4.3. Расчет допустимой силы веса заготовки (изделия) при повороте руки	58
4.4. Расчет допустимой силы веса заготовки при выдвигении руки	60
4.5. Расчет допустимой силы веса заготовки, удерживаемой схватом (захватом) при совмещении трех движений.....	61

5. ОПРОКИДЫВАЮЩИЙ МЕХАНИЗМ ГРУЗОВОЙ ПЛАТФОРМЫ АВТОМОБИЛЯ-САМОСВАЛА	64
6. ПОГРУЗЧИК С ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОЙ СТРЕЛОЙ.....	71
7. РАСЧЕТ КЛЕЩЕВОГО ЗАХВАТА	78
7.1. Расчет усилия на колодках при опускании захвата.....	78
7.2. Расчет усилия на колодках при продольном перемещении захвата.....	80
7.3. Расчет усилия при повороте захвата в горизонтальной плоскости.....	82
7.4. Расчет суммарного усилия на колодке захвата при совмещении трех движений	84
7.5. Расчет параметров привода клещевого захвата.....	85
7.6. Расчет привода клещевого захвата лесопогрузочной машины.....	88
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	96

ПРЕДИСЛОВИЕ

При проектировании гидро- и пневмоприводов мобильных машин и технологического оборудования важнейшим исходным параметром является нагрузка на выходное звено привода. Обоснованный выбор нагрузки на выходное звено привода обеспечивает эффективность и надежность работы привода. Следовательно, наличие методик определения нагрузок на выходное звено гидро- и пневмоприводов позволяет студентам при выполнении курсовых и дипломных проектов по специальности достоверно выбрать величину нагрузки, действующей на выходное звено привода.

Предлагаемое учебное пособие рекомендуется использовать при курсовом и дипломном проектировании студентами специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин». Представленный в пособии материал по определению нагрузок на выходное звено привода позволяет значительно улучшить подготовку специалистов. Пособие может быть полезно студентам специальностей 1-37 01 02 «Автомобилестроение», 1-37 01 03 «Тракторостроение»; 1-37 01 04 «Многоцелевые гусеничные и колесные машины».

1. РАСЧЕТ НАГРУЗОК НА ВЫХОДНЫЕ ЗВЕНЬЯ ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВодОВ

При взаимодействии с объектом выходное звено привода нагружено силами и моментами сил, возникающими из-за инерции перемещаемого устройства объекта, а также вызванными приложенными к этому устройству силами и моментами сил со стороны окружающей среды и других устройств.

В зависимости от вызывающих нагрузку причин ее называют *позиционной, трением и инерционной*. Позиционную нагрузку создают силы и моменты сил, значения которых изменяются при изменении положения перемещаемого приводом устройства. Трение подразделяют на сухое, гидро- или газодинамическое и смешанное.

Для расчета инерционной нагрузки предварительно вычисляются приведенные к выходному звену значения массы или момента инерции перемещаемого устройства так, чтобы соблюдалось равенство кинетических энергий перемещаемых и приведенных масс. Другие виды нагрузки находят исходя из равенства работ сил или моментов сил, приложенных к выходному звену и перемещаемому приводом устройству.

Если выходное звено привода и перемещаемое устройство соединены посредством какого-либо механизма (зубчатого или рычажного), то параметры нагрузок являются функциями передаточного числа i механизма.

Нагрузки на выходное звено привода можно описать функциями, связывающими угловую скорость ω выходного звена или скорость v его поступательного перемещения с моментом M сил или суммарным значением сил, равным F . Такие функции описывают состояние нагрузки на выходном звене при происходящих в приводе динамических процессах. По ним при известном законе движения выходного звена могут быть построены графики нагрузок. Исходными для определения состояния нагрузки служат уравнения движения выходного звена, которые в линейном приближении записываются в виде

$$J \frac{d^2\alpha}{dt^2} + k_{тр} \frac{d\alpha}{dt} + k_{ноз} \alpha = M; \quad (1.1)$$

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + k_{\text{тр}} \frac{dy}{dt} + k_{\text{поз}} y = F, \quad (1.2)$$

где α , y – угловое и поступательное перемещения выходного звена привода соответственно;

J , m – момент инерции и масса, отнесенные к выходному звену привода;

$k_{\text{тр}}$ – коэффициенты трения, возникающего при вращательном или поступательном движении выходного звена привода;

$k_{\text{поз}}$ – коэффициенты позиционной нагрузки, действующей на выходное звено привода.

При гармонических колебаниях выходного звена

$$\alpha = a_\alpha \sin \omega t; \quad (1.3)$$

$$y = a_y \sin \omega t, \quad (1.4)$$

где a_α , a_y – амплитуды колебаний выходного звена;

ω – угловая частота колебаний.

Поскольку каждое из уравнений (1.1) и (1.2) с учетом соответствующих им соотношений (1.3) и (1.4) по форме являются одинаковыми, достаточно найти функцию, описывающую состояние нагрузки, для одного из двух выходных звеньев, например для звена с поступательным перемещением. Используя формулу (1.4), получаем

$$v = \frac{dy}{dt} = a_y \omega \cos \omega t. \quad (1.5)$$

Уравнение (1.2) в случае гармонических колебаний выходного звена принимает вид

$$F = -ma_y \omega^2 \sin \omega t + k_{\text{тр}} v + k_{\text{поз}} a_y \sin \omega t. \quad (1.6)$$

Из уравнений (1.5) и (1.6) не трудно найти

$$\frac{v}{a_y \omega} = \cos \omega t. \quad (1.7)$$

Просуммировав взятые в квадрат соотношения (1.7) и (1.8), получим

$$\frac{F - k_{\text{тр}}v}{a_y(k_{\text{поз}} - m\omega^2)} = \sin \omega t. \quad (1.8)$$

$$\frac{(F - k_{\text{тр}}v)^2}{a_y^2(k_{\text{поз}} - m\omega^2)^2} + \frac{v^2}{(a_y\omega)^2} = 1. \quad (1.9)$$

Если в уравнения (1.9) F заменить на M , v – на ω , m – на J , a_y – на a_α , то получится уравнение состояния нагрузки на выходное звено с угловым перемещением.

Графиком, построенным в координатах $F0v$ или $M0\omega$ по уравнению вида (1.9), является эллипс, часть которого показана на рис. 1.1.

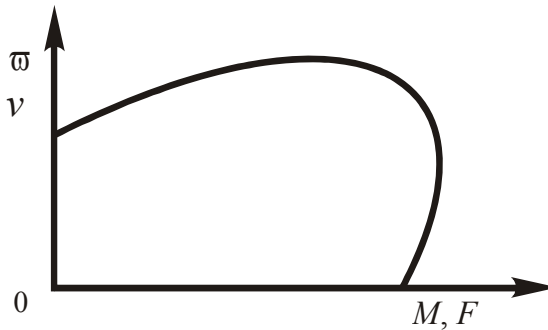


Рис. 1.1. График нагрузки при гармонических колебаниях выходного звена привода

Гармонические колебания выходного звена имеют место, например, в приводах испытательных установок, или при исследовании динамических характеристик привода. В тех случаях, когда по условиям использования привода законы движения его выходного звена значительно отличаются от гармонических, может быть построен график нагрузки с учетом заданной циклограммы работы

привода и требуемого вида переходных процессов при смене выполняемых операций.

Часто вместо графика нагрузки для расчета привода задают значение скорости движения выходного звена, которое необходимо обеспечить при действующей на него нагрузке. Такая рабочая точка (РТ) показана на рис. 1.2. Кроме того, могут быть заданы скорость движения выходного звена в отсутствие нагрузки (точка холостого хода ТХХ) и максимальная нагрузка при полном торможении выходного звена (точка ТПТ).

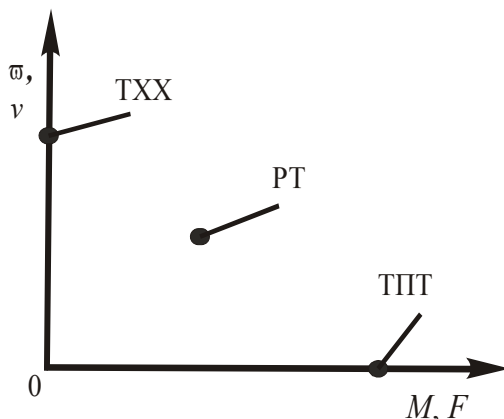


Рис. 1.2. Характерные точки для определения нагрузок на выходное звено привода

1.1. Оптимальное передаточное число механизма, соединяющего выходное звено гидро- или пневмопривода с управляемым объектом

Выбор передаточного числа i механизма для соединения выходного звена привода с управляемым объектом зависит от условий, при которых будет работать привод. В одних случаях значение i предопределено местом установки привода и конструкцией устройства, которым он должен управлять.

В других – значение i можно выбрать так, чтобы обеспечить наилучшие показатели, характеризующие привод. Однако эти требования часто оказываются противоречивыми и тогда приходится

искать компромиссное решение. Например, для уменьшения материалоемкости привода желательно минимизировать размеры и массу его элементов, в то же время, согласно условию высокой надежности привода, необходимо предусмотреть резервирование отдельных узлов, что потребует увеличения размеров привода.

Среди ряда параметров силовые факторы и скорости, развиваемые исполнительным двигателем, являются основными и в значительной степени влияющими на характеристики привода.

Оптимальное передаточное число i_0 можно найти следующим образом. Сначала вычислить максимальное значение мощности, затрачиваемой на управление связанным с выходным звеном привода устройством. Затем по этой мощности при разных значениях i определить моменты M сил или силы F , а также линейные v или угловые ω скорости, которые должен развивать исполнительный двигатель. По полученным в результате этих вычислений величинам определяются координаты точек на плоскости M, ω или F, v , через которые проходит показанная на рис. 1.3 кривая 1. Там же построена внешняя характеристика (кривая 2) исполнительного двигателя. Заштрихованной области на рис. 1.3 соответствуют допустимые значения i , которые лежат в диапазоне $i_b \leq i \leq i_a$. Оптимальное в этих пределах передаточное число может быть выбрано по разным критериям.

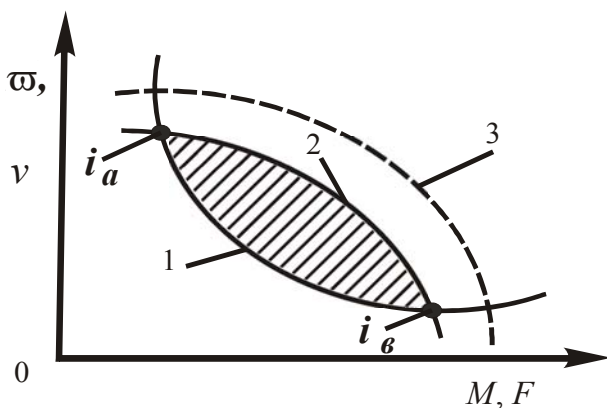


Рис. 1.3. К вычислению передаточного числа механизма, соединяющего вал исполнительного двигателя с управляемым объектом

При соизмеримых значениях отнесенного к выходному звену привода момента инерции J управляемого устройства и момента инерции рабочего органа исполнительного двигателя оптимальным будет такое значение i , которое позволяет получить минимальный момент инерции зубчатого механизма. Это обеспечивает уменьшение динамических нагрузок на выходное звено привода и несколько повышает его быстродействие. В более общем случае рассматриваются дополнительные условия, к которым, например, относится стоимость зубчатой передачи. Выбирая близкое к нижнему пределу значение i , можно сократить количество пар зацепления и тем самым снизить стоимость зубчатого механизма. Но при большем передаточном числе улучшается равномерность движения управляемого устройства с малыми скоростями. Кроме того, при большом передаточном числе возрастает сопротивляемость привода возмущениям, действующим на управляемое устройство, что обеспечивает малые перемещения выходного звена привода при изменениях нагрузки на управляемое устройство. Благодаря такой повышенной с помощью передаточного механизма «жесткости» внешней характеристики исполнительного двигателя повышается точность управления объектом. Диапазоны допустимых значений передаточного числа могут быть расширены путем замены исполнительного двигателя на двигатель с большим рабочим объемом, или путем увеличения рабочего давления в пределах допустимых для данного двигателя значений (см. рис. 1.3, кривая 3).

Различное влияние нескольких факторов на выбор передаточного числа в предварительно вычисленном диапазоне указывает на целесообразность решения в таких случаях многокритериальной задачи проектирования оптимального передаточного механизма, соединяющего выходное звено привода с управляемым устройством.

Если оптимизация передаточного числа по какому-либо одному критерию позволяет улучшить наиболее существенные показатели системы с приводом и незначительно ухудшает менее значимые показатели, то выбор передаточного числа упрощается. Например, в роботах и строительно-дорожных машинах широко применяют гидро- и пневмоприводы с возвратно поступательными перемещениями выходных звеньев, соединенных рычажными механизмами с управляемыми устройствами (рис. 1.4).

Минимизация максимального значения силы F_{\max} , развиваемой приводом при разных положениях выходного звена, обеспечивает

снижение стоимости привода, которая может составлять значительную часть стоимости всей машины. Задачу выбора оптимальных параметров механизма формулируют так, чтобы найти величины a , b , $\beta = \alpha + \gamma$, при которых целевой функции (критерию) достигается минимум. Целевую функцию необходимо дополнить ограничениями, которые следуют из определяемой по теореме косинусов связи между линейными размерами и углами. Эти ограничения можно представить равенствами

$$F_{\max} = F(\varphi) \text{ при } \varphi_{\min} \leq \varphi \leq \varphi_{\max};$$

$$2ab \cdot \cos(\beta + \varphi_{\min}) - (a^2 + b^2) = -z_{\min}^2;$$

$$2ab \cdot \cos(\beta + \varphi_{\max}) - (a^2 + b^2) = -z_{\max}^2,$$

где z_{\min} и z_{\max} – смещения конца штока исполнительного двигателя (выходного звена привода) относительно опоры цилиндра при φ_{\min} и φ_{\max} соответственно.

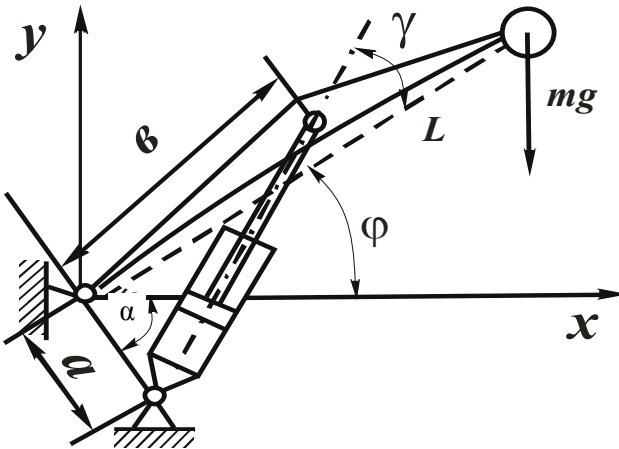


Рис. 1.4. Схема для расчета оптимальных параметров механизма

Функцию $F(\varphi)$ можно найти исходя из условия равновесия груза массой m при разных положениях выходного звена привода:

$$F(\varphi) = \frac{Lmg \sqrt{(a^2 + b^2) - 2ab \cos(\beta + \varphi)} \cdot \cos \varphi}{ab \sin(\beta + \varphi)}.$$

При выборе оптимальных размеров механизма необходимо также иметь в виду, что от хода штока гидро- или пневмоцилиндра зависит его диаметр, влияющий на размеры цилиндра.

Диаметр штока, прежде всего, должен удовлетворять условию устойчивости стержня по Эйлеру. Согласно этому условию критическое значение силы P_k равно:

$$P_k = \left(\frac{\pi}{L_k} \right)^2 J_{шт} E,$$

где L_k – длина стержня, заменяющего в расчетной схеме гидро- или пневмоцилиндр с полностью выдвинутым штоком (рис. 1.5);

$J_{шт}$ – момент инерции поперечного сечения штока, при сплошном штоке;

E – модуль упругости стали, из которой изготовлен шток.

$$J_{шт} = \frac{\pi d_{шт}^4}{64}.$$

Максимально допустимое значение силы назначают в 2,5–3,5 раза меньше значения P_k . После расчета штока на устойчивость проверяют прочность соединения его с управляемым устройством и выбирают наибольшее из полученных при этих расчетах сечение штока.

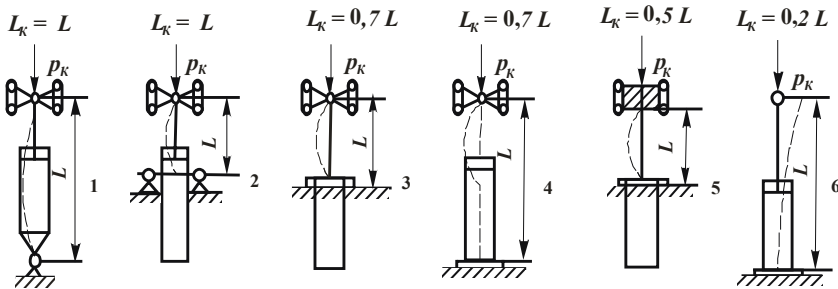


Рис. 1.5. Расчетные варианты при определении критического значения нагрузки на шток гидро- и пневмоцилиндра

2. РАСЧЕТ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

2.1. Определение усилия, необходимого для поворота автомобиля

В общем случае это усилие непостоянно и зависит от ряда причин: нагрузки G_1 , приходящийся на передний мост (управляемый мост) полностью груженого автомобиля, типа дороги, скорости движения, радиуса поворота, давления воздуха в шинах управляемого моста и т. д.

Наибольшего значения усилие на рулевом колесе достигает при повороте автомобиля, стоящего на сухом асфальтном покрытии. В движении это усилие значительно снижается (до двух раз).

Сила F_p , необходимая для поворота управляемых колес стоящего на горизонтальной поверхности автомобиля, находится исходя из суммарного момента M_Σ на цапфах управляемых колес:

$$M_\Sigma = M_f + M_\phi + M_\beta + M_\gamma,$$

где M_f – момент сопротивления перекачиванию управляемых колес при их повороте вокруг шкворней;

M_ϕ – момент сопротивления деформации шин и трения в контакте с опорной поверхностью вследствие проскальзывания шины;

M_β , M_γ – моменты, обусловленные поперечным и продольным наклонами шкворней (рис. 2.1).

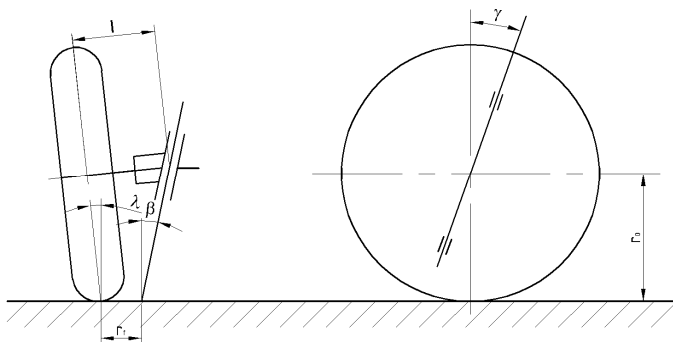


Рис. 2.1. Схема к расчету момента сопротивления повороту колеса

$$M_f = fG_1 r_f = fG_1 [l - \pi r_0 (\lambda + \beta) / 180],$$

$$M_\varphi = \varphi G_1 r_\varphi,$$

$$M_\beta = 0,5G_1 r_f \sin \beta (\sin \theta_e + \sin \theta_i) \approx 0,5G_1 r_f \sin \beta \sin \theta_m,$$

$$M_\gamma \approx -G_1 r_0 \sin^2 \gamma \sin \theta_m,$$

где G_1 – осевая нагрузка, передаваемая управляемыми колесами;

f – коэффициент сопротивления перекачиванию колеса $f \approx 0,018$;

φ – коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью $\varphi \approx 0,8$;

r_0 – расчетный радиус колеса;

r_f – радиус обкатки колеса вокруг оси шкворня: $r_f = 0,06-0,08$ м;

r_φ – плечо силы трения скольжения относительно центра отпечатка шины (если принять, что давление по площади отпечатка распределяется равномерно, $r_\varphi = 0,5\sqrt{r_c^2 - r_0^2}$);

r_c – свободный радиус колеса (в случае, когда $r_0 \approx 0,96r_c$, $r_\varphi = 0,14r_c$);

l – длина цапфы;

λ – угол развала колес, град;

β , γ – углы наклона шкворня в боковом направлении и назад, град;

θ_e , θ_i – углы поворота наружного и внутреннего колес, град;

θ_m – средний угол поворота колеса: $\theta_m = (\theta_e + \theta_i)/2$.

Сила F_p на рулевом колесе растет с увеличением θ_e и θ_i , достигая максимальных значений при $\theta_{e\max}$ и $\theta_{i\max}$.

Для инженерных расчетов используется полуэмпирическая формула Гука, которая дает достаточно близкие значения M_Σ к опытным данным

$$M_\Sigma = 10^{-3} \varphi / 3 \sqrt{G_1^3 / P_{\text{ш}}},$$

где G_1 – осевая нагрузка передаваемая управляемыми колесами, Н;

$p_{\text{ш}}$ – давление в шине, МПа;

φ – коэффициент трения шины о дорогу, $\varphi = 0,7-0,9$.

Усилие на ободе рулевого колеса, необходимое для поворота управляемых колес на месте определяется по выражению

$$F_p = \frac{M_{\Sigma}}{R_p u \eta},$$

где R_p – радиус рулевого колеса, $R_p = 180-275$ мм;

η – КПД рулевого управления, $\eta \approx 0,7-0,85$;

u – передаточное число рулевого управления, равное произведению передаточных чисел рулевого механизма и привода, $u = i_{\text{рм}} i_{\text{рп}}$.

Рекомендуемые передаточные числа рулевых механизмов:

$i_{\text{рм}} = 10-25$ для легковых автомобилей;

$i_{\text{рм}} = 18-30$ для грузовых автомобилей.

Передаточное число $i_{\text{рп}}$ рулевого привода для большинства автомобилей определяется по выражению

$$i_{\text{рп}} = \frac{l}{l_c} = 0,85 - 1,35,$$

где l – длина рычага цапфы;

l_c – длина рычага сошки.

Полученное значение F_p сопоставляется с допустимым $[F_p]$ на рулевом колесе. Принимают $[F_p] = 250$ Н – для грузовых автомобилей и $[F_p] = 70$ Н для легковых автомобилей. Если $F_p > [F_p]$, необходима установка усилителя.

В современных конструкциях усилитель обычно позволяет осуществить поворот на месте без значительного усилия на рулевом колесе.

2.2. Определение размеров исполнительного цилиндра

После определения величины расчетного момента на управляемых колесах переходят к определению размеров исполнительного цилиндра. Расчетная схема гидроусилителя предоставлена на рис. 2.2.

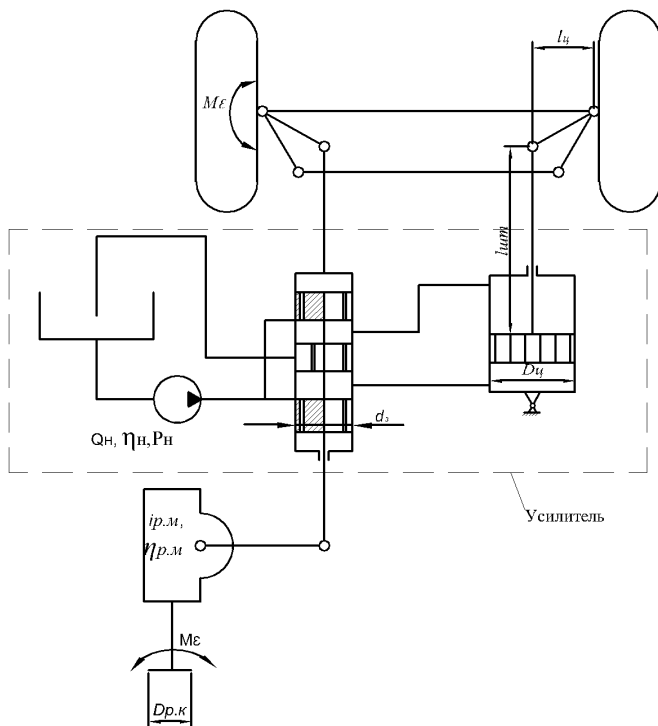


Рис. 2.2. Расчетная схема рулевого управления с усилителем

Момент, который создает на поворотных кулаках управляемой оси водитель, определяется по зависимости

$$M_{\text{в}} = F_{\text{р}} R_{\text{р}} i_{\text{рм}} i_{\text{рп}} \eta, \text{ принимаем } F_{\text{р}} \leq [F_{\text{р}}].$$

Работа, которую совершает водитель для поворота управляемых колес на месте

$$W_{\text{в}} = M_{\text{в}} \cdot \theta_{\text{м}} = M_{\text{в}} \frac{\theta_1 + \theta_2}{2},$$

где $\theta_{\text{м}}$ – средний угол поворота колеса;

θ_1, θ_2 – углы поворота управляемых колес из одного крайнего положения в другое, в радианах.

При повороте автомобиля имеем

$$\theta_1 = \theta_2 = \alpha + \beta,$$

где α и β – наибольшие углы поворота соответственно наружного и внутреннего колеса.

Величина углов α и β зависит от конструкции и типа автомобиля и для каждого автомобиля индивидуальна.

Для предварительных расчетов величину суммы углов $\alpha + \beta$ можно принимать в пределах 1,13–1,31 рад, причем $\beta_{\max} \leq 0,75$ рад.

Работа, которую необходимо совершить, чтобы повернуть управляемые колеса из одного крайнего положения в другое определяется по формуле:

$$W = M_{\Sigma} \frac{\theta_1 + \theta_2}{2}.$$

Работа, совершаемая усилителем:

$$W_y = (W - W_b) \frac{1}{\eta_{\text{ц}}},$$

где $\eta_{\text{ц}}$ – КПД силового цилиндра усилителя.

Так как на поршень действует и радиальная составляющая силы, развиваемой цилиндром, $\eta_{\text{ц}}$ принимают равным 0,75–0,85.

После определения работы, совершаемой усилителем, находим рабочий объем силового цилиндра по зависимости

$$V_{\text{ц}} = \frac{W_y}{p_{\max}},$$

где p_{\max} – максимальное давление, развиваемое насосом гидроусилителя.

Диаметр силового цилиндра находят после того, как из компоновочных соображений будет определен ход штока силового цилиндра, а из условия продольной жесткости – его диаметр.

Условие продольной жесткости определяется из формулы Эйлера

$$P_{\text{сж}} \leq \frac{\pi^2 EJ}{l_{\text{шт}}^2},$$

где $P_{\text{сж}} = P_{\text{ц}}$ – усилие, развиваемое гидроцилиндром;

E – модуль упругости материала, из которого изготовлен шток;

J – момент инерции поперечного сечения штока $J = \frac{\pi d_{\text{шт}}^4}{64}$ (при

сплошном штоке);

$l_{\text{шт}}$ – длина штока от поршня до проушины;

$$P_{\text{ц}} = \frac{M_y}{l_{\text{ц}}} = \frac{M_{\Sigma} - M_{\text{в}}}{l_{\text{ц}}},$$

где $l_{\text{ц}}$ – плечо приложения силы штока силового цилиндра к поворотному кулаку (рис. 2.2).

Для определения диаметра штока силового цилиндра усилие, развиваемое гидроцилиндром, увеличивается на коэффициент жесткости ε , т. е. $P_{\text{расч}} = \varepsilon P_{\text{ц}}$, где величина ε для деталей рулевого привода, имеющих на концах шаровые шарниры, выбирается в пределах 1,5–2,0.

Используя приведенные выше формулы, получим

$$d_{\text{шт}} = \sqrt[4]{\frac{64\varepsilon J_{\text{шт}}^2 P_{\text{ц}}}{\pi^2 E}}.$$

Диаметр силового цилиндра находят по формуле:

$$D_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{4V_{\text{цц}}}{\pi l_{\text{цц}}} + d_{\text{шт}}^2}.$$

где $l_{\text{цц}}$ – ход штока силового цилиндра;

$d_{шт}$ – диаметр штока силового цилиндра.

Для предварительных расчетов можно принимать равным $d_{шт} = 0,5D_{ц}$.

Полученные значения $d_{шт}$ и $D_{ц}$ округляют до ближайшего стандартного значения (ГОСТ 12447-80).

2.3. Гидравлический расчет усилителя

Гидравлический расчет включает: определение подачи насоса, диаметра золотника распределителя и диаметра трубопроводов.

Подача насоса Q_n должна выбирается такой, чтобы цилиндр гидроусилителя успевал поворачивать управляемые колеса автомобиля со скоростью большей, чем это в состоянии сделать водитель. Если это условие не соблюдается, то во время быстрых поворотов водитель будет затрачивать усилие не только на преодоление сопротивления колес повороту, но и на перекачивание рабочей жидкости в гидроцилиндре из одной полости в другую, так как насос не будет успевать заполнять увеличивающийся объем полости гидроцилиндра.

Расчетную подачу насоса определяют при давлении рабочей жидкости, равном $0,5p_{max}$ и частоте вращения коленчатого вала двигателя, превышающей его частоту вращения на холостом ходу не более чем на 25 %.

Подача насоса рассчитывается по формуле

$$Q_n \geq \frac{2\pi A_{ц} n_p R_p}{i_{рц} n_{но} (1 - \Delta)},$$

где $A_{ц} = \frac{\pi D_{ц}^2}{4}$ – активная площадь поршня гидроцилиндра усилителя;

n_p – максимальная частота вращения $r_{ц}$ левого колеса;

$n_p = 0,5c^{-1}$ – для легковых автомобилей;

$n_p = 1-1,5c^{-1}$ – для большегрузных автомобилей;

$i_{рц}$ – передаточное число части привода, расположенного между рулевым колесом и поршнем гидроцилиндра. При установке распределителя в продольной тяге $i_{рц} = i_{рм}$;

$\eta_{но}$ – объемный КПД насоса при давлении (для пластинчатых насосов $\eta_{но} \approx 0,85$, для шестеренных $\eta_{но} \approx 0,9$;

Δ – утечка жидкости в гидравлической системе: $\Delta \leq 0,15$.

Внутренние диаметры трубопроводов выбираются таким образом, чтобы потери напора по их длине не превышали 0,1–0,3 МПа для легковых и 0,2–0,5 МПа для грузовых автомобилей. Для этого скорость жидкости в трубопроводах рекомендуется принимать не более 4 м/с в нагнетательных и 2 м/с в сливных магистралях.

Внутренний диаметр трубопровода определяется по формуле

$$d_T = \sqrt{\frac{4Q_H}{\pi v_T}},$$

где v_T – рекомендуемая средняя скорость течения рабочей жидкости.

При давлении $p_{ном} \leq 5$ МПа для нагнетательных магистралей принимают $v_T = 5$ м/с.

Полученное значение d_T трубопровода округляют до ближайшего стандартного значения (ГОСТ 16516-80).

Диаметр золотника распределителя определяется по выражению

$$d_3 = \frac{Q_H}{2\pi\delta_3\eta_{ГР}} \sqrt{\frac{\zeta\rho}{2\Delta p(1-\eta_{ГР})}},$$

где $\eta_{ГР}$ – оптимальное значение гидравлического КПД следящего гидропривода, при расчетах принимают $\eta_{ГР} = 0,67$;

δ_3 – осевой зазор между кромками золотника и корпуса в нейтральном положении $\delta_3 = (0,2 \dots 0,5)10^{-3}$ м.

ζ – коэффициент местного сопротивления (для золотниковых распределителей при турбулентном режиме $\zeta = 3 \dots 6$);

ρ – плотность рабочей жидкости;

Δp – потери давления в распределителе (обычно $\Delta p = 0,04\text{--}0,08$ МПа).

Полученное значение d_3 округляют до ближайшего значения по ГОСТ 12447-80.

Максимальный допустимый зазор δ_r между золотником и корпусом распределителя находится по допустимым утечкам ΔQ через золотник при максимальном давлении p_{\max} . Поскольку кольцевой зазор δ_r мал, режим течения жидкости в нем принимают ламинарным.

Тогда

$$\delta_r \leq \sqrt[3]{\frac{12\nu\rho\delta_x\Delta Q}{\pi d_3 p_{\max}}},$$

где ν – кинематическая вязкость жидкости;

δ_x – перекрытие окна нагнетательной магистрали распределителя при максимальном смещении золотника.

Для распространенных рабочих жидкостей $\nu \geq (6\text{--}15)10^{-6}$ м²/с при $t = 50$ °С;

2.4. Тепловой расчет гидропривода

Мощность привода насоса гидроусилителя определяется по выражению

$$N_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{н}} p_{\text{ном}}}{\eta_{\text{н}}},$$

где $\eta_{\text{н}}$ – полный КПД насоса, равный $\eta_{\text{н}} = \eta_{\text{нм}} \cdot \eta_{\text{но}}$;

$\eta_{\text{нм}}$ – механический КПД насоса. Обычно принимают $\eta_{\text{нм}} = 0,90$.

Потери мощности в гидроприводе определяются

$$N_{\text{пот}} = N_{\text{пр}} (1 - \eta_{\text{гп}}),$$

где $\eta_{ГП}$ – общий КПД гидропривода, равный

$$\eta_{ГП} = \eta_n \eta_{сц} \eta_{Га},$$

где $\eta_{сц}$ – КПД силового гидроцилиндра усилителя;

$\eta_{Га}$ – гидравлический КПД линий и гидроаппаратов, равный 0,85.

Количество тепла W , выделяемое в гидроприводе в единицу времени, эквивалентно теряемой в гидроприводе мощности $N_{пот}$, т. е. $W = N_{пот}$.

Повышение температуры $\Delta T_{уст}$ рабочей жидкости до установившегося значения $T_{ж}$ определяется по выражению

$$\Delta T_{уст} = \frac{W}{k_B A_B},$$

где k_B – коэффициент теплопередачи отнесенной к поверхности гидротока (для мобильных машин $k_B = 10 \dots 15 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$);

A_B – площадь теплопередающих поверхностей гидротока.

При определении площади A_B гидротока удобно пользоваться уравнениями связи этой площади с полезным объемом гидробака V_B , которые зависят от его формы:

$$A_B = \begin{cases} 5,5 V_B^{2/3} & \text{– для цилиндра,} \\ 6,0 V_B^{2/3} & \text{– для параллелипипеда,} \\ 6,7 V_B^{2/3} & \text{– для куба.} \end{cases}$$

При выборе полезного объема гидробака A_B пользуются рекомендацией о его величине, соответствующей трех- или пятиминутной номинальной подаче насоса,

$$A_B = (180 \dots 300) Q_{\text{ном}}$$

Условие приемлемости теплового режима в гидросистеме

$$\Delta T_{\text{уст}} \leq \Delta T_{\text{доп}} = T_{\text{жмах}} - T_{\text{вмах}},$$

где $\Delta T_{\text{уст}}$ – перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом в установившемся режиме;

$\Delta T_{\text{доп}}$ – максимально допустимый перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом;

$T_{\text{жмах}}$ – максимально допустимая температура рабочей жидкости (должна соответствовать минимально допустимой вязкости, указанной в технических условиях на выбранный тип насоса);

$T_{\text{вмах}}$ – максимальная температура окружающего воздуха, зависит от заданных условий эксплуатации автомобиля.

3. РАСЧЕТ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЕЙ

3.1. Назначение и классификация

Тормозные системы автотранспортных средств предназначены для снижения скорости движения вплоть до полной остановки и обеспечения их неподвижности во время стоянки.

Современные автомобили и автопоезда должны иметь рабочую, запасную, стояночную тормозные системы. Грузовые автомобили и автопоезда полной массой свыше 12 т, а также автобусы свыше 5 т, предназначенные для эксплуатации в горных районах, должны иметь дополнительную вспомогательную тормозную систему.

Рабочая тормозная система должна действовать на все колеса автотранспортного средства. При этом в зависимости от типа транспортного средства устанавливается замедление $5,5 \dots 7 \text{ м/с}^2$.

Стояночная тормозная система, обычно управляемая рычагом предназначена для затормаживания автотранспортного средства на стоянках и удержании полностью груженого автомобиля на подъеме и спуске до 25 % даже в отсутствии водителя. Величина уклона задается техническими условиями на автотранспортное средство, как правило, расчет стояночной системы проводят для начального угла подъема 16° .

Стояночная тормозная система может применяться в качестве запасной в случае отказа рабочей тормозной системы. При этом усилие на ручном рычаге тормоза в зависимости от категории транспортного средства должна составлять 400 Н (категория M_1) и 600 Н (категория $M_2, M_3, N_1, N_2, \text{ и } N_3$), на ножном – соответственно 500 и 700 Н.

Запасная или аварийная тормозная система предназначена для остановки автотранспортного средства в случае полного или частичного выхода из строя рабочей тормозной системы.

Эффективность запасной системы должна быть не менее 30 % основной тормозной системы, при этом установившаяся величина замедлений должна быть: 3 м/с^2 – для легковых автомобилей и автобусов и $2,8 \text{ м/с}^2$ – для грузовых.

Вспомогательная тормозная система (тормоз-замедлитель), предназначенная для длительного поддержания постоянной скорости движения или для регулирования скорости в пределах, отличных от нуля. Вспомогательная тормозная система должна обеспе-

чить без применения иных систем спуск автотранспортного средства со скоростью 30 ± 2 км/ч по уклону 7 % протяженностью 6 км. Средние величины замедлений составляют $0,6-2$ м/с².

Таким образом, тормозные системы современных автомобилей должны обеспечивать: требуемую эффективность торможения; сохранения устойчивости движения автомобиля при торможении; сохранения стабильных тормозных свойств; высокую эксплуатационную надежность; удобство и легкость управления, определяемые усилием, прикладываемым к педали (при ножном управлении) или к рычагу (при ручном управлении), и ходом педали или рычага. Максимальные значения этих параметров приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Максимальные значения усилий тормозной педали или рычага и их ходов для тормозных систем автомобилей

Управление	Тормозная система	Типы автомобилей	Максимальное усилие на педали или рычаге, Н	Максимальный ход педали или рычага, мм
ножное	рабочая,	легковые грузовые	500	150
	запасная, стояночная		700	180
ручное	запасная,	легковые грузовые	400	160
	стояночная		600	220

Рабочие тормозные системы автотранспортных средств различают по типу применяемых тормозных механизмов и тормозного привода.

Механизм, предназначенный для непосредственного создания и изменения искусственного сопротивления движению автомобиля, называется **тормозным**.

В процессе торможения кинетическая энергия движущегося автотранспортного средства преобразуется в тепловую, которая рассеивается в окружающей среде. Тормозные механизмы по форме вращающихся элементов делятся на барабанные и дисковые.

Совокупность устройств, предназначенных для передачи энергии от источника к тормозным механизмам и управления его в про-

цессе торможения, называется **тормозным приводом**. На автомобилях и автопоездах применяются пневматические, гидравлические и комбинированные тормозные приводы.

Привод рабочей тормозной системы с целью повышения надежности действия должен иметь не менее двух независимых контуров. В случае повреждения одного из контуров второй обеспечит торможение автомобиля. Наибольшее распространение получили двухконтурные тормозные приводы, возможные принципиальные схемы которых приведены на рис. 3.1.

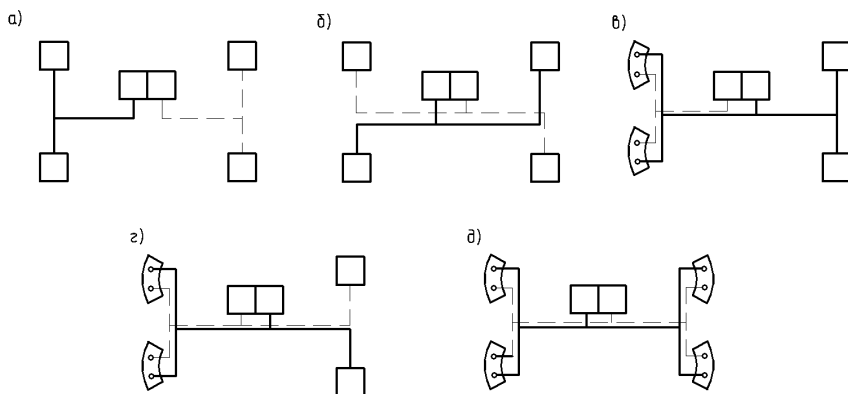


Рис. 3.1. Схемы двухконтурных тормозных приводов:
a – по осям; *б* – диагональная; *в* – с дублированием передних тормозов;
г – с дублированием передних тормозов и разделным управлением каждого заднего; *д* – с полным дублированием помостам

Наиболее часто используется принцип деления привода по осям автомобиля (рис. 3.1, *a*). Такая схема является самой простой, но при этом значительно снижается эффективность торможения при выходе из строя контура передних тормозов. При диагональной схеме (рис. 3.1, *б*) сохраняется хорошая эффективность торможения, но резко снижается устойчивость автомобиля при выходе из строя одного из контуров, особенно при торможении на повороте.

Отмеченные недостатки обеих схем полностью или частично решаются в двухконтурных приводах с использованием принципа дублирования. В схемах рис. 3.1 *в, г* дублирование частичное, а в схеме рис. 3.1 *д* – полное.

Пневматический привод широко применяется в тормозных системах грузовых автомобилей и автопоездов средней и большой грузоподъемности и автобусах. В тормозных системах с пневматическим приводом тормозные механизмы приводятся в действие за счет использования энергии сжатого воздуха.

Для грузовых автомобилей и автобусов полной массой 4 т, а также для легковых автомобилей особо малого и малого классов применяются гидравлические приводы, приводимые в действие водителем (привод прямого действия). Для более тяжелых грузовых автомобилей и автобусов полной массой свыше 5 т, а также для отдельных легковых автомобилей используют гидравлические приводы с усилителями, которые облегчают управление тормозной системой. В зависимости от типа источника энергии различают вакуумные, пневматические и гидравлические усилители.

В настоящее время на автомобилях-самосвалах особо большой грузоподъемности применяется насосно-аккумуляторный гидравлический тормозной привод. В этом случае тормозные механизмы приводятся в действие за счет использования энергии рабочей жидкости под давлением, создаваемым насосом.

На автомобилях и автопоездах большой и особо большой грузоподъемности используются комбинированные тормозные приводы (пневмогидравлические и электропневматические).

К тормозным приводам автомобилей и автопоездов предъявляются следующие основные требования:

- обеспечение приводом следящего действия, то есть на режимах торможения и оттормаживания тормозные моменты, развиваемые тормозными механизмами, должны быть пропорциональны усилию, приложенному водителем к тормозной педали и перемещению ее;

- время срабатывания тормозного привода при торможении не должно превышать 0,6 с, а при оттормаживании – 1,2 с;

- при выходе из строя одного из контуров остаточная эффективность рабочей тормозной системы должна составлять не менее 50 % предписанной;

- в случае отрыва прицепа от тягача необходимо обеспечить автоматическое торможение прицепа.

3.2. Расчет тормозных сил и моментов

Нормальные реакции дороги R_i , действующие в контакте колеса с дорогой, определяются из уравнения моментов сил, приложенных к рассматриваемому транспортному средству при торможении. Обычно при расчете динамики торможения автомобиля и автопоезда принимаются следующие допущения:

1. Не учитывается влияние подвески.
2. Для каждого колеса одной тележки трехосных и многоосных транспортных средств принимаются средние значения сил R_i .
3. Рассматривается прямолинейное движение на горизонтальной ровной дороге.
4. Условия сцепления всех колес с дорогой одинаковы.
5. Силами сопротивления качению и воздуха пренебрегаем.

Для двух- (рис. 3.2, *a*), трех- (рис. 3.2, *б*) и четырехосных автомобилей (рис. 3.2, *в*) нормальные реакции определяются по формулам:

– колеса передней оси (тележки)

$$R_1 = \frac{gm_a}{n_1(a+b)} \left(b + \frac{j}{g} h_c \right). \quad (3.1)$$

– на колеса задней оси (тележки)

$$R_2 = \frac{gm_a}{n_2(a+b)} \left(a - \frac{j}{g} h_c \right), \quad (3.2)$$

где m_a – полная масса автомобиля, кг;

n_1 и n_2 – число колес передней и задней оси (тележки), для двухосных автомобилей $n_1 = n_2 = 2$, для трехосных $n_1 = 2$, $n_2 = 4$; для четырехосных $n_1 = 4$, $n_2 = 4$;

a и b – расстояние от центра тяжести соответственно до передней и задней осей (тележек) для автомобиля, м;

h_c – высота центра тяжести автомобиля, м;

j – замедление автомобиля, м/с²;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с².

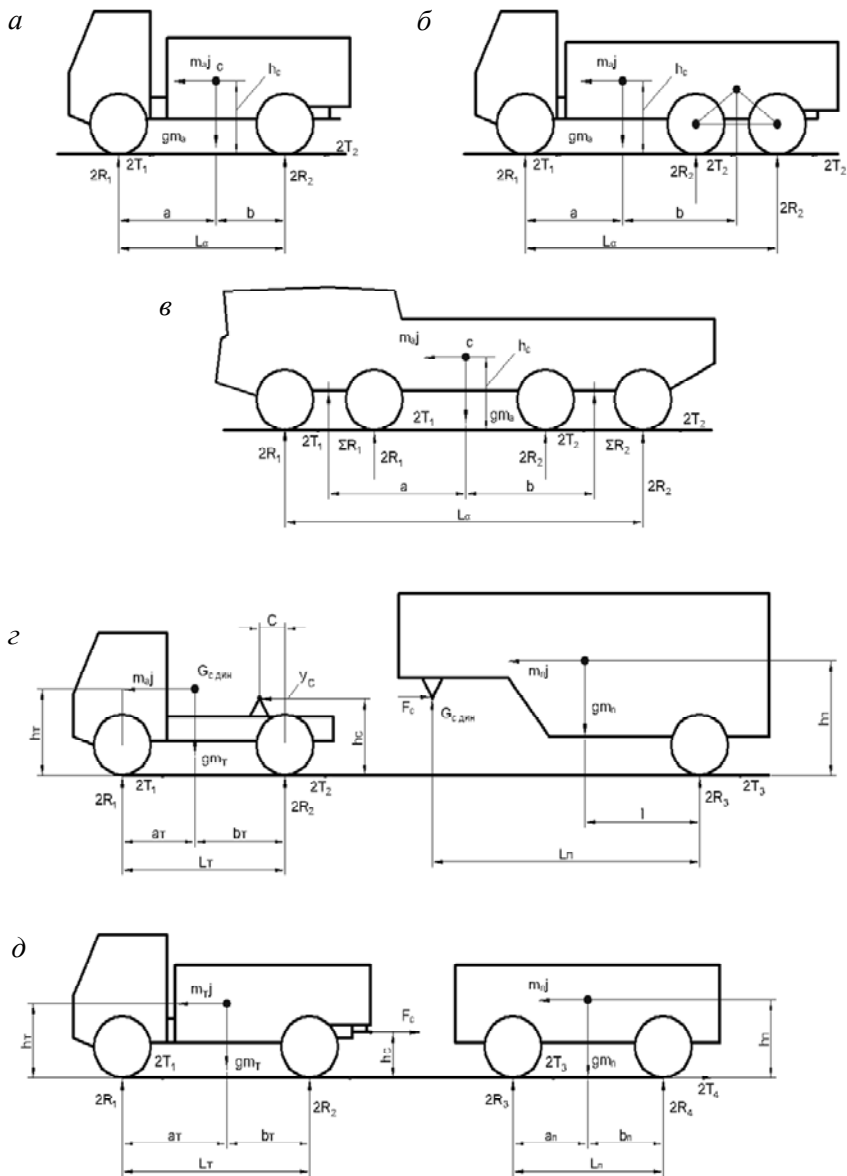


Рис. 3.2. Схема сил, действующих при торможении на двухосной (а), трехосной (б), четырехосной (в) автомобили, на седельный (г) и прицепной (д) автопоезда

Для седельного автопоезда (рис. 3.2, з) динамические нагрузки на тягач и полуприцеп определяются по формулам:

– на седельное устройство

$$G_{\text{сдин}} = gm_{\text{п}} \frac{l + h_{\text{п}} \frac{j}{g}}{L_n + h_c \frac{j}{g}}; \quad (3.3)$$

– на колеса передней оси (тележки) тягача

$$R_1 = \frac{1}{n_1(a_{\text{T}} + b_{\text{T}})} \left(m_{\text{T}}g \left(b_{\text{T}} + h_{\text{T}} \frac{j}{g} \right) + m_{\text{T}}g \left(c + h_c \frac{j}{g} \right) \frac{l + h_{\text{п}} \frac{j}{g}}{L_n + h_c \frac{j}{g}} \right); \quad (3.4)$$

– на колеса задней оси (тележки) тягача

$$R_2 = \frac{1}{n_2(a_{\text{T}} + b_{\text{T}})} \left(m_{\text{T}}g \left(b_{\text{T}} - h_{\text{T}} \frac{j}{g} \right) + m_{\text{T}}g \left(a_{\text{T}} + b_{\text{T}} - c + h_c \frac{j}{g} \right) \frac{l + h_{\text{п}} \frac{j}{g}}{L_n + h_c \frac{j}{g}} \right); \quad (3.5)$$

– на колеса оси (тележки) полуприцепа

$$R_3 = \frac{m_{\text{п}}g}{n_3} \left(\frac{L_n - l + (h_c - h_{\text{п}}) \frac{j}{g}}{L_n + h_c \frac{j}{g}} \right). \quad (3.6)$$

При выводе зависимостей (3.4)–(3.6) предполагалось оптимальное соотношение тормозных сил согласно условию:

$$\frac{T_i}{R_i} = \frac{j}{g}. \quad (3.7)$$

Вследствие выполнения условия (3.7) усилие в сцепке:

$$F_c = G_{\text{сдин}} \frac{j}{g}. \quad (3.8)$$

Для автопоезда в составе тягача и прицепа (рис. 3.2, д) динамические нагрузки на колеса осей (тележки) при торможении определяются по формулам:

$$R_1 = \frac{gm_T}{n_1(a_T + b_T)} \left(\left(b_T + h_T \frac{j}{g} \right) + F_c \frac{h_c}{(a_T + e_T)n_1} \right); \quad (3.9)$$

$$R_2 = \frac{gm_T}{n_2(a_T + b_T)} \left(\left(a_T - h_T \frac{j}{g} \right) - F_c \frac{h_c}{n_2(a_T + b_T)} \right); \quad (3.10)$$

$$R_3 = \frac{gm_{\text{п}}}{n_3(a_{\text{п}} + b_{\text{п}})} \left(\left(b_{\text{п}} + h_{\text{п}} \frac{j}{g} \right) - F_c \frac{h_c}{n_3(a_{\text{п}} + b_{\text{п}})} \right); \quad (3.11)$$

$$R_4 = \frac{gm_{\text{п}}}{n_4(a_{\text{п}} + b_{\text{ВП}})} \left(\left(a_{\text{п}} - h_{\text{п}} \frac{j}{g} \right) + F_c \frac{h_c}{n_4(a_{\text{п}} + b_{\text{п}})} \right), \quad (3.12)$$

где m_T и $m_{\text{п}}$ – соответственно масса тягача и полуприцепа (прицепа), кг;

$a_T, b_T, a_{\text{п}}, e_{\text{п}}, c, l, h_c, h_T$ и $h_{\text{п}}$ – геометрические параметры автопоездов, м (согласно рис. 3.1 з и д);

n_1, n_2, n_3 и n_4 – количество колес в соответствующих осях или тележках транспортных средств.

Усилие F_c , действующее в сцепке, определяется по формуле:

$$F_c = \frac{m_T g m_{\Pi} g}{m_{\Pi} g + m_T g} \left(\frac{\Sigma T_T}{m_{\Pi} g} - \frac{\Sigma T_{\Pi}}{m_T g} \right), \quad (3.13)$$

где $\Sigma T_T = n_1 T_1 + n_2 T_2$ и $\Sigma T_{\Pi} = n_3 T_3 + n_4 T_4$ – суммарные тормозные силы, развиваемые тормозными механизмами соответственно для тягача и прицепа, Н.

Положительное значение соответствует усилию растяжения в сцепке, отрицательное – усилию сжатия.

Тормозные силы на i -ом колесе транспортного средства:

$$T_j = \frac{J}{g} R_j. \quad (3.14)$$

Расчетные тормозные моменты на i -ом колесе:

$$M_{Ti} = T_i r_{ди}, \quad (3.15)$$

где $r_{ди}$ – динамический радиус i -ого колеса.

Максимальное значение тормозных сил и моментов на колесах ограничиваются сцеплением шин с дорогой, т. е.

$$T_i \varphi = T_{i \max} \leq R_i \varphi; \quad M_i \varphi = M_{Ti \max} \leq R_i r_{ди} \varphi. \quad (3.16)$$

3.3. Классификация тормозных механизмов

Как уже отмечалось, тормозным механизмом автомобиля называется механизм для непосредственного создания и изменения искусственного сопротивления автомобиля. Фрикционным тормозом называется тормозной механизм автомобиля, определяющий торможение за счет сил трения между его неподвижными и вращающимися деталями.

Фрикционные тормоза по конструкции делятся на барабанные, дисковые и шкивные.

Барабанным тормозом называется тормоз, в котором силы трения создаются на внутренней поверхности вращающегося цилиндра (барабана).

Дисковый тормоз – это фрикционный тормоз, в котором силы трения создаются на боковых поверхностях вращающегося диска.

Шкивным тормозом назван фрикционный тормоз, в котором силы трения создаются на наружной поверхности вращающегося цилиндра.

Широкое распространение в рабочей тормозной системе автомобиля получили барабанные тормоза. Однако в последнее время все большее применение находят дисковые тормоза.

Классификация барабанных тормозов приведена в табл. 3.2. Под самоприжимной (активной) понимается колодка, момент силы трения, которой относительно опоры оказывает действие, эквивалентное увеличению приводной силы. Самоотжимная (пассивная) колодка – это колодка, момент силы которой относительно опоры оказывает действие, эквивалентное уменьшению приводной силы. Сервоколодкой называется колодка, сила давления которой на палец шарнира является приводной силой или частью ее для второй колодки.

Таблица 3.2

Классификация барабанных тормозов

Схема тормоза	Конструкция и расположение колодок	Приводные силы	Тормозные моменты на колодках	Разжимное устройство	Степень самоусиления	Значение коэффициента самоусиления	
						Движение вперед	Движение назад
Рис. 3.1 а, б	Симметричные колодки с неподвижными центрами вращения колодки I самопржимная, а II-самоотжимная	$Q_1 < Q_2$	$M_{Г1} = M_{Г2}$	Кулачковое фиксированное	Без самоусиления	1,0	1,0
Рис. 3.1 а, в		$Q_1 < Q_2$	$M_{Г1} = M_{Г2}$	Клиновое фиксированное	Без самоусиления	1,0	1,0
Рис. 3.1 а		$Q_1 = Q_2$	$M_{Г1} > M_{Г2}$	Клиновое плавающее	С самоусилением	1,2-1,4	1,2-1,4
Рис. 3.2 а	Одинаковые колодки с неподвижными центрами вращения. Обе колодки самопржимные при движении вперед и самоотжимные при движении назад	$Q_1 = Q_2$	$M_{Г1} > M_{Г2}$	Гидроцилиндр двухпоршневой	С малым самоусилением	1,2-1,4	1,2-1,4
		$Q_1 = Q_2$	$M_{Г1} = M_{Г2}$	Два однопоршневых гидроцилиндра	С малым самоусилением	1,8-2,2	0,5-0,7

Схема тор- моза	Конструкция и расположение колодок	Приводные силы	Тормозные моменты на колодках	Разжимное устройство	Степень самоусиления	Значение коэффициентов самоусиления	
						Движение вперед	Движение назад
Рис. 3.2 б	Две одинаковые колодки, самоприжимные в обоих направлениях	$Q_1 = Q_2$	$M_{Г1} = M_{Г2}$	Два двухпоршневых гидроцилиндра или два плавающих клина	Со средним самоусилением в обоих направлениях	1,8–2,2	1,8–2,2
Рис. 3.12 в	С двумя шарнирно связанными колодками и с воздействием одной колодки на другую, сервоколодки	$Q_1 < Q_2$	$M_{Г1} < M_{Г2}$	Гидроцилиндр двухпоршневой	С большим самоусилением в обоих направлениях	4,0–4,5	4,0–4,5

3.4. Расчет барабанных тормозных механизмов

Под расчетом тормозного механизма понимается нахождение функциональной зависимости тормозного момента M_T от сил Q_1 и Q_2 разжимающих колодки. При проектировании исполнительных органов привода (тормозных камер и цилиндров) следует учитывать силу пружины, стягивающей колодки, и потери на трение в разжимном устройстве.

Существуют методы аналитического, графоаналитического и графического расчета тормозных механизмов. В большинстве случаев используют аналитический метод и предполагают синусоидальное распределение удельных давлений по длине фрикционной накладки:

$$p = p_{\max} / \psi(\alpha), \quad (3.17)$$

где p – текущее значение давления на накладку по всей ширине в месте, расположенном под углом α к линии ОС, проходящей через центр вращения барабана и центр вращения колодки С (рис. 3.3, а);

p_{\max} – максимальное удельное давление для данного значения приводной силы Q ;

$\psi(\alpha)$ – функция, отображающая зависимость давления от положения рассматриваемой точки накладки; для синусоидального закона распределения $\psi(\alpha) = \sin \alpha$; для равномерного $\psi(\alpha) = 1$; для косинусоидального $\psi(\alpha) = \cos \alpha$.

Рассмотрим расчет наиболее распространенных тормозных механизмов согласно рис. 3.3, а, б, в, г и рис. 3.4, а, б.

Выражение тормозного момента одной колодки записывается в виде

$$M_{1,2} = \frac{Qh\mu}{A \mp \mu B},$$

где μ – коэффициент трения между накладкой и барабаном;

A и B – постоянные коэффициенты, зависящие от конструктивных параметров тормозного механизма и от закона распределения удельных давлений;

Q – силы, разжимающие колодки;
 h – расстояние от направления действия силы до центра вращения колодки (рис. 3.3 и 3.4).

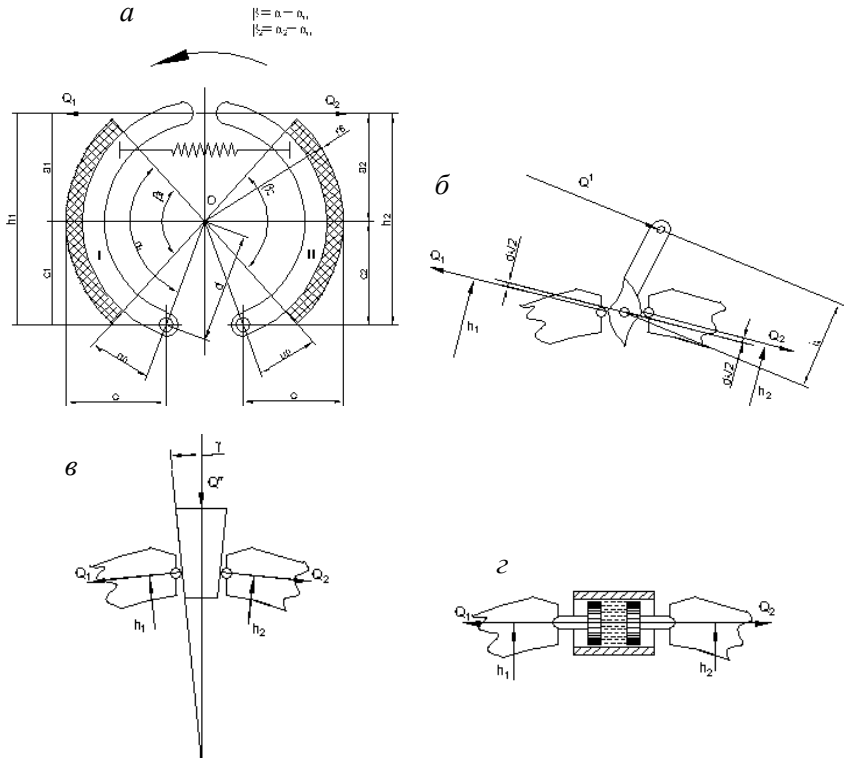


Рис. 3.3. Схема барабанного тормозного механизма:
 а – с неподвижным центром вращения колодки
 и виды разжимных устройств:
 б – кулачковое; в – клиновое; г – гидроцилиндр

Для тормозных механизмов с гидроцилиндром величина $h = a + c$, где a – расстояние от оси гидроцилиндра или от центра вращения барабана; c – расстояние от горизонтальной оси, проведенной через центр вращения барабана; до центра вращения c . Для тормозных механизмов с разжимным кулачком величина h не равняется сумме $a + c$, так как обычно направление сил Q в этом случае на является

горизонтальным и эти силы смещены относительно центра вращения кулака на величину $\frac{d_k}{2}$, где d_k – плечо приложения сил Q (рис. 3.3, б).

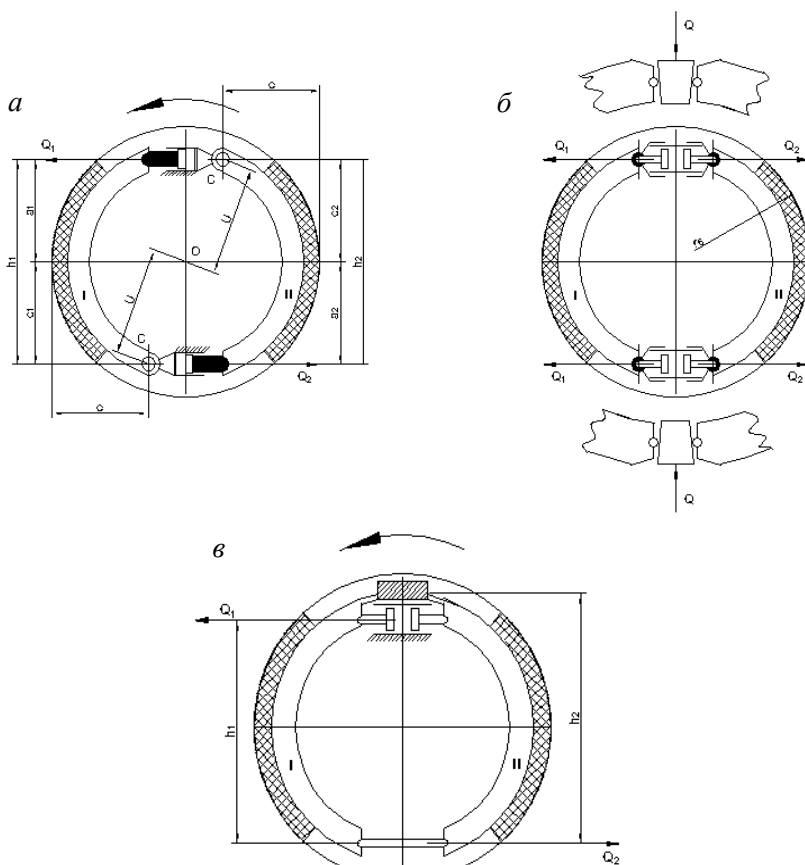


Рис. 3.4. Схемы тормозных механизмов (см. табл. 3.2)

Коэффициент трения зависит от материала фрикционной пары и от технологии производства накладки и барабана. Техническими условиями автозаводов регламентируется лишь нижний предел 0,35–0,42 МПа. В процессе эксплуатации коэффициент трения мо-

жет существенно отклоняться от номинального под действием факторов, главными из которых являются: изменение температуры и давления в контакте накладки с барабаном, изменение скорости скольжения, попадание влаги, масла или грязи на накладку.

Коэффициенты A и B для различных законов распределения удельных давлений выражается в таком виде:

для синусоидального закона $\psi(\alpha) = \sin \alpha$

$$A_{\sin} = \frac{u}{r_{\bar{o}}} \cdot \frac{\sin 2\alpha_0 - \sin 2\alpha_1 + 2\beta}{4(\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1)};$$

$$B_{\sin} = \frac{u}{2r_{\bar{o}}} (\cos \alpha_0 + \cos \alpha_1);$$
(3.19)

для равномерного закона $\psi(\alpha) = 1$

$$A_{\text{равн}} = \frac{u}{r_{\bar{o}}} \cdot \frac{\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1}{\beta};$$

$$B_{\text{равн}} = 1 - \frac{u}{2r_{\bar{o}}} \cdot \frac{\sin \alpha_1 - \sin \alpha_0}{\beta};$$
(3.20)

для косинусоидального закона $\psi(\alpha) = \cos \alpha$

$$A_{\cos} = \frac{u}{r_{\bar{o}}} \cdot \frac{\cos^2 \alpha_0 + \cos^2 \alpha_1}{2 - \sin \alpha_0 - \sin \alpha_1};$$

$$B_{\cos} = 1 + \frac{u}{2r_{\bar{o}}} \cdot \frac{\alpha_1 + \alpha_0 - \pi + \frac{1}{2}(\sin 2\alpha_0 - \sin 2\alpha)}{2 - \sin \alpha_0 - \sin \alpha_1},$$
(3.21)

где u – расстояние от центра вращения барабана до центра вращений колодки C .

Эта величина может быть подсчитана по формуле

$$u = \sqrt{(r_{\bar{o}} - e)^2 + c_{1,2}^2},$$

если заданы значения c и e (см. рис. 3.3 и 3.4);

$$r_6 = \frac{d_6}{2} - \text{радиус барабана};$$

$\alpha_0, \alpha_{1,2}, \beta_{1,2}$ – углы (см. рис. 3.3 и 3.4)

Начальный угол α_0 между радиусами, проходящими через ось вращения колодки C и через начало накладки (см. рис. 3.3) для большинства тормозов составляет $20\text{--}30^\circ$. Угол β охвата накладки обычно принимают $90\text{--}130^\circ$.

Общий тормозной момент M_T двухколодочного тормозного механизма складывается из суммы моментов обеих колодок, то есть

$$M_T = M_1 + M_2 = \frac{Q_1 h_1 \mu}{A_1 \mp \mu B_1} + \frac{Q_2 h_2 \mu}{A_2 \pm \mu B_2}. \quad (3.22)$$

В формулах (3.18) и (3.22) знак минус в знаменателе берется для самоприжимной колодки, а знак плюс – для самоотжимной.

Для тормозного механизма с гидроцилиндром (рис. 3.3, a, z) или с плавающим клином (рис. 3.3, $в$) и с симметричными колодками будет $Q_1 = Q_2 = Q$; $A_1 = A_2 = A$; $h_1 = h_2 = h$.

В этом случае общий тормозной момент выражается из формулы (3.22) в виде

$$M_T = \frac{2Q\mu h A}{A^2 - \mu^2 B^2}. \quad (3.23)$$

Для тормозного механизма с фиксированным разжимным кулаком (см. рис. 3.3, $a, б$) или с фиксированным разжимным клином (см. рис. 3.3, $a, в$) имеем

$$M_T = (Q_1 + Q_2)\mu \frac{h_1 + h_2}{2A}. \quad (3.24)$$

С учетом сил трения в разжимном устройстве действительны следующие зависимости (см. рис. 3.3):

$$\left. \begin{aligned} Q_1 + Q_2 &= Q' \frac{2l_k}{d_k} \eta = Q' i_k \eta && \text{для кулака} \\ Q_1 + Q_2 &= Q'' \frac{\eta}{\sin \gamma} && \text{для клина} \end{aligned} \right\}, \quad (3.25)$$

где l_k – плечо действия силы Q' относительно оси вращения кулака;

d_k – плечо приложения сил Q_1 и Q_2 ;

i_k – передаточное число разжимного кулака, равное $i_k = \frac{2l_k}{d_k}$;

γ – угол наклона клина;

η – коэффициент полезного действия тормозного механизма, учитывающий потери на трение в опорах вала кулачка или клина, потери на трение в паре кулачок (клин) – колодка, потери на сопротивление оттяжных пружин и на трение в опорах колодки;

Q' и Q'' – силы, приложенные со стороны тормозной камеры или цилиндра соответственно к рычагу разжимного кулака или клину.

Соотношение сил Q_1 и Q_2 для тормозного механизма (см. рис. 3.3) в фиксированном разжимным кулаком выражается следующими уравнениями:

$$Q_1 = Q' \frac{l_k}{d_k} \left(1 - \mu \frac{B}{A} \right) - \text{для самоприжимной колодки}; \quad (3.26)$$

$$Q_2 = Q' \frac{l_k}{d_k} \left(1 + \mu \frac{B}{A} \right) - \text{для самоотжимной колодки}; \quad (3.27)$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{A - \mu B}{A + \mu B}.$$

Последнее соотношение действительно также для тормозных механизмов с фиксированным клином. Формулы (3.24), (3.26) и (3.27) получены из совместного решения (3.22) и (3.25) для случая приработанных накладок, когда обеспечивается $M_1 = M_2$, то есть

$$\frac{Q_1 \mu h_1}{A - \mu B} = \frac{Q_2 \mu h_2}{A + \mu B}.$$

Для тормозного механизма с двумя одинаковыми самоприжимными (или самоотжимными) колодками согласно рис. 3.3 *a, б* из выражения (3.22) получаем

$$M_T = 2M_{1,2} = \frac{2Q\mu h}{A \pm \mu B}. \quad (3.28)$$

3.5. Конструкция и расчет дисковых тормозных механизмов

По конструкции вращающихся деталей дисковые тормозные механизмы бывают двух видов – с вращающимся тормозным диском (открытого типа) и с вращающимся корпусом (барабаном) закрытого типа.

По числу дисков тормозные механизмы бывают однодисковые, двухдисковые и многодисковые. Однодисковые применяются преимущественно на легковых автомобилях, двух- и многодисковые – на грузовых.

По самоусилению различают дисковые тормозные механизмы без самоусиления и с самоусилением. Для обеспечения самоусиления могут использоваться различные устройства, например, разжимные шарики в канавках между дисками.

На рис. 3.5. показан однодисковый тормозной механизм, открытого типа, без самоусиления. Вращающийся диск 4 крепится к ступице колеса. Две плоских колодки 3 с фрикционными накладками прижимаются к диску посредством поршней гидравлических цилиндров 2, которые располагаются в неподвижном корпусе 1, закрепленном на суппорте колеса. Жидкость от гидропривода поступает в полости А гидроцилиндров. Тормозной момент этого механизма определяется по формуле:

$$M_T = 2Q\mu r_{cp}, \quad (3.29)$$

где Q – сила прижатия колодки к диску;

r_{cp} – средний радиус приложения сил трения.

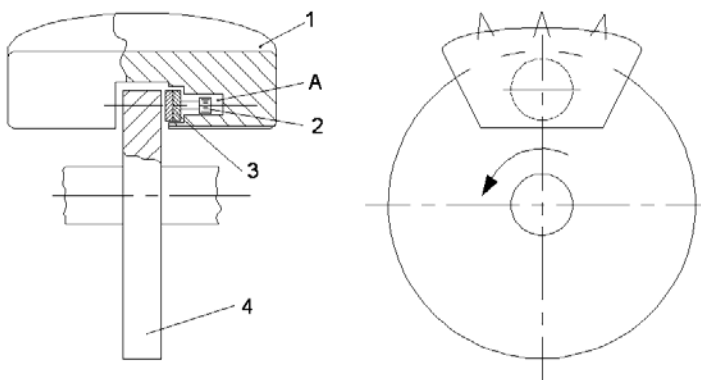


Рис. 3.5. Схема дискового тормозного механизма открытого типа

На рис. 3.6. показана схема двухдискового тормозного механизма закрытого типа, с вращающимся корпусом, с самоусилением. Вращающийся корпус *1* крепится к ступице колеса. Диск *2* с фрикционной накладкой прижимается к внутренней поверхности корпуса с помощью шариков *3*, находящихся в канавках и расклинивающих диски (рисунок). Диск *4* сидит на шлицах неподвижного корпуса (суппорта) и может перемещаться лишь в осевом направлении, а диск *2* может перемещаться в осевом направлении и частично поворачиваться насколько позволяют расклинивающие шарики. Тангенциально расположенные гидроцилиндры *5* крепятся к неподвижному корпусу.

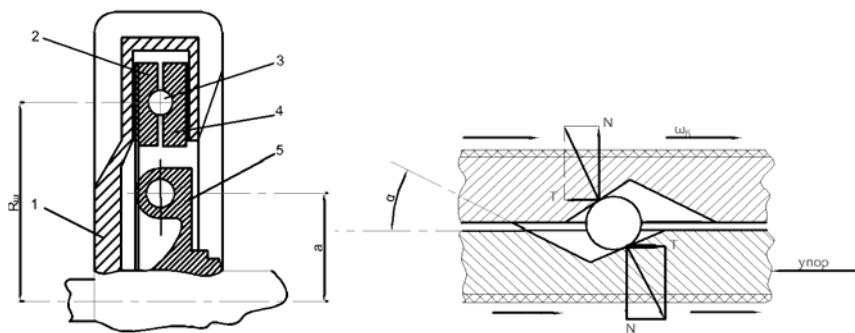


Рис. 3.6. Дисковый тормозной механизм закрытого типа (а) и схема сил в шариковом разжимном устройстве (б)

Прижатие дисков к внутренним поверхностям вращающегося вместе с колесом корпуса 1 осуществляется с помощью гидроцилиндров 5 , которые воздействуют на диски в разные стороны по кругу и проворачивают их один относительно другого. При этом расклинивающие шарики 3 перекатываются по наклонным канавкам и расклинивают диски, прижимая их к корпусу 1 .

Тормозной момент механизма равен

$$M_T = \frac{2Q\mu r_{cp} \cdot n \cdot a}{R_{ш} \operatorname{tg} \alpha - \mu r_{cp}}, \quad (3.30)$$

где Q – приводная сила, действующая со стороны одного гидроцилиндра на диск;

r_{cp} – средний радиус приложения сил трения;

n – число рабочих гидроцилиндров;

a – расстояние от оси цилиндра до центра колес (рис 3.6);

$R_{ш}$ – радиус расположения шариков;

α – угол наклона канавки.

Число 2 в числителе означает количество трущихся поверхностей.

Степень самоусиления тормоза зависит от угла α . При $\operatorname{tg} \alpha =$

$= \mu \frac{r_{cp}}{R_{ш}}$ происходит заклинивание и блокировка тормоза. Обычно

принимают $\alpha = 30 - 35^\circ$.

3.6. Выбор параметров тормозного привода

Выбор параметров (рис 3.7) заключается в определении диаметров главного тормозного цилиндра d_T и колесных тормозных d_k цилиндров или диаметров d_M мембранных тормозных камер (для пневматического тормозного привода), передаточного числа педального привода $U_{п}$, коэффициента усиления k_y с целью обеспечения необходимых приводных усилий Q для колесных тормозных механизмов при допустимых усилиях педали $F_{п}$. Диаметр колесного тормозного цилиндра

$$d_k = \sqrt{4 / \pi p_{\max}},$$

где p_{\max} – максимальное давление жидкости в контуре привода, МПа; без усилителей $p_{\max} = 5\text{--}10$ МПа; с усилителями $p_{\max} = 12\text{--}15$ МПа, в этом случае при неработающем усилителе максимальное давление $p'_{\max} = 2\text{--}10$ МПа в зависимости от типа усилителя и автомобиля, то есть $p'_{\max} = p_{\max} / k_y$, k_y – коэффициент усиления.

Необходимое приводное усилие Q определяется приравниванием расчетного тормозного момента $M_{\text{ТР}i}$ на i -ом колесе тормозному моменту тормозного механизма i -го колеса.

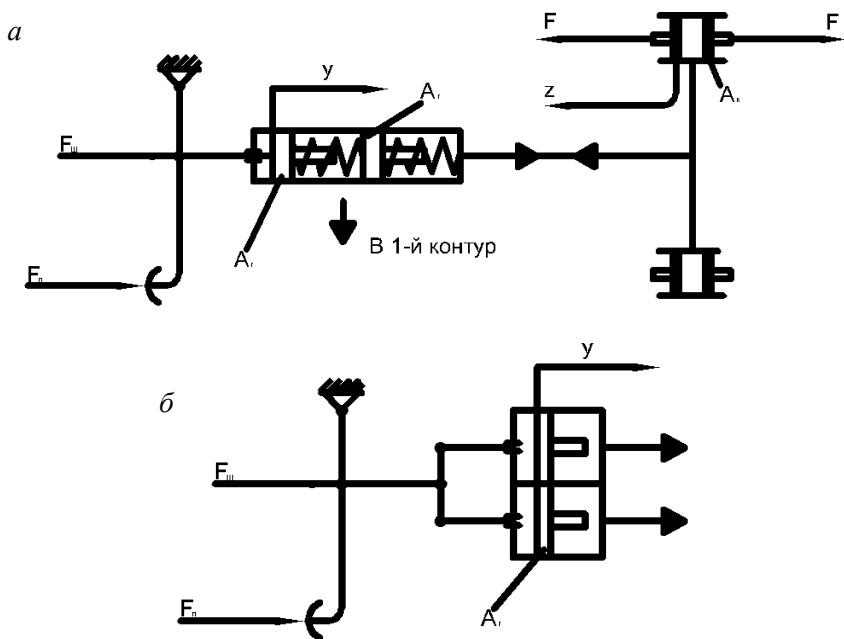


Рис. 3.7. Расчетные схемы двухконтурных гидравлических тормозных приводов прямого действия с последовательным (а) и параллельным (б) расположением секций главного цилиндра

Диаметр мембраны тормозной камеры (в месте заделки) определяют по формуле

$$D_M = 1,95 \sqrt{\frac{Q}{(1 + \beta_1 + \beta_1^2) p_{и}}},$$

где $p_{и}$ – избыточное давление в пневматическом тормозном приводе;
 $\beta_1 = D_o / D_M$ – коэффициент; D_o – диаметр опорного диска,
 D_M – диаметр мембраны в месте заделки.

Коэффициент β_1 обычно принимают в пределах 0,6–0,8.

Максимальное требуемое усилие на штоке тормозной педали

$$F_{ш} = A_{Г} p_{\max} / k_y, \quad (3.31)$$

где $A_{Г}$ – площадь главного цилиндра.

$$F_{п} = F_{ш} n / (U_{п} \eta_{п}), \quad (3.32)$$

где $U_{п}$, $\eta_{п}$ – соответственно передаточное отношение и КПД pedalного привода $\eta_{п} = 0,86–0,92$;

n – число параллельно расположенных штоков, приводимых тормозной педалью.

Обычно диаметр $d_{Г}$ главного цилиндра незначительно отличается от диаметра $d_{к}$ колесных цилиндров. В выполненных конструкциях с барабанными тормозами $d_{к1}/d_{Г} = 1–1,5$; $d_{к2}/d_{Г} = 0,9–1,2$ и $d_{к1}/d_{к2} = 0,8–1,7$; с колодочно-дисковыми $d_{к1}/d_{к2} = 2,1–2,4$; $d_{к2}/d_{Г} = 1–1,2$ и $d_{к1}/d_{к2} = 1,7–2,4$ ($d_{к1}$ и $d_{к2}$ – диаметры колесных цилиндров соответственно передних и задних тормозных механизмов). Перемещение поршней колесных цилиндров для барабанного тормоза $z = 1,5–4,5$ мм, для дискового – $z = 0,10–0,35$ мм.

Статическая характеристика усилителя представляет собой зависимость давления $p_{Г}$ в главном цилиндр от усилия $F_{п}$ на тормозной педали.

Давление жидкости в главном цилиндре при неработающем усилителе

$$p_{\Gamma} = F_{\Pi} u_{\Pi} \eta_{\Pi} / A_{\Gamma}.$$

Давление жидкости в главном цилиндре при работе усилителя

$$p_{\Gamma} = (F_{\Pi} u_{\Pi} \eta_{\Pi} / A_{\Gamma}) k_y.$$

Коэффициент k_y представляет собой отношение усилия F_c , действующего на шток главного цилиндра и равному сумме усилия $F_{\text{ш}}$, приложенного к штоку усилителя, и усилия F_y , создаваемого усилителем за счет перепада давления на его поршне (или диафрагме), к усилию, т. е.

$$k_y = F_c / F_{\text{ш}} = (F_{\text{ш}} + F_y) / F_{\text{ш}}.$$

Значение k_y зависит от типа усилителя, его основных геометрических параметров, а также режима работы усилителя.

Для вакуумных усилителей (рис. 3.8) в режиме следящего действия ($F_{\Pi} \leq F_{\text{сл}}$)

$$k_y = 1 + \frac{A_{\text{д}} - A_{\text{ш}}}{A_{\text{ш}}} - \frac{F_{\text{пр}} + F_f}{u_{\Pi} \eta_{\Pi} F_{\Pi}},$$

а в режиме постоянного усиления ($F_{\Pi} > F_{\text{сл}}$)

$$k_y = 1 + \frac{A_{\Pi} \Delta p_{\text{max}} - F_{\text{пр}} - F_f}{u_{\Pi} \eta_{\Pi} F_{\Pi}},$$

где $A_{\text{д}}$, A_{Π} – площадь соответственно диска, поршня (или диафрагмы), м^2 ;

$A_{\text{ш}}$ – площадь штока, м^2 ;

Данные для расчета:

m_a – полная масса груженого автомобиля, кг;

r_k – радиус качения колеса, м;

β – уклон полотна дороги (град);

i – общее передаточное число заднего моста;

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

Если исполнительный механизм стояночного тормоза расположен в задних колесах автомобиля, то суммарный расчетный момент стояночного тормоза определяется так

$$M_\tau = m_a g r_k \sin \beta.$$

Как правило, такое конструктивное исполнение стояночного тормоза имеют легковые автомобили и грузовики, оборудованные пружинными аккумуляторами. Если в качестве стояночного тормоза применяется трансмиссионный тормоз, расположенный до главной передачи заднего моста (на выходном валу коробки передач, перед редуктором заднего моста), то расчетный момент определяется по формуле

$$M_\tau \geq \frac{m_a g r_k \sin \beta}{i}. \quad (3.34)$$

Для автомобилей без отдельного запасного (аварийного) тормоза стояночный тормоз должен выполнять его функцию и обеспечивать торможение с установившемся замедлением:

$j = 3 \text{ м/с}^2$ – для легковых автомобилей и автобусов;

$j = 2,8 \text{ м/с}^2$ – для грузовых автомобилей и автопоездов.

Исходя из этого, суммарный тормозной момент стояночного тормоза должен соответствовать выражению

$$M_\tau = m_a g j r_k. \quad (3.35)$$

В качестве момента, на который нужно проектировать стояночный тормоз, выбирают больший из моментов, вычисленных по

формулам (3.33) и (3.35) или (3.34) и (3.35). Чтобы учесть потери на трение в механическом приводе, потери эффективности механизма стояночного тормоза из-за деформации троса и т. п., надо ввести коэффициент запаса для окончательного выбора расчетного тормозного момента, увеличив значение выбранной величины на 20–25 %, то есть

$$M_{\tau \text{ расч}} = (1,20-1,25)M_{\tau}.$$

Полученную величину желательно округлить.

Выбор схемы тормозного механизма стояночного тормоза и основных конструктивных размеров его производят с помощью аналитического расчета тормозных механизмов (см. пункт 3.4), с учетом обеспечения этим механизмом значения выбранного расчетного тормозного момента $M_{\tau \text{ расч}}$.

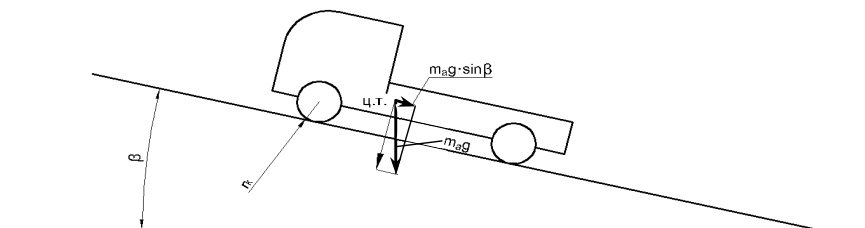


Рис. 3.9. Схема сил, действующих на автомобиль на уклоне

4. РАСЧЕТ ВАКУУМНОГО ЗАХВАТА

4.1. Удерживающая сила вакуумного захвата (схвата)

Задачей расчета пневматических присосов является определение зависимости между необходимым давлением в нем и внешними силами, противодействующими присасыванию, геометрическими размерами и количеством присосов.

Для присосов, находящихся в неподвижном состоянии, к внешним силам следует отнести силы тяжести и технологические силы, а для присосов, находящихся в движении к внешним силам, кроме указанных также относятся силы трения, возникающие при движении заготовки.

При движении присосов, в особенности в начале и в конце движения в транспортируемой заготовке, возникают инерционные силы, которые при известных условиях могут суммироваться либо с силами, срывающими изделие (заготовку) с присосов, либо с силами, способствующими удержанию изделия. При расчете должны быть учтены все силы, причем равнодействующая их может быть направлена как угодно по отношению к плоскости среза присоса.

Плоскость среза может располагаться произвольно. Схема сил в присосе представлена на рис. 4.1. Равнодействующая сила может быть разложена на составляющие: T – касательная сила, направленная вдоль плоскости среза присосов; N – нормальная сила, которой противодействует присасывающая сила, возникающая за счет разности давлений атмосферного воздуха p_a и разреженного воздуха в присосе p_1 ; N_n – удерживающая (присасывающая) сила.

Для надежного удержания изделия присосом должно соблюдаться следующее условие

$$N_n > N; \quad N_n = kN; \quad k = 1,5-2,0,$$

где k – коэффициент надежности удержания.

Расчет вакуумного захвата начинают с определения скорости и ускорения отдельных степеней подвижности модулей манипулятора. Зная скорости, ускорения и массы отдельных степеней подвижности можно провести силовой расчет манипулятора, то есть определить действующие на модули силы и моменты сил.

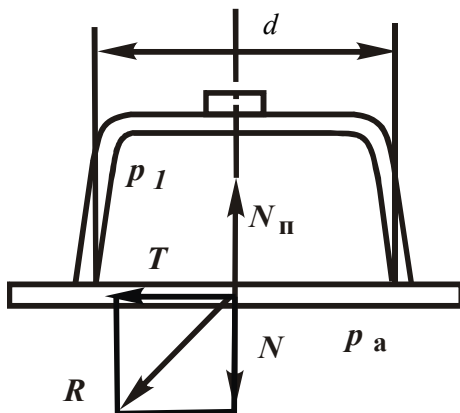


Рис. 4.1. Схема сил в присосе

Характер изменения скоростей и ускорений определяют тип привода и системы управления. На раннем этапе проектирования эти зависимости можно аппроксимировать трапецидальным законом изменения скорости и ускорения.

На рис. 4.2. представлен график изменения скорости $v(t)$ и давления.

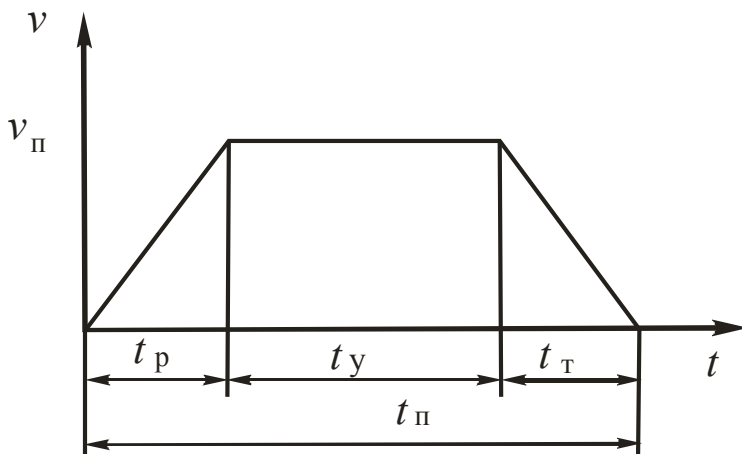


Рис. 4.2. Трапецидальный закон изменения скорости движения:

t_p – время разгона; t_y – время установившегося движения;

t_T – время торможения; t_{II} – полное время срабатывания

Для пневматических приводов манипуляторов с цикловой системой управления принимают

$$k_p = \frac{t_p}{t_{\Pi}} = 0,2-0,6; \quad k_T = \frac{t_T}{t_{\Pi}} = 0,03-0,1.$$

Для гидравлических

$$k_p = \frac{t_p}{t_{\Pi}} = 0,2-0,6; \quad k_T = \frac{t_T}{t_{\Pi}} = 0,03-0,4,$$

где k_p, k_T – безразмерные коэффициенты процесса разгона и торможения модулей манипулятора.

На практике величины t_p, t_y, t_T могут регулироваться в широких пределах с помощью дросселей и величиной давления питания.

При проектировании необходимо исходить из наиболее неблагоприятных условий: большого времени разгона t_p и малого времени торможения t_T .

Выбрав типовые для данного привода и системы управления k_p и k_T , можно оценить максимальную скорость и ускорение.

Рассмотрим модуль, совершающий поступательное движение. Площадь, описываемая изменением скорости во времени (см. рис. 4.2), дает нам пройденный путь L_{Π} .

Для трапецеидального закона изменения скорости имеем

$$L_{\Pi} = 0,5v_{\Pi}t_p + v_{\Pi}t_y + 0,5v_{\Pi}t_T.$$

Учитывая, что $t_p = k_p t_{\Pi}$; $t_T = k_T t_{\Pi}$ и $t_y = t_{\Pi} - t_p - t_T$, получим

$$L_{\Pi} = 0,5(k_p + k_T)v_{\Pi}t_{\Pi} + v_{\Pi}t_{\Pi}(1 - k_p - k_T) = v_{\Pi}t_{\Pi}(1 - 0,5(k_p + k_T)).$$

$$\text{Откуда } v_{\Pi} = \frac{L_{\Pi}}{t_{\Pi}} \cdot \frac{1}{1 - 0,5(k_p + k_T)}.$$

Ускорения на участках разгона и торможения равны

$$a_p = \frac{v_{\Pi}}{t_{\Pi}}; \quad a_T = \frac{v_{\Pi}}{t_T}.$$

Для расчета принимается большее значение ускорения.

Выполнив аналогичные действия для модуля вращательного движения, получим выражение для угловой скорости вращения модуля

$$\omega_{\Pi} = \frac{\Phi_{\Pi}}{t_{\Pi}} \cdot \frac{1}{1 - 0,5(k_p + k_T)},$$

где Φ_{Π} – угол поворота модуля;

ω_{Π} – угловая скорость модуля.

Угловые ускорения на участках разгона и торможения равны

$$\varepsilon_p = \frac{\omega_{\Pi}}{t_p}; \quad \varepsilon_T = \frac{\omega_{\Pi}}{t_T}.$$

Здесь также для расчета принимается большее значение ускорения.

Для определения скоростей и ускорений модулей используются исходные данные для проектирования:

– величина линейного и углового перемещений соответственно для поступательного и вращательного модуля;

– максимальные значения линейной и угловой скорости

$$v_{\max} = (0,8-1,5) \text{ м/с}; \quad \omega_{\max} = (30-90) \text{ с}^{-1}.$$

Зная скорости и ускорения различных модулей (степеней подвижности) манипулятора, а также учитывая, что разрешение внутри вакуумного захватного устройства (присоски) создается с помощью эжектора, можем определить удерживающую силу вакуумного захвата, а также массу заготовки при последовательном движении по отдельным степеням подвижности, так и при совмещенном движении трех степеней подвижности.

Удерживающая сила вакуумного захвата (сила вакуумного притяжения) определяется по выражению

$$N_{\text{п}} = k_{\text{в}} n A_{\text{зв}} (p_{\text{а}} - p_1), \quad (4.1)$$

где $k_{\text{в}}$ – коэффициент, учитывающий возможное изменение атмосферного давления и свойств уплотнителя, $k_{\text{в}} = 0,85$;

$A_{\text{зв}}$ – эффективная площадь действия захватного устройства;

n – количество присосов.

$$A_{\text{зв}} = \frac{\pi d^2}{4},$$

где d – диаметр входного отверстия присоса (см. рис. 4.1).

Для вакуумных захватных устройств без уплотнительного кольца и для неуправляемых захватных устройств с уплотнительным кольцом, соединенных с эжектором, разность давлений принимают равной

$$(p_{\text{а}} - p_1) = (3,0 - 3,5) \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2.$$

Для вакуумных захватных устройств с уплотнительным кольцом, соединенных с вакуумным насосом давление внутри полости присосов p_1 принимают равным давлению разрежения, создаваемому насосом.

Для круглых захватных устройств с уплотнительным кольцом

$$A_{\text{зв}} = (0,6 - 0,7) A_{\text{п}},$$

где $A_{\text{п}}$ – площадь поверхности ограничения наружной линией контакта захватного устройства с объектом манипулирования.

4.2. Расчет силы веса заготовки, удерживаемой захватом при подъеме руки манипулятора

Схема сил, действующих на заготовку, представлена на рис. 4.3.

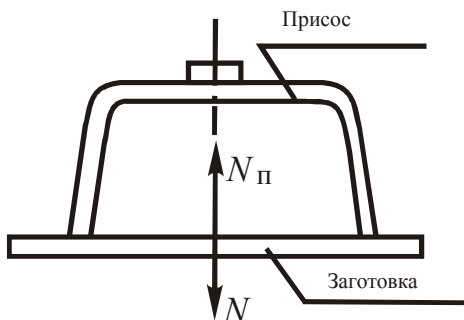


Рис. 4.3. Схема сил, действующих на заготовку

Эти силы можно определить по следующим зависимостям.

$$N = G_3 + F_{\text{ин}}, \quad (4.2)$$

где G_3 – вес заготовки;

$F_{\text{ин}}$ – сила инерции при подъеме заготовки, причем

$$G_3 = m_3 g; \quad F_{\text{ин}} = m_3 a_{\text{п}} = \frac{G_3}{g} a_{\text{п}},$$

где m_3 – масса заготовки, кг;

$a_{\text{п}}$ – ускорение подъема заготовки, $\text{м}/\text{с}^2$;

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

Максимально допустимая сила веса заготовки при выполнении условия $kN \leq N_{\text{п}}$ определяется при совместном решении уравнений (4.1) и (4.2).

$$k\left(G_3 + \frac{G_3}{g} a_{\text{п}}\right) \leq k_{\text{в}} n A_{3\text{у}} (p_{\text{а}} - p_1),$$

откуда

$$G_3 k \left(1 + \frac{1}{g} a_{\text{п}}\right) \leq k_{\text{в}} n A_{3\text{y}} (p_{\text{а}} - p_1),$$

$$G_3 \leq \frac{k_{\text{в}} n A_{3\text{y}} (p_{\text{а}} - p_1)}{k \left(1 + \frac{1}{g} a_{\text{п}}\right)}.$$

4.3. Расчет допустимой силы веса заготовки (изделия) при повороте руки

Расчетные схемы для определения удерживающей силы захвата при повороте руки манипулятора в горизонтальной плоскости приведены на рис. 4.4 и 4.5.

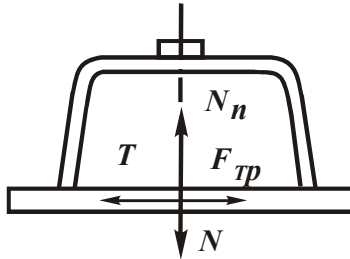


Рис. 4.4

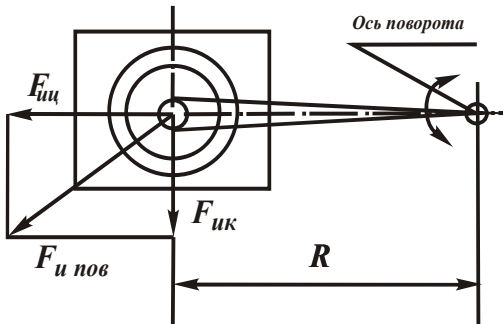


Рис. 4.5. Силы, действующие на заготовку

Касательной силе T противодействует сила трения $F_{\text{ТР}}$, удерживающая изделие от сдвига и возникающая между срезом присоса и изделием под действием нормальной силы, представляющей разность

$$F_{\text{ТР}} = f(N_n - G_3),$$

где f – коэффициент трения между заготовкой и захватом.

Для резиновых манжет и стальных заготовок $f = 0,3$; для не технических захватов и стальных заготовок $f = 0,17$.

Для надежного удерживания изделия без сдвига должно соблюдаться следующее условие

$$F_{\text{ТР}} > kT,$$

причем $T = F_{\text{ипов}}$, где $F_{\text{ипов}}$ – сила инерции при повороте;

$$F_{\text{ипов}} = \sqrt{F_{\text{ик}}^2 + F_{\text{иц}}^2}, \quad (4.3)$$

где $F_{\text{ик}}$ – касательная сила инерции;

$F_{\text{иц}}$ – центробежная сила инерции.

Касательная и центробежная силы инерции определяются по зависимостям

$$F_{\text{ик}} = m_3 R \varepsilon, \quad F_{\text{иц}} = m_3 R w^2, \quad (4.4)$$

где ε и w – угловые ускорения и скорость при повороте руки манипулятора;

m_3 – масса заготовки; кг;

R – расстояние от оси вращения до центра масс заготовки.

Уравнение (4.3) с учетом (4.4) записывается следующим образом:

$$F_{\text{ипов}} = \sqrt{(m_3 R \varepsilon)^2 + (m_3 R w^2)^2},$$

откуда получим

$$f(N_n - G_3) \geq k \sqrt{\left(\frac{G_3}{g} R \varepsilon\right)^2 + \left(\frac{G_3}{g} R w^2\right)^2}.$$

После преобразований

$$G_3 \leq \frac{N_n f g}{(f g + k R \sqrt{\varepsilon^2 + w^4})}$$

или

$$G_3 \leq \frac{k_v n A_{3y} (p_a - p_1) f g}{(f g + k R \sqrt{\varepsilon^2 + w^4})}.$$

4.4. Расчет допустимой силы веса заготовки при выдвигении руки

В этом случае на заготовку действует (см. рис. 4.4) нормальная сила $N = G_3$, сила трения $F_{\text{ТР}}$ и сила $T = F_{\text{ивыд}}$, где T – касательная сила, противодействующая силе трения $F_{\text{ТР}}$; $F_{\text{ивыд}}$ – сила инерции при выдвигении.

Силу инерции при выдвигении определяем по следующей зависимости

$$F_{\text{ивыд}} = m_3 a_{\text{выд}} = \frac{G_3}{g} a_{\text{выд}}.$$

Силу трения запишем в виде

$$F_{\text{ТР}} = f(N_n - G_3).$$

Допустимая сила веса при выдвигении руки манипулятора определяется из условия

$$F_{\text{ТР}} \geq k F_{\text{ивыд}},$$

$$f(N_n - G_3) \geq k \frac{G_3}{g} a_{\text{выд.}}$$

После преобразований

$$G_3 \leq \frac{fg}{(fg + ka_{\text{выд.}})}$$

4.5. Расчет допустимой силы веса заготовки, удерживаемой схватом (захватом) при совмещении трех движений

Расчетная схема представлена на рис. 4.6.

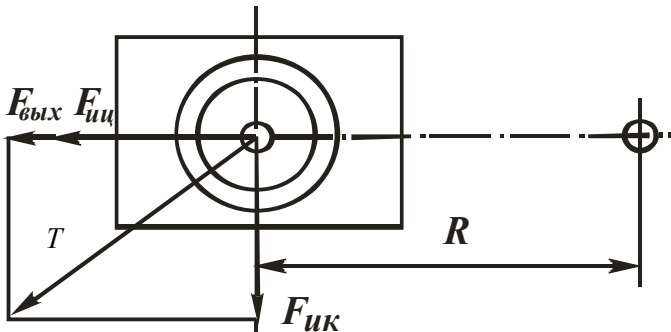


Рис. 4.6. Схема сил в присосе

Нормальная сила N определяется по зависимости

$$N = G_3 + F_{\text{ипод}} = G_3 + m_3 a_{\text{под}} = G_3 + \frac{G_3}{g} a_{\text{под}} = G_3 \left(1 + \frac{a_{\text{под}}}{g} \right),$$

где $F_{\text{ипод}}$ – сила инерции при подъеме,

$$F_{\text{ипод}} = \frac{G_3}{g} a_{\text{под}}$$

Касательная сила T определяется по формуле:

$$T = \sqrt{F_{\text{ик}}^2 + (F_{\text{ивыд}} + F_{\text{иц}})^2},$$

где $F_{\text{ик}}$ – касательная сила инерции, $F_{\text{ик}} = m_3 \varepsilon R = \frac{G_3}{g} \varepsilon R$;

$F_{\text{ивыд}}$ – сила инерции при выдвигении, $F_{\text{ивыд}} = m_3 a_{\text{ивыд}} = \frac{G_3}{g} a_{\text{ивыд}}$;

$F_{\text{иц}}$ – центробежная сила инерции, $F_{\text{иц}} = m_3 R \omega^2 = \frac{G_3}{g} R \omega^2$.

Если на заготовку будет действовать только нормальная сила, то присасывающая сила будет равна $N_{n1} = k_1 N$.

Если на заготовку будет действовать только касательная сила, то $N_{n2} = k_2 \frac{T}{f}$, а так как будут действовать обе силы, то

$$N_n = k_1 N + k_2 \frac{T}{f},$$

при $k_1 = k_2 = k$; $N_n = k \left(N + \frac{T}{f} \right)$.

С учетом выражений для сил инерции касательная сила T пишется в виде

$$T = \sqrt{\left(\frac{G_3}{g} \varepsilon R \right)^2 + \left(\frac{G_3}{g} a_{\text{выд}} + \frac{G_3}{g} R \omega^2 \right)^2} = \frac{G_3}{g} \sqrt{(\varepsilon R)^2 + (a_{\text{выд}} + R \omega^2)^2}.$$

Тогда

$$N_n = k \left(G_3 \left(1 + \frac{a_{\text{под}}}{g} \right) + \frac{G_3}{gf} \sqrt{(\varepsilon R)^2 + (a_{\text{выд}} + R \omega^2)^2} \right);$$

$$N_n = kG_3 \left(\left(1 + \frac{a_{\text{под}}}{g} \right) + \frac{1}{gf} \sqrt{(\varepsilon R)^2 + (a_{\text{выд}} + R\omega^2)^2} \right).$$

Обозначим

$$k \left(\left(1 + \frac{a_{\text{под}}}{g} \right) + \frac{1}{gf} \sqrt{(\varepsilon R)^2 + (a_{\text{выд}} + R\omega^2)^2} \right) = A.$$

Тогда $N_n = G_3 A$.

Откуда вес заготовки

$$G_3 = \frac{N_n}{A} = \frac{k_B}{A} n A_{3y} (p_a - p_1).$$

5. ОПРОКИДЫВАЮЩИЙ МЕХАНИЗМ ГРУЗОВОЙ ПЛАТФОРМЫ АВТОМОБИЛЯ-САМОСВАЛА

Нагрузки на гидроцилиндр в процессе подъема грузовой платформы определяют с использованием кинематической схемы опрокидывающего устройства (рис. 5.1).

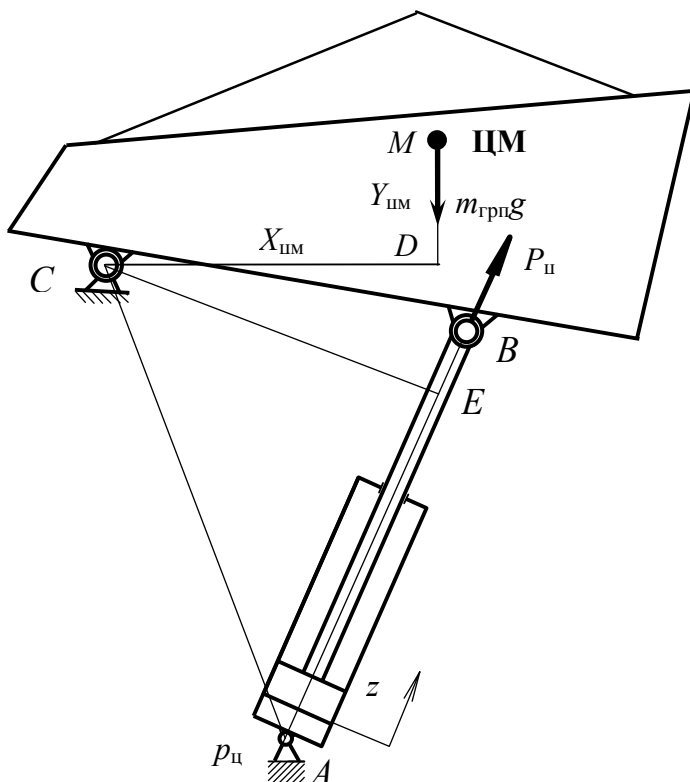


Рис. 5.1. Расчетная схема опрокидывающего механизма автомобиля-самосвала

Обычно анализируется наиболее нагруженный режим работы гидропривода: груз распределен по платформе равномерно и не сыпается при подъеме платформы, что может иметь место, например, при налипании груза на днище, поэтому массу груза и координаты центра масс относительно платформы будем считать постоянными.

ными при изменении углового перемещения. На основании расчетной схемы (см. рис. 5.1), пренебрегая трением, запишем уравнение равновесия грузовой платформы относительно оси поворота C под действием приложенных моментов сил

$$M_{\text{ц}} = M_{\text{г}}, \quad (5.1)$$

где $M_{\text{ц}}$ – момент силы, развиваемой гидроцилиндром;

$M_{\text{г}}$ – момент силы тяжести грузовой платформы с грузом.

Момент силы тяжести платформы с грузом вычисляется по выражению

$$M_{\text{г}} = GL_{\text{т}}, \quad (5.2)$$

где G – вес платформы с грузом;

$L_{\text{т}}$ – плечо силы тяжести.

Развиваемый гидроцилиндром момент сил:

$$M_{\text{ц}} = P_{\text{ц}}L_{P_{\text{ц}}}, \quad (5.3)$$

где $P_{\text{ц}}$ – сила на штоке гидроцилиндра;

$L_{P_{\text{ц}}}$ – плечо приложения силы $P_{\text{ц}}$.

Сила давления в гидроцилиндре

$$P_{\text{ц}} = p_{\text{ц}}F_{\text{п}},$$

где $p_{\text{ц}}$ – давление в гидроцилиндре;

$F_{\text{п}}$ – активная площадь поршня.

$$G = m_{\text{гп}}g,$$

где $m_{\text{гп}}$ – масса платформы с грузом;

g – ускорение свободного падения.

Из треугольника MCD

$$L_{\text{т}} = |CD| = |MC| \cos(MCD),$$

где $|CD|$ – плечо приложения силы тяжести, величина которого будет зависеть от положения платформы;

$|MC|$ – радиус поворота центра масс платформы с грузом.

В начальном положении

$$(MCD)_0 = \operatorname{arctg}\left(\frac{Y_{\text{цм}}}{X_{\text{цм}}}\right),$$

где $X_{\text{цм}}$, $Y_{\text{цм}}$ – начальные горизонтальная и вертикальная координаты центра масс платформы с грузом по отношению к оси шарнира поворота платформы, которые можно получить из компоновочных схем.

$$|MC| = \sqrt{X_{\text{цм}}^2 + Y_{\text{цм}}^2}.$$

При повороте платформы на некоторый угол

$$(MCD) = (MCD)_0 + \varphi = \operatorname{arctg}\left(\frac{Y_{\text{цм}}}{X_{\text{цм}}}\right) + \varphi,$$

где φ – угловое перемещение грузовой платформы.

Таким образом, после подстановки составляющих в (5.2)

$$M_{\Gamma} = m_{\text{гpn}} g \sqrt{X_{\text{цм}}^2 + Y_{\text{цм}}^2} \cos\left(\varphi + \operatorname{arctg}\left(\frac{Y_{\text{цм}}}{X_{\text{цм}}}\right)\right). \quad (5.4)$$

Далее, из треугольника ACE

$$L_{P\text{ц}} = |CE| = |AC| \sin(CAB),$$

где $|AC|$ – расстояние между осью шарнира поворота грузовой платформы и осью нижнего шарнира крепления гидроцилиндра.

Из треугольника ABC с учетом того, что

$$|AB| = L_0 + z,$$

получим

$$\cos(CAB) = \frac{|AC|^2 + (L_0 + z)^2 - |BC|^2}{2(L_0 + z)|AC|}, \quad (5.5)$$

$$\cos(ACB) = \frac{|BC|^2 - (L_0 + z)^2 + |AC|^2}{2|BC||AC|}, \quad (5.6)$$

где L_0 – расстояние между шарнирами цилиндра в начальном положении;

z – перемещение поршня;

$|BC|$ – расстояние между осью шарнира поворота платформы и осью верхнего шарнира крепления гидроцилиндра.

На основании выражения (5.5)

$$\sin(CAB) = \sqrt{1 - \left(\frac{|AC|^2 + (L_0 + z)^2 - |BC|^2}{2(L_0 + z)|AC|} \right)^2}.$$

Таким образом, после подстановки составляющих в (5.3)

$$M_{\Pi} = p_{\Pi} F_{\Pi} |AC| \sqrt{1 - \left(\frac{|AC|^2 + (L_0 + z)^2 - |BC|^2}{2(L_0 + z)|AC|} \right)^2}. \quad (5.7)$$

Используя выражение (5.6), можно установить связь между линейным перемещением поршня и угловым перемещением платформы. Для $z = 0$ начальный угол в исходном положении (при опущенной платформе)

$$(ACB)_0 = \arccos \frac{|BC|^2 - (L_0)^2 + |AC|^2}{2|BC||AC|}. \quad (5.8)$$

Кроме того,

$$(ACB) = (ACB)_0 + \varphi. \quad (5.9)$$

С учетом (5.9) выражение (5.6) приобретает вид

$$\cos((ACB)_0 + \varphi) = \frac{|BC|^2 - (L_0 + z)^2 + |AC|^2}{2|BC||AC|},$$

откуда можно получить зависимость между перемещением поршня и угловым перемещением платформы с грузом

$$z = \sqrt{|BC|^2 + |AC|^2 - 2|BC||AC|\cos((ACB)_0 + \varphi)} - L_0, \quad (5.10)$$

причем $(ACB)_0$ вычисляется по выражению (5.8).

Подставив (5.4) и (5.7) в уравнение (5.1), получим

$$\begin{aligned} p_{ц} F_{п} |AC| \sqrt{1 - \left(\frac{|AC|^2 + (L_0 + z)^2 - |BC|^2}{2(L_0 + z)|AC|} \right)^2} = \\ = m_{групп} g \sqrt{X_{цм}^2 + Y_{цм}^2} \cos \left(\varphi + \arctg \left(\frac{Y_{цм}}{X_{цм}} \right) \right), \end{aligned}$$

откуда можно выразить либо $F_{п}$

$$F_{п} = \frac{m_{групп} g \sqrt{X_{цм}^2 + Y_{цм}^2} \cos \left(\varphi + \arctg \left(\frac{Y_{цм}}{X_{цм}} \right) \right)}{p_{ц} |AC| \sqrt{1 - \left(\frac{|AC|^2 + (L_0 + z)^2 - |BC|^2}{2(L_0 + z)|AC|} \right)^2}}, \quad (5.11)$$

для расчета минимальной площади поршня, необходимой для удержания груза в различных положениях платформы, либо $p_{ц}$

$$p_{ц} = \frac{m_{групп} g \sqrt{X_{цм}^2 + Y_{цм}^2} \cos \left(\varphi + \arctg \left(\frac{Y_{цм}}{X_{цм}} \right) \right)}{F_{п} |AC| \sqrt{1 - \left(\frac{|AC|^2 + (L_0 + z)^2 - |BC|^2}{2(L_0 + z)|AC|} \right)^2}} \quad (5.12)$$

для исследования характера изменения давления при выбранных конструктивных размерах гидроцилиндра, причем z будет рассчитываться по выражению (5.10).

Как правило, в гидроприводах опрокидывающих механизмов грузовой платформы автомобилей-самосвалов используются телескопические гидроцилиндры. Особенность расчета таких цилиндров – активная площадь поршня и давление в цилиндре зависят от выдвигаемой ступени цилиндра и являются функцией перемещения поршня или угла наклона (углового перемещения) грузовой платформы, причем

$$F_{\text{п}} = F_i, \text{ если } H_{i-1} < z \leq H_i, \quad (5.13)$$

где F_i – площадь поршня i -й ступени гидроцилиндра;

H_i – предельное перемещение поршня на i -й ступени.

На рис. 5.2 в качестве примера приведены графики, полученные по результатам расчета гидропривода опрокидывающего механизма автомобиля-самосвала с трехступенчатым телескопическим гидроцилиндром.

Первоначально по выражениям (5.10) и (5.11) рассчитываются линейное перемещение поршня z (рис. 5.2, а) и минимально необходимый диаметр гидроцилиндра (рис. 5.2, в) для преодоления нагрузки при максимальном давлении в каждом из положений платформы.

Затем, в соответствии с вычисленным максимальным ходом поршня до запрокидывания платформы, задается количество ступеней гидроцилиндра и ход поршня для каждой ступени. Площадь (диаметр) поршня для различных ступеней выбирается максимальным из рассчитанных на протяжении выдвижения соответствующей секции гидроцилиндра. После округления расчетных диаметров до размеров, определяемых конструктивными соображениями, по выражению (5.12) с учетом (5.10) и (5.13) проводится расчет статического давления в гидроцилиндре при выбранных параметрах (рис. 5.2, з).

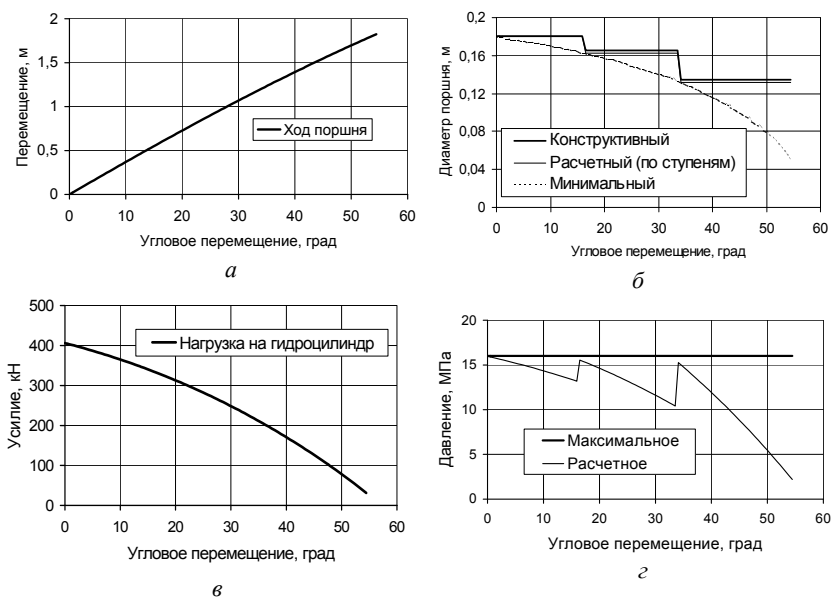


Рис. 5.2. Пример результатов расчета:

a – необходимый ход поршня в зависимости от положения платформы;

б – минимально необходимый и расчетные диаметры поршней;

в – нагрузка на шток гидроцилиндра;

г – статическое давление в цилиндре в сравнении с заданным максимальным

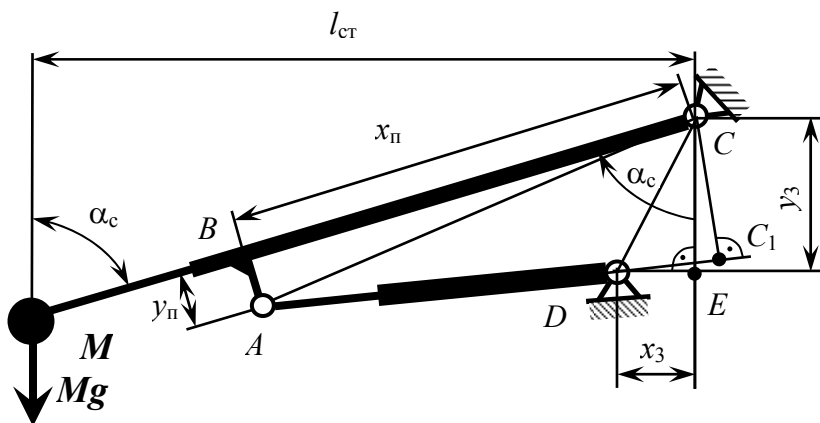


Рис. 6.2. Кинематическая схема рабочего оборудования

Угол поворота стрелы α_c по отношению к вертикальной оси вокруг точки C (см. рис. 6.2)

$$\alpha_c = DCE + ACB + ACD. \quad (6.1)$$

Из треугольника CDE

$$\begin{aligned} DCE &= \arctg(|DE|/|CE|) = \arctg(x_3 / y_3); \\ |CD|^2 &= |DE|^2 + |CE|^2 = x_3^2 + y_3^2, \end{aligned} \quad (6.2)$$

где x_3, y_3 – координаты расположения шарнира D .

Из треугольника ABC следует:

$$\begin{aligned} ACB &= \arctg(|AB|/|BC|) = \arctg(y_п / x_п); \\ |CD|^2 &= |DE|^2 + |CE|^2 = y_п^2 + x_п^2, \end{aligned} \quad (6.3)$$

где $x_п, y_п$ – координаты точки крепления шарнира штока цилиндра поворота стрелы.

Величина угла ACD будет зависеть от хода штока цилиндра подъема стрелы (в точках A и D расположены шарниры цилиндра). Из треугольника ACD

$$\begin{aligned} |AD|^2 &= |AC|^2 + |CD|^2 - 2|AC||CD|\cos(ACD) = \\ &= x_{\text{п}}^2 + y_{\text{п}}^2 + x_3^2 + y_3^2 - 2\sqrt{(x_{\text{п}}^2 + y_{\text{п}}^2)(x_3^2 + y_3^2)}\cos(ACD). \end{aligned}$$

Можно записать

$$|AD| = L_{\text{под}} + x_{\text{под}},$$

где $L_{\text{под}}$ – расстояние между шарнирами цилиндра подъема стрелы в начальном положении;

$x_{\text{под}}$ – текущая координата (ход) штока цилиндра подъема стрелы.

Таким образом,

$$ACD = \arccos \frac{x_{\text{п}}^2 + y_{\text{п}}^2 + x_3^2 + y_3^2 - (L_{\text{под}} + x_{\text{под}})^2}{2\sqrt{(x_{\text{п}}^2 + y_{\text{п}}^2)(x_3^2 + y_3^2)}}. \quad (6.4)$$

Подставив выражения (6.2)–(6.4) в выражение (6.1), получим зависимость угла поворота стрелы от положения поршня цилиндра подъема стрелы

$$\begin{aligned} \alpha_c &= \arctg(y_{\text{п}} / x_{\text{п}}) + \arctg(x_3 / y_3) + \\ &+ \arccos \frac{x_{\text{п}}^2 + y_{\text{п}}^2 + x_3^2 + y_3^2 - (L_{\text{под}} + x_{\text{под}})^2}{2\sqrt{(x_{\text{п}}^2 + y_{\text{п}}^2)(x_3^2 + y_3^2)}}. \end{aligned} \quad (6.5)$$

Данная зависимость позволяет также анализировать влияние координат крепления шарниров на кинематику механизма.

Высота подъема груза относительно горизонтальной оси, проходящей через шарнир C , определяется по выражению

$$H_{\text{гр}} = L_{\text{стр}} \sin(\alpha_c - \frac{\pi}{2}). \quad (6.6)$$

Дальность выдвижения груза относительно вертикальной оси, проходящей через шарнир C , определяется по выражению

$$L_{\text{гр}} = L_{\text{стр}} \cos\left(\alpha_c - \frac{\pi}{2}\right). \quad (6.7)$$

Запишем уравнение моментов сил, действующих на стрелу, относительно шарнира C , причем трением будем пренебрегать

$$M_{\text{T}} = M_{\text{ц}}, \quad (6.8)$$

где M_{T} – момент силы тяжести груза;

$M_{\text{ц}}$ – момент силы давления, развиваемый гидроцилиндром.

$$M_{\text{T}} = M_{\text{Г}} g l_{\text{ст}},$$

где $M_{\text{Г}}$ – масса груза (массой стрелы на начальном этапе пренебрегаем);

g – ускорение свободного падения;

$l_{\text{ст}}$ – плечо силы тяжести.

$$l_{\text{ст}} = L_{\text{стр}} \sin(\alpha_c),$$

где $L_{\text{стр}}$ – длина стрелы (от шарнира C до центра тяжести груза).

Угол α_c рассчитывается по выражению (6.5).

Стрела имеет телескопическую конструкцию, и ее длина может меняться от полностью втянутой $L_{\text{стр.min}}$ до полностью выдвинутой $L_{\text{стр.max}}$. Наиболее нагруженный режим будет при выдвинутой стреле, однако целесообразно анализировать режим нагружения цилиндра подъема и при втянутой стреле.

Момент силы давления, развиваемый гидроцилиндром,

$$M_{\text{ц}} = F_{\text{цп}} l_{\text{цп}},$$

где $F_{\text{цп}}$ – сила, развиваемая гидроцилиндром;

$l_{\text{цп}}$ – плечо силы давления.

$$F_{\text{цп}} = \pi D_{\text{цп}}^2 p_{\text{цп}} / 4,$$

где $D_{\text{цп}}$ – диаметр поршня;
 $p_{\text{цп}}$ – давление в цилиндре.
 Из треугольника ACC_1

$$l_{\text{цп}} = |CC_1| = |AC| \sin(CAC_1) = |AC| \sin(CAD).$$

Из треугольника CAD по теореме синусов

$$\frac{|CD|}{\sin(CAD)} = \frac{|AD|}{\sin(ACD)},$$

откуда

$$\sin(CAD) = |CD| \sin(ACD) / |AD| = \sqrt{x_3^2 + y_3^2} \sin(ACD) / (L_{\text{под}} + x_{\text{под}}),$$

причем величина угла ACD рассчитывает по выражению (6.4).

Таким образом, подставив составляющие в уравнение (6.8), получим

$$\begin{aligned} & M_{\Gamma} g L_{\text{стр}} \sin[\arctg(y_{\text{п}} / x_{\text{п}}) + \arctg(x_3 / y_3) + \\ & + \arccos \frac{x_{\text{п}}^2 + y_{\text{п}}^2 + x_3^2 + y_3^2 - (L_{\text{под}} + x_{\text{под}})^2}{2\sqrt{(x_{\text{п}}^2 + y_{\text{п}}^2)(x_3^2 + y_3^2)}}] = \\ & = \frac{\pi D_{\text{цп}}^2}{4(L_{\text{под}} + x_{\text{под}})} p_{\text{цп}} \sqrt{x_{\text{п}}^2 + y_{\text{п}}^2} \sqrt{x_3^2 + y_3^2} \times \\ & \times \sin(\arccos \frac{x_{\text{п}}^2 + y_{\text{п}}^2 + x_3^2 + y_3^2 - (L_{\text{под}} + x_{\text{под}})^2}{2\sqrt{(x_{\text{п}}^2 + y_{\text{п}}^2)(x_3^2 + y_3^2)}}). \end{aligned} \quad (6.9)$$

Полученная математическая модель позволяет анализировать кинематику и ряд силовых факторов механизма подъема телескопической стрелы в зависимости от конструктивных параметров привода и координат крепления шарниров и выбирать рациональные значения этих параметров.

Кинематический расчет позволяет проанализировать взаимное положение звеньев механизма стрелы на различных углах ее поворота, необходимый ход цилиндра подъема стрелы для обеспечения заданного угла поворота стрелы, высоту подъема груза и дальность его выдвижения в различных положениях цилиндров подъема и выдвижения стрелы. На рис. 6.3 в качестве примера представлены графики изменения высоты подъема и дальности выдвижения груза в зависимости от угла поворота стрелы в выдвинутом и втянутом положении.

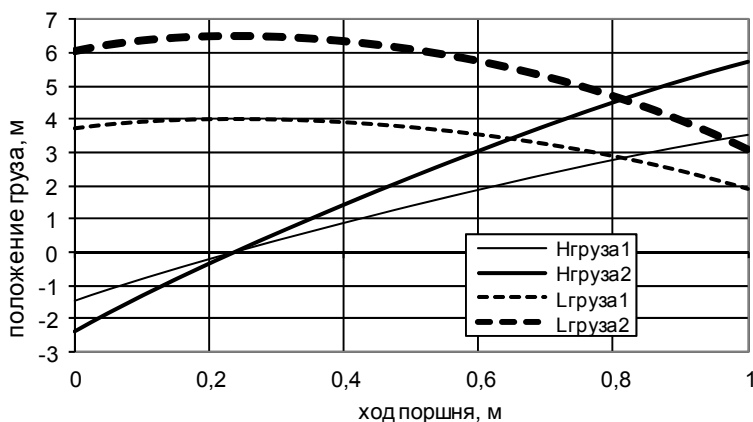


Рис. 6.3. Высота подъема (Нгруза1) и дальность выдвижения (Lгруза1) груза при втянутой стреле, соответственно Нгруза2, Lгруза2 – при выдвинутой

Используя уравнение (6.9), можно оценить ряд силовых факторов, в частности, нагрузки на штоки цилиндров, диаметры поршней, давление, необходимое для удержания груза при различном положении звеньев механизма.

Если из уравнения (6.9) выразить $p_{цп}$, можно рассчитать изменение давления в цилиндре с заданным диаметром поршня $D_{цп}$, обеспечивающее подъем груза массой M_r при длине стрелы $L_{стр}$, в зависимости от положения поршня $x_{под}$ цилиндра подъема стрелы (или от угла поворота стрелы) диаметром поршня $D_{цп}$. На основании полученных зависимостей можно выбрать рабочее давление в системе. На рис. 6.4 в качестве примера представлены графики изменения давления в гидроцилиндре подъема стрелы в зависимости от угла поворота стрелы в выдвинутом и втянутом положении.

Если из уравнения (6.9) выразить $D_{\text{цп}}$, можно рассчитать необходимый диаметр поршня при заданном давлении в системе $p_{\text{цп}}$ и различных M_g , $L_{\text{стр}}$, $x_{\text{под}}$. На рис. 6.5 в качестве примера представлены графики изменения минимального расчетного диаметра поршня при заданном давлении в различных положениях стрелы во втянутом и выдвинутом состоянии в зависимости от угла ее поворота.

По полученным графикам можно выбрать требуемый диаметр поршня цилиндра подъема стрелы или рабочее давление в контуре.

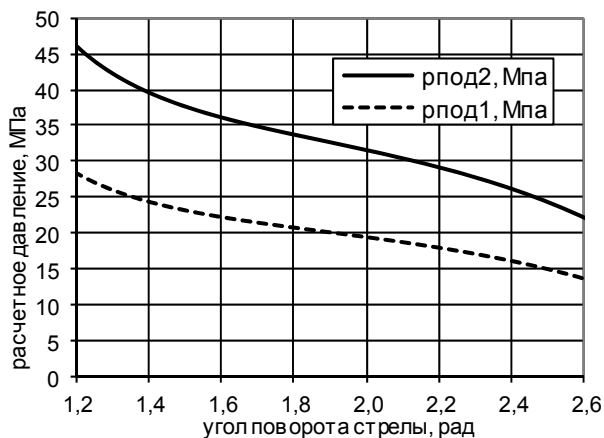


Рис. 6.4. Давление в гидроцилиндре подъема стрелы при заданном диаметре поршня со втянутой (рпод1) и выдвинутой (рпод2) стрелой

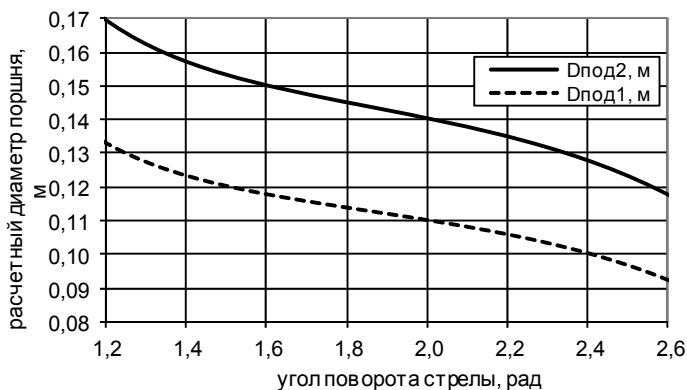


Рис. 6.5. Расчетный диаметр поршня при заданном давлении со втянутой (Dпод1) и выдвинутой (Dпод2) стрелой

7. РАСЧЕТ КЛЕЩЕВОГО ЗАХВАТА

Захват (схват) является рабочим органом, одним из устройств вспомогательного робота-манипулятора, предназначенного для обслуживания технологического оборудования. По схеме и конструктивному решению схваты обычно просты, они значительно проще других устройств робота-манипулятора и устройства передвижения.

Требование надежного удерживания захваченного объекта являются основными для всех хватных устройств. Для определения запасов несущей способности схватов или для выбора его параметров по заданному запасу несущей способности необходимо знать силы, действующие на объект, находящийся в схвате на всех этапах манипулирования с ним. Клещевой захват (схват) относится к механическим хватным устройствам, в которых удержание объекта, в которых удержание объекта осуществляется под действием реакций в точках (зонах) контакта с рабочими элементами, создаваемых двигателем или собственным весом объекта.

Клещевой захват крепится к роботу и имеет возможность перемещаться вперед и назад, вверх и вниз, влево и право, осуществлять захват заготовки и ее освобождение, а также ротацию захвата вместе с заготовкой. Привод хватного элемента может быть механический, пневматический, гидравлический или комбинированный, обязательно заблокированный с работой робота и обслуживаемого технологического оборудования.

Расчет усилия на хватных колодках клещей рассматривается ниже последовательно при опускании, продольном перемещении, повороте руки в горизонтальной плоскости, и затем определяется усилие захвата на колодке с учетом противодействия сил инерции при одновременном совмещении трех вышеперечисленных движений.

7.1. Расчет усилия на колодках при опускании захвата

На рис. 7.1 показана схема колодочного захвата и распределение сил. В месте соприкосновения колодки и заготовки будут действовать следующие силы:

G_3 – вес заготовки;

$F_{оп}$ – сила инерции заготовки при опускании руки;

$P_{зах}$ – сила захвата;

$F_{тр}$ – сила трения, противодействующая выпаданию заготовки из захватов, причем

$$F_{оп} = m_3 a_{оп},$$

где m_3 – масса заготовки;

$a_{оп}$ – ускорение захвата при опускании масса заготовки.

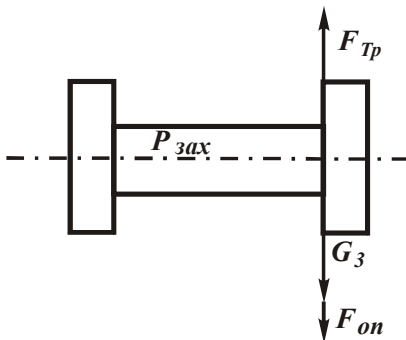


Рис. 7.1. Схема колодочного захвата

Сила трения будет уравниваться силой захвата $P_{зах}$ с учетом коэффициента трения f между заготовкой и захватной колодкой

$$F_{тр} = fP_{зах}. \quad (7.1)$$

Одновременно сила трения может быть определена из равенства

$$F_{тр} = k(G_3 + F_{оп}) = k(G_3 + \frac{G_3}{g} a_{оп}) = kG_3(1 + \frac{a_{оп}}{g}), \quad (7.2)$$

где $k = 1,5-2$ – коэффициент запаса.

Решив совместно (7.1) и (7.2), получим усилие на двух колодках

$$P_{зах} = \frac{F_{тр}}{f} = \frac{kG_3}{f}(1 + \frac{a_{оп}}{g}), \quad (7.3)$$

усилие на одной колодке

$$P_{\text{зах}} = \frac{kG_3}{2f} \left(1 + \frac{a_{\text{оп}}}{g}\right). \quad (7.4)$$

При расчете клещевого захвата скорости и ускорения отдельных степеней подвижности манипулятора определяются так же, как показано в разделе 4.

7.2. Расчет усилия на колодках при продольном перемещении захвата

При продольном перемещении захвата приложенные силы показаны на рис. 7.2. В месте контакта колодки схвата и заготовки действуют следующие силы:

F_p – усилие, раскрывающее захват при продольном его перемещении;

$F_{\text{пр}}$ – сила инерции продольного перемещения захвата (в момент торможения), причем

$$F_{\text{пр}} = m_3 a_{\text{пр}},$$

где $a_{\text{пр}}$ – ускорение захвата в момент торможения (замедления).

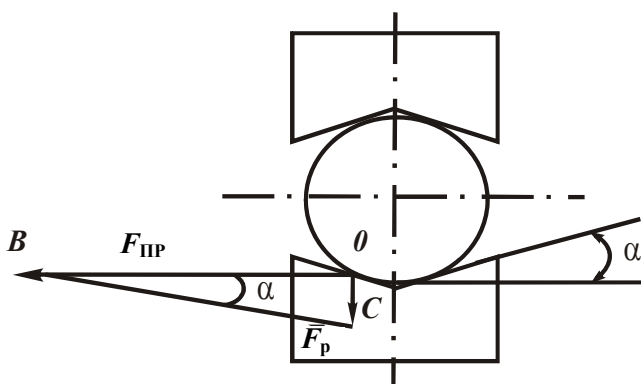


Рис. 7.2. Схема захвата при продольном перемещении

Из рис. 7.3 видно, что сила захвата может быть определена из следующих двух равенств:

$$F_{\text{тр}} = kG_3; \quad (7.5)$$

$$F_{\text{тр}} = f(P_{\text{зах}} - F_p), \quad (7.6)$$

откуда

$$P_{\text{зах}} = \frac{kG_3}{f} + F_p. \quad (7.7)$$

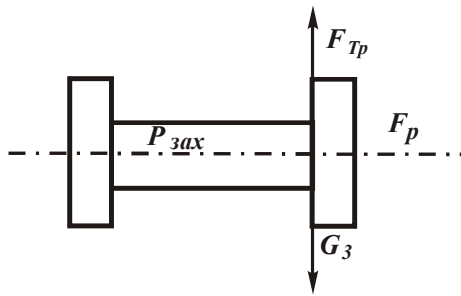


Рис. 7.3. Расчетная схема захвата при продольном перемещении

На рис. 7.2. показано распределение сил. Из треугольника OBC определяется сила, раскрывающая захват

$$F_p = F_{\text{нп}} \operatorname{tg} \alpha = \frac{G_3}{g} a_{\text{нп}} \operatorname{tg} \alpha, \quad (7.8)$$

где α – угол наклона захватной колодки (обычно принимается $\alpha = 20^\circ$).

Подставив полученное значение силы F_p в равенство (7.7), получим силу захвата при продольном его перемещении

$$P_{\text{зах}} = G_3 \left(\frac{k}{f} + \frac{a_{\text{нп}}}{g} \operatorname{tg} \alpha \right). \quad (7.9)$$

7.3. Расчет усилия при повороте захвата в горизонтальной плоскости

При повороте захвата в горизонтальной плоскости на него будут действовать центробежная и касательная силы инерции, которые показаны на рис. 7.4, причем

$$F_{ц} = m\omega^2 R = \frac{G_3}{g} R\omega^2; \quad (7.10)$$

$$F_{к} = m\varepsilon R = \frac{G_3}{g} R\varepsilon, \quad (7.11)$$

где $F_{ц}$ – центробежная сила;

$F_{к}$ – касательная сила;

ω – угловая скорость вращения захвата;

ε – угловое ускорение поворота захвата;

R – расстояние от оси вращения до оси заготовки.

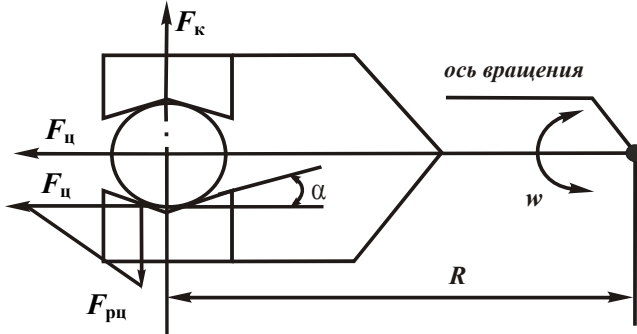


Рис. 7.4. Расчетная схема захвата при повороте в горизонтальной плоскости

Центробежная сила будет действовать на захват и раскрывать его. Усилие, раскрывающее захват от действия центробежной силы, определяется из схемы, представленной на рис 7.5:

$$F_{рц} = F_{ц} \operatorname{tg} \alpha = \frac{G_3}{g} \omega^2 R \operatorname{tg} \alpha. \quad (7.12)$$

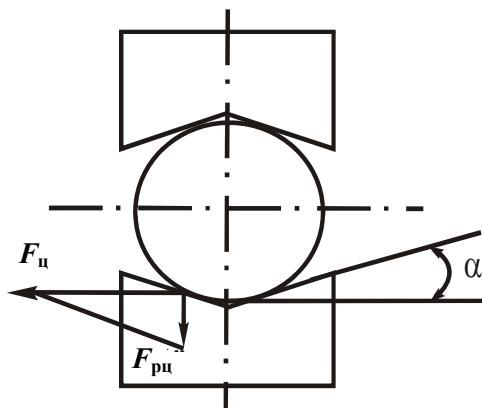


Рис. 7.5. Схема нагружения центробежной силой

Усилие, удерживающее заготовку при повороте захвата в горизонтальной плоскости, определяется из схемы действующих на заготовку сил, представленной на рис. 7.6:

$$F_{\text{тр}} = kG_3. \quad (7.14)$$

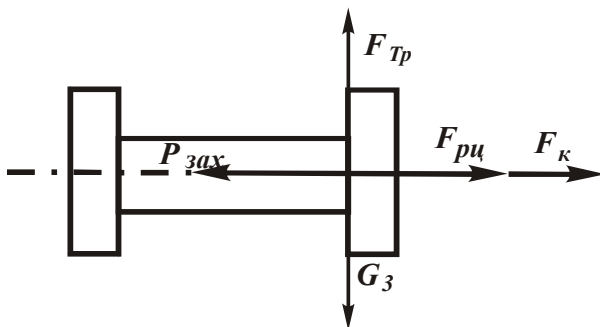


Рис. 7.6. К расчету удерживающего усилия

Силу трения можно определить по выражению

$$F_{\text{тр}} = f(P_{\text{зах}} - F_{\text{рц}} - F_{\text{к}}). \quad (7.14)$$

Из выражений (7.13) и (7.14) с учетом (7.11) и (7.12) определяется сила, удерживающая заготовку

$$P_{\text{зах}} = G_3 \left(\frac{k}{f} + \frac{\omega^2}{g} R \operatorname{tg} \alpha + \frac{\varepsilon}{g} R \right). \quad (7.15)$$

7.4. Расчет суммарного усилия на колодке захвата при совмещении трех движений

Для определения суммарного усилия на колодке с учетом противодействия сил инерции при совмещении вышеперечисленных движений захвата расчетной схемой, представленной на рис 7.7, как и в предыдущих расчетных схемах, составим два равенства (баланса сил)

$$F_{\text{тр}} = k(G_3 + F_{\text{оп}}); \quad (7.16)$$

$$F_{\text{тр}} = f(P_{\text{зах}} - F_{\text{р}} - F_{\text{рц}} - F_{\text{к}}). \quad (7.17)$$

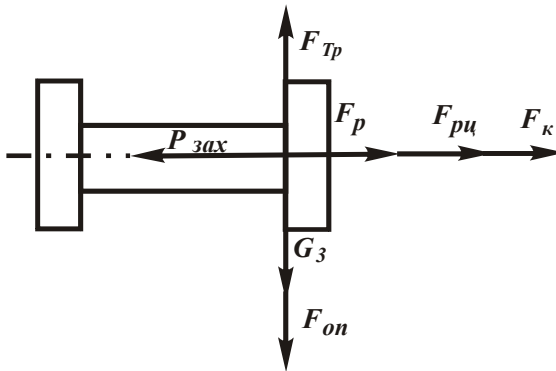


Рис. 7.7. Схема нагружения при совмещении движений

Решая совместно равенства (7.15) и (7.16), определим усилие на колодке захвата

$$\begin{aligned} k(G_3 + F_{\text{оп}}) &= f(P_{\text{зах}} - F_{\text{р}} - F_{\text{рц}} - F_{\text{к}}); \\ P_{\text{зах}} &= \frac{k}{f}(G_3 + F_{\text{оп}}) + F_{\text{р}} + F_{\text{рц}} + F_{\text{к}}. \end{aligned} \quad (7.18)$$

Подставив значения составляющих слагаемых для

$$F_{\text{оп}} = m_3 a_{\text{оп}} = \frac{G_3}{g} a_{\text{оп}},$$

а также для F_p , $F_{\text{рц}}$ и F_k из выражений (7.8), (7.12) и (7.11), получим

$$P_{\text{зах}} = G_3 \left(\frac{k}{f} \left(1 + \frac{a_{\text{оп}}}{g} \right) + \frac{1}{g} (a_{\text{пр}} \operatorname{tg} \alpha + \omega^2 R \operatorname{tg} \alpha + R \epsilon) \right). \quad (7.19)$$

После определения усилий на колодках захватного устройства имеется возможность рассчитать привод клещевого захвата.

7.5. Расчет параметров привода клещевого захвата

На рис. 7.8 приведена кинематическая схема привода захвата, а на рис. 7.9 его расчетная схема, которая позволяет при известных требуемом усилии $P_{\text{зах}}$ и конструктивных размерах захвата a , h и β определить усилие P на штоке одностороннего пневмоцилиндра и выбрать его параметры.

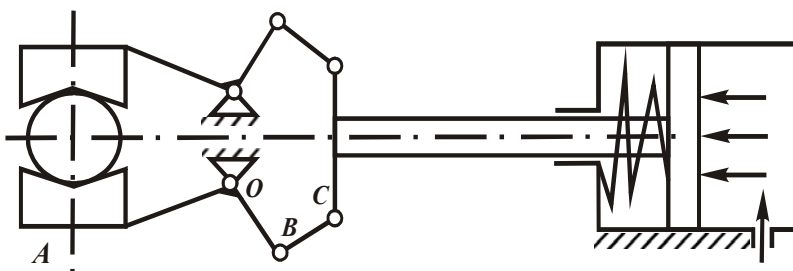


Рис. 7.8. Кинематическая схема клещевого захвата

Усилие P_c (см. рис. 7.9) в стержне BC (см. рис. 7.8) определяется зависимостью

$$P_c = \frac{P}{2} \cos \beta, \quad (7.20)$$

где P – усилие на штоке пневмоцилиндра.

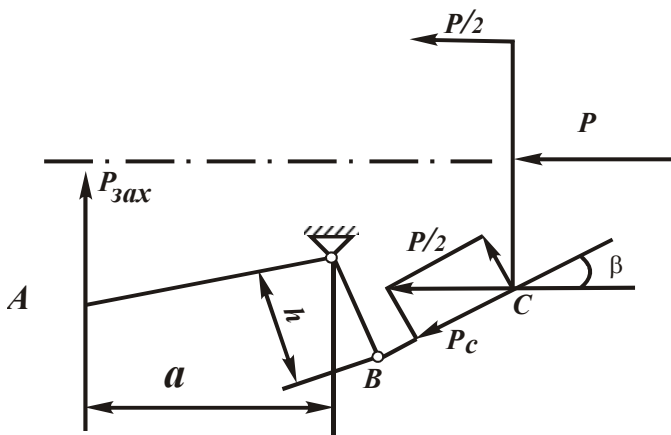


Рис. 7.9. Расчетная схема клещевого захвата

Для определения усилия на штоке пневмоцилиндра с учетом кинематических параметров механизма и усилия на колодке захвата составим уравнение моментов сил относительно точки O :

$$P_{\text{зах}} a = P_c h. \quad (7.21)$$

Решив совместно уравнения (7.20) и (7.21), определим усилие на штоке цилиндра

$$P = \frac{2aP_{\text{зах}}}{h \cos \beta}. \quad (7.22)$$

Пневмодвигатели поступательного движения, применяемые в захватных устройствах, бывают двухстороннего действия, в которых твердое звено (поршень со штоком) перемещается попеременно в обе стороны, взаимодействуя со сжатым воздухом, и одностороннего действия, в которых под действием сжатого воздуха твердое звено перемещается только в одну сторону. В односторонних устройствах твердое звено возвращается в исходное положение под действием пружины или силы тяжести. Односторонние применяются при небольшом ходе поршня пневмоцилиндра, двухсторонние – при любом ходе поршня. Различные схемы пневмоцилиндров представлены на рис. 7.10.

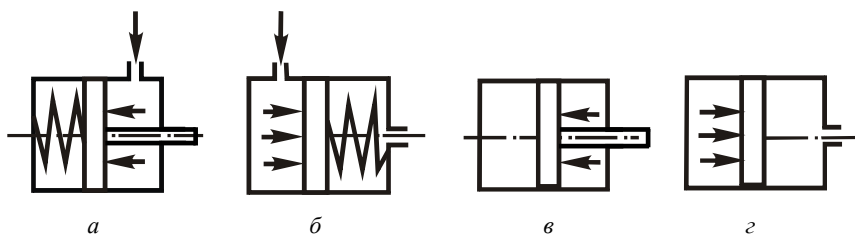


Рис. 7.10. Схемы пневмоцилиндров:

- a* – одностороннего действия со штоковой рабочей полостью;
- б* – одностороннего действия с бесштоковой рабочей полостью;
- в* – двухстороннего действия со штоковой рабочей полостью;
- г* – двухстороннего действия с бесштоковой рабочей полостью

Усилие на штоке пневмоцилиндра одностороннего действия для штоковой рабочей полости (рис. 7.10, *a*)

$$P = p\eta \frac{\pi(D^2 - d_{шт}^2)}{4} - P_{пр},$$

для бесштоковой рабочей полости (рис. 7.10, *б*)

$$P = p\eta \frac{\pi D^2}{4} - P_{пр},$$

где p – давление сжатого воздуха;

η – коэффициент полезного действия пневмоцилиндра (можно принимать $\eta = 0,85$);

D – диаметр поршня пневмоцилиндра;

$d_{шт}$ – диаметр штока пневмоцилиндра;

$P_{пр}$ – усилие, развиваемое пружиной при крайнем положении поршня.

Усилие на штоке пневмоцилиндра двухстороннего действия для штоковой рабочей полости (рис. 7.10, *в*)

$$P = p\eta \frac{\pi(D^2 - d_{шт}^2)}{4},$$

для бесштоковой рабочей полости (рис. 7.10, з)

$$P = p\eta \frac{\pi D^2}{4}.$$

Усилие на штоке пневмоцилиндра одностороннего действия (см. рис. 7.7 и рис. 7.10, б)

$$P = p\eta \frac{\pi D^2}{4} - P_{\text{пр}}. \quad (7.23)$$

Решив совместно уравнения (7.22) и (7.23), найдем диаметр поршня пневмоцилиндра

$$D = \sqrt{\frac{4(2aP_{\text{зах}} + P_{\text{пр}}h \cos\beta)}{\pi\eta p h \cos\beta}}.$$

Полученное значение D округляем до ближайшего большего значения из стандартного ряда по ГОСТ 12447-80.

7.6. Расчет привода клещевого захвата лесопогрузочной машины

Расчетная схема привода клещевого захвата лесопогрузочной машины представлена на рис. 7.11.

Для моделирования режима нагружения можно выделить в рабочем процессе захвата груза следующие стадии:

- 1) подвод клещей к грузу или под груз;
- 2) приподнимание груза внутри клещевого захвата;
- 3) зажим груза.

Обобщенная диаграмма нагружения представлена на рис. 7.12. Первая стадия характеризуется практически холостым ходом поршня гидроцилиндра клещевого захвата (мощность затрачивается на преодоление трения в шарнирах). На второй стадии мощность гидроцилиндра затрачивается на преодоление силы тяжести поднимаемого груза.

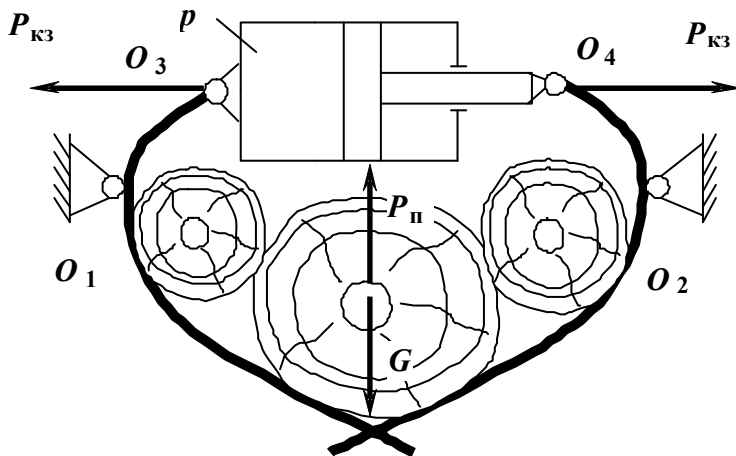


Рис. 7.11. Расчетная схема клещевого захвата

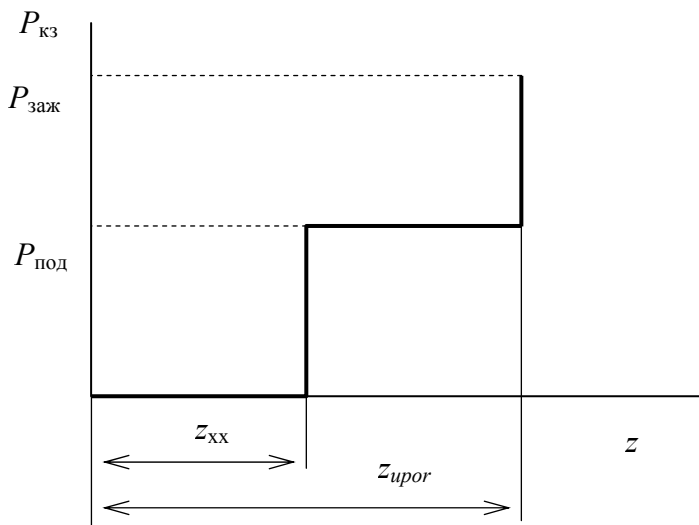


Рис. 7.12. Обобщенная диаграмма нагружения гидроцилиндра клещевого захвата:

z_{xx} – перемещение холостого хода; $z_{упор}$ – перемещение поршня, при котором начинается зажим груза в клещах; $P_{под}$ – усилие, развиваемое гидроцилиндром во время приподнимания груза в клещах; $P_{заж}$ – усилие, развиваемое гидроцилиндром при зажиме груза

Величина усилия $P_{кз}$, развиваемого гидроцилиндром при зажиме груза, зависит от давления p в гидросистеме и размеров гидроцилиндра. Этот режим характеризуется резкой остановкой поршня и может сопровождаться значительными динамическими перегрузками в гидроприводе.

Необходимо отметить, что при захвате груза большого диаметра (рис. 7.13) вторая стадия нагружения может отсутствовать: осуществляется подвод клещей на холостом ходе и зажим обхватываемого груза.

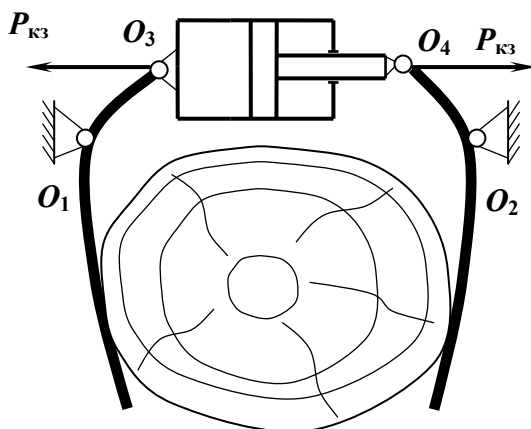


Рис. 7.13. Схема захвата груза большого диаметра

Запишем уравнение равновесия груза при его приподнятии в клещевом захвате (см. рис. 7.11):

$$P_{п} = G, \quad (7.24)$$

где $P_{п}$ — усилие подъема, передаваемое через рычажный механизм клещевого захвата от гидроцилиндра;

G — сила тяжести.

$$G = m_{гр}g, \quad (7.25)$$

где $m_{гр}$ — масса груза.

Для того, чтобы выразить P_{Π} , запишем уравнение моментов сил, поворачивающих каждую из половин клещевого захвата относительно шарниров O_1 и O_2 , сделав ряд допущений. Будем предполагать, что нагрузка распределяется поровну на каждую из половин клещевого захвата; груз распределяется равномерно по клещевому захвату, а плечо силы P_{Π} равно половине расстояния между шарнирами крепления рычагов клещевого захвата; плечо приложения силы, развиваемой гидроцилиндром, не изменяется и равно расстоянию между шарниром O_2 крепления рычага и шарниром O_4 соединения рычага с гидроцилиндром (следует отметить, что строгий учет кинематики захвата приводит к громоздким тригонометрическим преобразованиям).

Таким образом,

$$P_{\text{кз}} \cdot |O_2O_4| = \frac{1}{2} P_{\Pi} \frac{|O_1O_2|}{2},$$

откуда

$$P_{\Pi} = P_{\text{кз}} \frac{4 \cdot |O_2O_4|}{|O_1O_2|}. \quad (7.26)$$

Подставив (7.25) и (7.26) в (7.24), получим

$$P_{\text{кз}} \frac{4 \cdot |O_2O_4|}{|O_1O_2|} = m_{\text{гр}} g.$$

Силу $P_{\text{кз}}$, развиваемую гидроцилиндром клещевого захвата, определим по выражению

$$P_{\text{кз}} = p \frac{\pi D_{\text{кз}}^2}{4},$$

где p – давление в гидроцилиндре клещевого захвата;

$D_{\text{кз}}$ – диаметр гидроцилиндра клещевого захвата;

В результате получим

$$pD_{кз}^2 \pi \frac{|O_2O_4|}{|O_1O_2|} = m_{гр}g,$$

откуда можно выразить $D_{кз}$

$$D_{кз} = \sqrt{\frac{m_{гр}g |O_1O_2|}{\pi p |O_2O_4|}}$$

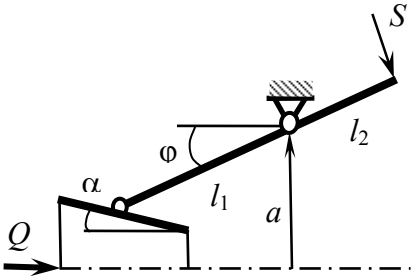
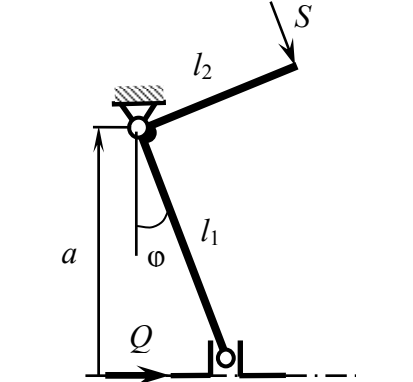
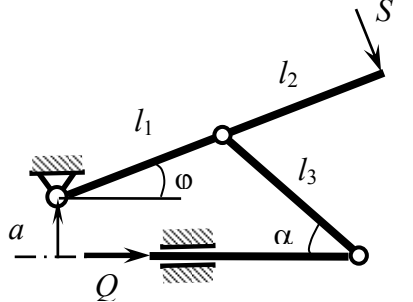
и подобрать диаметр гидроцилиндра клещевого захвата при заданном рабочем давлении в системе, либо p

$$p = \frac{m_{гр}g |O_1O_2|}{\pi D_{кз}^2 |O_2O_4|}$$


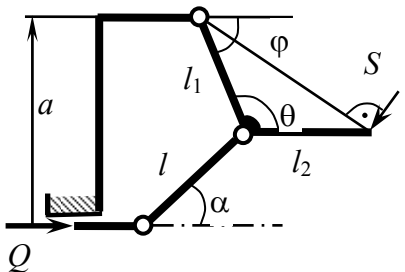
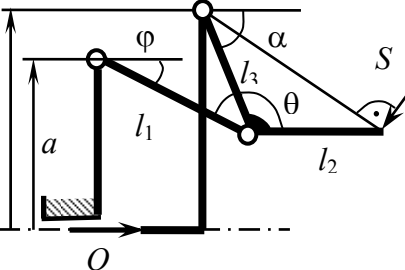
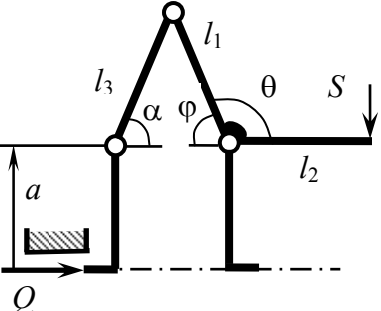
и рассчитать необходимое давление в системе при заданных конструктивных размерах гидроцилиндра.

В табл. 7.1 представлены некоторые кинематические схемы схватов и формулы для определения усилия гидроцилиндра Q при известном усилии сжатия S .

Схемы схватов

№	Кинематическая схема	Усилие гидроцилиндра
1		$Q = \frac{2Sl_2}{l_1} \frac{\sin \alpha}{\cos(\alpha + \varphi)}$
2		$Q = \frac{2Sl_2}{l_1 \cos \varphi}$
3		$Q = \frac{2S(l_2 + l_1)}{l_1} \frac{\cos \alpha}{\sin(\alpha + \varphi)}$ $\varphi = \arcsin \frac{l_3 \sin \alpha - a}{l_1}$

№	Кинематическая схема	Усилие гидроцилиндра
4		$Q = \frac{2Sl_2 \sin \alpha}{a}$
5		$Q = \frac{2S(l_2 + l_1)}{l_1} \frac{\cos \alpha}{\sin(\alpha + \varphi) \cos \varphi}$ $\varphi = \arcsin \frac{l_3 \sin \alpha + a}{l_1}$
6		$Q = \frac{S}{\operatorname{tg}(\alpha/2)}$

№	Кинематическая схема	Усилие гидроцилиндра
7		$Q = S$
8		$Q = \frac{2S}{\frac{l_1 \sin(\alpha + \varphi)}{\sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1 l_2 \sin \theta}} - \frac{1}{\cos \alpha}}$ $\varphi = \arcsin \frac{l_3 \sin \alpha - a}{l_1}$
9		$Q = \frac{2S}{\frac{l_1 \sin(\alpha + \varphi)}{\sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1 l_2 \sin \theta}} - \frac{1}{\cos \alpha}}$ $\varphi = \arcsin \frac{a - l + l_3 \sin \alpha}{l_1}$
10		$Q = \frac{2Sl_2 \cos \alpha}{\sin(\alpha + \varphi)l_1}$ $\varphi = \arcsin \left(\frac{l_3 \sin \alpha}{l_1} \right)$

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Шуп, Т. Решение инженерных задач на ЭВМ: практическое руководство / Т. Шуп; пер. с англ. – М.: Мир, 1982.

2. Попов, Д. Н. Механика гидро- и пневмоприводов: учебник для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки дипломированных специалистов в области техники и технологии / Д. Н. Попов. – М.: МГТУ имени Н. Э. Баумана, 2001. – 320 с.

3. Каверзин, С. В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: учебное пособие / С. В. Каверзин. – Красноярск: ПИК «Офсет», 1997. – 384 с.

4. Гойдо, М. Е. Проектирование объемных приводов / М. Е. Гойдо. – М.: Машиностроение, 2009. – 304 с.

5. Чайковский, И. П. Рулевые управления автомобилей / И. П. Чайковский, П. А. Саломатин. – М.: Машиностроение, 1987. – 176 с.: ил.

6. Теория и проектирование гидропневмоприводов: конспект лекций: в 6 ч. Ч. 2: Следящие гидро- и пневмоприводы с дроссельным управлением / В. П. Автушко [и др.]. – Минск: БНТУ, 2017. – 122 с.

7. Богдан, Н. В. Моделирование динамических процессов в гидроприводе подъема стрелы манипулятора погрузочно-транспортной машины / Н. В. Богдан, В. П. Автушко, М. И. Жилевич // Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Вып. 129, Харьков, НТУ «ХПИ», 2001 г.

8. Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Система управления и ходовая часть: учебное пособие для вузов / А. И. Гришкевич [и др.]; под ред. А. И. Гришкевича. – Минск: Выш. шк., 1987. – 200 с.

9. Челпанов, И. Б. Схваты промышленных роботов / И. Б. Челпанов, С. Н. Колпашников. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ие, 1989. – 287 с.

10. Деплов, Н. И. Промышленные роботы: учебное пособие. – Ростов на Дону: РИСХМ, 1979. – 79 с.

11. Метлюк, Н. Ф. Проектирование автомобилей: учебно-методическое пособие к курсовому и дипломному проектированию / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко, В. В. Палазова. – Минск: БПИ, 1978. – 52 с.

12. Проектирование автомобилей: учебно-методическое пособие к курсовому и дипломному проектированию по разделу «Рулевое управление» / Фридрих, А. В. [и др.]. – Минск: БПИ, 1978. – 46 с.

Учебное издание

АВТУШКО Валентин Петрович
КИШКЕВИЧ Павел Нестерович
ЖИЛЕВИЧ Михаил Иванович
БАРТОШ Петр Романович

**РАСЧЕТ НАГРУЗОК
НА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ
ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОДА**

Пособие
для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы
мобильных и технологических машин»

Редактор *В. И. Акуленок*
Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 16.12.2020. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 5,64. Уч.-изд. л. 4,41. Тираж 100. Заказ 393.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.