

ЛЕКЦИЯ № 11

РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

Способы изменение направления движения (*все способы пояснить графически*):

- складывание рамы автомобиля (скреперы МоАЗ и трактор К 700) такой способ появился в 50-е годы XX века в связи со стремлением повысить проходимость автомобиля, применяя колеса большого диаметра;
- торможение колес одного борта (или вращение в сторону, обратную движению) на автомобилях применяется крайне редко и только на многоосных автомобилях.

- поворот управляемых колес наиболее целесообразен для автомобилей общего назначения.

В двухосных автомобилях, как правило, управляемыми являются передние колеса. Исключение составляют специальные автотранспортные средства с задними управляемыми колесами (автопогрузчики, комбайны и др. с-х техника).

В трехосных автомобилях, имеющих сближенные оси задней тележки, управление осуществляется передними колесами.

В четырехосных автомобилях в зависимости от конкретного назначения автомобиля управляемыми делают колеса передних двух осей.

!!! Для повышения проходимости и маневренности автомобилей иногда **все колеса выполняют управляемыми** и ведущими. Это позволяет снизить минимальный радиус поворота и одновременно уменьшить сопротивление движению (автомобиль со всеми управляемыми колесами прокладывает на повороте две колеи вместо четырех (шести и т. д.) при одной паре управляемых колес). При этом у многоосных автомобилей промежуточную ось размещают посередине базы автомобиля. При движении по хорошей дороге управление задними колесами блокируют, чтобы не нарушить устойчивости движения на больших скоростях из-за зазоров в рулевом приводе.

Рулевое управление автомобиля предназначено для обеспечения необходимого направления движения путем раздельного и согласованного между собой поворота его управляемых колес.

Рулевое управление состоит из:

- рулевого механизма с рулевым валом и колесом;
- рулевого привода;
- усилителя (не всегда).

Расположение рулевого колеса выбирается из условия обеспечения лучшей видимости при разъезде с транспортом, движущимся навстречу и зависит от принятого в стране направления движения. Таким образом, правое рулевое управление применяется в странах с левосторонним движением (Великобритания, Япония, Австралия), левое рулевое управление применяется в странах с правосторонним движением (континентальная Европа, США и др.).

Ранее наличие рулевого усилителя определялось санитарными нормами, которые ограничивали усилия на рулевом колесе при максимальном сопротивлении повороту (поворот на месте). Ныне определяющим фактором применения усилителя являются не только значительно сниженные санитарные нормы, но и значительно возросшие требования к безопасности автомобиля (снижается утомляемость водителя, а при разрыве шины сохранить траекторию движения).

В настоящее время рулевые усилители применяются практически на всех автомобилях (новых), за исключением легковых автомобилей особо малого и малого классов и грузовых малой грузоподъемности (устанавливается опционально).

Рулевое управление отвечает за безопасность движения автомобиля, и поэтому к нему предъявляются высокие Требования:

- маневренность – оценивается:
 - радиусом поворота по колее переднего наружного колеса ($R = 2...2,5L$)
 - числом оборотов рулевого колеса (от среднего до крайнего положения для л.а. – 1,8 об., а для г.а. – 3,0 об.
- легкость управления – оценивается усилием на рулевом колесе (обеспечивается рациональ-

ми значениями передаточных чисел и КПД рулевого управления);

- силовое следящее действие (пропорциональность между усилием на рулевом колесе и моментом сопротивления повороту управляемых колес) требование относится к рулевому управлению с усилителем и выполняется усилителем;

- кинематическое следящее действие (соответствие между углом поворота рулевого колеса и углом поворота управляемых колес) требование относится к рулевому управлению с усилителем и выполняется усилителем;

- min боковое скольжение колес при повороте (обеспечивается рулевой трапецией);

- min передача толчков на рулевое колесо (при наезде на неровности дороги);

- кинематическая согласованность с подвеской (исключение самопроизвольного поворота управляемых колес при деформации упругих элементов);

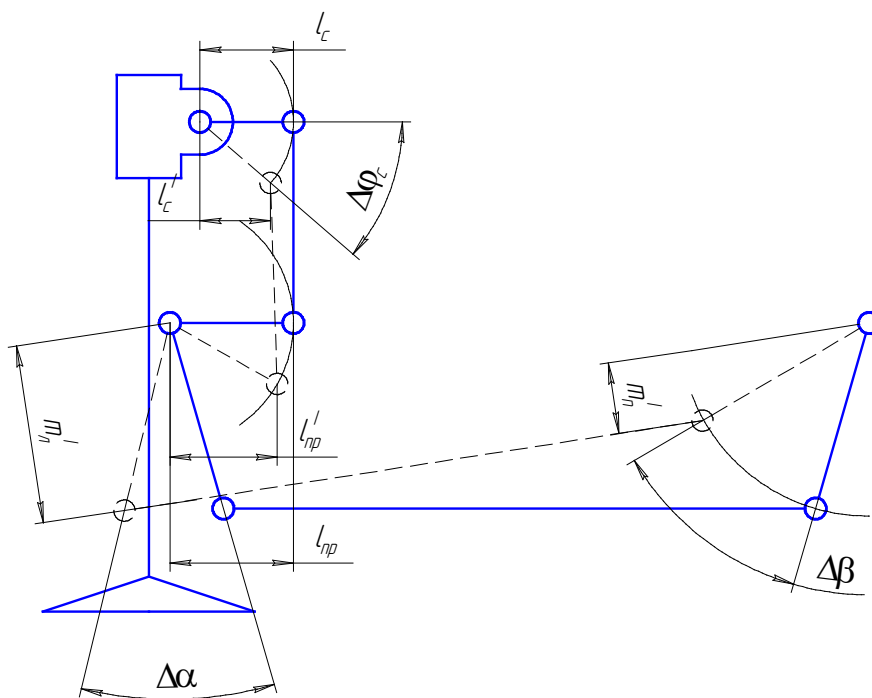
- стабилизация управляемых колес;

- надежность (выход из строя рулевого управления приводит к аварии);

- общие требования.

ОЦЕНОЧНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Кинематическое передаточное число привода (нарисовать схему привода)



$$U_{крп} = \frac{\Delta\varphi_c}{\frac{\Delta\alpha + \Delta\beta}{2}},$$

где $\Delta\varphi_c$ – элементарный угол поворота сошки;

$\Delta\alpha$ и $\Delta\beta$ – элементарные углы поворота управляемых колес.

Величина $U_{крп}$ не является постоянной и зависит от положения звеньев привода и поэтому ее значения должны определяться графически для различных углов поворота колес (*пояснить на схеме*).

!!! В среднем положении сошка и поворотный рычаг перпендикулярны к продольной рулевой тяге, а в крайних положениях рычага и сошки углы между ними и тягой одинаковы (*показать на схеме*), то можно принимать

$$U_{крп} = \frac{l_{np}}{l_c}$$

где l_{np} и l_c – длины соответственно поворотного рычага и сошки.

$U_{крп} = 0,85 \dots 1,1$. В КП можно принимать $U_{крп} = 1,0$.

Силовое передаточное число рулевого привода

$$U_{срп} = \frac{M_{сн}}{M_c}$$

где $M_{сн}$ – момент сопротивления повороту управляемых колес;

M_c момент на валу сошки.

!!! Оно также зависит от схемы рулевого привода и положения его звеньев. Практическое значение имеет величина $U_{срп}$ соответствующая началу поворота колес из правого крайнего положения в левое (*показать на схеме положение привода при крайнем положении колес, которое соответствует штриховым линиям*).

$$U_{срп} = \frac{M_{сн}}{M_c} = 2 \frac{l'_{np}}{l'_c} \cdot \frac{m'_n}{m'_n + m'_l},$$

где l'_{np} , l'_c , m'_n , m'_l – активные длины соответственно поворотного рычага, сошки, левого и правого рычагов.

Передаточное число рулевого механизма (зависит от принципа, положенного в основу его конструкции) и может быть:

- постоянным $U_{рм} = \frac{\Omega_{рк}}{\Omega_c}$,
- переменным $U_{рм} = \frac{\Delta\Omega_{рк}}{\Delta\Omega_c}$,

где $\Omega_{рк}$ и $\Delta\Omega_{рк}$ – соответственно угол и приращение угла поворота рулевого колеса;

Ω_c и $\Delta\Omega_c$ – соответственно угол и приращение угла поворота сошки.

Например для л.а. $\Omega_{рк}$ выбирается из условия обеспечения маневренности в соответствии с которым рекомендуется число оборотов рулевого колеса от упора до упора принимать равным 3,6 ($\Omega_{рк} = 1300^\circ$).

Аналогичный подход и выбору максимального угла поворота сошки $\Omega_c = 70^\circ$.

Т.о. передаточные числа современных рулевых механизмов:

- для л. а. $U_{рм} = 13 \dots 22$ (для спортивных и шоссейно-кольцевых $U_{рм} = 9 \dots 12$);
- для г. а. $U_{рм} = 20 \dots 25$.

КПД рулевого управления

$$\eta_{ру} = \eta_{рм} \eta_{рн},$$

где $\eta_{рм}$ и $\eta_{рн}$ – КПД соответственно рулевого привода и рулевого механизма.

$\eta_{рм}$ – оценивает потери непосредственно в рулевом механизме, различают:

- прямой КПД (при передаче усилия от рулевого колеса к сошке). Чем больше прямой КПД, тем меньше потери в рулевом механизме при повороте управляемых колес и тем легче управлять автомобилем;
- обратный КПД (при передаче усилия от сошки к рулевому колесу). Чем меньше обратный КПД тем ниже обратный удар вследствие наезда управляемых колес на неровности дорожного покрытия. Минимальное значение ограничивается пределом обратимо-

сти (для сохранения стабилизации управляемых колес и «чувства дороги»).

$\eta_{рп}$ – оценивает потери на трение в шарнирах тяг и шкворневых узлах .

Прямой $\eta_{ру} = 0,67 \dots 0,82$, обратный $\eta'_{рм} = 0,58 \dots 0,63$.

Потери в приводе составляют в шарнирах тяг 10...15%, в шкворневых узлах – 40...50 % общих потерь в рулевом управлении!

Зазоры во всех кинематических звеньях рулевого управления (от шкворневых узлов до рулевого колеса) должны быть сведены к минимуму, чтобы исключить влияние управляемых колес.

Жесткость рулевого управления должна быть по возможности наибольшей. При недостаточной жесткости рычажная система рулевого привода будет обращаться в колебательный контур и вызывать влияние управляемых колес и отрицательно влиять на устойчивость движения автомобиля. Кроме того, будет нарушаться величина схождения колес, что приведет к форсированному износу шин и повышенному расходу топлива.

КЛАССИФИКАЦИЯ РУЛЕВЫХ ПРИВОДОВ

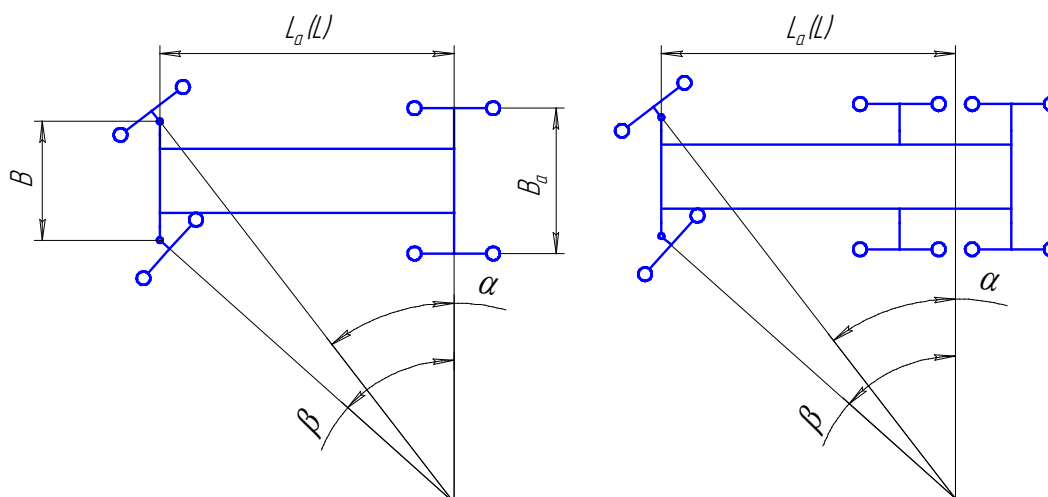
1. По способу связи управляемых колес:
 - с индивидуальной трапедией каждого моста;
 - с одной трапедией и бортовой рычажной системой;
 - комбинированные.
2. По расположению:
 - с передней трапедией;
 - с задней трапедией.
3. По типу подвески:
 - с разрезной трапедией;
 - с неразрезной (цельной).

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РУЛЕВОГО ПРИВОДА

Задача расчета:

- определение оптимальных параметров рулевой трапеции (с целью обеспечения min бокового скольжения колес при повороте);
- определение правильной кинематики поворотного рычага при деформации рессор
- подбор передаточного числа рулевого привода.

Нарисовать схему и напомнить о особенностях геометрии поворота двухосного и трехосного автомобиля на жестких шинах (без учета увода)



Как видно из схемы отсутствие проскальзывания колес может быть обеспечено при повороте управляемых колес на углы которые находятся в зависимости

$$\operatorname{ctg} \beta - \operatorname{ctg} \alpha = \frac{B}{L_a},$$

где α и β соответственно углы поворота наружного и внутреннего колес;

B – расстояние между осями шкворней;

L_a – база автомобиля.

!!! Требуемые углы поворота управляемых колес должна обеспечить рулевая трапеция.

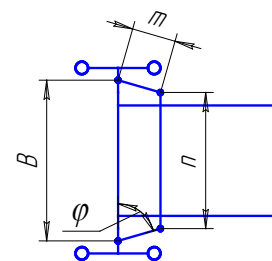
Рулевая трапеция устанавливает следующие соотношения между углами поворота колес:

$$\alpha = \varphi + \operatorname{arctg} \frac{m \cdot \cos(\varphi + \beta)}{B - m \cdot \sin(\varphi + \beta)} - \operatorname{arcsin} \frac{m + 2B \sin \varphi - 2m \sin^2 \varphi - B \sin(\varphi + \beta)}{\sqrt{B^2 + m^2 - 2B \sin(\varphi + \beta)}}.$$

где φ – угол наклона боковых рычагов трапеции к оси балки;

m – длина боковых рычагов трапеции;

n – длина поперечной тяги.



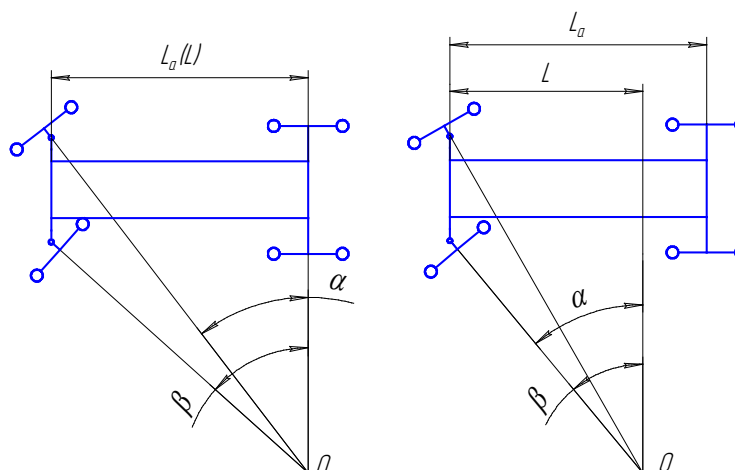
При этом схема поворота имеет вид:

Очевидно, что теоретические и фактические углы различаются, а точка O пересечения их осей отстоит от линии AB на расстоянии $L < L_a$.

Совершенство рулевой трапеции оценивается коэффициентом

$$\lambda = \frac{L}{L_a}.$$

Чем ближе коэффициент к единице, тем совершеннее поворот автомобиля. Максимально приблизить фактическую зависимость $\alpha = f(\beta)$ к теоретически необходимой возможно путем подбора углов φ и длин боковых рычагов m при заданной величине B .



Порядок расчета кинематики рулевого привода

При подборе параметров рулевой трапеции по уравнениям или графическим способом рекомендуется ориентироваться на статистические данные по выполненным конструкциям.

1. По чертежу управляемого моста находят размер шкворневой колеи B или определяют по формуле

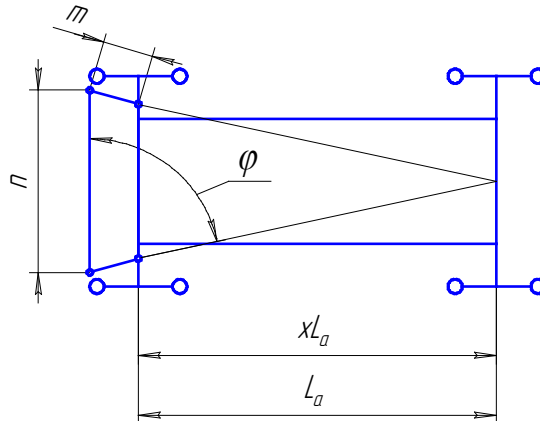
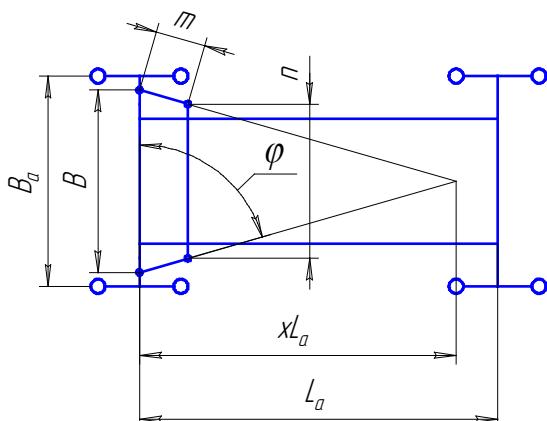
$$B = B_a - (0,9 \dots 1,1) B_{ш}$$

!!! Иногда за B принимают расстояние между точками пересечения осей поворотных цапф с осями шкворней, что неверно. За точки пересечения нужно принимать точки пересечения осей шкворней с перпендикулярными к ним плоскостями, проходящими через центры шаровых пальцев рычагов трапеции.

2. Отношение плеч трапеции:

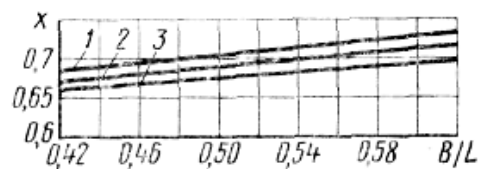
– для л.а. $\frac{m}{n} = 0,11 \dots 0,16$ [Родионов];

– для г.а. $\frac{m}{n} = 0,14 \dots 0,20$ [Высоцкий], большие значения для полноприводных автомобилей (связано с большими размерами колес).



3. Коэффициент $x = 0,25 \frac{B}{L_a} + 0,555$.

Также его можно определить по номограмме →
Для рулевых приводов с передней трапецией $x = 1$.
(показать на схеме)



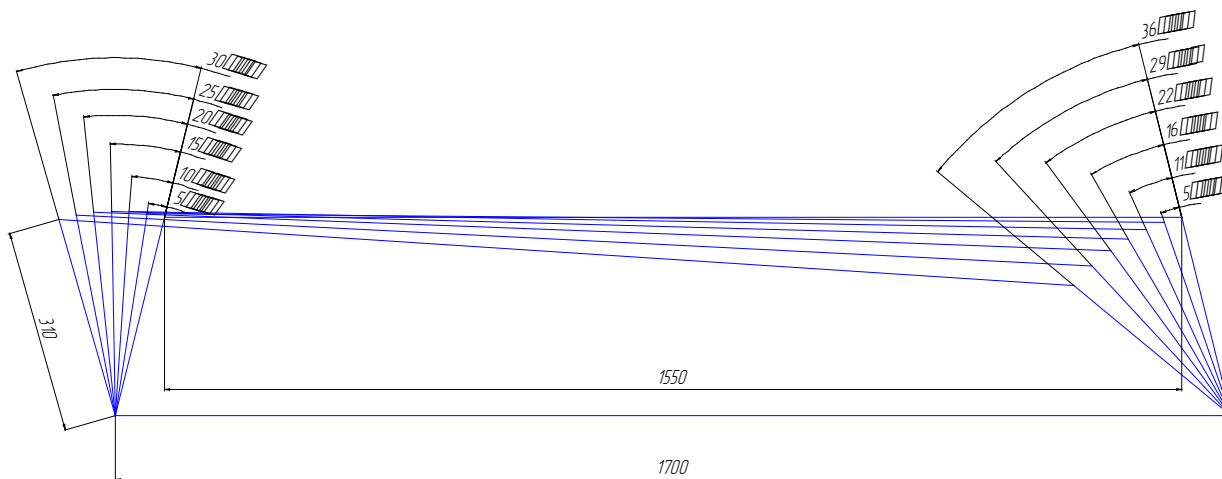
1, 2, 3 при m/n равном
соответственно 0,12; 0,14; 0,16

4. Угол наклона боковых рычагов трапеции к оси

балки $\varphi = \text{arccctg} \frac{B}{2xL_a}$, (для г.а. $\varphi = 60 \dots 75^\circ$, меньшие значения для 4×4).

5. Длина поперечной тяги $n = \frac{B}{1 + 2 \frac{m}{n} \cos \varphi}$

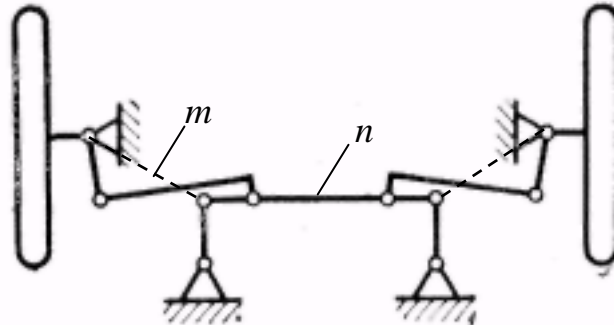
6. Задаться угловым перемещением одного из колес (α или β) через 5° и графическим способом определить угол поворота другого колеса. Данные занести в таблицу и определить текущие значения коэффициента $\lambda = \frac{L}{L_a} = \frac{(\text{ctg} \alpha - \text{ctg} \beta) L}{B}$ **проверить!!!**, должен входить в предел $(0,9 \leq \lambda \leq 1,1)$.



7. Если условие не выполняется вернуться к п. 1.

!!! Кинематический расчет в окончательном виде должен быть уточнен данными, связанными с уводом колес.

Применение независимой подвески управляемых колес и необходимость согласования привода рулевого управления с направляющим аппаратом подвески требует усложнения рулевой трапеции за счет введения дополнительных шарниров и звеньев:



ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ПРИВОД

Расчетная нагрузка для рулевого управления определяется:

- максимальной силой на рулевом колесе при повороте в самых тяжелых условиях;
- максимальной некомпенсированной обратной силой, которая передается от привода к рулевому колесу при одновременном наезде управляемых колес на препятствия или при их неодинаковой интенсивности торможения.

Усилия на рулевом колесе при максимальном сопротивлении повороту

Сопротивление повороту управляемых колес определяется для наиболее тяжелых условий, например, при повороте колес на месте на сухой шероховатой опорной поверхности. Момент сопротивления повороту управляемых колес на месте можно представить суммой трех моментов:

- момент сопротивления качению колес при повороте;
- момент трения вращения колес;
- момент сопротивления подъему автомобиля при повороте (стабилизирующий момент).

1. Момент сопротивления качению колес при повороте:

$$M_f = 2fG_k a,$$

где f – коэффициент сопротивления качению;

G_k – вес, приходящийся на одно колесо, H ;

a – плечо обкатки $a \approx l_u - r_c (\gamma + \theta_{\text{поп}})$;

l_u – длина цапфы;

r_c – статический радиус колеса;

γ – угол развала колес ($0 \dots 3^\circ$ – не забыть перевести в рад.);

$\theta_{\text{поп}}$ – поперечный угол наклона шкворня ($5 \dots 10^\circ$ – не забыть перевести в рад.).

2. Момент трения вращения колес:

$$M_\phi = \phi G_k l_0,$$

где ϕ – коэффициент сцепления (в этом случае принимается $\phi = 0,9$);

$$l_0 - \text{плечо момента трения вращения } l_0 = \frac{\sqrt{r_0^2 - r_c^2}}{2},$$

r_0 – свободный радиус колеса.

3. Момент сопротивления подъему автомобиля при повороте (стабилизирующий момент).

$$M_h = aG_\kappa \left(\theta_{\text{пр}} (\sin \alpha_{cp} + \sin \beta_{cp}) + \theta_{\text{поп}} (\cos \alpha_{cp} + \cos \beta_{cp}) \right),$$

где $\theta_{\text{пр}}$ и $\theta_{\text{поп}}$ – угол наклона шкворня соотв. в продольной и поперечной плоскостях;

α_{cp} и β_{cp} – средние углы поворота колес.

При неизвестной геометрии моста момент сопротивления подъему можно определить в долях от M_f и M_ϕ :

$$M_h = (0,07 \dots 0,15) (M_f + M_\phi).$$

4. Суммарный момент сопротивления повороту:

$$M_\Sigma = M_f + M_\phi + M_h.$$

5. Усилие на ободе рулевого колеса для рулевого управления без усилителя

$$P_p = \frac{M_\Sigma}{R_\kappa U_{pm} U_{pn} \eta_{pm} \eta_{pn}},$$

где R_κ – радиус обода рулевого колеса (выбирается в зависимости от типа и веса автомобиля, а также наличия усилителя в рулевом управлении и уточняется в соответствии с ОСТ 37.001.062-75).

Усилия на рулевом колесе при неодинаковом тормозном моменте

1. Тормозной момент, приложенный к поворотной цапфе

$$M_{ц} = \frac{G_a}{2} \varphi a \frac{b + \varphi h_g}{L + 0,5 \varphi h_g},$$

где b – расстояние от центра тяжести автомобиля до задней оси;

L – база автомобиля;

h_g – высота центра тяжести автомобиля;

$$2. \text{ Усилие на рулевом колесе } P_p = \frac{M_{ц} \eta'_{py}}{R_\kappa U_{py}},$$

где η'_{py} – обратный КПД РУ (зависит главным образом от типа рулевого механизма: червячный механизм $\eta'_{pm} = 0,4$; для механизма с глобоидальным червяком $\eta'_{pm} = 0,5$; для винтовых механизмов $\eta'_{pm} = 0,8$).

Сопоставляя значения силы P_p полученные по условиям поворота на месте и при неравномерном торможении колес, для дальнейших расчетов принимают ее максимальное значение.

$$P_{p \max} \leq [P_p],$$

– для л. а. $[P_p] = 150 \dots 200 \text{ Н}$;

– для г. а. $[P_p] = 400 \dots 500 \text{ Н}$ (для большегрузных г.а. кратковременно действующая P_p может достигать 700 Н).

!!! Если условие не выполняется, то необходимо применять усилитель.

РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ПРИВОДА

1. **Рулевой вал:** рассчитывается только на кручение

$$\tau_{кр} = \frac{P_p R_k}{W_{кр}} \leq [\tau_{кр}] = 50 \dots 100 \text{ МПа}.$$

Материалы: сталь 20, 35, 45.

2. **Сошка:** (применительно к типичной выгнутой конфигурации сошки опасным сечением является место перехода рычага сошки в ее ступицу)

– усилие на конце сошки

$$P_c = \frac{P_p R_k U_{рм}}{l_c}$$

– сошка от усилия P_c изгибается на плече l_1 и скручивается на плече l_2 , тогда **эквивалентное напряжение растяжения** в наиболее нагруженной точке опасного сечения, по третьей теории прочности

$$\sigma_{эkv} = \sqrt{\left(\frac{P_c l_1}{W_{и}}\right)^2 + 4 \left(\frac{P_c l_2}{W_{и}}\right)^2} \leq \frac{[\sigma_T]}{n_T},$$

где l_1 и l_2 плечи изгиба и скручивания сошки;

$W_{и}$ и $W_{к}$ – моменты сопротивления сечения при изгибе и кручении (выбираются в зависимости от формы опасного сечения сошки (см. курс «Сопротивление материалов»);

n_T – запас прочности по пределу текучести при растяжении $n_T = 1,7 \dots 2,4$.

Материалы: сталь 30, 18ХГТ.

3. **Продольная и поперечная тяги** рассчитываются на устойчивость по продольному изгибу

$$P_{сж} n_T \leq \frac{\pi^2 EJ}{l^2},$$

где $P_{сж}$ – сила, действующая вдоль тяги (продольная сила);

n_T – запас прочности (1,5...2,5);

E – модуль упругости первого рода ($E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$);

J – момент инерции;

l – расстояние между центрами шаровых шарниров тяги.

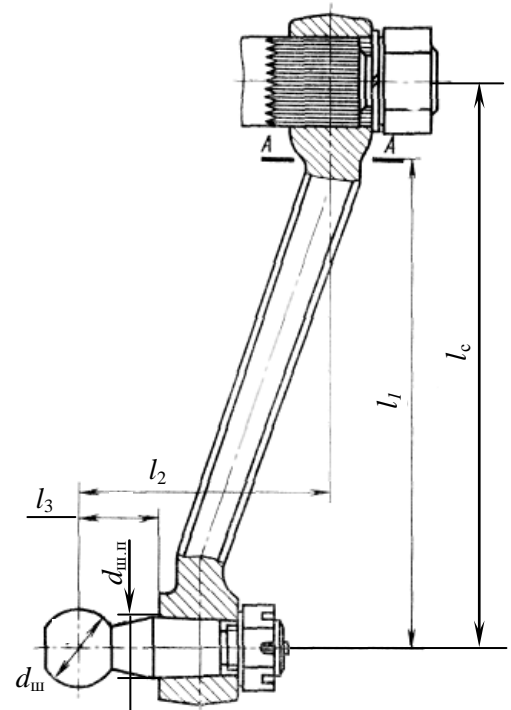
Исходя из указанного условия можно определить:

– требуемый экваториальный момент инерции сечения тяги (и по нему определить сечение)

$$J \geq \frac{P_{сж} l^2}{\pi^2 E} n_T;$$

Зная что для полый тяги $J = \frac{\pi D^4}{64} \left(1 - \frac{d}{D}\right)$ можно подобрать необходимые параметры d и D .

– предельную продольную силу



$$P_{сж\ кр} = \frac{\pi^2 EJ}{l^2}, \text{ изгиб исключается если } \frac{P_{сж\ кр}}{P_{сжс}} \leq n_t = 1,5 \dots 2,5.$$

Материалы: сталь 20, 35.

4. Пальцы шарниров:

4.1 Головка пальца рассчитывается на удельное давление смятия

$$q = \frac{P_i}{\frac{\pi d_{ш}^2}{4}} \leq [q] = 25 \dots 35 \text{ МПа} \text{ или}$$

$$q = 0,616 \sqrt[3]{P_i E^2 \left(\frac{d_{сф} - d_{ш}}{d_{сф} d_{ш}} \right)},$$

где P_i – сила действующая на головку пальца;
 $d_{ш}$ – диаметр шаровой поверхности пальца;
 $d_{сф}$ – диаметр сферической поверхности сухаря.

4.2 Стержень пальца

– напряжения изгиба

$$\sigma_{и} = \frac{P_i l_3}{W_{и}} \leq [\sigma_{и}] = 300 \dots 400 \text{ МПа},$$

где l_3 – плечо;
 – напряжения среза у основания пальца

$$\sigma_{ср} = \frac{P_i}{\frac{\pi d_{ш.п}^2}{4}} \leq [\sigma_{ср}] = 25 \dots 35 \text{ МПа},$$

где $d_{ш.п}$ – диаметр шарового пальца.

Материалы: сталь 40Х, 20ХН3А.

5. Боковые рычаги трапеции испытывают напряжения изгиба и кручения под действием силы

$$P_{п.т} = \frac{P_c l_4}{l_5}.$$

Расчет напряжений см. расчет сошки.

Материалы: сталь 30, 40, 40ХНГМ. $[\sigma_3] = 300 \dots 400 \text{ МПа}.$

РУЛЕВОЙ МЕХАНИЗМ

Рулевой механизм представляет собой замедляющую передачу, преобразующую вращение вала рулевого колеса во вращение вала сошки (для реечного рулевого механизма – в поступательное перемещение рейки) и служит для передачи усилия от водителя к рулевому приводу.

Напомнить основные типы рулевых механизмов.

ЧЕРВЯЧНЫЙ РУЛЕВОЙ МЕХАНИЗМ (типа глобоидальный червяк-ролик)

Расчет геометрии и основных параметров червячной глобоидальной передачи выполняется в соответствии со стандартами:

- ГОСТ 9369 Передачи червячные глобоидальные. Основные параметры.
- ГОСТ 17696 Передачи червячные глобоидальные. Расчет геометрии.
- ГОСТ 16502 Передачи червячные глобоидальные. Допуски.

Нарисовать схему и пояснить основные конструктивные особенности, а также остановиться на необходимости регулировок зазора по мере износа и способе реализации.

После расчета геометрии передачи необходимо уточнить передаточное число механизма

$$U_{pm} = \frac{2\pi r_{01}}{t \cdot z_1},$$

где r_{01} – радиус начальной окружности червяка в горловом сечении (наиболее узком);

t – шаг нарезки червяка (в выполненных конструкциях $t = 12 \dots 18$ мм);

z_1 – число заходов червяка как правило, $z_1 = 1$.

Расчет на прочность передачи глобоидальный червяк-ролик сводится к определению износостойкости и контактной прочности, что связано с гарантированной изгибной прочностью и жесткостью.

1. Осевая сила на червяке

$$P_a = \frac{P_p R_k}{r_{01}} \operatorname{tg} \beta_1,$$

где P_p – усилие на рулевом колесе;

R_k – радиус рулевого колеса;

β_1 – угол подъема винтовой линии в горловом сечении (для выполненных конструкций $\beta_1 = 5 \dots 10^\circ$), угол подъема винтовой линии переменный, постепенно уменьшающийся от центра к периферии.

$$\tan \beta_1 = \frac{tz_1}{2\pi r_{01}},$$

2. Расчетная площадь смятия, считая, что лишь один гребень ролика находится в зацеплении с червяком площадь смятия определяют выражением:

$$A = \frac{1}{2} \left((\varphi_1 - \sin \varphi_1) r_1^2 + (\varphi_2 - \sin \varphi_2) r_2^2 \right),$$

где φ_1 и φ_2 – центральные углы контактной площадки, рад;

r_1 и r_2 – наружные радиусы червяка и ролика, м.

3. Напряжения смятия $\sigma_{см} = \frac{P_a}{A} \leq 300 \dots 500 \text{ МПа}$.

ВИНТОРЕЕЧНЫЙ РУЛЕВОЙ МЕХАНИЗМ

Винтореечный РМ имеет две ступени – винтовую передачу с циркулирующими шариками и передачу рейка – зубчатый сектор, поэтому иногда его называют РМ типа винт-гайка-рейка-сектор.

+ удобством компоновки совместно с гидроусилителем, высокий прямой КПД, надежность и долговечность.

1. Передаточное число:

– в результате поворота рулевого колеса на угол $\Omega_{рк}$ гайка с рейкой переместятся на расстояние

$$s = t \frac{\Omega_{рк}}{360},$$

где t – шаг винтового канала, образованного канавками винта и гайки $t = 12 \dots 18 \text{ мм}$;

$\Omega_{рк}$ – угол поворота рулевого колеса.

– вследствие этого сектор повернется на угол Ω_c , которому соответствует длина дуги его начальной окружности, т.е. ход винта можно представить через длину начальной окружности червяка и угол поворота сектора

$$s = 2\pi r_\omega \cdot \frac{\Omega_c}{360},$$

где r_ω – радиус начальной окружности сектора (задаются опираясь на прототипы).

Приравняв два выражения найдем передаточное число рулевого механизма

$$U_{рм} = \frac{\Omega_{рк}}{\Omega_c} = \frac{2\pi r_\omega}{t}.$$

Нарисовать схему винтореечного механизма без усилителя и пояснить следующие особенности конструкции:

- профиль канавок обеспечивает двух- или четырехточечный контакт шариков с дорожками качения (при четырехточечном контакте осевые зазоры в передаче можно сделать минимальными);
- необходимое изменение зазора в зацеплении обеспечивается выполнением зубьев сектора различной толщины;
- для предотвращения заклинивания после регулировки зазора предусматривают увеличение бокового зазора в зацеплении при поворотах вала сошки в обе стороны от среднего положения.

Расчет винтореечного рулевого механизма

Диаметр шарика $d_{ш} = (0,5...0,6)t$, принимают ближайшее из ГОСТ 3722-60;

Радиус желоба у винта и гайки $r_{ж} = (0,51...0,53)d_{ш}$.

Диаметры:

- средний винтового канала $d_0 = \frac{t}{\pi \cdot \operatorname{tg} \beta}$;
- внутренний канавок винта $d_6 = d_0 - 2(r_{жс} - x)$;

- наружный канавок винта $d_n = d_g + 2h$;
 - внутренний канавок гайки $D_g = d_0 + 2(r_{жс} - x)$;
 - наружный канавок гайки $D_n = D_g - 2h$;
- где h – глубина канавки $h = (0,30 \dots 0,35) d_{ш}$.

x – смещение центров канавок относительно центров шариков $x = \left(r_{жс} - \frac{d_{ш}}{2} \right) \cos \alpha_{\kappa}$

Число шариков в одном витке $z_{ш} = \frac{t}{d_{ш} \sin \beta}$,

где β – угол подъема винтовой линии $\beta = 10 \dots 15^\circ$.

Необходимое число рабочих шариков $z_{ш\Sigma} \geq \frac{F_c}{\lambda F_{ш} \cos \beta \sin \alpha_{\kappa}}$,

где α_{κ} – угол контакта шариков с канавками $\alpha_{\kappa} = 45 \dots 60^\circ$;

λ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения осевой нагрузки между шариками $\lambda = 0,8 \dots 0,9$;

$F_{ш}$ – допускаемая нагрузка, действующая на один шарик. Ее определяют из условия контактной прочности шарика и винта

$$\sigma_{\kappa} = K \sqrt[3]{F_{ш} E^2 \left(\frac{2}{d_{ш}} - \frac{1}{r_{жс}} \right)^2} \leq [\sigma_{\kappa}] = 2500 \dots 3500 \text{ МПа},$$

где K – коэффициент учитывающий кривизну соприкасающихся поверхностей (определяется по специальным графикам, в расчетах можно принят $K = 0,6 \dots 0,9$).

Число рабочих витков $i_p = \frac{z_{ш\Sigma}}{z_{ш}}$, если $i_p > 2,5$, то для сохранения высокого КПД применяют два само-

стоятельных круга циркуляции с равными числами витков и шариков.

Модуль зацепления сектора и рейки определяют из условий изгибной прочности

$$\sigma_{и} = \frac{F_c}{mb_{\omega}} k_F Y_F \leq [\sigma_{и}] = 250 \dots 400 \text{ МПа},$$

где $F_{ос}$ – сила, действующая на зуб сектора и рейки $F_c = \frac{M_c}{r_{\omega}}$;

b_{ω} – ширина сектора;

k_F – коэффициент нагрузки (учитывающий распределение нагрузки между зубьями);

Y_F – коэффициент формы зуба.

Контактные напряжения см. лекция № 5 (КПП)

После компоновки рулевого механизма проверяют **прочность и жесткость винта**

Винт находится в сложном напряженном состоянии:

- напряжения от растягивающей (сжимающей) силы $F_{ос}$;
- напряжения от изгибающего момента $M_{и} = F_{ос} l_1 + \frac{F_{ос} l_2 \operatorname{tg} \alpha}{4}$;
- напряжения от крутящего момента $M_{\kappa} = F_{ос} \frac{d_0}{2} \operatorname{tg} (\beta + \rho)$;

где l_1 – расстояние от оси винта до полюса зацепления;

l_2 – расстояние между опорами винта;

α – угол зацепления;

ρ – приведенный угол трения $\rho = \arctg f (d_{ш} \cos \alpha_{\kappa})$;
 f – коэффициент трения качения, $f = 0,008 \dots 0,010$.

Эквивалентное напряжение

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{M_u}{W_u} + \frac{F_c}{A_g}\right)^2 + 4\left(\frac{M_{\kappa}}{W_{\kappa}}\right)^2} \leq \frac{\sigma_T}{3},$$

где A_g , W_u и W_{κ} – площадь и моменты сопротивления соответственно изгибу и кручению сечения винта по внутреннему диаметру канавки;
 σ_T – предел текучести материала винта.

Материалы:

- винты и гайки – стали 18ХГТ, 25ХГТ или 20ХН3А (HRC 58...64), $\sigma_T = 750 \dots 900$ МПа;
- зубчатый сектор сталь 20Х2Н4А (HRC 56...62);

РЕЕЧНЫЙ РУЛЕВОЙ МЕХАНИЗМ

Особенностью расчета рулевых управлений с реечным рулевым механизмом является невозможность раздельного определения передаточных чисел рулевого механизма и привода:

$$U_{pm} = \frac{\infty}{r_0} = \infty,$$

где r_0 – радиус начальной окружности шестерни.

$$U_{pn} = \frac{l_{pt}}{\infty} = 0$$

где l_{pt} – длина рычага трапеции;

Поэтому для рулевых управлений с реечным рулевым механизмом существует лишь передаточное число рулевого управления $U_{py} = \frac{l_{pt}}{r_0}$.

$$\text{Усилие действующее вдоль рейки } F_p = \frac{P_p R_{\kappa}}{r_0}.$$

В дальнейшем механизм рассчитывается аналогично винтореечному механизму (зубья на изгиб и смятие).

УСИЛИТЕЛИ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Усилитель рулевого управления применяют для облегчения труда водителя и повышения активной безопасности автомобиля.

Усилитель состоит из:

- силового цилиндра;
- распределителя;
- насоса (насос с бачком и клапанным регулятором подачи выполняют в виде отдельного агрегата и устанавливают на двигателе).

Компоновки усилителей с особенностями самостоятельно!

Усилители должны выполнять следующие функции:

- обеспечивать кинематическое следящее действие (характеризуется пропорциональностью углов поворота управляемых колес углу поворота рулевого колеса);
- создавать силовое следящее воздействие (с увеличением сопротивления повороту управляемых колес должна возрастать сила на рулевом колесе);
- вступать в действие лишь при условии $P_p \geq 25 \dots 100$ Н (в зависимости от типа автомобиля).

Оценочные параметры:

– показатель эффективности $\mathcal{E} = \frac{P_{p.бу}}{P_{p.су}}$

где $P_{p.бу}$ и $P_{p.су}$ – усилие на рулевом колесе соответственно без усилителя и при работающем усилителе; для существующих конструкций $\mathcal{E} = 1 \dots 15$.

– показатель реактивного воздействия (характеризует способность обеспечить «чувство дороги»)

$$\rho_{py} = \frac{dP_p}{dM_\Sigma} \text{ для существующих конструкций } \rho_{py} = 0,02 \dots 0,05;$$

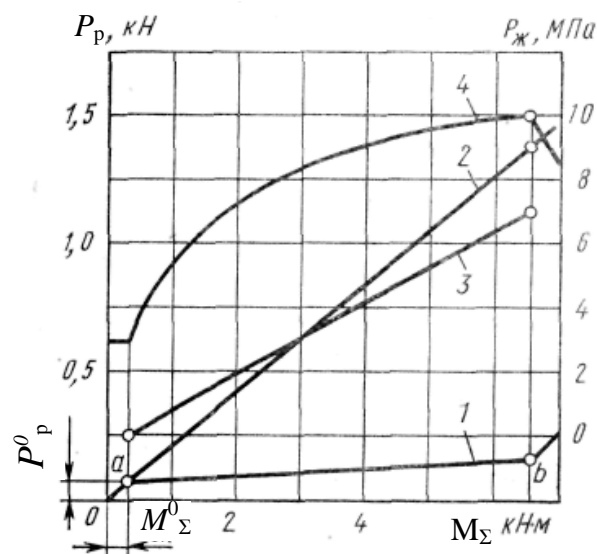
– показатели чувствительности соответствующие началу включения усилителя:

- усилие на рулевом колесе $P_p = 20 \dots 50 \text{ Н}$;
- угол поворота $\Omega_{pk} = 10 \dots 15^\circ$.

Зависимости, характеризующие рабочий процесс усилителя, можно изобразить графически. Такой график называют рабочей характеристикой усилителя.

Без усилителя сила на рулевом колесе P_p прямо пропорционален моменту сопротивления повороту управляемых колес M_Σ . При наличии усилителя до точки a усилитель не работает, и усилие на рулевом колесе пропорционально M_Σ . В точке a включается в работу усилитель, и усилие на рулевом колесе увеличивается лишь в такой мере, чтобы вызвать у водителя «чувство дороги». В точке b возможности усилителя исчерпаны, и дальнейшее преодоление сопротивления повороту осуществляется за счет резкого увеличения усилия на рулевом колесе.

В соответствии с характером изменения усилия на рулевом колесе изменяется показатель эффективности \mathcal{E} вначале он равен единице, затем интенсивно возрастает. В конце, в связи с ограниченными возможностями усилителя \mathcal{E} падает.



РАСЧЕТ УСИЛИТЕЛЯ (на примере усилителя встроенного в рулевой механизм) сводится к расчету силового цилиндра, плунжеров распределителя и насоса.

Силовой цилиндр

1. Диаметр рабочего цилиндра можно найти из условия равновесия всех сил, действующих на поршень-рейку:

– окружное усилие на секторе $F_{oc} = \frac{M_\Sigma}{r_\omega U_{сп} \eta_{rp}}$,

– сила трения поршня о стенки цилиндров $F_\mu = F_{oc} f \cdot \operatorname{tg} \alpha$,
где f – коэффициент трения поршня о стенки цилиндра;
 α – угол зацепления зубьев сектора;

– осевая сила давления на поршень от усилия на рулевом колесе $F_b = \frac{2P_p R_k}{d_b \operatorname{tg}(\beta + \rho)}$,

где d_b – диаметр винта;

β – угол подъема оси винтового канала;

ρ – приведенный радиус трения, при малых скоростях можно принять $\rho = 6 \dots 8^\circ$

– давление жидкости на поршень-рейку $F_{жс} = \frac{\pi}{4} (D_u^2 - d_g^2) p$,

где p – давление в гидросистеме.

С учетом того, что $F_{oc} + F_\mu - F_b - F_{жс} = 0$ диаметр силового цилиндра

$$D_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{4}{\pi p} \left(\frac{M_{\Sigma} (1 + f \cdot \operatorname{tg} \alpha)}{r_{\omega} U_{\text{рп}} \eta_{\text{рп}}} - \frac{2 P_{\text{р}} R_{\text{к}}}{d_{\text{в}} \operatorname{tg} (\beta + \rho)} \right) + d_{\text{с}}^2}.$$

2. Толщина стенки корпуса цилиндра

Рассчитываются из условий прочности корпуса при растяжении в поперечной σ_r и осевой σ_z плоскостях:

$$\sigma_r = p \left(\frac{D_{\text{ц}}^2}{2(D_{\text{ц}} t + t^2)} + 1 \right) \leq \frac{\sigma_{\text{т}}}{n_{\text{т}}} \quad \text{и} \quad \sigma_z = p \left(\frac{D_{\text{ц}}^2}{4(D_{\text{ц}} t + t^2)} \right) \leq \frac{\sigma_{\text{т}}}{n_{\text{т}}},$$

где t – толщина стенки цилиндра;
 $\sigma_{\text{т}}$ – предел текучести материала корпуса;
 $n_{\text{т}}$ – запас прочности, $n_{\text{т}} = 3,5 \dots 5,0$.

Распределитель

Принцип действия распределителя обусловлен тем, что повороты рулевого колеса сопровождаются смещением плунжера золотника в ту или иную сторону. В результате этого образуется разность давлений в обеих полостях.

Центрирующие элементы служат для установки плунжера в нейтральное положение, а реактивные элементы предназначены для создания у водителя «чувства дороги». В существующих конструкциях распределителей центрирующими и реактивными элементами являются реактивные плунжеры, расpirаемые пружинами и рабочим давлением жидкости.

1. Предварительный натяг пружин выбирают из условия обеспечения силы, при которой включится усилитель, т.е. момент на рулевом колесе уравнивается реактивным моментом распределительного устройства

$$P_{\text{п}}^0 = \frac{2 P_{\text{р}}^0 R_{\text{к}}}{d_{\text{в}} z \operatorname{tg} (\beta + \rho)},$$

где $P_{\text{р}}^0$ – сила включения усилителя $P_{\text{р}}^0 = 25 \dots 100 \text{ Н}$;
 z – число плунжеров;
 $d_{\text{в}}$ – диаметр плунжера.

Сила на рулевом колесе пропорциональна давлению p , действующему в силовом цилиндре. В то же время давление зависит от момента сопротивления повороту управляемых колес, что обеспечивает «чувство дороги».

2. Диаметры плунжеров выбирают таким образом, чтобы сила на рулевом колесе при максимальном давлении в силовом цилиндре не превышала $100 \dots 150 \text{ Н}$

$$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4}{\pi p_{\text{max}}} \left(\frac{2 P_{\text{р max}} R_{\text{к}}}{d_{\text{в}} \operatorname{tg} (\beta + \rho)} - P_{\text{п}}^0 - c \Delta s \right)},$$

где $P_{\text{р max}}$ – максимальная сила на рулевом колесе $P_{\text{р max}} = 100 \dots 150 \text{ Н}$;
 p_{max} – максимальное давление жидкости $p_{\text{max}} = 5 \dots 7 \text{ МПа}$ ($50 \dots 70 \text{ МПа}$);
 c – жесткость пружины;
 Δs – ход золотника.

Насос

Производительность насоса, питающего гидроусилитель, должна быть такой, чтобы силовой цилиндр обеспечивал поворот управляемых колес автомобиля с большей скоростью, чем это может сделать водитель. В противном случае при быстрых поворотах усилитель создает дополнительное сопротивление.

$$Q\eta_{об}(1-\Delta) \geq \frac{\pi}{4} D_{ц}^2 \frac{ds}{dt},$$

где Q – расчетная производительность насоса;

$\eta_{об}$ – объемный КПД насоса $\eta_{об} = 0,75 \dots 0,85$;

Δ – коэффициент утечки $\Delta = 0,05 \dots 0,10$;

$\frac{ds}{dt}$ – скорость перемещения поршня $\frac{ds}{dt} = \pi d_{в} n_{р} \operatorname{tg} \beta$,

где $n_{р}$ – максимально возможная частота вращения рулевого колеса (для л.а. $n_{р} = 1,5 \dots 1,7 \text{ c}^{-1}$, для г.а. $n_{р} = 0,5 \dots 1,2 \text{ c}^{-1}$).