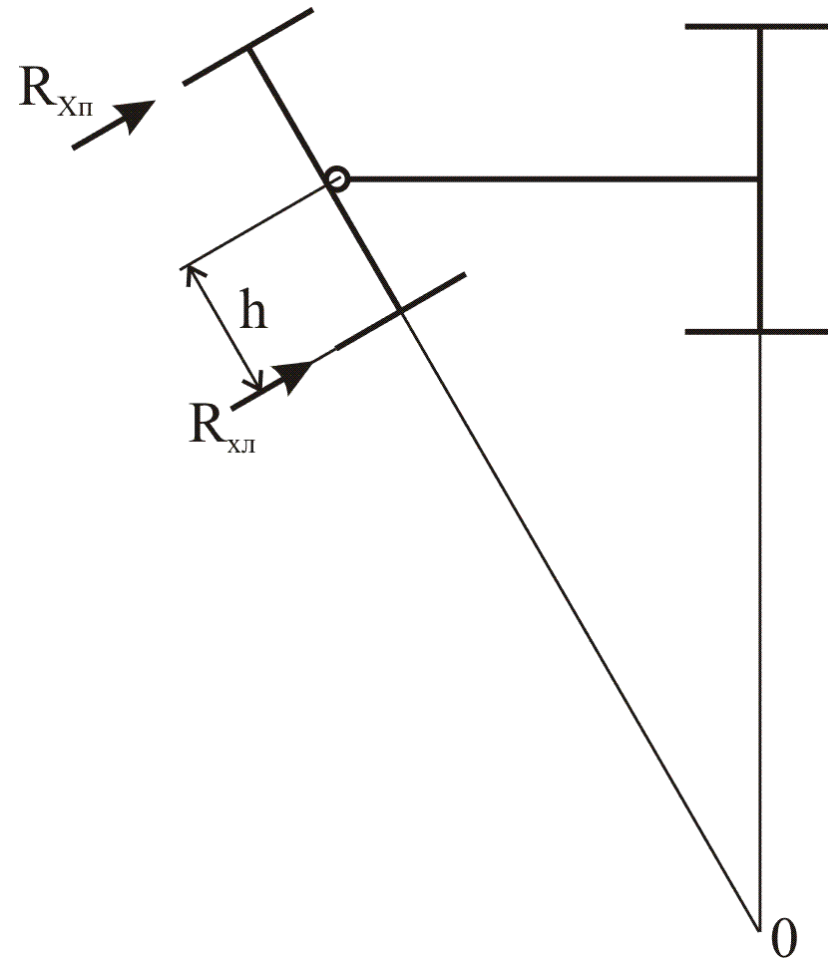


Рулевое управление

- Назначение:
- 1 – Изменение направления движения в соответствии с управляющим воздействием водителя – управляемость.
- 2 – Поддержание заданного направления движения при воздействии внешних возмущений (поперечный уклон дороги, боковой ветер, неравномерность касательных реакций в контактах колес с дорогой) – устойчивость.

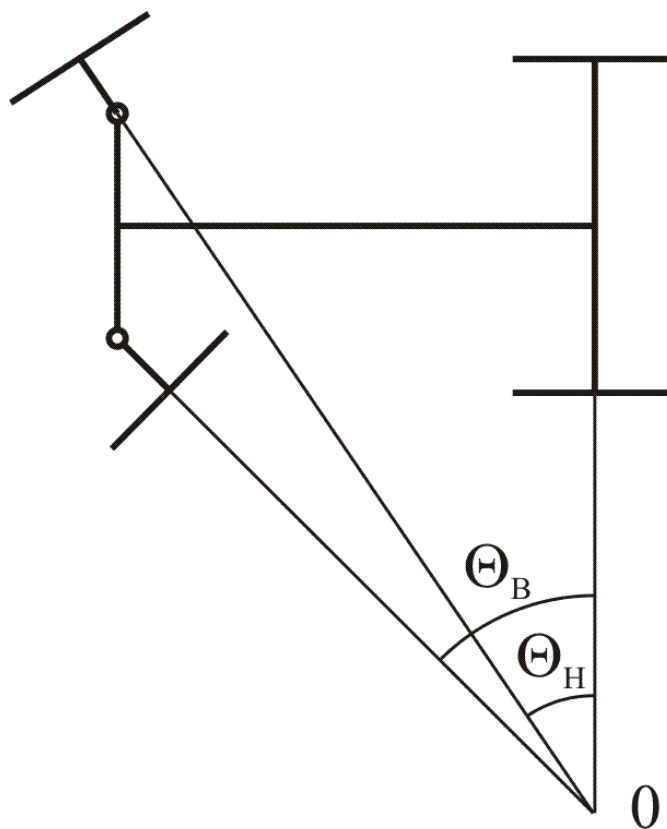
- Требования:
- - малый радиус поворота для обеспечения хорошей маневренности
- - малое усилие на рулевом колесе
- - силовое и кинематическое следящее действие
- - минимальное боковое скольжение колес при повороте
- - минимальная передача толчков на рулевое колесо
- - кинематическая согласованность элементов рулевого управления с подвеской, исключая самопроизвольный поворот колес
- - повышенная надежность
- - высокая жесткость деталей

Способы поворота

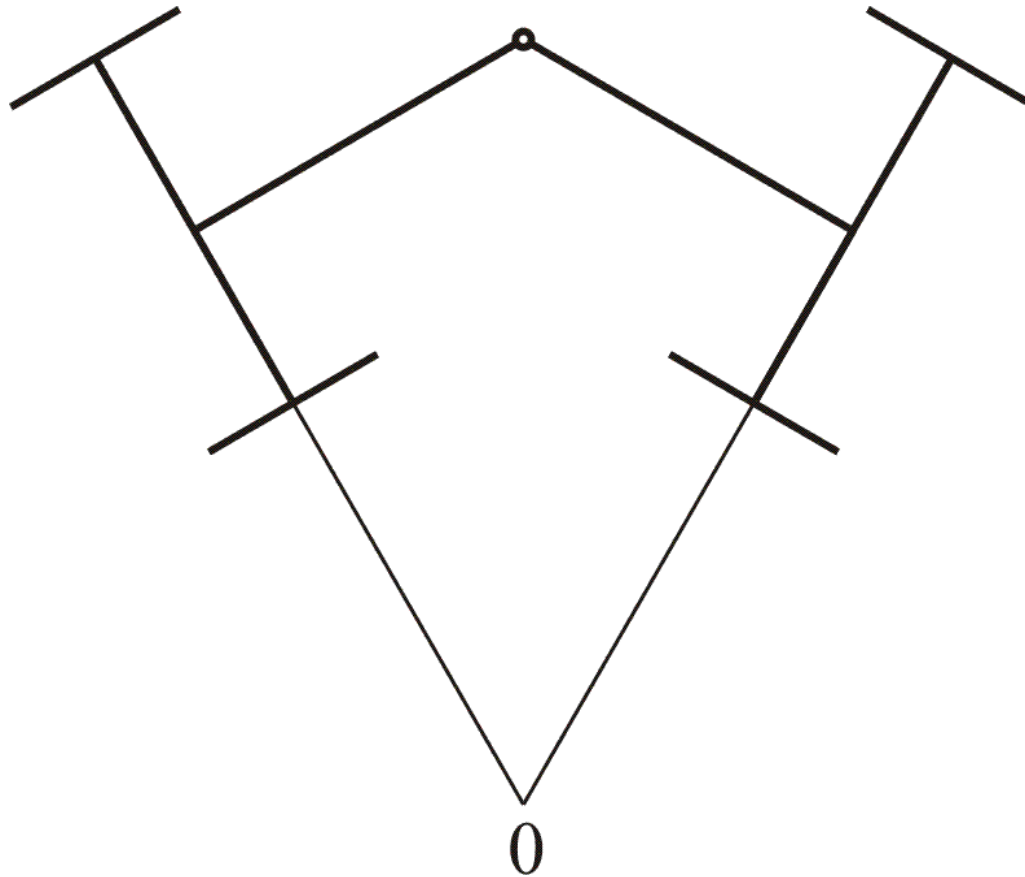


- 1. Поворот за счет общего, расположенного посередине шкворня.
- Преимущества – простота конструкции
- - возможность поворота колес на большой угол, до 90°
- - возможна двойная ошиновка управляемых колес.
- Минусы – большое плечо касательных реакций h , что при их различии требует большого усилия для поворота
- - большой момент инерции деталей, вращающихся вокруг шкворня, что требует больших усилий при выполнении резких маневров.
- - большой объем занимаемый поворачивающимся мостом и колесами – сложность компоновки.
- Применяется лишь на прицепах, где рулевой привод (дышло) имеет высокую жесткость, а поворот моста осуществляется за счет силового воздействия тягача.

- 2.Использование двух шкворней и расположение их вблизи колес. Радикальным образом уменьшает недостатки предыдущего способа поворота, но конструкция усложняется.



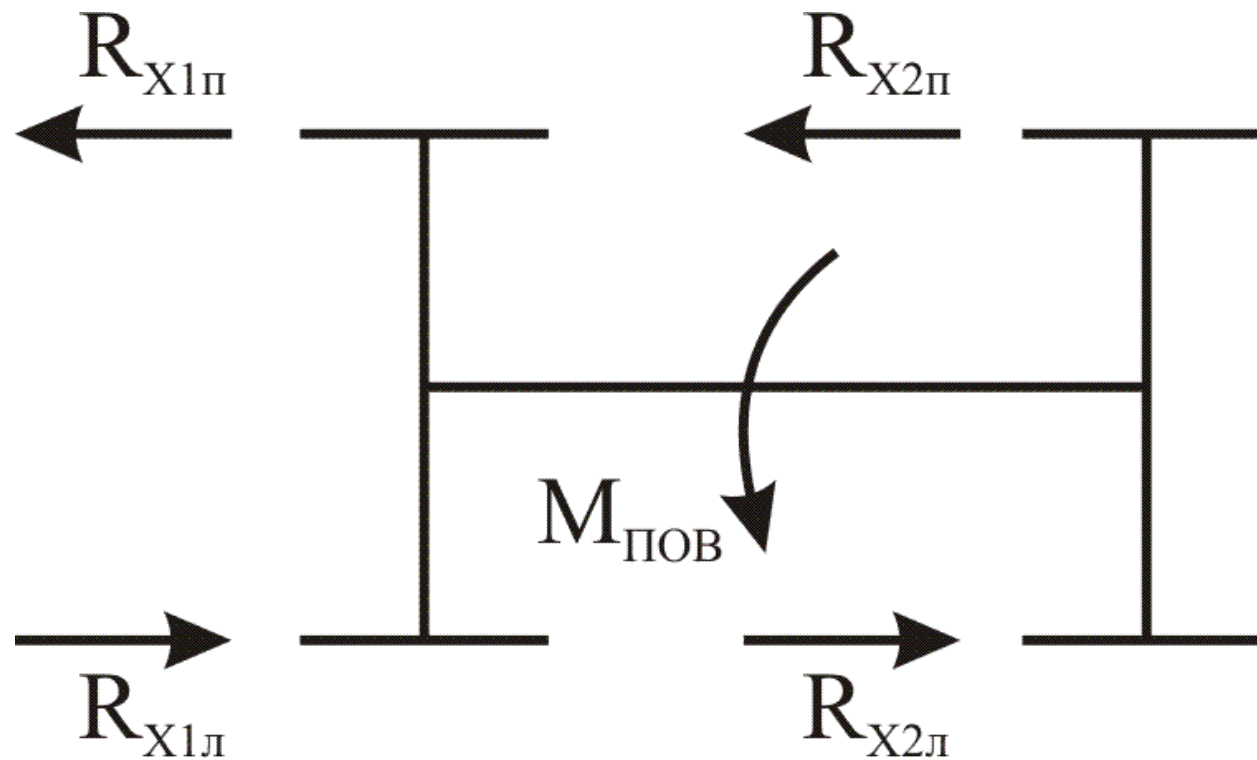
- 3. Ломающаяся рама



- Плюсы: - обеспечивается высокая маневренность
- - повышается проходимость

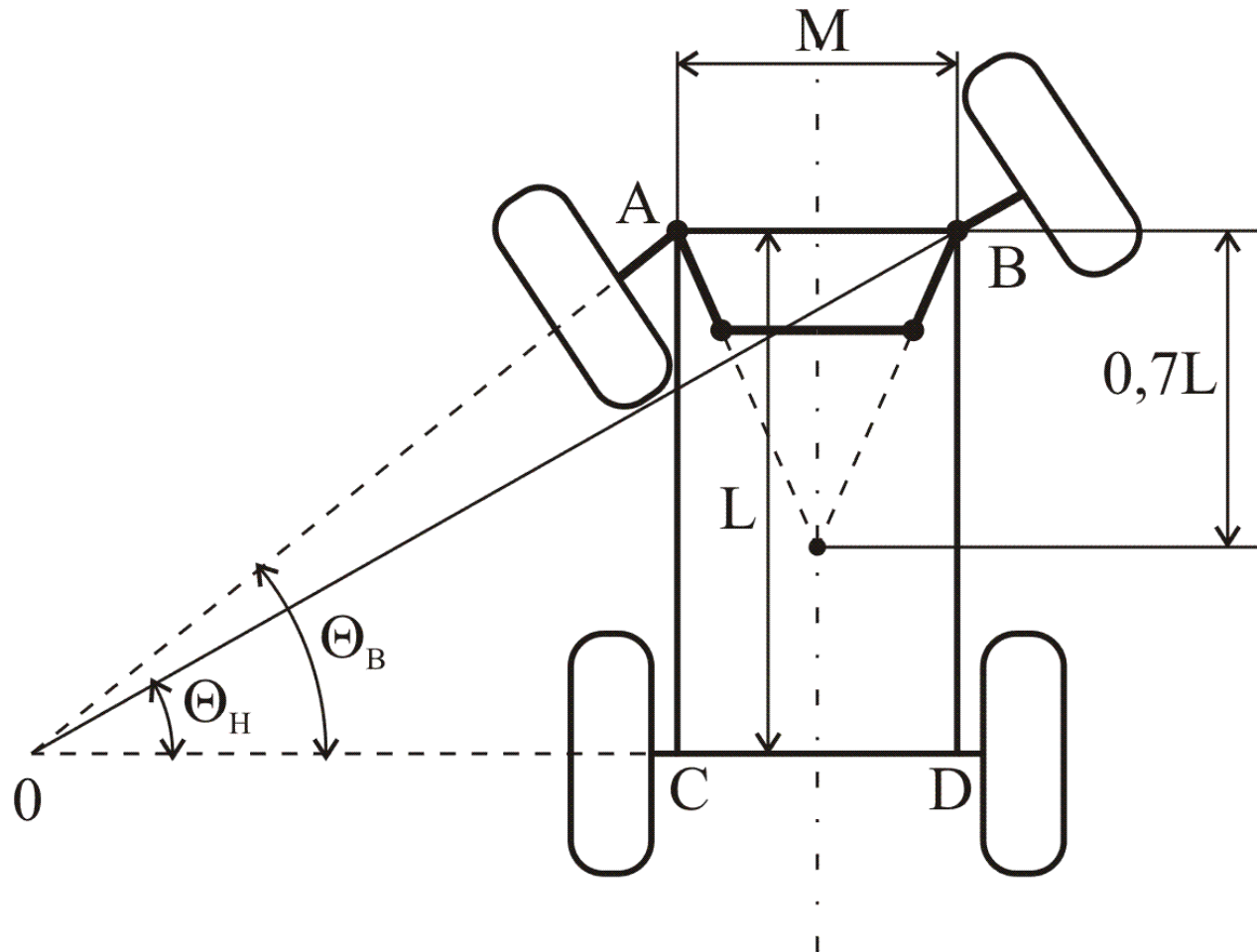
- Минусы: - громоздкость элементов рулевого управления
- - трудность создания стабилизирующего момента, необходимого для устойчивого движения автомобиля с высокими скоростями.

- 4.Торможение колес одного борта.



- Типичен для гусеничных машин.
Применяется на малых плавающих колесных вездеходах.
- Минусы:- сильное скольжение колес в продольным и боковом направлении, что вызывает повышение затрат энергии.

Основные технические параметры рулевого управления



- Определение соотношения между углами поворота колес.

$$\operatorname{ctg}\theta_n - \operatorname{ctg}\theta_v = \frac{OD - OC}{L} = \frac{CD}{L} = \frac{M}{L},$$

- где L – база;
- M – расстояние между осями шкворней.
- Эту связь между колесами осуществляет рулевая трапеция.

- Минимальный радиус поворота – расстояние от центра поворота до центра пятна контакта шины с дорогой внешнего колеса.
- При жестких управляемых колесах:

$$R_{H \min} = \frac{L}{\sin \theta_{H \max}}.$$

- Общий КПД рулевого управления:

$$\eta_{ру} = \eta_{рм} \eta_{рп} \cdot$$

- Угловое передаточное число – отношение элементарного угла поворота рулевого колеса к углу поворота колес.

$$U_w = \frac{d\alpha}{d\theta} \quad d\theta = \frac{d\theta_H + d\theta_B}{2}.$$

- Оно переменное и зависит от U_{pm} и U_{pn} .

$$U_w = U_{pm} U_{pn}.$$

- $U_{pm} = 17 \dots 23$ (40-БЕЛАЗ) передаточное число постоянно.
- $U_{pn} = 0,85 \dots 2,0$ – переменное – изменяется отношение плеч рычагов привода.

- Силовое передаточное число рулевого управления.
- Оценивают отношением суммы сил сопротивления повороту управления колес к усилию на рулевом колесе.
- Иногда – отношение моментов

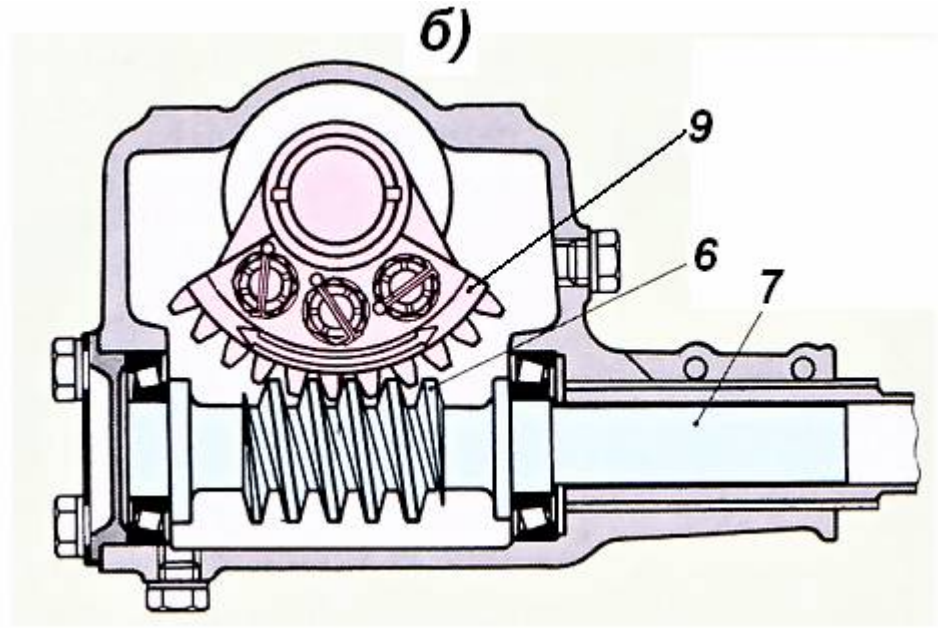
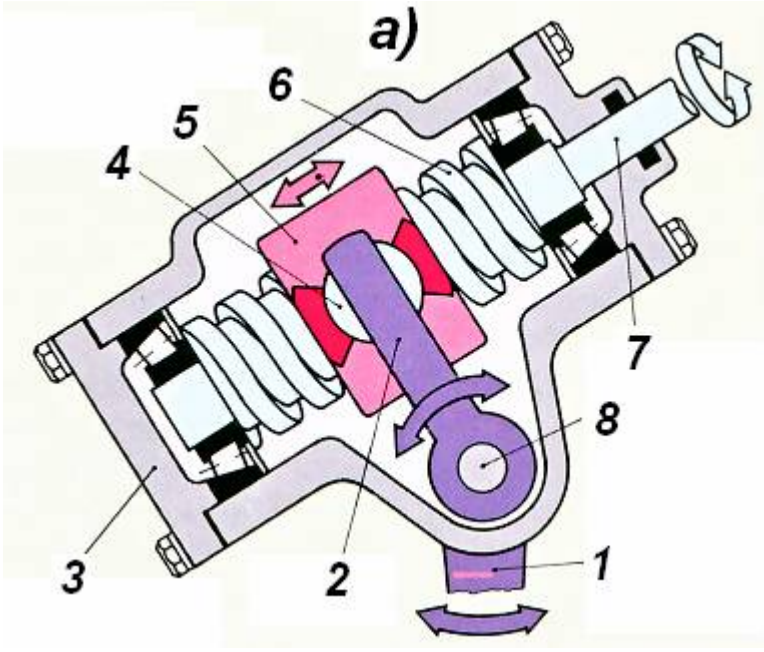
$$U_c = \frac{M_c}{M_{pk}}.$$

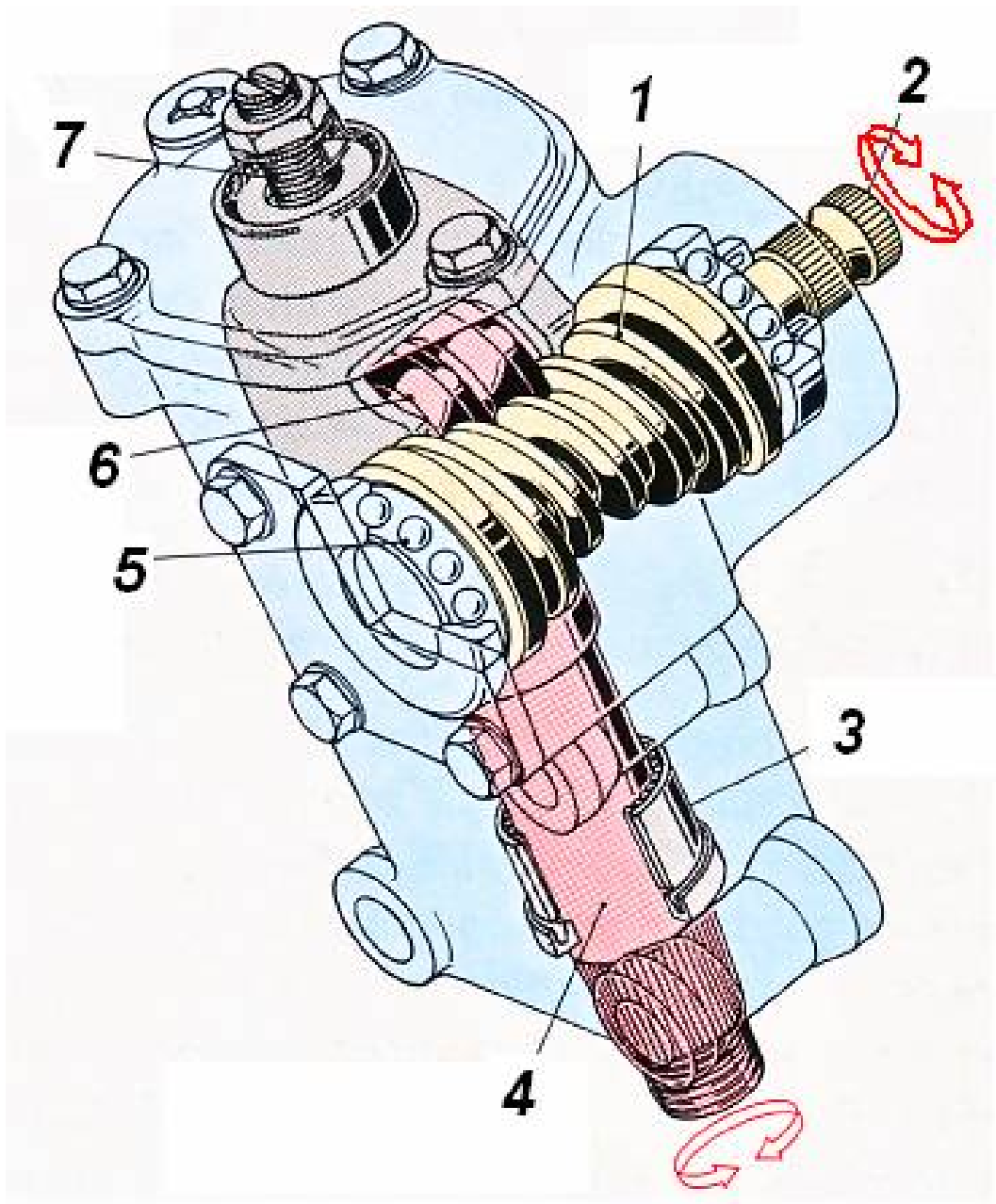
- При проектировании автомобилей минимальное усилие на рулевом колесе – 60Н, максимальное – 120Н, поворот на месте на бетоне – н.б. 400Н, при выходе из строя усилителя максимальное усилие н.б. 500Н у грузового автомобиля.
- Параметры рулевого колеса. Максимальный угол поворота рулевого колеса в каждую сторону 1,5...3,0.
- Диаметр 380...425 мм – легковые автомобили
- Диаметр 440...550 мм – грузовые автомобили

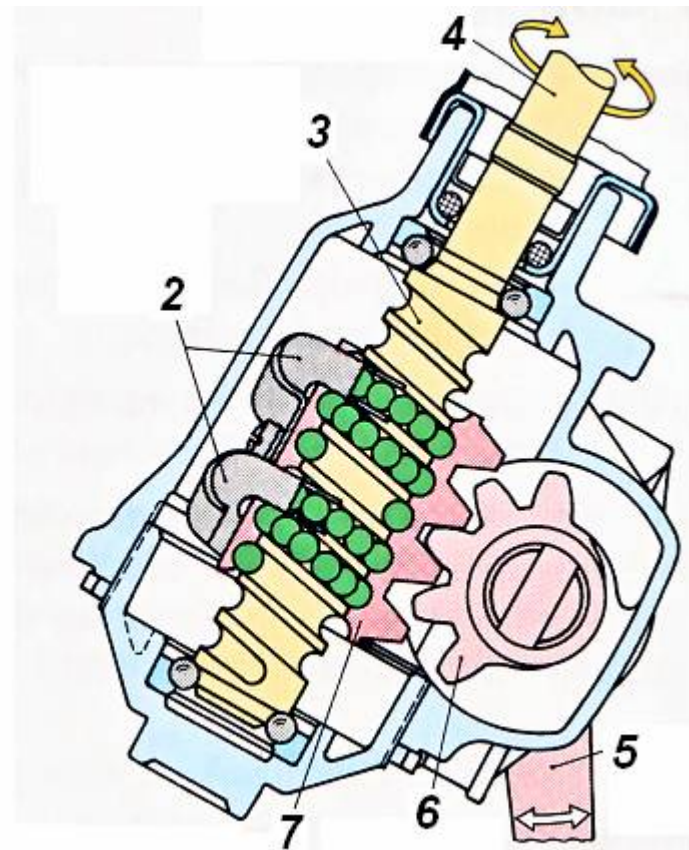
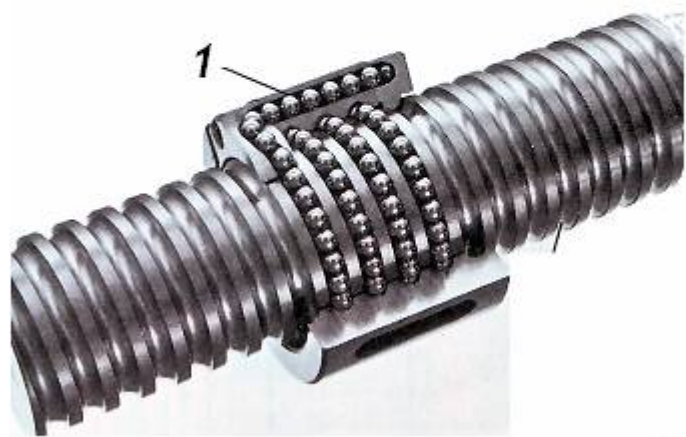
РУЛЕВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

- Требования
- - высокий КПД в прямом направлении и пониженный в обратном для снижения толчков
- - обратимость рулевой пары (механизм не должен препятствовать стабилизации управления колес)
- - минимальный зазор в зацеплении рулевой пары и обязательная возможность регулировки зазора в процессе эксплуатации
- - травмобезопасность.

- Классификация
- - шестеренный (редукторный, реечный)
- - червячный (червячно-секторный, червячно-роликовый)
- - винтовой (винторычажный, винтореечный)
- - кривошипный (одношиповой, двухшиповой)







Параметры оценки рулевых механизмов

- 1 Коэффициент полезного действия

- Прямой $\eta \downarrow_{рм} = 1 - \frac{M_{тр1}}{M_{рк}}$

- Обратный $\eta \uparrow_{рм} = 1 - \frac{M_{тр2}}{M_{вс}}$

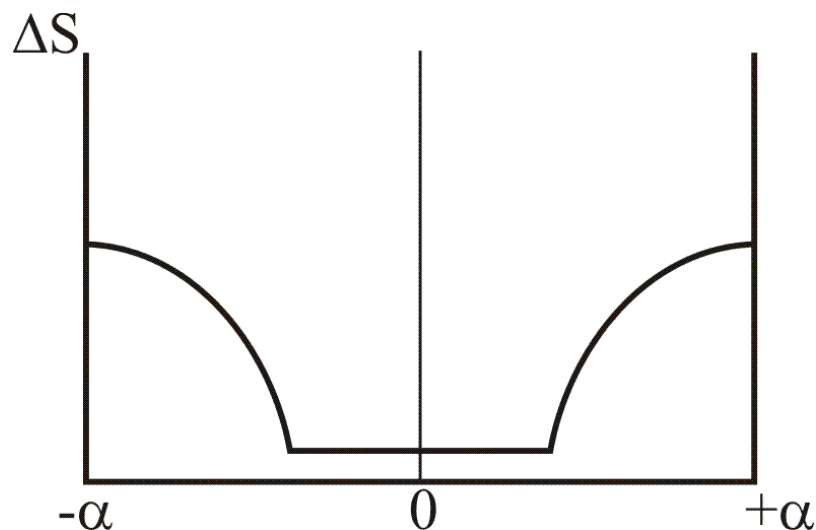
$$\eta \downarrow_{рм} = 0,6 \dots 0,95 \quad \eta \uparrow_{рм} = 0,55 \dots 0,85$$

Условные обозначения

- M_{pk} – момент, приложенный к РК;
- $M_{тр1}$ – момент трения рулевого механизма, приведенный к рулевому колесу;
- $M_{тр2}$ – момент трения рулевого механизма, приведенный к валу сошки;
- $M_{вс}$ – момент на валу сошки, подведенный от управления колес.

- 2 Снижение ударов и толчков на рулевое колесо
- – уменьшение $\eta_{рм}^{\uparrow}$
- - увеличение передаточного числа РМ в нейтральном положении колес
- - уменьшение плеча обкатки колес
- - применение амортизирующих устройств в рулевом механизме или приводе
- - применение рулевых усилителей.

- 3. Зазоры в рулевом механизме
- Оптимальная характеристика



- С ростом угла поворота α рулевого колеса зазор должен увеличиваться, что необходимо для предотвращения заедания рулевой пары после регулировки зацепления при износе, который максимален в зоне малых углов поворота Р.К.

- Суммарный зазор в рулевом управлении включает зазор в рулевом механизме и рулевом приводе. Допустимый зазор устанавливается заводом-изготовителем. Он определяется по углу свободного поворота РК при нейтральном положении управляемых колес (н.б. 10° - 15°). Повышенный суммарный зазор недопустим, так как приводит к вилянию управляемых колес и ухудшению устойчивости.

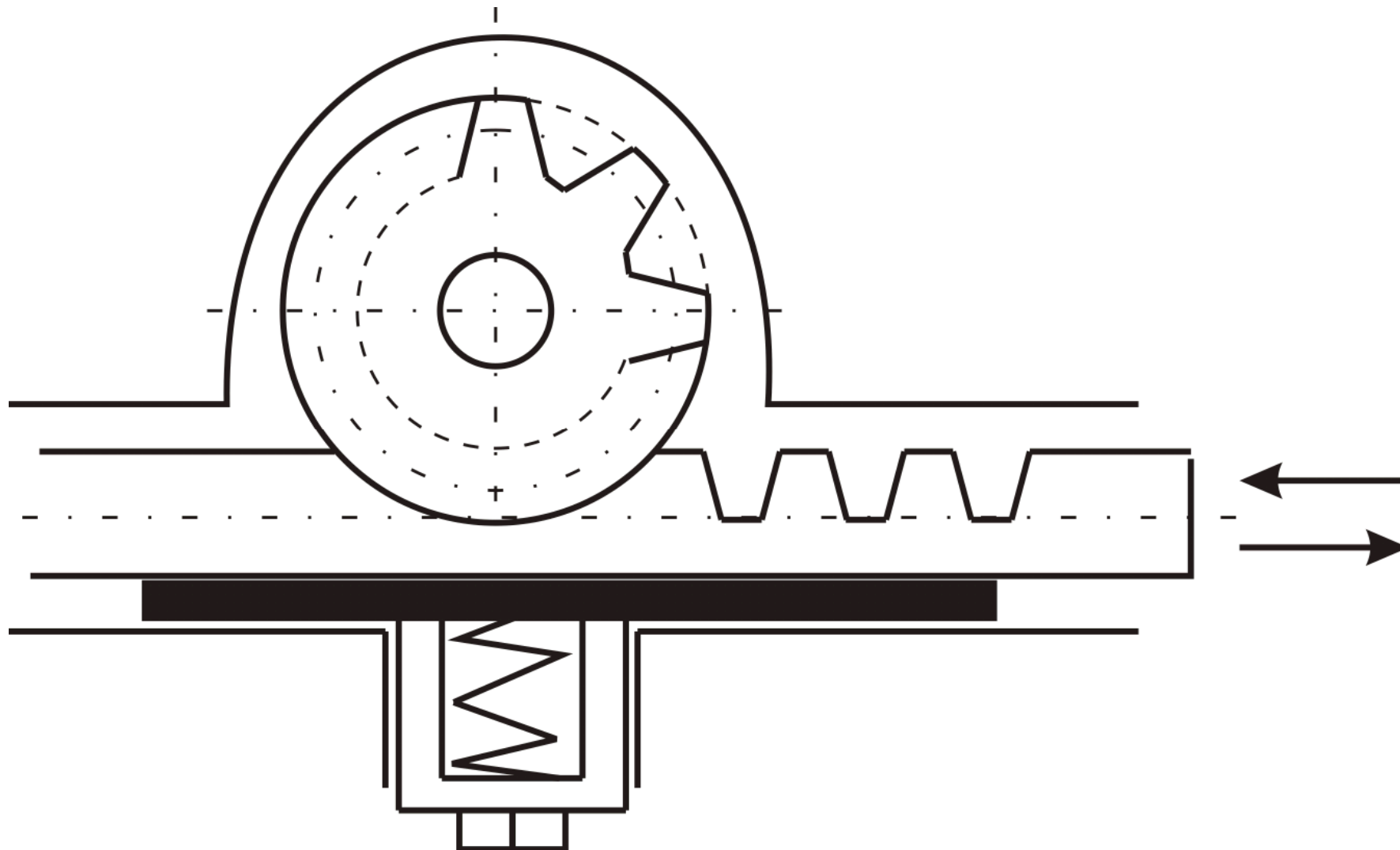
- Последовательность установления причин повышенного зазора в рулевом управлении:
- Подшипники управляемых колес
- Шкворня или шаровые опоры бесшкворневой подвески
- Сочленения рулевой трапеции
- Слабая затяжка рулевой сошки на валу или ослабление крепления корпуса РМ
- Ослабление крепления рулевого вала
- Зазор в зацеплении рулевой пары

Конструкция механизмов

- 1. Шестеренные – чаще шестерня – рейка
- Плюсы – простота и компактность конструкции, малая стоимость, высокий

кпд: $\eta_{рм}^{\downarrow} \approx \eta_{рм}^{\uparrow} = 0,9...0,95.$

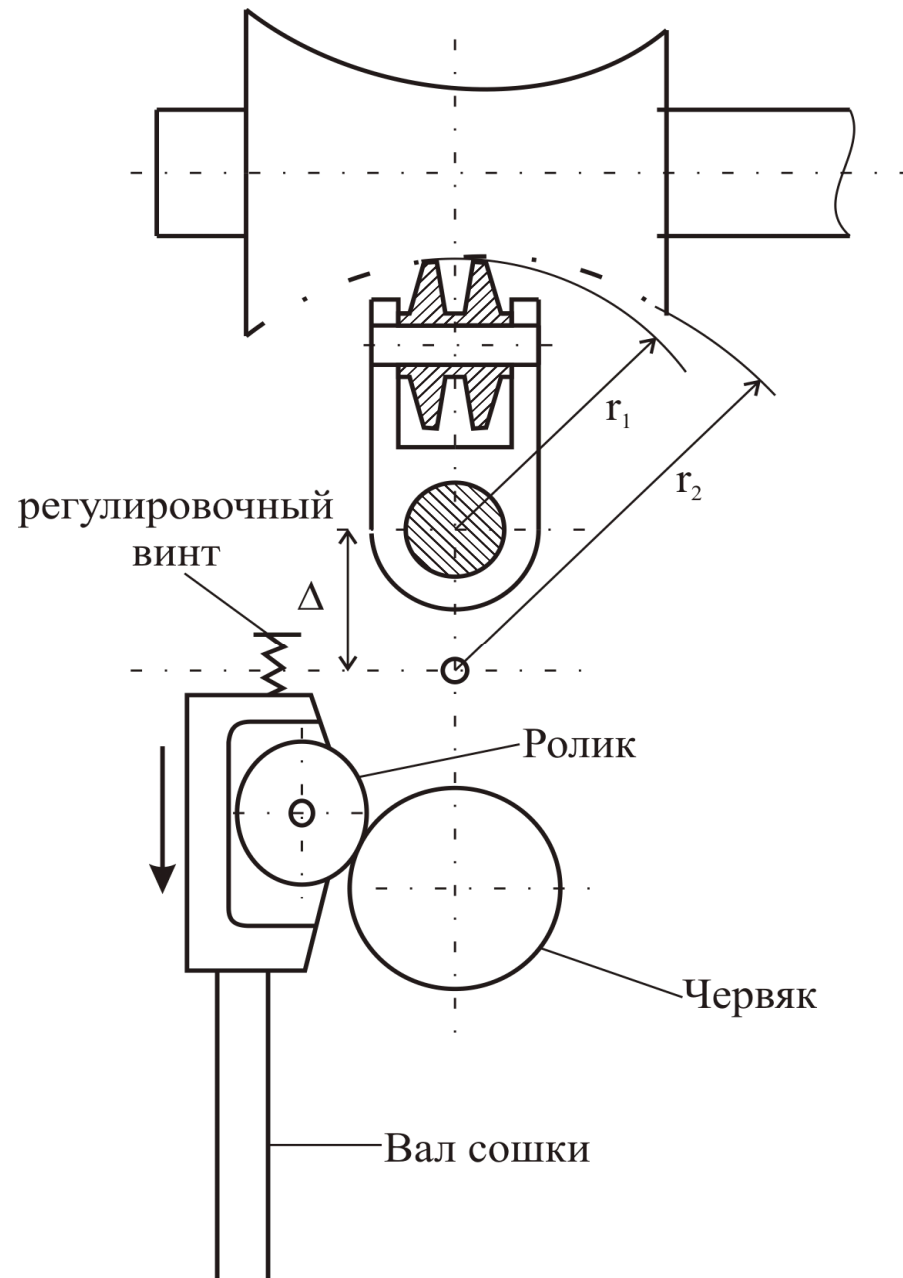
- Можно применять 4-х шарнирный рулевой привод.
- Минусы – слишком высокое значение обратного КПД. Нельзя получить большое передаточное число.



Подпружиненный плунжер является упругой опорой рейки и искусственно увеличивает трение, уменьшая обратный КПД.

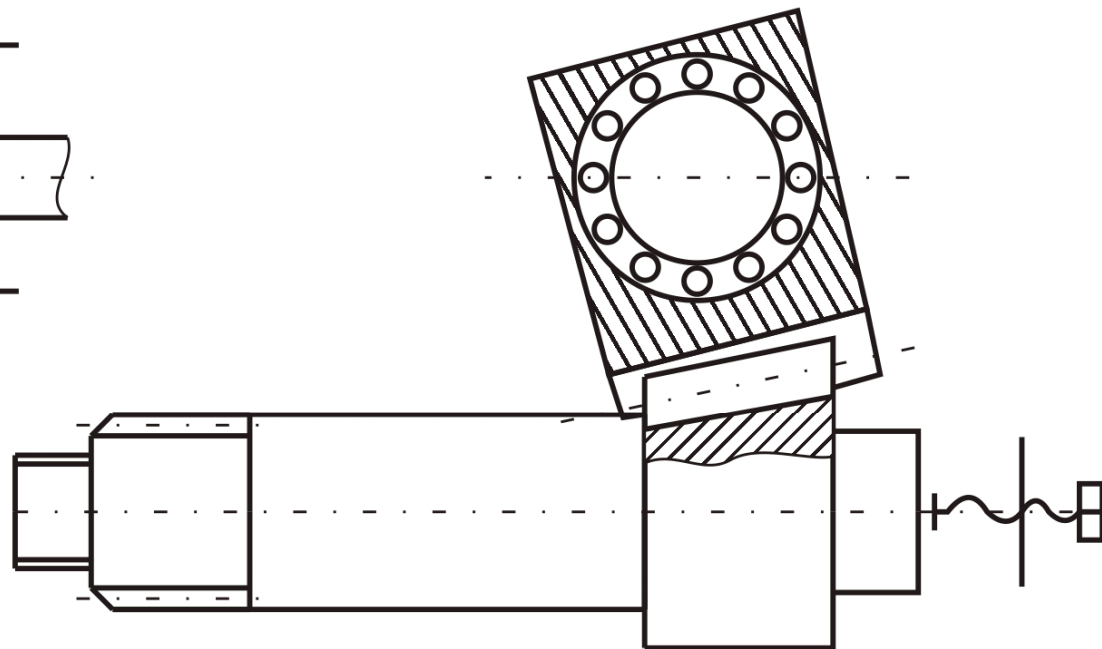
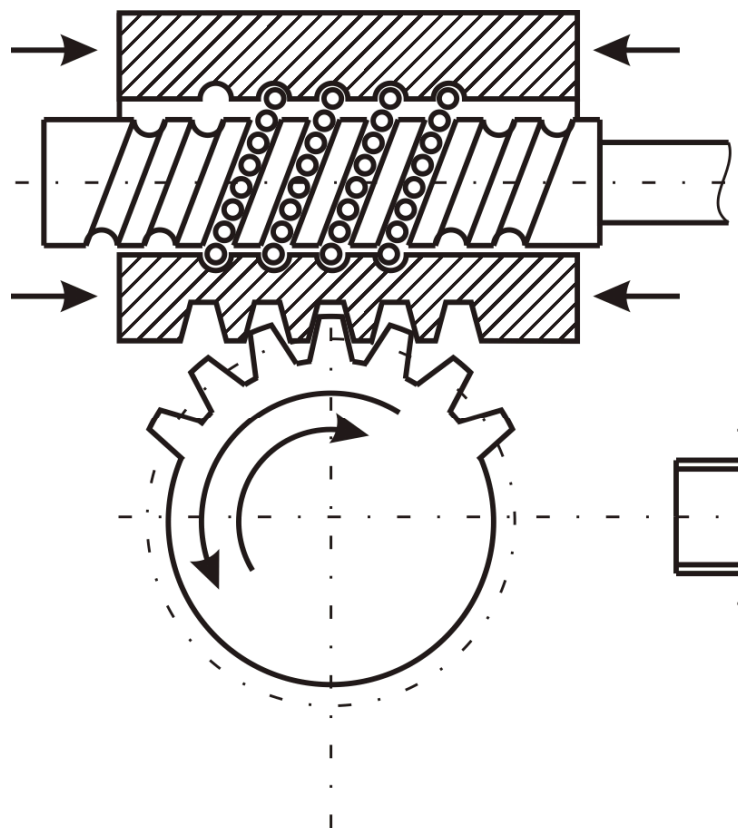
- Червячные – чаще червячно-роликовые (ВАЗ, М-2140, ГАЗ). Рулевая пара – глобоидный червяк и двух- или трехгребневый ролик.

$$\eta_{рм}^{\downarrow} \approx 0,85 \quad \eta_{рм}^{\uparrow} \approx 0,70.$$



- $r_2 > r_1$, что достигается смещением оси вала сошки на $\Delta = 2,5 \dots 5$ мм относительно центра кривизны червяка. Зазор в механизме по мере поворота колес увеличивается, но опасности не представляет, так как постоянно выбран под действием сил стабилизации управляемых колес.
- По мере износа рулевой пары зазор в зацеплении необходимо регулировать при среднем положении ролика (прямолинейное движение).

- 3. Винтовые (ЗИЛ, КАМАЗ, МАЗ)
- В настоящее время механизмы такого типа представлены винтореечным механизмом типа «Винт – шариковая гайка – рейка – сектор».
- Пару «винт-шариковая гайка» можно рассматривать как подшипник качения и поэтому малое трение и износ, высокий КПД .
- Плюсы – возможность получения большого передаточного числа при малых габаритах и большая прочность.



Рулевой привод

- представляет собой совокупность тяг, шарниров и рычагов, преобразующих движение сошки или рейки во вращательное движение управляемых колес вокруг осей поворота.

- Требования:
- - правильное соотношение углов поворота колес
- - отсутствие автоколебаний
- -отсутствие самопроизвольного поворота колес при колебаниях автомобиля на подвеске.

- Состоит: рулевая трапеция, рычаги и тяги, связывающий ее с рулевым механизмом, рулевой усилитель.

Схема рулевого привода при зависимой подвеске колес

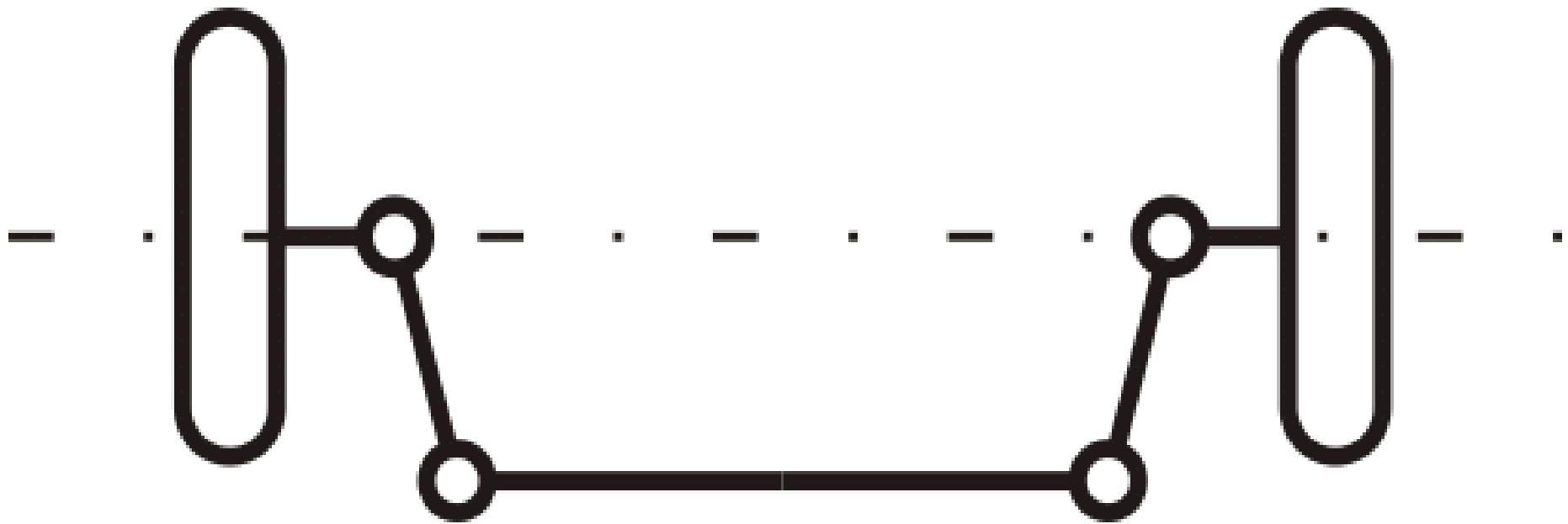


Схема рулевого привода при независимой подвеске

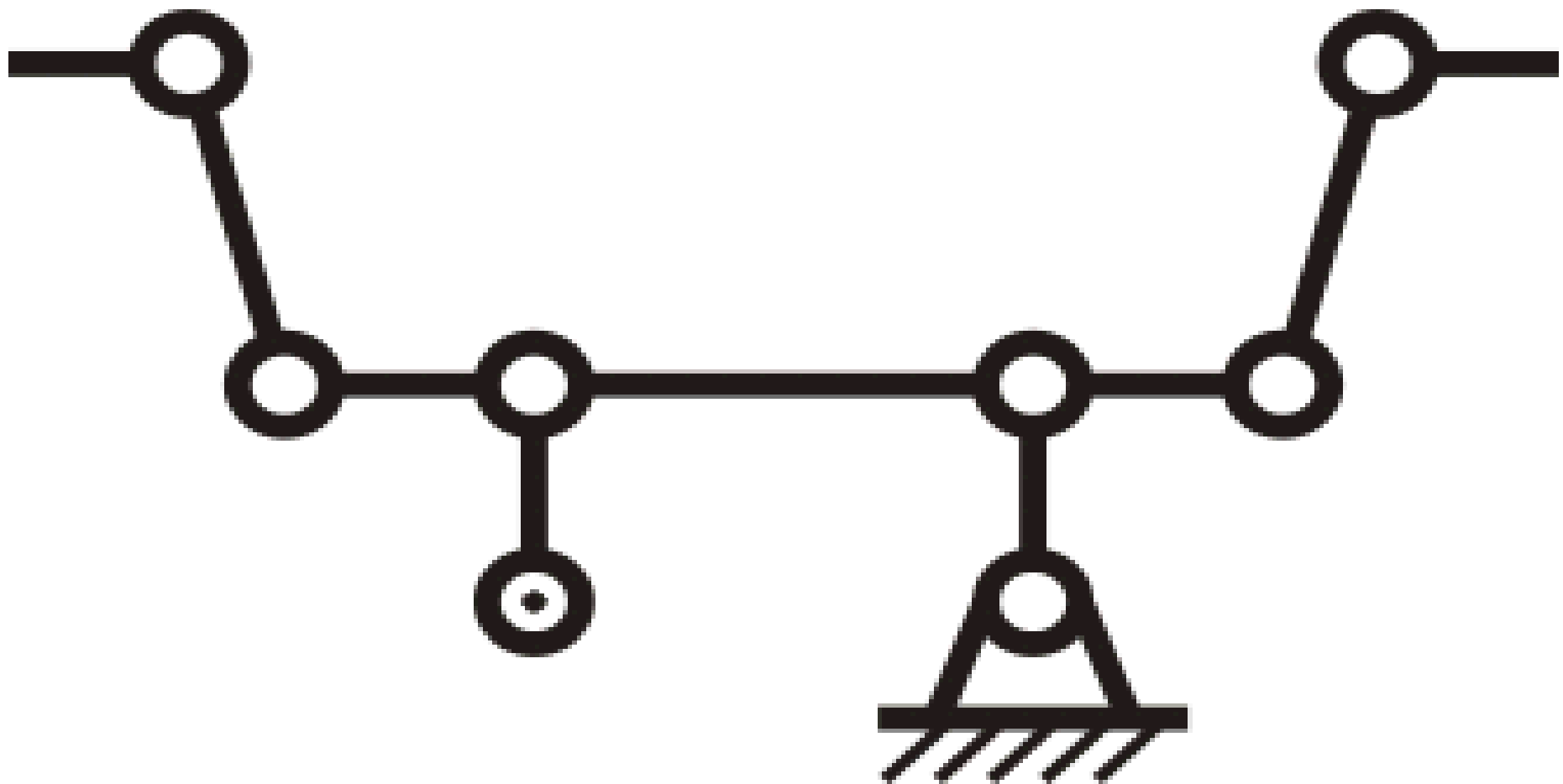
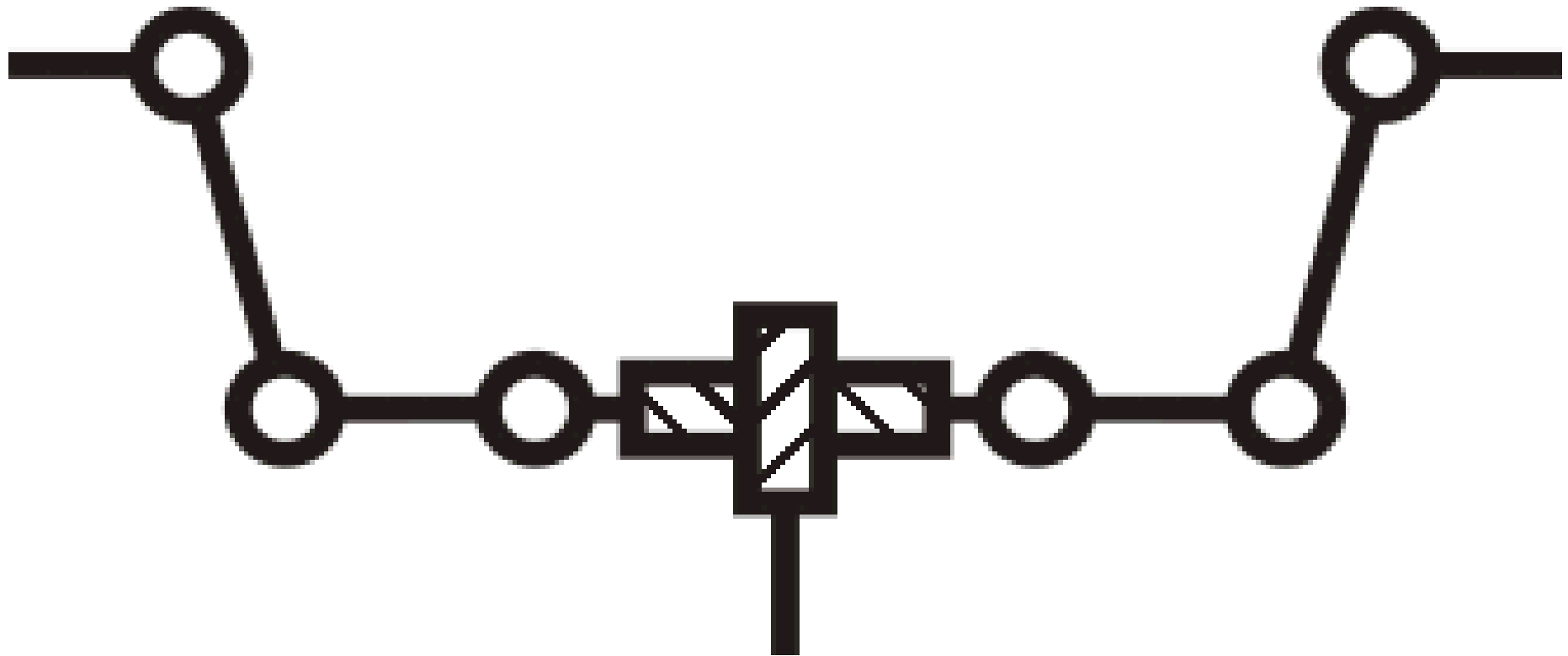
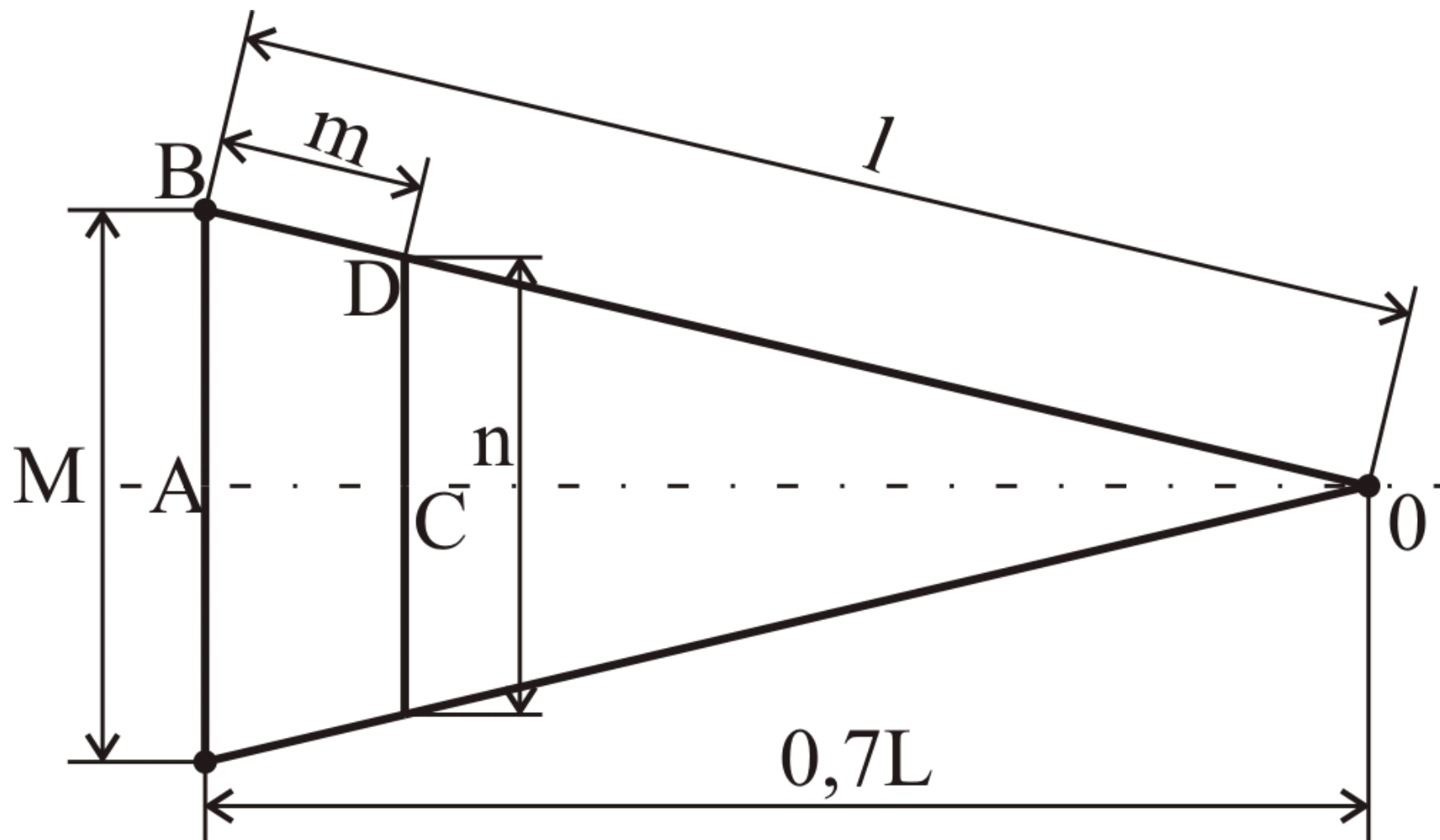


Схема рулевой трапеции с реечным механизмом



- При зависимой подвеской колес применяют трапецию с цельной поперечной тягой.
- При независимой подвеске – только трапеции с расчлененной поперечной тягой, что необходимо для предотвращения самопроизвольного поворота управляемых колес при колебаниях автомобиля по подвеске.

Схема для определения геометрических параметров рулевой трапеции



- Для определения геометрических параметров рулевой трапеции используются графические методы.
- Предварительно задаются размерами поперечной тяги и боковых сторон трапеции, учитывая, что в существующей конструкции пересечение продолжения осей боковых тяг трапеции расположено на расстоянии $0,7L$ от передней оси.
- Оптимальное соотношение:

$$\frac{m}{n} = 0,12...0,16.$$

- Числовые значения m и n находят из подобия тр-ков АОВ и СОД.

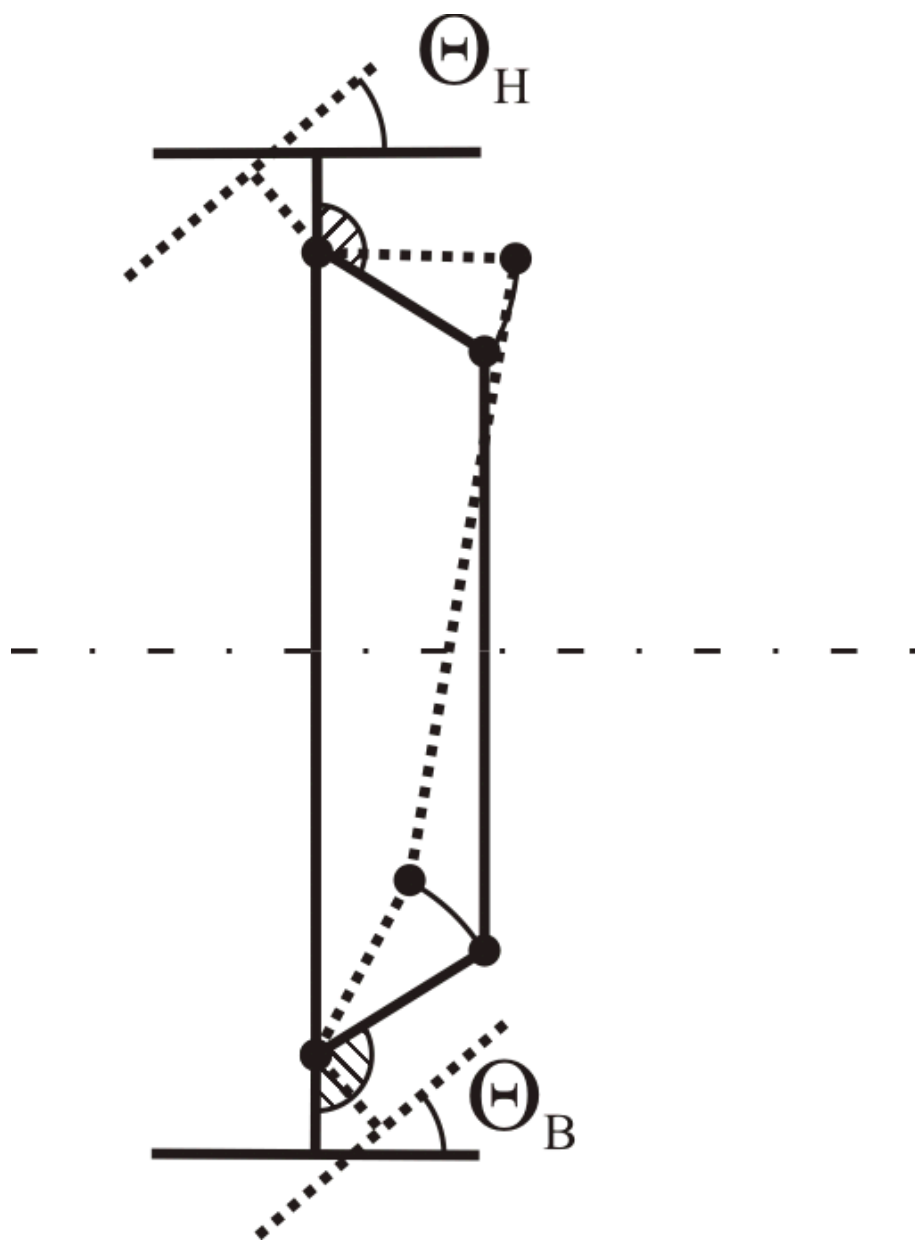
$$\frac{l}{l-m} = \frac{\frac{M}{2}}{\frac{n}{2}}; \ln = M(l-m)$$

- где M – межшкворневое расстояние.

- Учитывая, что $m=(0,12\dots0,16)n$ и

$$l = \sqrt{(0,5M)^2 + (0,7L)^2}.$$

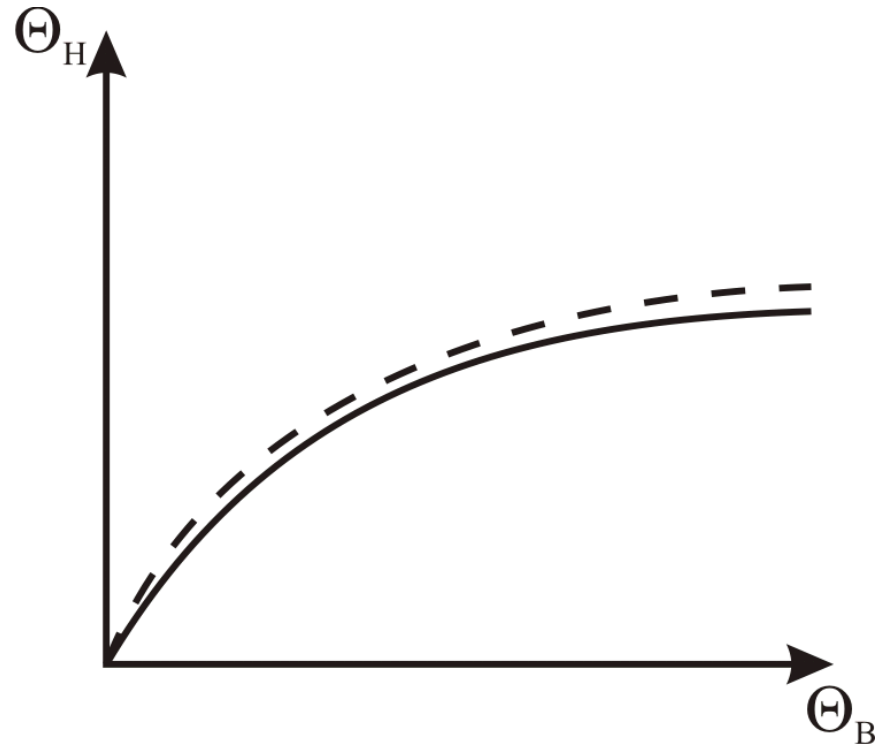
- получим уравнение с одним неизвестным и определяем m и n .
Выполняют в масштабе графическое построение рулевой трапеции. Через равные угловые промежутки строят положение цапфы внутреннего колеса и находят положение наружного и строят график $\theta_n = f(\theta_e)$.



- Строят рядом теоретическую кривую:

$$\operatorname{ctg} \theta_{\text{н}} - \operatorname{ctg} \theta_{\text{в}} = \frac{M}{L}.$$

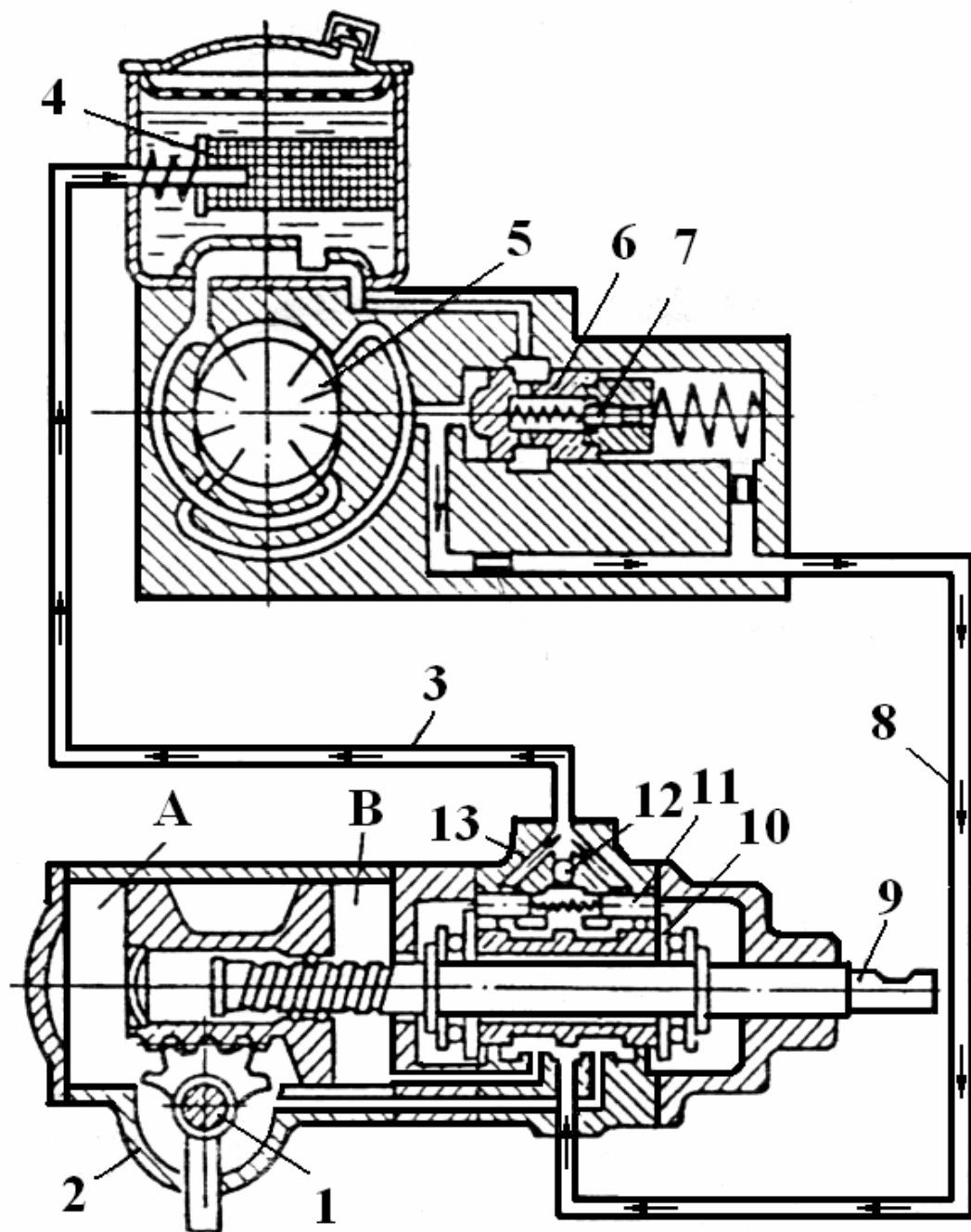
- Максимальная разность не должна превышать $1,5^{\circ}$.

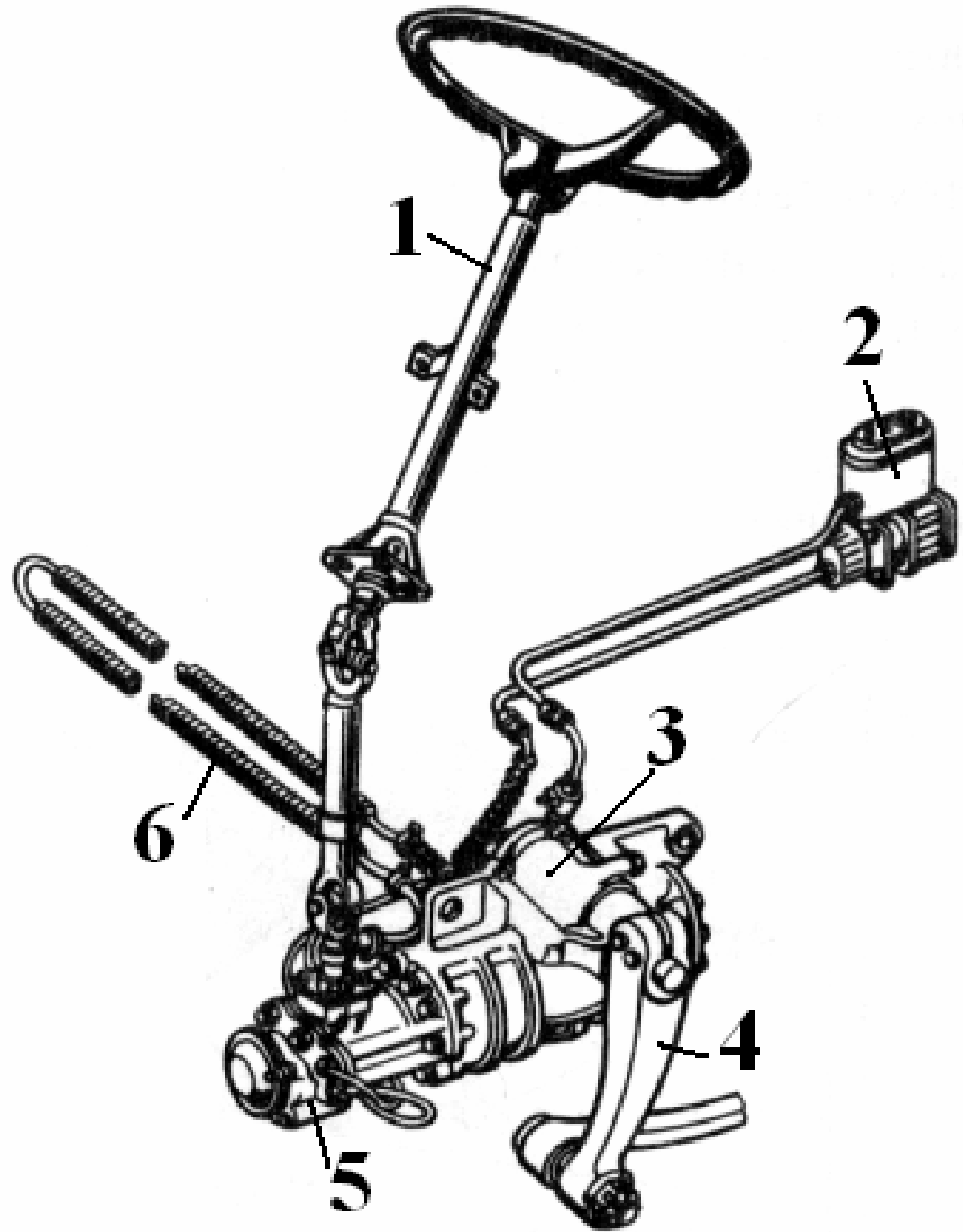


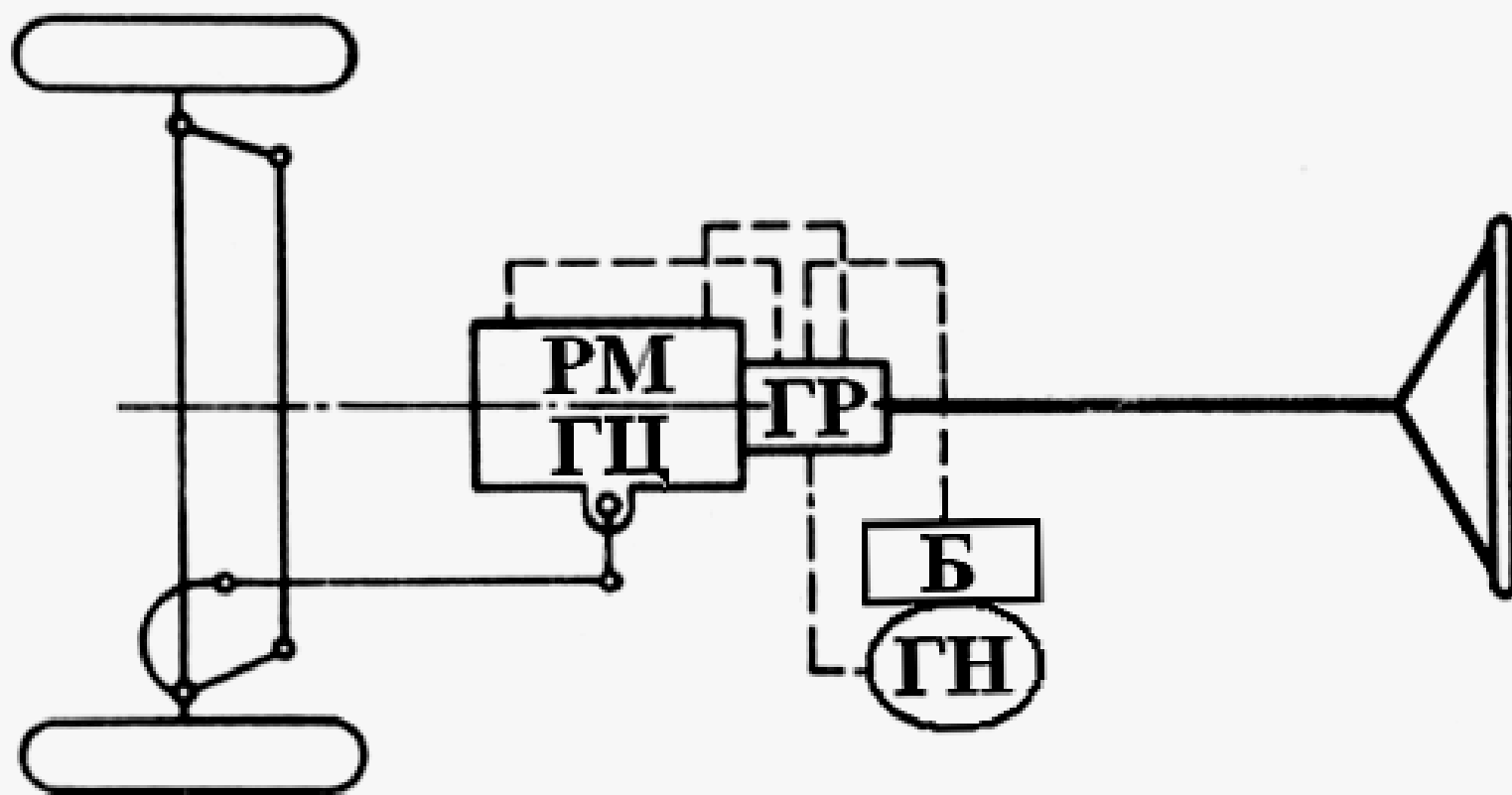
РУЛЕВЫЕ УСИЛИТЕЛИ

- Требования
- -обеспечение кинематического и силового следящего действия
- - управление автомобилем в случае выхода усилителя из строя
- - минимальное время срабатывания
- - минимальное влияние на стабилизацию колес
- - исключение возможности произвольного включения от толчков управляемых колес

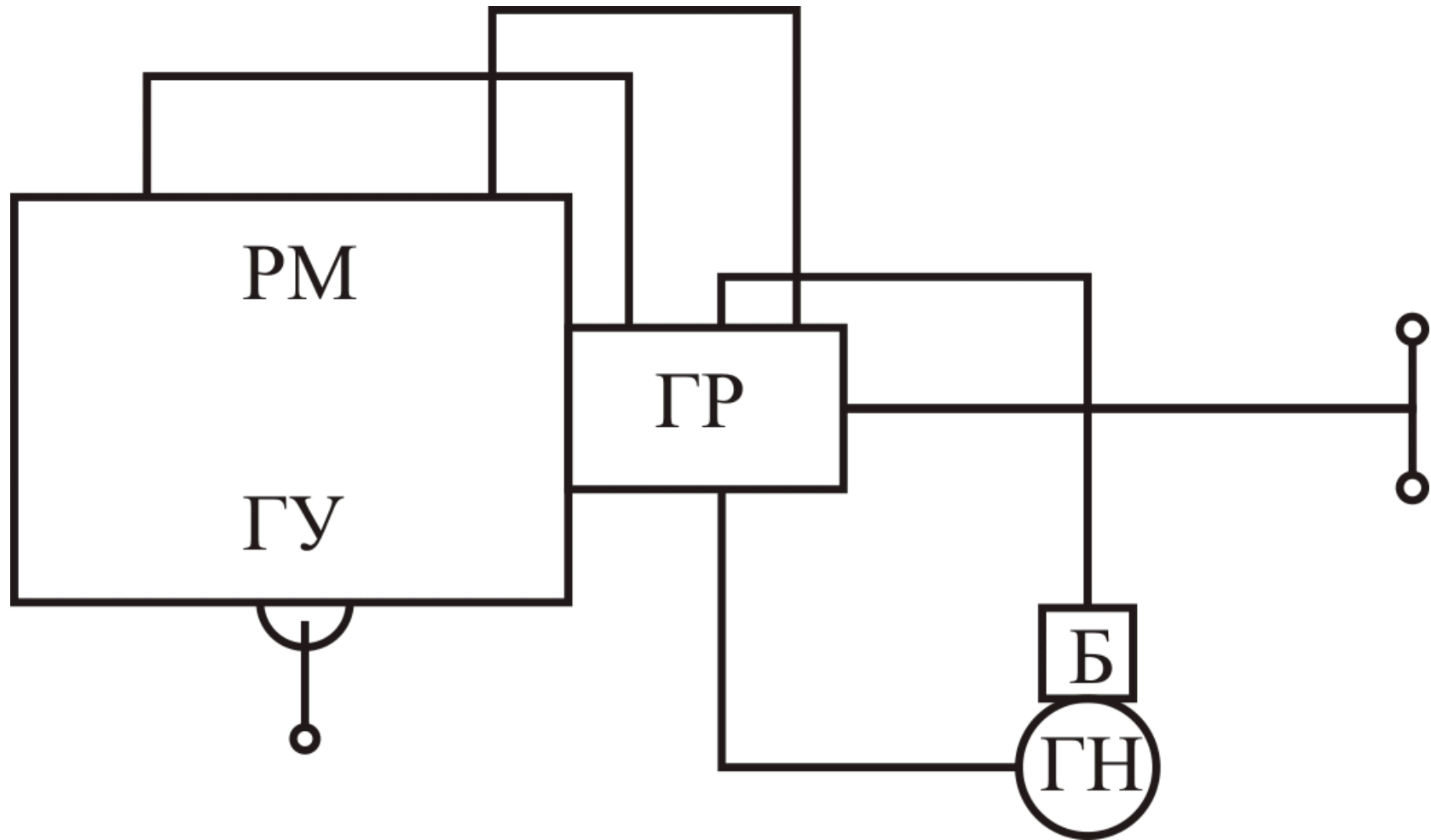
- В основном применяются усилители гидравлические с золотниковыми распределителями и электроусилители



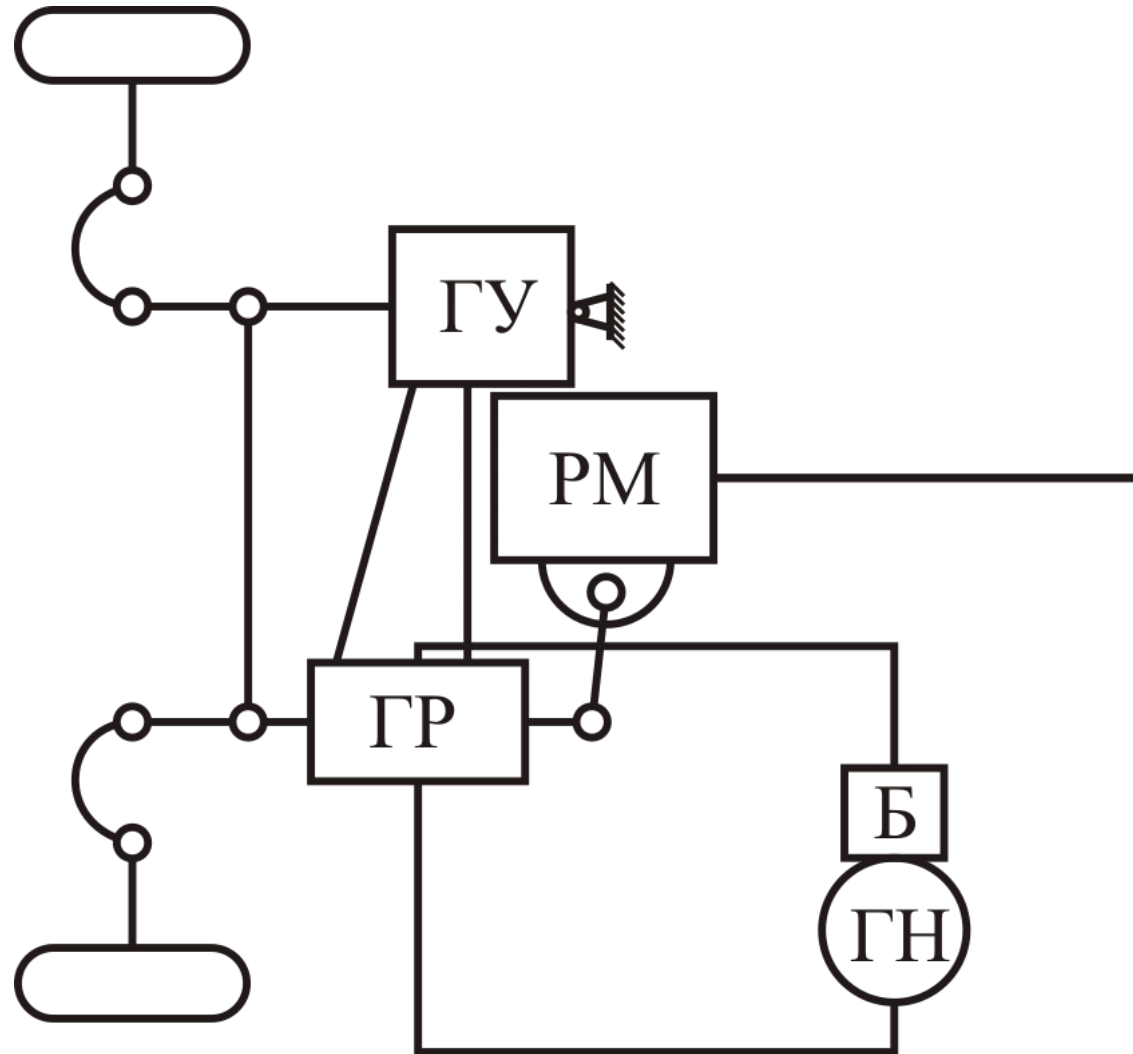




Компоновка элементов усилителя (вариант 1)



Компоновка элементов усилителя (вариант 4)



Основными преимуществами электроусилителя руля в сравнении с гидроусилителем являются:

- удобство регулирования характеристик рулевого управления;
- высокая информативность рулевого управления;
- высокая надежность в связи с отсутствием гидравлической системы;
- топливная экономичность, обусловленная экономным расходом энергии (снижение расхода топлива до 0,5 л. на 100 км).

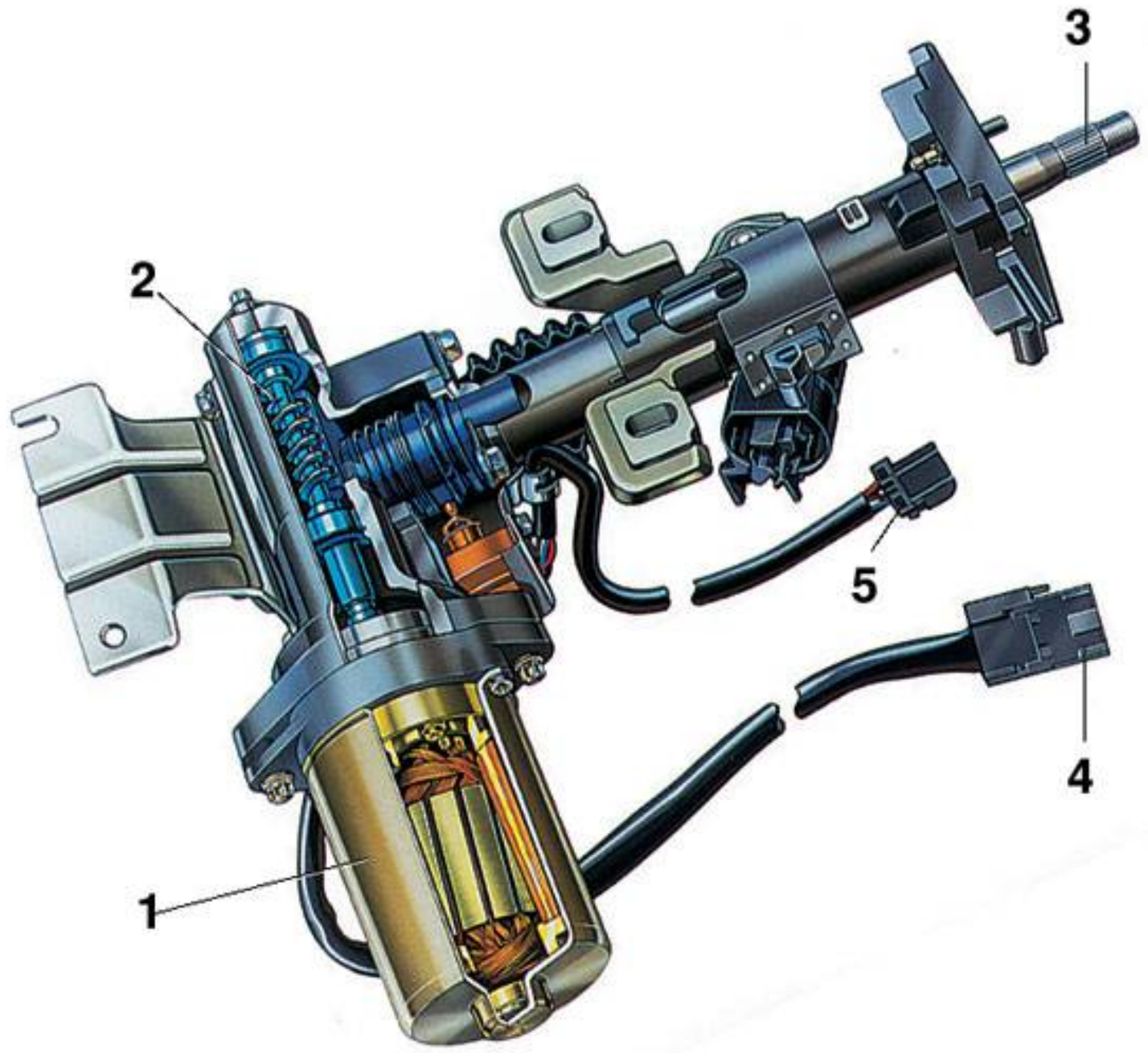
- Электроусилитель рулевого управления открыл широкие возможности для создания различных систем активной безопасности:
- курсовой устойчивости,
- автоматической парковки,
- аварийного рулевого управления,
- помощи движению по полосе.

- Система управления электроусилителем руля включает входные датчики, электронный блок управления и исполнительное устройство.
- К входным датчикам относятся датчик угла поворота рулевого колеса и датчик крутящего момента на рулевом колесе. Система управления электроусилителем руля также использует информацию, поступающую от блока управления ABS (датчик скорости автомобиля) и блока управления двигателем (датчик частоты коленчатого вала двигателя).

- Электроусилитель руля обеспечивает работу рулевого управления автомобиля в следующих режимах:
- поворот автомобиля в обычных условиях;
- поворот автомобиля на малой скорости;
- поворот автомобиля на большой скорости;
- активный возврат колес в среднее положение;
- поддержание среднего положения колес.

- Поворот автомобиля осуществляется поворотом рулевого колеса. Крутящий момент от рулевого колеса передается через торсион на рулевой механизм. Закрутка торсиона измеряется датчиком крутящего момента, угол поворота рулевого колеса – датчиком угла поворота рулевого колеса. Информация от датчиков, а также информация о скорости автомобиля, частоте вращения коленчатого вала двигателя, передаются в электронный блок управления.
- Блок управления рассчитывает необходимую величину крутящего момента электродвигателя усилителя и путем изменения величины силы тока обеспечивает ее на электродвигателе. Крутящий момент от электродвигателя передается на рейку рулевого механизма и далее, через рулевые тяги, на ведущие колеса.

- В ряде систем активной безопасности электроусилитель функционирует без участия водителя. В системе курсовой устойчивости он обеспечивает обратное подруливание колес, а в парковочном автопилоте - автоматическую параллельную и перпендикулярную парковку.



Гидравлический усилитель с электрическим приводом гидронасоса



Нагрузки в элементах рулевого управления

- Можно определить двумя способами :
- 1- по расчетному (допускаемому) усилию на рулевом колесе

Для легковых автомобилей

$$P_{p.k.} = 400 \text{ Н}$$

Для грузовых автомобилей

$$P_{p.k.} = 700 \text{ Н}$$

2 –ой способ –определение усилия на рулевом колесе по максимальному моменту сопротивления повороту колес на месте

- Величина момента определяется по эмпирическим формулам

$$M_c = \frac{2\varphi_0}{3} \sqrt{\frac{G_k^3}{P_{\text{ш}}}} \quad M_c = \varphi_0 G_k \sqrt{\frac{y_p}{F_{\text{ш}}} + l^2},$$

Обозначения в формулах

- где φ_0 – коэффициент сцепления при повороте на месте $\varphi_0=0,9\dots 1,0$;
- G_k – нагрузка на управляемое колесо;
- $P_{\text{ш}}$ – давление воздуха в шине;
- U_p – полярный момент инерции пятна контакта шины;
- $F_{\text{ш}}$ – площадь поверхности контакта шины с дорогой;
- l – расстояние от центра отпечатка до пересечения оси шкворня с опорной поверхностью

Усилие на рулевом колесе для поворота на месте:

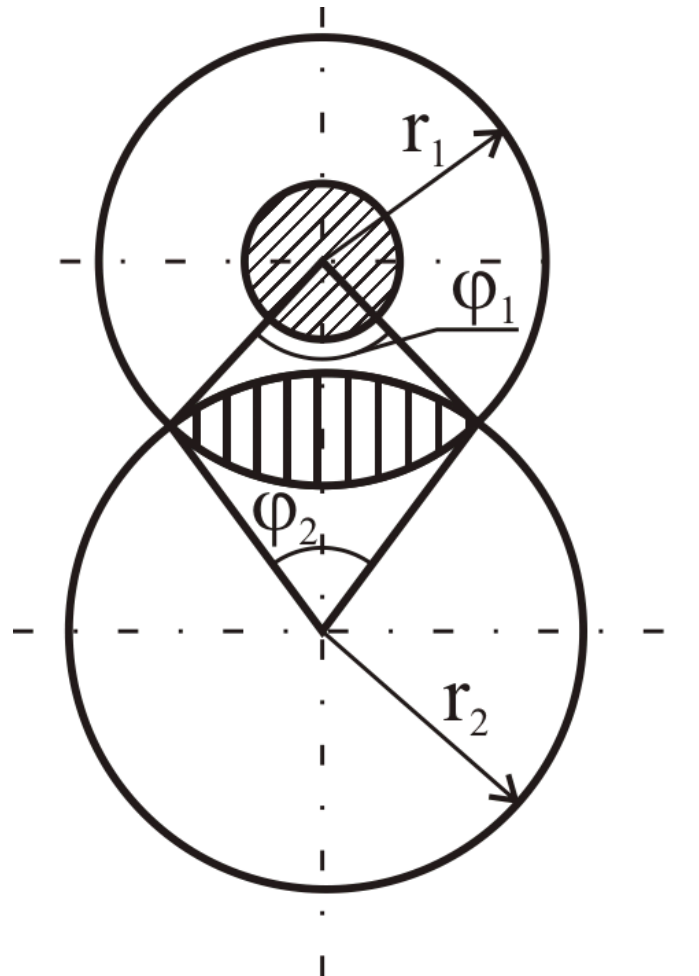
$$P_{p.k.} = \frac{M_c}{U_w R_{pk} \eta_{py}} \cdot$$

Расчет на прочность деталей рулевого управления

- На основании заданного или вычисленного усилия на рулевом колесе последовательно определяются нагрузки на всех деталях рулевого управления.
- Рулевой вал нагружен моментом $M_{p.k.} = P_{p.k.} R_{p.k.}$
- Момент сопротивления кручению (полярный момент сопротивления)
- - вал
$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}$$
- - кольцо
$$W_p = \frac{\pi D^3}{16} (1 - \alpha^4)$$
- $[\tau] = 100 \text{ МПа}$
- Допускаемый угол закрутки рулевого вала $5 \dots 8^\circ$ на 1 м длины.

Рулевой механизм

- глобоидный червяк и ролик



- Определим контактное напряжение в зацеплении

$$\delta = \frac{P_x}{Fn},$$

- где P_x – осевое усилие на червяке;
- F – площадь контакта одного гребня ролика с червяком;
- n – число гребней ролика.

$$P_x = \frac{M_{pk}}{r_{w0} \operatorname{tg} \beta},$$

- где r_{w0} – начальный радиус червяка в горловом сечении;
- β – угол подъема винтовой линии в том же сечении.

$$F = 0,5[(\varphi_1 - \sin \varphi_1)r_1^2 + (\varphi_2 - \sin \varphi_2)r_2^2].$$

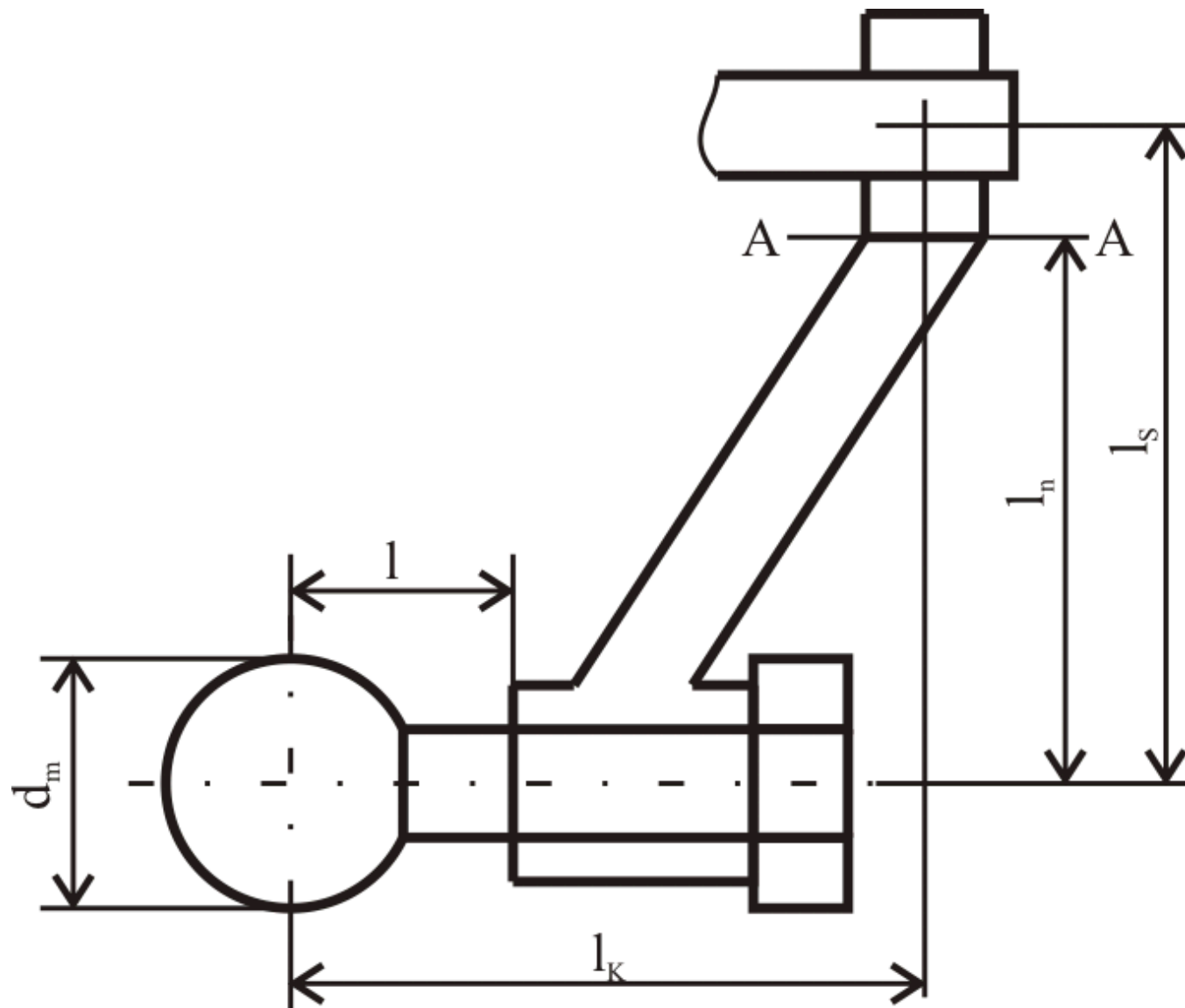
- Материал червяка сталь 30Х, 35Х, 40Х, 40 ХН.
- Ролик – 12ХН3А, 15ХН. $[\delta] = 7 \dots 8 \text{ МПа}$.

- Вал рулевой сошки
- Напряжение кручения при наличии усилителя

$$\tau = \frac{M_{рк} U_{рм} \eta_{рм} + P_{эж} \frac{\pi D_{гц}^2}{4} r_{сектора}}{W_{кр}} .$$

- $[\tau]=300\dots350\text{МПа}$.
- Сталь 30, 18ХГТ, 20ХНЗА.

Рулевая сошка



- Определяем усилие на шаровом пальце, вызывающее изгиб и кручение сошки

$$P_{сош} = \frac{M_{рк} U_{рм} \eta_{рм}}{l_s} + \frac{P_{ж} \pi D^2_{ш} r_{сек}}{4l_s}.$$

- Напряжение изгиба в опасном сечении А-А:

-

$$\delta_u = \frac{P_{сош} l_n}{W_u}$$

- Сошка также подвергается кручению на плече l_k
- Эквивалентное напряжение рассчитывается по одной из теорий прочности:

$$W_{\text{э}} = \sqrt{\delta^2 + 4\tau^2}.$$

- $[W_{\text{э}}]=300$ МПа. Сталь 30, 18 ХГТ.

- Шаровой палец сошки:

$$\delta_u = \frac{P_{сош} l}{W_u}.$$

- Материал 40Х, 20 ХН.
- $[\delta_u] = 300 \dots 400 \text{ МПа}$.
- Напряжение сжатия (износостойкость)

$$g = \frac{4P_{сош}}{\pi d_u^2}.$$

- $[g] = 25 \dots 35 \text{ МПа}$.

- Определение критической силы.
Критическая сила, при приложении которой к стержню последний может не вернуться в прежнее положение. Для стержня постоянного сечения с шарнирно-закрепленными концами критическая сила определяется по формуле Эйлера:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EY}{l^2}.$$

- $Y = \frac{\pi(d_n^4 - d_b^4)}{64}$ - экваториальный момент инерции сечения тяги
- Действующая сила $P_{сош}$ д.б. меньше $P_{кр}$

- Поворотный рычаг нагружен изгибающей силой P_c и крутящим моментом $P_c \cdot n$.

$$\delta_u = \frac{P_c S}{W_u}$$

$$\tau = \frac{P_c n}{W_k}$$

- Сталь 30, 40, 10 ХГНМ.
- $[\delta_{\text{э}}] = 300 \dots 400 \text{ МПа}$.

- Боковые рычаги испытывают напряжение под действием силы

$$P_{n.m.} = \frac{P_{cos} S}{l}.$$

- Поперечная тяга нагружена силой $P_{пт}$ и рассчитывается по той же методике, что и продольная, т.е. на устойчивость и на растяжение-сжатие