

Міністерство освіти і науки України
Луцький національний технічний університет

ГАНДЗЮК МИКОЛА ОЛЕКСАНДРОВИЧ

**АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ
ТА ЕЛЕМЕНТИ РОЗРАХУНКУ
АВТОМОБІЛЯ**

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

Для студентів ВНЗ технічних спеціальностей

Луцьк 2017

УДК 629.113.001.66

ББК 39.33

Г 31

М.О. Гандзюк, кандидат технічних наук, доцент Луцького НТУ

Аналіз конструкції та елементи розрахунку автомобіля:
Навчальний посібник / М.О. Гандзюк – Луцьк: Вежа - Друк, 2017. –
196 с.

Навчальний посібник “**Аналіз конструкції та елементи розрахунку автомобіля**” орієнтований на допомогу студентам технічних ВНЗ в отриманні знань і навичок з аналізу і оцінки конструкції різноманітних автомобілів, їх агрегатів, вузлів та механізмів а також в отриманні основних інженерних відомостей, необхідних для їх конструювання та розрахунку.

Велика увага приділена розгляду динамічних процесів в окремих агрегатах та автомобілі в цілому, що дає можливість повніше оцінити вплив різноманітних конструктивних факторів та знайти правильний підхід до вибору оптимальних параметрів при конструюванні автомобіля.

Рецензенти: **В.П. Сахно** – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету,

В.І. Захарчук – доктор технічних наук, професор, кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету,

І.С. Мурований – кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету.

Затверджено Вченою радою Луцького НТУ, протокол № 11 від 29.06.2017 р.

Затверджено науково-методичною радою, протокол № 10 від 20.06.2017 р.

Рекомендовано до друку науково-методичною радою машинобудівного факультету Луцького НТУ, протокол № 10 від 13.06.2017 р.

Розглянуто на засіданні кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького НТУ, протокол № 14 від 13.06.2017 р.

© М. Гандзюк 2017

**ЗМІСТ**

ПЕРЕДМОВА.....	7
1 ПІДВІСКА.....	8
1.1 Загальні відомості.....	8
1.2 Коливання і плавність ходу автомобіля.....	10
1.3 Пружна характеристика підвіски.....	13
1.4 Кінематичні схеми підвісок.....	20
1.5 Пружні елементи.....	27
1.5.1 Листові ресори.....	28
1.5.2 Пружини і торсіони.....	36
1.5.3 Пневматичні пружні елементи.....	39
1.6 Кутова жорсткість підвіски і стабілізатор поперечної стійкості.....	42
1.7 Амортизатори.....	44
2 ГАЛЬМОВЕ КЕРУВАННЯ.....	53
2.1 Загальні відомості.....	53
2.2 Робоча гальмова система.....	53
2.3 Запасна гальмова система.....	53
2.4 Стоянкова гальмова система.....	54
2.5 Допоміжна гальмова система.....	54
2.6 Принципові схеми барабанних гальмових механізмів.....	54
2.7 Розподіл тисків по довжині накладок.....	57
2.8 Визначення гальмівних моментів на колодках.....	60
2.9 Особливості розрахунку барабанних гальмових механізмів.....	64
2.10 Особливості конструкції і розрахунку дискових гальмових механізмів.....	71
2.11 Розрахунок гідравлічного привода гальм.....	74
2.12 Конструювання і розрахунок гідровакуумних підсилювачів гальм.....	77
2.13 Проектування пневматичного привода гальм.....	87



3 РУЛЬОВЕ КЕРУВАННЯ	97
3.1 Загальні відомості.....	97
3.1.1 Вимоги, що висуваються до рульового керування.....	97
3.2 Основи конструювання і розрахунку рульового привода.....	102
3.2.1 Рульова трапеція.....	104
3.2.2 Шарніри.....	106
3.2.3 Важелі та сошка.....	109
3.2.4 Кульові пальці.....	111
3.3 Основи конструювання і розрахунку рульових механізмів.....	111
3.3.1 Гвинторейковий рульовий механізм.....	112
3.3.2 Кульково-гвинтова передача.....	113
3.3.3 Передача рейка-зубчастий сектор.....	114
3.3.4 Розрахунок гвинторейкового рульового механізму.....	116
3.3.5 Черв'ячно-роликовий рульовий механізм.....	120
3.4 Основи конструювання та розрахунку гідروпідсилювача.....	123
3.4.1 Силовий циліндр.....	126
3.4.2 Розподільник.....	129
3.4.3 Центруючі і реактивні елементи розподільника.....	131
3.5 Визначення попереднього натягу пружин та діаметра реактивних плунжерів.....	131
3.6 Рульове керування підвищеної безпеки.....	134
3.6.1 Розрахунок з'єднувальної муфти (з еластичного матеріалу) конструкції ГАЗ.....	135
3.6.2 Приклад розрахунку з'єднувальної муфти конструкції ГАЗ.....	136
3.6.3 Розрахунок енергопоглинаючого пристрою типу «сильфон».....	137
3.6.4 Приклад розрахунку енергопоглинаючого пристрою типу „Сильфон” фірми „Ford”.....	138
3.6.5 Розрахунок енергопоглинаючого пристрою конструкції АЗЛК.....	138
3.6.6 Приклад розрахунку енергопоглинаючого пристрою конструкції АЗЛК.....	140



4 НЕСУЧІ СИСТЕМИ	141
4.1 Загальні відомості.....	141
4.1.1 Несуча система.....	141
4.1.2 Навантаження, що діють на несучу систему.....	142
4.1.3 Крутильна і згинальна жорсткості несучої системи.....	146
4.2 Рами.....	147
4.2.1 Конструкція рам легкових автомобілів.....	147
4.2.2 Конструкція рам вантажних автомобілів.....	150
4.2.3 Матеріали для виготовлення рам.....	153
4.2.4 Задачі розрахунку рам при жорсткій і податливій при крученні несучій системі	153
4.3 Кузови.....	158
4.3.1 Конструкція кузовів легкових автомобілів.....	158
4.3.2 Матеріали для виготовлення кузовів.....	160
4.3.3 Розрахунок деформацій і напружень в елементах несучого кузова.....	161
4.4 Кабіни і платформи вантажних автомобілів.....	161
4.5 Вібрація і шум.....	162
4.5.1 Причини і джерела вібрацій.....	162
4.5.2 Вимірювання і оцінка вібрацій.....	163
4.5.3 Зниження рівня вібрацій.....	165
4.5.4 Причини і джерела шуму.....	166
4.5.5 Вимірювання і оцінка шумів.....	167
4.5.6 Зниження рівня шуму.....	169
5 АВТОМОБІЛЬНІ КОЛЕСА	171
5.1 Загальні відомості.....	171
5.2 Шини.....	171
5.2.1 Вимоги, що висуваються до шин.....	171
5.2.2 Камерні шини.....	172
5.2.3 Безкамерні шини.....	176



5.2.4 Пропорції поперечного січення шини.....	177
5.2.5 Вибір шин.....	177
5.3 Колеса.....	178
5.3.1 Ободи.....	178
5.3.2 Диски.....	182
5.3.3 Маточини.....	185
5.3.4 Розрахунок підшипників маточин коліс.....	187
5.3.5 Момент інерції коліс.....	189
5.3.6 Матеріали для виготовлення основних деталей коліс.....	190
5.3.7 Балансування коліс.....	190
ЛІТЕРАТУРА.....	192



ПЕРЕДМОВА

Курс «Автомобілі» зазвичай складається з трьох розділів: «Автомобілі (конструкція)»; «Автомобілі (теорія)», «Автомобілі (розрахунок)».

Метою навчального посібника є надання допомоги студентам при вивченні курсу «Автомобілі (розрахунок)».

При його розробці ставилась мета викладення основних інженерних відомостей, необхідних для конструювання та розрахунку автомобілів. Велика увага приділена розгляду динамічних процесів, які відбуваються в агрегатах і автомобілі в цілому. Це дасть можливість студентам повніше оцінити вплив різноманітних конструктивних факторів і правильно підійти до вибору оптимальних параметрів при конструюванні автомобіля.

В навчальному посібнику опрацьовані такі розділи: підвіска автомобіля, гальма, рульове керування, несучі системи, автомобільні колеса.



1 ПІДВІСКА

1.1 Загальні відомості

Підвіскою автомобіля називають сукупність пристроїв, що забезпечують пружний зв'язок між несучою системою і мостами чи колесами автомобіля; зменшення динамічних навантажень на несучу систему і колеса і затування їх коливань, а також регулювання положення кузова автомобіля під час руху.

За призначенням деталі підвіски поділяються на пружний елементи, що включає в себе стабілізатор поперечної стійкості, направляючий пристрій і погашуючий пристрій.

Пружний елемент передає вертикальні навантаження і зменшує рівень динамічних навантажень, що виникають при русі автомобіля по нерівностях поверхні дороги, забезпечуючи при цьому необхідну плавність ходу автомобіля.

Направляючий пристрій підвіски передає несучій системі автомобіля сили і моменти між колесами і кузовом, і визначає характер переміщення коліс відносно несучої системи автомобіля. Залежно від конструкції направляючий пристрій повністю або частково звільнює пружний елемент від додаткових навантажень, що передаються від коліс до кузова автомобіля.

Погашуючий пристрій, а також тертя в елементах підвіски забезпечує затування коливань кузова і коліс авто, при якому механічна енергія коливань перетворюється в теплову. Підвіски за типом пружного елемента розділяються на ресорні, пружинні, торсіонні, гумові, пневматичні, гідравлічні та комбіновані.

Залежно від типу направляючого пристрою всі підвіски діляться на залежні та незалежні. Особливістю залежної підвіски коліс є наявність жорсткої балки, яка з'єднує праве і ліве колеса, тому переміщення одного колеса в поперечній площині передається іншому.



При незалежній підвісці відсутній безпосередній зв'язок між колесами. Кожне колесо даного моста переміщується незалежно одне від другого.

Незалежні підвіски по характеру переміщення колеса розділяються на підвіски з переміщенням колеса в поперечній, поздовжній або в двох площинах (поперечній і поздовжній).

Погашуюча дія в підвісці забезпечується головним чином амортизатором. За характером роботи розрізняють амортизатори односторонньої і двохсторонньої дії. Амортизатори односторонньої дії створюють опір і гасять коливання тільки при ході відбою, а двохсторонньої дії – як при ході відбою, так і при ході стиску.

Основні вимоги, що висуваються до підвісок такі:

1. пружна характеристика повинна забезпечувати високу плавність ходу, відсутність ударів в обмежувачі ходу, протидіяти кренам, «присіданням» при рушанні з місця і «клювкам» при гальмуванні;
2. кінематична схема повинна створювати умови для можливої мінімальної зміни колії і кутів установки шворнів і керованих коліс, а також забезпечувати відповідність кінематики переміщення коліс кінематиці рульового привода;
3. оптимальна величина затухання коливань кузова і коліс;
4. надійна передача від коліс до кузова чи рами поздовжніх чи поперечних зусиль і їх моментів;
5. мала маса елементів підвіски й особливо невіднесених частин;
6. достатня міцність і довговічність деталей підвіски і особливо пружних елементів, що відносяться до найбільш навантажених деталей автомобіля.

На організм людини впливають амплітуда, частоти, прискорення і інтенсивність прискорень коливального руху.

Коливання кузова при русі авто по нерівностях дороги відбувається з частотами власних коливань. Зменшення цих частот сприяє зменшенню прискорень коливань кузова автомобіля при русі будь-якою дорогою і призводить до покращення плавності ходу автомобіля.

З фізіологічної точки зору, найбільш звичними для людини є коливання з частотами, які виникають при ходьбі.

При хорошій якості підвіски значення частоти власних коливань складає для легкових автомобілів – $0,8 \div 1,2$ Гц, а для вантажних автомобілів та автобусів – $1,2 \div 1,9$ Гц. Якщо частота власних коливань лежить у вказаних межах, то людський організм добре переносить коливання.

1.2 Коливання і плавність ходу автомобіля

При побудові основної еквівалентної коливальної системи для визначення частоти власних коливань підресорених мас, що характеризують плавність ходу автомобіля, достатньо відобразити в ній тільки фактори, що викликають лінійні переміщення z і кутові переміщення φ підресореної маси і розглядати її без урахування впливу непідресорених мас і збуджуючих факторів. Приймаємо, що автомобіль симетричний відносно поздовжньої площини, тому розглянемо плоску модель (рис. 1).

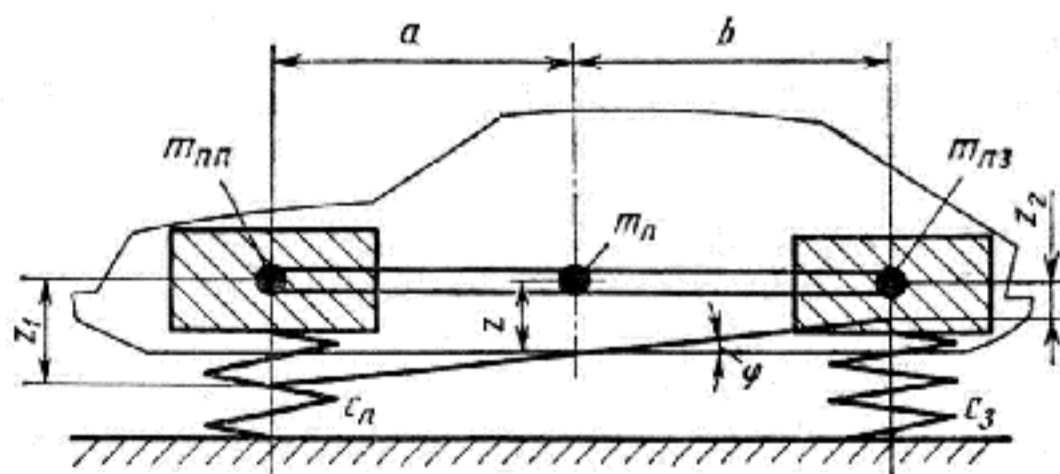


Рис. 1. Приведена модель автомобіля

Підресореною частиною автомобіля є всі його елементи, маса яких передається пружними елементами підвіски (кузов, рама). Ті елементи, маса яких не передається через пружні елементи підвіски, називають



непідресореними елементами автомобіля (колеса в зборі, деталі направляючих пристроїв, включаючи непідресорені мости, частина маси пружних елементів і амортизаторів). Для складання рівняння руху розглянутої системи скористаємось рівнянням Лагранжа.

Її кінетична і потенціальна енергія:

$$\begin{cases} K = 0,5m_n \cdot \dot{z}^2 + 0,5m_n \cdot \rho^2 \cdot \dot{\varphi}^2 \\ \Pi = 0,5c_n(z + a\varphi)^2 + 0,5c_3(z - b\varphi)^2. \end{cases} \quad (1)$$

Диференціюючи систему рівнянь (1) по узагальнених координатах і підставляючи значення похідних в рівняння Лагранжа отримаємо систему диференціальних рівнянь вертикальних і поздовжньо-кутових коливань:

$$\begin{cases} m_n \cdot \ddot{z} + z(c_n + c_3) + \varphi \cdot (c_n \cdot a - c_3 \cdot b) = 0 \\ m_n \cdot \rho^2 \cdot \ddot{\varphi} + \varphi(c_n \cdot a^2 + c_3 \cdot b^2) + z \cdot (c_n \cdot a - c_3 \cdot b) = 0, \end{cases} \quad (2)$$

де $c_n = c_{pn} \cdot c_{un} / (c_{pn} + c_{un});$
 $c_3 = c_{pz} \cdot c_{uz} / (c_{pz} + c_{uz});$

m_n – підресорена маса

c_{pn}, c_{pz} – приведена жорсткість пружних елементів відповідно передньої і задньої підвісок;

c_{un}, c_{uz} – жорсткість шин відповідно передніх і задніх коліс;

ρ – радіус інерції підресореної маси автомобіля.

Система диференціальних рівнянь показує, що в загальному випадку координати z і φ пов'язані між собою. Якщо змістити кузов паралельно самому собі в напрямку вертикальної осі, а потім різко відпустити, то виникають не тільки вертикальні переміщення z , а й кутові з кутом повороту φ , координати z і φ незалежні тільки при $c_n \cdot a - c_3 \cdot b = 0$. В цьому випадку сила, прикладена до центра мас, викликає тільки вертикальні переміщення z .

Тоді рівняння (2) набудуть вигляду

$$\begin{cases} m_n \cdot \ddot{z} + z(c_n + c_3) = 0 \\ m_n \cdot \rho^2 \cdot \ddot{\varphi} + \varphi(c_n \cdot a^2 + c_3 \cdot b^2) = 0. \end{cases} \quad (3)$$



Відповідні цим рівнянням власні частоти:

$$\text{вертикальних коливань} - \omega_z = \sqrt{\frac{c_n + c_3}{m_n}}; \quad (4)$$

$$\text{кутових коливань} - \omega_\varphi = \sqrt{\frac{c_n \cdot a^2 + c_3 \cdot b^2}{m_n \cdot \rho^2}}.$$

Умову рівності частот вертикальних і кутових коливань отримаємо, якщо порівняємо ω_φ і ω_z .

$$\frac{c_n + c_3}{m_n} = \frac{c_n \cdot a^2 + c_3 \cdot b^2}{m_n \cdot \rho^2}. \quad (5)$$

Приймаючи, що коливання передніх і задніх підресорених частин незалежні (тобто справедлива умова $c_n = c_3 \cdot (b/a)$), із рівняння (5) визначаємо, що вертикальні та кутові коливання будуть рівні при $\rho^2 = b \cdot a$.

Частоти власних коливань передньої і задньої частин підресорених мас можна виразити через відповідні маси і жорсткості:

$$\begin{aligned} \omega_{zn} &= \sqrt{\frac{c_n + c_n \cdot a / b}{m_n}} = \sqrt{\frac{c_n}{m_{nn}}}; \\ \omega_{z3} &= \sqrt{\frac{c_3 + c_3 \cdot b / a}{m_n}} = \sqrt{\frac{c_3}{m_{n3}}}, \end{aligned} \quad (6)$$

де $m_{nn} = m_n \cdot b / (a + b)$;

$m_{n3} = m_n \cdot a / (a + b)$.

Таким чином, при прийнятих вище умовах еквівалентну систему автомобіля можна подати як складену із двох підресорених передньої і задньої мас m_{nn} і m_{n3} , які опираються відповідно на пружини з приведеною жорсткістю c_n і c_3 .

При значеннях $\varepsilon = \rho^2 / ab = 0,8 \div 1,2$ коливання підресорених мас над передньою і задньою осями є практично не пов'язаними, і значить для знаходження частоти вільних коливань можна користуватися формулами (6).



Частота коливань за хвилину n_n пов'язана з кутовою частотою співвідношенням

$$n_n = \frac{30\omega_n}{\pi} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{c_n}{M_n}}$$

Якщо виразити n_n через статичний прогин f_{cm} , то

$$n_n = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{m_{nn} \cdot g}{f_{cm} \cdot m_{nn}}} \approx \frac{300}{\sqrt{f_{cm}}}$$

При проїзді автомобілем нерівності її вплив передається спочатку на передні колеса, а потім на задні колеса автомобіля і викликає кутове переміщення кузова. Різниця за часом між двома впливами залежить від бази автомобіля і швидкості руху автомобіля.

Якщо $\omega_n < \omega_z$ (тобто, чим менше співвідношення ω_n / ω_z), то при малих швидкостях кутові коливання збільшуються, а при великих зменшуються.

Для швидкохідних автомобілів передні підвіски виконують з меншою жорсткістю. Притому частота власних коливань $\omega_n = (0,85 \div 0,95)\omega_z$.

1.3 Пружна характеристика підвіски

Пружна характеристика підвіски являє собою залежність вертикального навантаження R_z на колеса від деформації підвіски f , вимірної безпосередньо над віссю колеса. Підвіска характеризується статичним прогином f_{cm} , динамічним прогином f_d , коефіцієнтом динамічності K_d . Коефіцієнт динамічності $K_d = R_{z\max} / R_{zcm}$.

Пружна характеристика підвіски повинна проходити через точку a , що відповідає повному статичному навантаженню і статичному прогину, який характеризує задану плавність ходу. З іншого боку для усунення небезпеки доторкання металевих деталей при максимальній деформації пружного елемента характеристика повинна пройти через точку b , яка визначається коефіцієнтом динамічності K_d , притому $K_d = 1,75 \div 2,5$.

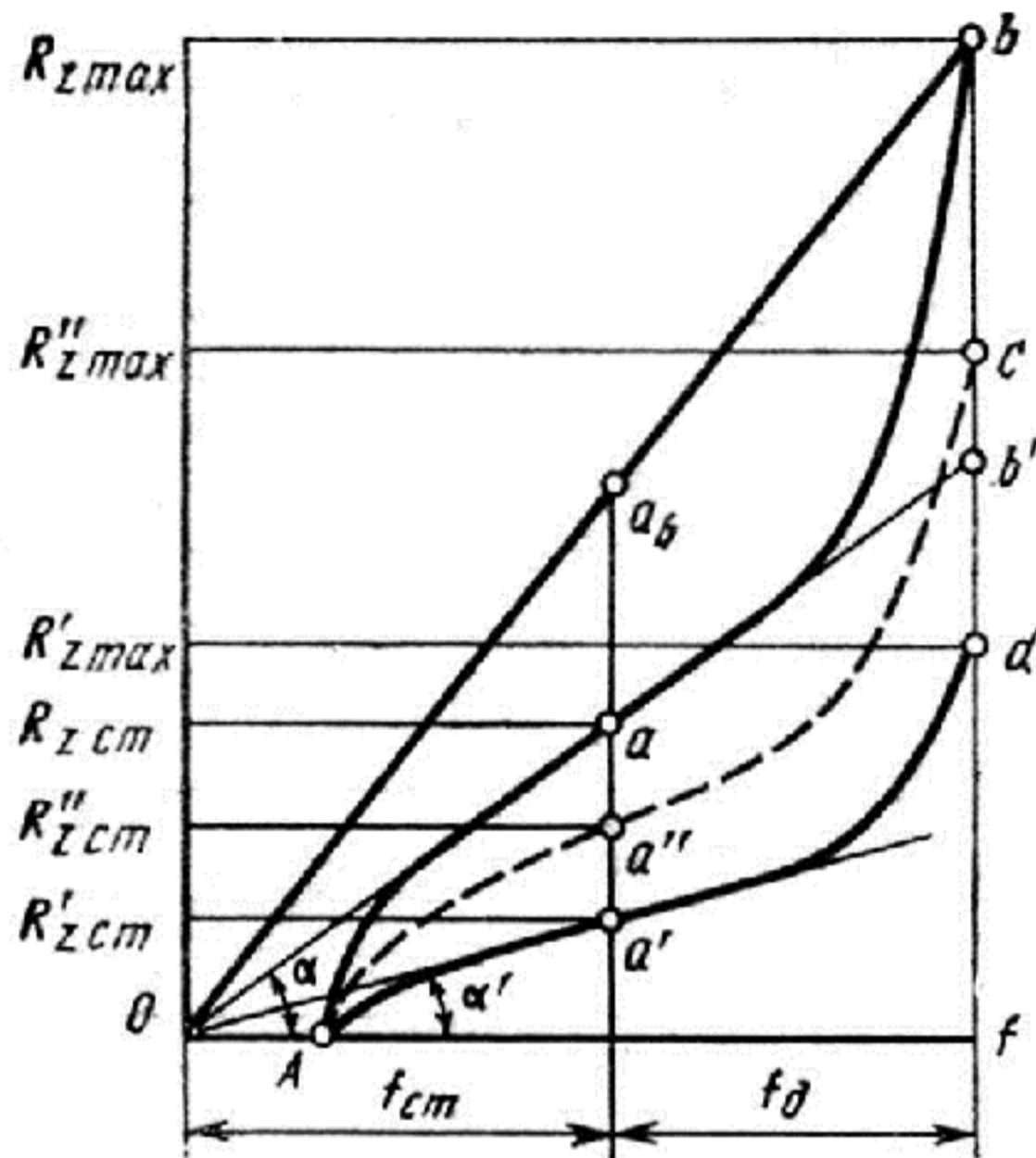


Рис. 2. Оптимальна форма пружної характеристики підвіски

Виконати ці умови можна тільки при нелінійній характеристиці. При лінійній характеристиці Ob коефіцієнт K_D буде мати задане значення, але плавність ходу буде незадовільна (точка a_b). І навпаки, при характеристиці Ob' статичний прогин дорівнює заданому, але можливі часті пробої, викликані малою динамічною ємністю підвіски (коефіцієнт $K_D < K_{D0} = 1,75 \div 2,5$).

Динамічну ємність підвіски можна підвищити збільшенням динамічного прогину, але це призведе до значного збільшення ходу підвіски.

Під ємністю підвіски розуміють роботу, яку необхідно затратити, щоб деформувати повністю розвантажений пружний елемент (до моменту доторкання деталей, що обмежують деформацію пружного елемента).



В загальному випадку $U = \int_0^{f_{\max}} \Phi(f)df \dots$,

де $\Phi(f)$ – аналітичний вираз характеристики підвіски.

Якщо характеристика підвіски лінійна, тобто $\Phi(f) = cf$, то ємність підвіски $U = 0,5cf_{\max}^2$,

де c – жорсткість підвіски.

Ємність підвіски обмежена жорсткістю і максимальним ходом підвіски. Зростання ходу підвіски призводить до значних переміщень кузова відносно коліс, що зменшує стійкість авто, підвищує вимоги до направляючих пристроїв підвіски, ускладнює умови роботи рульового привода і збільшує межі зміни кліренсу при незалежній підвісці коліс.

Динамічний прогин по відношенню до статичного для легкових авто складає $f_D = 0,5f_{cm}$, для автобусів $f_D = 0,75f_{cm}$, для вантажних авто $f_D = f_{cm}$.

У пружну характеристику підвіски включений буфер відбою, що зменшує хід підвіски на величину OA .

Маса підресореної частини, що визначає величину статичного прогину, змінюється для легкових автомобілів для передніх підвісок в середньому на $10 \div 30\%$, а для задніх на $45 \div 60\%$; в автобусів на $200 \div 250\%$; у вантажних автомобілів на $240 \div 400\%$.

Значна зміна маси має великий вплив на пружну характеристику підвіски. На рис. 2 наведені бажані форми кривих характеристик для

порожнього ($Aa'd$) і напівзавантаженого ($Aa''c$) авто.

Для збереження оптимальної частоти власних коливань кузова при змінному навантаженні необхідно підтримувати постійність статичного прогину підвіски, змінюючи її жорсткість, тобто жорсткість підвіски повинна змінюватися пропорційно до навантаження.

В загальному випадку характеристика повинна бути нелінійною і повинна виконуватись умова

$$\frac{R_z}{c_m} = f = f_{cm} = const, \quad (7)$$

де $c_m = dR_z / df$ – жорсткість підвіски в довільній точці характеристики.

Рівняння (7) запишемо у вигляді $dR_z / R_z = df / f$.

Інтегруючи цей вираз і використовуючи початкові умови, за яких $f = f_0$ і $R_z = R_{z_0}$, отримаємо $\ln R_z = (f / f_0) + c$. Звідки $c = \ln R_{z_0} - 1$.

$$\text{Тоді } R_z = R_{z_0} \cdot e^{(f/f_0)-1}.$$

Таким чином, для того, щоб кузов автомобіля мав, незалежно від навантаження, постійну частоту власних коливань, характеристика підвіски повинна змінюватись за законом степеневої функції.

Існує ряд способів отримання нелінійної пружної характеристики бажаного вигляду. Для того, щоб при лінійній характеристиці основного пружного елемента отримати задану нелінійну характеристику підвіски, зазвичай застосовують декілька пружних елементів.

Додатковий пружний елемент може застосовуватись для збільшення ємності підвіски і для отримання заданого статичного прогину. Для зміни жорсткості задньої підвіски вантажного авто застосовують додаткову ресору (підресорник) з опорами, що мають криволінійну поверхню (рис. 3а). Робоча довжина підресорника із збільшенням навантаження зменшується, а жорсткість збільшується. На деяких авто такі опори застосовуються і для основної ресори.

Існують конструкції ресор, в яких передбачені додаткові нижні листи з радіусами кривизни, значно більшими, ніж у верхніх листів (рис. 3б). Нижні листи виконують функції підресорника, забезпечуючи більш плавне збільшення жорсткості при повному статичному навантаженні. Додаткові опори і підресорники включаються в роботу при ході $f_{в.н.} \approx 0,6 f_d$.

Криву пружної характеристики, близьку до заданої, можна отримати використанням підвіски з коректуючими пружинами (рис. 3в, рис. 4). Коректуючі пружини можуть працювати або на розтяг або на стиск, а в

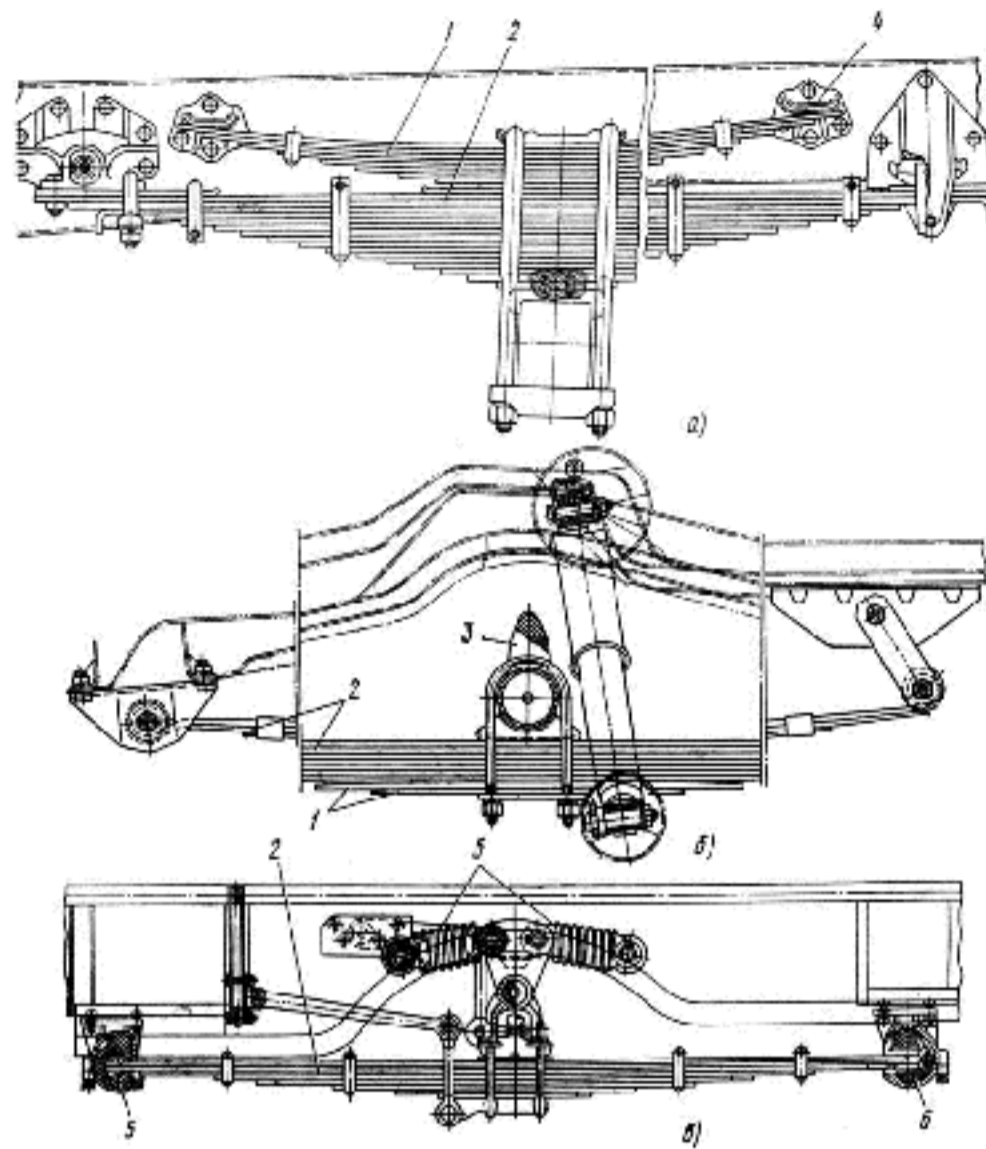


Рис. 3. Ресорні підвіски з додатковими пружними елементами

- 1, 2 – додаткова і основна ресори;
- 3 – буфер стиску;
- 4 – криволінійна опора;
- 5 – коректуючі пружини;
- 6 – гумова опора.

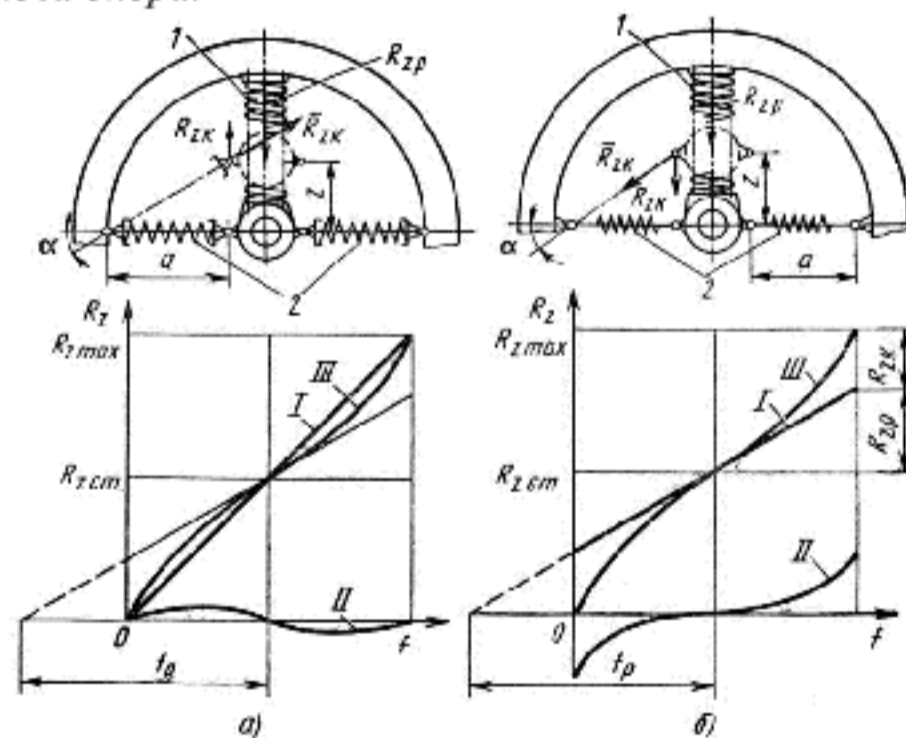


Рис. 4. Схеми підвісок з коректуючими пружинами і їх пружні характеристики

а) розтяг;

б) стиск;

1 – основна пружина;

2 – коректуючі пружини.

статичному положенні розташовані горизонтально.

Підвіска з коректуючими пружинами зручна при малих змінах підресореної маси.

Регулювання жорсткості підвіски в залежності від маси підресореної частини найбільш просто можна здійснити шляхом застосування пневматичного пружного елемента.

За видом пружного елемента пневматичні підвіски можуть бути розділені на підвіски з гумовокордовими пневматичними пружними елементами балонного і діафрагмового типу (рис. 5, рис. 6) та підвіски з гідропневматичними пружними елементами телескопічного типу (рис. 7).

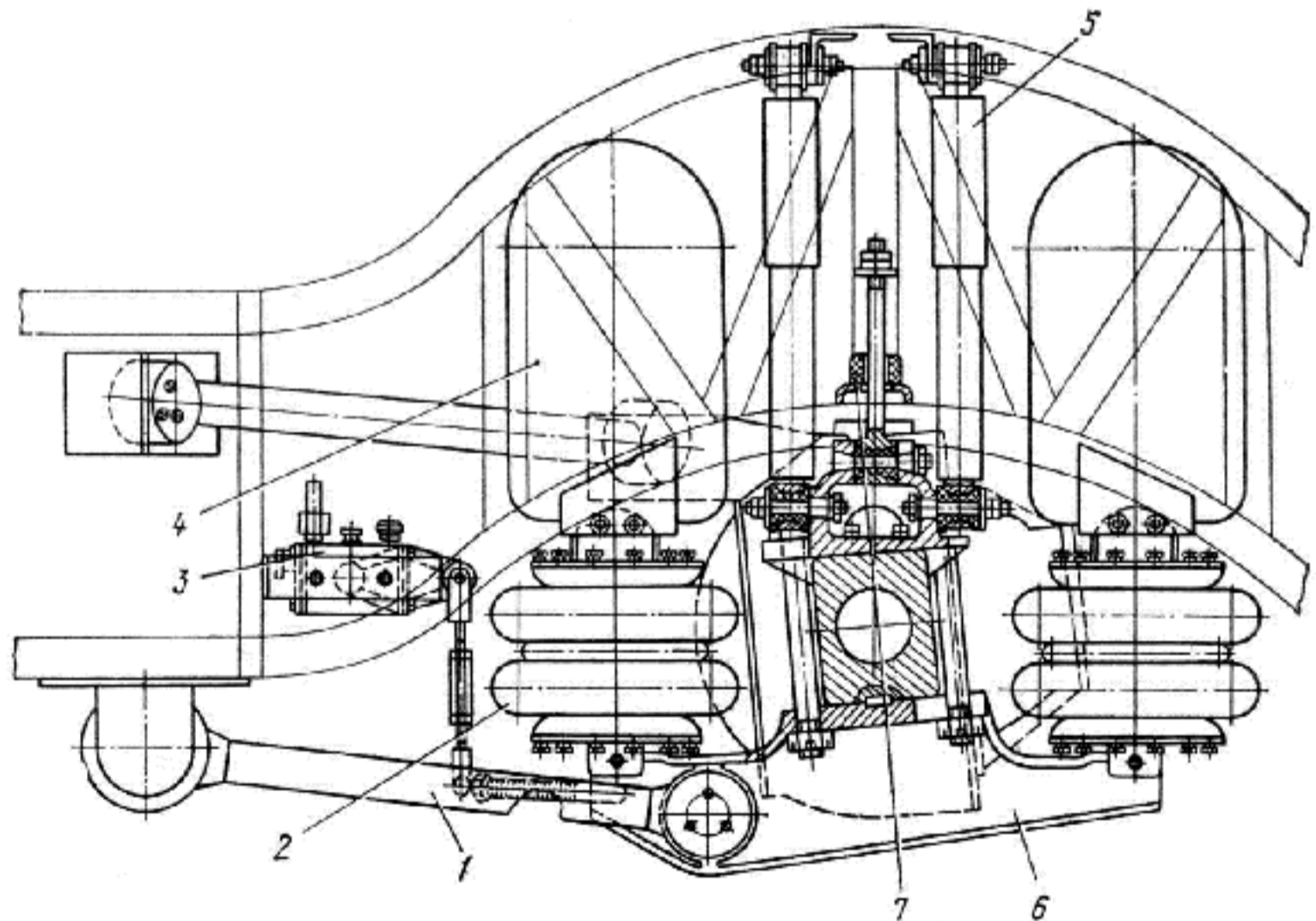


Рис. 5. Залежна пневматична балонна підвіска ведучих коліс автобуса ЛАЗ – 699

- 1 – тяга;
- 2 – балон;
- 3 – регулятор;
- 4 – резервуар;
- 5 – амортизатор;
- 6 – балка;
- 7 – буфер відбою.

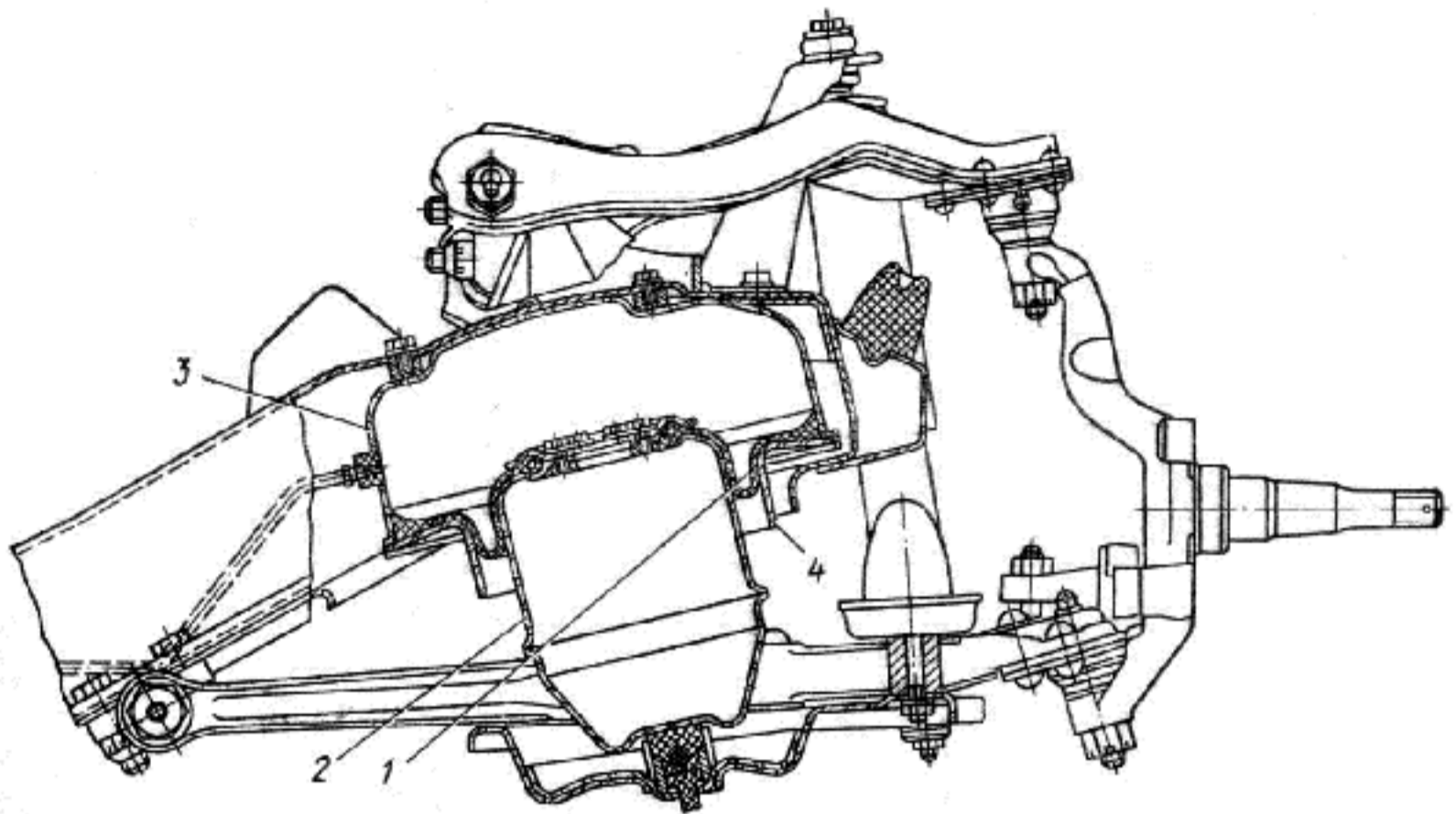


Рис. 6. Передня пневматична підвіска автомобіля з діафрагмовим пружним елементом

- 1 – гумово кордова діафрагма;
- 2 – поршень;
- 3 – корпус;
- 4 – направляюча.

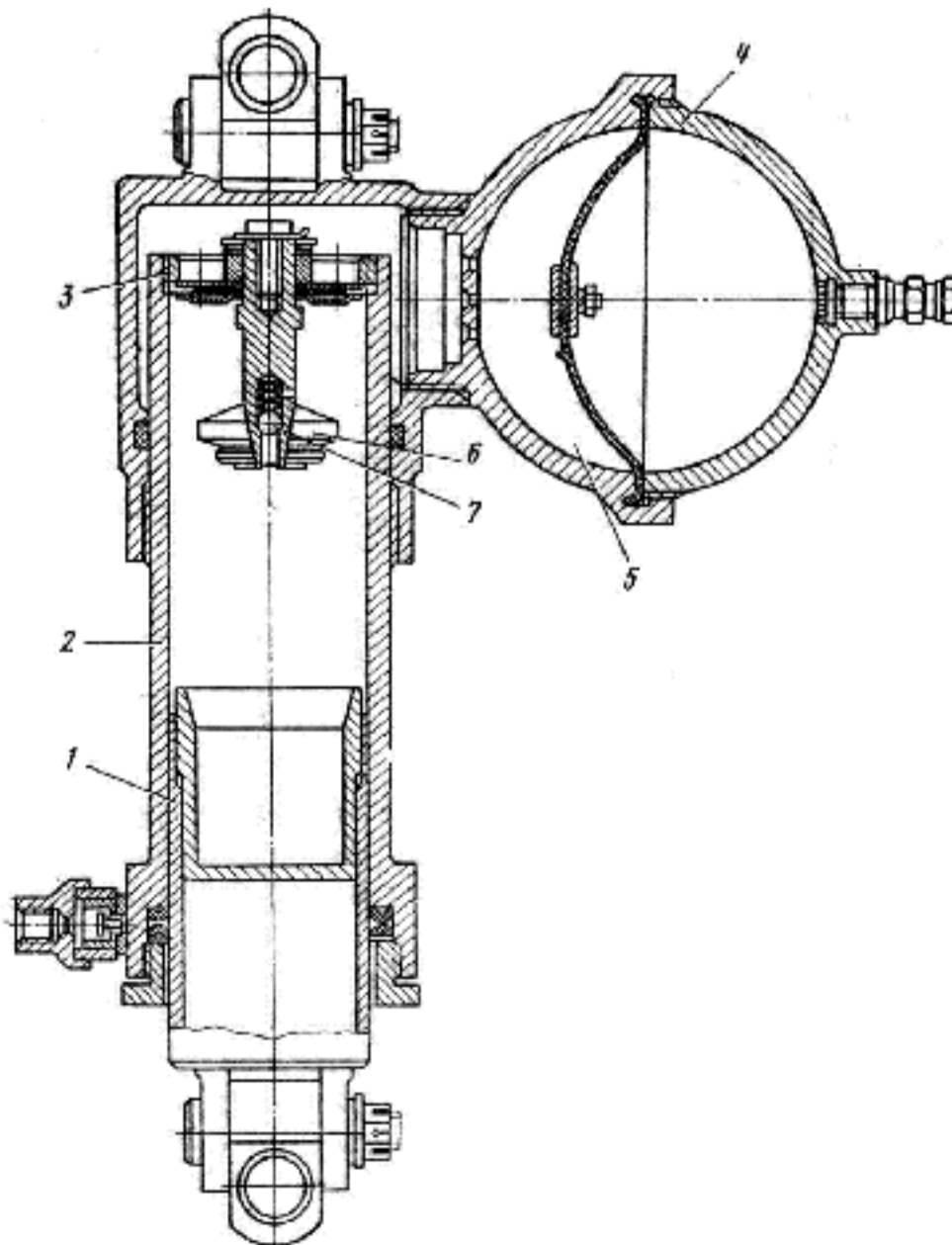


Рис. 7. Гідропневматичний пружний елемент

- 1 – поршень;
- 2 – циліндр;
- 3 – диск;
- 4 – сферична кришка;
- 5 – гідравлічний резервуар;
- 6 – демпфер;
- 7 – перепускний клапан.

Стиснене повітря або газ в балоні перебувають під тиском $0,5 \div 0,8$ МПа. Зі збільшенням осадки балона його внутрішній об'єм зменшується, а тиск повітря і жорсткість підвіски збільшується.

Наявність додаткового резервуару компенсує збільшення тиску повітря в балоні при його осадці і зменшує жорсткість підвіски.

Перевагою пневматичних підвісок є відсутність тертя в пружних елементах, незначна їх маса і незначний рівень шуму.

До недоліків таких підвісок слід віднести необхідність автономного розташування направляючого і погашуючого пристроїв підвіски, велику вартість і складність конструкції, а також малу довговічність елементів підвіски.

1.4 Кінематичні схеми підвісок

Від схеми підвіски залежить компоновка автомобіля, параметри плавності ходу, стійкості, керованості, маси автомобіля і т.п.

Наведемо характерні схеми підвісок (рис. 8).

Залежна (рис. 8а) і одноважільна незалежна (рис. 8б) відрізняються тим, що вертикальне переміщення коліс, яке супроводжується зміною кута λ , викликає в другому випадку ще й зміну колії.

У двохважільній підвісці з важелями рівної довжини – паралелограмній (рис. 8в) – кутове переміщення відсутнє, але велике поперечне переміщення Δl колеса, що веде до швидкого зношування шин і зменшення бокової стійкості.

У двохважільній підвісці з важелями різної довжини (рис. 8г) при $\lambda = 5 \dots 6^\circ$ і $\rho / \rho_1 = 0,55 \dots 0,65$ гіроскопічний ефект, що збуджує коливання колеса відносно шкворня, гаситься моментом сил тертя в системі, а поперечне переміщення $\Delta l = 4 \dots 5$ мм компенсується пружністю шин.

Важільно-телескопічна підвіска передніх коліс легкового авто – «свічка» (рис. 8д) – забезпечує незначну зміну колії, розвалу і сходження коліс, при цьому зменшується інтенсивність зношування шин, покращується стійкість авто.

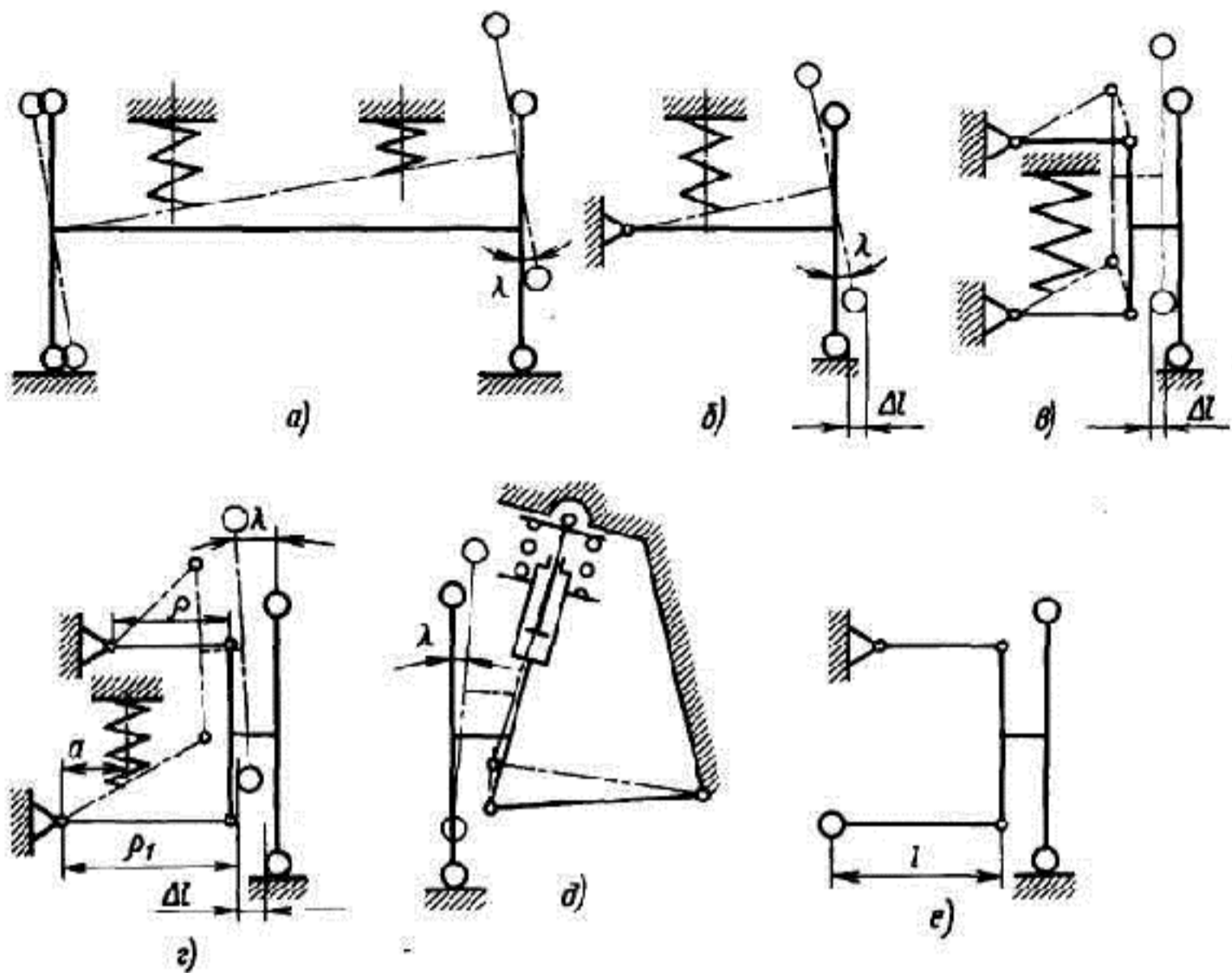


Рис. 8. Кінематичні схеми підвісок

- a) залежна;
- б) одноважільна незалежна;
- в) двохважільна незалежна з важелями рівної довжини;
- г) двохважільна незалежна з важелями різної довжини;
- д) незалежна важільно-телескопічна;
- е) незалежна двохважільна з торсіоном.

Підвіска має один поперечний важіль знизу. Її основний елемент – амортизаційна стійка, що має верхнє шарнірне кріплення під крилом. У верхній опорі розміщується підшипник, необхідний для запобігання закручування пружини, яке могло б викликати стабілізуючий момент і додаткові згинальні навантаження. Малі розміри і маса, велика віддаль по висоті між опорами, великий хід також відносяться до переваг цієї підвіски. Конструктивні труднощі обумовлені навантаженням крила в точці кріплення верхньої опори.

Покажемо зусилля, що діють у важільно-телескопічній підвісці (рис.9).

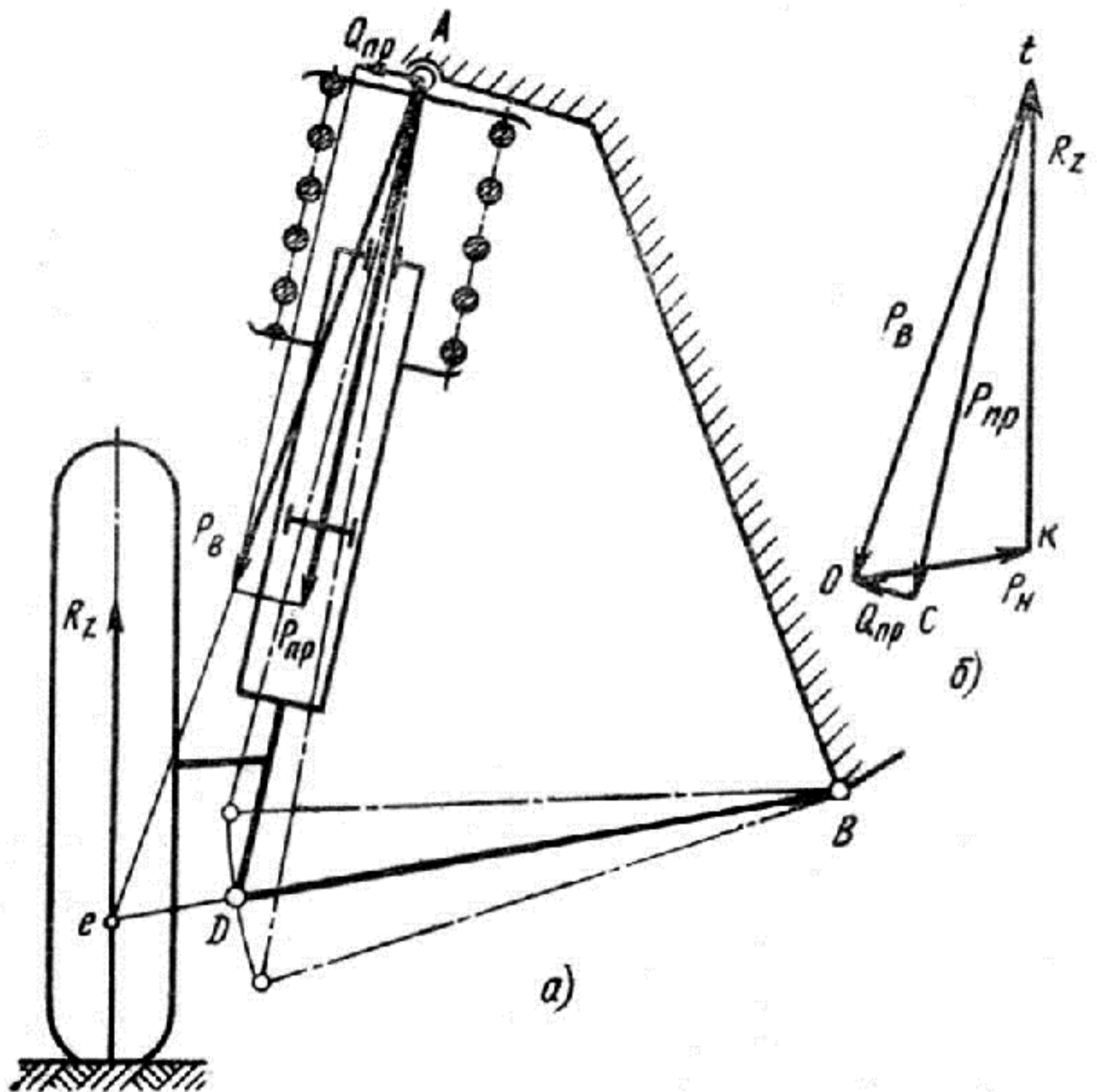


Рис. 9. Розрахункова схема важільно-телескопічної підвіски

По лінії eA діє сила P_e , яка може бути розкладена на дві складові сили: $P_{пр}$, що діє на пружину і $Q_{пр}$, перпендикулярну осі стійки, прикладену в точці A до опори стійки. Під дією цієї сили підвищується тертя штока поршня в направляючій стійки. В результаті погіршується реагування підвіски на дрібні дорожні нерівності.

При суміщенні осьової лінії підвіски з лінією eA сили P_e і $P_{пр}$ співпадуть, а поперечна сила $Q_{пр}$ зникне. Для цього пружини розміщують під кутом або зміщують пружину в сторону колеса (рис. 10, рис. 11).



Для вантажних авто найбільше застосування отримали залежні підвіски (рис. 8а), а для легкових – двохважільні трапецієподібні (рис. 8г) і важільно телескопічні (рис. 8д).

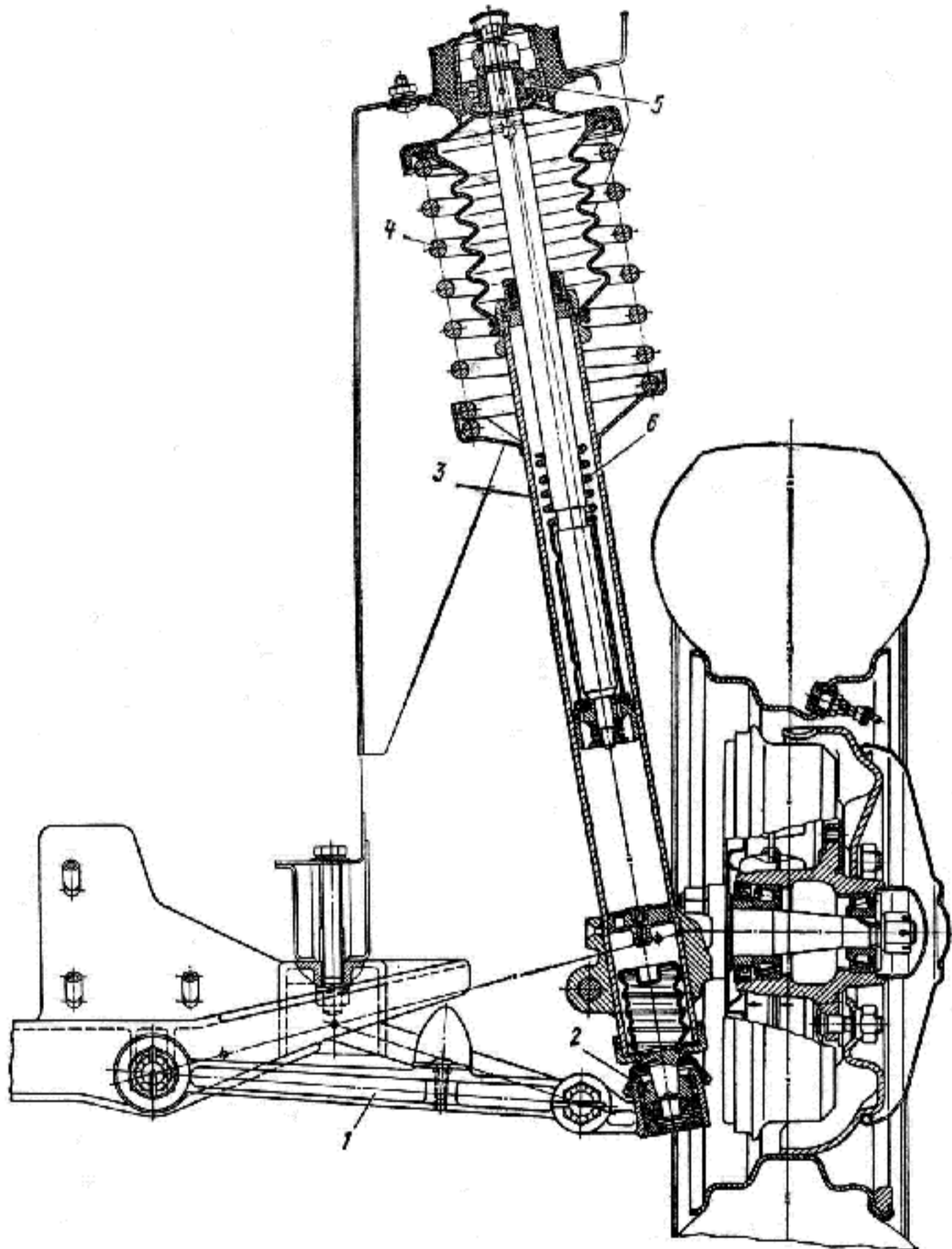


Рис. 10. Важільно-телескопічна передня підвіска

- 1 – поперечний важіль;
- 2 – кульова опора;
- 3 – амортизаційна стійка;
- 4 – пружина;
- 5 – верхня опора;
- 6 – буфер відбою.

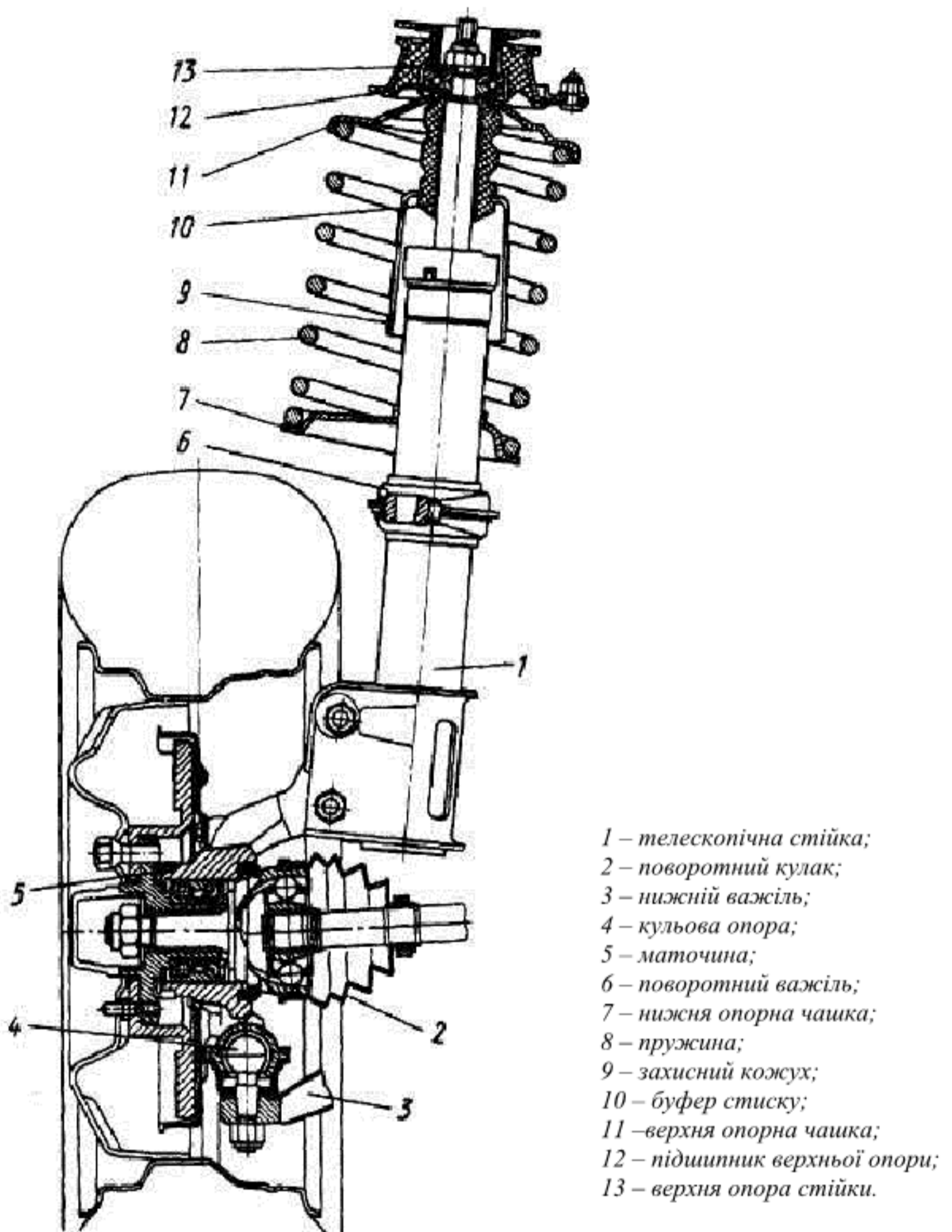


Рис. 11. Важільно-телескопічна підвіска автомобіля ВАЗ-2108

На рис12, 13, 14, 15, 16 зображено різноманітні схеми підвісок, що набули широкого застосування на автомобілях.

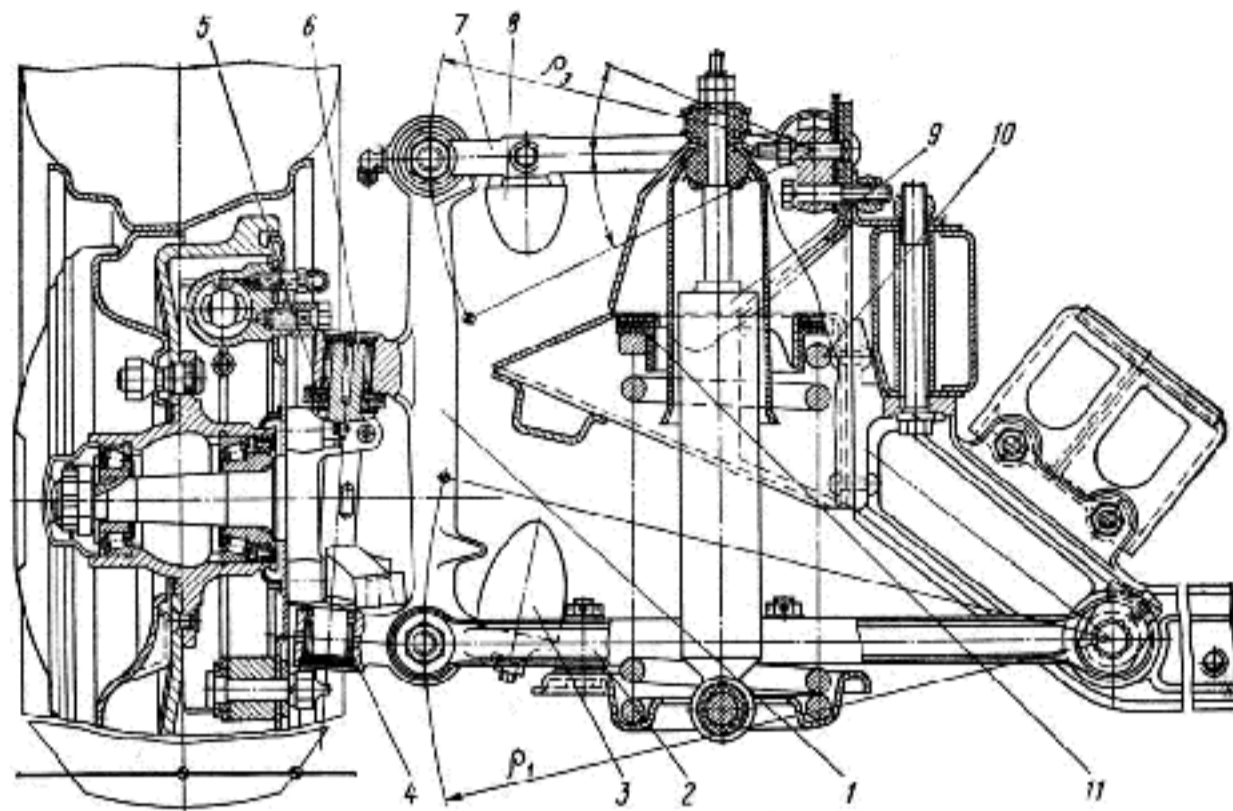


Рис. 12. Шкворнева передня підвіска автомобіля ГАЗ-24 з поперечними важелями

- | | |
|---------------------------------|---------------------|
| 1 – вертикальна стійка; | 7 – верхній важіль; |
| 2 – нижній важіль; | 8 – буфер відбою; |
| 3 – буфер стиску; | 9 – амортизатор; |
| 4 – голчастий підшипник; | 10 – пружина; |
| 5 – кульовий опорний підшипник; | 11 – прокладка. |
| 6 – шкворень; | |

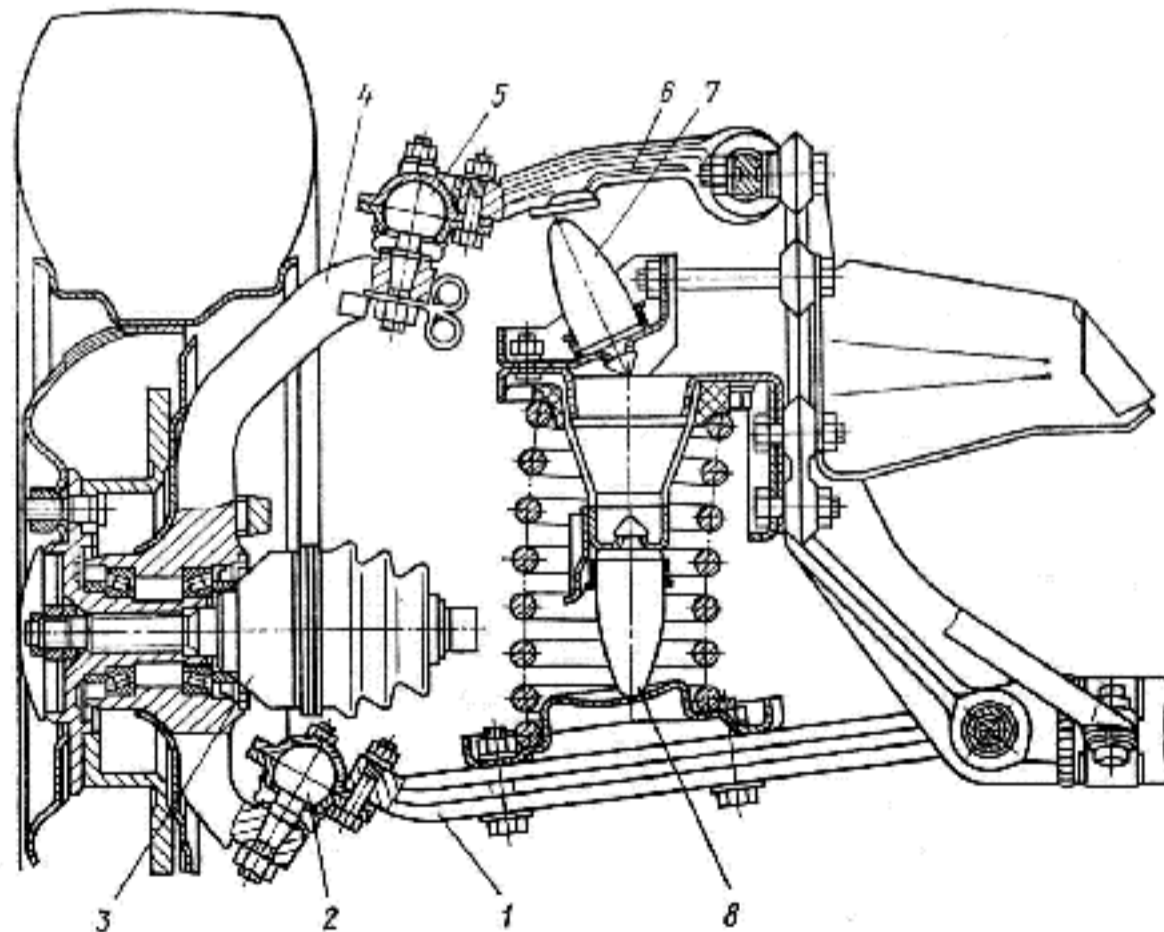


Рис. 13. Безшкворнева передня підвіска ведучих коліс з поперечними важелями

- | | |
|-------------------------------------|---------------------------|
| 1 – нижній важіль; | 5 – верхня кульова опора; |
| 2 – нижня кульова опора; | 6 – верхній важіль; |
| 3 – шарнір рівних кутів швидкостей; | 7 – буфер стиску; |
| 4 – вертикальна стійка; | 8 – буфер відбою. |

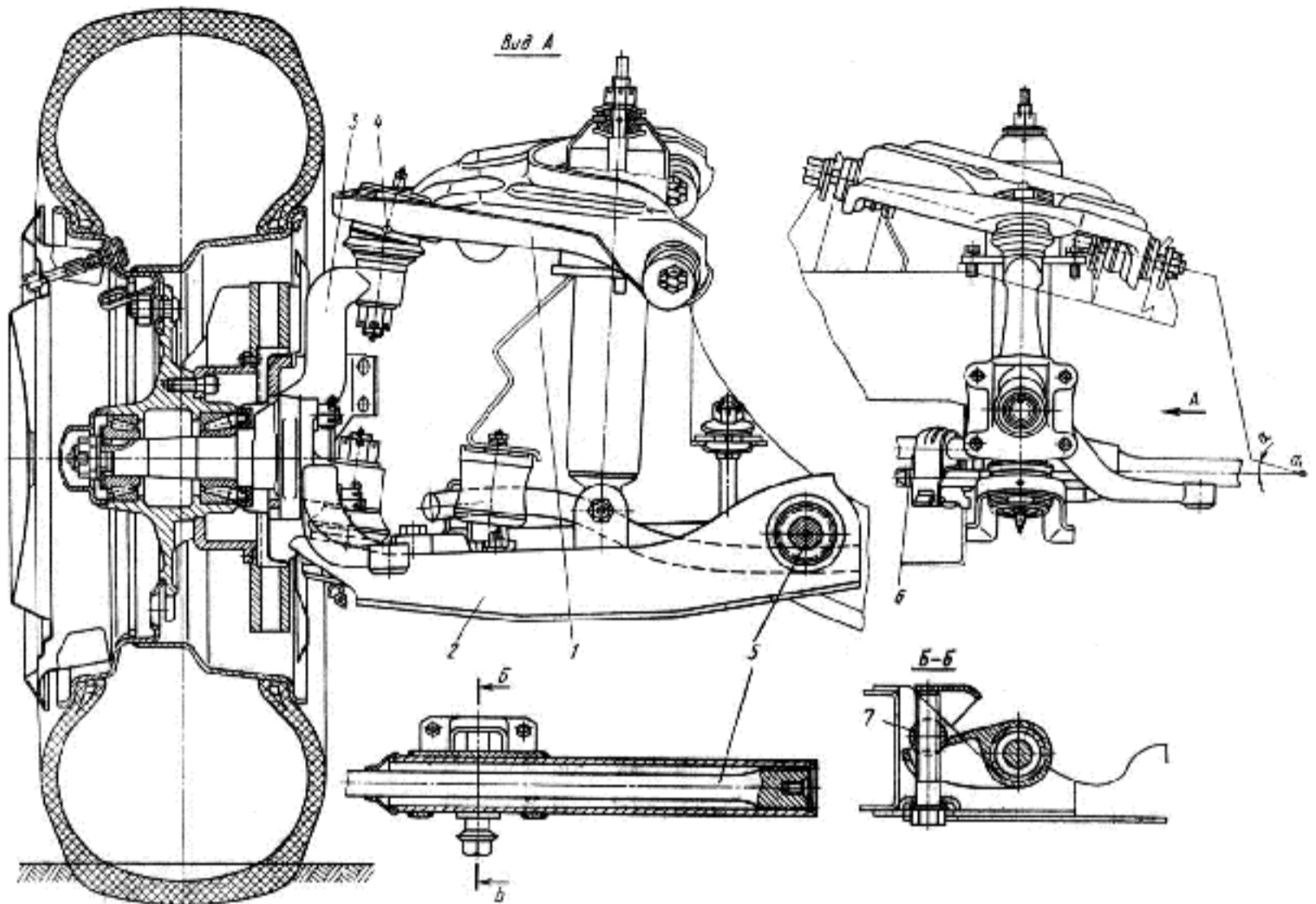


Рис. 14. Безшкворнева торсіонна підвіска з похилою віссю хитання верхнього важеля

- 1 – верхній важіль;
- 2 – нижній важіль;
- 3 – вертикальна стійка;
- 4 – кульові шарніри (опори);
- 5 – торсіон;
- 6 – стабілізатор;
- 7 – пристрій для закручування торсіона.

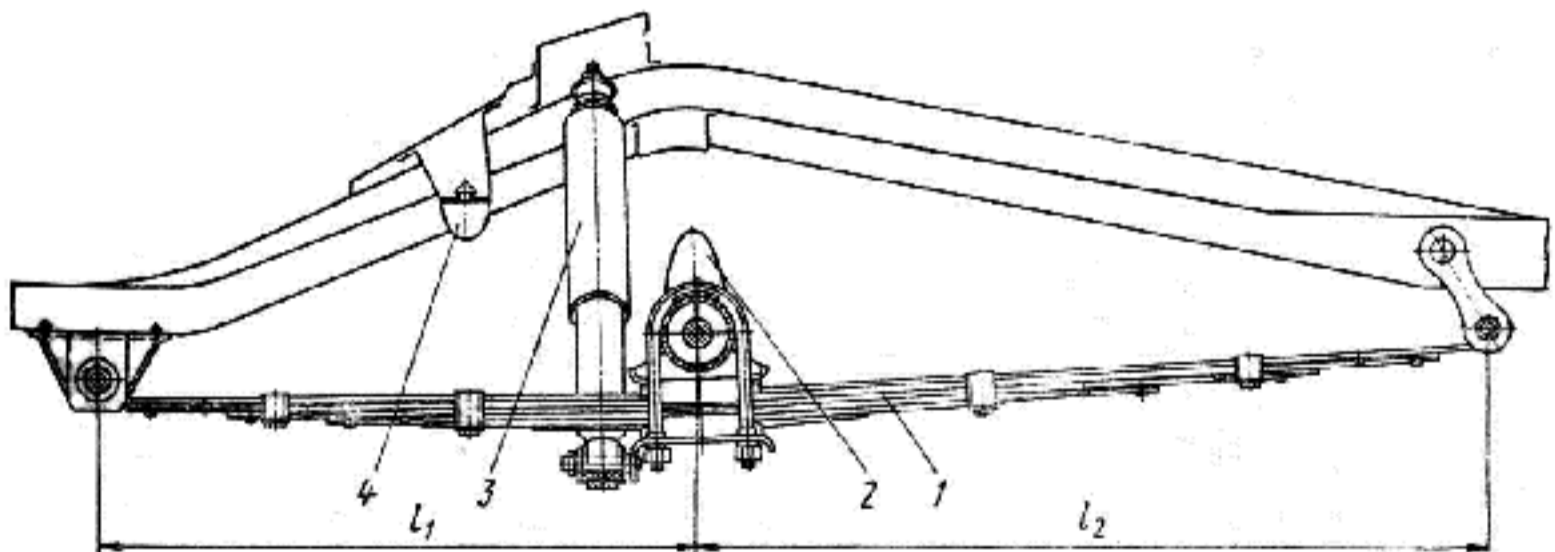


Рис. 15. Задня підвіска легкового автомобіля з несиметричною листовою ресорою

- 1 – ресора;
- 2 – буфер стиску;
- 3 – амортизатор;
- 4 – додатковий буфер.



При направляючому пристрої будь-якого типу підвіска коліс називається блокованою, якщо переміщення двох чи декількох коліс різних осей пов'язані між собою. (У випадку балансірної підвіски двох коліс (рис. 16) їх вертикальне переміщення, рівне за величиною і протилежне за знаком, не викликає деформації пружних елементів підвіски.)

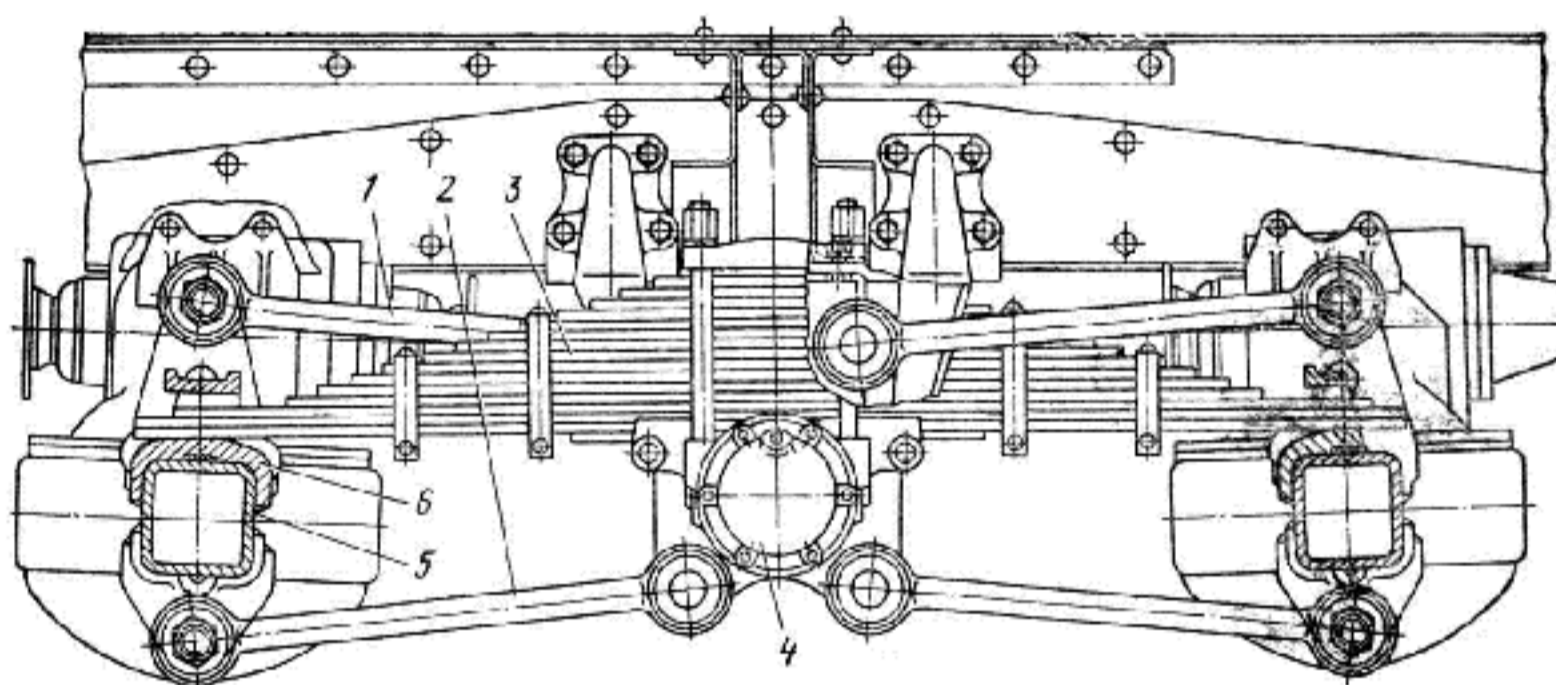


Рис. 16. Балансірна ресорна підвіска

- 1 – верхня реактивна штанга;
- 2 – нижня реактивна штанга;
- 3 – ресора;
- 4 – вісь балансіра;
- 5 – балка ведучого моста;
- 6 – опора ресори.

До переваг незалежних підвісок можна віднести: можливість великого прогину (ходу), зменшення гіроскопічного моменту, покращення стійкості і керованості, зменшення маси непружних частин, хороша взаємодія коліс з нерівностями дороги.

1.5 Пружні елементи

До металевих пружних елементів належать: листові ресори, спіральні пружини, торсіони. Для залежних підвісок частіше використовуються листові ресори, а для незалежних – пружини і торсіони. До неметалевих пружних елементів належать гумові і пневматичні елементи з гумовокордовою оболонкою.



1.5.1 Листові ресори

Вони набули широкого розповсюдження, оскільки можуть виконувати функції пружного елемента, направляючого і погашуючого пристроїв. Листові ресори прості у виготовленні і зручні при проведенні ремонтних робіт. Недоліками листових ресор є велика металомісткість, велика невідресорена маса і малий термін служби.

Питома потенційна енергія для листової ресори $A_{\text{лист}} = \frac{1}{6} \cdot \left(\frac{\sigma^2}{E}\right)$, а для пружини та торсіона $A_{\text{пруж}} = \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{\tau^2}{G}\right)$, (де σ і τ - відповідно нормальні та дотичні напруження; E і G - модулі пружності при розтягу і крученні).

Якщо прийняти співвідношення між модулями пружності $G = 0,385E$, то при $\sigma = \tau$ енергія, що знаходиться в одиниці об'єму пружного елемента для пружини чи торсіона буде в 4 рази більша порівняно з листовою ресорою, що обумовлює збільшення її металомісткості.

Недостатня довговічність листових ресор визначається великим тертям між листам і складним напруженим станом, оскільки ресора сприймає вертикальні, поздовжні і бокові зусилля і їх моменти.

В основу розрахунку багатолістових ресор покладено розрахунок однолистової ресори, що є собою балкою рівного опору.

Двохплеча однолистова ресора (рис. 17а) складається із двох ресор трикутної форми, прикладених одна до другої основами. Загальна довжина такої ресори – L .

Напруження і прогин для одноплечної трикутної консольної ресори з заміщенням в січенні KK :

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W_{32}} = \frac{6Pl}{Bh^2};$$

$$f = \frac{Pl^3}{2EJ_0};$$

де $J_0 = Bh^3 / 12$.

Для двоплечої однолистової ресори (врахувавши, що $P=0,5Q$ і $l=0,5L$):

$$\sigma_{32} = (3/2) \cdot (Q \cdot L / Bh^2);$$

$$f = (3/8) \cdot (Q \cdot L^3 / EBh^3).$$

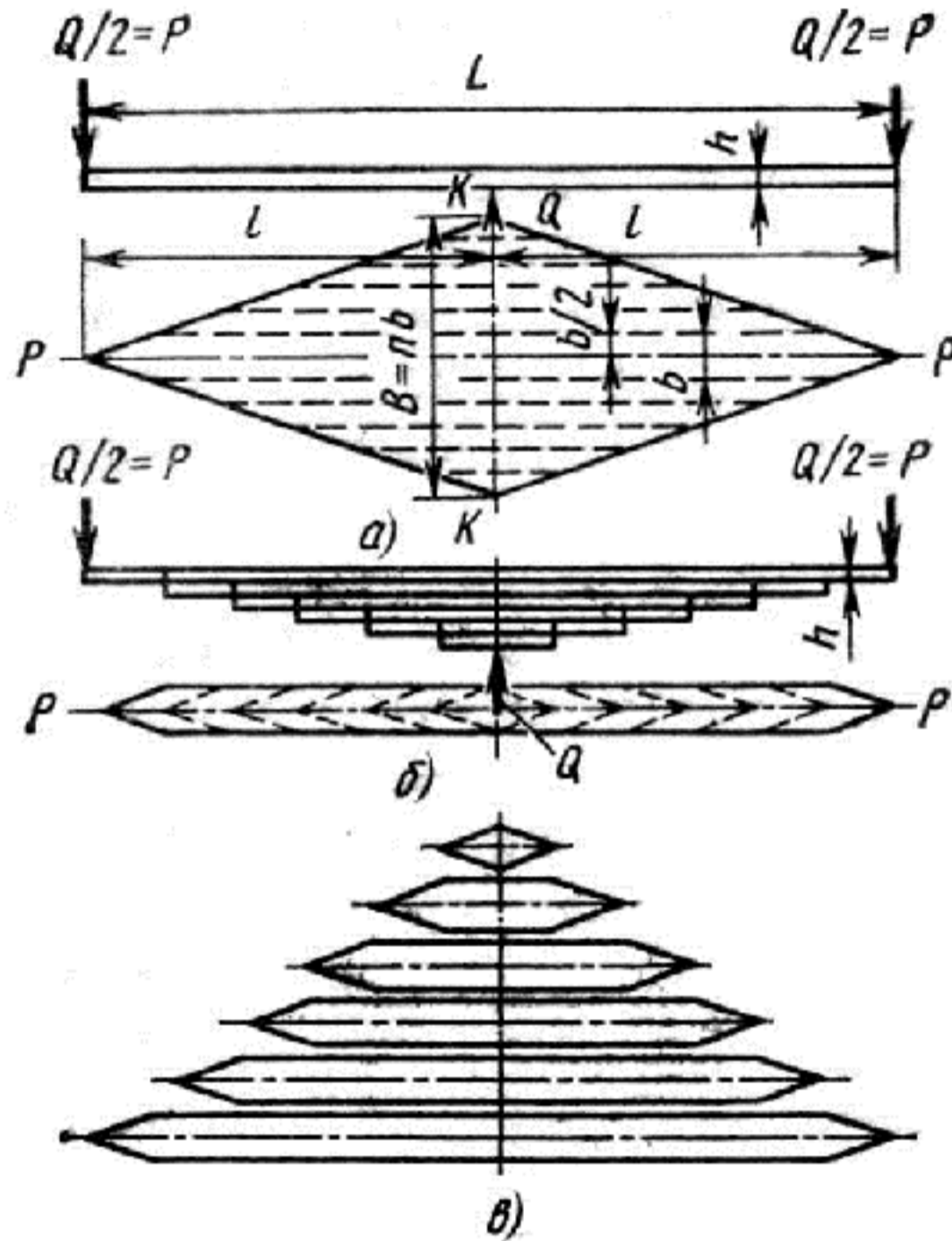


Рис. 17. Розрахункові схеми двоплечих ресор рівного опору

Однолистова ресора може бути замінена багатолистовою (рис. 17б). Якщо в центрі ресори прикласти зусилля $Q=2P$, то можна прийняти, що прогин f і напруження σ_{32} , що виникають в ресорі, будуть такі ж, як і в однолистовій двоплечій ресорі, тобто:

$$\sigma_{32} = (3/2) \cdot (Q \cdot L / nbh^2);$$

$$f = (3/8) \cdot (Q \cdot L^3 / Enbh^3),$$

де n і b - відповідно число і ширина листів багатолистової ресори.

Відповідно жорсткість ресори



$$c = Q / f = 32EJ / L^3 = 8 / 3 \left(\frac{E \cdot n \cdot b \cdot h^3}{L^3} \right).$$

Таким чином, задаючись необхідною жорсткістю ресори, навантаженням і допустимими напруженнями можна визначити розміри багатолістової ресори рівного опору. Практично багатолістову ресору рівного опору виконати неможливо, оскільки кінці корінного листа повинні мати опори. Тому реальна ресора в плані має трапецієподібну форму.

Прогин ресори:

$$f = \delta \cdot \frac{QL^3}{48EJ_0} = \delta \cdot \frac{QL^3}{4Enbh^3}, \quad (8)$$

де δ – коефіцієнт прогину.

Коефіцієнт прогину залежить головним чином від конструкції кінців ресори. Для ресори рівного опору згину $\delta = 1,5$; для реальних ресор $\delta = 1,25 \dots 1,4$. При використанні другого листа для підсилення корінного $\delta = 1,25$.

Жорсткість і напруження в такій ресорі відповідно:

$$c = Q / f = \frac{1}{\delta} \cdot \frac{Enbh^3}{4L^3}; \quad (9)$$

$$\sigma_{32} = \frac{QL}{4W_0} = \frac{1,5QL}{nbh^2}. \quad (10)$$

Для деяких моделей авто використовуються несиметричні ресори.

Прогин і напруження в таких ресорах:

$$f = \delta \cdot \frac{4l_1^2 l_2^2 Q}{4Enbh^3 L};$$

$$\sigma_{32} = \frac{6Ql_1 l_2}{nbh^3 L}.$$

Застосування несиметричних ресор дозволяє зменшити підйом передньої частини заднього моста, а відповідно і заднього шарніра карданної передачі при ході стиску, що покращує роботу карданної передачі і зменшує висоту тунеля в кузові.

У несиметричній ресорі жорсткість переднього кінця ресори більше жорсткості заднього кінця. Це дозволяє ефективно протидіяти «клювкам»



при гальмуванні і «присіданням» при розгонах. Для попереднього визначення довжини ресори скористаємось залежностями (8) і (10).

Таким чином:

$$f = \delta \cdot \frac{\sigma_{\max} L^2}{6Eh};$$

$$L = \sqrt{\frac{6fEh}{\delta\sigma_{\max}}},$$

де E – модуль пружності при розтягу, $E=2,05 \cdot 10^5$ МПа;

f – загальна деформація ресори, що відповідає повному ходу колеса ($f = f_{cm} + f_{\delta}$);

σ_{\max} – максимально допустиме напруження згину.

Збільшенням довжини ресори при постійних інших параметрах можна значно підвищити товщину листів, що особливо важливо для корінного листа, який сприймає крім вертикальних навантажень бокові, поздовжні і крутильні.

Ресорні листи виготовляють з кремнієвомарганцевих і кремнистих сталей 55ГС, 55С2, 60С2. При максимальному динамічному прогині напруження не повинні перевищувати 900 МПа. Листи ресори іноді мають різну товщину (але не більше трьох товщин).

Ширину листів вибирають з існуючого сортаменту прокату. Бажано, щоб виконувалась нерівність $6 < b/h < 10$.

У випадку надмірної товщини листів при крені кузова авто збільшується напруження кручення, особливо в корінному листі. При зменшенні ширини листів збільшується їх число в ресорі, підвищується тертя між листами і зростає товщина ресори.

Число листів ресори складає зазвичай $6 \div 14$. Якщо число листів менше 6, то ресора надто велика, а якщо більше 10, то міцність корінних листів недостатня. При циклічному згині листа ресори опір втомлю вальному руйнуванню стискуваних шарів вище, ніж розтягваних. Для підвищення опору втомлюванню ресор поверхні листів, що працюють на розтяг, після



термічної обробки піддають дробоструйній обробці, в результаті якої в поверхневому шарі до 0,8мм створюються попередні напруження стиску. Крім того поверхнєве зміцнення зменшує дефекти на поверхні листа, що впливає на опір втомлюваності. Напруження стиску, рівне 9МПа на поверхні листа, є оптимальним.

Використання ресорних профілів із спеціальною формою поперечного січення (рис. 18) порівняно з прямокутною дозволяє отримати економію сталі і підвищити довговічність ресори. Зміна форми профілю поперечного січення призводить до зміщення нейтральної осі січення і перерозподілу напружень розтягу і стиску. Допустимим рахується відношення напружень стиску і розтягу $\sigma_{ст} / \sigma_p = 1,27 \div 1,30$, і це може дати економію сталі до 14÷16%.

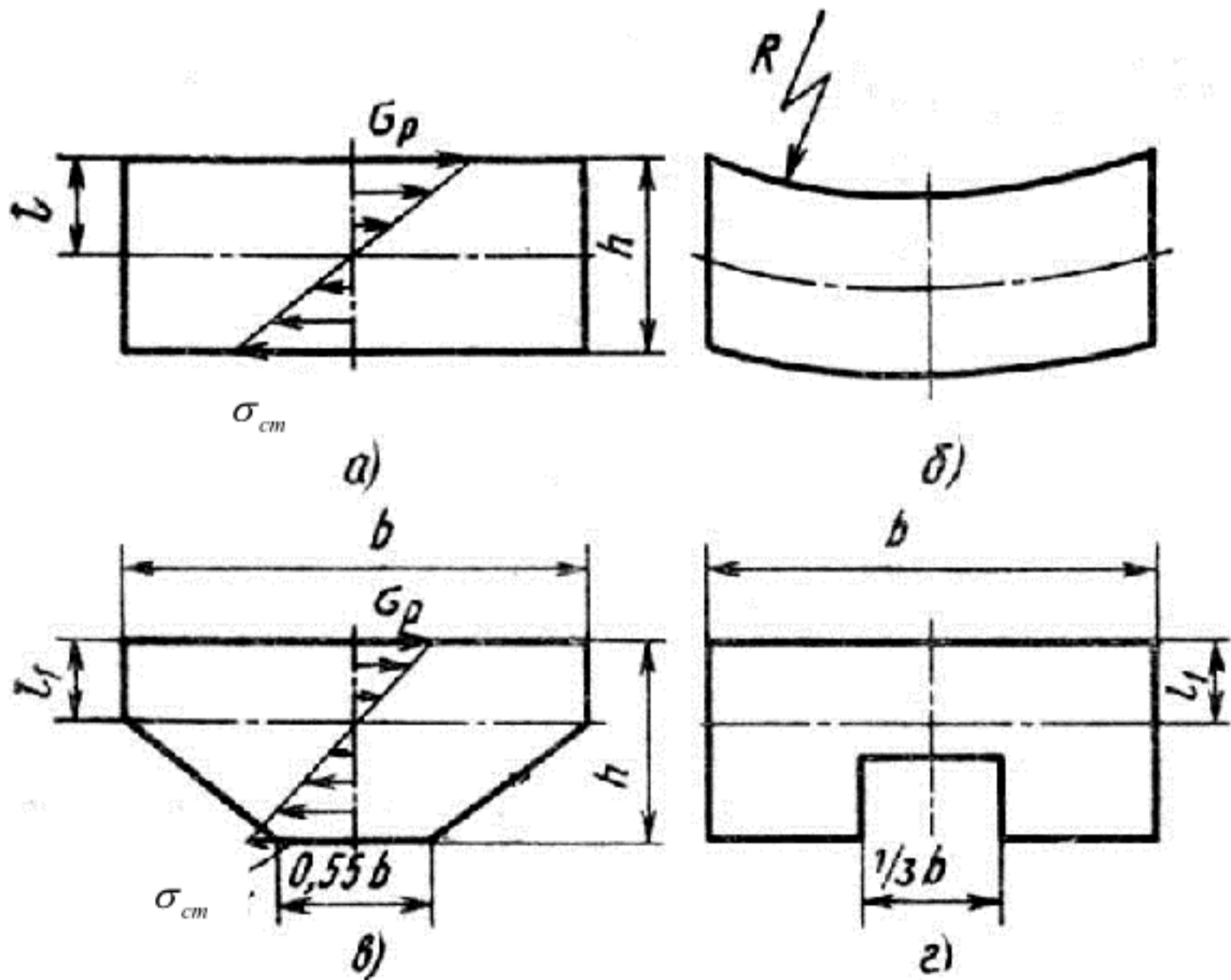


Рис. 18. Форма профілів ресор

- а) прямокутне січення;
- б) спотворення прямокутного профілю під дією мембранних напружень;
- в) трапецієподібне січення;
- г) профіль з канавкою.

При великих деформаціях листи прямокутного січення приймають ввігнуту форму, тому на поверхні листа одночасно з напруженням згину виникають мембранні напруження.

Якщо профіль ресори має трапецієподібне січення, то ці напруження за абсолютною величиною можуть бути в три рази менші напружень ресор, що мають прямокутне січення, причому напруження розподіляються по поперечному січенню рівномірно.

Для того, щоб в ресорі, яка складається з листів різної товщини, розвантажити корінний лист і забезпечити рівномірний розподіл навантаження, при виготовленні їм надають різної кривизни.

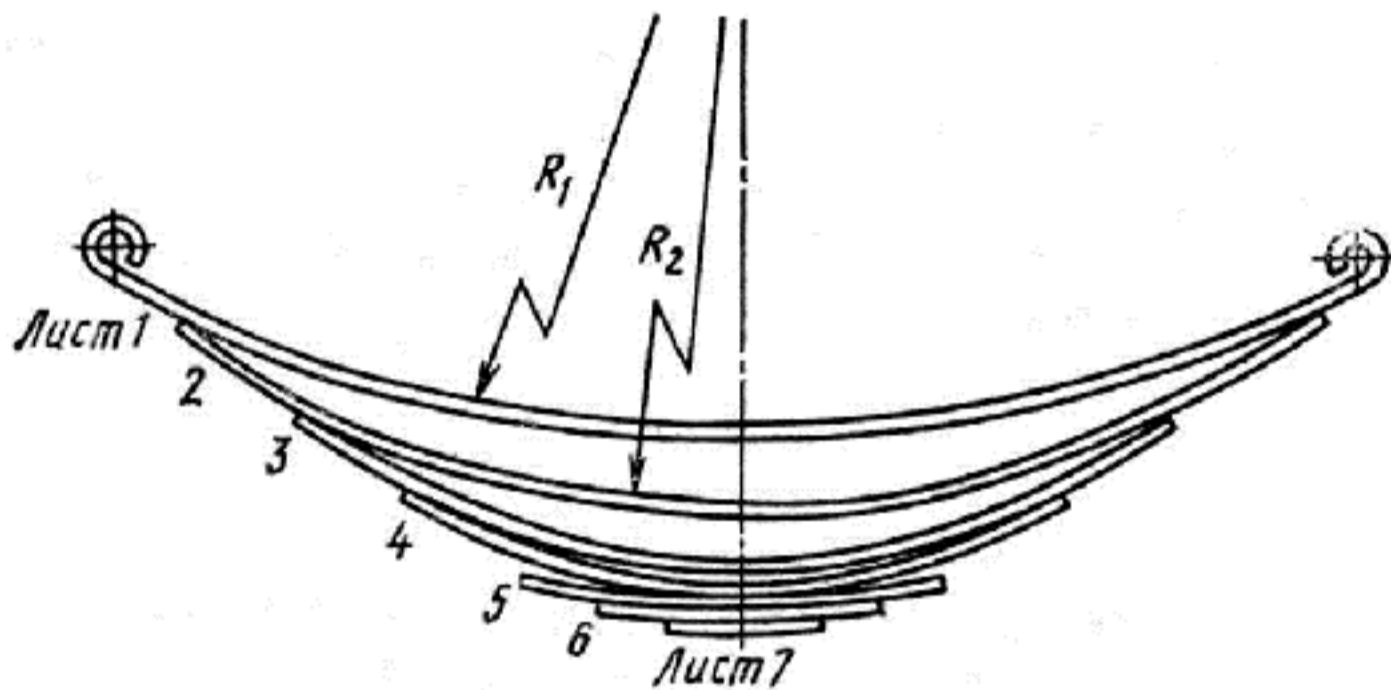


Рис. 19. Ресора з листами різної кривизни у вільному стані

Однак після збирання ресори всі листи будуть мати однакові радіуси кривизни. Якщо радіус кривизни зменшився, то внутрішня поверхня листа додатково сприйме напруження стиску, а листи із збільшеним радіусом – напруження розтягу.

Попереднє напруження в листах, яке викликане різними їх радіусами кривизни:

$$\sigma_{inp} = \frac{Eh_i}{2} \left(\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_0} \right),$$

де R_i і R_0 – радіуси кривизни листів відповідно до і після збирання.

При розрахунку ресор необхідно враховувати додаткові напруження, що виникають у результаті передачі їм горизонтальних зусиль. Складне напруження $\sigma_{скл}$ в корінному листі біля вушка, викликане поздовжньою силою R_x (рис. 20), складається із напружень згину $\sigma_{зг}$ і стиску $\sigma_{ст}$ (розтягу).

$$\sigma_{скл} = \frac{3R_x(d+h)}{bh} + \frac{R_x}{bh}, \quad (11)$$

де R_x – горизонтальне зусилля;

d – діаметр пальця ресори;

b – ширина листа;

h – товщина листа.

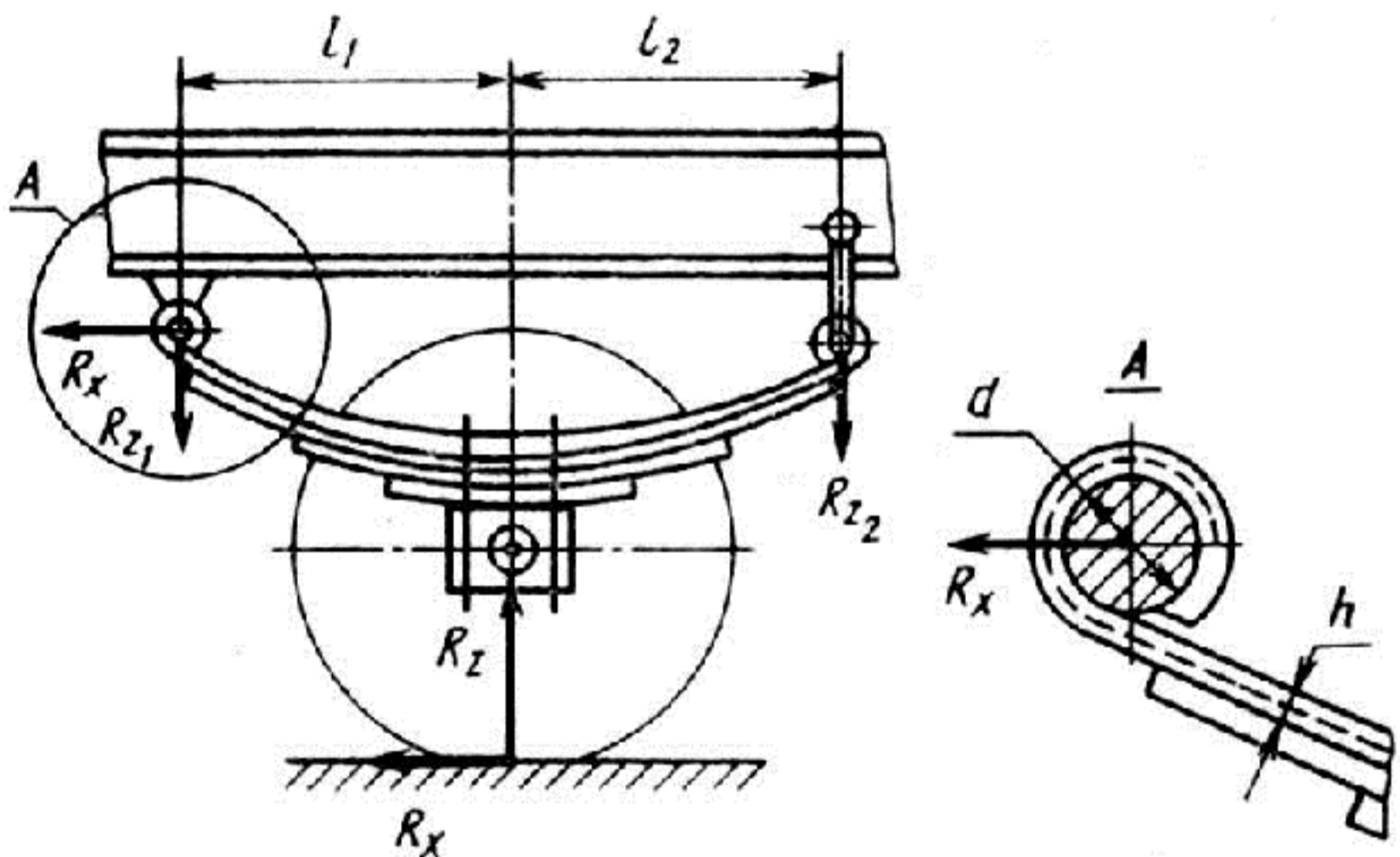


Рис. 20. Розрахункова схема вушка ресори

При передачі через вушко гальмівного чи тягового зусилля поздовжня сила R_x обмежена силою зчеплення коліс з дорогою. Вушко ресори починає розкриватися, коли $\sigma_{ск}$ досягає межі текучості матеріалу. Напруження, отримані при статичному навантаженні за формулою (11), не повинні перевищувати 350МПа.



У вантажних авто й автобусах вушка ресор підсилюють. Зазвичай, кінець другого листа огортає вушко з певним зазором. Зазор при великих деформаціях ресори усувається і проходить підсилення вушка. Іноді на вантажних авто на передньому кінці ресори встановлюють накладне вушко.

Ресорний палець виготовляють із вуглецевої легованої сталі з наступною цементацією. Для забезпечення малого зношування напруження зминання не повинні перевищувати $\sigma_{зм} = 7,5 \div 9 \text{ МПа}$. Для сталей типу „Сталь 30” з ціануванням $\sigma_{зм} = 3,0 \div 4,0 \text{ МПа}$. При цьому напруження визначають з урахуванням дії на пальці тільки статичних сил.

На рис. 21 зображено опори листових ресор.

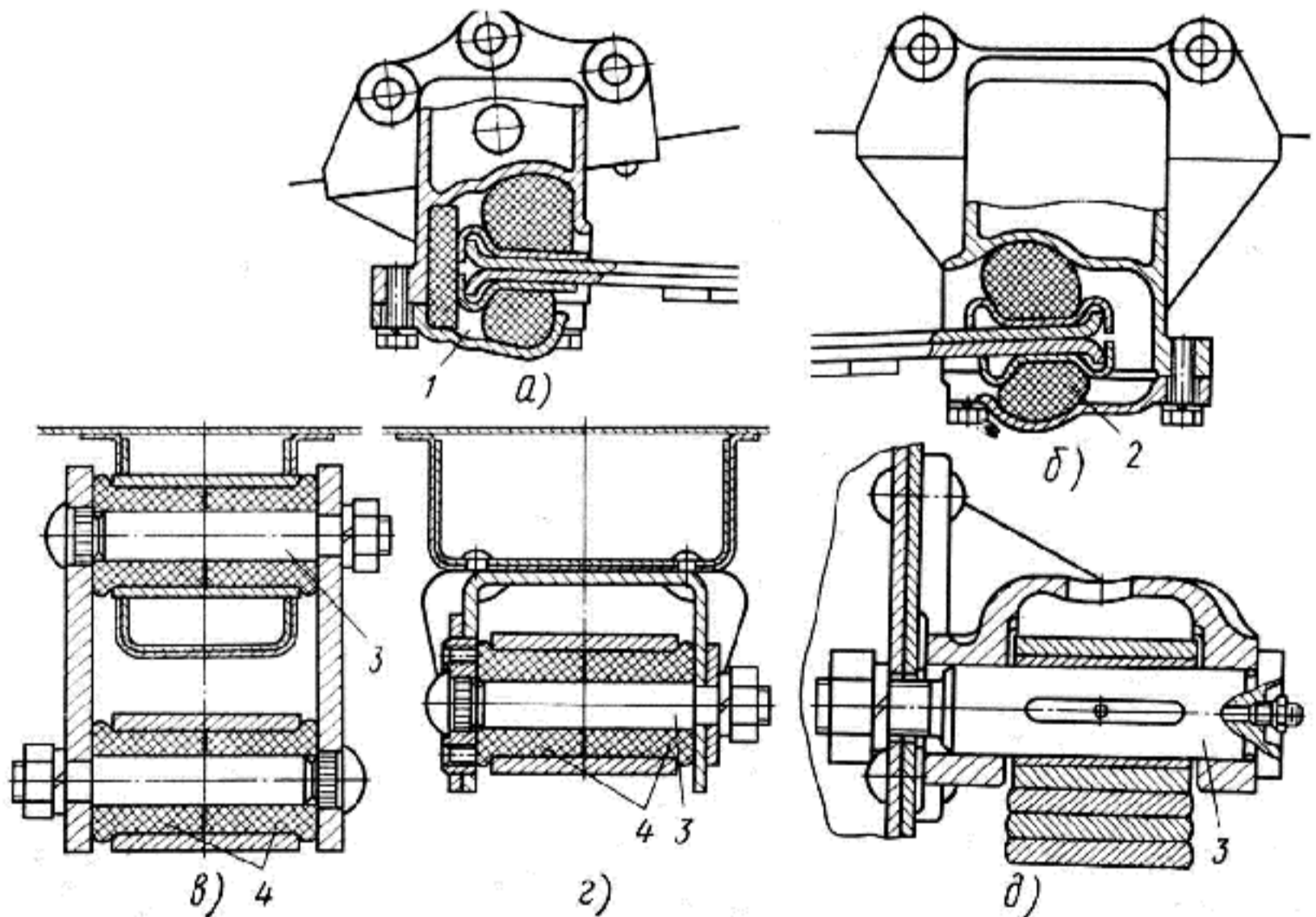


Рис. 21. Опори ресор

- а – гумова опора передньої ресори передня;*
- б – гумова опора передньої ресори задня;*
- в – кріплення кінців задньої опори задня;*
- г – кріплення кінців задньої опори передня;*
- д – передня кріплення ресори;*
- 1, 2 – гумові опори;*
- 3 – палець;*
- 4 – гумові втулки.*



1.5.2 Пружини і торсіони

Пружини і торсіони порівняно з листовими ресорами мають більшу питому енергоємність.

Торсіони порівняно з пружинами більш трудомісткі у виготовленні. Підвіски з торсіоном мають меншу масу непідресорених частин, більш сприятливий розподіл навантажень на раму (при поздовжньому розташуванні торсіонів), оскільки моменти від вертикальних навантажень передаються не в навантажені зони кріплення важелів, а через протилежний кінець торсіона. Основним недоліком пружин і торсіонів є необхідність мати автономний направляючий пристрій. Тому, не дивлячись на простоту конструкції пружних елементів, ці підвіски в цілому мають більш складну конструкцію, ніж ресорні.

За розташуванням торсіони бувають поздовжні і поперечні. Вони мають кругле, пластинчасте, пучкове і складене січення. Найбільше розповсюдження отримали торсіони круглого січення.

При використанні пружини у важільних підвісках вона піддається не тільки стиску, але й згину внаслідок того, що один кінець пружини закріплений на рухомому важелі. Цей згин виявляє вплив на жорсткість підвіски і на напруження в пружині. Для зменшення таких напружень вісь пружини при динамічному прогині повинна бути майже прямолінійною. Тому при максимальному основному напруженні в пружині можна звести до мінімуму додаткові напруження від згину.

Діаметри пружини і витка визначаються із умови міцності:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{\omega_{кр}} = 8P_{пр}DK / (\pi d^3),$$

де $P_{пр}$ – зусилля, що діє на пружину;

D – середній діаметр пружини (діаметр навивки);

d – діаметр дроту (прутка);

K – коефіцієнт, що враховує збільшення напруження на внутрішній поверхні пружини.



Для пружин підвісок використовуються такі ж сталі, що і для ресор, а саме 55ГС, 50С2, 60С2 з допустимим напруженням $[\tau]=1000\text{МПа}$ при максимальному прогині.

Число витків пружини визначається з умови забезпечення необхідної частоти власних коливань, коли

$$n_{\Pi} = (30 / \pi) \sqrt{c_{\Pi} / m_{\text{III}}} . \quad (12)$$

Із виразу (12) при заданій частоті n_{Π} , масі m_{III} можна знайти значення приведеної жорсткості підвіски c_{Π} , а потім приведену жорсткість пружного елемента:

$$c_{pn} = c_{\Pi} c_{\text{III}} / (c_{\Pi} + c_{\text{III}}) ,$$

де c_{III} – жорсткість шини.

У незалежній підвісці приведена жорсткість c_{pn} пов'язана з жорсткістю пружного елемента c наступним виразом (див. рис. 3г):

$$c = c_{pn} (\rho_1 / a)^2 .$$

В загальному випадку приведена жорсткість підвіски при постійній жорсткості пружного елемента змінюється в залежності від переміщення колеса внаслідок зміни передатного числа важеля. При статичному навантаженні важіль підвіски повинен розміщуватися горизонтально. Це положення використовується для оцінки комфортабельності авто.

Прогин і жорсткість пружин:

$$\begin{aligned} f &= \frac{8P_{np} D^3 i}{Gd^4} ; \\ c &= \frac{P_{np}}{f} = \frac{Gd^4}{8D^3 i} . \end{aligned} \quad (13)$$

Із формули (13) визначимо число робочих витків:

$$i = Gd^4 / (8cD^3) ,$$

де G – модуль пружності зсуву, $G=78000\text{МПа}$

Повне число витків пружини $i_n = i + (1,5 \div 2)$.



Підвіска торсіона може мати направляючий пристрій з поперечним і поздовжнім розташуванням важелів. Торсіони можуть розміщуватися як у верхньому, так і в нижньому важелі (рис. 8e).

Діаметр торсіона круглого січення вибирають з умови міцності:

$$\tau_{\max} = 16T_{\max} / (\pi d^3),$$

де T_{\max} – максимальний скручуючий момент;

d – діаметр торсіона.

Для матеріалів, які використовуються для виготовлення торсіонів, допустимі напруження в торсіоні з загартуванням, поліруванням, обробкою дробом складають 1000÷1050МПа. Жорсткість торсіона визначається із умови заданої частоти власних коливань за формулою(12).

$$n_{II} = (30 / \pi) \sqrt{c_{II} / m_{III}}.$$

Зміна плеча дії сили в направляючому пристрої важільної торсіонної підвіски в загальному випадку дає нелінійну характеристику підвіски.

Кут закрутки і жорсткість торсіона:

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{TL}{GJ}; \\ c &= \frac{T}{\varphi} = \frac{GJ}{l} = G\pi d^4 / (32l), \end{aligned} \tag{14}$$

де d – діаметр торсіона;

l – довжина торсіона.

З формули (14) визначається робоча довжина торсіона l (без шлицевих кінців). Діаметр і довжину шлицевих кінців рекомендується вибирати залежно від діаметра торсіона:

$$d_{ш} = (1,2 \div 1,3)d;$$

$$l_{ш} = (0,6 \div 1,2)d.$$

Для зручності складання шлицеві кінці торсіона виготовляють різних діаметрів. Найбільшого поширення набуло шлицеве з'єднання у важелі і рамі з трикутними шлицями і кутом між гранями 90°. В цьому випадку забезпечується рівномірний розподіл навантаження по довжині шлиців.



Застосування пластинчастих торсіонів значно зменшує жорсткість при заданій довжині, і це дає можливість використовувати їх з направляючими пристроями на поздовжніх важелях, при яких обмежене місце розташування торсіонів.

Пластинчастий торсіон має просте кріплення з важелем і рамою, що обумовлює виключення концентрації напружень.

Напруження і жорсткість у пластинчастому торсіоні:

$$\tau = 3T_{\max} \frac{(1 + 0,6 \frac{h}{b})}{ih^2b};$$

$$c = \frac{T_{\max}}{\varphi} = \frac{Gb^3h}{3l} (1 - 0,6 \frac{l}{R})i,$$

де b – ширина листа торсіона;

h – висота листа торсіона;

I – число листів торсіона.

1.5.3 Пневматичні пружні елементи

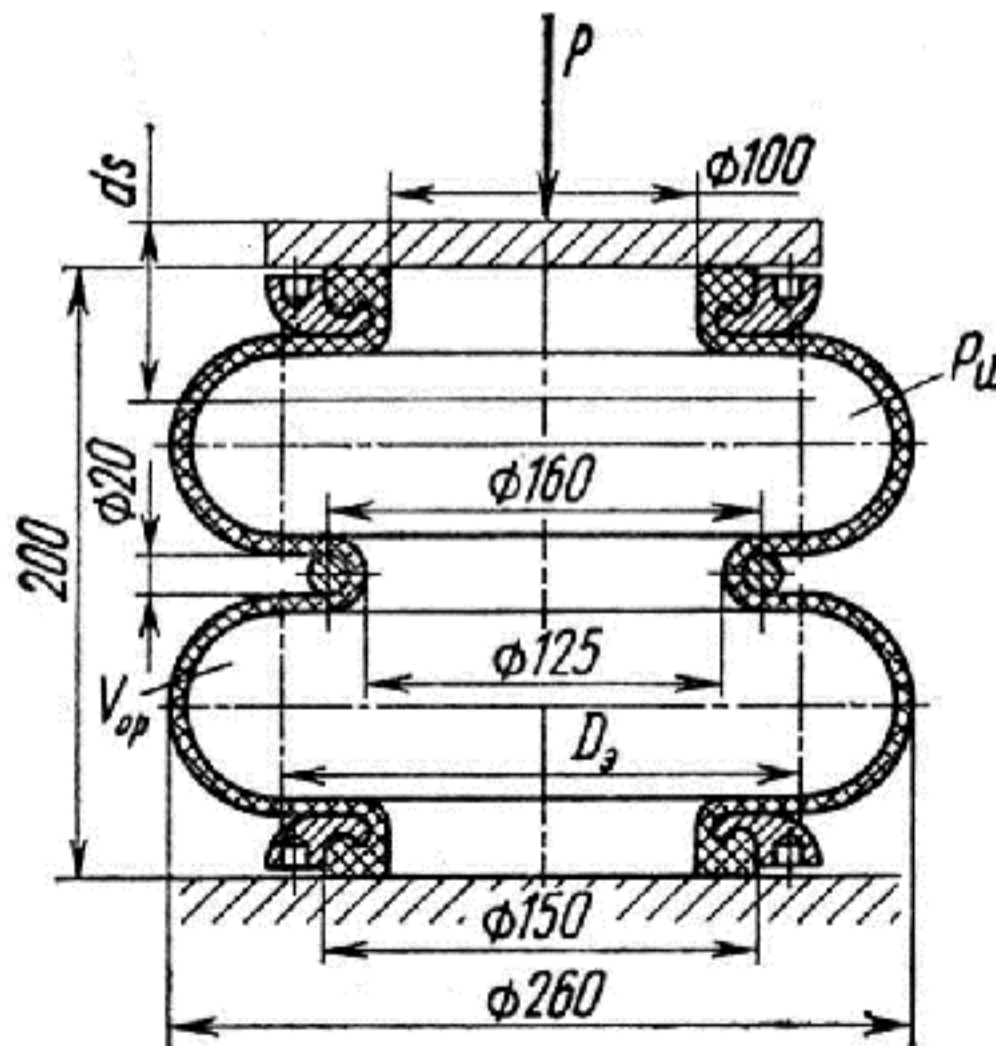


Рис. 22. Балонний пружний елемент

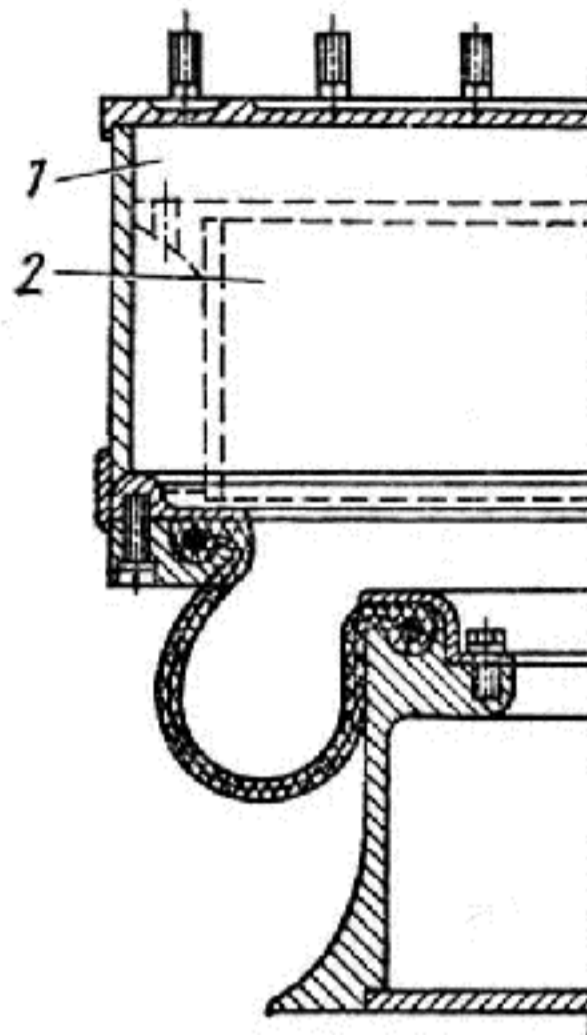


Рис. 23. Діафрагмовий пружний елемент

Допустимо, що пружному елементу у вигляді гнучкої оболонки, наповненому повітрям (рис. 22), навантаженому зусиллям P , надамо малий прогин ds . Тоді робота сили P складе Pds , а робота сили тиску $p_H dV$.

На основі принципу можливих переміщень:

$$Pds + p_H dV = 0, \quad (15)$$

де p_H – надлишковий тиск повітря в пружному елементі;

dV – зміна об'єму пружного елемента.

При цьому нехтуємо роботою деформації самої оболонки, незначною в порівнянні з роботою сил тиску.

З рівняння(15) отримаємо

$$\frac{P}{p_H} = A_{ef} = - \left(\frac{dV}{ds} \right).$$

Таким чином, ефективна площа A_{ef} дорівнює похідній зміни об'єму по прогину.



Рівняння вантажопідйомності пружного елемента

$$P = p_H \cdot A_{ef} = (p - p_a) A_{ef} = \left(\frac{p_0 V_0^n}{V^n} - p_a \right) A_{ef}, \quad (16)$$

де p – абсолютний тиск повітря в пружному елементі;

p_a – атмосферний тиск;

n – показник політропи;

V – об'єм повітря в пружному елементі;

V_0 – об'єм повітря в пружному елементі при статичному навантаженні;

p_0 – тиск повітря в пружному елементі при статичному навантаженні.

Знайдемо жорсткість пружного елемента, продиференціювавши рівняння (16) по переміщенню.

$$c = dP / ds = (dp / ds) A_{ef} + (p - p_a) (dA_{ef} / ds) \quad (17)$$

Оскільки $p = p_0 \left(\frac{V_0}{V} \right)^n$, то $\frac{dP}{ds} = -\frac{np_0 V_0^n}{V^{n+1}} \frac{dV}{ds} = \frac{np_0 V_0^n}{V^{n+1}} A_{ef}$.

Підставивши даний вираз в рівняння (17), отримаємо

$$c = \frac{np_0 V_0^n}{V^{n+1}} A_{ef}^2 + \left(\frac{p_0 V_0^n}{V^n} - p_a \right) \frac{dA_{ef}}{ds}.$$

Перший член виразу характеризує вплив об'єму пружного елемента, а другий – вплив форми балона на жорсткість.

Жорсткість c_0 при дії статичного навантаження

$$c_0 = \frac{np_0}{V_0} A_{ef}^2 + (p_0 - p_a) \frac{dA_{ef}}{ds}. \quad (18)$$

У формулі (18) замість V_0 можна підставити $V_0 = V_{op} + V_e$,

де V_{op} – об'єм пружного елемента;

V_e – об'єм приєднаного додаткового елемента.

Тоді із рівняння (18) можна знайти необхідний додатковий об'єм при заданій із умови плавності ходу жорсткості пружного елемента.

Показник політропи n залежить від швидкості протікання процесу. При динамічному прикладанні навантаження процес можна рахувати адіабатичним. Для гумовокордових пружних елементів балонного типу $n=1,4$.

1.6 Кутова жорсткість підвіски і стабілізатор поперечної стійкості

Використання підвісок з малою жорсткістю призводить до збільшення кута крену при повороті. Кут поперечного крену визначається, як відношення моменту бокової сили, що викликає боковий крен кузова, до кутової жорсткості підвіски.

$$\alpha = M_{\alpha} / c_{\alpha}, \quad (19)$$

де $M_{\alpha} = R_y h + m_{\Pi} g h \alpha$;

R_y – бокове зусилля;

m_{Π} – підресорена маса;

h – віддаль від центра крену до центра ваги кузова(підресореної маси).

Підставивши значення M_{α} у формулу (19), отримаємо

$$\alpha = R_y h / (c_{\alpha} - m_{\Pi} g h).$$

Зменшення кута крену можна отримати не тільки збільшенням кутової жорсткості, але й зменшенням віддалі від центра крену до центра ваги кузова (підресореної маси).

На рис. 24 наведено схему незалежних підвісок з вказанням положення центра крену і розмірів, необхідних для розрахунку кутових жорсткостей підвісок. Варто відмітити, що для більшості приведених на схемі підвісок, висота центра крену залежить від деформації пружних елементів і, що з цього витікає, від навантаження авто.

Кутова жорсткість (без урахування жорсткості стабілізатора і жорсткості шин) для зображених на рис. 24 схем незалежних підвісок (крім схем рис. 24в,д,з) $c_{\alpha_1} = 2c_{\Pi} \cdot d^2$.

Для підвісок, показаних на рис. 24в,д,з $c_{\alpha_1} = 2c_{\Pi} \cdot (bd / a)^2$.

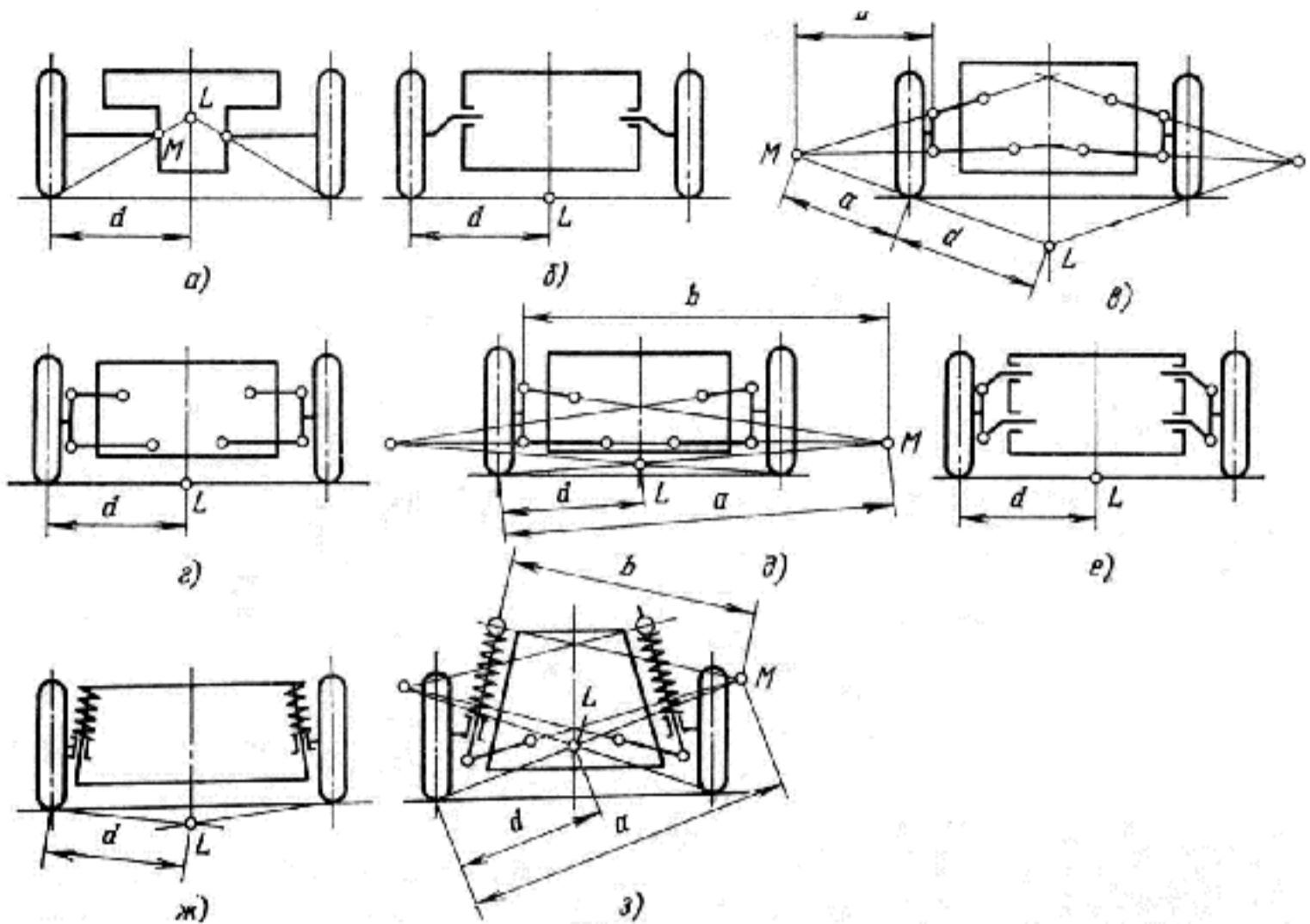


Рис. 24. Схема для визначення положення центра крену L і кутової жорсткості незалежної підвіски

Кутова жорсткість залежної підвіски:

$$c_{\alpha_1} = 0,5c_{II} \cdot B^2,$$

де B – приведена до осі коліс віддаль між пружними елементами;

c_{II} – жорсткість підвіски.

Для зменшення поперечного крену підресореної частини під дією бокової сили використовують стабілізатори поперечної стійкості, які дозволяють збільшити жорсткість підвіски.

Момент бокової сили, що викликає крен кузова, розподіляється по осях пропорційно кутовій жорсткості підвіски:

$$M_{\alpha_1} = M_{\alpha} \frac{c_{\alpha_1}}{c_{\alpha_1} + c_{\alpha_2}};$$

$$M_{\alpha_2} = M_{\alpha} \frac{c_{\alpha_2}}{c_{\alpha_1} + c_{\alpha_2}}.$$



Розподіл кутових жорсткостей повинен бути таким, щоб задовольнялась нерівність $M_{\alpha_1} > M_{\alpha_2}$. При цьому більший перерозподіл реакції буде на передні керовані колеса, що призведе до збільшення бокового відведення коліс і збільшить схильність авто до часткової втрати керованості. Необхідне збільшення жорсткості c_{α_1} порівняно з c_{α_2} досягається застосуванням стабілізатора, головним чином в передній підвісці авто. Стабілізатор діє паралельно з пружним елементом підвіски, тому сумарна кутова жорсткість $c_{\alpha}^l = c_{\alpha} + c_{ст}$.

1.7 Амортизатори

У підвісці наявні два основних види опору руху підресорених і непідресорених мас – тертя без змащувального матеріалу і опір, створюваний амортизаторами.

Тертя без змащувального матеріалу погіршує плавність ходу авто. Зусилля, які менші ніж сили тертя, передаються від коліс до кузова жорстко, без пом'якшення пружними елементами. Тому слід зменшувати тертя без змащувального матеріалу в підвісці і погашення коливань здійснювати за допомогою амортизаторів.

Погашення коливань ґрунтується на перетворенні кінетичної енергії підресореної і непідресореної мас в теплову з подальшим її розсіюванням. Призначення амортизаторів підвіски авто полягає в погашенні вертикальних і поздовжніх кутових коливань кузова, а також вертикальних коливань коліс, які виникають під дією дорожніх нерівностей і неврівноваженості коліс.

На сучасних авто широкого застосування набули гідравлічні амортизатори. Сила опору, що створюється таким амортизатором:

$$F_a = k \cdot \dot{z}_{відн}^i,$$

де k – коефіцієнт опору амортизатора;

$\dot{z}_{відн}^i$ – швидкість вертикального переміщення кузова відносно коліс;

i – показник степеня.



Залежно від степеня i характеристика амортизатора може бути лінійною ($i=1$), прогресивною ($i>1$) і регресивною ($i<1$).

Тип характеристики залежить від розмірів каліброваних отворів, в'язкості рідини і конструкції клапанів.

За своєю конструкцією амортизатори поділяються на важільні і телескопічні. Важільні амортизатори через малі ходи поршнів працюють з великими тисками, які досягають $15 \div 30$ МПа, що призводить до збільшення їх маси. В телескопічному амортизаторі циліндр і поршень зв'язані безпосередньо з підресореною і непідресореною масами авто і мають великий хід, що дає можливість працювати амортизатору при менших тисках ($2,5 \div 5,0$ МПа). Телескопічні амортизатори приблизно в два рази легші важільних, простіші у виготовленні і довговічніші.

Амортизатори також розрізняються за співвідношенням коефіцієнтів стиску k_c і відбою k_e , а також по наявності чи відсутності розвантажувальних клапанів.

Зменшення опору при ході стиску має на меті обмеження сили, що передається через амортизатор кузову при наїзді колеса на перешкоду. Співвідношення між коефіцієнтами стиску і відбою $k_e = (0,15 \dots 0,25) k_c$.

Коефіцієнти опору в амортизаторі визначаються за критичним коефіцієнтом затухання при коливанні підресореної маси на пружних елементах (рис. 25а)

Рівняння руху підресореної маси m_{II} у разі наявності в'язкого тертя

$$m_{II} \ddot{z} + c\dot{z} + kz = 0 \quad \text{або} \quad \ddot{z} + (c/m_{II})\dot{z} + (k/m_{II})z = 0.$$

Позначивши $c/m_{II} = \omega_0^2$ і $k/m_{II} = 2n$ отримаємо таке рівняння:

$$\ddot{z} + \omega_0^2 z + 2n\dot{z} = 0. \quad (20)$$

Частота вільних коливань з в'язким тертям

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 - n^2}. \quad (21)$$

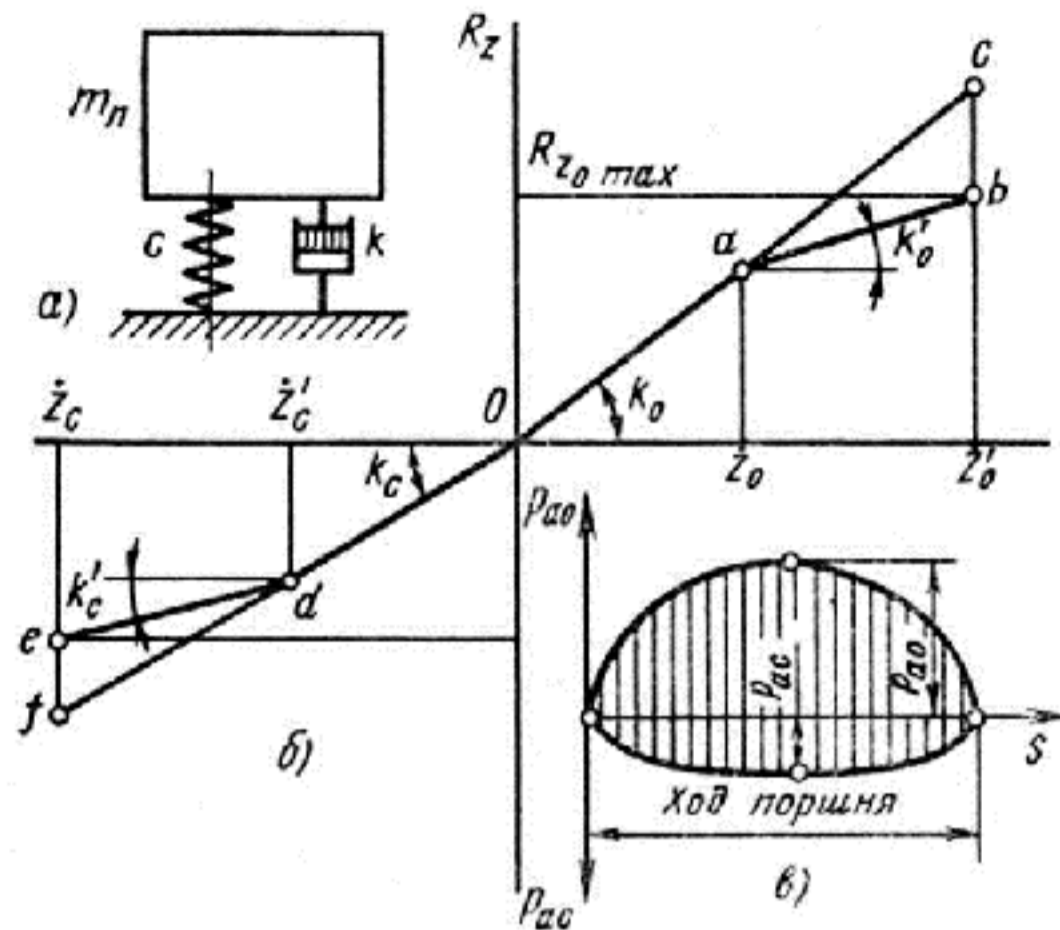


Рис. 25. Схема для розрахунку амортизатора і його характеристик
 а – коливальна система;
 б і в – характеристики амортизатора відповідно по швидкості і ходу.

Критичним затуханням $k_{кр}$ називається затухання, при якому періодичні коливання переходять в аперіодичні, тобто $\omega = 0$. Тоді із виразу (21) маємо $\omega_0^2 = n^2$. Підставивши значення ω_0 і n , отримаємо, що $\sqrt{c / m_{\Pi}} = k_{кр} / 2m_{\Pi}$.

Тоді

$$k_{кр} = 2\sqrt{c \cdot m_{\Pi}}. \quad (22)$$

При розрахунку авто коефіцієнт опору амортизатора $k_{сер} = 0,5(k_c + k_0)$.

При цьому відносний коефіцієнт аперіодичності $\psi_0 = k_{сер} / k_{кр}$.

Доведено, що $\psi = 0,2 \div 0,3$.

Розрахунок амортизатора включає побудову характеристики амортизатора, визначення його конструктивних розмірів, параметрів каліброваних отворів і клапанів. Характеристика амортизатора є залежністю сили опору від швидкості поршня. Зазвичай ця залежність нелінійна, але може бути подана і двома прямими. Характеристика власне амортизатора відрізняється від характеристики демпферування підвіски. Ця відмінність



обумовлена типом направляючого пристрою підвіски і місцем розташування амортизатора (співвідношення плечей, нахил амортизатора).

Якщо амортизатор встановлено всередині пружини, то дійсний коефіцієнт опору амортизатора (див. рис. 8)

$$k_{од} = k_0(\rho_1^2 / a^2).$$

Основним конструктивним розміром амортизатора є діаметр поршня $d_{п}$, який вибирається таким чином, щоб найбільший тиск рідини, що відповідає максимальному зусиллю, діючому на амортизатор, не виходив за рекомендовані межі (2,5÷5МПа), а температура нагріву амортизатора не перевищувала $100^{\circ}C$.

При ході стиску (рис. 26), коли поршень рухається вниз і шток входить в робочий циліндр, рідина з-під поршня витісняється у двох напрямках: в простір під поршнем і в резервуар.

Об'єм рідини, витіснений поршнем, більше звільненого простору над поршнем на величину введеного об'єму штока.

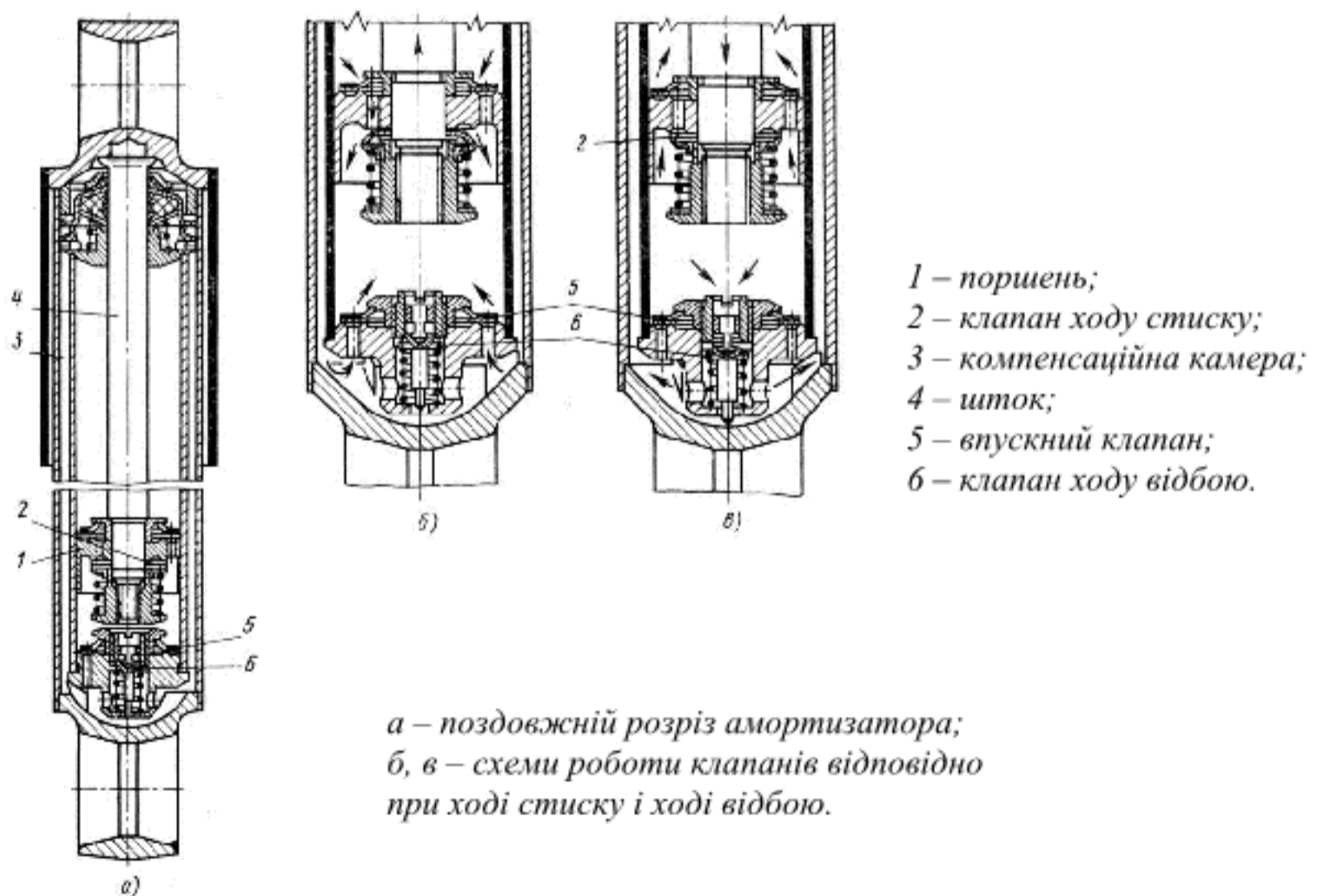


Рис. 26. Телескопічний амортизатор автомобіля ЗІЛ-130 і схеми роботи клапанів



Об'єм рідини, що складає різницю, перетікає через калібровані отвори клапана стиску в компенсаційну камеру. Тиск рідини практично однаковий над поршнем і під ним при малих швидкостях. Різниця площ верхньої і нижньої поверхонь дорівнює площі штока $A_{шт}$.

Тому сила опору стиску

$$R_{Zc\max} = A_{п} \cdot p_{c\max}. \quad (23)$$

Рідина, що перетікає при стиску в компенсаційну камеру, піднімає в ній загальний рівень рідини і підвищує тиск повітря до $8 \div 10$ МПа. При ході відбою рідина, що витісняється із простору над поршнем у простір під ним, не може його заповнити цілком. Недостача рідини поповнюється із компенсаційної камери через впускний клапан з малим опором. При ході відбою тиск рідини в просторі над поршнем діє на вільну площу поршня (без площі штока).

Зусилля опору

$$R_{Ze\max} = (A_{п} - A_{шт}) \cdot p_{e\max}. \quad (24)$$

Діаметр штока в залежності від діаметра поршня

$$d_{шт} = (0,4 \div 0,5)d_{п}.$$

З діаметрами штока і робочого циліндра тісно пов'язані розміри компенсаційної камери, яка повинна вміщувати певний об'єм рідини для здійснення процесу рекуперації.

При цьому об'єм повітря повинен бути приблизно в три рази більший об'єму штока при його повному ході (для того, щоб не створювався дуже високий тиск при роботі і нагріві). Конструктивна довжина амортизатора

$$l_a = (3 \div 5)d_{п}.$$

Вагому роль в надійній роботі амортизатора грає ущільнення. Внутрішня порожнина ущільнення сполучається з компенсаційною порожниною, що дозволяє розвантажити рухомий сальник від високих тисків і забезпечити скидання в компенсаційну порожнину робочої рідини, що проникає із циліндра.



Місце встановлення і кріплення амортизатора визначається компоновкою підвіски. Щоб загальна довжина амортизатора не була дуже великою, амортизатор встановлюють приблизно на половині довжини важеля.

У підвісці з пружиною амортизатор розміщений всередині пружини, що захищає його від випадкових пошкоджень. Похиле положення і віддаль від центра крену сприяє найбільшій ефективності амортизаторів при погашенні вертикальних, поперечних і поздовжніх коливань підресореної маси.

Нормальними умовами здійснення робочого процесу в амортизаторі рахується відсутність в рідині, що заповнює робочий циліндр, повітряних бульбашок. Основними причинами виникнення в рідині повітряних бульбашок є високочастотні коливання, значні опори клапанів, перемішування рідини і контакт її з повітрям в компенсаційній камері амортизатора.

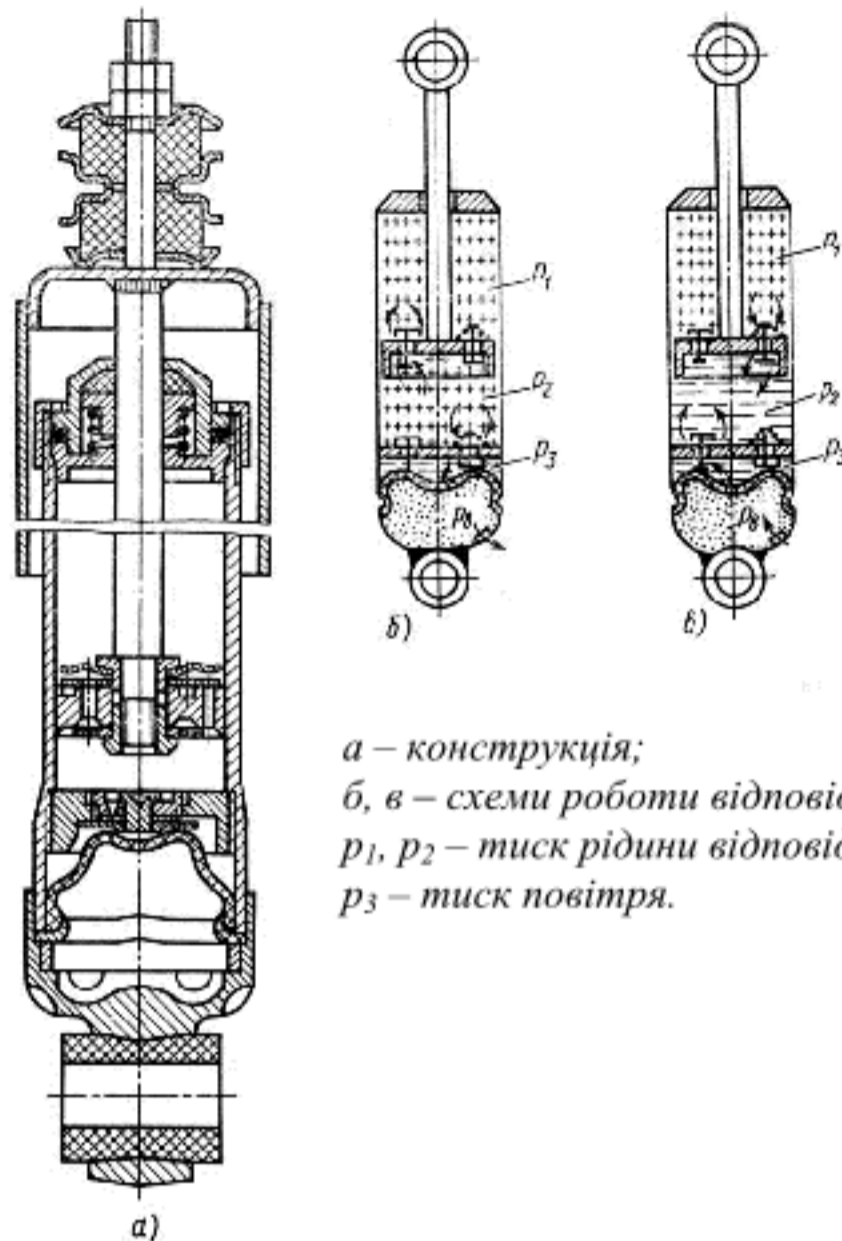
Для запобігання утворенню емульсії в амортизаторах застосовують однострубні амортизатори, які набувають все більшого поширення (рис. 27). Особливістю таких амортизаторів є ізоляція рідини від контакту з повітрям за допомогою гумової оболонки компенсаційної камери. Однак осьове розташування компенсаційної камери дещо збільшує довжину амортизатора.

На рис. 11б. зображена несиметрична характеристика амортизатора двохсторонньої дії з розвантажувальними клапанами. Вмикання цих клапанів проходить при швидкостях поршня \dot{z}_e і \dot{z}_c , значення яких для сучасних авто складає біля 30см/с. Вибір коефіцієнтів опору розвантажувальних клапанів k'_e і k'_c здійснюється виходячи із умови максимального допустимого вертикального навантаження $R_{Z_{e\max}}$ і $R_{Z_{c\max}}$ і максимальної швидкості переміщення поршня, що лежить у межах 50 ÷ 60см/с.

Причому

$$R_{Z_{e\max}} = \dot{z}_e \cdot k'_e;$$

$$R_{Z_{c\max}} = \dot{z}_c \cdot k'_c.$$



a – конструкція;
б, в – схеми роботи відповідно при стиску і відбої;
 p_1, p_2 – тиск рідини відповідно низький і високий;
 p_3 – тиск повітря.

Рис. 27. Однотрубний амортизатор і схеми його роботи

Коли відносна швидкість коливань при ході відбою \dot{z}_g і ході стиску \dot{z}_c стає значною, відкриваються розвантажувальні клапани, що мають менші коефіцієнти опору.

Зусилля зростає відповідно по прямих *a-b* і *d-e*. Таким чином, розвантажувальні клапани обмежують навантаження, що передаються через амортизатор на кузов, що необхідно при русі з різкими поштовхами і при русі зимою з непрогрітою загустівшою рідиною в амортизаторі.

Для вимірювання і оцінки сили опору амортизатора використовують робочу діаграму (див. рис. 25в), яка є залежністю сили опору амортизаторів від ходу поршня при певній частоті коливань (зазвичай 1,5Гц). Найбільше значення сил опору P_{ac} і P_{av} на робочій діаграмі мають в середині ходу поршня і відповідають максимальній швидкості його переміщення при даному режимі.



Площі прохідних січень f_c і f_e для робочої рідини:

$$f_c = \frac{A_{II}^2}{k_e \mu_0} \sqrt{\frac{\gamma p_c}{2g}};$$

$$f_e = \frac{(A_{II} - A_{III})^2}{k_e \mu_0} \sqrt{\frac{\gamma p_e}{2g}},$$

де μ_0 – коефіцієнт витрати, рівний $0,6 \div 0,75$;

γ – густина рідини;

p_c і p_e – тиски в порожнинах амортизатора.

За основу розрахунку температури робочої рідини береться рівняння теплового балансу

$$N_t / 427 = k_r S_0 (t - t_0), \quad (25)$$

де N_t – потужність, що розсіюється амортизатором;

k_r – коефіцієнт тепловіддачі стінок в повітря;

S_0 – площа поверхні стінок амортизатора;

t і t_0 – температура відповідно стінок амортизатора і навколишнього середовища.

Для циліндричної поверхні

$$k_r = \frac{3,4 v_{II}^{0,7}}{D^{0,3}}.$$

Приймаємо, що швидкість потоку повітря v_{II} рівна швидкості авто, а

$$k_r = 45 \div 60 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{C}),$$

де D – зовнішній діаметр амортизатора.

Потужність, що розсіюється амортизатором, відповідає площі між ломаними прямими Oab і Ode і горизонтальною віссю (див. рис. 25б)

$$N_t = 0,5(p_e + p_c)v_p = 0,5(k_e + k_c)v_p^2.$$

Розрахункова швидкість поршня амортизатора $v_p = 20 \div 30 \text{ см/с}$, причому остання цифра характеризує напружений режим роботи;

k_e і k_c – коефіцієнти опору амортизатора при ході відбою і ході стиску;



p_e і p_c – сила при ході відбою і ході стиску.

Підставивши отримані значення в формулу (25) знайдемо температуру стінок амортизатора

$$t = (N_t / 427k_r \cdot S_0) + t_0.$$

Температура нагріву стінок не повинна перевищувати 100°C .



2 ГАЛЬМОВЕ КЕРУВАННЯ

2.1 Загальні відомості

Гальмове керування складається з чотирьох систем – робочої, запасної, стоянкової і допоміжної. Системи можуть мати спільні елементи, але не менше двох незалежних органів керування. Кожна з цих систем включає в себе гальмові механізми, що забезпечують створення опору руху авто, і гальмовий привод, необхідний для керування гальмовими механізмами.

2.2 Робоча гальмова система

Для зменшення швидкості чи повної зупинки авто в будь-яких умовах призначена робоча гальмова система. Її дія повинна розповсюджуватися одночасно на всі колеса з раціональним розподілом гальмівного моменту по мостах. Розрізняють два види робочого гальмування: екстрене (аварійне), коли гальмування здійснюється з максимальною ефективністю для якнайшвидшої зупинки авто, і службове – гальмування з помірною інтенсивністю. Діють наступні норми максимально встановленого сповільнення: $7,0 м/с^2$ для легкових авто, їх вантажних модифікацій і автобусів повною масою до 5т; $5,5 м/с^2$ – для вантажних авто.

Оскільки робочою гальмовою системою водій користується в самих різноманітних умовах руху авто, то передбачена можливість керування цією системою за допомогою педалі.

2.3 Запасна гальмова система

Для гальмування авто у випадку відказу робочої гальмової системи призначена запасна гальмова система. Застосування автономної запасної гальмової системи не обов'язкове, якщо її функції може виконувати будь-який контур робочої гальмової системи чи стоянкова гальмова система. Встановлено наступні норми максимального сповільнення авто при його гальмуванні запасною гальмовою системою чи системами, що виконують її функції: $3 м/с^2$ – для пасажирських авто; $2,8 м/с^2$ – для вантажних автомобілів.



2.4 Стоянкова гальмова система

Для утримання авто нерухомим призначена стоянкова гальмова система, яка повинна надійно і без обмеження по часу утримувати повністю навантажений автомобіль на схилі, заданому технічними умовами на автотранспортний засіб, але не менше 25 %. Приведення в дію гальмових механізмів стоянкової гальмової системи може бути здійснено при використанні будь-якого привода. Однак при використанні гідравлічного чи пневматичного приводів через можливі підтікання робочого тіла приведення гальмового механізму в загальмований стан повинно здійснюватися за допомогою пристрою, що діє механічним способом.

2.5 Допоміжна гальмова система

Для тривалого гальмування авто на затяжних спусках без використання звичайних гальмових систем використовується допоміжна гальмова система. Автобуси з повною масою більше 5т і вантажні автомобілі з повною масою більше 12т оснащені гальмом-сповільнювачем.

2.6 Принципові схеми барабанних гальмових механізмів

В теперішній час для робочої гальмової системи використовують чотири різновиди барабанних гальмових механізмів, які відрізняються особливостями силової взаємодії колодок з розтискним пристроєм і барабаном (рис. 28).

Умовно фрикційні накладки зображені симетрично відносно горизонтальної осі механізму, а рівнодійні нормальних сил N і сил тертя fN прикладені в середині дуги накладки (на радіусі r_0). Порівняння різноманітних схем проводять по реверсивності, врівноваженості і коефіцієнту ефективності.

Реверсивність гальмового механізму визначає незалежність величини створюваного ним гальмівного моменту від напрямку руху авто.



Врівноваженість гальмового механізму – це таке поєднання сил взаємодії колодок на барабан, при якому робота гальмового механізму не призводить до навантаження підшипникового вузла колеса.

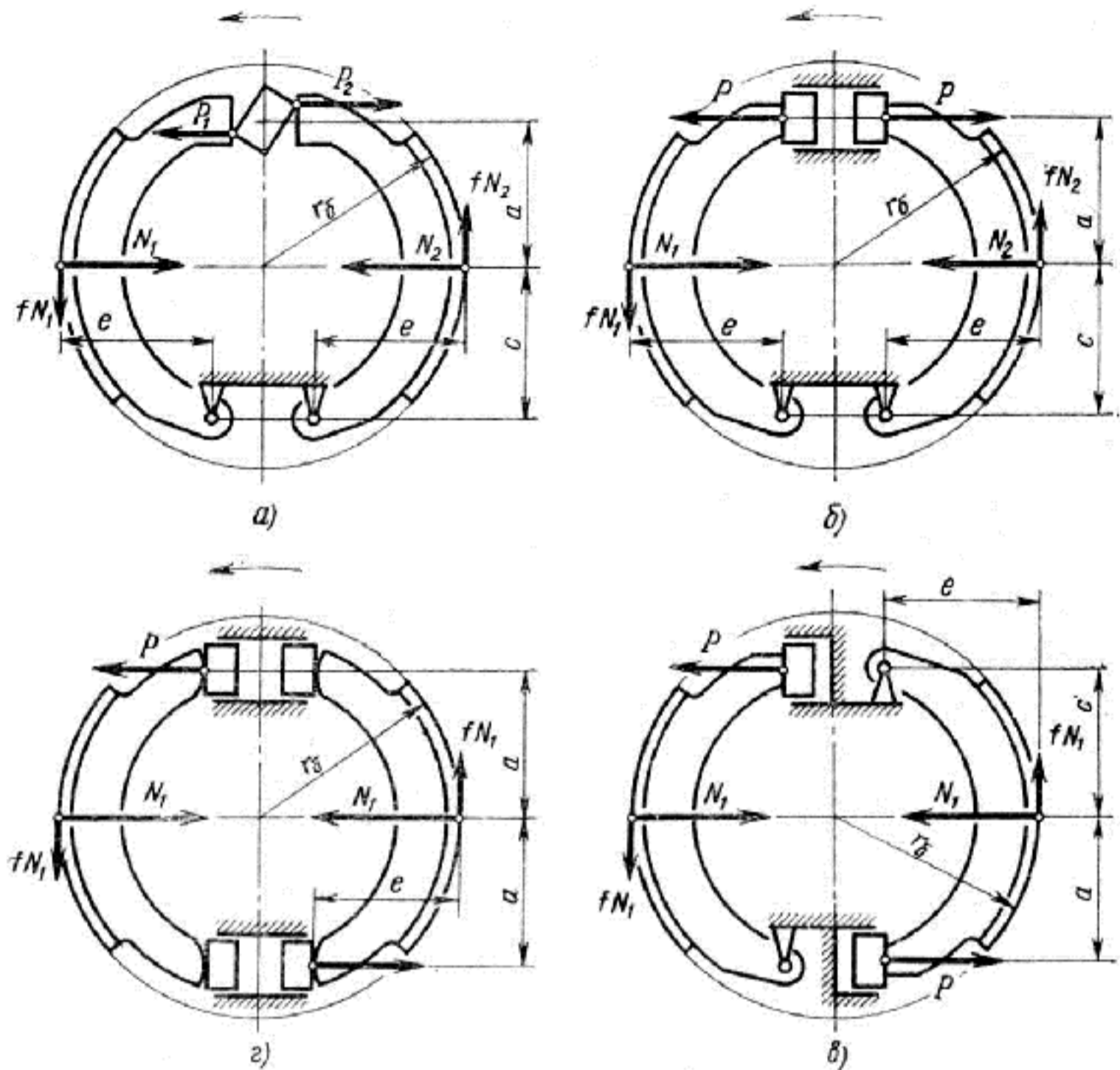


Рис. 28. Схеми барабаних гальмових механізмів

- а) з рівним переміщенням колодок;*
- б) реверсивного нерівноваженого;*
- в) нереверсивного врівноваженого;*
- г) реверсивного з плаваючими колодками.*

Коефіцієнтом ефективності називають відношення гальмівного моменту до приводної сили і радіуса барабана.

Із поданих схем видно, що момент сили тертя fN відносно опори колодки здійснює на одну колодку дію, еквівалентну збільшенню приводної сили (самопритискна колодка), а на другу – дію, еквівалентну зменшенню приводної сили (самовідтискна колодка). Явище самопритискання і



самовідтискання є важливою принциповою особливістю робочого процесу барабанних гальмових механізмів. Нижче наведено формули для підрахунку коефіцієнтів ефективності для колодок і гальмового механізму:

$$\text{самопритискної } K_{e1} = T_{\tau 1} / (P_1 \cdot r_6);$$

$$\text{самовідтискної } K_{e2} = T_{\tau 2} / (P_2 \cdot r_6);$$

$$\text{механізму } K_e = T_{\tau} / [(P_1 + P_2)r_6],$$

де $T_{\tau 1}$, $T_{\tau 2}$, T_{τ} – гальмівні моменти, створювані відповідно колодками і механізмом;

P_1 і P_2 – приводні сили.

Стабільність коефіцієнтів ефективності є умовою досягнення рівних гальмівних сил на колесах одного моста. Однак значення K_{e1} і K_{e2} залежать від коефіцієнта тертя f , значення якого внаслідок великого числа технологічних і експлуатаційних факторів непостійне і відхиляється від номінального в обидві сторони.

Гальмовий механізм (рис. 28а) має кулачковий розтискний пристрій, який забезпечує рівне переміщення колодок. Тому нормальні сили, прикладені до колодок, і гальмівні моменти, створювані ними, однакові. Відношення приводних сил $P_1/P_2 < 1$ встановлюється автоматично. Внаслідок рівності $N_1 = N_2$, справедливої для будь-якого напрямку обертання барабана, розглянутий механізм є реверсивним і практично врівноваженим. Недоліком такого гальмового механізму є значна приводна сила і порівняно низький ККД кулачкового приводного пристрою, рівний $0,6 \div 0,8$.

Оскільки кулачковий розтискний пристрій викликає необхідність застосування пневматичного привода, то область застосування цих гальмових механізмів обмежується тільки вантажними авто і автобусами з загальною масою рівною або більшою 10т.

Гальмовий механізм (рис. 28б) має один гідравлічний чи клиновий розтискний пристрій, який забезпечує рівність приводних сил. Однак



гальмівний момент, створюваний притискною колодкою, більше, ніж відтискною, що обумовлює різне зношування накладок.

Такий механізм менш стабільний, ніж механізм з рівним переміщенням колодок. При рівних співвідношеннях основних розмірів і $f = 0,35$ коефіцієнт ефективності такого механізму $K_e = 0,81$, що складає 116% коефіцієнта ефективності механізму з рівним переміщенням колодок. Оскільки різниця $N_1 - N_2$ не залежить від напрямку обертання барабана, то механізм є реверсивним але неврівноваженим. Такі гальмові механізми застосовують для вантажних авто великої вантажопідйомності, а також для задніх коліс легкових авто.

На рис. 28в зображена схема нереверсивного механізму. Принциповою особливістю його конструкції є те, що колодки повернуті приводними кінцями в різні сторони і для розтискання мають індивідуальні гідравлічні пристрої, що створюють рівні приводні сили. Тому обидві колодки є самопритискними (при передньому ході авто) і самовідтискними (при задньому ході).

На рис. 28г зображена схема реверсивного механізму, в якому незалежно від напрямку обертання барабана обидві колодки є самопритискними. Це обумовлено використанням однакових розтискних пристроїв, в кожному з яких в залежності від напрямку обертання барабана один плунжер призначений для приводного впливу на колодку, а другий служить опорою для іншої колодки.

Застосування нереверсивного гальмового механізму для задніх коліс, на яких встановлюється стоянкове гальмо, не рекомендується. Гальмові механізми для стоянкової гальмової системи на спускові і на підйомі повинні забезпечувати однакову ефективність гальмування.

2.7 Розподіл тисків по довжині накладок

Аналітичне визначення епюри нормальних тисків утруднене, так, як окрім пружної податливості накладок, на неї мають вплив податливість



барабана, колодки і опори. Однак для наближеного розрахунку можна обмежитись врахуванням тільки радіальних деформацій накладок, оскільки деформація останніх деталей в нашому випадку на має суттєвого значення.

Гальмові механізми можуть бути спроектовані з одним або двома ступенями вільності.

Визначимо радіальну деформацію накладки самопритискної колодки, що має два ступені вільності.

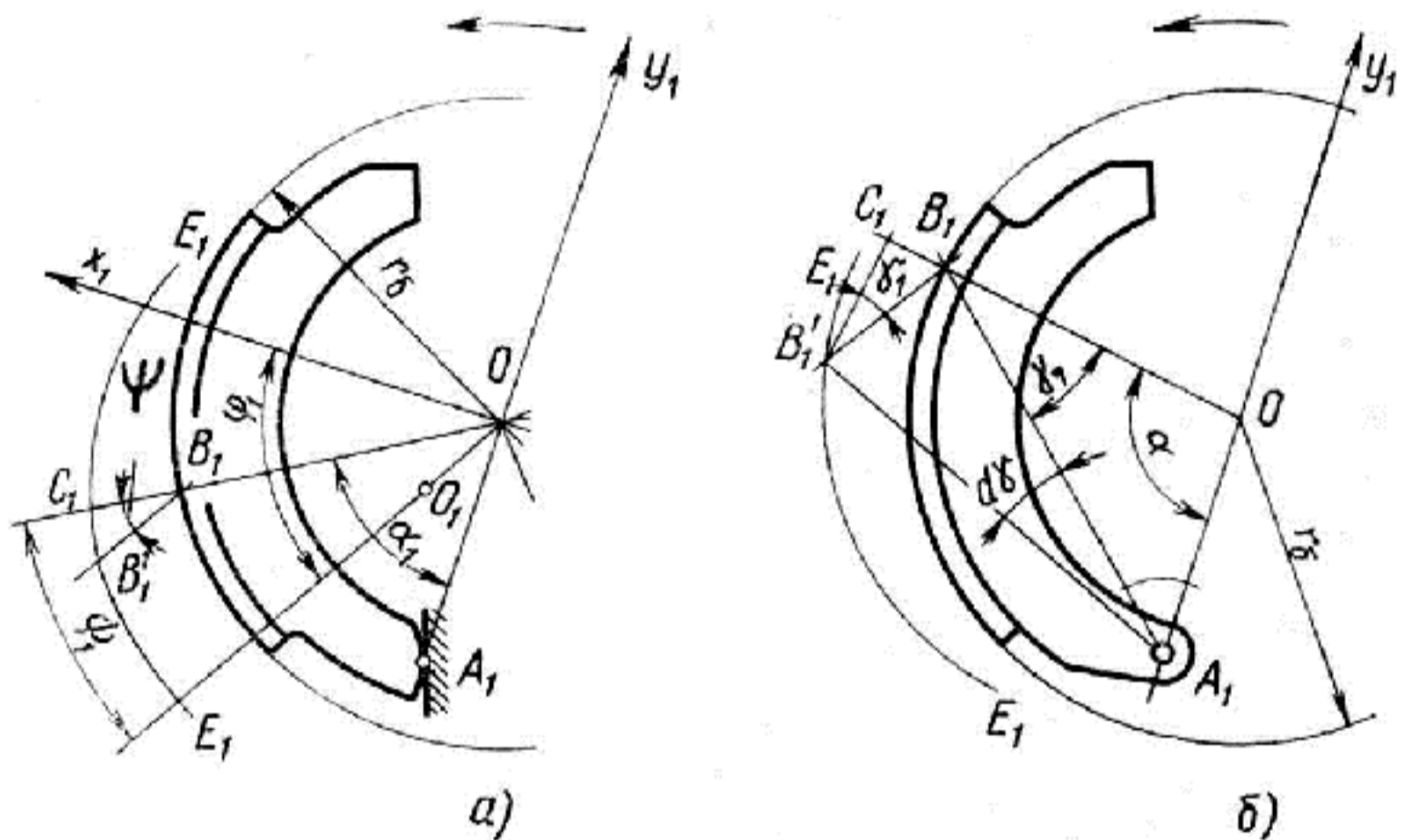


Рис. 29. Схеми для визначення радіальної деформації накладок
 а) з двома ступенями вільності;
 б) самопритискна з одним ступенем вільності.

Для цього розмістимо початок координат в центрі O гальмового барабана (рис. 29а). Вісь координат проведемо так, щоб лінія y_1 проходила через миттєвий центр повороту A_1 колодки.

Під час гальмування колодка, дякуючи можливості накладки деформуватися, одночасно обертається навколо миттєвого центра A_1 і зміщується по опорній площині в сторону дії сил тертя. В результаті цього центр колодки займає положення O_1 , а уявний контур поверхні



недеформованої накладки (лінія E_1E_1) зсувається в тіло барабана в напрямку OO_1 . В цьому напрямку деформація всіх точок поверхні однакова. Для довільної точки B_1 , що лежить на радіусі OB_1 , вона характеризується відрізком B_1B_1' . Тому для тієї ж точки радіальна деформація

$$\delta_1 = B_1C_1 = B_1B_1' \cos\psi_1.$$

Приймаючи до уваги, що

$$\psi_1 = 90^\circ - (\alpha_1 + \varphi_1) \text{ і}$$

$$B_1B_1' = OO_1 = \delta_{1\max},$$

Отримаємо для самопритискної колодки

$$\begin{aligned} \delta_1' &\approx \delta_{1\max} \sin(\alpha_1 + \varphi_1); \\ q_1 &= q_{\max} \sin(\alpha_1 + \varphi_1), \end{aligned} \quad (26)$$

де $\alpha_1; \psi_1$ і φ_1 – кути відповідно між довільним радіусом OB_1 і віссю y_1 ; радіусом OB_1 і лінією OO_1 (віссю максимального тиску); віссю x_1 і віссю максимального тиску.

Визначимо радіальну деформацію накладки самопритискної колодки, що має один ступінь вільності. В цьому випадку колодка під дією приводної сили і сил тертя повертається навколо центра A_1 опорного пальця на кут $d\gamma$ (рис. 29б). Деформації фрикційної накладки в довільній точці B_1 її поверхні в напрямку повороту колодки відповідають відрізку B_1B_1' , а в радіальному напрямку – проекції цього відрізка на продовження радіуса OB_1 , тобто відрізка B_1C_1 .

Через те, що кут $d\gamma$ дуже малий, будемо рахувати, що кут $A_1B_1B_1' = 90^\circ$.

Тоді деформація накладки

$$\delta_1 = B_1C_1 = B_1B_1' \sin \gamma = A_1B_1 \sin \gamma d\gamma.$$

Рахуємо, що $OA_1 \approx OB_1 = r_0$. Тоді, розглядаючи рівнобедрений трикутник A_1OB_1 , маємо

$$A_1 B_1 / \sin \alpha = r_6 / \sin \gamma.$$

Значить радіальна деформація і тиск на поверхні

$$\begin{aligned} \delta_1 &= r_6 \sin \alpha d\gamma; \\ q_1 &= q_{1\max} \sin \alpha. \end{aligned} \quad (27)$$

Узагальнюючи отримані результати можна сказати, що для нової колодки тиск розподіляється по довжині накладки по синусоїдальному закону, вираженому формулами (26) і (27).

Ступінь нерівномірності розподілу тисків по довжині накладки оцінюється коефіцієнтом нерівномірності

$$\Delta = q_{\max} / q_p. \quad (28)$$

де q_p – умовний рівномірно-розподілений тиск, що створює на колодці такий тиск та гальмівний момент, як і при нерівномірному розподілі тиску;

q_{\max} – максимальний тиск на колодці.

2.8 Визначення гальмівних моментів на колодках

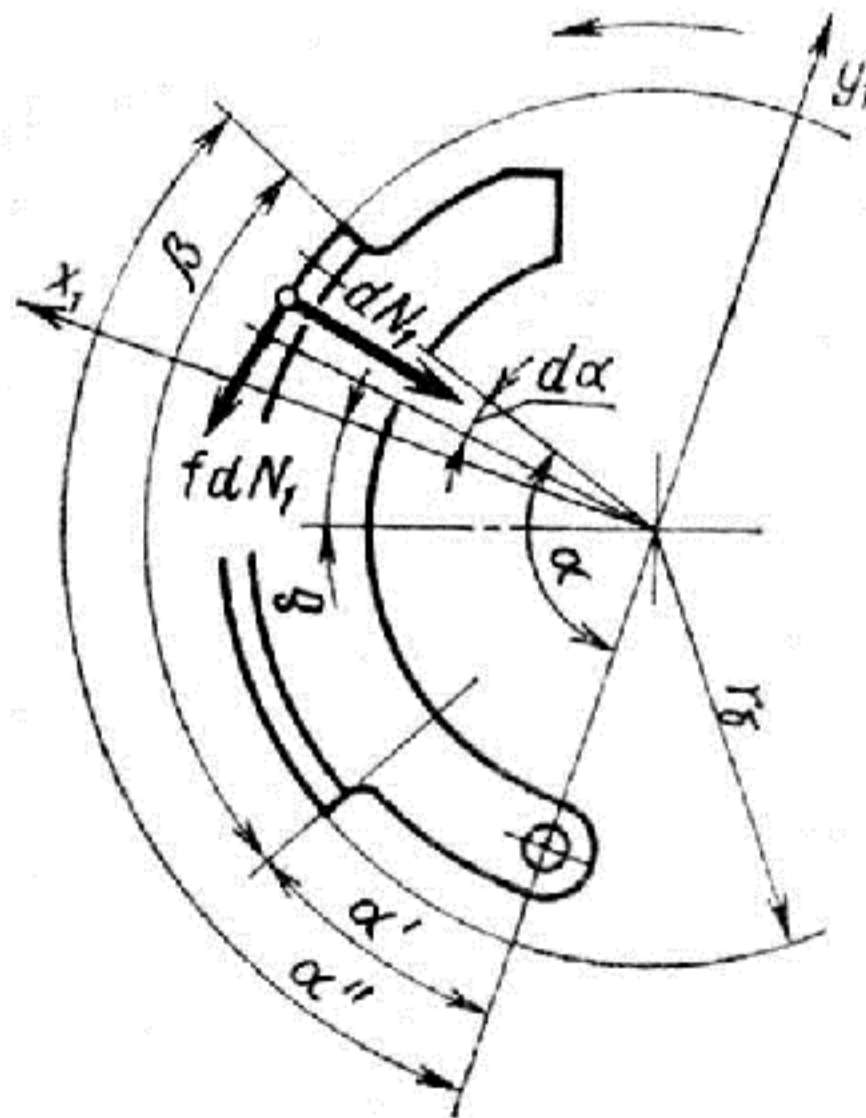


Рис. 30. Схема для визначення гальмівного моменту

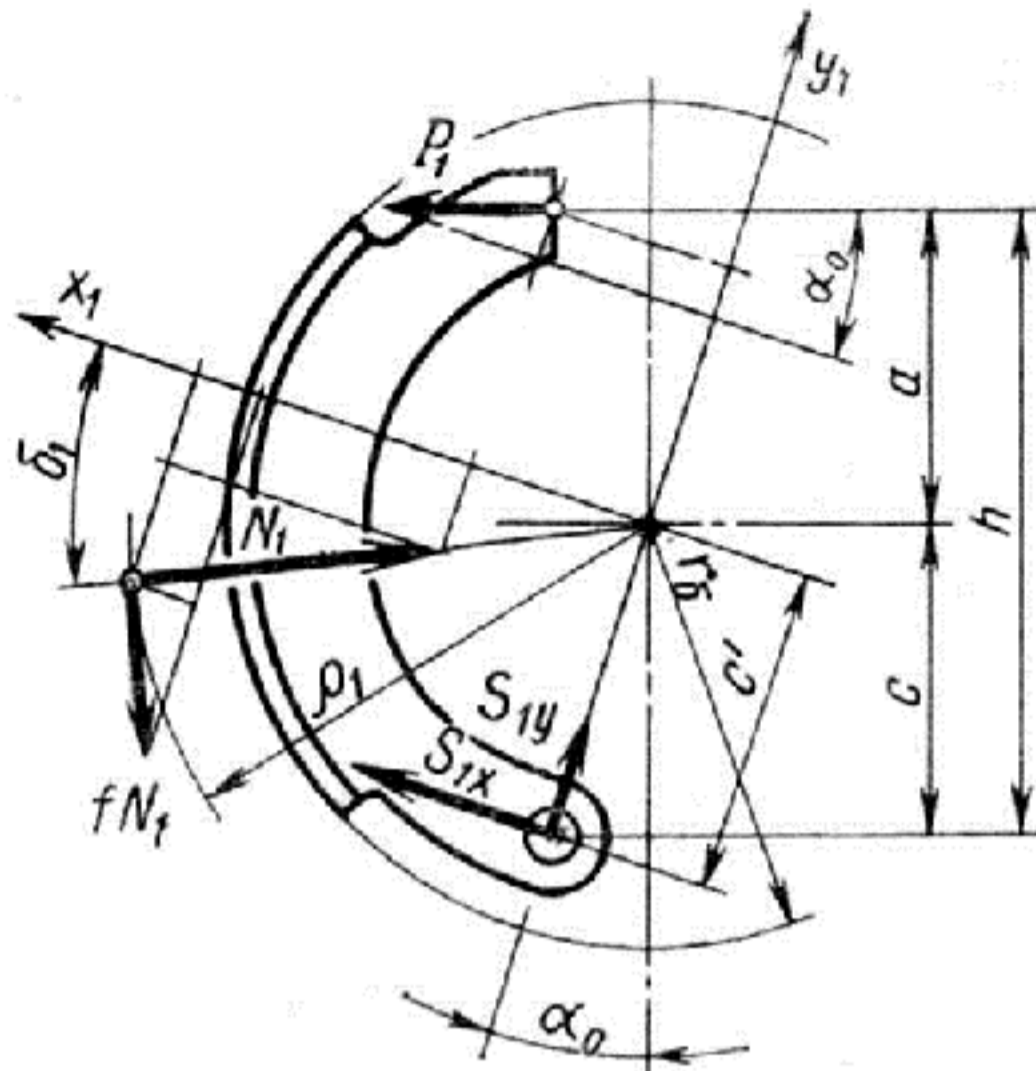


Рис. 31. Схема для визначення приводної сили

При розрахунку гальмових колодкових механізмів необхідно встановити залежність між гальмівними моментами, що створюються і силами, що притискають колодки до гальмового барабана.

Для визначення моменту T_τ колодки з одним ступенем вільності виділимо на поверхні накладки елементарну поперечну стрічку, розміщену під кутом α до осі y . Площа цієї стрічки $br_0 d\alpha$,

де b – ширина накладки (рис. 30).

Зі сторони барабана на стрічку діє нормальна сила

$$dN = qbr_0 d\alpha = q_{\max} br_0 \sin \alpha d\alpha, \quad (29)$$

а також сила тертя fdN , що створює гальмівний момент

$$dT_\tau = dNfr_0 = q_{\max} br_0^2 f \sin \alpha d\alpha.$$

Проінтегрувавши вираз на ділянці від α' до α'' отримаємо

$$T_\tau = q_{\max} br_0^2 f (\cos \alpha' - \cos \alpha''). \quad (30)$$

При рівномірному розподілі нормального тиску



$$dN = q_p b r_0^2 d\alpha; \quad T_r = q_p b r_0^2 f (\alpha'' - \alpha'). \quad (31)$$

З рівняння (30) і (31) можна визначити коефіцієнт нерівномірності

$$\Delta = (\alpha'' - \alpha') / (\cos \alpha' - \cos \alpha'').$$

Формули (30) і (31) дозволяють визначити гальмівні моменти в залежності від тисків. Однак для практичних розрахунків необхідно встановити залежність гальмівного моменту від розтискної сили P .

Гальмівний момент T_{r1} , що створюється самопритискною колодкою, може бути поданий у вигляді виразу

$$T_{r1} = f_1 N_1 \rho_1, \quad (32)$$

де N_1 – результуюча елементарних нормальних сил;

ρ_1 – радіус прикладання результуючої сили тертя fN_1 (рис. 31).

Формула (30) дозволяє вирахувати гальмівний момент колодки, якщо відомі її геометричні параметри і величина нормального тиску.

Для визначення зусилля N_1 в залежності від приводної сили P_1 складемо рівняння рівноваги колодки:

$$\left. \begin{aligned} P_1 \cos \alpha_0 + S_{1x} - N_1 (\cos \delta_1 + f \sin \delta_1) &= 0; \\ P_1 a - S_{1x} c' + f \rho_1 N_1 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

де δ_1 – кут між віссю x і лінією дії сили N_1 ;

S_{1x} – проекція реакції опори на вісь x .

В результаті спільного розв'язку системи рівнянь (33) відносно N_1 маємо

$$N_1 = h P_1 / [c' (\cos \delta_1 + f \sin \delta_1) - f \rho_1]. \quad (34)$$

Для самопритискної колодки рівняння (32) можна записати в наступному вигляді

$$T_{r1} = P_1 f h \rho_1 / [c' (\cos \delta_1 + f \sin \delta_1) - f \rho_1] = P_1 B_1. \quad (35)$$

Аналогічно для самовідтискної колодки

$$T_{r2} = P_2 f h \rho_2 / [c' (\cos \delta_2 - f \sin \delta_2) + f \rho_2] = P_2 B_2. \quad (36)$$



Для визначення δ і ρ необхідно знайти нормальну силу N і її складові. Подамо dN (див рис. 30) як геометричну суму складових dN_x і dN_y , що діють вздовж відповідних осей. Тоді згідно формули (29) маємо

$$N_x = \int_{\alpha'}^{\alpha''} dN \sin \alpha = q_{\max} b r_{\phi} \int_{\alpha'}^{\alpha''} \sin \alpha^2 d\alpha = \frac{q_{\max} b r_{\phi} (2\beta - \sin 2\alpha'' + \sin 2\alpha')}{4}; \quad (37)$$

$$N_y = \int_{\alpha'}^{\alpha''} dN \cos \alpha = q_{\max} b r_{\phi} \int_{\alpha'}^{\alpha''} \sin \alpha \cos \alpha d\alpha = \frac{q_{\max} b r_{\phi} (\cos 2\alpha' - \cos 2\alpha'')}{4}. \quad (38)$$

Отже

$$\delta = \arctg \left(\frac{N_y}{N_x} \right) = \arctg \left[\frac{(\cos 2\alpha' - \cos 2\alpha'')}{(2\beta - \sin 2\alpha'' + \sin 2\alpha')} \right],$$

де $\beta = \alpha'' - \alpha'$.

Використовуючи формули (30) і (32) і враховуючи, що

$$N_1 = \sqrt{N_x^2 + N_y^2},$$

маємо

$$\rho = \left[4r_{\phi} (\cos \alpha' - \cos \alpha'') \right] / \sqrt{(\cos 2\alpha' - \cos 2\alpha'')^2 + (2\beta - \sin 2\alpha'' + \sin 2\alpha')^2}.$$

Якщо кути α' і α'' для самопритискної і самовідтискної колодок будуть різні, то значення δ і ρ також будуть різними для обох колодок. Для двоколодкового гальмового механізму гальмівний момент на барабані рівний сумі моментів тертя на першій і другій колодках, тобто

$$T_{\tau} = T_{\tau 1} + T_{\tau 2} = P_1 B_1 + P_2 B_2.$$

Для гідравлічного привода $P_1 = P_2$.

Необхідна приводна сила

$$P = T_{\tau} / (B_1 + B_2).$$

Приводна сила для механізму з кулачковим розтискним механізмом визначається із поданих вище рівнянь за умови рівності моментів, що реалізуються на колодках

$$P_1 = 0,5 T_{\tau} / B_1;$$

$$P_2 = 0,5 T_{\tau} / B_2.$$



При розрахунку колодкових гальмових механізмів необхідно провести перевірку на відсутність самозаклинювання колодок. Умову заклинювання отримаємо із формули (35). Заклинювання колодок може статися, коли знаменник у формулі (35) стане рівним нулю:

$$c'(\cos \delta_1 + f \sin \delta_1) - f \rho_1 = 0.$$

Самозаклинювання не відбудеться, якщо

$$f < \frac{c' \cos \delta_1}{\rho_1 - c' \sin \delta_1}.$$

Із рівнянь (30) і (35) можна визначити максимальний тиск на поверхні самопритискної колодки

$$q_{\max 1} = \frac{P_1 h \rho_1}{b r_0^2 (\cos \alpha' - \cos \alpha'') [c'(\cos \delta_1 + f \sin \delta_1) - f \rho_1]}.$$

2.9 Особливості розрахунку барабанних гальмових механізмів

Максимальну гальмівну силу можна отримати, коли зчіпна вага авто використовується повністю. При цьому гальмівні сили повинні бути пропорційні нормальним реакціям на колесах. Стосовно двовісного автомобіля

$$\frac{b + h_g \varphi_{\max}}{a - h_g \varphi_{\max}} = \frac{P_{\tau II}}{P_{\tau 3}} = \frac{R_{z II}}{R_{z 3}} \quad (39)$$

Як видно із рівняння (39), це співвідношення залежить від коефіцієнта зчеплення φ , який визначає значення встановленого сповільнення a_H . Зазвичай співвідношення між гальмівними силами для легкових авто складають $1,3 \div 1,6$, а для вантажних $0,5 \div 0,7$, що відповідає коефіцієнту зчеплення $\varphi_{\text{сєр}} = 0,40 \div 0,55$.

Моменти, які можуть бути реалізовані гальмовими механізмами, обумовлені розрахунковими гальмівними моментами на колесах, тобто

$$T_{\tau P II} = P_{\tau II} r_D, \text{ де } P_{\tau II} = R_{z II} \cdot \varphi_{\max};$$

$$T_{\tau P 3} = P_{\tau 3} r_D, \text{ де } P_{\tau 3} = R_{z 3} \cdot \varphi_{\max}.$$



Визначення основних розмірів гальмівного механізму здійснюється одночасно з розробкою його компоновки. Радіус r_6 поверхні тертя барабана вибирають з таким розрахунком, щоб між ободом колеса і барабаном зазор, необхідний для вентиляції, складав не менше $20 \div 30$ мм.

Кут обхвату β фрикційної накладки дорівнює $90^\circ \div 120^\circ$.

На колодках з одним ступенем вільності накладку варто розміщувати симетрично відносно осі x , а на плаваючих колодках зміщувати до опорного кінця. Ширину b фрикційних накладок визначають із умови забезпечення при аварійному гальмуванні тиску, що не перевищує $2,5$ МПа.

Крім того умовне питома навантаження p на накладки, яке визначається за формулою

$$m_a q / (A_{II} + A_3) \leq [p] \quad (40)$$

не повинне перевищувати $0,25$ МПа для авто з повною масою до 11 т, і $0,3$ МПа – для авто з повною масою більше 11 т.

В формулі (40) m_a – повна маса авто; A_{II} і A_3 – сумарні площі накладок гальмових механізмів відповідно переднього і заднього мостів.

Перевірковий розрахунок на зношування і нагрів здійснюється за наступними показниками – середній тиск на поверхні самопритискної колодки, питома робота тертя (вона визначає і температуру нагріву гальмового барабана).

Середній тиск $q_{сер}$ на поверхні колодки приймається рівним відношенню нормальної сили N_1 до площі A_1 гальмівної накладки. Згідно з технічними вимогами на азбесто-фрикційні накладки повинна виконуватись умова

$$q_{сер} = N_1 / A_1 \leq 2 \text{ МПа.}$$

Питома робота тертя дорівнює відношенню роботи тертя, яка виконується при гальмуванні з максимальної швидкості авто до повної його зупинки, до сумарної площі A_Σ всіх накладок, тобто



$$m_a v_{a \max}^2 / 2A_{\Sigma} \leq [L_{\text{тер}}],$$

де $[L_{\text{тер}}]$ – допустима величина питомої роботи тертя, яку приймають для легкових авто $1000 \div 1500 \text{ Дж/см}^2$, для вантажних авто і автобусів $600 \div 800 \text{ Дж/см}^2$.

Барабани гальмових механізмів повинні мати велику жорсткість і теплоємність. При гальмуванні їх температура не повинна досягати граничних значень. Матеріал барабана в поєднанні з матеріалом фрикційної накладки повинен забезпечувати високий коефіцієнт тертя і рівномірне зношування робочої поверхні.

Згідно з цими вимогами гальмові барабани виготовляють литими з сірого чи легovanого чавунів, а також (для легкових авто) литими з алюмінію з наступним встановленням чавунного кільця.

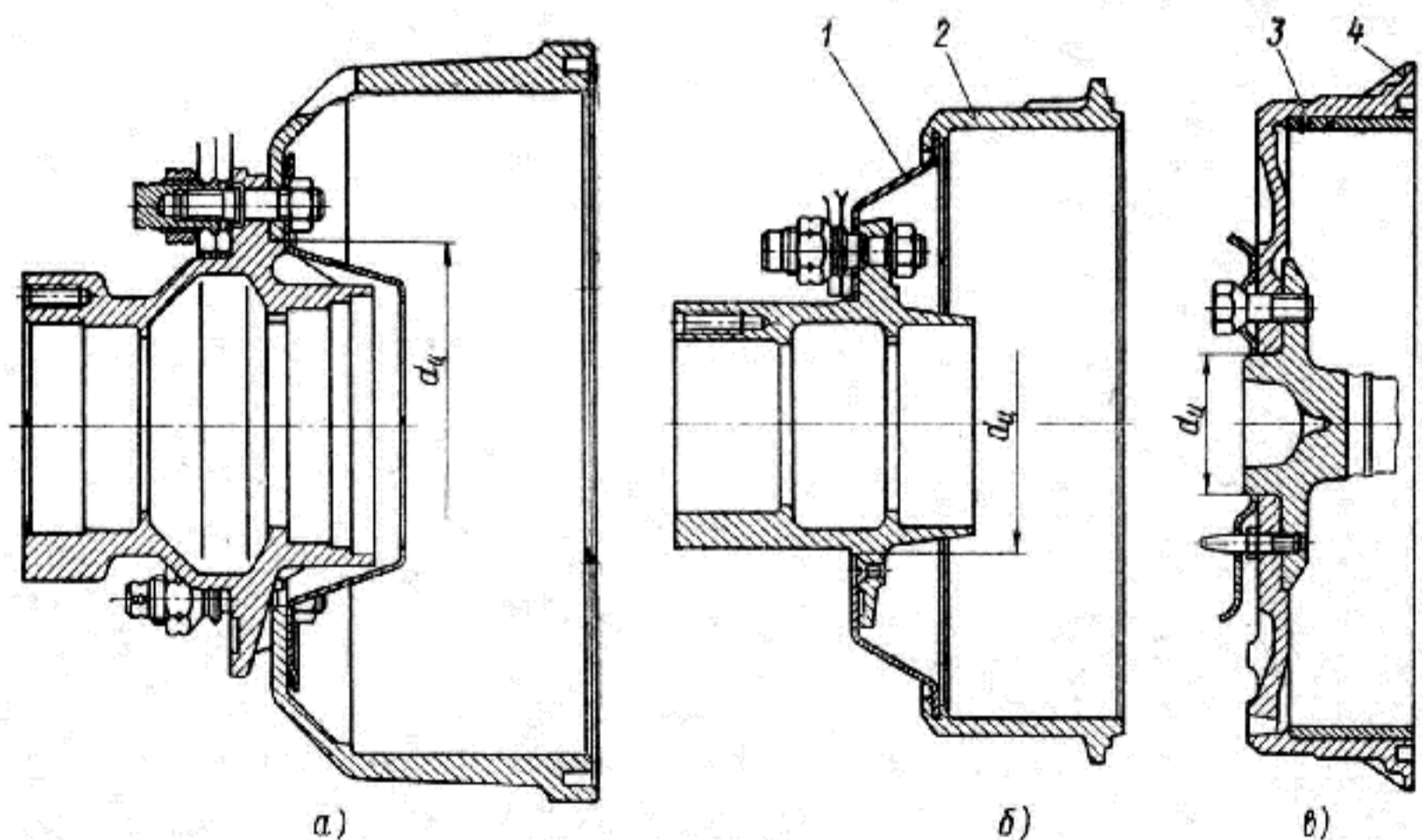


Рис. 32. Гальмові барабани

a – литі;

б, в – комбіновані;

1 – фланець;

2 – лите чавунне кільце;

3 – вставне чавунне кільце;

4 – литий алюмінієвий барабан.



Гальмові барабани перевіряють на нагрівання.

При цьому необхідно уточнити теплоємність барабана, тобто чи задовольняється умова

$$(m_b C_b + m_k C_k) \cdot \Delta t \geq L /$$

де m_b і m_k – сумарна маса відповідно барабанів і їх чавунних кілець для даного моста;

C_b і C_k – питомі теплоємності барабана і кільця (для чавуну $C=482$ Дж/(кг·К), для алюмінієвого сплаву $C=880$ Дж/(кг·К));

Δt – збільшення температури барабана (за одне інтенсивне гальмування з початкової швидкості $v_a=30$ км/год до повної зупинки на повинно перевищувати $15^\circ C$);

L – частина кінетичної енергії повністю навантаженого авто, яка перетворюється в теплоту гальмовими механізмами даного моста.

В результаті швидкого протікання процесу гальмування розсіювання теплоти практично відсутнє. Вся кінетична енергія з врахуванням розподілу сумарної гальмівної сили по мостах витрачається на нагрівання мас гальмового механізму. Таким чином

$$L_{II} = m_a \frac{v_a^2}{2} \left(\frac{a_H h_q + gb}{a+b} \right);$$

$$L_{III} = m_a \frac{v_a^2}{2} \left(\frac{ga - a_H h_q}{a+b} \right);$$

де h_q , a , b – координати центра маси авто;

a_H – нормативно встановлене сповільнення.

Наведемо деякі схеми гальмових механізмів з різноманітними розтискними пристроями, схему роботи клинового розтискного пристрою та конструкцію механізму автоматичного регулювання зазора між барабаном і колодками.

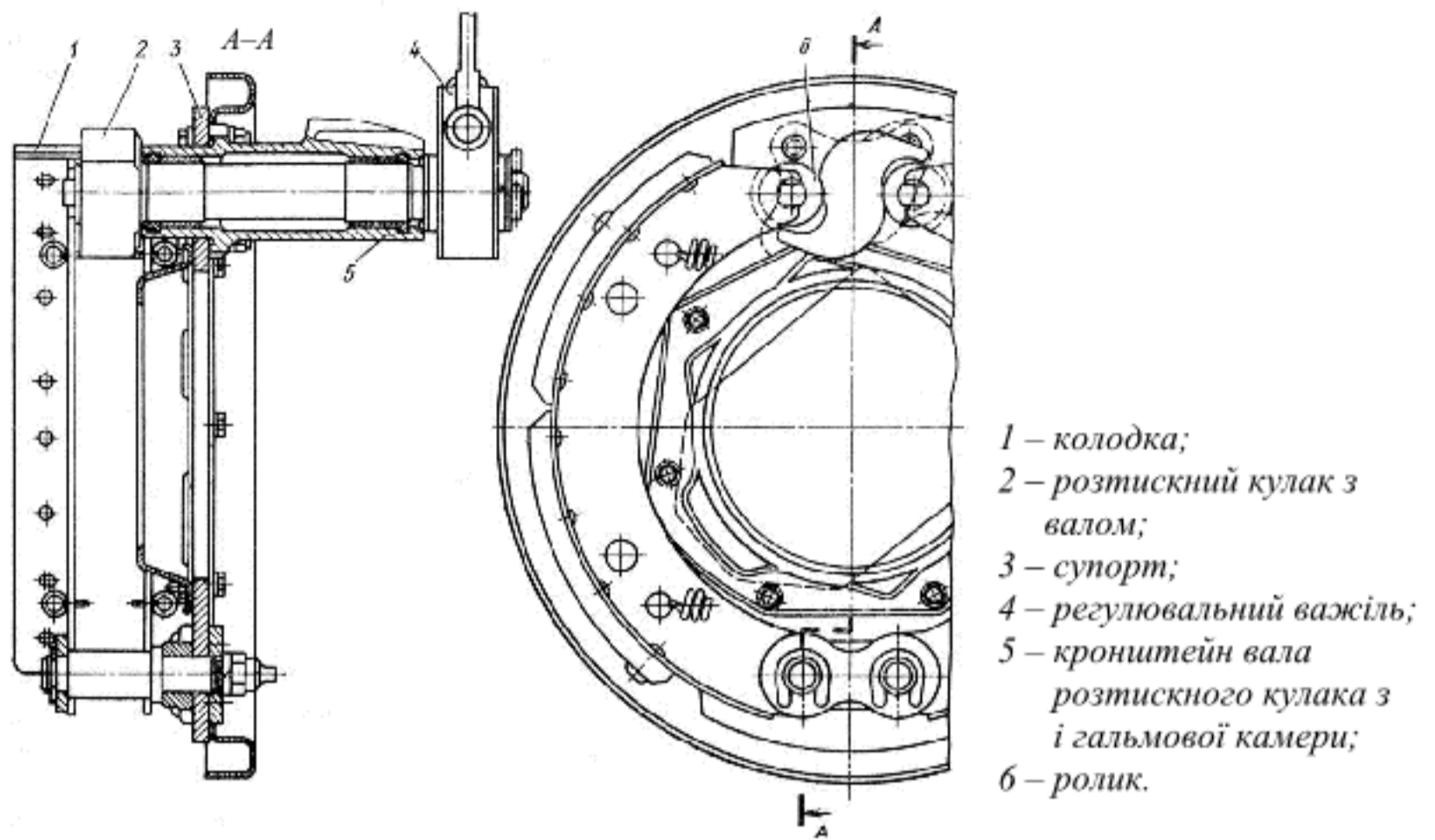


Рис. 33. Гальмовий механізм коліс автомобілів КамАЗ

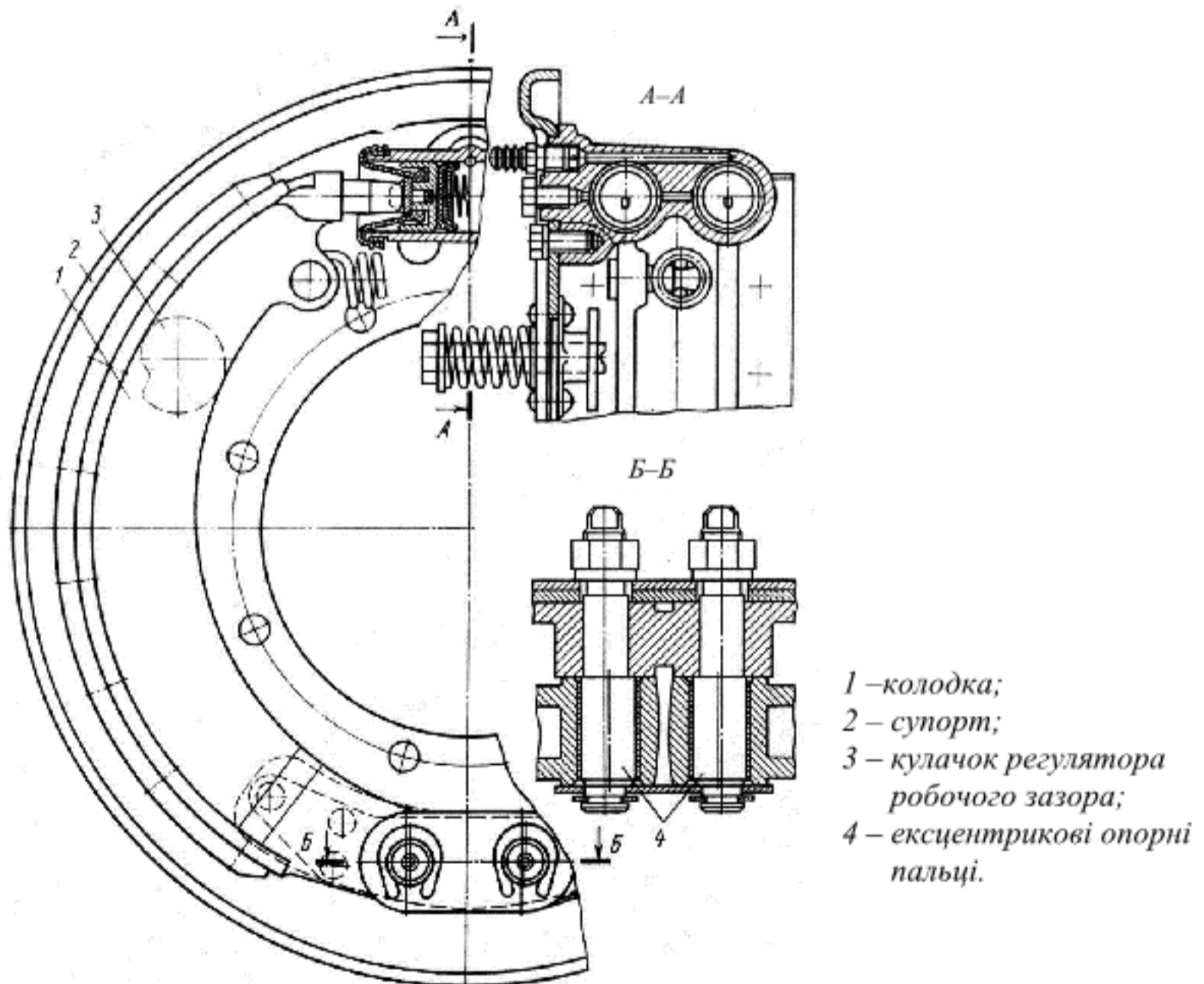


Рис. 34. Гальмовий колісний механізм автомобіля „Урал-375”

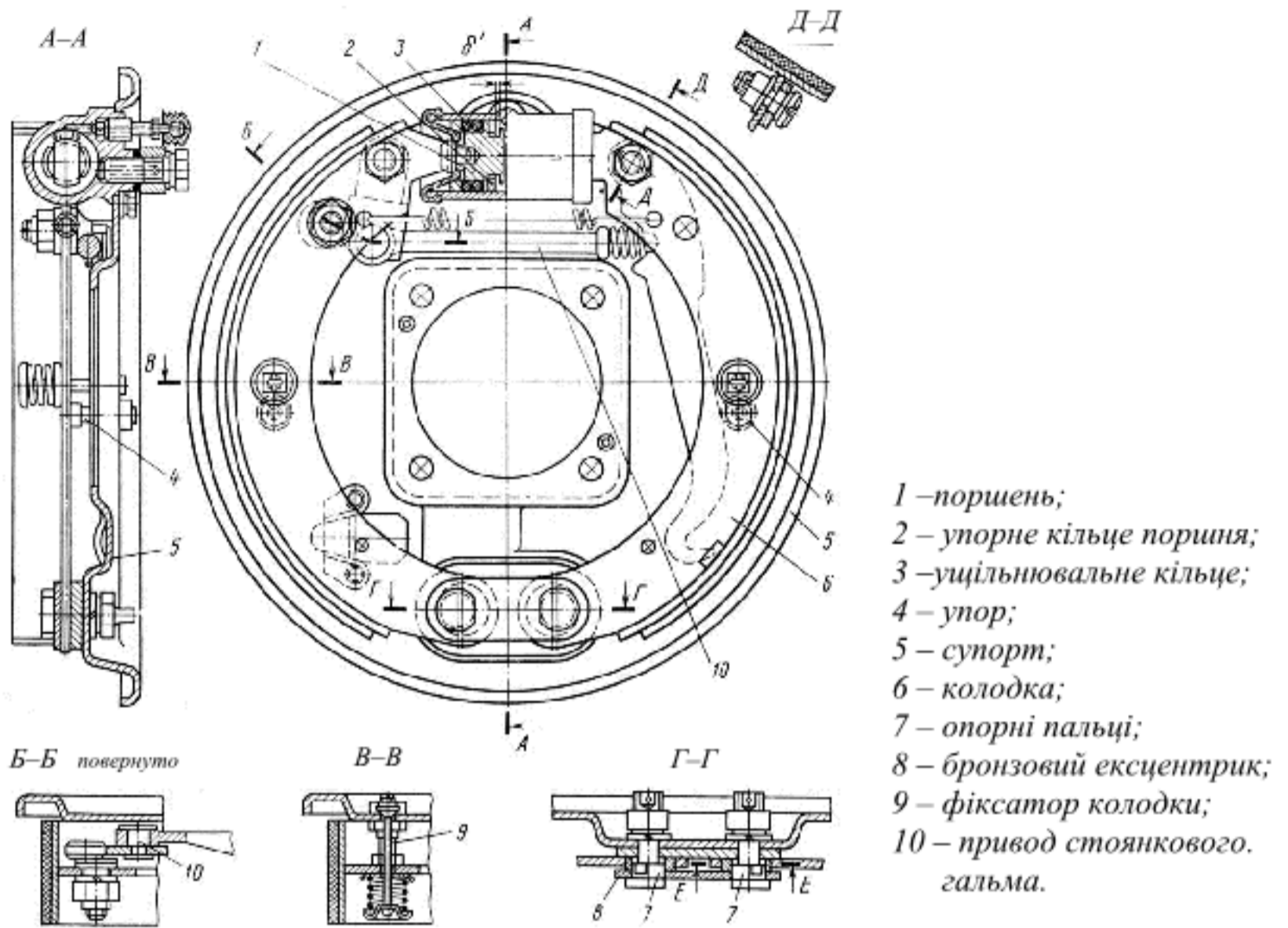


Рис. 35. Гальмовий механізм заднього колеса автомобіля ГАЗ-24

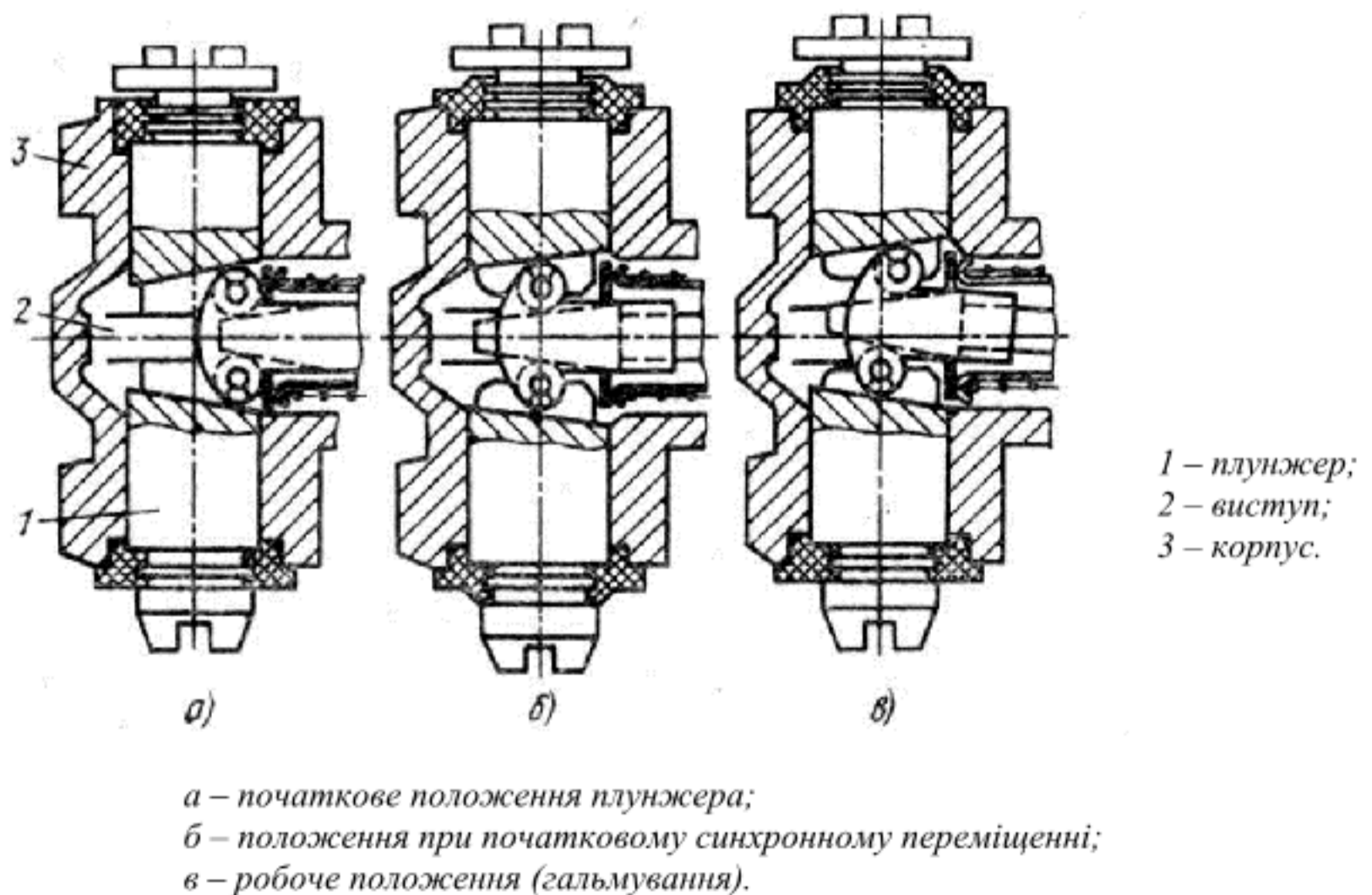


Рис. 36. Схема роботи клинового розтискного пристрою

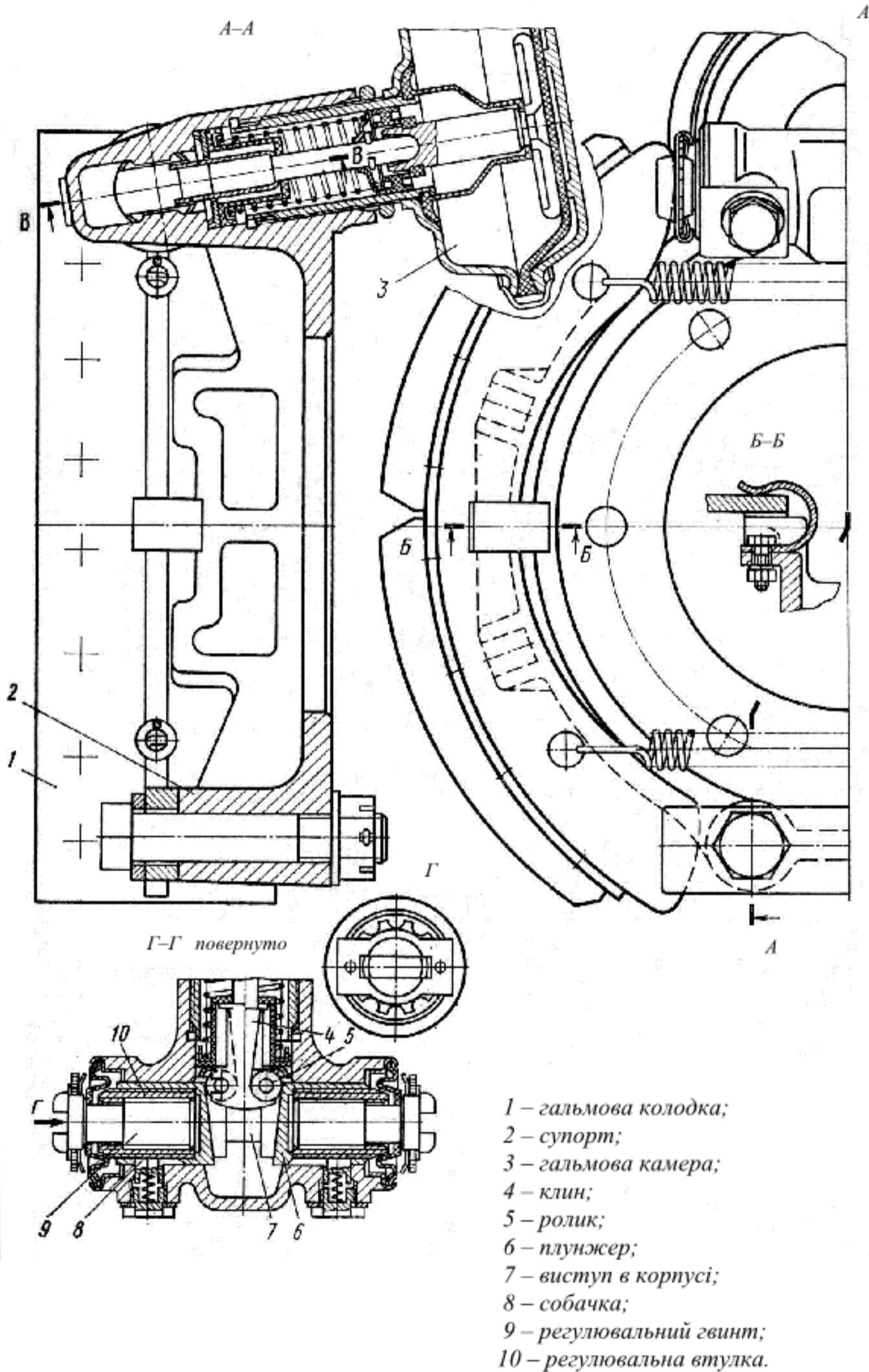
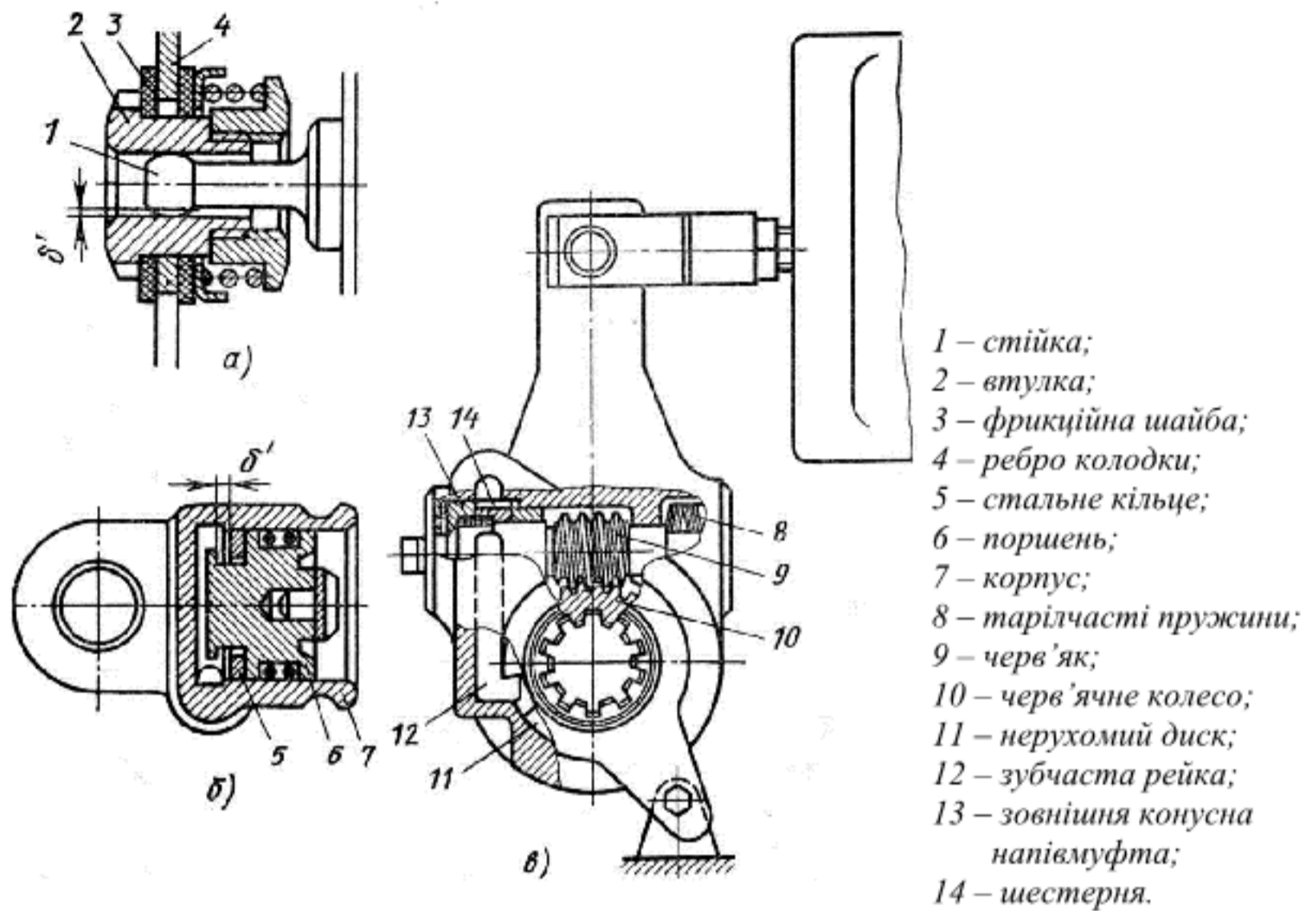


Рис. 37. Гальмовий механізм з клиновим розтискним пристроєм



*а, б – безступінчасте регулювання;
в – ступінчасте регулювання.*

Рис. 38. Механізм автоматичного регулювання зазора між барабаном і колодками

2.10 Особливості конструкції і розрахунку дискових гальмових механізмів

Дискові гальмові механізми встановлюють, зазвичай, на передніх колесах легкових авто. В теперішній час їх стали використовувати на деяких вантажних авто і автобусах.

Схема дискового гальмового механізму зображена на рис. 38а. Гальмівний момент

$$T_{\tau} = 2fNr_{сер},$$

де f – коефіцієнт тертя гальмових накладок по диску;

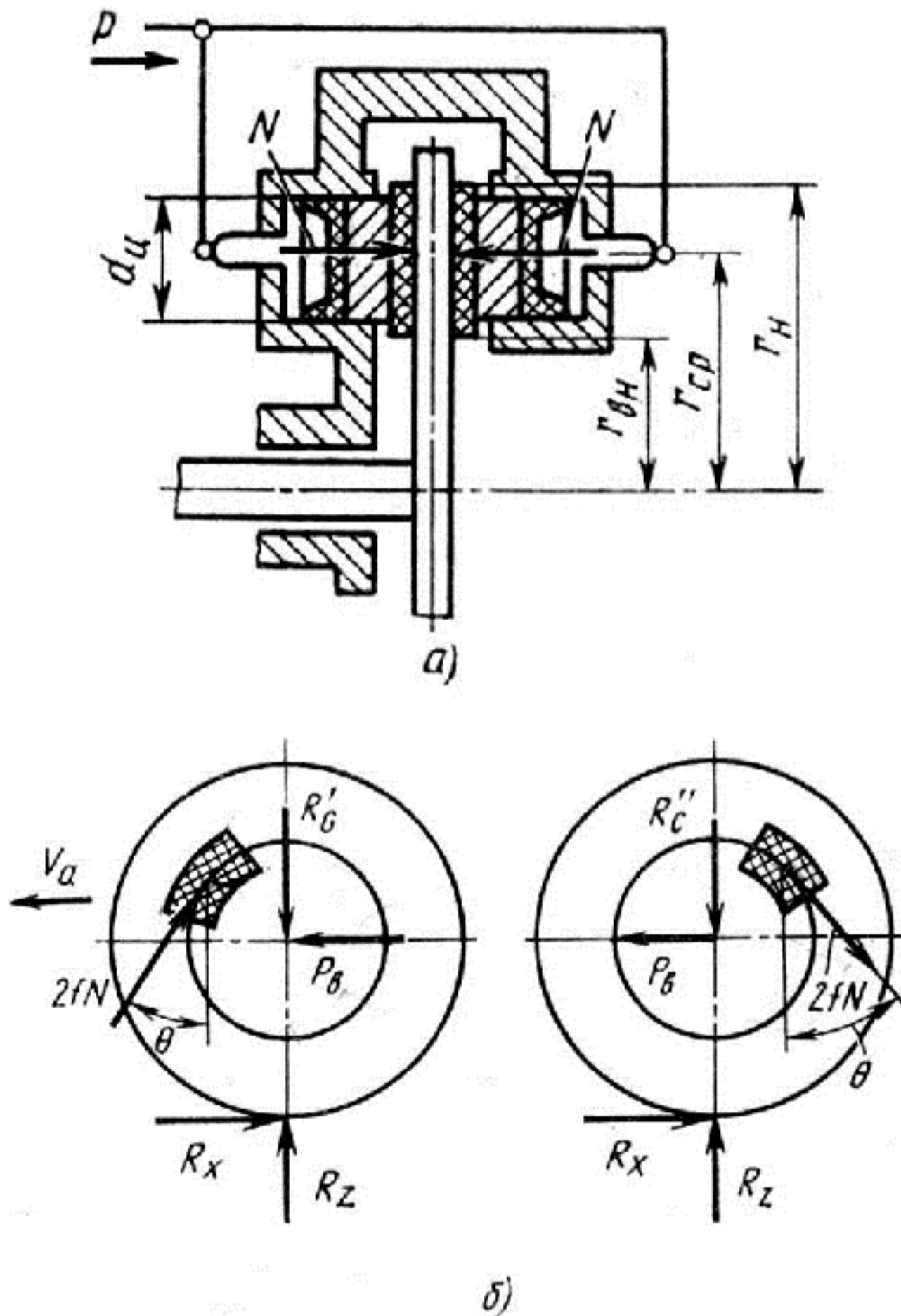
N – сумарна сила притискання накладок до диска;

$r_{сер}$ – радіус прикладання рівнодійної сил тертя.



Силу притискання накладки необхідно визначити, приймаючи до уваги тиск рідини p , число поверхонь тертя i та діаметр $d_{\text{ц}}$ гальмових циліндрів.

$$\text{Таким чином } N = 0,25\pi p \sum_{i=1}^n d_{\text{ц}}^2.$$



a – розрахункова схема;
б – схема радіальних сил, що діють на підшипники колеса при гальмуванні.

Рис. 39. Схеми для розрахунку дискового гальмового механізму



Допускаючи, що тиск розподіляється по площі накладки рівномірно, можна з достатньою для технічних розрахунків точністю рахувати, що сила тертя fN прикладена на середньому радіусі $r_{сер} = (r_з + r_{вн}) / 2$ ($r_з$ і $r_{вн}$ – відповідно зовнішній та внутрішній радіуси накладок).

Лінійна залежність гальмівного моменту від коефіцієнта тертя f і приводної сили дозволяє дисковим гальмовим механізмам на відміну від барабанних забезпечити високу стабільність гальмування.

Наведемо конструктивні схеми дискових гальмових механізмів.

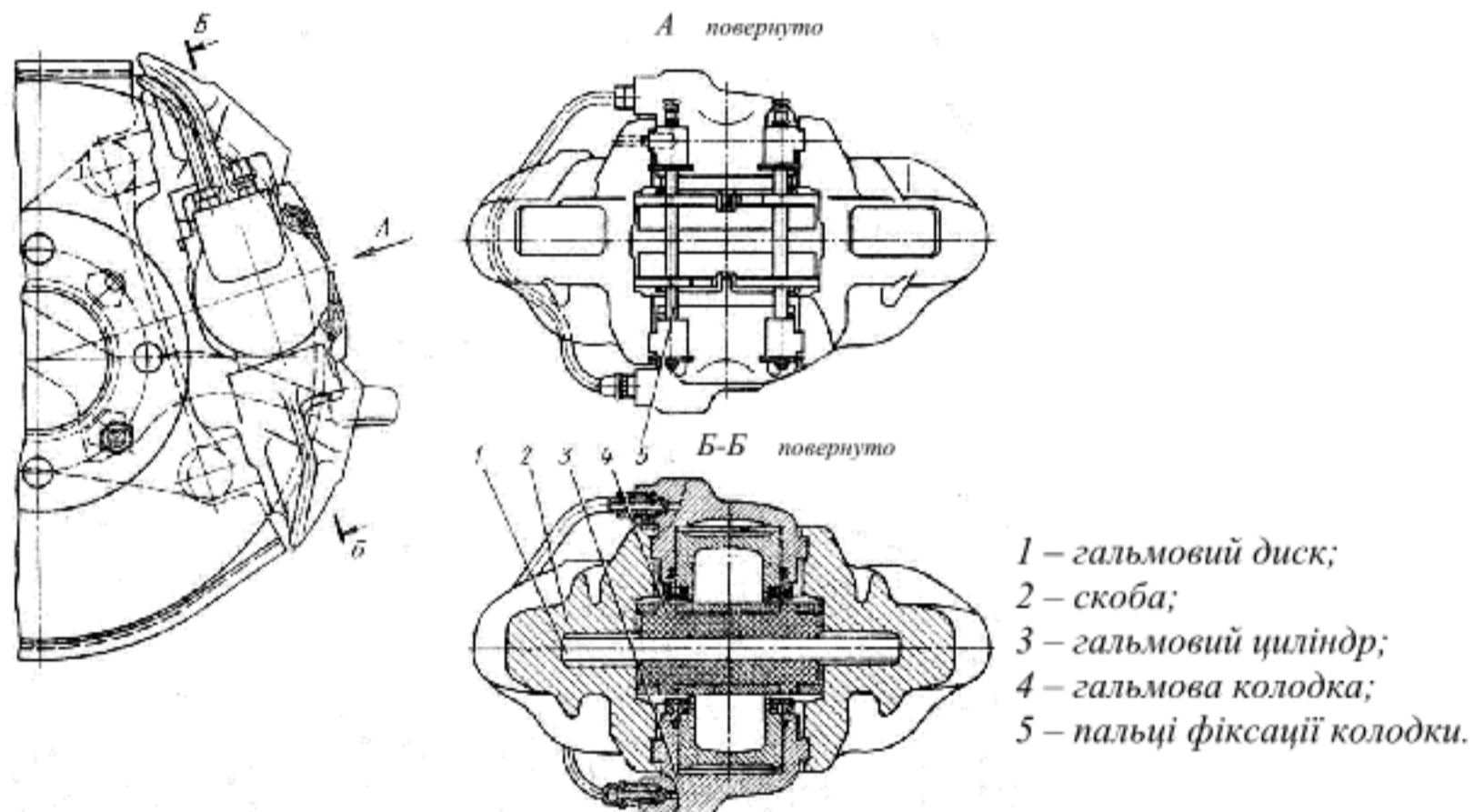
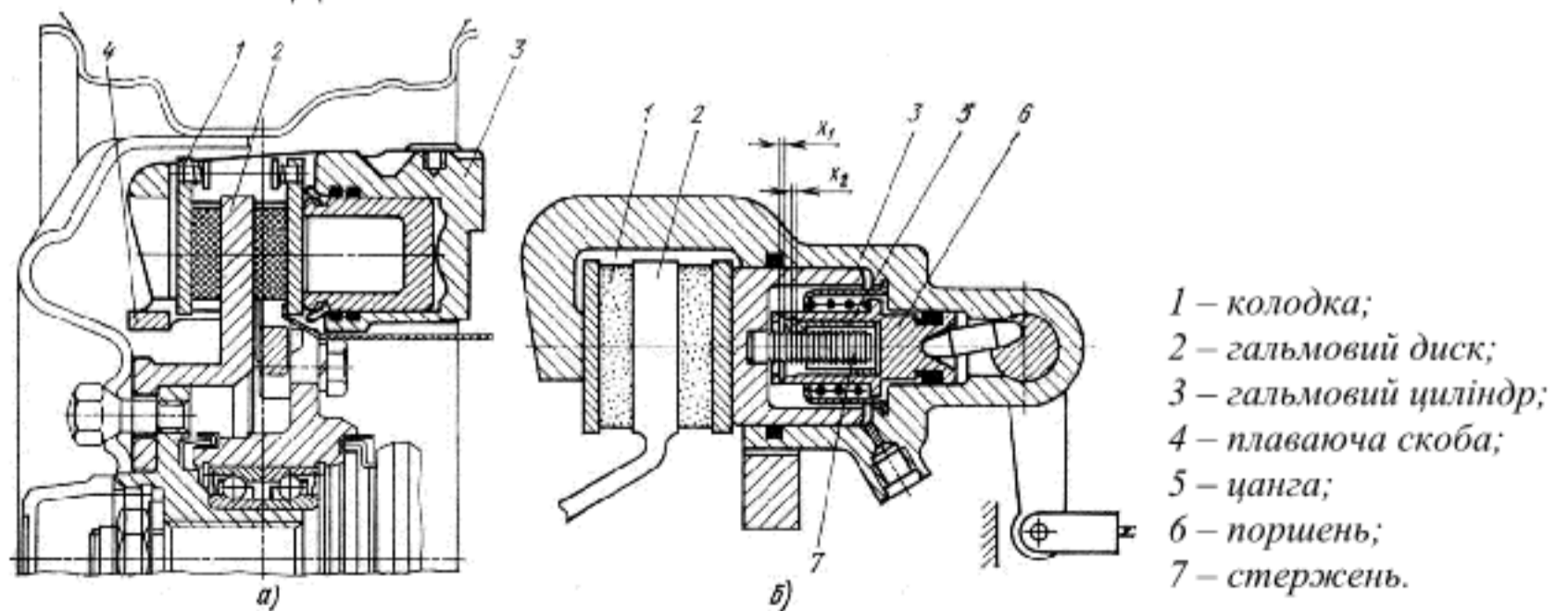


Рис. 40. Дисковий гальмовий механізм автомобіля ВАЗ-2101



а – компоновка;
 б – привод стоянкового гальма з автоматичним регулюванням зазора.

Рис. 41. Дискове гальмо з плаваючою колодкою



Колодки дискових гальм мають невелику довжину. Площа їх поверхні складає 12÷16% площі поверхні диска, що обумовлює добре його охолодження.

Дискові гальмові механізми мають підвищену енергоємність на одиницю маси, малу металомісткість, велику компактність, простоту обслуговування. Зазори між колодками і дисками рівні 0,05÷0,15мм, що дозволяє скоротити час спрацьовування циліндрів і дає можливість збільшити силове передатне число привода.

Дискові гальмові механізми дозволяють виконати багатоконтурні гальмові приводи, які забезпечують плавне, рівномірне гальмування коліс на будь-якій початковій швидкості авто і добре відведення тепла від поверхонь тертя. Широкому використанню гальмових механізмів перешкоджає їх висока чутливість до забруднення і труднощі при використанні їх в якості стоянкового гальма.

Із схем на рис. 38б визначимо навантаження на підшипники.

$$R'_G = R_z + 2fN \cos\theta; \quad R''_G = R_z - 2fN \cos\theta;$$

З цих рівнянь видно, що вертикальне навантаження на підшипники колеса зменшується при розташуванні гальмового механізму позаду центра колеса.

2.11 Розрахунок гідравлічного привода гальм

Для робочої гальмової системи переважаючими є два види приводів – гідравлічний і пневматичний.

Гідравлічний привод відрізняється високою швидкістю, простотою конструкції, малими габаритними розмірами, невеликою масою і вартістю. Однак він має обмежене силове передатне число, що обмежує область його використання.

Пневматичний привод має складну конструкцію, меншу швидкість, значні габаритні розміри, велику масу і вартість. Він дозволяє отримати великі приводні сили, а також простішими засобами здійснити з'єднання гальмової системи причепа з гальмовою системою тягача.



Для підвищення надійності гідравлічний привод виконують розділеним на два самостійних контури (рис. 42).

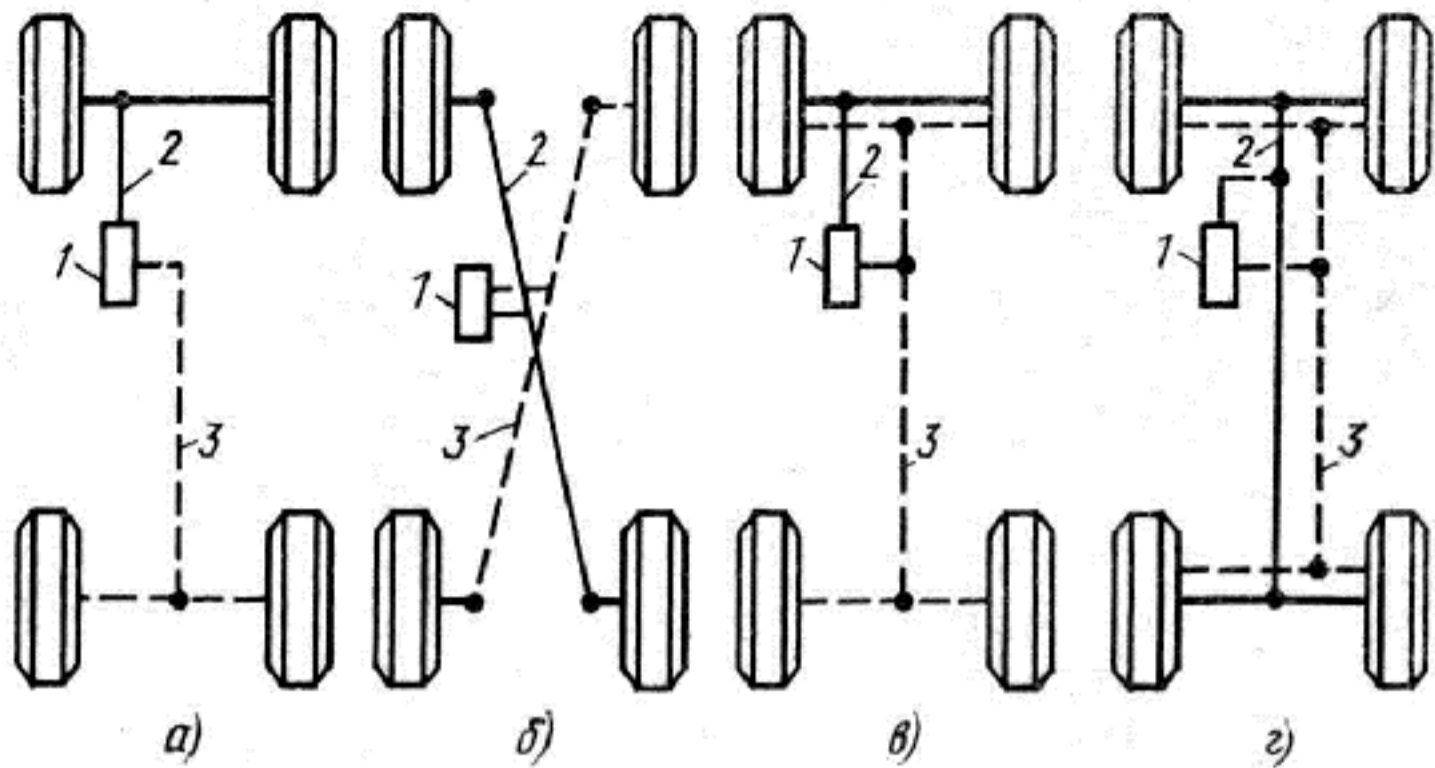


Рис. 42. Схеми двоконтурних роздільних гідравлічних приводів
a – передніх і задніх гальмових механізмів;
б – діагональний;
в – з додатковим приводом до передніх гальмових механізмів;
г – одночасне гальмування всіх гальмових механізмів;
 1 – двосекційний головний гальмовий циліндр;
 2, 3 – магістралі до гальмових механізмів.

Розрахунок гідравлічного приводу виконують для визначення діаметрів головного і колісного циліндрів, зусилля на педаль і її ходу, передатного числа педального приводу, необхідності використання підсилювача.

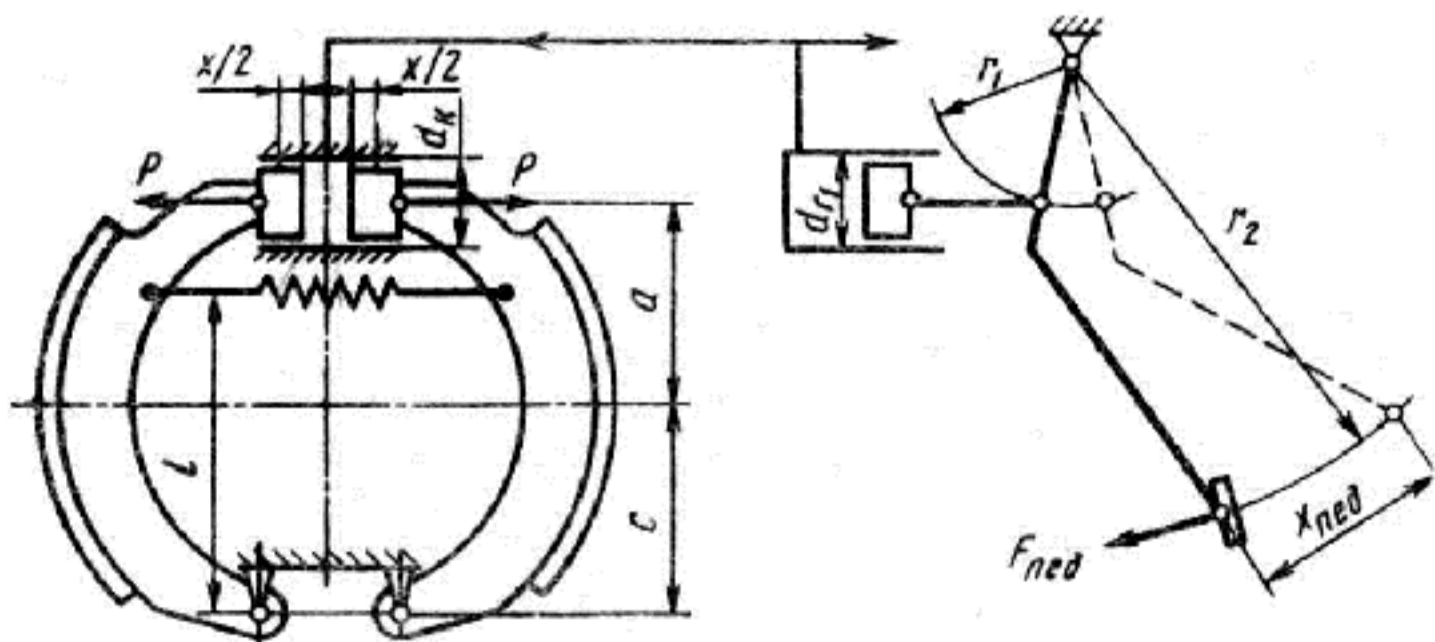


Рис. 43. Розрахункова схема гідравлічного приводу



Залежність між діаметром колісного циліндра d_K і створюваною приводною силою P має вигляд

$$d_K = \sqrt{P / (0,25\pi p_K)},$$

де p_K – тиск рідини в циліндрі з врахуванням дії регулятора гальмівних сил, ($p_K = 8 \div 12$ МПа).

Чим більший тиск, тим компактніша конструкція привода, але вище вимоги, що висуваються до трубопроводів (і в першу чергу до гумових шлангів і їх з'єднань).

Зусилля на педалі керування

$$F_{нед} = (r_1 / r_2)(\pi d_G^2 / 4\eta)p_K,$$

де r_1 і r_2 – плечі (рис. 43);

η – ККД гідравлічного привода, ($\eta = 0,85 \div 0,95$);

d_G – діаметр головного гальмового циліндра.

В конструкціях авто з гідравлічним приводом відношення діаметра колісного циліндра до діаметра головного циліндра $d_K / d_G = 0,9 \div 1,2$. Малі розміри d_G збільшують хід поршня і відповідно хід педалі.

Робочий хід педалі керування при гальмуванні

$$x_{нед} = \left(2k \frac{d_{K_1}^2 x_1 + d_{K_2}^2 x_2 + \dots + d_{K_n}^2 x_n}{d_G^2} + \Delta + \delta' + \delta'' \right) \frac{r_2}{r_1},$$

де k – коефіцієнт, що враховує об'ємну деформацію трубопроводів, ($k = 1,07$);

Δ – зазор між основним поршнем і його штовхачем, ($\Delta = 1,5 \div 2,5$);

δ' і δ'' – ходи штока педалі при режимі холостого ходу;

$x_1, x_2 \dots x_n$ – ходи поршнів робочих циліндрів

Причому $x_i = 2(\delta + \alpha)(a + c) / c$,

де δ – радіальний зазор між фрикційною накладкою колодки і гальмовим барабаном;

α – допустиме радіальне зношування фрикційної накладки.



При визначенні об'єму головного циліндра слід враховувати пружні і теплові деформації деталей колісного гальмового механізму і об'ємів рідини, необхідних для спрацьовування сигналізаторів гальмового привода. Тому повний хід педалі (до упору її в підлогу) повинен бути більше робочого на 40÷60% для того, щоб гарантувати дотримання заданого тиску в гальмовій магістралі.

Зусилля F_{ned} і повний хід не повинні перевищувати відповідно 500÷700Н і 150÷170мм (менше значення для легкових автомобілів).

2.12 Конструювання і розрахунок гідровакуумних підсилювачів гальм

На легкових автомобілях і легких вантажівках, що мають гідравлічний гальмовий привод, в тих випадках, коли зусилля водія на педалі недостатнє для забезпечення необхідної ефективності гальмування, застосовують вакуумні підсилювачі гальм, основні переваги яких полягають в тому, що вони, використовуючи розрідження у всмоктувальному трубопроводі двигуна, не потребують додаткових джерел енергії. Проте вони мають і вагомий недолік, який полягає в тому, що силові циліндри чи камери вакуумних підсилювачів мають великі габаритні розміри через малі перепади тисків, створюваних системою впуску двигуна. Крім цього, встановлення вакуумних підсилювачів можливе тільки на автомобілях з карбюраторними двигунами. Зменшення розмірів вакуумних силових камер можливе лише у випадку застосування спеціальних вакуумних pomp, які дозволяють використовувати вакуумні підсилювачі і на автомобілях з дизельними двигунами. Однак застосування вакуумних pomp значно ускладнює гальмову систему автомобіля.

В теперішній час існує багато самих різноманітних типів вакуумних підсилювачів. Незалежно від схеми і конструктивного виконання вакуумного підсилювача він повинен мати два обов'язкових конструктивних елементи – силову камеру (чи циліндр) і відслідковуючий пристрій. В залежності від розташування відслідковуючого пристрою, силової камери і головного

гальмового циліндра всі існуючі вакуумні підсилювачі можна розділити на три основних типи.

Особливість першого типу вакуумних підсилювачів полягає в тому, що відслідковуючий пристрій важільного типу безпосередньо не пов'язаний з гідравлічною системою гальмового привода. Схема такого вакуумного підсилювача наведена на рис. 44а.

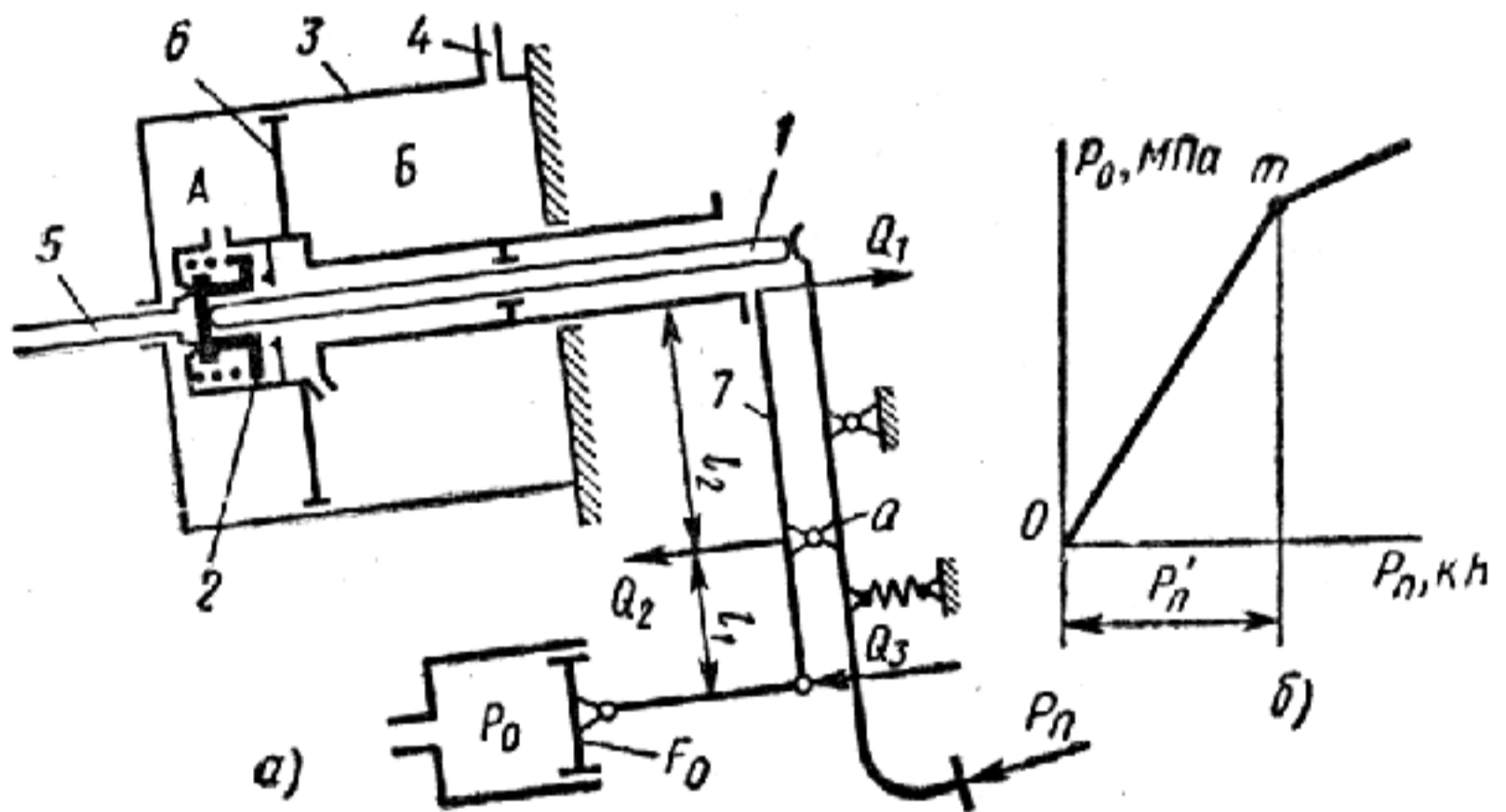


Рис. 44. Вакуумний підсилювач гальм

а) схема підсилювача б) характеристика підсилювача

Особливість другого типу вакуумних підсилювачів полягає в тому, що головний гальмовий циліндр, силова камера, а в деяких випадках і відслідковуючий пристрій розташовані окремо. Схеми таких підсилювачів, які встановлюються на автомобілях ГАЗ-53, ГАЗ-3307, ГАЗ-24, наведені на рис. 45 і 46.

Особливість третього типу вакуумних підсилювачів полягає в тому, що силова камера, головний гальмовий циліндр і відслідковуючий пристрій, розташовані на одній осі, об'єднані в одному агрегаті. Схеми підсилювачів цього типу наведені на рис. 47 і 48.

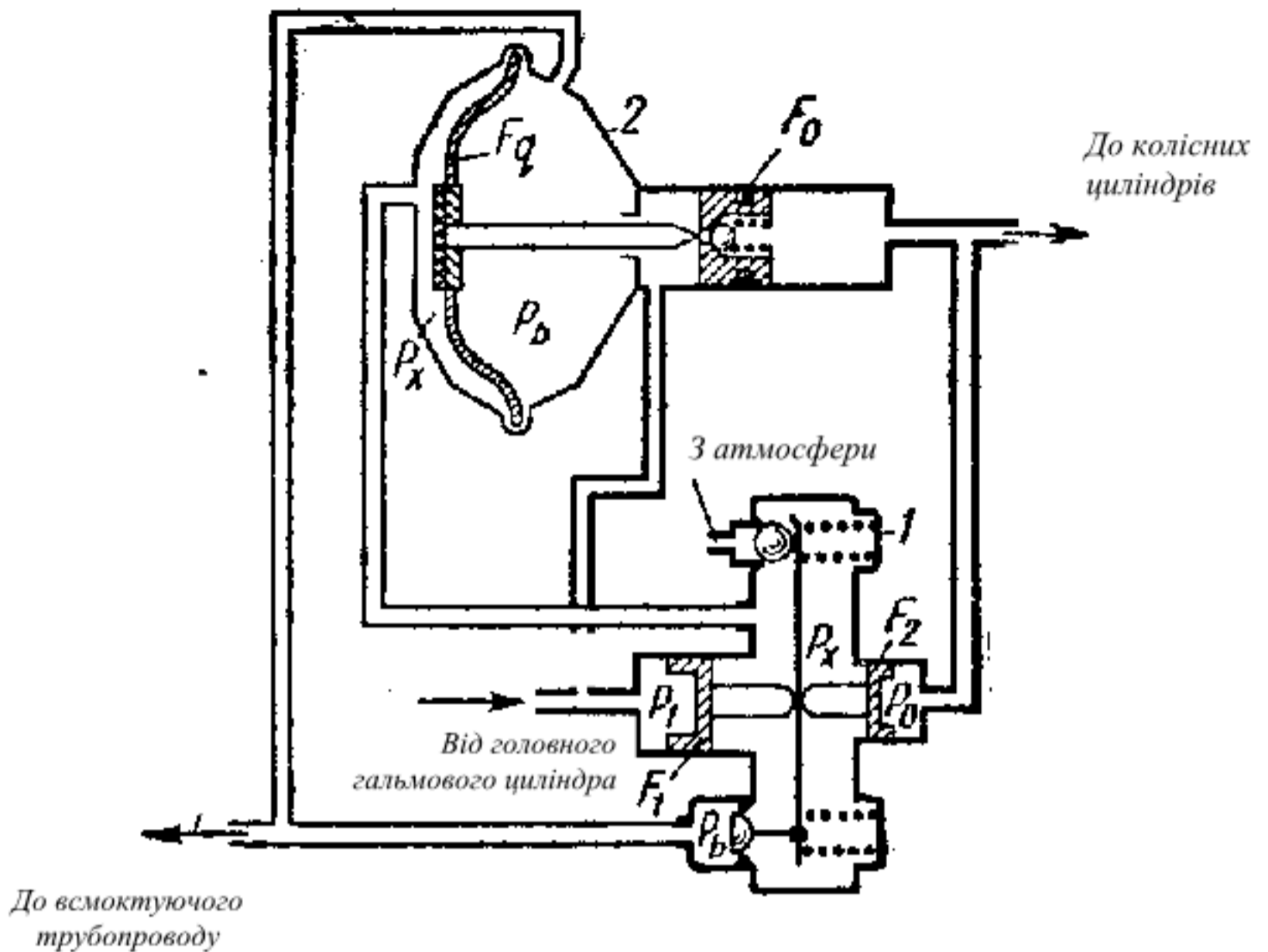


Рис. 45. Схема гідровакуумного підсилювача гальм з окремо розміщеним відслідковуючим пристроєм

Вакуумний підсилювач, зображений на рис. 44, працює наступним чином. При відсутності гальмування, коли $P_n=0$, стержень 1 під дією гальмової педалі переміщує клапан 2 в крайнє ліве положення. При цьому порожнина А силового циліндра 3 з'єднується з порожниною Б, а порожнина Б через трубопровід 4 з'єднується із впускним трубопроводом двигуна. Таким чином в порожнинах А і Б силового циліндра створюється однаковий тиск, який дорівнює розрідженню у всмоктуючому трубопроводі – p_B . При гальмуванні автомобіля верхній кінець педалі, рухаючись вправо, дозволяє клапану 2 закрити отвір, що сполучає порожнини А і Б, та сполучити порожнину А через трубопровід 5 з атмосферою. Тиск в порожнині А збільшується до значення p_a , внаслідок чого поршень б, рухаючись вправо, створює тиск на двоплечий важіль 7 з силою Q_1 . Одночасно на цей же важіль

передається зусилля Q_2 від гальмової педалі. Нижнім кінцем важіль 7 з зусиллям Q_3 діє на поршень головного гальмового циліндра. Розглянувши рівновагу важеля 7, можна встановити співвідношення сил Q_1 , Q_2 і Q_3 .

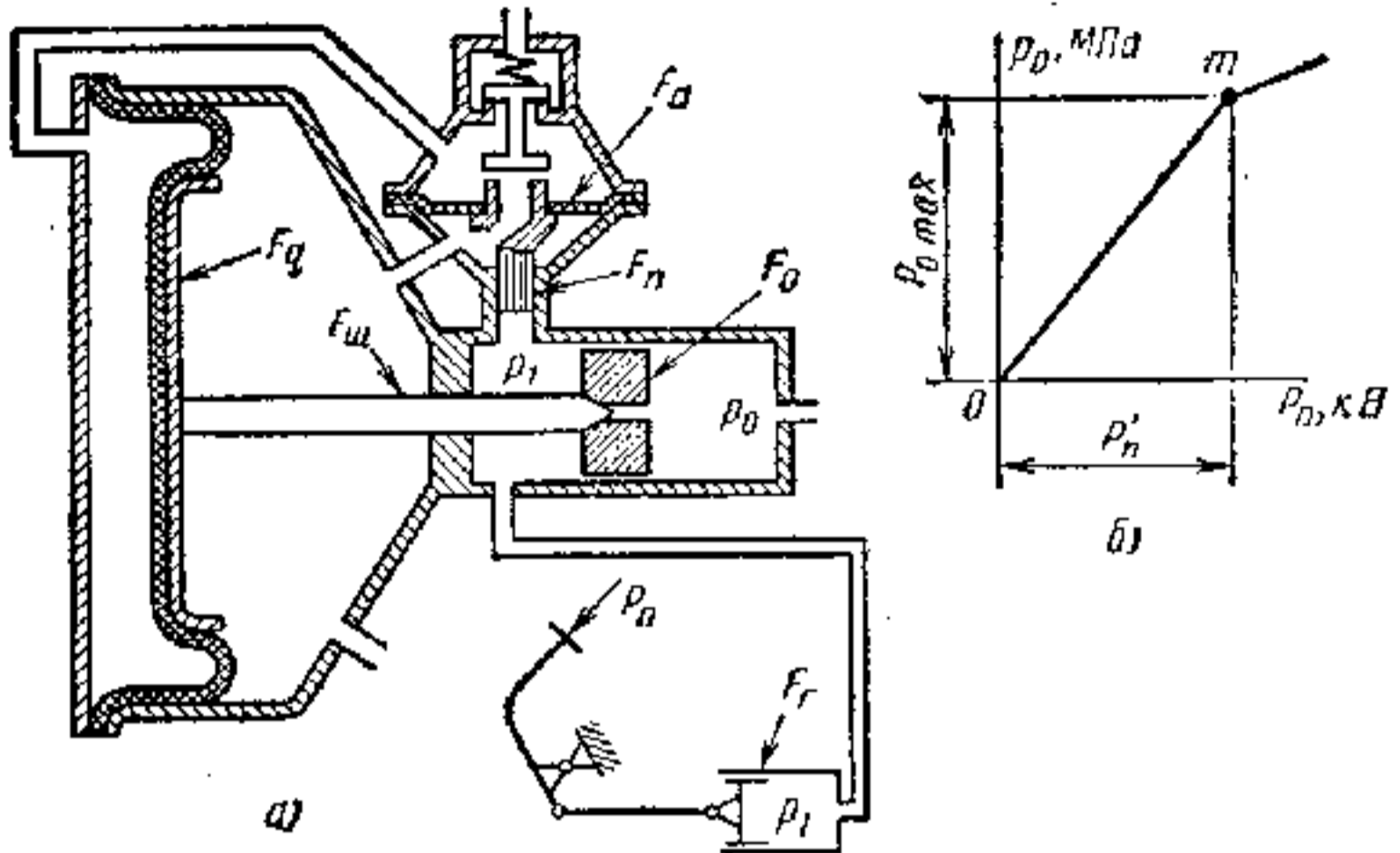


Рис. 46. Гідровакуумний підсилювач гальм
 а) схема підсилювача; б) характеристика підсилювача.

Враховуючи, що сила $Q_2 = P_n i_n$, отримаємо

$$Q_3 = \frac{Q_2 l_2}{l_1 + l_2} = \frac{P_n i_n l_2}{l_1 + l_2}.$$

Тиск рідини в гальмовій системі може бути визначений за формулою

$$P_3 = \frac{Q_3}{F_0} = \frac{P_n i_n l_2}{F_0 (l_1 + l_2)}, \tag{41}$$

де F_0 – площа поршня головного гальмового циліндра.

Таким чином, роль відслідковуючого пристрою в цьому вакуумному підсилювачі виконує двоплечий важіль 7, який встановлює певний тиск p_0 в порожнині А, пропорційний величині сили Q_1 .

Характерною особливістю розглянутого вакуумного підсилювача є те, що створювана ним сила Q_3 на поршневі головного гальмового циліндра

менша, ніж сила Q_2 , яка створюється водієм при натисканні на педаль гальма. Роль вакуумного підсилювача тут полягає в тому, що хід поршня головного гальмового циліндра внаслідок повороту двоплечого важеля 7 відносно точки a значно більше ходу педалі в точці a . Це дозволяє забезпечити потрібний об'єм витискання рідини в головному гальмовому циліндрові при великому значенні передатного відношення педалі i_n і малій величині площі поршня F_0 .

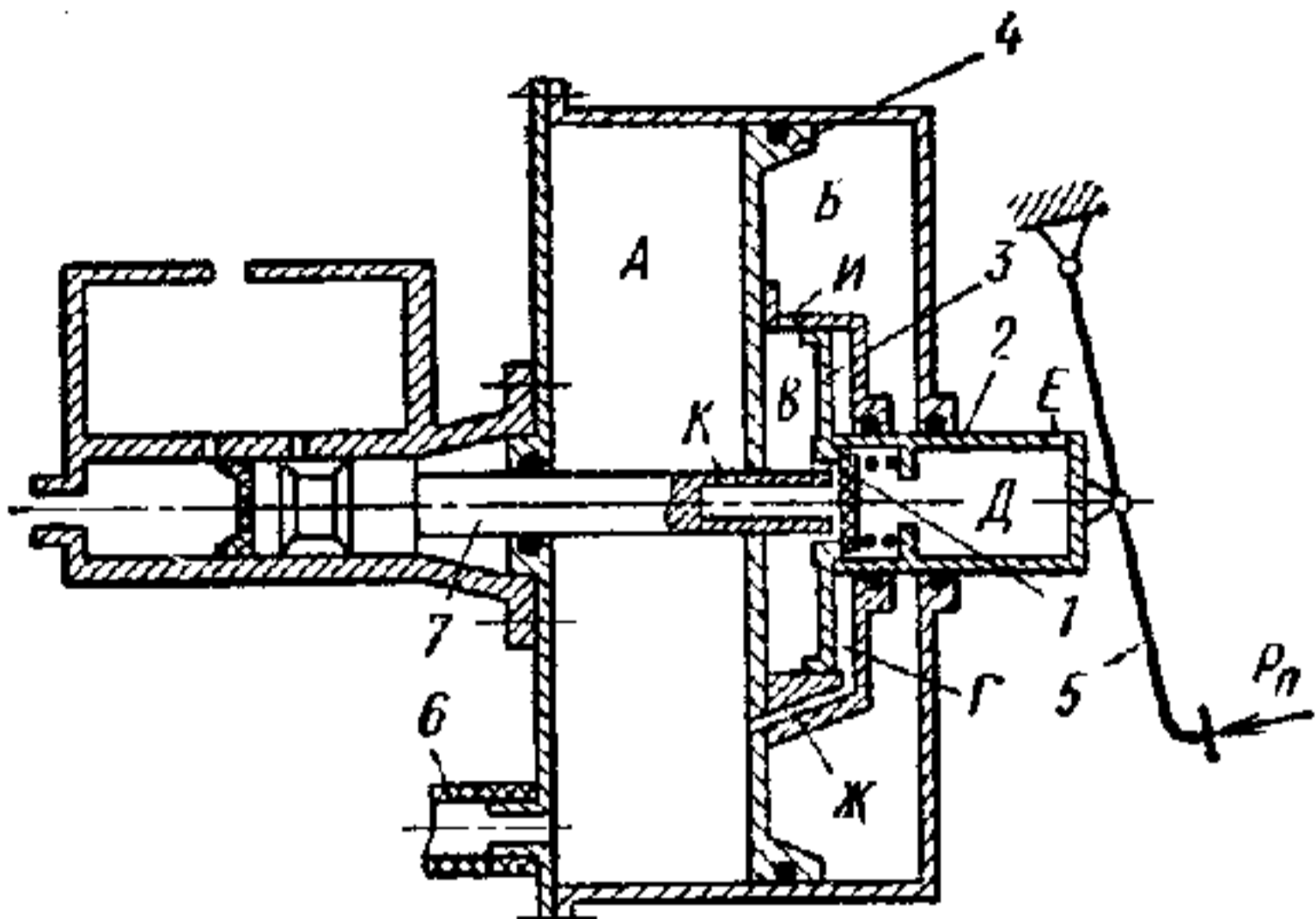


Рис. 47. Принципова схема співвісного гідروвакуумного підсилювача

На рис. 44б наведена характеристика вакуумного підсилювача, яка показує зв'язок між зусиллям, прикладеним до педалі, і тиском рідини в головному гальмовому циліндрові. Лінія характеристики Om побудована, використовуючи формулу (41). Злам характеристики в точці m обумовлений тим, що при зусиллі на педалі P_n тиск p_a в порожнині A силового циліндра 3 збільшився до атмосферного, внаслідок чого зусилля на штокові підсилювача досягло свого граничного значення. При конструюванні вакуумного



підсилювача гальм необхідно забезпечити такі розміри силового циліндра (камери) вакуумного підсилювача, при яких припинення роботи підсилювача відповідало б максимально допустимому зусиллю на педалі гальма. Для даного випадку робоча площа поршня силового циліндра або активна площа діафрагми камери визначається з виразу

$$P_q = \frac{k_n P'_n i_n l_1}{(l_1 + l_2) p_z}, \text{ мм}^2,$$

де P'_n – максимально допустиме зусилля на педалі гальма;

p_z – максимально можлива різниця тисків в камерах A і B силового циліндра ($p_z \approx 0,05$ МПа);

k_n – коефіцієнт запасу ($k_n = 1,0 \dots 1,2$).

Робочий хід поршня силового циліндра x_n визначається наближено за формулою

$$x_n \approx \frac{l_1 + l_2}{i_n l_1} S_n,$$

де S_n – максимальний хід педалі гальма ($S_n = 150 \dots 170$ мм).

Для вакуумного підсилювача, зображеного на рис. 45, тиск рідини в гальмовій системі можна визначити, розглянувши рівновагу двоплечого важеля відслідковуючого пристрою I .

$$p_0 = p_1 \frac{F_1}{F_2} = \frac{P_n i_n F_1}{F_2 F_r},$$

де p_1 – тиск рідини, що створюється в первинному головному гальмовому циліндрі при натисканні водієм на педаль гальма;

F_1 і F_2 – площі поршнів відслідковуючого пристрою I ;

F_r – площа поршня первинного головного гальмового циліндра.

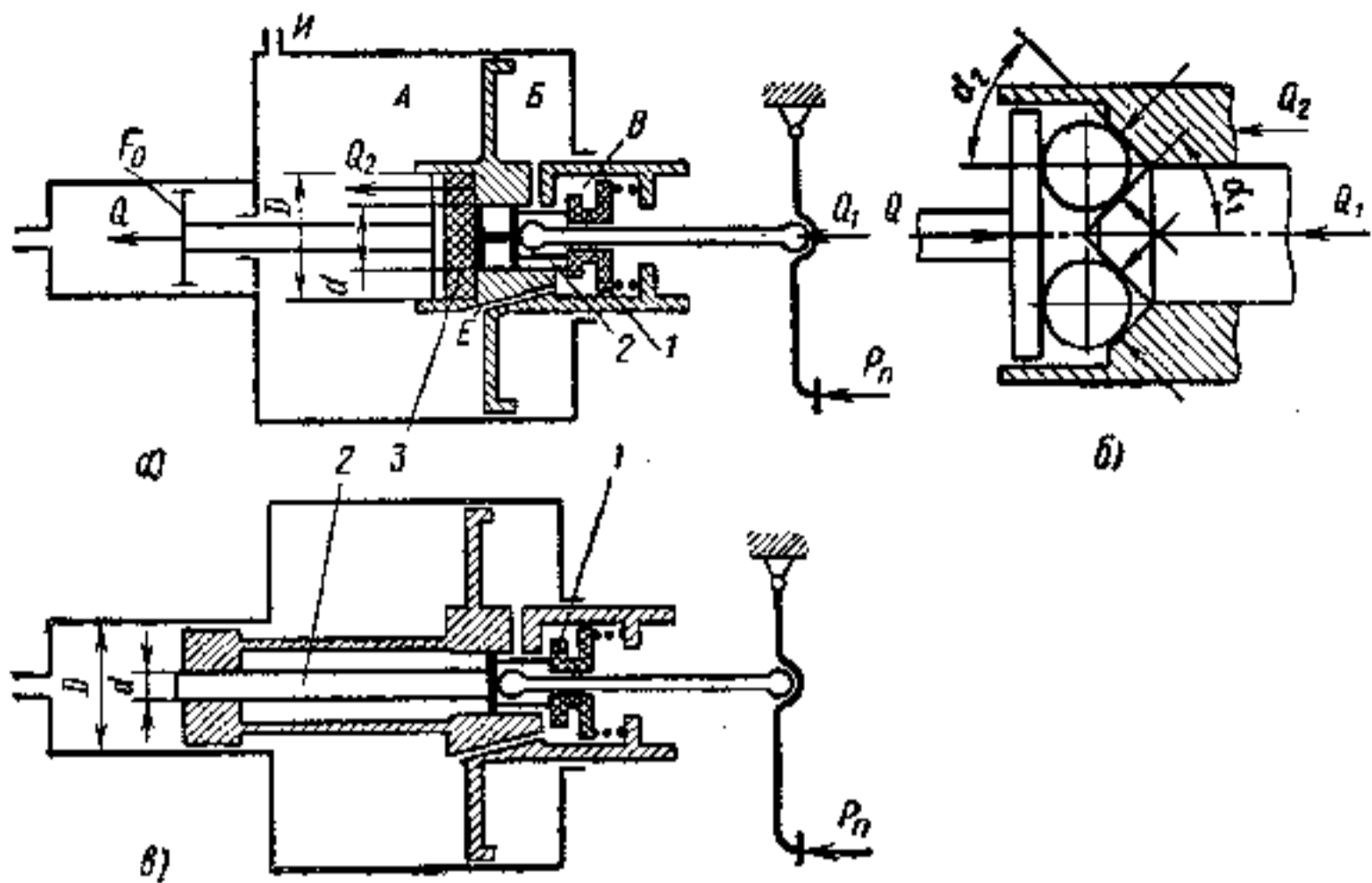


Рис. 48. Основні схеми співвісних гідровакуумних підсилювачів
 а) схема підсилювача з реактивною шайбою;
 б) схема з кульковим відслідковуючим пристроєм;
 в) схема з гідравлічним відслідковуючим пристроєм.

Активна площа діафрагми вакуумного підсилювача 2, що забезпечує необхідне зусилля, може бути визначена з виразу

$$F_q = \frac{k_n P_{0_{\max}} F_0 \left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right)}{P_z},$$

де $P_{0_{\max}}$ – максимальний тиск в колісних циліндрах, що створюється підсилювачем в точці m (рис. 46б);

F_0 – площа поршня вторинного головного гальмового циліндра.

Максимальний тиск в колісних циліндрах гальмової системи визначається з виразу

$$P_{0_{\max}} = \frac{P_n i_n F_1}{F_r F_2}.$$

Максимальний хід штока діафрагми силової камери s_0 може наближено бути визначений за формулою



$$s_0 = \frac{F_\Gamma}{F'_0 i_n} s_n. \quad (42)$$

Для вакуумного підсилювача, зображеного на рис. 46, величину тиску в гальмовій магістралі p_0 можна визначити, розглянувши рівновагу діафрагми F_a , за формулою

$$p_0 = \left(\frac{F_n F_q}{F_a} + F'_0 \right) \frac{P_n i_n}{F_\Gamma F_0},$$

де F_n – площа поршня відслідковуючого пристрою;

F_Γ і F_0 – площі поршнів первинного і вторинного головних гальмових циліндрів;

F_a і F_q – активні площі діафрагм відповідно відслідковуючого пристрою і силової камери;

F'_0 – площа поршня вторинного силового циліндра без врахування площі штока.

Величина активної площі діафрагми вакуумного підсилювача, що забезпечує необхідне значення тиску p_0 на всій ділянці характеристики Om (рис. 46б), визначається за формулою

$$F_q = \frac{p_{0_{\max}} F_0 - p_{1_{\max}} F'_0}{P_z},$$

де $p_{0_{\max}}$ і $p_{1_{\max}}$ – тиски в первинному і вторинному головних гальмових циліндрах при граничному зусиллі на педалі гальма.

Повний хід діафрагми силової камери вакуумного підсилювача визначається за формулою (42).

На рис. 47 і 48 наведені схеми співвісних гідровакуумних підсилювачів, в яких всі механізми підсилювача скомпоновані в єдиному блокові, що спрощує конструкцію гідровакуумного підсилювача, але дещо утруднює його розташування на автомобілі, яке можливе, зазвичай, лише при підвісній педалі гальма.



Гідровакуумний підсилювач, схема якого наведена на рис. 47, працює наступним чином: при відсутності гальмування клапан I впирається в сідло поршня 3 , який разом зі штоком 2 знаходиться в крайньому правому положенні. В цьому положенні порожнина A силового циліндра (сполучається трубопроводом 6 з впускним трубопроводом двигуна) через отвір K з'єднана з порожниною B відслідковуючого пристрою і далі через отвір $И$ з'єднана з порожниною $Б$ силового циліндра. Порожнина $Г$ відслідковуючого пристрою сполучається з порожниною A через отвір $Ж$. Таким чином, в незагальмованому стані в порожнинах A , $Б$, B , і $Г$ створене розрідження, а порожнина $Д$ через отвір E сполучена з атмосферою.

При гальмуванні, коли до педалі 5 прикладена сила P_n , шток 2 , рухаючись вліво, примушує клапан I впертися в сідло штока 7 і відійти від сідла поршня 3 . В цьому положенні порожнини B і $Б$ сполучаються з порожниною $Д$, що призведе до підвищення в них тиску (близько до атмосферного). Тоді поршень 4 силового циліндра, рухаючись вліво, створить тиск через шток 7 на поршень головного гальмового циліндра.

При даній схемі відслідковуючого пристрою зусилля на штокові 7 головного гальмового циліндра визначається за формулою

$$P_{ш} = P_n i_n \left(\frac{F_q}{F_a} + 1 \right),$$

де F_q – площа поршня 4 ;

F_a – площа поршня 3 .

Тиск в гальмовій магістралі може бути розрахований за формулою

$$p_0 = \frac{P_{ш}}{F_0}.$$

Хід поршня 4 знаходиться за формулою $s_0 = s_n i_n$.

Вакуумний підсилювач, схема якого наведена на рис. 48а, працює наступним чином: при відсутності гальмування порожнина A (сполучається через отвір $И$ з впускним трубопроводом двигуна) через канал E і порожнину



B сполучається з порожниною B . Таким чином, в порожнинах A і B створюється розрідження. При гальмуванні клапан 1 , рухаючись вліво, роз'єднує порожнини B і B , сполучаючи при цьому порожнину B з атмосферою. Величина тиску в порожнині B буде залежати від взаємного розташування клапана 1 і його сідла 2 . А це взаємне розташування, в свою чергу, залежить від деформації реактивної шайби 3 , на яку діють три сили: Q_1 – сила на штокові педалі; Q_2 – сила на поршневій вакуумного підсилювача; Q – сила на поршневій головного гальмового циліндра.

Під дією цих трьох сил реактивна шайба 3 повинна знаходитись в певному zdeформованому стані, що забезпечує пропорційність зусиль на педалі гальма і на поршневій вакуумного підсилювача. Враховуючи, що питомі тиски на поверхні реактивної шайби повинні бути однакові в кожній її точці, знайдемо співвідношення зусиль на штокові педалі і поршневій головного гальмового циліндра

$$Q = P_n i_n \frac{D^2}{d}.$$

Тиск рідини в гальмовій магістралі визначається за формулою

$$P_0 = \frac{Q}{F_0} = \frac{P_n i_n D^2}{F_0 d^2}.$$

Необхідний розмір площі поршня вакуумного підсилювача може бути знайдений за формулою

$$F_q = \frac{P_n i_n}{P_z} \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right).$$

Хід поршня вакуумного підсилювача визначається так само, як і в попередньому випадку.

Реактивна шайба вакуумного підсилювача, зображеного на рис. 48а, може бути замінена кульковим відслідковуючим пристроєм, схема якого наведена на рис. 48б. У випадку застосування такого пристрою зусилля на поршневій головного гальмового циліндра визначається за формулою



$$Q = P_n i_n \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_1} \right),$$

де кути α_1 і α_2 вказані на рис. 48б.

Тиск рідини в гальмовій магістралі, площа та хід поршня вакуумного підсилювача визначаються так же, як і в попередньому випадку.

На рис. 48в зображений гідровакуумний підсилювач, в якому функції відслідковуючого пристрою, разом з клапаном 1, виконує поршень 2 діаметром d . В цьому випадку тиск рідини в головному гальмовому циліндрові визначається за формулою

$$p_0 = \frac{4P_n i_n}{\pi d^2}.$$

Необхідні площа поршня вакуумного підсилювача визначається за формулою

$$F_q = \frac{0,785(D^2 - d^2)p_{0\max}}{P_z},$$

де D і d – розміри, вказані на рис. 48в.

Хід поршня вакуумного підсилювача визначається так же, як і в попередньому випадку.

2.13 Проектування пневматичного привода гальм

Пневматичний гальмовий привод використовується для гальмування важких вантажівок, автопоїздів і автобусів великої місткості. Він забезпечує високу ефективність гальмування незалежно від ваги транспортного засобу. Однак пневматичний гальмовий привод має відносно великий час спрацьовування. Тому при його проектуванні необхідні спеціальні конструктивні міроприємства по зменшенню часу спрацьовування та часу розгальмовування. З цією метою необхідно вибрати оптимальні значення січень трубопроводів та клапанів, застосовувати прискорювальні клапани і клапани швидкого розгальмовування.



Пневматичний гальмовий привод автопоїздів проектується за двома схемами – однопровідній та двопровідній.

В якості органа керування гальмами автопоїзда використовується гальмовий кран, що подає стиснене повітря до робочих органів гальм передніх та задніх коліс не менше ніж по двох окремих магістралях.

Всі автомобілі, призначені для роботи з напівпричепами та розпусками, повинні бути обладнані додатковим гальмовим краном з ручним керуванням пневматичним приводом гальм напівпричепа чи розпуска.

Час спрацьовування гальмового приводу, що визначається по самій віддаленій точці, повинен бути не більшим 0,6с. При цьому тиск повинен зростати до 90%.

Допустима несинхронність гальмування тягача і причепа по часу спрацьовування робочих органів складає від + 0,1 до – 0,2с.

Тиск повітря в пневматичному приводі гальм автомобілів та тягачів повинен складати:

- а) номінальний розрахунковий тиск – 0,6МПа;
- б) тиск, що визначається встановленням регулятора тиску – 0,67...0,73МПа;
- в) граничний тиск, що визначається встановленням запобіжного клапана – 0,85МПа;

Тиск повітря в приєднувальній магістралі гальмової системи причепів, напівпричепів та розпусків (розгальмовуючий тиск) повинен підтримуватися в межах 0,67...0,73МПа. Початок збільшення тиску повітря в пневматичному приводі гальм причепів, напівпричепів та розпусків повинен відповідати зменшенню тиску повітря в приєднувальній магістралі на величину не менше 0,06МПа і не більше 0,08МПа.

У випадку використання стисненого повітря для додаткових споживачів (дверні механізми, пневматична підвіска і т. п.) в систему повинен бути включений додатковий ресивер достатньої ємності та встановлений перепускний клапан, який перепускає стиснене повітря в



додатковий ресивер при досягненні тиску в основних ресиверах більше 0,60...0,63МПа.

Сумарний об'єм ресиверів повинен бути таким, щоб при повному натисканні на педаль і непрацюючому компресорові падіння тиску в ресиверах автомобіля і тягача (відносно максимального, обмеженого регулятором) було не більше 0,03МПа, а в ресиверах причепа, напівпричепа і розпуски 0,03...0,05МПа.

Тягачі та автомобілі повинні бути обладнані приєднувальною головкою типу А, причепи, напівпричепи і розпуски – приєднувальною головкою типу Б. В автомобілів і тягачів приєднувальна головка повинна розміщуватись позаду, в сідельних тягачах – за кабіною.

Для приведення в дію запасного гальма пневматичний привод може використовуватись при умові забезпечення повної незалежності запасного гальма від пневматичного привода основних гальм.

На панелі в кабіні водія повинен бути контрольний прилад, що показує тиск в ресивері і гальмовій магістралі автомобіля, а також сигнал (світловий або акустичний), який попереджує про зменшення тиску повітря в ресиверах нижче допустимого.

Гальмова система автомобіля і тягача повинна бути обладнана регуляторами гальмівних сил, які змінюють тиск повітря, що підводиться до гальм задніх осей, в залежності від зміни ваги, яка припадає на ці осі.

Причеп повинен бути обладнаний краном, який дозволяє змінювати тиск повітря, що підводиться до гальм осей причепа, в залежності від степені навантаження, а також проводити повне розгальмовування причепа.

Пневматичний привод гальм повинен бути герметичний; падіння тиску повітря при непрацюючому компресорові допускається не більше 0,03МПа від номінального на протязі 30 хвилин при вільному положенні органів керування і на протязі 15 хвилин при гальмуванні (без врахування падіння тиску за рахунок заповнення гальмової магістралі).



На рис. 49 наведена схема однопровідної гальмової системи з одинарним гальмовим краном. Принцип її дії полягає в наступному: при натисканні на педаль гальма діафрагма гальмового крана 1 під дією сили P_2 рухається вниз і з'єднаний з нею двоплечий важіль, закриваючи одним кінцем атмосферний клапан, іншим відкриває клапан, що з'єднує порожнину, розміщену під діафрагмою, з повітряним ресивером. Стиснене повітря (з тиском p_x) з цієї порожнини поступає до гальмових камер тягача і додаткового гальмового крана 2 , який керує гальмуванням причепа. При цьому рухомий поршень крана 2 рухається вліво, сполучаючи порожнину B з атмосферою. Падіння тиску p_y в цій порожнині викликає переміщення вгору рухомого поршня клапана 3 , внаслідок чого тиск p_z в порожнині B , сполученій з гальмовими камерами причепа, почне зростати.

Тиск повітря в порожнині A гальмового крана, сполученій з гальмовими камерами тягача, залежить від сили, прикладеної до педалі, і визначається з виразу (при рівності плеч двоплечого важеля)

$$p_x = \frac{P_2 - 2[G_k f_k + F_k(p_k - p_x)]}{F_d},$$

де P_2 – сила, прикладена до діафрагми крана (дорівнює добутку зусилля на педалі і передатних відношень педалі і важеля крана);

C_k і f_k – відповідно жорсткість і деформація пружини впускного клапана крана;

F_k і F_d – площі впускного клапана і діафрагми;

p_k – тиск у ресивері тягача.

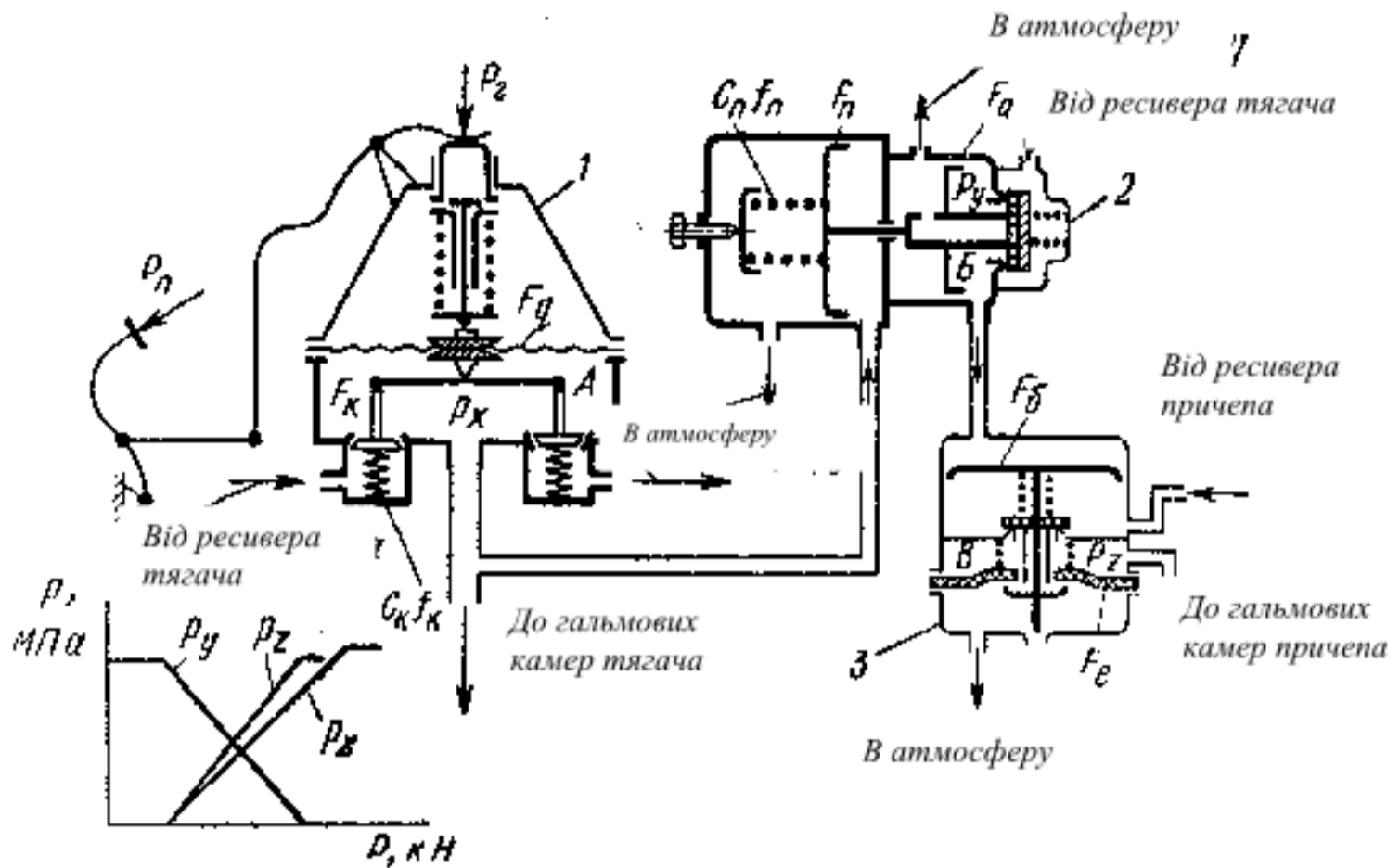


Рис. 49. Схема пневматичної гальмової однопровідної системи

Тиск у порожнині B гальмового крана причепа визначається за формулою

$$p_y = \frac{C_{\Pi} f_{\Pi} - F_{\Pi} p_x}{F_a},$$

де C_{Π} і f_{Π} – відповідно жорсткість і деформація пружини крана;

F_{Π} – відповідно площі лівого і правого поршнів.

Максимальний тиск повітря в порожнині B встановиться при $p_x = 0$ (розгальмований стан крана). З дуже малою похибкою можна допустити, що такий же тиск буде й у ресивері причепа, сполученому з порожниною B через повітряний розподільчий клапан.

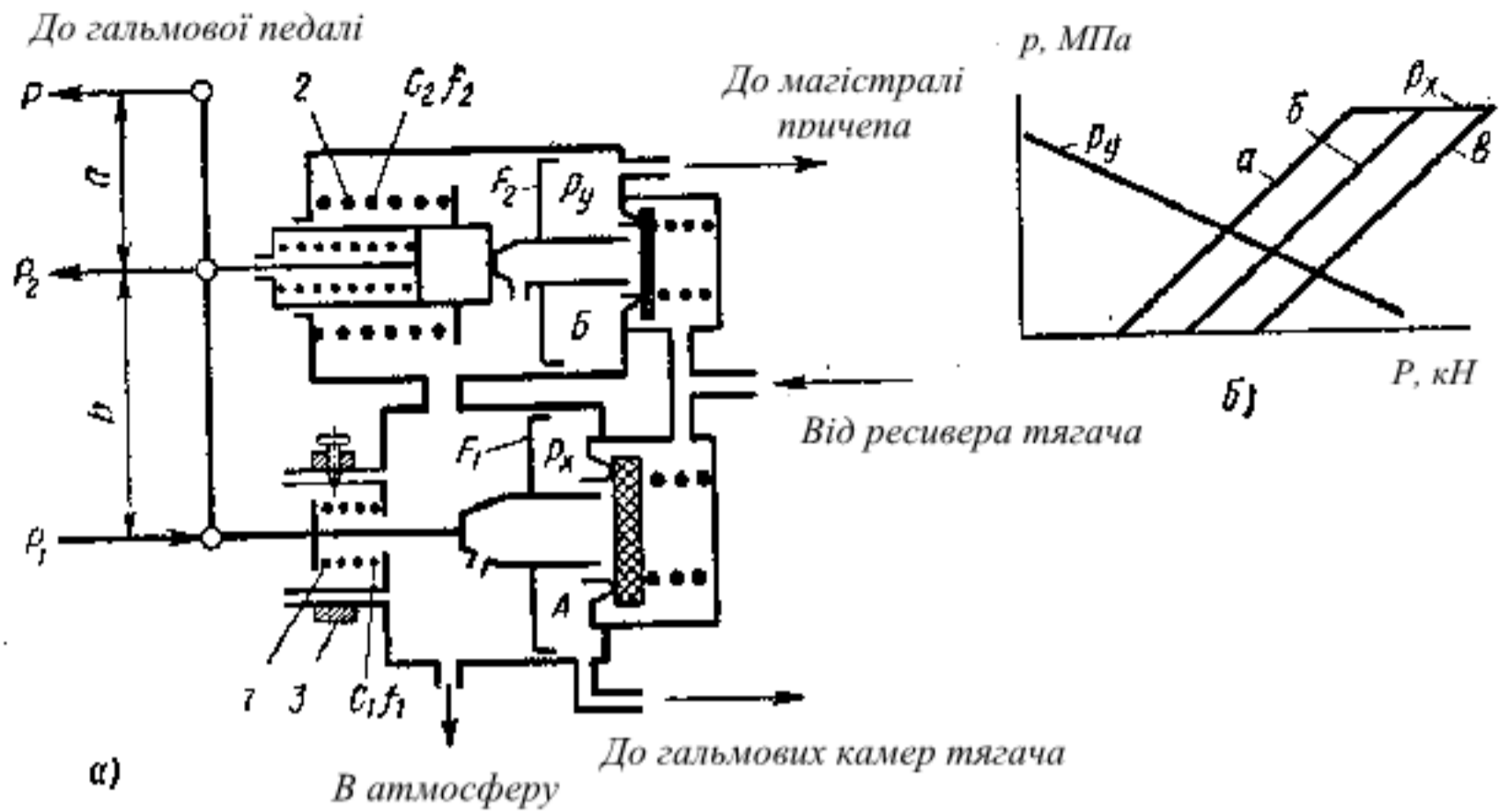


Рис. 50. Схема зведеного пневматичного гальмового крана

Тиск повітря в порожнині повітряного розподільчого клапана B , сполученій з гальмовими камерами причепа, визначається за формулою

$$p_z = p_x \frac{F_{II}}{F_a} \cdot \frac{F_b}{F_e}, \quad (43)$$

де F_b і F_e – відповідно площа поршня й активна площа діафрагми повітряного розподільчого крана причепа.

Приблизний графік зміни тисків p_x , p_y і p_z наведений на рис. 49.

Одночасне і пропорційне гальмування тягача і причепа повинне бути забезпечене також відповідним розрахунком гальмових камер (чи циліндрів) і гальмових механізмів. Однак статичний розрахунок дозволяє визначити основні параметри гальмового привода тільки в першому наближенні. Повніші і достовірніші дані може дати динамічний розрахунок, основи якого викладені в роботі [2].

На рис. 50 зображено комбінований гальмовий кран однопровідної системи. При натисканні на гальмову педаль верхній кінець важеля крана рухається вліво. Поршень нижнього відслідковуючого механізму, рухаючись



при цьому вправо, від'єднує порожнину A від атмосфери і відкриваючи клапан, сполучає її з ресивером. З порожнини A стиснене повітря надходить до гальмових камер (чи циліндрів) тягача.

Шток верхнього відслідковуючого механізму, рухаючись вліво, стискає пружину 2 , що дозволяє переміститися вліво поршневі і сполучити порожнину B з атмосферою, внаслідок чого в ній починає зменшуватися тиск. При розгальмованому стані порожнина B сполучена з ресивером.

Стиснене повітря з порожнини B надходить до повітряного розподільчого клапана причепа (клапан 3 на рис. 49).

Тиск повітря в порожнині A визначається за формулою

$$P_x = \frac{P_1 - c_1 f_1}{F_1} = \frac{P \frac{a}{b} - c_1 f_1}{F_1}$$

де F_1 – площа поршня;

P – сила, прикладена до важеля крана;

$c_1 f_1$ – сила, створена пружиною 1 ; ця сила може змінюватися регульовальним кільцем 3 , при цьому буде змінюватися співвідношення між тисками P_x і P_2 .

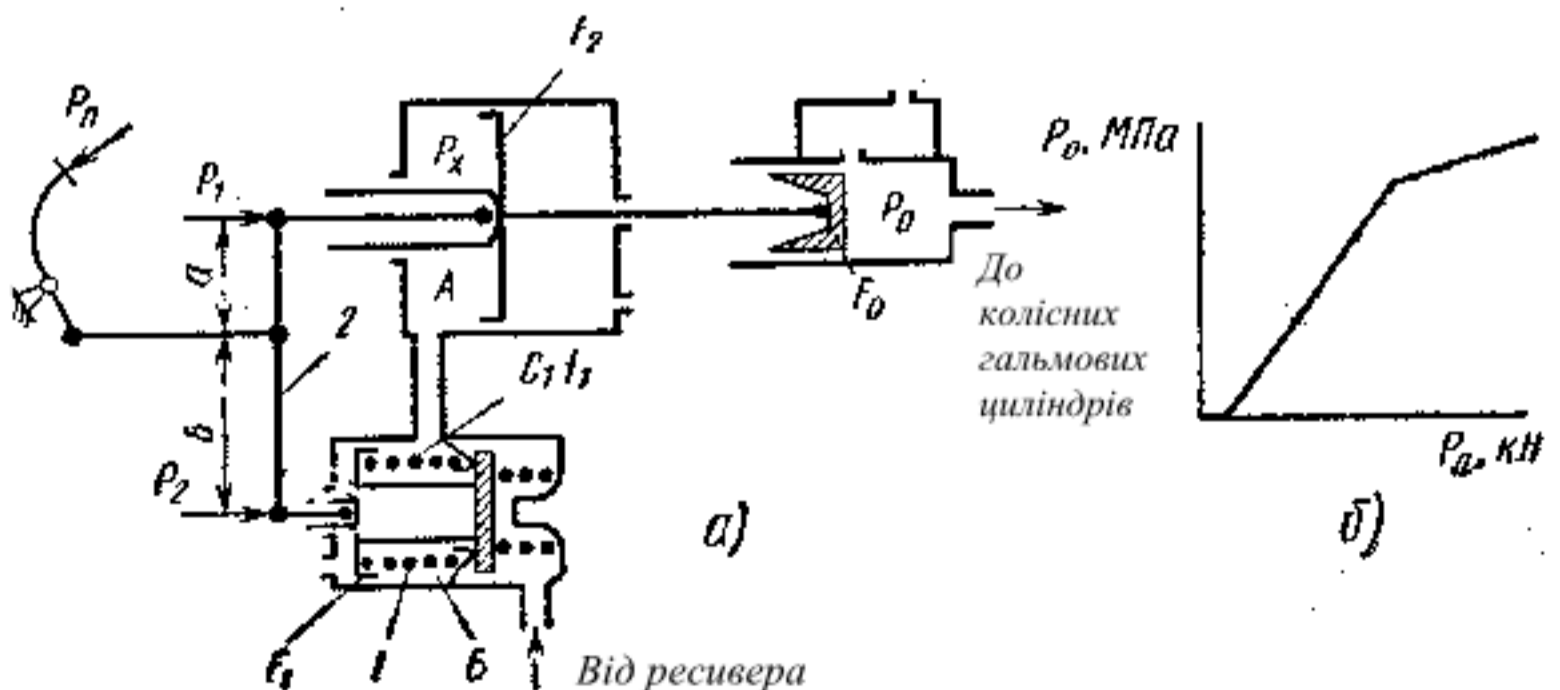


Рис. 51. Принципова схема гідропневматичної гальмової системи

Тиск у порожнині B визначається за формулою

$$p_x = \frac{C_2 f_2 - P_2}{F_2} = \frac{C_2 f_2 - P \frac{a+b}{b}}{F_2},$$

де $C_2 f_2$ – сила, з якою тисне на шток відслідковуючого механізму пружина 2;

F_2 – площа поршня відслідковуючого механізму.

Максимальний тиск p_y буде при розгальмованому стані крана, коли сила, прикладена до важеля крана, дорівнює нулю.

Діаграма зміни тисків p_y і p_x в залежності від сили P і стиску пружини I наведена на рис. 50б. Лінії a , b і v зображують характер зміни тиску p_x при різному стисканні пружини I : лінія a – при мінімальному стисканні пружини (причіп розвантажений); лінія v – при максимальному стисканні пружини I (причіп навантажений).

На рис. 51 наведена схема гідропневматичного привода, головна перевага якого полягає у зменшенні часу спрацьовування гальма. При натисканні на педаль сила P_{II} передається на штоки відслідковуючого механізму і поршня силового циліндра у співвідношенні, обернено пропорційному плечам важеля 2.

Тиск у порожнині B клапана відслідковуючого механізму може бути визначений з виразу

$$p_x = \frac{P_2 - C_1 f_1}{F_1} = \frac{P_{II} i_{II} \frac{a}{a+b} - C_1 f_1}{F_1},$$

де $C_1 f_1$ – сила стиску пружини I ;

F_1 – площа поршня відслідковуючого механізму;

i_{II} – передатне відношення педалі гальма;

a і b – плечі важеля 2.

Тиск у головному гальмовому циліндрі визначається за формулою

$$p_0 = \frac{p_x F_2 + P_{II} \frac{bi_{II}}{a+b}}{F_0}, \quad (44)$$

де F_0 і F_2 – площі поршнів головного гальмового і силового циліндрів.

При несправній пневматичній гальмовій системі гальмування можливе лише за рахунок прикладення додаткового зусилля водія до педалі гальма. У цьому випадку тиск рідини може бути визначений за формулою (44), приймаючи, що $p_x = 0$. Діаграма зміни тиску p_0 в залежності від сили P_{II} наведена на рис. 51б.

На рис. 52 наведена схема двопровідної гальмової пневматичної системи, що має експлуатаційні переваги перед однопровідною системою.

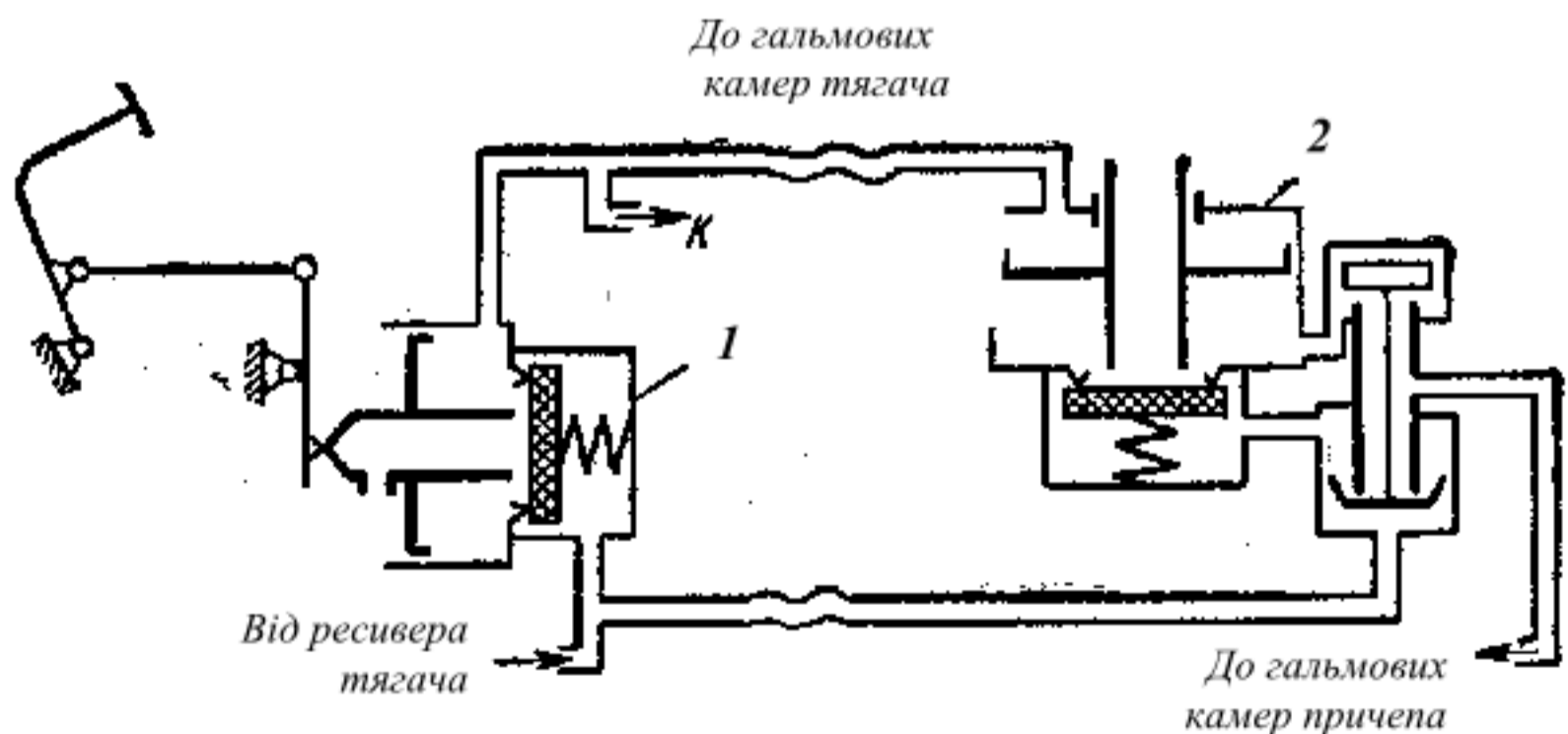


Рис. 52. Принципова схема пневматичної двопровідної гальмової системи:

1 – гальмовий кран;

2 – прискорювально-аварійний клапан.



1. На затяжних спусках при тривалому пригальмовуванні в однопровідній гальмовій системі ресивер причепа не встигає поповнюватися повітрям. У двопровідній системі це виключено, тому що в процесі гальмування ресивер причепа весь час поповнюється стисненим повітрям.
2. При однопровідній системі у випадку, коли витрата повітря в автомобілі (тягачі) більша, ніж у причепі, існує небезпека, що при розгальмовуванні магістраль керування не одержить необхідного наповнення і гальмовий клапан причепа не перейде в положення розгальмовування.

У двопровідній системі надійне розгальмовування забезпечується тим, що положенню розгальмовування відповідає підвищений тиск у гальмовому клапані.
3. Сталість тиску в ресивері причепа при двопровідній системі забезпечує краще узгодження гальмування причепа з гальмуванням автомобіля (тягача).



3 РУЛЬОВЕ КЕРУВАННЯ

3.1 Загальні відомості

Рульове керування призначене для забезпечення необхідного напрямку руху автомобіля шляхом роздільного та злагодженого між собою повороту його керованих коліс. Рульове керування складається з рульового механізму з рульовим валом і колесом, рульового привода та підсилювача.

3.1.1 Вимоги, що висуваються до рульового керування

Рульове керування повинне задовольняти наступні вимоги: підтримувати таке співвідношення між кутами повороту коліс, при якому кочення всіх коліс автомобіля не супроводжується їх бічним ковзанням; забезпечувати узгодженість в кінематичному і силовому відношенні між поворотом рульового і керованих коліс; створювати умови для забезпечення легкості керування, високої маневреності автомобіля.

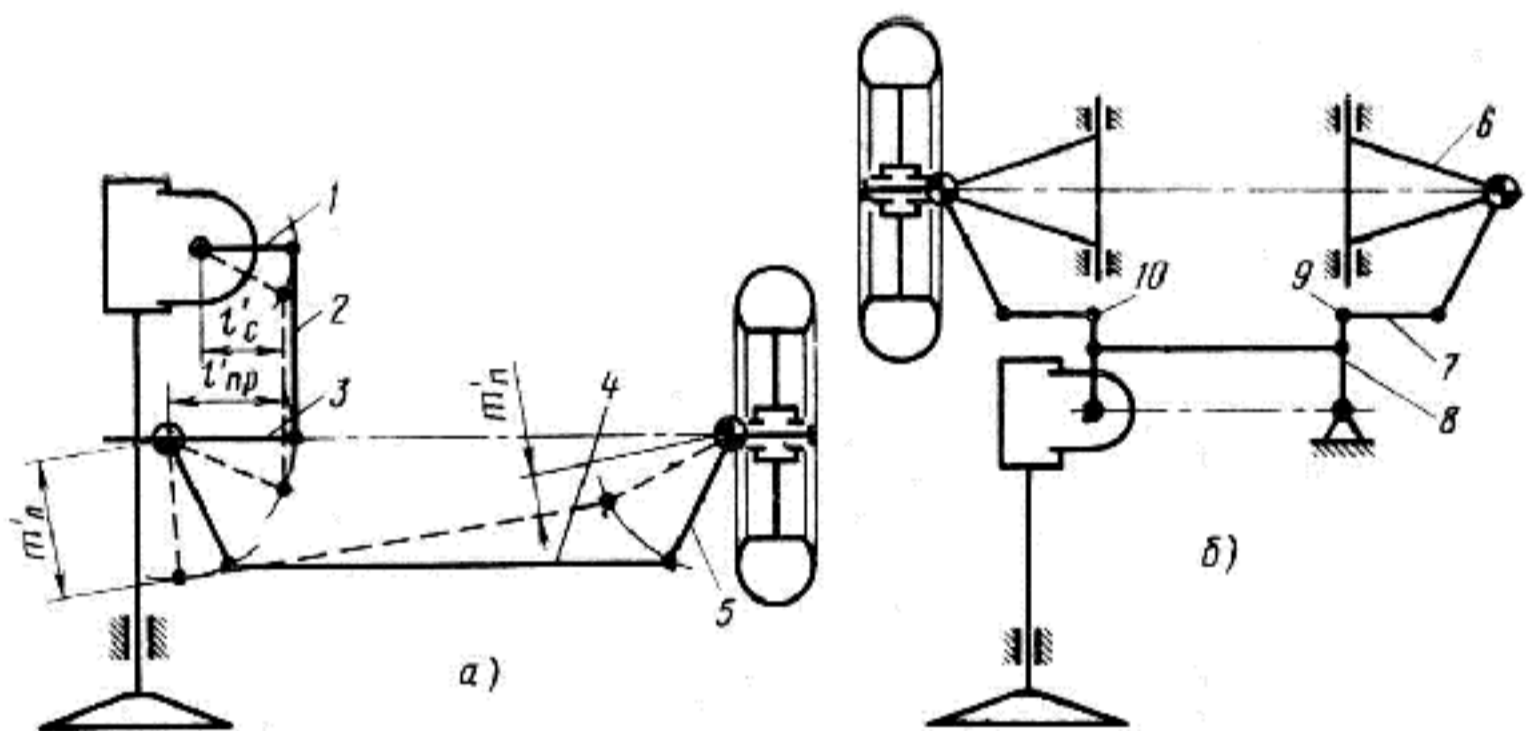
Для забезпечення першої вимоги призначена рульова трапеція, що є частиною рульового привода; друга вимога відноситься до рульового керування з підсилювачем і забезпечується підсилювачем, що має відслідковуючу дію. Легкість керування забезпечується вибором раціональних значень кінематичного та силового передатних чисел і ККД рульового керування. Висока маневреність забезпечується при виконанні двох умов: по-перше, заданням такого найбільшого кута повороту керованих коліс, при якому радіус повороту по колії переднього зовнішнього колеса склав би $2 \div 2,5$ бази автомобіля (менші значення беруться для автомобілів з великою базою, а більші – для автомобілів з малою базою); по-друге, вибором такого значення кутового передатного числа рульового керування, при якому число обертів рульового колеса від середнього положення до кожного з крайніх не перевищувало б для легкових автомобілів – 1,8, а для вантажних – 3,0.

Оціночними параметрами рульового керування є кінематичне і силове



передатні числа, величина зазора в зачепленні та ККД рульового керування в цілому та його складових частин – рульового привода і рульового механізму.

Кінематичне передатне число рульового привода рівне відношенню елементарного кута Ω_c повороту вала сошки до половини суми елементарних кутів α_1 та α_2 повороту відповідно внутрішнього і зовнішнього керованих коліс. Величина $u_{крп}$ не є постійною і залежить від положення ланок привода. Тому її значення повинні визначатися графічно для різних кутів повороту коліс.



- 1 – сошка;
- 2 – поздовжня тяга;
- 3 – важіль поворотної цапфи;
- 4 – поперечна тяга;
- 5 – важіль рульової трапеції;

- 6 – важіль підвіски;
- 7 – бокова тяга;
- 8 – маятниковий важіль;
- 9, 10 – шарніри.

Рис. 53. Схеми рульового привода

a – при залежній підвісці керованих коліс;
б – при незалежній підвісці керованих коліс.

Для рульового привода (рис. 53), ґрунтуючись на тому, що в середньому положенні сошка 1 і важіль поворотної цапфи 3 перпендикулярні до поздовжньої рульової тяги 2, а в крайніх положеннях важеля і сошки кути між ними та тягою однакові, можна приймати, що $u_{крп} = l_{пр}/l_c$,

де $l_{пр}$ та l_c – довжини, відповідно, важеля поворотної цапфи і сошки.



Силове передатне число рульового привода $u_{\text{срп}}$ рівне відношенню моменту опору повороту $T_{\text{сн}}$ керованих коліс до моменту T_c на валу сошки. Воно також залежить від схеми рульового привода і положення його ланок. Для рульового привода (рис. 53а) практичне значення має величина $u_{\text{срп}}$, що відповідає початку повороту коліс з правого крайнього положення в ліве. В цьому випадку важелі і тяга займають положення, яке відповідає штриховим лініям. Момент на валу сошки

$$T_c = 0,5T_{\text{сн}}(l'_c / l'_{\text{пр}}) + 0,5T_{\text{сн}}(l'_c / l'_{\text{пр}})(m'_n / m'_л).$$

Силове передатне число рульового привода:

$$u_{\text{срп}} = T_{\text{сн}} / T_c = 2(l'_{\text{пр}} / l'_c) [m'_n / (m'_n + m'_л)],$$

де $l'_{\text{пр}}, l'_c, m'_л, m'_n$ – активні довжини, відповідно, важеля поворотної цапфи, сошки, лівого і правого важелів.

Кінематичне передатне число рульового механізму залежно від принципу, покладеного в основу його конструкції, може бути постійним або змінним і відповідно дорівнює

$$u_{\text{кн}} = \Omega_{\text{рк}} / \Omega_c \text{ або } u_{\text{кн}} = \Delta\Omega_{\text{рк}} / \Delta\Omega_c,$$

де $\Delta\Omega_{\text{рк}}$ та $\Delta\Omega_c$ – прирости кутів повороту, відповідно, рульового колеса і вала сошки.

Кінематичні передатні числа сучасних рульових механізмів, зазвичай, постійні: $u_{\text{кн}} = 13 \div 22$ для легкових автомобілів, $u_{\text{кн}} = 20 \div 25$ для вантажних.

ККД рульового керування дорівнює добутку $\eta = \eta_{\text{рп}} \eta_{\text{рм}}$,

де $\eta_{\text{рп}}$ та $\eta_{\text{рм}}$ – ККД, відповідно, рульового привода і рульового механізму.

Величина η в середньому складає $0,67 \div 0,82$ при передачі зусилля від рульового колеса до керованих коліс (прямий ККД), а при передачі зусилля у зворотному напрямку (зворотний ККД) $0,58 \div 0,63$. Величина $\eta_{\text{рп}}$ оцінює втрати на тертя в шарнірах важелів та шкворневих вузлах керованих коліс, які



складають, відповідно, $10 \div 15$ і $40 \div 50\%$ загальних втрат в рульовому керуванні.

Необхідність великого значення прямого ККД очевидна. Значення зворотного ККД повинно бути вищим за межу оборотності для того, щоб зберегти стабілізацію керованих коліс і «відчуття дороги», але може бути близьким до межі оборотності. При цьому поворотний момент, що виникає внаслідок наїзду керованих коліс на нерівності дорожнього покриття (зворотний удар), повинен досягати рульового колеса істотно ослабленим.

За наявності в рульовому керуванні підсилювачів вимоги відносно ККД рульового механізму в значній мірі знижуються, оскільки легкість керування і погашення поштовхів та ударів в рульовому керуванні забезпечуються дією підсилювача.

Якщо взяти до уваги лише тертя в зачепленні рульової пари, нехтуючи тертям в підшипниках, сальниках та інших вузлах, то ККД черв'ячних і гвинтових механізмів в прямому напрямку

$$\eta_{1pm} = \operatorname{tg}\beta_{\delta} / \operatorname{tg}(\beta_{\delta} + \rho);$$

у зворотному напрямку

$$\eta_{2pm} = \operatorname{tg}(\beta_{\delta} - \rho) / \operatorname{tg}\beta_{\delta},$$

де β_{δ} – кут підйому гвинтової лінії черв'яка або гвинта;

ρ – кут тертя.

Зазори у всіх кінематичних ланках рульового керування (від шкворневих вузлів до рульового колеса) повинні відповідними конструктивними рішеннями бути зведеними до можливого мінімуму для того, щоб виключити вихляння керованих коліс.

Найбільшому зношуванню підлягають елементи робочих поверхонь при нейтральному положенні керованих коліс. Тому в цьому положенні зазор повинен бути мінімальним (близьким до нуля). Від середнього положення до периферії зазор в зачепленні поступово збільшується і в крайніх положеннях складає $25 \div 35^{\circ}$. Це дозволяє при чергових регулюваннях зазору



компенсувати зношування в середньому положенні без небезпеки заклинювання рульового механізму при поворотах рульового колеса в ту чи іншу сторону.

Опір повороту керованих коліс визначається для найважчих умов, наприклад, при повороті коліс на місці на сухій шорсткій опорній поверхні. Момент, що перешкоджає повороту керованого колеса $T_{сн}$, складається з стабілізуючого моменту T_3 , моменту сили опору коченню колеса відносно осі шворня T_1 та моменту сили тертя ковзання шини по опорній поверхні внаслідок різних відстаней від елементів його відбитка до осі шворня T_2 .

Таким чином

$$T_{сн} = T_1 + T_2 + T_3. \quad (45)$$

В цій формулі $T_1 = G_k f a$; $T_2 = G_k x \phi$;

$$T_3 = a G_k \left[\lambda (\sin \alpha_{1cp} + \sin \alpha_{2cp}) + \gamma (\cos \alpha_{1cp} + \cos \alpha_{2cp}) \right],$$

де G_k – навантаження на керовану вісь;

a – плече обкатки;

f – коефіцієнти опору коченню;

λ та γ – кути нахилу шворня у бік і назад;

α_{1cp} і α_{2cp} – середні кути повороту відповідно внутрішнього і зовнішнього коліс автомобіля;

ϕ – коефіцієнт зчеплення, $\phi = 0,9$.

Плече моменту T_2

$$x = 0,5 \sqrt{r^2 + r_c^2},$$

де r та r_c – вільний та статичний радіуси колеса відповідно.

Для практичних розрахунків зручно момент $T_{сн}$ привести до вала сошки (момент $T_{\mathcal{D}}$):

$$T_c = T_{сн} / (u_{срн} \eta_{рн}). \quad (46)$$

Тангенціальне зусилля на ободі рульового колеса, необхідне для повороту керованих коліс,

$$F_{рк} = T_c / (\eta_{рм} u_{рм} r_{рк})$$

не повинно перевищувати 150÷200Н для легкових автомобілів і 500Н для вантажних. В іншому випадку застосовують підсилювач рульового керування. Діаметр ($2r_{рк}$) рульового колеса, тип з'єднання рульового колеса з валом, приєднувальні розміри маточини рульового колеса і вала встановлюються галузевими стандартами.

3.2 Основи конструювання і розрахунку рульового привода

Рульовий привод, що являє собою систему тяг і важелів, служить для передачі зусилля від сошки на поворотні цапфи та дотримання заданого відношення між кутами повороту керованих коліс. Частина рульового привода, що забезпечує це відношення, називають *рульовою трапецією*.

Типові схеми рульового привода зображені на рис. 53. Схема (рис. 53а) стосується автомобілів із залежною підвіскою керованих коліс, а схема (рис. 53б) – автомобілів з незалежною підвіскою.

При залежній підвісці рульовий привод складається з сошки 1, поздовжньої рульової тяги 2, поворотного важеля 3, а також двох однакових важелів 5 і поперечної тяги 4, що створюють рульову трапецію. Рульовий механізм розташовують таким чином, щоб, по-перше, центр кульового пальця сошки при поворотах вала сошки переміщався в площині, паралельній поздовжній площині автомобіля (на рис. 53а вона умовно суміщена з площиною рисунка); по-друге, щоб при нейтральному положенні сошки центр її кульового пальця співпадав з центром хитання колеса на пружному елементі підвіски O_4 (рис. 54). Тому при вертикальних коливаннях автомобіля виключена можливість виникнення небажаних кутових коливань коліс навколо шкворнів.

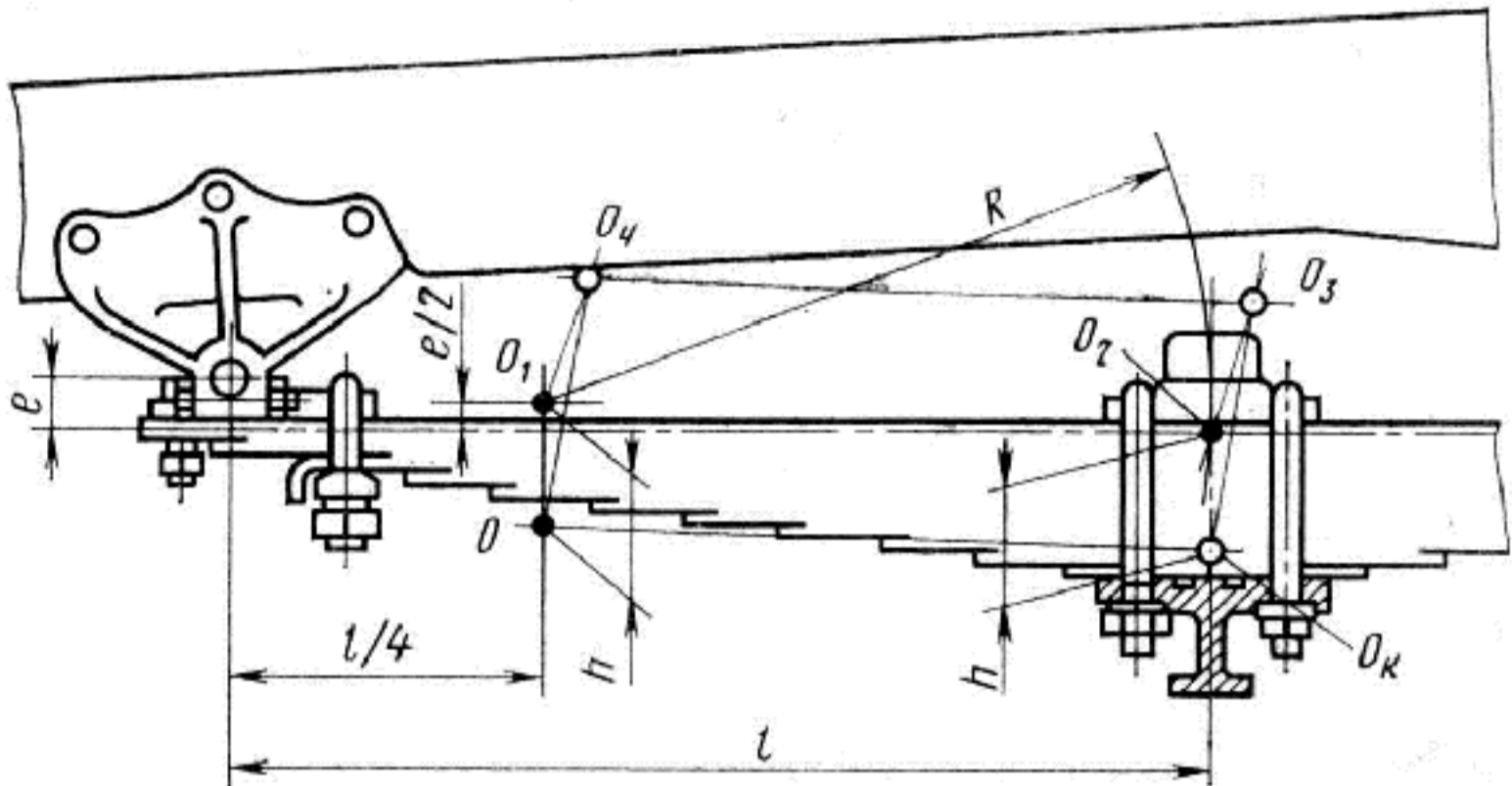


Рис. 54. Схема для визначення центрів хитання різних точок переднього моста

Положення центра O_4 хитання колеса визначають наступним чином. Спочатку знаходять центр O_1 хитання точки O_2 перетину нейтрального шару корінного листа ресори з віссю центрального болта. Встановлено, що внаслідок пружності ресори центр O_1 знаходиться від нерухомо закріпленого кінця ресори на відстанях: $l/4$ – вздовж нейтральної осі та $e/2$ – перпендикулярно до нього. При цьому $e/2$ від нейтрального шару береться в сторону розташування вушка ресори. При коливаннях симетричної напівеліптичної ресори її середня частина разом з балкою моста переміщається паралельно сама собі. Тому центри O і O_4 траєкторій точок O_k і O_3 , пов'язаних з балкою, визначають паралельним перенесенням.

При незалежній підвісці (рис. 53б) поперечну тягу виконують розчленованою. Вона складається з трьох шарнірно зв'язаних частин: середньої 4 (поперечної тяги) і двох бокових тяг 7. Шарніри 9 і 10 розташовані на продовженні осей хитання важелів підвіски, чим виключають можливість виникнення кутових коливань коліс при вертикальних коливаннях автомобіля, що рухається прямолінійно.

Правильне розташування тяг забезпечується сошкою і маятниковим важелем

δ , який розташований симетрично щодо поздовжньої площини автомобіля.

3.2.1 Рульова трапеція

Основним завданням кінематичного розрахунку є визначення оптимальних параметрів рульової трапеції. На стадії проектування вважають, що осі шкворнів вертикальні. Щоб на повороті рух автомобіля не супроводжувався боковим ковзанням його коліс, траєкторії кочення всіх коліс повинні мати єдиний миттєвий центр O (рис. 55а). Для цього необхідно, щоб виконувалась умова

$$\operatorname{ctg}\alpha'_1 - \operatorname{ctg}\alpha'_2 = B / L, \quad (47)$$

де B – шкворнева колія;

L – база автомобіля.

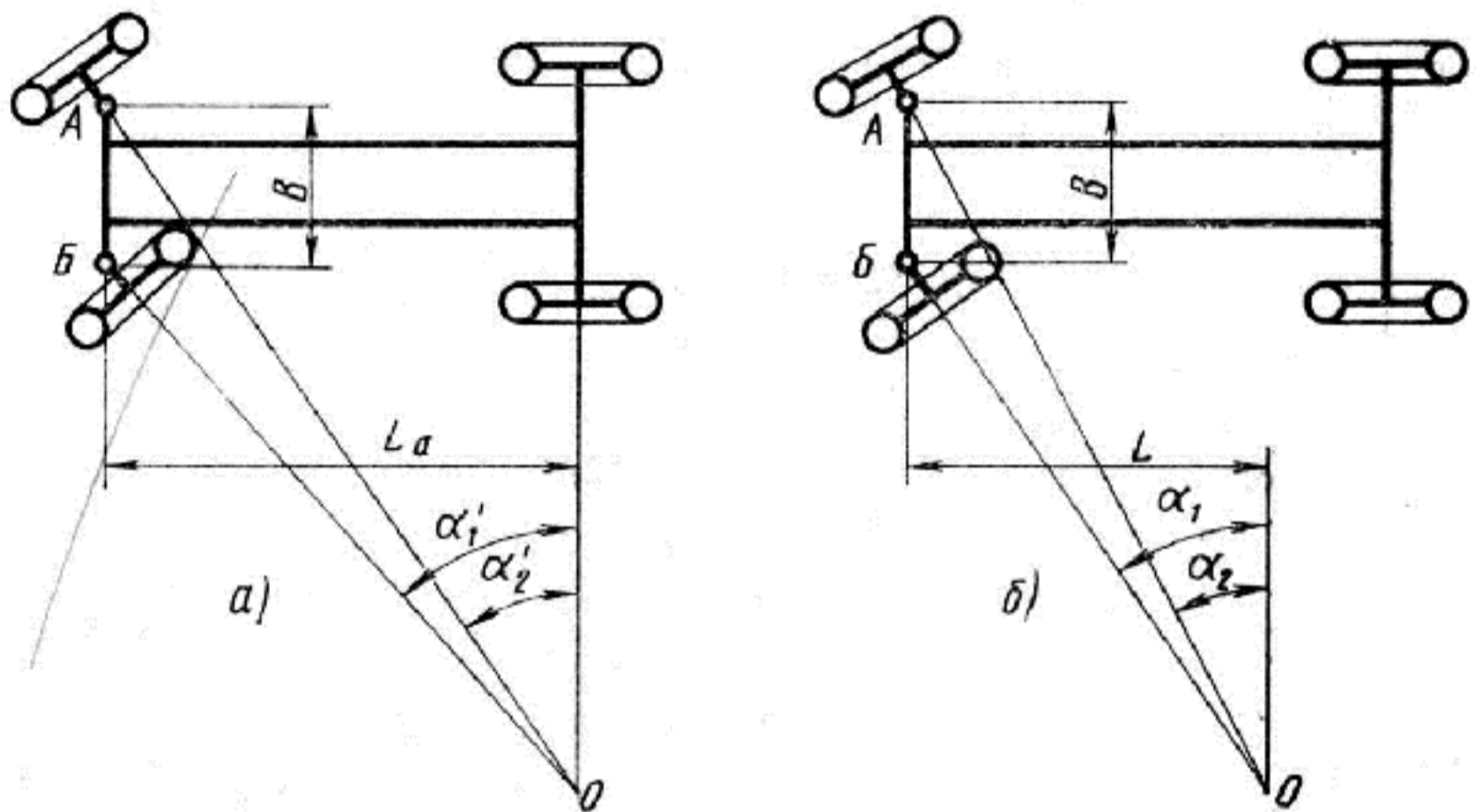


Рис. 55. Схема повороту автомобіля без врахування бокової еластичності шин

а – при ідеальному співвідношенні між кутами α_1 та α_2 повороту керованих коліс;

б – при співвідношенні між кутами α_1 та α_2 , обумовленому застосуванням рульової трапеції.

Виразу (47) задовольняє з достатньою для практики точністю застосування рульової трапеції, яка дозволяє забезпечити таке



співвідношення між кутами α_1 і α_2 повороту керованих коліс, при якому точка O перетину їх осей знаходиться від лінії AB на відстані $L < L_a$ (рис. 54б). Чим ближче до одиниці відношення $L/L_a = \lambda$, тим досконаліший поворот автомобіля.

З трикутника OAB

$$OA = B \sin \alpha_1 / \sin(\alpha_1 - \alpha_2);$$

$$L = B \sin \alpha_1 \sin \alpha_2 / \sin(\alpha_1 - \alpha_2);$$

$$\lambda = B / L \sin \alpha_1 \sin \alpha_2 / \sin(\alpha_1 - \alpha_2). \quad (48)$$

Параметрами рульової трапеції є: шкворнева колія B (рис. 56), відстань n між центрами кульових шарнірів важелів трапеції; довжина m та кут θ нахилу важелів поворотних цапф.

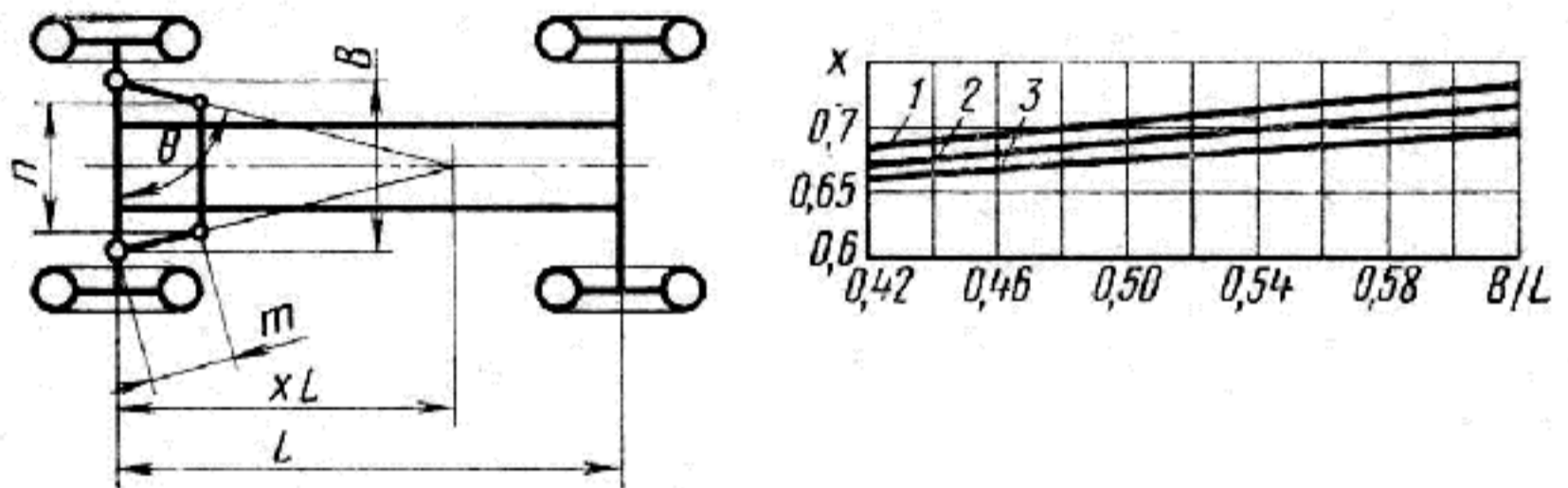


Рис. 56. Схема рульової трапеції і залежність x від B/L

1 – 3 при y , рівному відповідно 0,12; 0,14; 0,16.

Їх визначають в такій послідовності: спочатку за кресленням керованого моста знаходять розміри шкворневої колії B . Потім для трьох значень відношення $m/n = y$ за графіком (рис. 56) визначають значення коефіцієнта x .

Кут нахилу важелів

$$\theta = \arctg [xL / (0,5B)];$$

$$n = B / (1 - 2y \cos \theta);$$

$$m = yn.$$



Компонувальні умови обумовлюють розташування рульової трапеції перед керованим мостом. В цьому випадку довжина n поперечної тяги більше шкворневої бази, тобто

$$n = B / (1 + 2y \cos \theta).$$

Для ряду послідовних значень кута α_1 графічно слід визначити відповідні їм значення кута α_2 , а за формулою (48) – значення λ . Потім на одному графіку для трьох варіантів, що розглядаються, потрібно побудувати криві залежності λ від α_1 та пряму $\lambda=1$. При подальшому розгляді приймаємо ті значення параметрів рульової трапеції, які при самих використовуваних значеннях кутів повороту коліс відповідають залежності $\lambda(\alpha_1)$, близькій до прямої $\lambda=1$. При використанні високоеластичних шин форма трапеції наближається до прямокутника. Для нормальної роботи рульового привода максимальні значення кутів α_1 та α_2 обмежуються зазвичай умовою $\alpha_{1\max} + \alpha_{2\max} \leq 70^\circ$.

Схематичну компоновку рульового привода виконують для визначення розмірів і розташування в просторі сошки, тяги і важелів, а також передатного числа привода. При цьому прагнуть забезпечити одночасно симетричність крайніх положень сошки щодо її нейтрального положення, а також рівність кінематичних передатних чисел привода при повороті коліс як вправо, так і вліво. Якщо кути між сошкою і поздовжньою тягою, а також між тягою і поворотним важелем в його крайніх положеннях, приблизно однакові, то ці умови виконуються.

Тяги виготовляють з безшовних труб і цим досягають необхідної жорсткості при малій масі. Тягам надають форм, що відповідають компоновальним вимогам; їх виготовляють із сталей 20, 30 або 35.

3.2.2 Шарніри

Шарніри, типові конструкції яких зображені на рис. 57, виконують сферичними, оскільки спряжені частини привода здійснюють складні



відносні переміщення. Основною відмінною особливістю шарнірів є спосіб усунення зазорів, які можуть утворюватися внаслідок зношування поверхонь тертя.

В сучасних конструкціях постійну щільність з'єднання головки 1 кульового пальця з вкладишами 2 підтримують за допомогою пружин 3, що діють вздовж осей тяги чи пальця.

Шарніри з пружиною, що діє по осі тяги (рис. 57а–в), прості у виготовленні і набули поширення на вантажних автомобілях середньої і великої вантажопідйомності. Проте така конструкція має істотний недолік, який полягає в тому, що зусилля пружини повинне бути значно більше зусилля, яке може діяти вздовж осі тяги під час руху автомобіля в найнесприятливіших умовах. Це позначається негативно на довговічності вкладишів і пальця.

Шарніри з пружиною, що діє по осі кульового пальця (рис. 57г–и), не мають вказаного недоліку. В цих конструкціях сила пружності пружини приймається такою, щоб дія на тягу максимально можливої вертикальної сили інерції, що виникає внаслідок наїзду коліс на нерівності дорожнього покриття, не призводила до появи зазорів в шарнірах.

Корпуси шарнірів поперечної тяги і зовнішніх кінців бокових тяг виконують у вигляді накінецьників, що загвинчуються на кінці тяги. Це дозволяє регулювати сходження керованих коліс і виготовити шарнір у вигляді самостійної складальної одиниці. Корпуси решти шарнірів виконують як єдине ціле з тягами. Передбачають можливість мащення шарніра і ефективні заходи, направлені на утримання змащувального матеріалу і запобігання проникненню вологи і бруду всередину корпусу.

Для виготовлення кульових пальців і вкладишів застосовують сталі 12ХНЗА, 18ГТ, 20ХН. Робочі поверхні пальців і вкладишів цементують на глибину 1,5÷3,0мм. Твердість після гартування $HRC56...63$. Можливе застосування сталей 40 і 45 з об'ємним гартуванням СВЧ і зміцненням галтелі пальця накаткою. Корпуси шарнірів виготовляють із сталей 35 і 40.

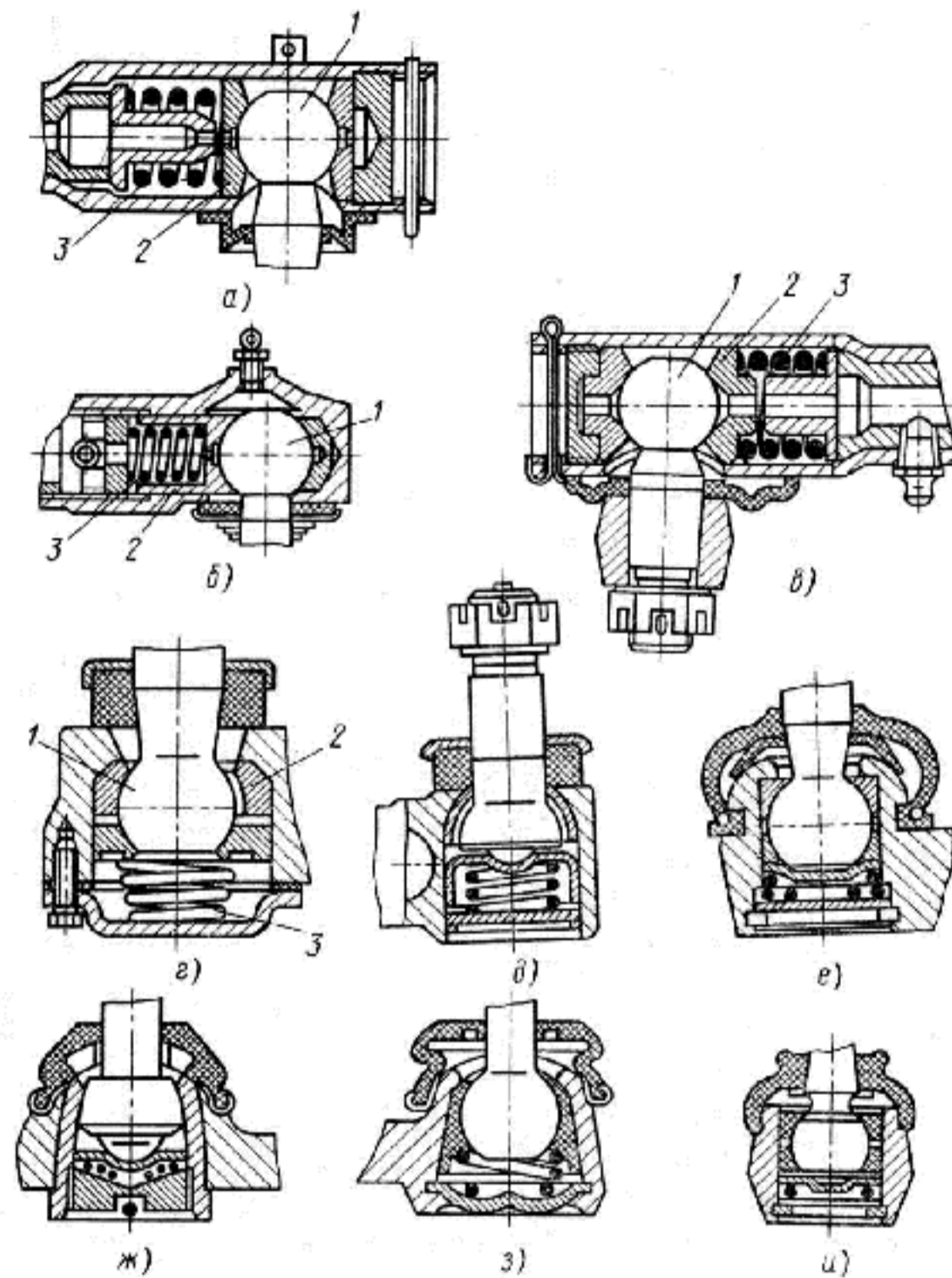


Рис. 57. Кульові шарніри рульового привода автомобілів

a–в – з пружинами, що діють по осі тяги відповідно для автомобілів МАЗ-500 (поздовжня тяга), Урал-375 і КраЗ-257 (поперечна тяга), ГАЗ-53А (поздовжня тяга);

г–и – з пружинами, що діють по осі кульового пальця відповідно для автомобілів ЗИЛ-130 (поперечна тяга), УАЗ, ГАЗ-53А (поперечна тяга), ГАЗ-24 "Волга", "Жигулі", і "Запорожець".;

Підвищення зносостійкості робочих поверхонь головки пальця і вкладишів здійснюється при плазмовому або газоплазмовому напиленні. Для легкових автомобілів перспективним є застосування вкладишів, виготовлених з конструкційних пластмас, які в процесі виготовлення просочуються спеціальним складом (наприклад, нейлонові – дисульфідом молібдену). Такі вкладиші не викликають необхідності у використанні змащувального матеріалу.



Якщо підсилювач відсутній, то розрахункове навантаження для різних елементів привода визначають, беручи до уваги його розташування в приводі, виходячи з максимального значення моменту опору повороту, який визначається за формулою (45).

При наявності підсилювача, коли він суміщений з рульовим механізмом, всі елементи привода навантажені моментом T_c на валу сошки, який є результатом одночасної дії підсилювача при максимальному тиску рідини і граничної тангенціальної сили $F_{pk \max} = 0,5 \text{ кН}$, прикладеної до обода рульового колеса. Коли силовий циліндр підсилювача розміщений в приводі, то для елементів привода, що знаходяться між рульовим механізмом і силовим циліндром, розрахункове навантаження визначають виходячи з моменту

$$T_c = F_{pk \max} u_{pm},$$

а для елементів, розташованих за силовим циліндром, – виходячи з одночасної дії моменту T_c і силового циліндра при максимальному тиску рідини.

Тягу розраховують на стійкість при поздовжньому згині. При цьому екваторіальний момент J інерції січення тяги знаходять з умови

$$n_{жс} F_T \geq \pi^2 EJ / l^2,$$

де $n_{жс}$ – коефіцієнт запасу жорсткості, $n_{жс} = 1,5 \div 2,5$;

F_T – сила, що діє вздовж тяги;

$E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль пружності першого роду;

l – відстань між центрами кульових шарнірів тяги.

3.2.3 Важелі та сошка

Їх виготовляють кованими із змінним по довжині еліптичним січенням, що є найраціональнішим з точки зору міцності та жорсткості. Матеріал – сталі 35Х, 40, 40Х і 40ХН. Сошку сполучають з валом шліцевим з'єднанням



трикутного профілю.

Для посадки без зазора отвір в сошці і кінець вала виконують конічними, а для правильного встановлення сошки на валу на них передбачені відповідні мітки або несиметрично розташовані декілька шліців.

Сошку і важелі розраховують на сумісний згин і кручення (рис. 58).

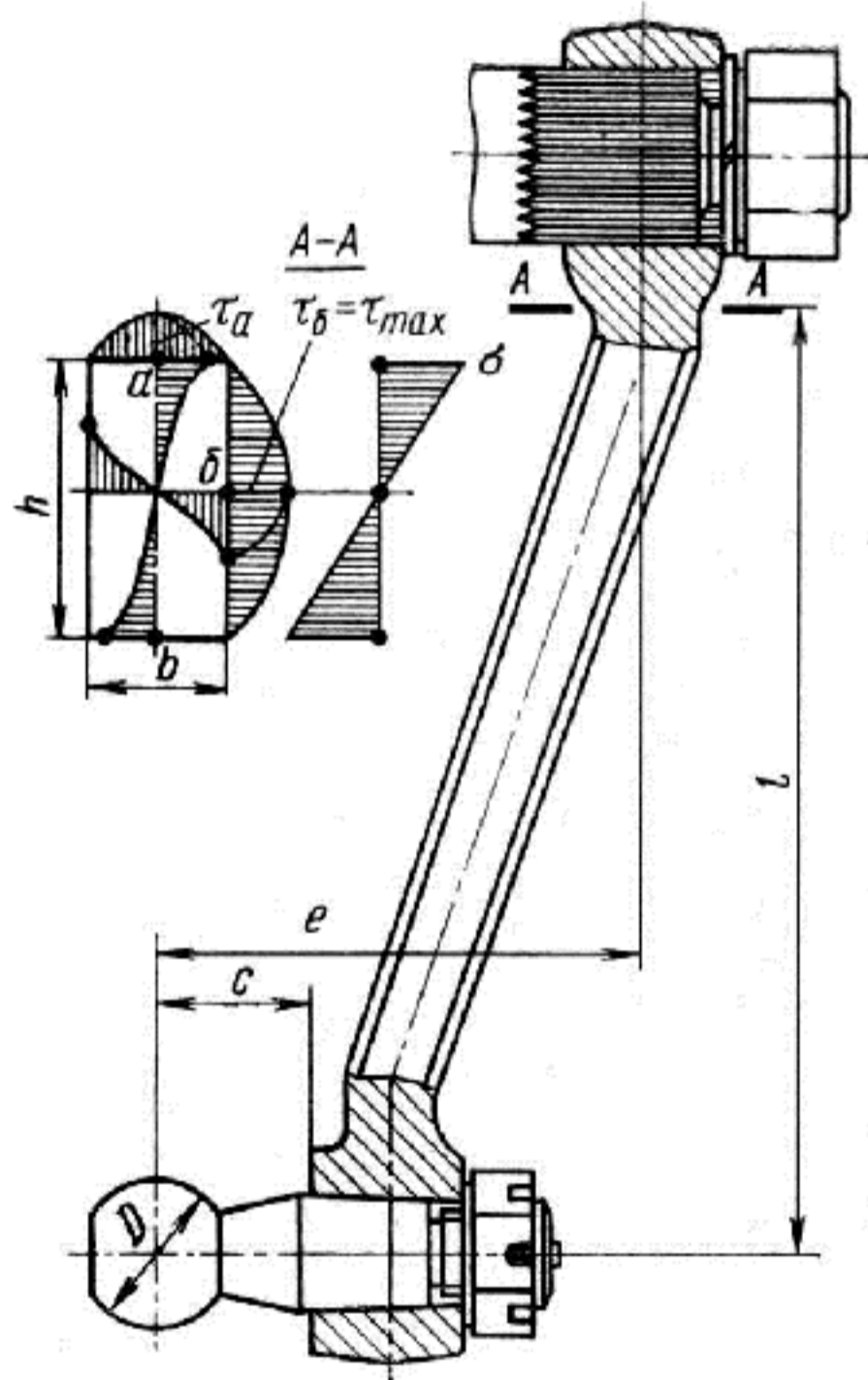


Рис. 58. Сошка, кульовий палець і епюри напружень в січенні $A-A$

Небезпечним є січення при основі важеля (наприклад, для сошки – січення $A-A$). Згідно третьої теорії міцності для самої напруженої точки a січення еквівалентне напруження

$$\sigma_s = \sqrt{F_c l / W_u^2 + 4(F_c l / W_k)^2} \leq \sigma_T / n_T,$$

де F_c – сила, прикладена до кульового пальця сошки;

W_u і W_k – моменти опору згину та крученню розрахункового січення;



σ_T – межа текучості матеріалу;

n_m – коефіцієнт запасу міцності відносно межі текучості, $n_m = 1,74 \div 2,4$.

Для бруса прямокутного січення в його кутках дотичні напруження рівні нулю, а найбільші напруження виникають по середині бічних сторін в точці b :

$$\tau_a = \tau_{max} = \frac{F_c l}{\alpha h b^2}.$$

В точці a напруження $\tau_a = \eta \tau_{max}$,

де h – велика, a та b – малі сторони прямокутника.

Коефіцієнти α та η , залежні від співвідношення сторін h/b , визначають за довідковими таблицями з опору матеріалів. Якщо $h/b = 2$ то $\alpha = 0,246$ а $\eta = 0,795$. Проте еквівалентні напруження визначають в точці a , де напруження досягає найбільшого значення.

3.2.4 Кульові пальці

Кульові пальці виходять з ладу внаслідок зношування сферичної головки або поломки хвостовика. Тому після вибору кульового пальця слід перевірити, чи виконується умова

$$F_{ш} / A \leq 25 \div 30 \text{ МПа};$$

$$F_{ш} c / W_u \leq 300 \text{ МПа},$$

де $F_{ш}$ – розрахункова сила, що діє на шарнір;

A – площа проекції навантаженої частини поверхні головки на площину, що проходить через його центр перпендикулярно до напрямку сили $F_{ш}$.

3.3 Основи конструювання і розрахунку рульових механізмів

Виробництво рульових механізмів для вітчизняних автомобілів регламентовано галузевим стандартом ОСТУ 37.001.013 – 86, який визначає рекомендовані типи рульових механізмів залежно від маси автомобіля, що припадає на керований міст, а також ряд параметрів цих механізмів. Передбачено використання тільки двох типів механізмів. На всі автомобілі з вертикальними реакціями на міст до 25кН за відсутності підсилювача і до

40кН з підсилювачем рульового керування рекомендується встановлювати черв'ячно-роликовий механізм, при більшому навантаженні – гвинторейковий механізм. В деяких випадках для автомобілів з навантаженням на керований міст менше 12кН допускається використання рейкових механізмів, параметри яких стандартом не регламентовані.

3.3.1 Гвинторейковий рульовий механізм

Гвинторейковий рульовий механізм має два ступені – гвинтову передачу з циркулюючими кульками та передачу рейка – зубчастий сектор (рис. 59). Механізм відрізняється зручністю компоновки разом з розподільником гідропідсилювача, а при необхідності і з його силовим циліндром. Має високий прямий ККД, достатню надійність і довговічність.

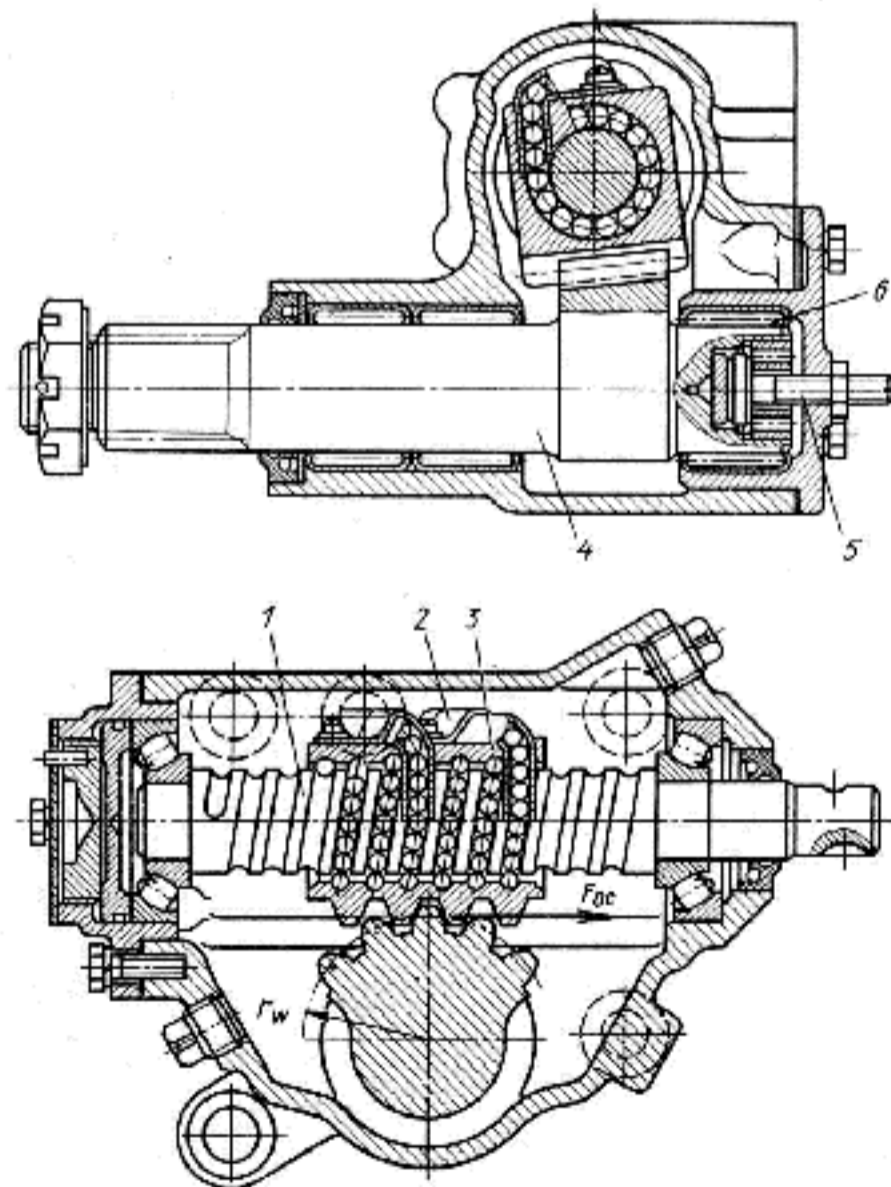


Рис. 59. Рульовий механізм гвинторейкового типу

- 1 – гвинт;
- 2 – кулькопровід;
- 3 – гайка-рейка;
- 4 – сектор з валом сошки;
- 5 – регулювальний гвинт;
- 6 – роликовий підшипник.



Передатне число даного комбінованого рульового механізму визначимо, керуючись наступним. В результаті повороту рульового колеса на кут Ω_{pk} гайка з рейкою перемістяться на відстань

$$p' = (\Omega_{pk} / 360) p, \quad (49)$$

де p – крок гвинтового каналу, утвореного канавками гвинта і гайки.

Внаслідок цього, сектор обернеться на кут Ω_c , якому відповідає довжина дуги його початкового кола. Таким чином

$$(\Omega_c / 360) 2\pi r_w = p', \quad (50)$$

де r_w – радіус початкового кола сектора.

Вирішуючи спільно вирази (49) і (50), знайдемо шукане передатне число рульового механізму

$$u_{pm} = \Omega_{pm} / \Omega_c = 2\pi r_w / p. \quad (51)$$

3.3.2 Кульково-гвинтова передача

Кульково-гвинтова передача відрізняється від звичайної гвинтової пари тим, що сили передаються від гвинта на гайку через кульки. Доріжками кочення для них слугують гвинтові канавки, виконані на тілі гвинта 1 та в гайці 3, спільно створюючи гвинтовий канал. При повороті кульки циркулюють в гайці. Через отвір з однієї сторони гайки кульки викочуються із гвинтового каналу в обвідний канал – кулькопровід 2 і по ньому, а потім через другий отвір з іншого боку гайки повертаються в гвинтовий канал.

Кулькопровід штампують з листової сталі, ціанують і кінцями вставляють в отвори, просвердлені в гайці так, щоб їх осі були дотичними до осі гвинтового каналу. Гвинти виконують однозахідними з постійним кроком $p = 12 \div 18$ мм і кутом підйому осі гвинтового каналу $\beta = 10 \div 15^\circ$. Діаметр кульок рівний 7 – 9 мм. Контури канавок в площині, перпендикулярній до осі гвинтового каналу, роблять такими, щоб забезпечувався двох- або чотирьохточковий контакт кульок з доріжками кочення (рис. 60). При



чотирьохточковому контакті осьові зазори в передачі можна зробити мінімальними. Тому контур (рис. 60а) є більш перспективним, не дивлячись на складнощі у виготовленні.

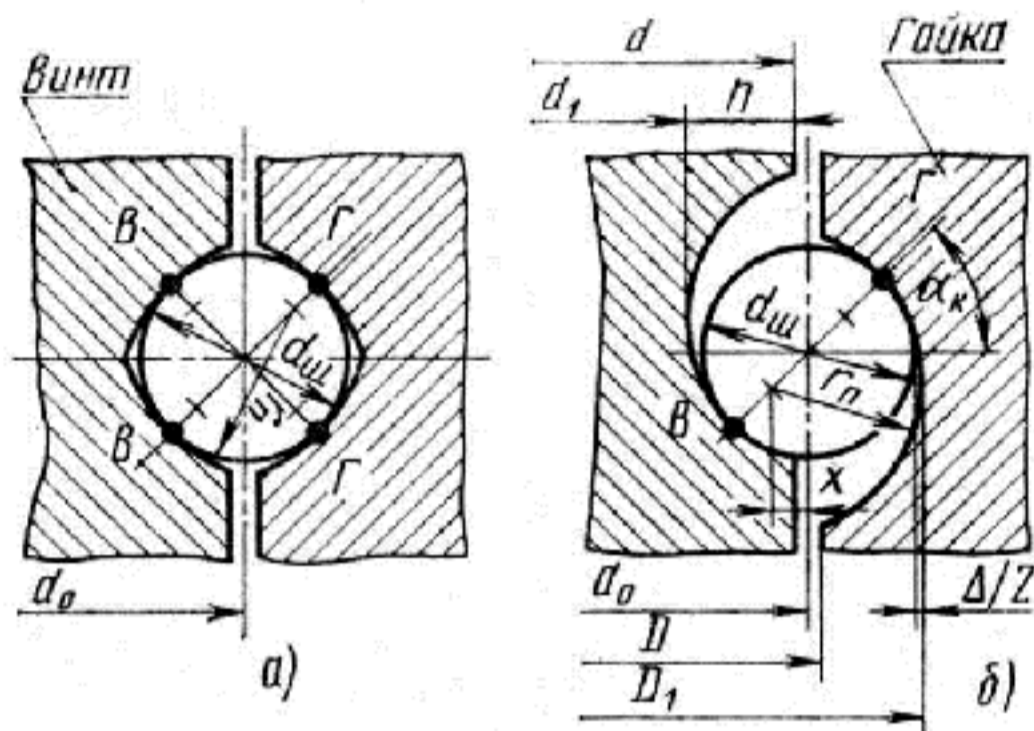


Рис. 60. Профілі канавок гвинта і гайки

a – з чотирьохточковим контактом;

б – з двох точковим контактом;

B, Г – точки контакту.

Для виготовлення гвинтів і гайок використовують зазвичай сталі 25ХГТ або 20ХН3А ($HRC58...64$). Висока надійність передачі, великий термін її служби, малі втрати на тертя, а також спряження гвинта з гайкою практично без зазора (осьовий люфт гвинта не повинен перевищувати $0,02 \div 0,003$ мм) досягаються виготовленням доріжок кочення з високою чистотою і точністю, застосуванням стандартних кульок 2-го і 3-го класів точності, а також селективним збиранням гвинтової пари.

3.3.3 Передача рейка-зубчастий сектор

Передача рейка-зубчастий сектор (рис. 59) має зазвичай п'ять зубів на секторі 4. Останній виготовляють як одне ціле з валом сошки із сталі типу 20Х2Н4А ($HRC56 \div 62$). Зуби сектора виконують із змінною по довжині товщиною, що дозволяє осьовим переміщенням вала сошки усувати зазор в зачепленні. Середні зуби рейки і сектора зношуються інтенсивніше, ніж

крайні. Тому усунення зазора при середньому розташуванні сошки може призвести до заклинювання передачі при поворотах. Щоб не допустити цього, передбачають збільшення бокового зазора в зачепленні при поворотах вала сошки в обидві сторони від середнього положення.

Необхідна зміна бокового зазора в зачепленні отримується при виконанні зубів сектора різної товщини. При цьому їх товщина зменшується до кінців зубчастого сектора. Досягається це шляхом повороту заготовки в процесі зубонарізання навкруги технологічної осі O_1 , зміщеної відносно осі O вала сошки до сектора на відстань n . Згідно схеми, зображеної на рис. 61, боковий зазор в передачі

$$\Delta s = 2\Delta r \operatorname{tg} \alpha = 2 \operatorname{tg} \alpha \left[r_w - n \cos \Omega_c \pm \sqrt{n^2 \cos^2 \Omega_c + r_w^2 - n^2} \right], \quad (52)$$

де Δr – радіальний зазор;

α – кут зачеплення;

r_w – радіус початкового кола сектора;

Ω_c – кут повороту вала сошки.

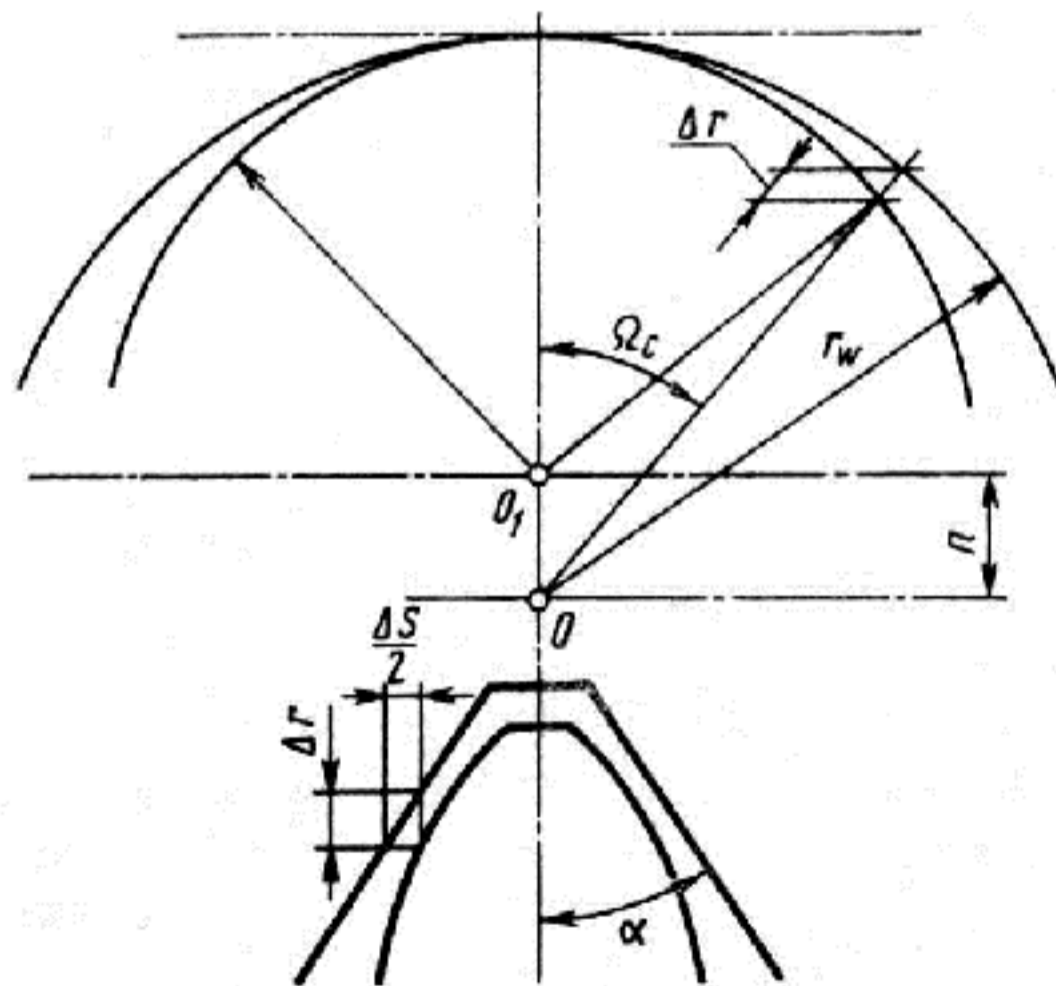


Рис. 61. Схеми для визначення радіального Δz і осьового Δs зазорів в зубчастій парі при нарізанні зубів сектора з поворотом заготовки навколо зміщеної осі O_1

Після того, як основні розміри передачі визначені, згідно формули (52) будують графік залежності $\Delta s(\Omega_c)$ при різних значеннях n (рис. 62).

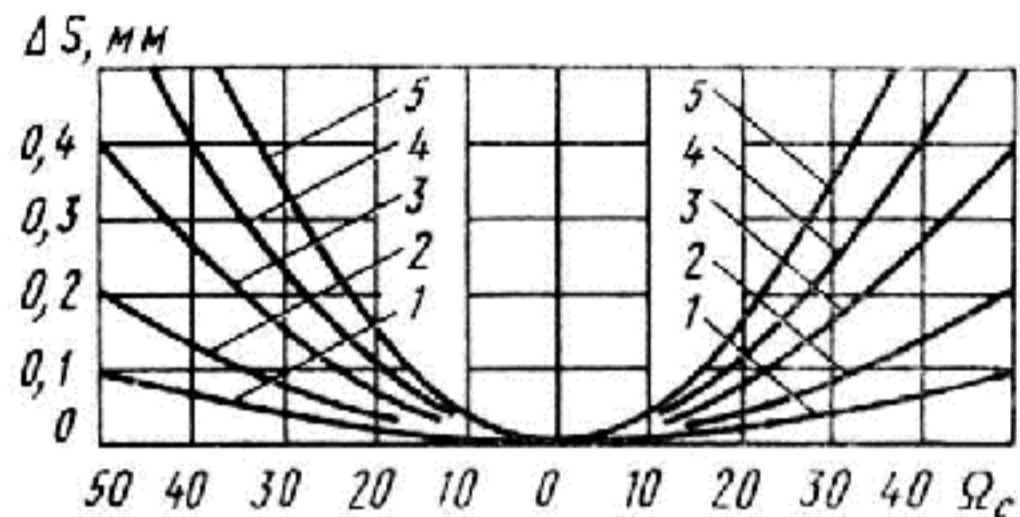


Рис. 62. Графік для вибору ексцентриситету n
 1 – 5 – відповідно при 0,25; 0,5; 1,0; 1,5 і 2,0 мм.

Визначають величину ексцентриситету, при якому зазор Δs в крайніх положеннях сошки перевищує найбільшу величину зазора між середнім зубом сектора і середньою впадиною рейки, що усувається регулюванням.

Зміна зазора Δs може бути досягнута також шляхом використання різної ширини впадин рейки при однаковій товщині всіх зубів сектора. Рейку виготовляють як одне ціле з гайкою або як одне ціле з поршнем силового циліндра підсилювача із сталі типу 18ХГТ ($HRC56 \div 62$).

3.3.4 Розрахунок гвинторейкового рульового механізму

Модуль зачеплення сектора і рейки визначають по загальновідомій методиці з умови міцності на згин

$$\sigma_u = \frac{F_{oc}}{mb_w} k_F y_F,$$

де $F_{oc} = T_c/r_w$ – сила, що діє на зуб сектора та рейки;

b_w – ширина сектора;

k_F – коефіцієнт навантаження, що враховує розподіл навантаження між зубами (нерівномірність розподілу по довжині контактної лінії);

y_F – коефіцієнт форми зуба.



Допустиме напруження можна прийняти $[\sigma_u] = 250 \div 400$ МПа. Контактне напруження визначається за формулою Беляєва–Герца

$$\sigma_u = \sqrt{\frac{q_n E}{2\pi(1-\mu^2)\rho}}$$

Де q_n – питоме навантаження по нормалі до профілю;

μ – коефіцієнт Пуассона (для сталевих зубчастих коліс $\mu = 0,3$);

$E = 2E_1E_2 / (E_1 + E_2)$ – приведений модуль пружності пари;

E_1, E_2 – модулі пружності зубчастих коліс;

ρ – приведений радіус кривизни.

Допустиме напруження

$$[\sigma_u] = 23H_{HRC}, \text{ МПа.}$$

Значення кроку гвинта p визначають по заданому передатному числу за формулою (51), задавшись значенням r_w .

За величиною кроку вибирають попереднє значення діаметра кульки $d_w = (0,5 \div 0,6)p$. Отримане значення заокруглюють до величини, передбаченої ГОСТом на сортамент кульок, що поставляються у вигляді вільних тіл кочення. Потім вибирають профіль канавок гвинта і гайки в нормальному січенні каналу (рис. 60). Найпоширенішим є напівкруговий профіль, який дає можливість мати простір під кульками, що слугує резервуаром для мащення та збору продуктів зношування. Радіус жолобу r_n у гвинта і гайки для зменшення тертя повинен бути більше радіуса кульок, і по аналогії з радіально-упорними підшипниками можна прийняти $r_n = (0,51 \div 0,53)d_w$.

Внутрішній та зовнішній діаметри канавок гвинта d_1 та d і гайки D_1 та D відповідно визначаються

$$\begin{aligned} d_1 &= d_0 - 2(r_n - x); & d &= d_1 + 2h; \\ D_1 &= d_0 + 2(r_n - x); & D &= D_1 - 2h, \end{aligned}$$

де h – глибина канавки ($h = (0,3 \div 0,35)d_w$).

Зміщення x центрів профілів канавок відносно центрів кульок та середнього діаметра гвинтового каналу d_0



$$x = (r_n - d_w / 2) \cos \alpha_k; \quad d_0 = p / (\pi \operatorname{tg} \beta).$$

Мінімальне ціле число кульок в одному витку і необхідне загальне число робочих кульок

$$z_w = p / (d_w \sin \beta); \quad z_{w\Sigma} \geq F_{oc} / (\lambda F_w \cos \beta \sin \alpha_k),$$

де β – кут підйому гвинтової лінії ($\beta = 10 \div 15^\circ$);

α_k – кут контакту кульок з канавками ($\alpha_k = 45 \div 60^\circ$);

λ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу осьового навантаження між кульками ($\lambda = 0,8 \div 0,9$);

F_w – навантаження, що діє на одну кульку по нормалі до поверхні контакту, при якій забезпечується тривалий термін служби гвинтокулькової передачі.

F_w визначають з умови контактної міцності кульки і гвинта

$$\sigma_k = K \sqrt[3]{F_w E^2 \left(\frac{2}{d_w} - \frac{1}{r_n} \right)^2} \leq [\sigma_k],$$

де K – коефіцієнт, що визначається за графіком (рис. 63) залежно від відношення приведених головних значень кривизни

$$A / B = 2(d_w - 1)r_n / 2(d_w + 1)r,$$

де σ_k – допустиме контактне напруження, яке при твердості контактуючих поверхонь $HRC58 \dots 64$ змінюється в межах $2500 \div 3500$ МПа.

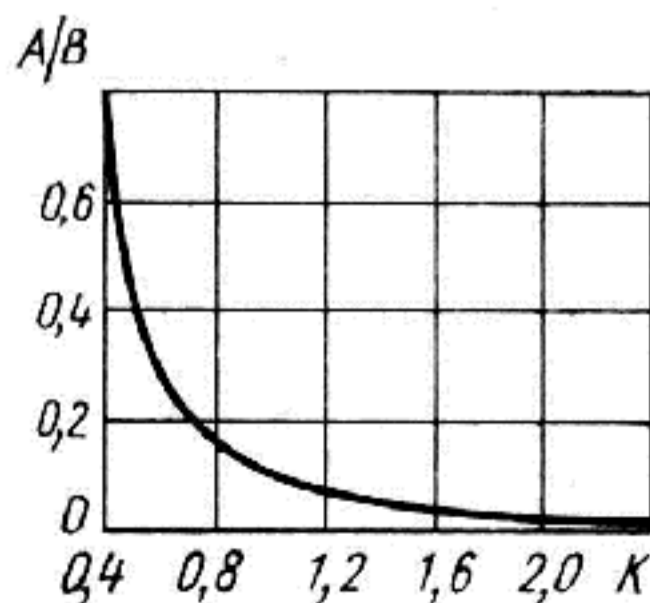


Рис. 63. Графік для визначення коефіцієнта K



Тоді число робочих витків

$$i_p = z_{u\Sigma} / z_u.$$

Для досягнення сприятливого розподілу навантаження між витками передбачають 1,5 ÷ 2,5 робочих витки. Якщо необхідне число робочих витків $i_p > 2,5$, то для збереження високого ККД застосовують два самостійні кола циркуляції з рівними числами витків і кульок. З тієї ж причини сумарне число кульок з врахуванням обвідного каналу не повинне бути більше 60. Інакше необхідно взяти кульки більшого діаметра і розрахунок повторити.

Радіальний зазор Δ (рис. 60) не повинен перевищувати 0,02 ÷ 0,03 мм. Він може бути визначений із співвідношення

$$\Delta = D_1 - (2d_u + d_1).$$

Осьовий та радіальний зазор пов'язані виразом

$$c_0 = \sqrt{(2r_n - d_u)\Delta}.$$

Після компоновки гвинторейкового рульового механізму перевіряють міцність і жорсткість гвинта.

Гвинт знаходиться в складному напруженому стані. В його небезпечному січенні (рис.59) діє напруження від розтягуючої (стискаючої) сили F_{oc} , згинального моменту

$$M_u = F_{oc}n + (F_{oc}l \operatorname{tg} \alpha) / 4,$$

та крутного моменту

$$T_k = F_{oc} (d_0 / 2) \operatorname{tg}(\beta + \rho'_k) = F_{oc} (d_0 / 2) \operatorname{tg}[\beta + \operatorname{arctgf}(d_u \cos \alpha_k)],$$

де n – відстань від осі гвинта до полюса зачеплення;

l – відстань між опорами гвинта;

α – кут зачеплення;

α_k – кут контакту кульки з канавками;

ρ'_k – приведений кут тертя;

f – коефіцієнт тертя кочення, ($f = 0,008 \div - 0,01$).

При цьому повинна виконуватись наступна умова міцності гвинта по



еквівалентному напруженню

$$\sigma = \sqrt{\left[\left(\frac{M_u}{W_u} \right) + \left(\frac{F_{oc}}{A_e} \right) \right]^2 + 4 \left(\frac{T_k}{W_k} \right)^2} \leq [\sigma],$$

де A_e , W_u та W_k – площа і моменти опору відповідно згину та кручення січення гвинта по внутрішньому діаметру d_1 канавки;

$[\sigma]$ – допустиме напруження, ($[\sigma] \leq \sigma_m/3$, σ_m – межа текучості матеріалу гвинта).

3.3.5 Черв'ячно-роликовий рульовий механізм

Черв'ячно-роликовий рульовий механізм (рис. 64) має глобоїдний черв'як і ролик, що обертається. Черв'як 1 називається глобоїдним тому, що його витки розташовані на торовій поверхні. Навантажувальна здатність такої передачі в $1,5 \div 2$ рази вища звичайної циліндричної. Це пояснюється одночасним зачепленням більшого числа зубів та сприятливим розташуванням лінії контакту. Глобоїдальність обумовлює великий кут повороту сошки. Передача має малі втрати на тертя, оскільки тертя ковзання замінено тертям кочення, і в результаті цього $\eta_n = 0,77 \div 0,82$; при низькому значенні зворотного ККД $\eta_0 \approx 0,6$. Можливе застосування простого способу регулювання зазора в зачепленні зміщенням вала сошки вздовж його осі.

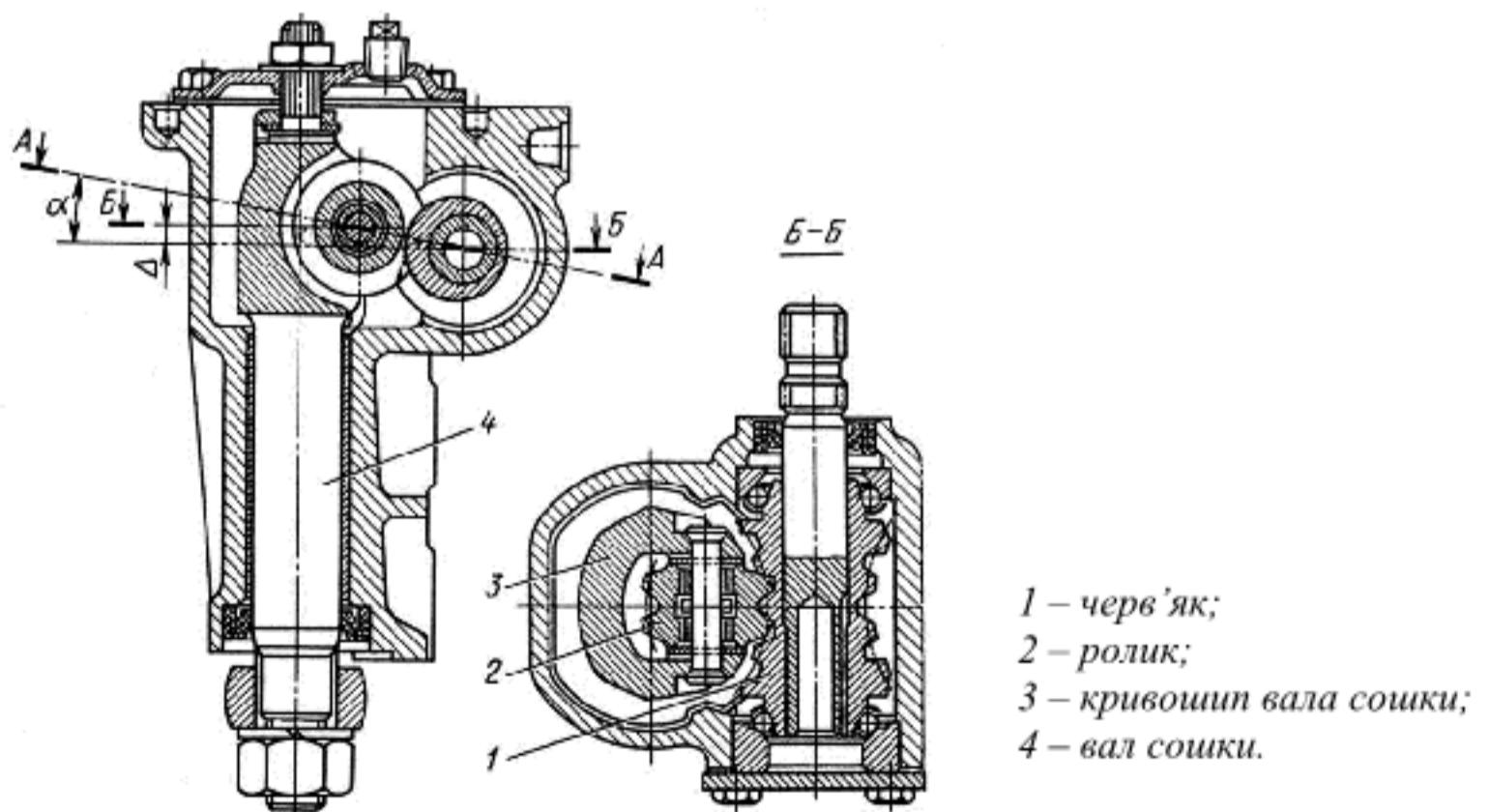


Рис. 64. Черв'ячно-роликовий рульовий механізм автомобіля ВАЗ-2101



Для забезпечення регулювання зазора в зачепленні, вал 4 сошки розташовують не перпендикулярно площині $A-A$, в якій відбувається зачеплення ролика 2 з черв'яком, а відхиляють на деякий кут α . Тому вісь ролика по відношенню до осі черв'яка зміщена на $\Delta = 5 \div 7$ мм. При осьовому зміщенні вала 4 змінюється міжосьова відстань і, як наслідок, зазор в зачепленні.

Черв'як нарізають за допомогою спеціального інструменту 1, виготовленого у вигляді зубчатого колеса із спеціальним профілем ріжучих крамок зубів (рис. 65). Площина, в якій лежать ріжучі кромки, проходить через вісь черв'яка 2. За кожний оберт заготовки черв'яка інструмент повертається навкруги свого центра на один і той же кут і подається в радіальному напрямі перпендикулярно до осі черв'яка.

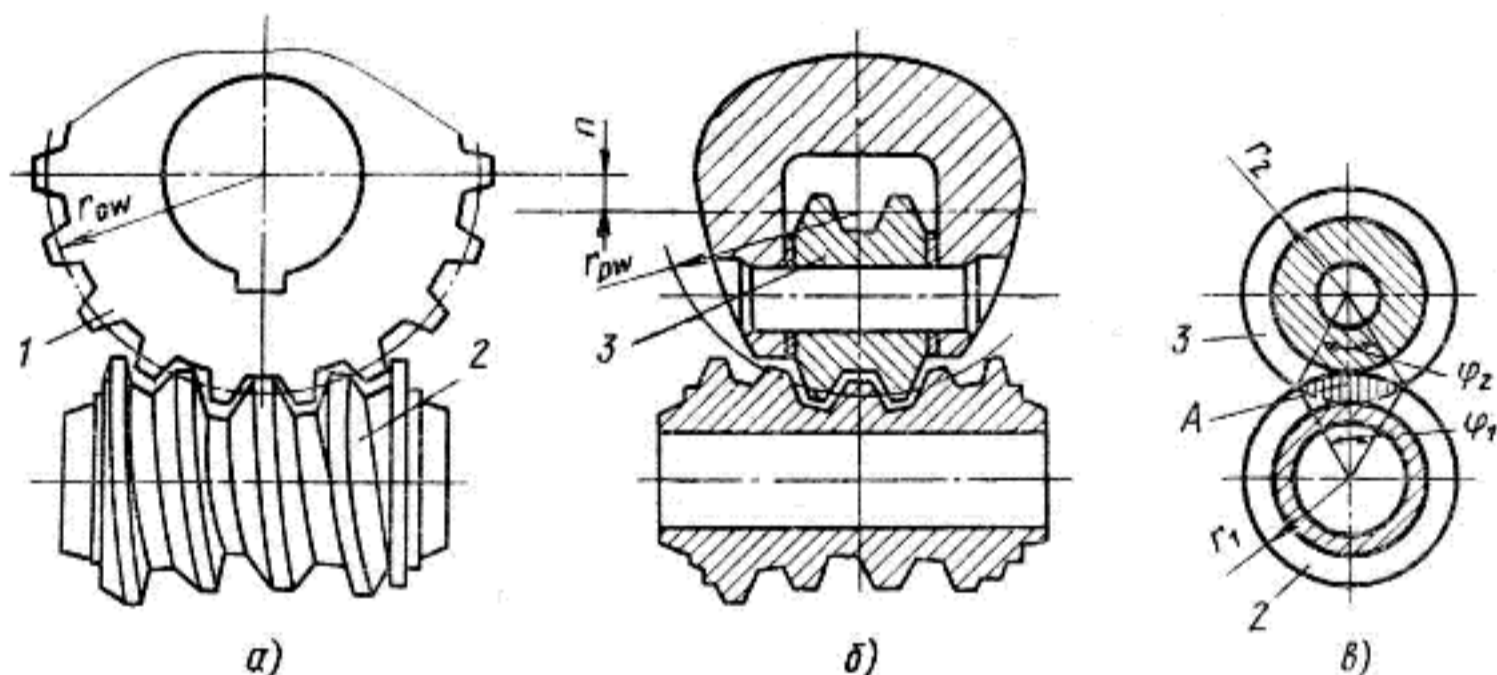


Рис. 65. Схеми черв'ячно-роликівих рульових механізмів

а – нарізання черв'яка;

б – розташування ролика відносно черв'яка;

в – контакт одного гребеня ролика з черв'яком.

Робочі поверхні ролика 3 виконують конічними.

Якщо кут підйому гвинтової лінії глобоїдного черв'яка позначити γ , то передатне число даного рульового механізму

$$u_{pm} = r_{pw} / (r_0 \operatorname{tg} \gamma_0). \quad (53)$$

У зв'язку з тим, що коловий крок черв'яка постійний і рівний кроку гребенів ролика, а радіус черв'яка змінний по довжині, то кут γ змінний. Він



поступово зменшується від значення γ_0 в горловому січенні черв'яка з радіусом r_0 до його периферійних ділянок. Умовно приймають, що $u_{pm} = \text{const}$. У формулу (53) підставляють середнє значення кута γ і відповідне йому значення радіуса черв'яка. Під таким же кутом відносно осі черв'яка встановлюють і вісь ролика, що забезпечує кращий контакт гребенів ролика з витком черв'яка.

З постійності кута установки осі ролика γ_0 і змінності кута γ витікає неможливість виконання беззазорного зачеплення у всьому діапазоні переміщень ролика. Зазор найбільш небезпечний в середньому положенні рульового механізму, коли здійснюється рух автомобіля з високими швидкостями. Тому в конструкціях передбачають зменшення зазора до нуля в середньому положенні рульового механізму. Радіус r_{pw} початкового кола кривошипа з роликом призначають меншим радіуса r_{0w} початкового кола ріжучого інструменту на $n = 2,5 \div 5,0$ мм (рис. 65б).

Слід зазначити, що зношується в основному горлова частина черв'яка, і після зменшення зазора шляхом регулювання в середній частині при переміщенні ролика в крайні положення може відбутися заїдання механізму. Тому зміщення центра n необхідне і для забезпечення відсутності заїдання, але в цьому випадку задане його значення буде незрівнянно менше вказаного вище.

Глобоїдний черв'як та ролик мають достатню міцність та жорсткість при згині. Тому основна увагу приділяється їх зносостійкості і контактній міцності шляхом обмеження напруження стиску контактуючих поверхонь, що відповідає умові

$$\sigma_{cm} = F_{oc} / A \leq 300 \div 500 \text{ МПа},$$

де F_{oc} – сила, що діє вздовж осі черв'яка;

A – площа контакту витка черв'яка з одним гребенем ролика.

Як видно з рис. 65в і рис. 66

$$F_{oc} = F_{\tau} / \text{tg}\gamma_0 = F_{pk} r_{pk} / (r_0 \text{tg}\gamma_0);$$

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

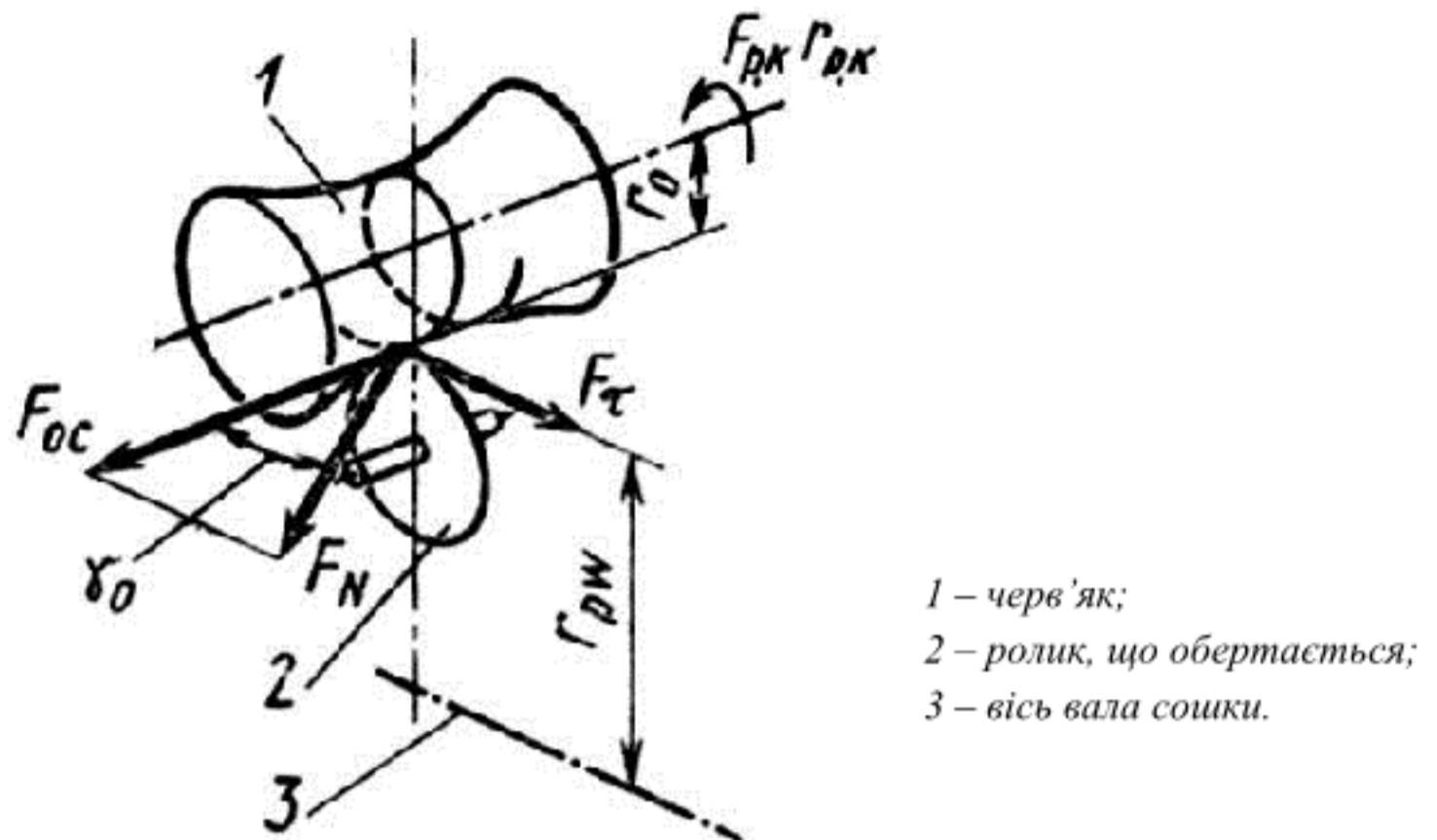


Рис. 66. Схеми для визначення зусиль, що діють в черв'ячно-роликовому рульовому механізмі

Черв'як виготовляють однозахідним з ціанованих сталей 35Х чи 30ХН. Ролики виготовляють з двома або трьома гребенями із цементованих сталей 12ХНЗА або 15ХМ.

3.4 Основи конструювання та розрахунку гідропідсилювача

Підсилювач рульового керування застосовують для полегшення праці водія і підвищення активної безпеки автомобіля. Підсилювач складається з силового циліндра, розподільника і помпи. Основні параметри цих пристроїв передбачені галузевими стандартами.

Помпу з бачком і клапанним регулятором подачі виконують у вигляді окремого агрегату і встановлюють на двигуні.

Найбільш раціональним є поєднання розподільника і силового циліндра з рульовим механізмом (рис. 67). Варіант компоновки підсилювача з поєднанням розподільника, силового циліндра і рульового механізму має ряд істотних переваг (компактність, зручність розташування на автомобілі,



мінімальна довжина трубопроводів). Проте при такому розташуванні підсилювача всі деталі рульового керування зазнають сумісної дії підсилювача і водія. Тому для автомобілів з великою масою, що припадає на керований міст, передбачено застосування іншого варіанту компоновки – розподільник вбудовують в рульовий механізм, а силовий циліндр встановлюють в рульовий привод. Цей варіант застосовують і для автомобілів з черв'ячно-роликівим рульовим механізмом, в який неможливо вбудувати силовий циліндр.

Підсилювачі повинні виконувати наступні функції:

- забезпечувати кінематичну відслідковуючу дію, що характеризується пропорційністю кутів повороту керованих коліс куту повороту рульового колеса;
- створювати силову відслідковуючу дію (“відчуття дороги”), яка полягає в тому, що із збільшенням опору повороту керованих коліс повинна зростати необхідна тангенціальна сила F_{PK} на рульовому колесі;
- створювати умови для можливості керування напрямом руху автомобіля у разі його несправності;
- вступати в дію лише при умові $F_{PK} \geq 0,025 \div 0,1 \text{ кН}$ (залежно від типу автомобіля).

Для підсилювачів рульового керування основними оціночними параметрами є наступні:

- показник ефективності $\mathcal{E} = F_{PKbu} / F_{PKcu}$, де F_{PKbu} та F_{PKcu} – підсилення на рульовому колесі при повороті керованих коліс відповідно без підсилювача і при працюючому підсилювачі;
- показник реактивної дії $\rho = dF_{PKcu} / dT_{сп}$, що характеризує здатність підсилювача забезпечити “відчуття дороги”;
- показники чутливості, якими є зусилля $F_{PKвк}$ на рульовому колесі і кут $\Omega_{PKвк}$ повороту, що відповідають початку включення підсилювача.

Для існуючих конструкцій $\mathcal{E} = 1 \div 1,5$, $\rho = 0,02 \div 0,05 \text{ Н/(Нм)}$, $\Omega_{PKвк} = 10 \div 15^\circ$, $F_{PKвк} = 20 \div 50 \text{ Н}$.

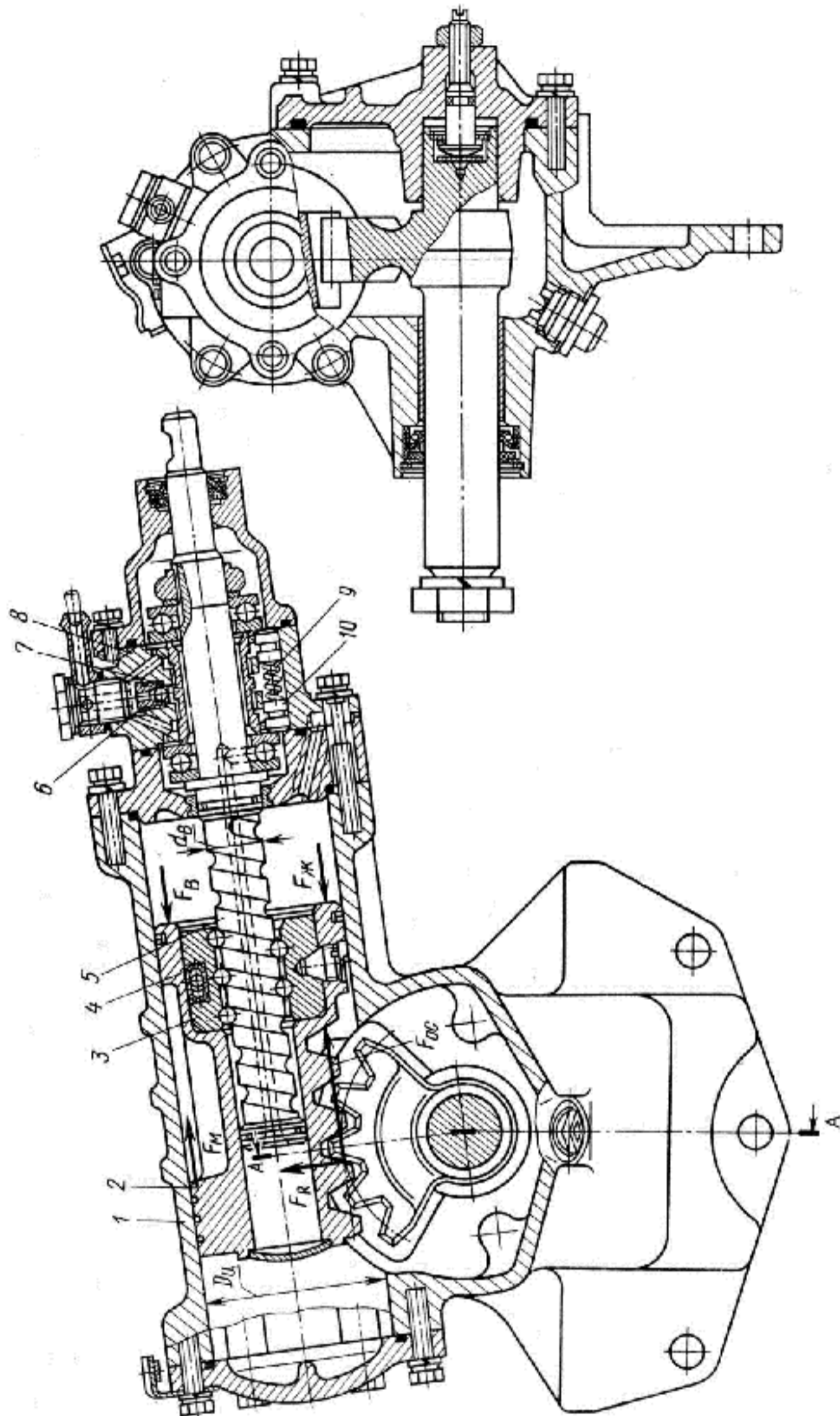


Рис. 67. Рульовий механізм з підсилювачем автомобіля ЗІЛ-130

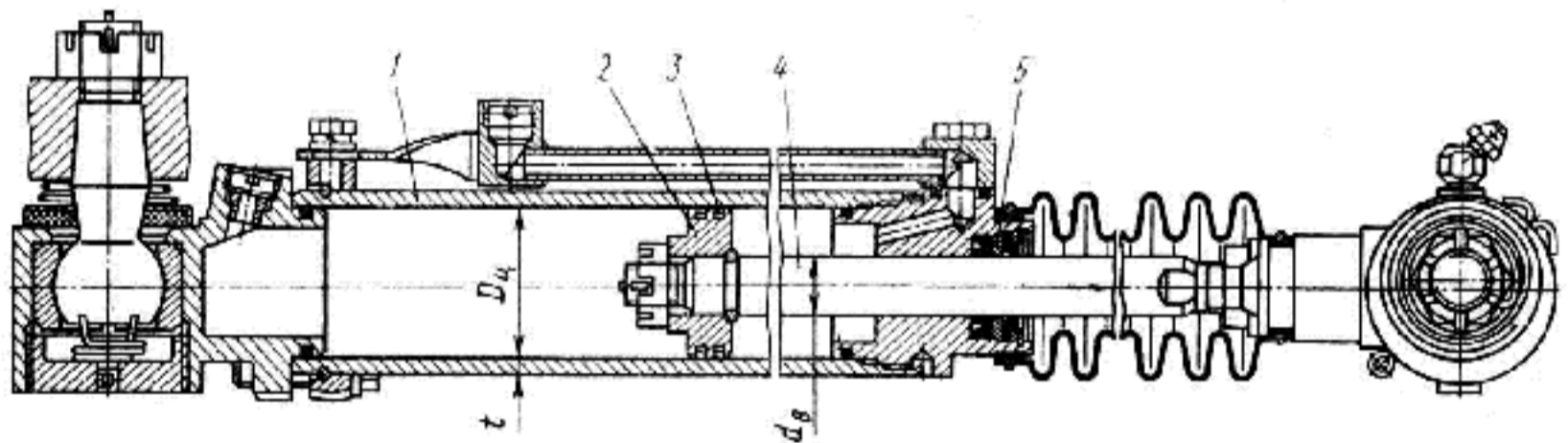
- | | |
|---------------------|---------------------------|
| 1 – корпус; | 6 – кульковий клапан; |
| 2 – поршень-рейка; | 7 – плунжер золотника; |
| 3 – кулькова гайка; | 8 – корпус розподілювача; |
| 4 – кулькопровід; | 9 – реактивна пружина; |
| 5 – гвинт; | 10 – реактивний плунжер. |



3.4.1 Силовий циліндр

Силовий циліндр, скомпонований спільно з рульовим механізмом, має корпус 1, що виготовляється з чавуну КЧ35-10 як одне ціле з картером рульового механізму, і поршень 2, що виготовляється як одне ціле з рейкою.

Якщо силовий циліндр виконують у вигляді окремого агрегату (рис. 68), то його корпус 1 відливають із сталей 35, 40 або виконують з суцільнотягнутої труби. Дзеркало циліндра обробляють до чистоти поверхні $R_a = 0,32 \div 0,63$ при твердості $HB241 \div 285$. Поршень 2 відливають з чавуну СЧ 15.



- 1 – корпус циліндра;
- 2 – поршень;
- 3 – поршневе кільце;
- 4 – шток;
- 5 – ущільнювальне кільце.

Рис. 68. Силовий циліндр гідропідсилювача

Для ущільнення зазора між поршнем і дзеркалом циліндра використовують чавунні, сталеві або гумові кільця 3. Шток 4 поршня виготовляють із сталей 40 або 45. Для підвищення надійності і довговічності ущільнювального кільця 5 шток хромуєть і полірують.

Розрахунок силового циліндра виконують для визначення діаметра $D_{ц}$ циліндра і ходу S поршня, діаметра d штока і товщини t стінки корпусу циліндра.

Діаметр робочого циліндра $D_{ц}$ можна знайти з умови рівноваги всіх сил, що діють на поршень-рейку (рис. 67)

$$F_{ос} + F_{\mu} - F_{с} - F_{жс} = 0, \quad (54)$$



де F_{oc} – колове зусилля на секторі, що визначається моментом опору повороту керованих коліс;

F_{μ} – сила тертя поршня об стінки циліндра;

F_e – осьова сила тиску на поршень від колового зусилля на рульовому колесі;

$F_{жс}$ – тиск рідини на поршень-рейку.

Таким чином,

$$F_{oc} = \frac{T_{cn}}{r_w u_{cpn} \eta_{pn}};$$

$$F_{\mu} = F_R f = F_{oc} f \operatorname{tg} \alpha;$$

$$F_e = \frac{2F_{pk} r_{pk}}{d_e \operatorname{tg}(\beta + \rho'_k)};$$

$$F_{жс} = \frac{\pi}{4} (D_{ц}^2 - d_e^2) p,$$

де β – кут підйому осі гвинтового каналу;

f – коефіцієнт тертя поршня об стінки циліндра;

α – кут зачеплення зубів сектора;

d_e – діаметр гвинта;

ρ'_k – приведений кут тертя в нарізці гвинта.

Підставивши значення сил у вираз (54) і розв'язавши його відносно $D_{ц}$, отримаємо

$$D_{ц} \geq \sqrt{\frac{4}{\pi p} \left[\frac{T_{cn} (1 + f \operatorname{tg} \alpha)}{r_w u_{cpn} \eta_{pn}} - \frac{2F_{pk} r_{pk}}{d_e \operatorname{tg}(\beta + \rho'_k)} \right] + d_e^2}.$$

Якщо силовий циліндр встановлений в рульовому приводі і діє, наприклад, на поперечну тягу (рис. 69), то в результаті спільної дії підсилювача (зусилля F_y) та водія (зусилля F_{pk}) момент на валу сошки (рис. 53) буде дорівнювати

$$T_c = F_y \cos \alpha m'_c l'_c / l'_{np} + F_{pk} r_{pk} u_{pm} \eta_{pm}. \quad (55)$$

Підставивши в (55) замість T_c його вираз з (46) і вирішивши рівняння відносно F_y , отримаємо

$$F_y = \frac{T_{сп} u_{сп} \eta_{рп} - F_{рк} r_{рк} u_{рм} \eta_{рм}}{\cos \alpha m'_x (l'_c / l'_{рп})}$$

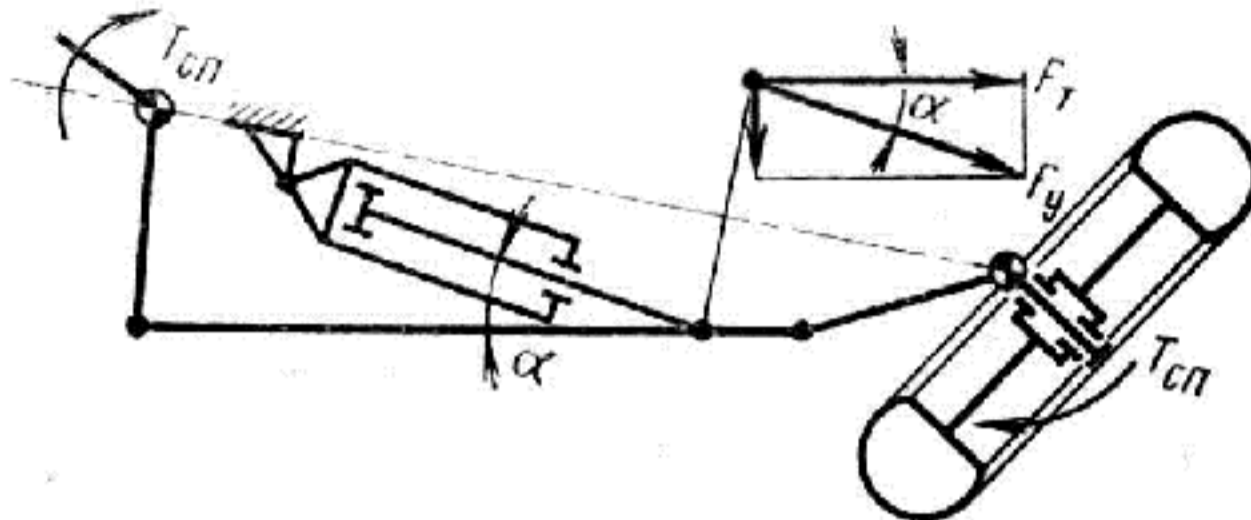


Рис. 69. Схема рульового привода з вбудованим гідропідсилювачем

Отримана сила на штоку підсилювача дає можливість визначити діаметр циліндра, якщо відомий тиск в гідросистемі.

При встановленні силового циліндра в приводі хід поршня визначають графічно по ескізній компоновці привода. При поєднанні силового циліндра з рульовим механізмом хід поршня знаходять як довжину дуги початкового кола сектора, що відповідає куту Ω_c повороту вала сошки до крайніх положень

$$S = (\Omega_c / 180^\circ) \pi r_w.$$

Товщину стінки корпусу циліндра t розраховують з умов міцності корпусу при розтягу в поперечній σ_r та осьовій σ_z площинах і приймають найбільшу, одержану з рівнянь

$$\sigma_r = p \left[\frac{D_u^2}{2(D_u t + t^2)} + 1 \right] \leq \frac{\sigma_T}{n_T};$$

$$\sigma_z = p \left[\frac{D_u^2}{4(D_u t + t^2)} \right] \leq \frac{\sigma_T}{n_T},$$

де p – тиск всередині циліндра;

D_u – внутрішній діаметр циліндра;

t – товщина стінки циліндра;

σ_T – межа текучості матеріалу корпусу; n_T – запас міцності ($n_T = 3,5 \div 5$).



3.4.2 Розподільник

Розподільник являє собою золотниковий пристрій, що керує потоком робочої рідини і складається з плунжера та корпусу. Розподільник включає також центруючий елемент і реактивний пристрій. Для зменшення частоти вмикань при випадкових поворотах керованих коліс галузеві стандарти вимагають вбудовувати розподільник в рульовий механізм так, щоб низький зворотний ККД рульового механізму викликав труднощі при досягненні зворотних дій розподільника.

Принцип дії розподільника обумовлений тим, що повороти рульового колеса супроводжуються зміщенням плунжера золотника у ту чи іншу сторону. Тому напірна щілина золотника, яка відноситься до однієї порожнини силового циліндра, розширюється, а напірна щілина, що відноситься до другої порожнини, звужується. Одночасно зливна щілина, що відноситься до першої порожнини, звужується, а до другої – розширюється. В результаті цього утворюється різниця тиску в обох порожнинах.

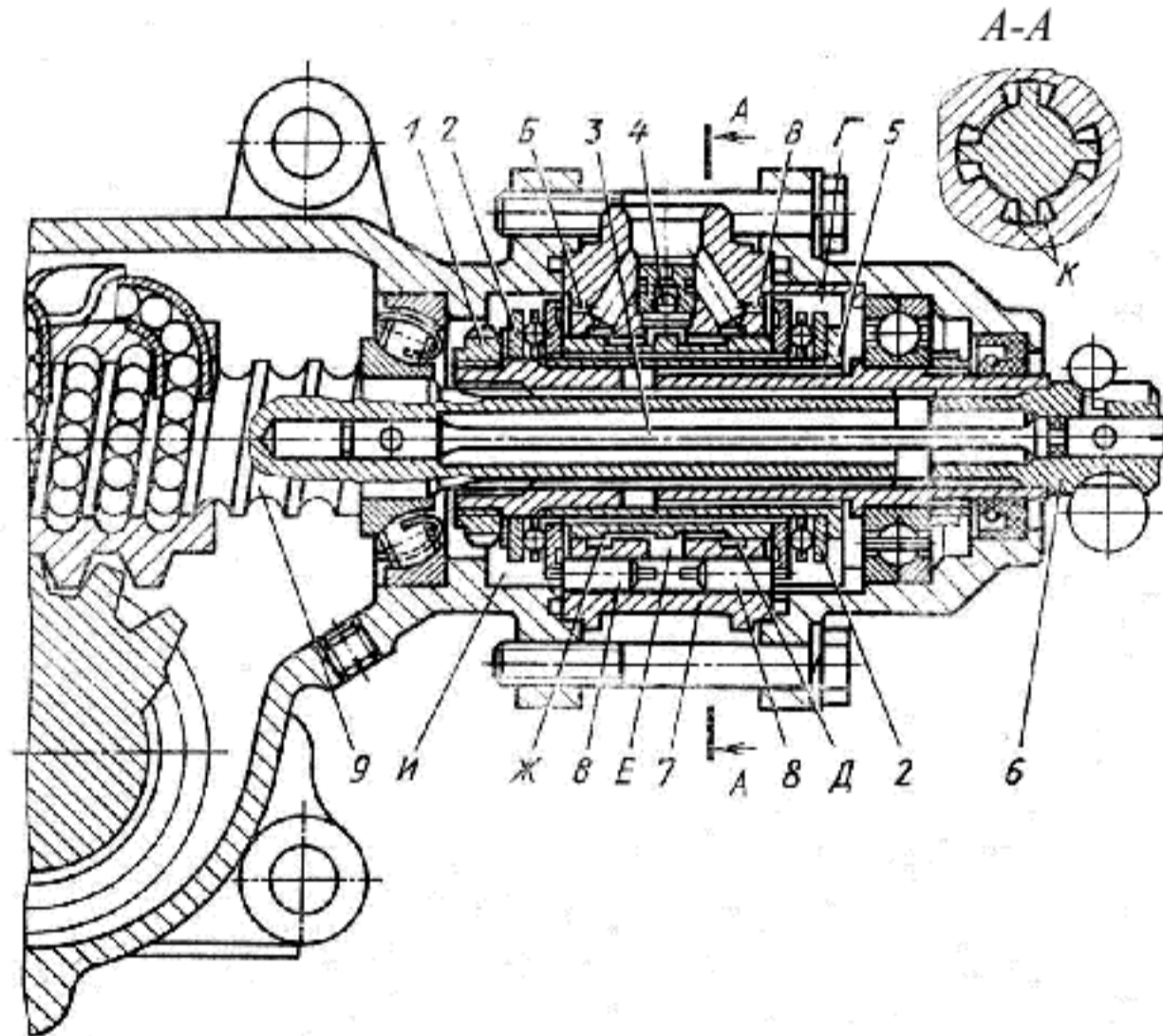
У підсилювачі, вбудованому у гвинторейковий механізм (рис. 66), осьове переміщення плунжера забезпечується осьовим зазором Δ в опорному вузлі гвинта. Якщо гвинт встановлений на двох радіально-опорних підшипниках або використовується черв'ячно-роликовий механізм, то через відсутність можливості осьового переміщення гвинта (черв'яка) для зміщення золотника застосовують додаткову гвинтову передачу. Подібна конструкція розподільника є перспективною (рис. 70).

У корпусі 7 золотника є три кільцеві розточки *Д*, *Е*, *Ж*. Середня розточка *Е* з'єднана з каналом для підведення робочої рідини від помпи, а крайні – з каналами для відведення рідини в бачок. У трьох реактивних камерах корпусу вільно (з можливістю осьового переміщення) розташовані реактивні плунжери 8.

Золотник 4 закріплений на втулці 5 між опорними підшипниками 2. Втулка 5 з боку рульового механізму знаходиться в беззазорному шліцьовому з'єднанні з гвинтом 9 (з можливістю осьового переміщення), а з



протилежного боку вона гвинтовим з'єднанням сполучена з валом 6. Гвинт 9 і вал 6 зв'язані між собою одночасно шліцьовим з'єднанням з бічним зазором *К* та торсіоном 3. Отворами *Б* і *В* корпус 7 золотника з'єднаний із зливною магістраллю.



- | | |
|--|--------------------------------|
| <i>Б</i> і <i>В</i> – отвори; | <i>1</i> – упорна гайка; |
| <i>Г</i> і <i>И</i> – порожнини; | <i>2</i> – упорний підшипник; |
| <i>Д</i> , <i>Е</i> і <i>Ж</i> – розточки; | <i>3</i> – торсіон; |
| <i>К</i> – зазори. | <i>4</i> – плунжер золотника; |
| | <i>5</i> – втулка; |
| | <i>6</i> – вал; |
| | <i>7</i> – корпус золотника; |
| | <i>8</i> – реактивний плунжер; |
| | <i>9</i> – гвинт. |

Рис. 70. Рульовий механізм автомобілів МАЗ з вбудованим розподілювачем гідропідсилювача

При нейтральному положенні плунжера робоча рідина від помпи поступає до середньої розточки *Е* і через розточки *Д* і *Ж* зливається. Одночасно робоча рідина заповнює камери між реактивними плунжерами 8 і через отвори в корпусі золотника, а потім по трубопроводах поступає в порожнини силового циліндра. При повороті рульового колеса торсіон 3



закручується в межах зазора K , і завдяки гвинтовому з'єднанню вала 6 і втулки 5 остання зміщується в осьовому напрямі разом із золотником 4 . Торсіон 3 закручується тільки в межах зазора K , і далі зусилля передається лише через шліцьові з'єднання. В іншому описаний розподільник діє як конструкція, показана на рис. 67.

3.4.3 Центруючі і реактивні елементи розподільника

Центруючі елементи слугують для встановлення плунжера в нейтральне положення. Обумовлена цим сила F_0 відповідає початку включення підсилювача. Реактивні елементи призначені для створення у водія “відчуття дороги”. В існуючих конструкціях розподільників центруючими елементами, що виконують одночасно реактивні функції, є реактивні плунжери, що розпираються пружинами і робочим тиском рідини або тільки тиском рідини.

3.5 Визначення попереднього натягу пружин та діаметра реактивних плунжерів

Момент на рульовому колесі врівноважується реактивним моментом розподільного пристрою

$$F_{pk} r_{pk} = z \left(p_n^0 + \frac{\pi d_n^2}{4} p + c \Delta s \right) \frac{d_s}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho'_k), \quad (56)$$

де p_n^0 – попередня затяжка пружини плунжера;

z – число плунжерів; c – жорсткість однієї пружини плунжера;

Δs – хід золотника;

d_n – діаметр плунжера.

Попередню затяжку пружин p_n^0 вибирають з умови забезпечення сили, при якій вмикається підсилювач, $F_{pk}^0 = 25 \div 100 \text{ Н}$.

На початку вмикання підсилювача $\Delta s = 0$ і $p = 0$. Тоді з рівняння (56)

$$p_n^0 = \frac{2F_{pk}^0 r_{pk}}{d_e z \operatorname{tg}(\beta + \rho'_k)}$$

З рівняння (56) видно, що сила на рульовому колесі пропорційна тиску p , що діє в силовому циліндрі. У той же час тиск залежить від моменту опору повороту керованих коліс, що забезпечує “відчуття дороги”.

Діаметри плунжерів вибирають так, щоб сила $F_{pk \max}$ на рульовому колесі досягнувши повного тиску в силовому циліндрі p_{\max} не перевищувала $100 \div 150 \text{ Н}$ (більше значення вибирається для вантажних автомобілів)

$$d_n = \sqrt{\frac{4}{\pi p_{\max}} \left[\frac{2F_{pk \max} r_{pk}}{d_e \operatorname{tg}(\beta + \rho'_k)} - p_n^0 - c \Delta s \right]}$$

Залежності, що характеризують робочий процес підсилювача, можна зобразити графічно (рис. 71). Такий графік називають *робочою характеристикою підсилювача*. На стадії проектування цю характеристику будують за результатами розрахунків і оцінюють на підставі статистичних даних.

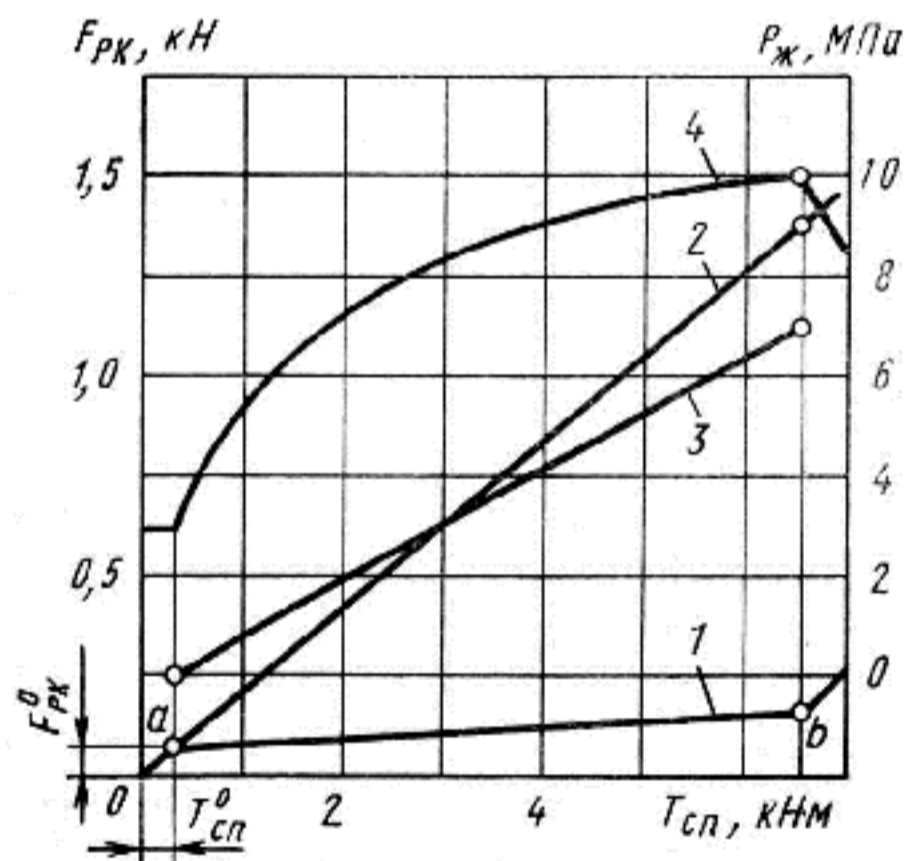


Рис. 71. Робоча характеристика гідро підсилювача автомобіля “Урал-375”

- 1 – момент на рульовому колесі автомобіля з підсилювачем рульового керування;
- 2 – момент на рульовому колесі автомобіля без підсилювача рульового керування;
- 3 – зміна тиску p в робочому циліндрі;
- 4 – показник ефективності дії підсилювача.



Без підсилювача момент на рульовому колесі T_{pk} прямо пропорційний моменту T_{en} опору повороту керованих коліс. За наявності підсилювача до точки a підсилювач не працює, і зусилля на рульовому колесі пропорційне T_{en} . В точці a вмикається в роботу підсилювач, і зусилля на рульовому колесі збільшується лише такою мірою, щоб викликати у водія “відчуття дороги”. В точці b можливості підсилювача вичерпані, і подальше подолання опору повороту здійснюється за рахунок різкого збільшення водієм зусилля на рульовому колесі.

Відповідно до характеру зміни зусилля на рульовому колесі змінюється показник ефективності \mathcal{E} . Спочатку він рівний одиниці, потім інтенсивно зростає. В кінці, у зв'язку з обмеженими можливостями підсилювача, \mathcal{E} падає.

Продуктивність помпи, що живить гідропідсилювач, повинна бути такою, щоб силовий циліндр забезпечував поворот керованих коліс автомобіля з більшою швидкістю, ніж це може зробити водій. Інакше при швидких поворотах підсилювач створює додатковий опір. Для виконання цієї умови необхідно дотримуватись нерівності

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

де Q – розрахункова продуктивність помпи;

$\eta_{об}$ - об'ємний ККД помпи, ($\eta_{об} = 0,75 \div 0,85$);

Δ – коефіцієнт витоку, ($\Delta = 0,05 \div 0,1$);

ds/dt – швидкість переміщення поршня робочого циліндра;

$D_{ц}$ – діаметр робочого циліндра.

Для підсилювача, показаного на рис. 67,

$$ds / dt = \pi d_{с} n_{pk} \operatorname{tg} \beta ,$$

де n_{pk} – максимально можлива частота обертання рульового колеса.

Для легкових автомобілів $n_{pk} = 1,5 \div 1,7$ об/с, а для вантажних $n_{pk} = 0,5 \div 1,2$ об/с. Тоді продуктивність помпи для живлення гідропідсилювача



$$Q \geq \frac{\pi^2 D_c^2 d_e n_{pk} \operatorname{tg} \beta}{4(1-\Delta) \eta_{об}}$$

Слід зазначити, що для привода помпи гідروпідсилювача втрачається від 2 до 4% потужності основного двигуна.

3.6 Рульове керування підвищеної безпеки

Підвищення безпеки рульового керування досягається установкою спеціальних пристроїв: енергопоглинаючих чи таких, що обмежують силу удару водія (чи пасажирів) об кермо. Конструктивну різноманітність цих пристроїв можна звести до наступних чотирьох груп:

1) пристрої, що виключають переміщення рульової колонки всередину кузова – рульові вали, що складаються, з карданными шарнірами (Porsche, Fiat);

2) пристрої, що обмежують можливі осьові зусилля на рульовому валу чи рульовій колонці та осьові переміщення рульового механізму всередину кузова (телескопічне складання). Такі пристрої містять у собі елементи, що руйнуються під дією заданої осьової сили – шпонки, заклепки, що працюють на зріз, прогумовані тканини, що працюють на розрив, втулки, що випресовуються (на автомобілях ГАЗ, Volvo);

3) пристрої, що обмежують осьове зусилля і переміщення в межах значних за величиною пружних деформацій рульового вала (гофр, встановлених між рульовим валом і кермом автомобіля (Ford));

4) пристрої, що обмежують осьове зусилля з наступним поглинанням енергії удару силами тертя між рухомими (при телескопічному складанні) елементами конструкції й одночасним зменшенням переміщення керма всередину кузова (на автомобілі «Москвич»).

Пристрої першої групи вимагають кінематичної розробки. Всі інші розраховуються на осьове зусилля приблизно 7 – 9кН, яке менше гранично допустимого зусилля в 11,35кН.

У пристроях другої групи елемент, що обмежує задане осьове зусилля, розраховується на руйнування під дією цього зусилля.

3.6.1 Розрахунок з'єднувальної муфти (з еластичного матеріалу) конструкції ГАЗ

Для розрахунку з'єднувальної муфти (з еластичного матеріалу) конструкції ГАЗ скористаємось рис. 72.

Нижня 1 і верхня 2 частини рульового вала через фланці 3 зі скосами під 45° через еластичну муфту 4 з'єднані між собою чотирма шпильками 5.

При аварійних навантаженнях на рульовий вал еластична муфта деформується, пом'якшуючи силовий вплив і дозволяючи відносні переміщення верхньої і нижньої частин рульового вала в межах пружних деформацій з'єднувальних деталей.

У випадках важких аварійних зіткнень пружний елемент муфти отримує деформації, що дозволяють дотикання скосів фланців і ковзання їх один відносно іншого аж до руйнування еластичної муфти. При цьому в області контакту скосів фланців виникнуть осьова сила P_A і радіальна сила P_R . При кутах скосів 45° відносно осі вала, якщо знехтувати силою тертя, аксіальна сила P_A дорівнює радіальній P_R . Граничне значення радіальної сили визначається міцністю матеріалу муфти в небезпечному січенні $A-A$. Пружна муфта виготовляється з прогумованої багатощарової тканини бельтинг Б-820. Згідно з ГОСТ 101 – 80 напруження розтягу для цього матеріалу

$$\sigma = \frac{P_A}{a_0 \delta k_1 k_2} 10^{-3}, \text{ МПа},$$

де P_A – розривне зусилля, кН;

a_0 – ширина січення в м;

δ – число прокладок у тканині;

k_1 – коефіцієнт неодноразності розриву прокладок;

k_2 – коефіцієнт, що враховує порушення цілісності ниток на краю небезпечного січення.

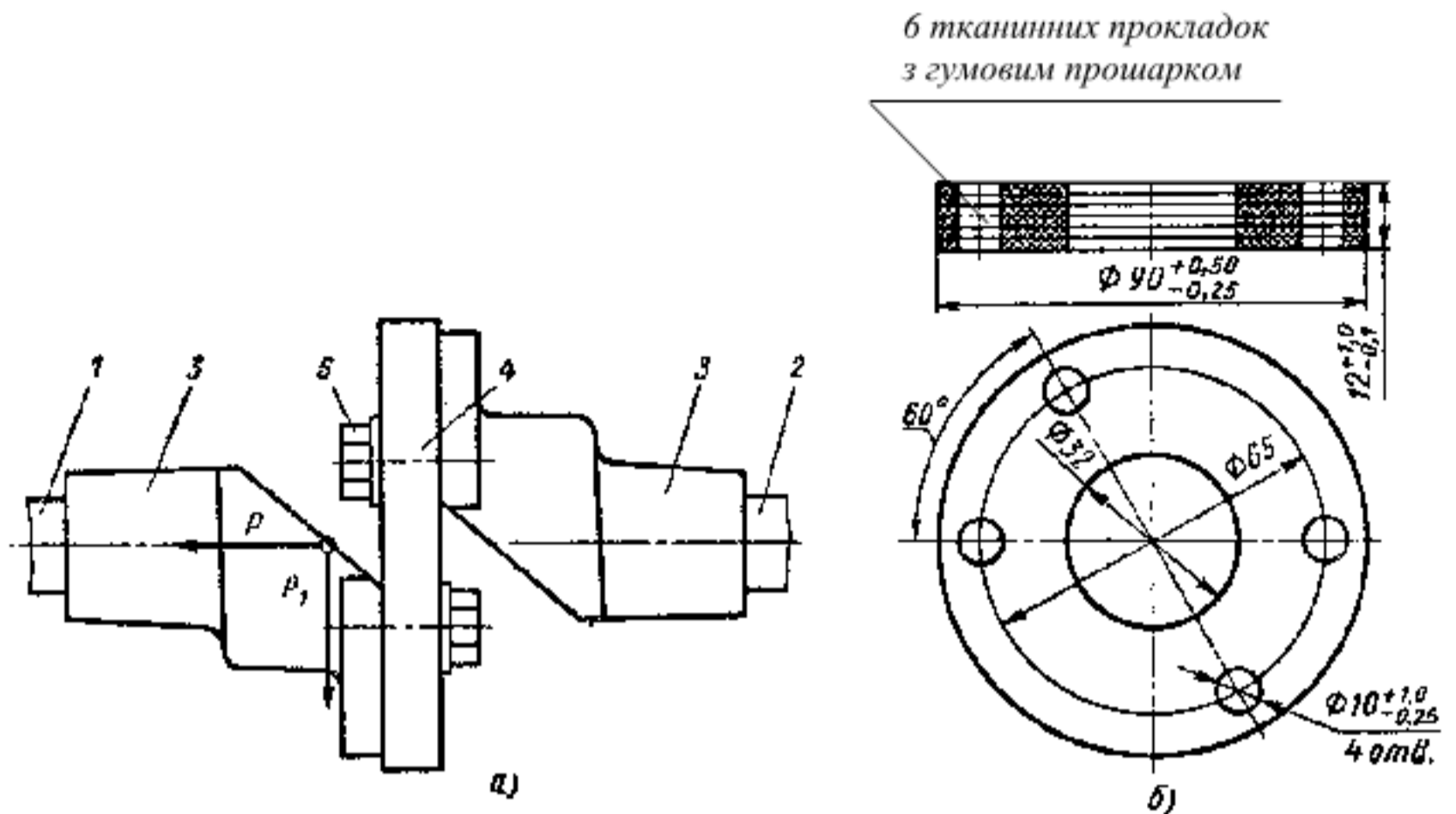


Рис. 72. З'єднувальна муфта рульового вала, що підвищує безпеку при зіткненнях, конструкції ГАЗ

а) муфта в зборі;
б) еластичний елемент.

3.6.2 Приклад розрахунку з'єднувальної муфти конструкції ГАЗ

При проектуванні прийнято:

- 1) граничне значення осьової сили $P_A = 9$ кН (за рекомендацією конструкторсько-експериментального відділу ГАЗ);
- 2) кут скосу з'єднувальної вилки 45° ;
- 3) силами тертя на поверхнях контакту вилок нехтують;
- 4) розміри січення з'єднувальної муфти дані на рис. 72 б, $a_0 = 0,04$ м;
- 5) за ГОСТ 101 – 80 $k_1 = 0,85$; $k_2 = 0,8$; $\sigma_B = 5,5$ МПа.

Визначаємо число прокладок у тканині з'єднувальної муфти

$$\delta = \frac{P_A}{a_0 k_1 k_2 \sigma_B} = \frac{9}{0,04 \cdot 0,85 \cdot 0,8 \cdot 5,5} = 6.$$

При випробуваннях даної конструкції отримана гранична сила $P_A = 8,75$ кН.

3.6.3 Розрахунок енергопоглинаючого пристрою типу «сильфон»

Для розрахунку енергопоглинаючого пристрою типу «сильфон» скористаємось рис. 73.

Пристрій являє собою тонкостінну трубку з кільцевими гофрами, встановлену між рульовим валом і кермом.

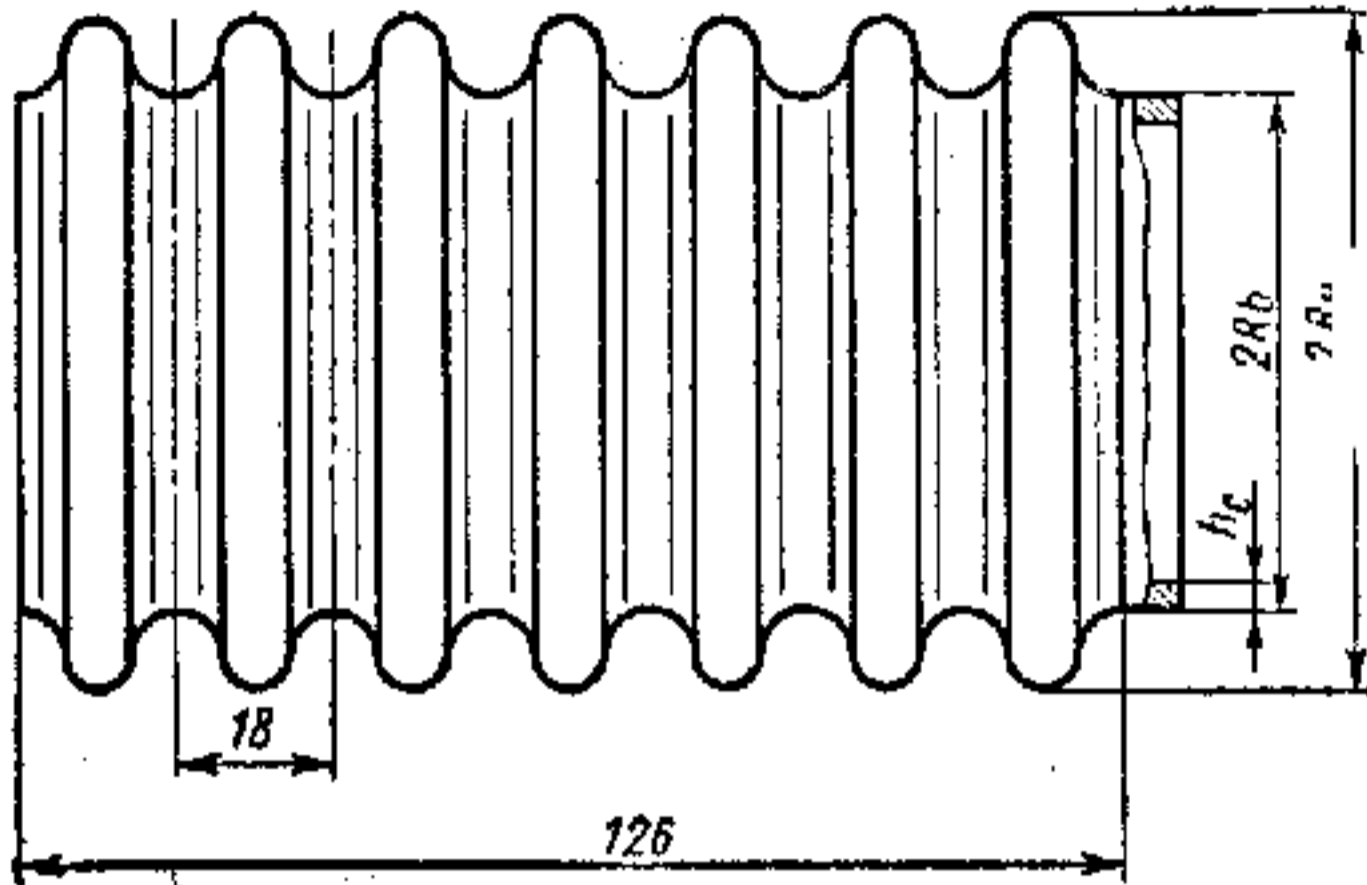


Рис. 73. Гофрований обмежувач зусилля фірми Ford

Під дією осьової сили, що виникає при аварії, сильфон деформується в осьовому напрямку до зіткнення гофрів.

Пружну характеристику сильфона можна вважати лінійною. Осьова сила, при якій сильфон стиснеться до зіткнення гофрів [7]:

$$P_A = \frac{f_a E_1 h_c \left(A_0 + B_0 \frac{h_c^2}{R_B^2} \right)}{2n_q (1 - \mu^2)},$$

де f_a – осьова пружна деформація сильфона під дією стискаючої сили;

E_1 – модуль пружності;

h_c – товщина стінки (приймається рівною товщині труби при гідравлічному видавлюванні);



A_0 – коефіцієнт, що залежить від відношення R_3/R_B ;

B_0 – коефіцієнт, що залежить від відношення r/R_B ;

R_3 – зовнішній радіус сільфона;

R_B – внутрішній радіус сільфона;

r – радіус заокруглення утворюючої гофри;

μ – коефіцієнт Пуассона;

n_q – число працюючих гофрів.

3.6.4 Приклад розрахунку енергопоглинаючого пристрою типу „Сильфон” фірми „Ford”

При проектуванні прийнято: $f_a = 0,042$; $E_1 = 1,98 \cdot 10^5$ МПа (для сталі 08кп); $h_c = 0,0006$ м; $A_0 = 0,007$ (при $R_3 = 0,0375$ м, $R_B = 0,0315$ м); $B_0 = 52$ (при $r = 0,003$); $P_A = 8,75$ кН; $\mu = 0,3$.

Визначаємо число необхідних робочих гофрів

$$n_q = \frac{f_a E_1 h_c \left(A_0 + B_0 \frac{h_c^2}{R_B^2} \right)}{2(1 - \mu^2) P_A} = \frac{0,042 \cdot 1,98 \cdot 10^5 \cdot 0,0006 \left(0,007 + 52 \frac{0,0006^2}{0,0315^2} \right)}{2(1 - 0,3^2) \cdot 8,75} = 8.$$

При випробуванні отримано значення $P_A = 9,0$ кН. Розрахунок і випробування сільфона проведені в КЕВ ГАЗ.

3.6.5 Розрахунок енергопоглинаючого пристрою конструкції АЗЛК

Для розрахунку енергопоглинаючого пристрою конструкції АЗЛК скористаємось рис. 74.

Конструкція має складений рульовий вал зі шліцьовим з'єднанням і рульовою колонкою, що складається з трьох частин. Верхня 1 і нижня 2 частини рульової колонки запресовуються в трубу 3, що має по два ряди вдавлень з обох кінців. Усього вдавлень 24 (по 6 у кожному ряду).

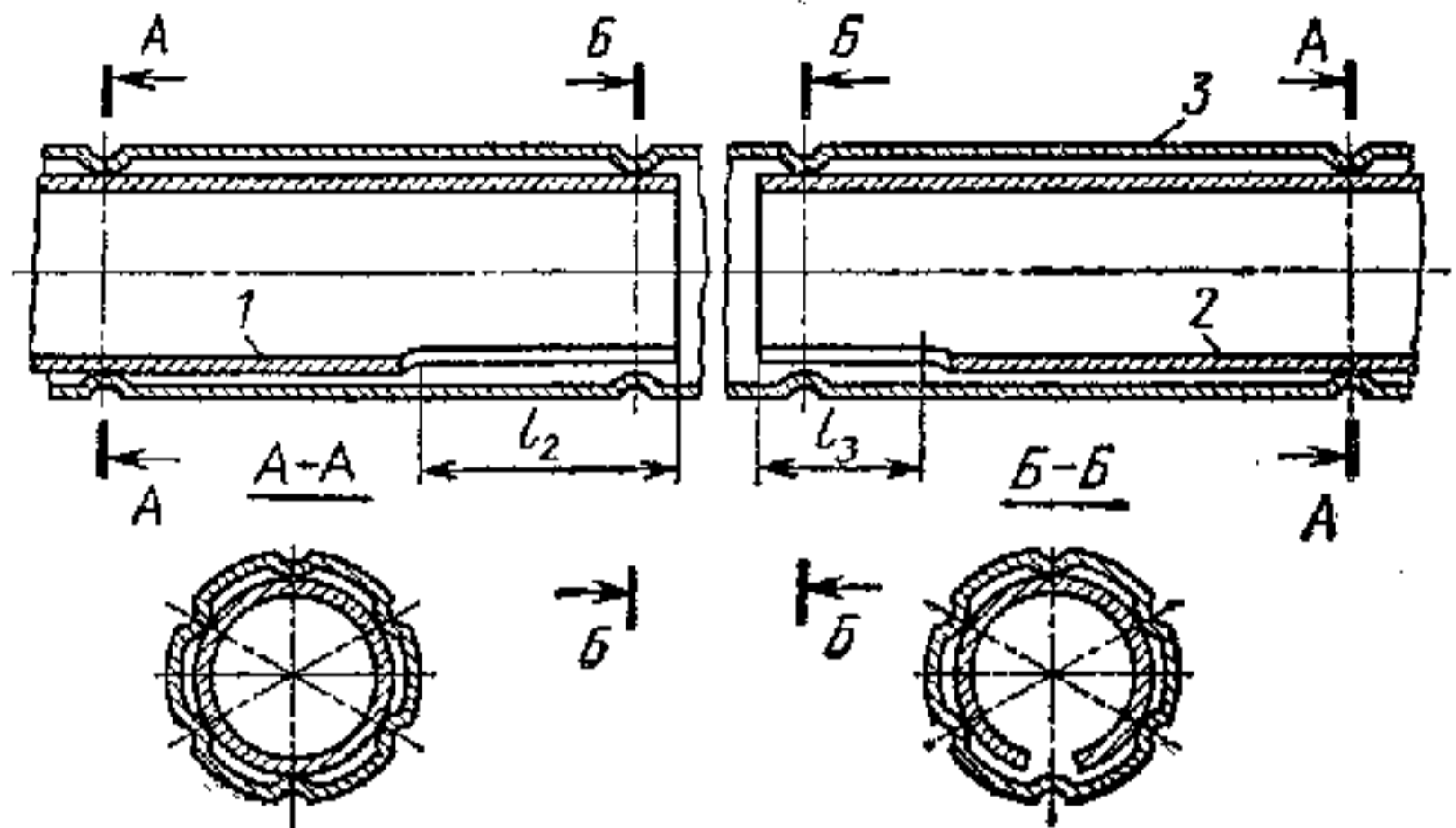


Рис. 74. Енергопоглинаючий пристрій конструкції АЗЛК

В січеннях *A-A* зовнішня і внутрішня труби мають замкнуті контури, в січеннях *B-B* внутрішні труби мають прорізи на довжину близько 100мм. За даними АЗЛК, при рівних натягах сили запресовування в січеннях *B-B* приблизно в 7÷8 разів менше сил запресовування в січеннях *A-A*. При розрахунках сили, що діють у січеннях *B-B*, врахуємо коефіцієнтом α_{II} .

Розрахунок з'єднання зводиться до визначення величини необхідного натягу між трубами, що забезпечує задану силу запресовування [2]

$$\Delta = \frac{m_B Q_Z}{4\pi E_1} \left(\frac{\lambda_P}{h_T} + \frac{\lambda_B}{h_T} \right), \quad (57)$$

де m_B – число взаємно врівноважених радіальних сил або число вдавлень на трубі;

Q_Z – сили нормального тиску в точках контакту між трубами в перетині, що розраховується;

λ_3 і λ_B – коефіцієнти відповідно для зовнішньої і внутрішньої труб;

$$\lambda_3 = \sqrt[4]{3(1-\mu^2) \left(\frac{R_3}{h_T} \right)^2};$$



$$\lambda_B = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)\left(\frac{R_B}{h_T}\right)^2},$$

де μ – коефіцієнт Пуассона;

R_3 – середній радіус зовнішньої труби;

R_B – середній радіус внутрішньої труби;

h_T – товщина стінки труби.

Рівняння (57) справедливе для $\lambda_{3,B} \leq 6m_B$.

Осьове зусилля на рульовій колонці обмежується зусиллям запресовування однієї труби в іншу

$$P_A = P_{3АП} = \alpha_{II} f Q_z,$$

де f – коефіцієнт тертя між обробленими поверхнями труб без мащення.

3.6.6 Приклад розрахунку енергопоглинаючого пристрою конструкції АЗЛК

Прийнято: $P_A = 7 \text{ кН}$; $R_3 = 0,0285 \text{ м}$; $h_T = 0,0015 \text{ м}$; $m_B = 6$; $R_B = 0,025 \text{ м}$; $f = 0,3$;

$\alpha_{II} = 1,3$ (за даними випробувань АЗЛК).

Визначаємо:

$$Q_z = \frac{P_{3АП}}{\alpha_{II} f} = \frac{7}{1,3 \cdot 0,3} = 17,9 \text{ кН};$$

$$\lambda_3 = \sqrt[4]{3(1-0,3^2)\left(\frac{0,0285}{0,0015}\right)^2} = 5,75;$$

$$\lambda_B = \sqrt[4]{3(1-0,3^2)\left(\frac{0,025}{0,0015}\right)^2} = 5,25.$$

Величина натягу між трубами в м:

$$\Delta = \frac{6 \cdot 17,9}{4 \cdot 3,14 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \left(\frac{5,75}{0,0015} + \frac{5,25}{0,0015} \right) = 0,0003 \text{ м}.$$

Експериментальною перевіркою виконаної конструкції з наведеними даними отримано значення $P_A = 8 \text{ кН}$.



4 НЕСУЧІ СИСТЕМИ

4.1 Загальні відомості

Рама разом з закріпленим на ній кузовом утворює несучу систему автомобіля.

Рама служить основою, на якій закріплені двигун, агрегати трансмісії, системи керування, ходова частина і кузов автомобіля. Вона повинна бути достатньо жорсткою, щоб під дією інерційних і реактивних навантажень відносно розташування закріплених на ній механізмів залишалось незмінним, а деформації кузова були мінімальними.

Призначення кузова – захист водія, пасажирів і багажу або вантажу, що перевозиться, від дії зовнішніх чинників, забезпечення збереження вантажу при його перевезенні, комфортабельності для водія і пасажирів, захист їх при дорожньо-транспортних пригодах.

Кузов вантажного автомобіля складається з кабіни і окремої платформи для вантажу. Замість універсальної платформи застосовують також спеціалізовані кузова – фургон, цистерну і т.д.

4.1.1 Несуча система

Кузови, головним чином легкових автомобілів і автобусів через їх відносно великі розміри по висоті і ширині, володіють значною згинальною і крутильною жорсткістю, що впливає на загальну жорсткість автомобіля.

Рама разом з закріпленим на ній кузовом утворює несучу систему автомобіля. Залежно від власної жорсткості кузова і податливості з'єднання його з рамою несуча система може являти собою раму; раму і кузов, сполучені між собою через пружні прокладки; раму і кузов, жорстко зв'язані між собою без пружних прокладок або з'єднані зваркою; несучий кузов (за відсутності рами як такої).

Частка жорсткості кузова в загальній жорсткості автомобіля змінюється від 0 до 100 %; для легкових автомобілів вона складає 30 ÷ 65%. Прикладом несучої системи, при якій загальна жорсткість автомобіля



визначається тільки жорсткістю рами, можуть служити вантажні автомобілі, обладнані платформою, що перекидається, і відкидною кабіною, в яких з'єднання платформи і кабіни з рамою не може бути достатньо жорстким, а кабіна має відносно невелику довжину.

Несучий кузов за відсутності рами як такої забезпечує мінімальну масу легкового автомобіля або автобуса. Проте при роздільному виконанні рами і кузова створюється можливість отримати ряд переваг: понизити рівень внутрішнього шуму введенням пружних подушок в місцях кріплення кузова і рами; створювати на базі одного шасі автомобілі з різними типами кузовів та розділити і спростити процес складання автомобіля.

Несучі кузова набули поширення на легкових автомобілях з колісною базою менше 2600÷2800мм і сухою масою менше 1350÷1450кг. Несуча система легкового автомобіля повинна бути достатньо жорсткою для того, щоб виключити можливість: руйнування вітрового скла і скла заднього вікна від перекосу при односторонньому підйомі передньої або задньої частини автомобіля домкратом; заклинювання дверей і кришки багажника при згаданих вище перекосах; ослаблення з'єднань і появи скрипів.

Аналогічними міркуваннями керуються при створенні кабін вантажних автомобілів. Внаслідок низької крутильної жорсткості рам вантажних автомобілів кабіну виконують достатньо жорсткою, а з'єднання її з рамою – податливим.

4.1.2 Навантаження, що діють на несучу систему

Навантаження, що передаються при повільному русі автомобіля до його несучої системи через передню і задню підвіски, складаються з навантажень для нерухомого автомобіля, що стоїть на горизонтальній рівній ділянці дороги, і додаткових навантажень, що виникають при наїзді одного з коліс на нерівності дороги.

Якщо центр ваги автомобіля лежить в площині симетрії (рис. 75а), то навантаження на колеса правої і лівої сторін будуть однаковими:



$$R_{nl} = R_{nr} = 0,5m_a g(b / L);$$

$$R_{zl} = R_{zr} = 0,5m_a g(a / L),$$

де m_a – маса автомобіля;

a і b – відстані від центра ваги автомобіля відповідно до осей передніх і задніх коліс;

L – база автомобіля.

При цьому несуча система навантажуватиметься симетричними зусиллями, що викликають її згин.

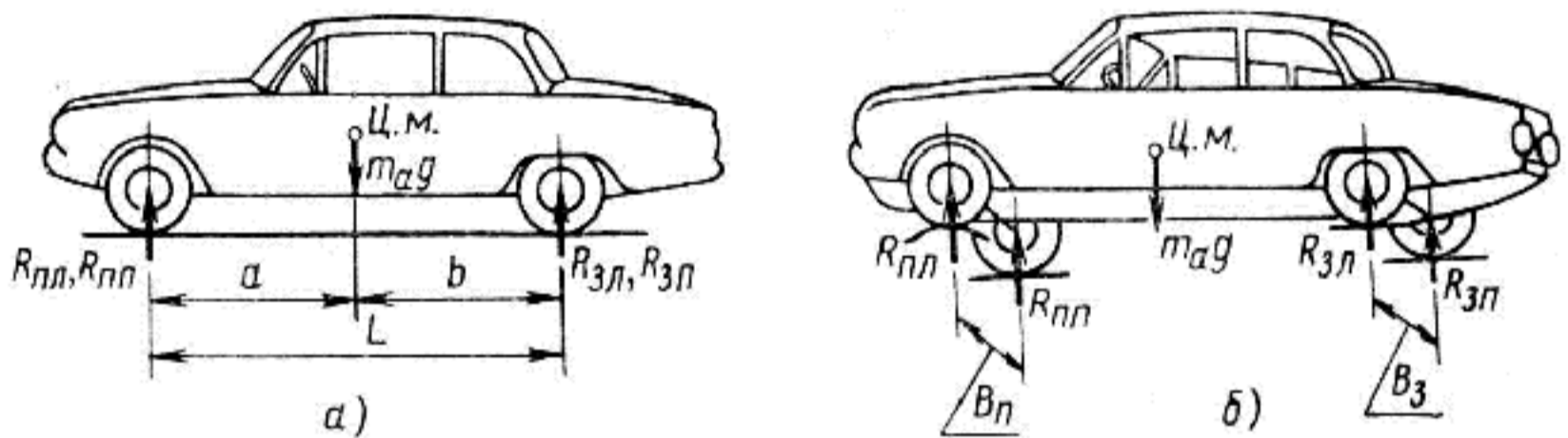


Рис. 75. Схема для визначення навантажень, що діють на несучу систему автомобіля

a – на рівній горизонтальній дорозі;

b – при наїзді одного колеса на нерівність дороги.

Коли одне з коліс, наприклад переднє ліве, підніметься відносно інших при наїзді на нерівність дороги, то воно отримає додаткове навантаження, а навантаження на протилежне йому праве колесо відповідно зменшиться. При цьому від навантаження, яке діє на колеса автомобіля, що стоїть на рівній горизонтальній ділянці дороги, виникатиме крутний момент відносно поздовжньої осі. Він врівноважується моментом від навантаження, що діє на задні колеса. Якщо прийняти несучу систему абсолютно жорсткою, то випадку відриву колеса від поверхні дороги відповідатиме висота нерівності

$$h_0 = f_{un} + f_{pn} \frac{B_n}{S_n} + B_n \left(\frac{f_{uz}}{B_z} + \frac{f_{pz}}{S_z} \right),$$

де f_{un} , f_{uz} – прогин шин відповідно передніх і задніх коліс;

f_{pn} , f_{pz} – прогин ресор відповідно передньої і задньої підвісок;



B_n, B_a – колія коліс відповідно передніх і задніх;

S_n, S_a , – колія ресор відповідно переднього і заднього мостів.

Якщо несуча система не є абсолютно жорсткою і закручується на довжині бази на кут φ , то висота нерівності

$$h_0 = f_{un} + f_{pn} \frac{B_n}{S_n} + B_n \left(\frac{f_{uz}}{B_z} + \frac{f_{pz}}{S_z} + \varphi \right).$$

Якщо замінити в цьому виразі значення деформацій на жорсткості і відповідні силові фактори $f_{un} = R / c_{un}$, $f_p = RB / (c_p S)$, $\varphi = RB / (c_\varphi 2)$, (c_φ – кутова жорсткість несучої системи), то отримаємо

$$h_0 = R \left[\frac{1}{c_{un}} + \frac{1}{c_{pn}} \frac{B_n^2}{S_n^2} + B_n \left(\frac{1}{c_{uz} B_z} + \frac{B_z}{c_{pz} S_z^2} + \frac{B_n}{2c_\varphi} \right) \right]. \quad (58)$$

Якщо h_0 , розраховане за формулою (58), буде менше або рівно деякому значенню h' нерівності, що залежить від якості та стану дороги, то крутний момент в несучій системі

$$T = 0,5RB,$$

де R і B – відповідно навантаження, що припадає на менш навантажений з мостів, і значення колії цього моста.

Якщо ж h_0 буде більше h' , то не відбуватиметься відриву колеса від дороги, і крутний момент в несучій системі

$$T = 0,5RBh' / h_0.$$

Висоту нерівності h при розрахунках варто приймати для легкових автомобілів рівною ± 20 см, а для вантажних ± 30 см.

Для автомобілів з жорсткою при крученні несучою системою при м'яких підвісці і шинах (легкові автомобілі і автобуси) відношення $B_n / (2c_\varphi)$ у рівнянні (58) надзвичайно мале, і вплив нерівностей дороги в основному компенсується за рахунок деформації шин і підвіски. При цьому може мати місце випадок, коли $T = 0,5RB$. У випадку податливої при крученні несучої системи при відносно жорсткій підвісці (вантажні автомобілі) відношення



$B_n / (2c_\varphi)$ у багато разів більше, і нерівності дороги в основному компенсуються за рахунок податливості несучої системи. При цьому випадок, коли $T = 0,5RB$ зазвичай не може мати місця.

На основі викладеного розрізняють два принципово відмінних типи несучих систем: жорстких і податливих при крученні.

Для найбільш розповсюдженого випадку, коли навантаження на передній міст менше, ніж на задній, і переднє ліве колесо буде піднято нерівністю дороги, навантаження на колеса при жорсткій при крученні несучій системі ($T = 0,5RB$) складуться:

$$R_{mn} = 0;$$

$$R_{nz} = m_a g \frac{b}{L};$$

$$R_{zn} = \frac{m_a}{2L} g \left(a + b \frac{B_n}{B_s} \right);$$

$$R_{zz} = \frac{m_a}{2L} g \left(a - b \frac{B_n}{B_s} \right),$$

а при податливій при крученні несучій системі ($T = 0,5RB(h' / h_0)$):

$$R_{mn} = \frac{m_a}{2} g \frac{b}{L} \left(1 - \frac{h'}{h_0} \right);$$

$$R_{nz} = \frac{m_a}{2} g \frac{b}{L} \left(1 + \frac{h'}{h_0} \right);$$

$$R_{zn} = \frac{m_a}{2} g \frac{1}{L} \left(a + b \frac{B_n}{B_s} \frac{h'}{h_0} \right);$$

$$R_{zz} = \frac{m_a}{2} g \frac{1}{L} \left(a - b \frac{B_n}{B_s} \frac{h'}{h_0} \right).$$

Під час руху автомобіля по нерівній дорозі, в результаті динамічної дії, навантаження на колеса збільшуються, проте ділянки поганої дороги і високі нерівності водій переїздить з низькою швидкістю. Тому вертикальні прискорення підресореної частини автомобіля в найнесприятливіших умовах



не перевищують $2,5g$, а закручуючий момент для автомобіля повної маси рівний $m_a g b B_n / 2L$.

Виведені вище співвідношення для залежних підвісок можуть застосовуватись і для незалежних підвісок, якщо замість колії ресор S використовувати колію B і відповідно перераховані значення жорсткості c_p пружних елементів.

4.1.3 Крутильна і згинальна жорсткості несучої системи

Здатність несучої системи чинити опір робочим навантаженням, що діють на неї, характеризується при згині значенням максимального прогину, а при крученні – кутом закручування на довжині бази. Проте отримані в результаті розрахунку або випробування на стенді максимальний прогин і кут закручування на довжині бази не можуть бути використані для порівняння даної несучої системи з несучими системами автомобілів, які мають іншу базу і інше номінальне навантаження. Тому введені поняття крутильної і згинальної жорсткостей і питомих жорсткостей.

Крутильна жорсткість являє собою крутний момент, необхідний для закручування системи на одиничний кут на довжині бази автомобіля, або відношення крутного моменту до отриманого кута закручування на довжині бази. Одиниця вимірювання крутильної жорсткості $\text{Нм}/^\circ$.

Згинальна жорсткість являє собою навантаження, необхідне для згину системи і отримання одиничної стріли прогину, або відношення навантаження до викликаного максимального прогину. Одиниця вимірювання згинальної жорсткості $\text{Н}/\text{мм}$.

Питома крутильна жорсткість відповідає значенню GJ_k для закручуваного стержня і являє собою крутний момент, необхідний для закручування ділянки системи одиничної довжини на одиничний кут, або відношення крутного моменту до отриманого кута закручування на довжині бази автомобіля, помноженого на базу. Одиниця вимірювання питомої крутильної жорсткості $\text{Нм}^2/^\circ$.



Питома згинальна жорсткість відповідає значенню EJ для балки і являє собою навантаження, необхідне для згину ділянки системи одиничної довжини для отримання одиничної стріли прогину, або відношення навантаження до отриманого максимального прогину, помноженого на базу в третьому степені (прогин балки прямо пропорційний третьому степеню довжини прольоту). Одиниця вимірювання питомої згинальної жорсткості $\text{Нм}^3/\text{мм}$.

При створенні несучої системи прагнуть забезпечити необхідний ступінь жорсткості (або податливості) і термін служби, не менший терміну служби автомобіля в цілому при мінімальній масі системи.

4.2 Рами

4.2.1 Конструкція рам легкових автомобілів

У зв'язку з тенденцією зменшення висоти легкових автомобілів застосовують переважно периферійні і Х-подібні рами, що дозволяють опустити рівень підлоги нижче верхньої площини рами у всіх необхідних місцях. У разі використання драбиноподібних рам для пониження рівня підлоги висоту січення їх лонжеронів в необхідних місцях зменшують за рахунок збільшення ширини.

Периферійна рама зображена на рис. 76а. На вигляді зверху в середній частині вона розширена, а по кінцях звужена; відстань спереду між лонжеронами визначається колією і максимальним кутом повороту передніх коліс, а ззаду – колією задніх коліс. Лонжерони сполучені декількома поперечинами. Передні „плечі” лонжеронів розміщуються попереду похилої частини підлоги, в зоні перегородки моторного відсіку, а задні – під підставкою заднього сидіння. „Плечі” можуть бути виконані як окремі деталі, сполучені зваркою з передніми, середніми і задніми частинами лонжеронів, або можуть бути відштамповані разом з лонжеронами.

На вигляді збоку периферійна рама, як і інші типи рам легкових автомобілів, має вигини в зонах передніх і задніх коліс для забезпечення

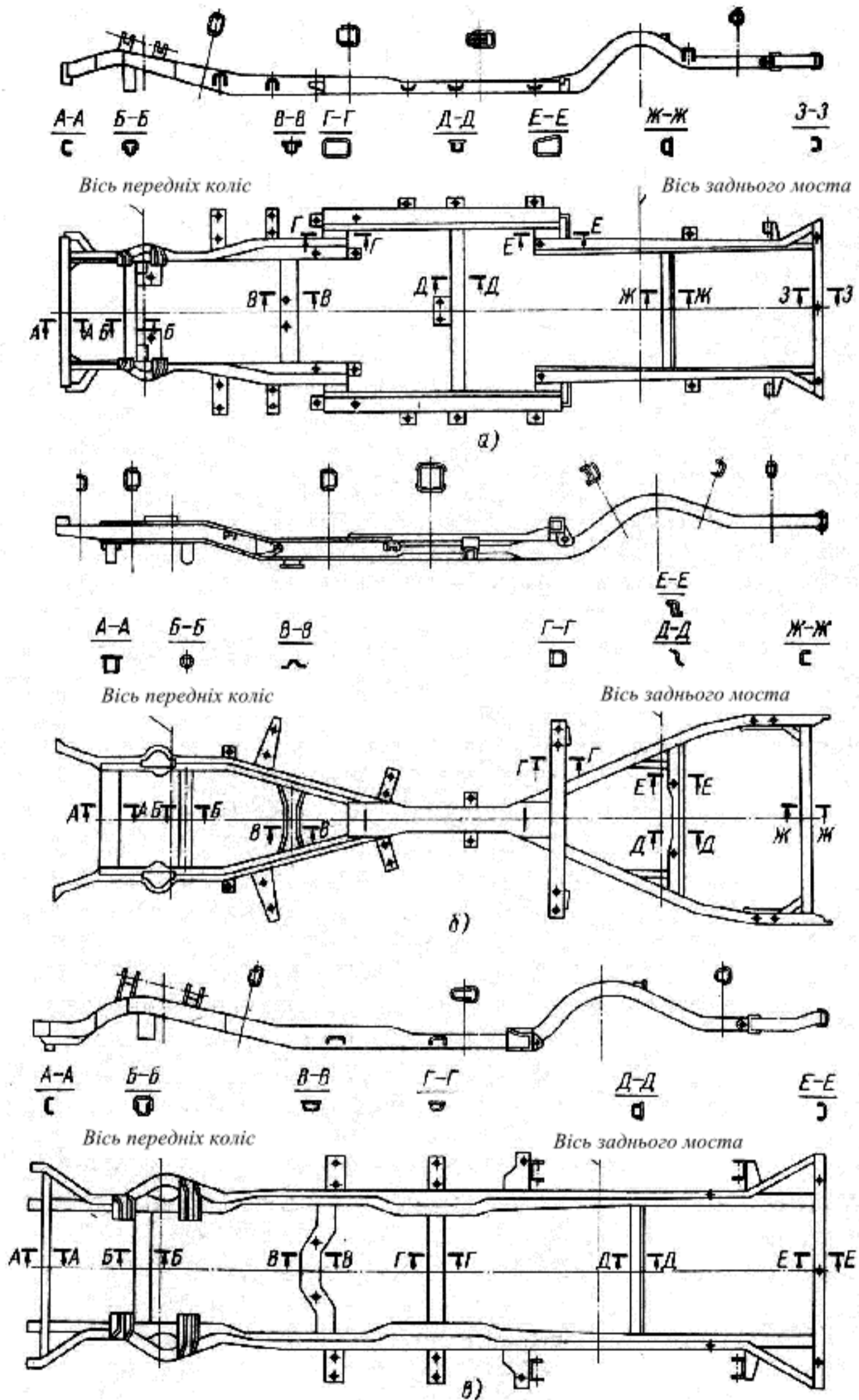


Рис. 76. Рами легкових автомобілів
 а – периферійна;
 б – Х-подібна;
 в – драбиноподібна.



переміщення нижніх важелів передньої і задньої незалежних підвісок або нерозрізної балки заднього моста. При застосуванні периферійної рами ширина і висота тунелю для карданного вала і труб системи випуску газів мінімальні, проте ширина порогів більша, ніж при використанні рам інших типів.

X-подібна рама (рис. 76б) являє собою коротку трубу, що лежить в площині симетрії автомобіля і переходить спереду і ззаду у вилки, які служать спереду для розташування силового агрегату, а ззаду – заднього моста.

Карданний вал проходить всередині трубчастої частини рами. Кінці передньої і задньої вилок сполучені декількома поперечинами, що використовуються для установки передньої і задньої підвісок. Трубчаста частина рами розташована в зоні ніг пасажирів, що сидять на задньому сидінні і не перешкоджає пониженню рівня підлоги по сторонах від неї. При X-подібній рамі ширина і висота тунелю великі, а ширина виступаючих порогів відносно невелика, хоча з міркувань безпеки у разі дорожньо-транспортних пригод вимагається забезпечення певної жорсткості і міцності порогів.

Драбиноподібна рама (рис. 76в) складається з двох паралельних лонжеронів, сполучених між собою декількома поперечинами. Для зменшення висоти підлоги в необхідних місцях висоту лонжеронів і поперечини зменшують шляхом збільшення ширини. При драбиноподібній рамі висота рівня підлоги над поверхнею дороги не буде мінімальною, тунель має дуже невелику висоту і ширину, а виступаючі пороги можуть бути відсутніми.

Для порівняння на рис. 77 зображено січення по основах кузовів для трьох типів розглянутих рам. Власна маса рам всіх трьох типів приблизно однакова, якщо розглядати їх разом з кронштейнами кріплення кузова.

Незалежно від типу рами принаймні дві поперечини виконують з великою крутильною жорсткістю (одну, розташовану приблизно в площині



осі передніх коліс, а іншу – в площині осі задніх коліс). Для отримання необхідної крутильної жорсткості основні несучі елементи рам (лонжерони, поперечини з великою крутильною жорсткістю і „плечі”) мають закриті січення і складаються з двох штамповок коритоподібного профілю, вставлених одна в іншу з роз’ємом у вертикальній площині і з’єднаних дуговою зваркою.

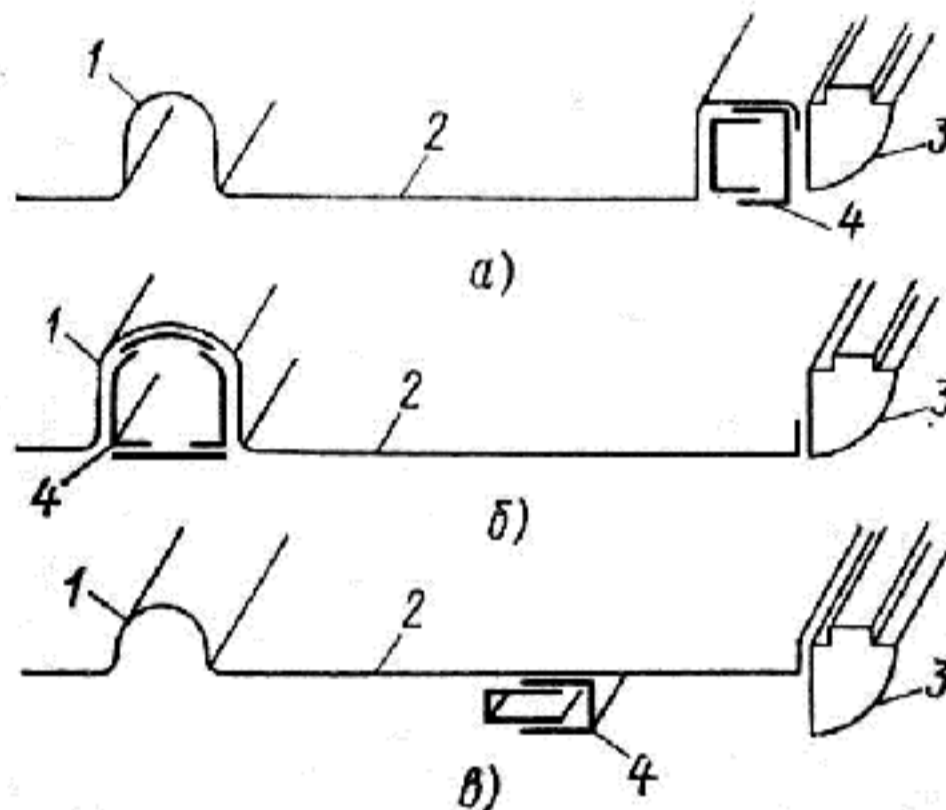


Рис. 77. Січення основи кузова при рамах різного типу

а – периферійна;

1 – тунель;

б – Х-подібна;

2 – підлога;

в – драбиноподібна;

3 – поріг;

4 – лонжерон рами.

Елементи рам, не призначені для передачі крутного моменту (поперечина, призначена для кріплення силового агрегату, кінці лонжеронів за основними поперечинами і т.п.) являють собою штамповки відкритого коритоподібного профілю.

При застосуванні закритих січень несучі елементи з’єднують дуговою зваркою.

4.2.2 Конструкція рам вантажних автомобілів

На вантажних автомобілях майже виключно застосовують рами драбиноподібного типу (рис. 78), що складаються з паралельно розташованих



штампованих лонжеронів відкритого коритоподібного профілю з повернутими всередину полицями і поперечин, що їх з'єднують.

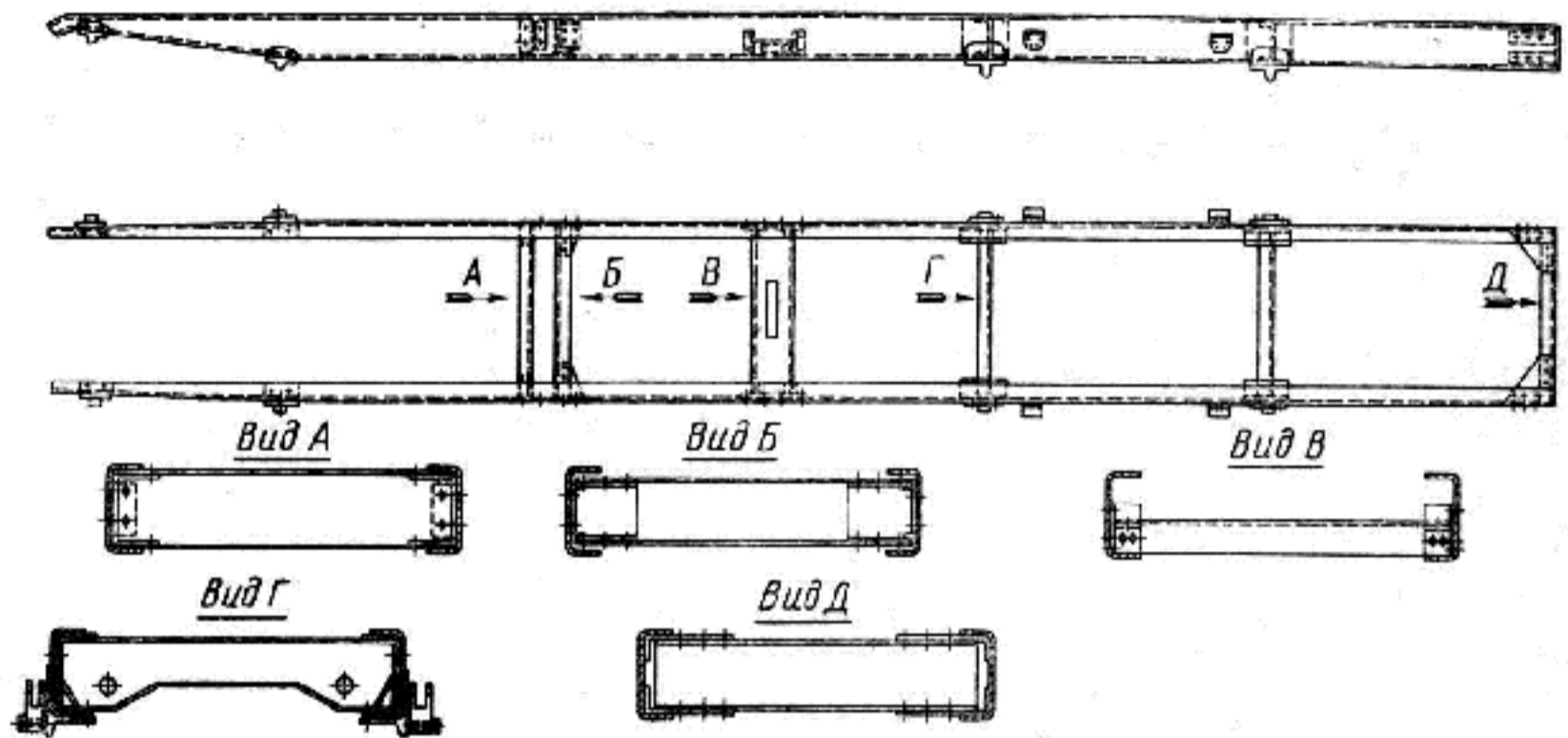


Рис. 78. Драбиноподібна рама вантажного автомобіля

Січення лонжерона має найбільшу в середній частині рами. Висота і ширина полиць зменшуються в передньому і задньому кінцях рами відповідно до епюри згинальних моментів. При цьому верхня полиця лонжерона на вигляді збоку зазвичай виконується рівною по всій його довжині, іноді з місцевими звуженням в необхідних місцях. Ширину рами по можливості роблять постійною по всій довжині. З практичних міркувань вона приймається рівною 865^{+18} мм. Уніфікація рам по ширині дозволяє забезпечити взаємозамінність передніх і задніх мостів, поперечин, кабін і т.д. Крім того, при постійній ширині рами спрощується штампування лонжеронів і в них не виникає додаткових крутних моментів. В особливих випадках, щоб не вийти за межі встановленої для автомобілів габаритної ширини (2,5м), ширину рами в передній або задній її частині іноді доводиться робити меншою вказаної вище величини.

Разом з штампованими з листа лонжеронами на вантажних автомобілях особливо великої вантажопідйомності в якості лонжеронів, виходячи з технологічних і економічних міркувань застосовують прокатні профілі –



швелери. Маса таких лонжеронів більша, ніж у лонжеронів, штампованих з листового матеріалу, але механічні якості матеріалу катаного профілю дещо вищі, ніж листового.

Положення поперечин по довжині рами залежить від розташування агрегатів шасі, кабіни, платформи і т.д. Переважно застосовуються податливі при крученні поперечини відкритого профілю, виготовлені методом штампування з листового матеріалу. В деяких випадках для забезпечення мінімально необхідної жорсткості рами при крученні застосовують поперечини закритого профілю, зазвичай з круглих труб. Січення поперечин визначається як діючими на них навантаженнями, так і зручністю кріплення розташованих на них агрегатів.

Для підвищення жорсткості рами при діагональних деформаціях в горизонтальній площині місця приєднання поперечин до лонжеронів посилюються косинками або розкосами.

У рамах вантажних автомобілів поперечини зазвичай приєднують до лонжеронів за допомогою заклепок (рис. 79). Заклепкові з'єднання достатньо податливі і сприяють вирівнюванню напружень, що має велике значення для податливих при крученні несучих систем.

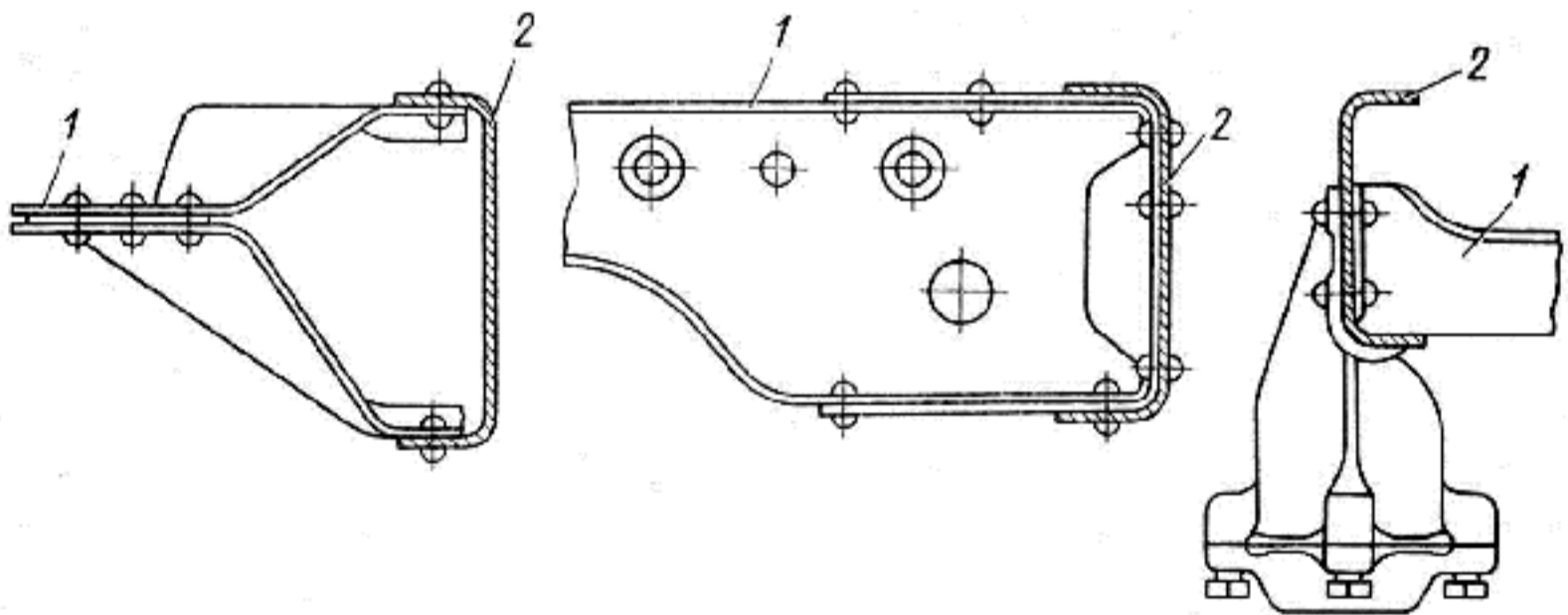


Рис. 79. Приклади заклепкових з'єднань поперечин різного січення з лонжеронами
 1 – поперечина;
 2 – лонжерон.



4.2.3 Матеріали для виготовлення рам

Матеріал для виготовлення рам легкових і вантажних автомобілів повинен мати невеликий вміст дефіцитних легуючих матеріалів, достатньо високу межу текучості і витривалості, низьку чутливість до концентраторів напружень, добре штампуватися в холодному стані, зварюватись (для клепаних рам це має значення при виконанні ремонтних операцій). Таким вимогам відповідають мало - і середньовуглецеві низколеговані сталі.

Для виготовлення рам легкових автомобілів використовують вуглецеву конструкційну сталь 20 (окрім найбільш складних поперечини і кронштейнів, для яких використовують сталь 08 для глибокої витяжки). Лонжерони і поперечини виготовляють з листового матеріалу товщиною 3,0÷4,0мм.

Для виготовлення рам вантажних автомобілів використовують мало - і середньовуглецеві і низколеговані сталі 25, 30Т, 15ГЮТ і т.д., при необхідності із спеціальною термообробкою, що дозволяє сприймати великі напруження в елементах рами і тим самим дає можливість зменшити її масу. Наприклад, стосовно сталі 30Т, нормалізація підвищує тимчасовий опір розриву від 450МПа (НВ 156) до 480÷620МПа (НВ 170), тобто на 6,5÷38%. Лонжерони виготовляють з листового матеріалу завтовшки 5÷9мм залежно від вантажопідйомності автомобіля.

4.2.4 Задачі розрахунку рам при жорсткій і податливій при крученні несучій системі

Для легкових автомобілів з жорсткою при крученні несучою системою завдання розрахунку полягає в наступному:

1. у визначенні прогинів рами під дією номінального навантаження (симетричне навантаження). При цьому прогини не повинні перевищувати значень, що забезпечують збереження і справну дію частин кузова, і встановлені при стендових випробуваннях рами випробуваного в експлуатації автомобіля-прототипу;

2. в обчисленні кутів закручування рами при певному значенні



крутного моменту, що діє на ділянці між поперечними площинами осей передніх і задніх коліс (кососиметричне навантаження). Кути закручування не повинні перевищувати значень, що забезпечують збереження і справну дію частин кузова, і встановлені при стендових випробуваннях рами автомобіля-прототипу.

Вибір в якості розрахункового навантаження сили ваги пасажирів, а не сили ваги кузова в зборі і корисного навантаження пояснюється тим, що деформації несучої системи від сили ваги власне кузова можуть бути враховані і компенсовані при виготовленні кузова і встановленні його на раму, тому необхідні зазори в прорізах дверей і вікон визначають тільки силою ваги пасажирів. Оскільки залежність між деформаціями і крутним моментом лінійна, то значення розрахункового навантаження неістотне. Проте несучі системи легкових автомобілів більшого і вищого класів прийнято випробовувати при крутному моменті 3кНм, що забезпечує достатню точність результатів і попереджує можливість перевищення межі пружності і спотворення кінцевих результатів.

Для вантажних автомобілів з податливою при крученні несучою системою завдання розрахунку полягає в наступному:

1. у визначенні напружень, які виникатимуть в елементах рами при русі автомобіля з повним навантаженням по рівній дорозі з дрібними нерівностями (симетричне навантаження) та досить високою швидкістю, коли потрібно враховувати динамічну дію навантажень;

2. в обчисленні напружень, які виникатимуть в елементах рами при низькій швидкості руху автомобіля з повним навантаженням, коли одне колесо менш навантаженого моста перекочується через нерівність заввишки 30см (кососиметричне навантаження).

Для того, щоб не тільки оцінити загальну податливість рами і діючі в ній напруження, але і виявити небезпечні місця різкої зміни деформацій і напружень та темп їх зміни по довжині рами, значення прогинів, кутів закручування і напружень слід розраховувати для ряду поперечних площин,



що проходять через характерні точки (місця приєднання поперечини, зміни висоти або ширини січення лонжерона, прикладання навантажень і т.д.). Результати розрахунку доцільно подавати у вигляді епюр прогинів, кутів закручування і напружень по довжині рами.

Для розрахунку раму приймають плоскою, лонжерони і поперечини замінюються стержнями. Кути в з'єднаннях рами приймають жорсткими. Вважають, що стержні, які замінюють елементи рами, мають постійні моменти інерції на всій довжині між вузлами (чи характерними точками), для чого попередньо знайдені значення моментів інерції відповідним чином усереднюють.

Розрахунок на симетричне навантаження (згин) простої драбиноподібної рами полягає у визначенні прогинів і напружень в лонжеронах, що розглядаються як елементарні балки.

При розрахунку на кососиметричне навантаження (кручення) рама, що складається з двох лонжеронів, зв'язаних декількома поперечинами, буде являти собою статично невизначну систему. Силкові фактори, що діють в елементах статично невизначної системи (і кути закручування), можуть бути визначені різними методами, що викладаються в курсах опору матеріалів, які пов'язані з громіздкими і трудомісткими обчисленнями. Проте при деяких припущеннях розрахунок може бути значно спрощений. Якщо припустити, що деформації згину в елементах рами малі в порівнянні з деформаціями кручення, то можна скористатися наступним наближеним методом.

На рис. 80 зображена схема драбиноподібної рами, навантаженої силами R , прикладеними в площинах осей передніх і задніх коліс.

Як випливає з схеми, значення кута закручування всіх поперечин однаково. Крім того, відношення кута закручування до одиниці довжини для поперечини і лонжеронів також однаково. Тому крутні моменти в окремих елементах рами пропорційні їх жорсткості при крученні, тобто

$$T_I : T_{II} : \dots : T_V : T_1 : T_2 : \dots : T_4 = J_{кI} : J_{кII} : \dots : J_{кV} : J_{к1} : J_{к2} : \dots : J_{к4}, \quad (59)$$

де T_I, T_{II}, \dots, T_V – крутні моменти в поперечинах I, II, \dots ;



$J_{кI}, J_{кII}$ – момент інерції при крученні січення поперечин $I, II \dots$;

T_1, T_2 – крутний момент в лонжероні, що діє між поперечинами $I, II, III \dots$;

$J_{к1}, J_{к2}$ – момент інерції при крученні січення лонжерона між поперечинами I і II, II і $III \dots$.

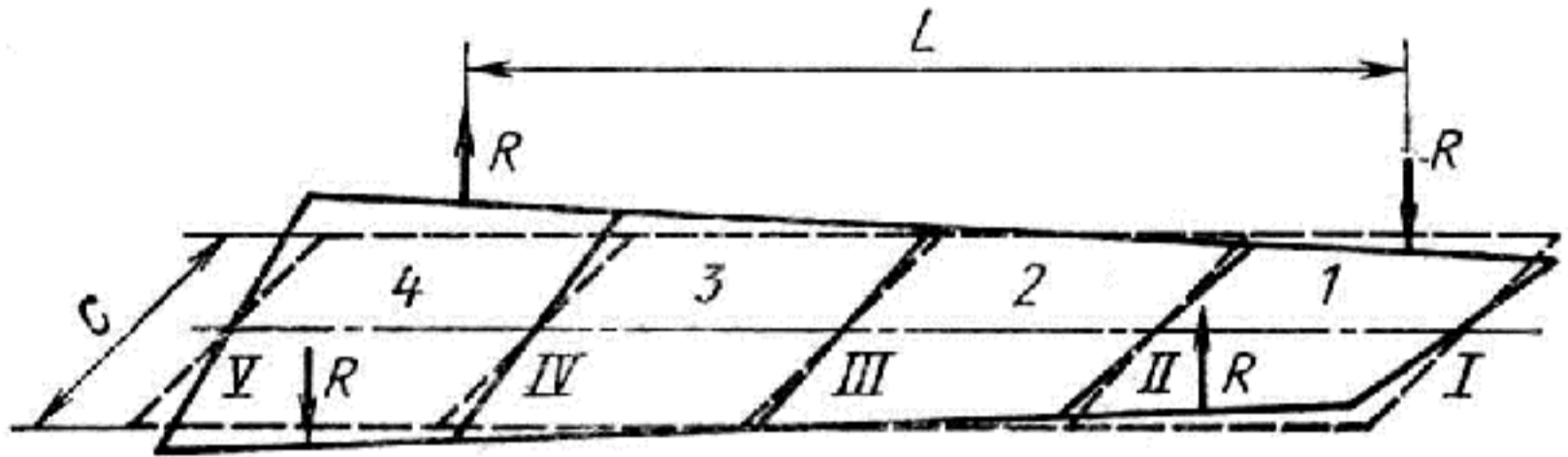


Рис. 80. Схеми деформації рами під дією сил, прикладених в площинах осей передніх і задніх коліс при кососиметричному навантаженні

$I - V$ – поперечини;

$1 - 5$ – ділянки лонжеронів.

Якщо розітнути раму по площині симетрії (рис. 81), то вплив ближньої відкинutoї частини може бути показаний крутними моментами, і поперечними силами, що діють в площині січення.

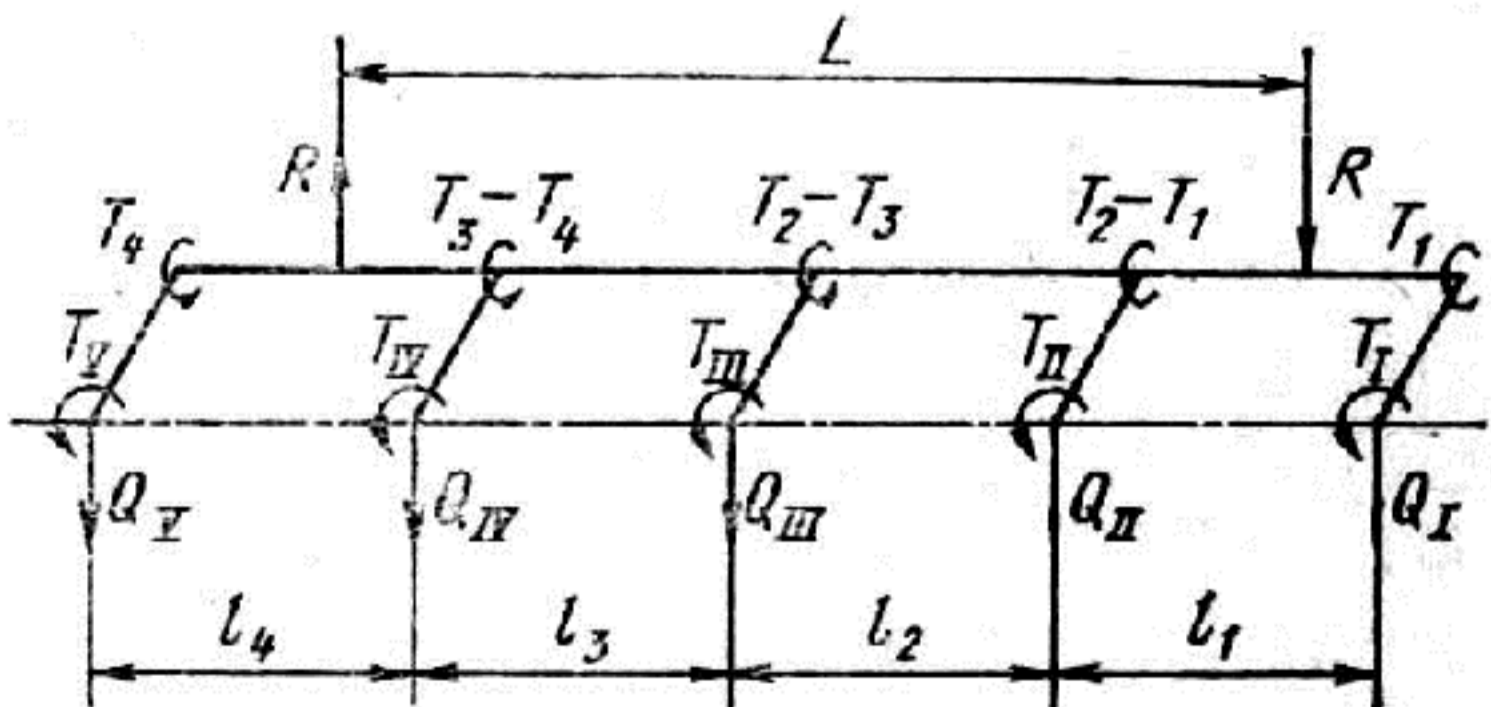


Рис. 81. Силіві фактори діючі в рамі при кососиметричному навантаженні



Складемо рівняння рівноваги моментів зовнішніх сил відносно крайньої правої поперечини I

$$RL - (T_I + T_{II} + T_{III} + T_{IV} + T_V) + Q_{II}l_1 - Q_{III}(l_1 + l_2) - Q_{IV}(l_1 + l_2 + l_3) - Q_V(l_1 + l_2 + l_3 + l_4) = 0$$

Виразимо всі силові фактори через T_I – крутний момент, в поперечині I .

На підставі залежності (59) можна написати

$$\left. \begin{aligned} T_{II} &= T_I \frac{J_{кII}}{J_{кI}}; & T_{III} &= T_I \frac{J_{кIII}}{J_{кI}}; \dots \\ T_1 &= T_I \frac{J_{к1}}{J_{кI}}; & T_2 &= T_I \frac{J_{к2}}{J_{кI}}; \dots \\ Q_I &= \frac{2T_I}{c} = \frac{2T_I}{c} \frac{J_{к1}}{J_{кI}}; \\ Q_{II} &= \frac{2(T_2 - T_1)}{c} = \frac{2T_I}{cJ_{кI}} (J_{к2} - J_{к1}); \dots \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Звідси отримуємо

$$T_I = \frac{RLJ_{кI}}{\sum_{n=1}^{n=N} J_{кn} + \frac{2}{c} \sum_{m=1}^{m=4} (J_{км} l_m)} \quad (60)$$

де n – число поперечин;

m – число ділянок між поперечинами.

Таким чином, знаючи значення моментів інерції при крученні, можна розрахувати крутний момент T_I в поперечині I , а потім, використовуючи залежності (60), знайти крутні моменти в інших елементах рами.

При розрахунку на згин рами податливої при крученні, силу тяжіння агрегатів, що мають декілька точок опори, розподіляють по цих опорах з врахуванням їх розташування відносно центра маси агрегату. Силу ваги платформи з номінальним по величині вантажем приймають рівномірно розподіленою по довжині платформи і такою, що передається на раму у вигляді зосереджених в місцях розташування поперечин основи платформи сил. Силу ваги самої рами разом з приєднаними до неї кронштейнами



враховують при розрахунку. Раму розділяють на окремі ділянки, для яких осьовий момент інерції січення лонжерона може бути прийнятий постійним.

4.3 Кузови

4.3.1 Конструкція кузовів легкових автомобілів

Кузов легкового автомобіля виконує дві функції: утворює закритий простір для розташування водія, пасажирів та багажу і цілком або частково, за наявності рами, виконує функції несучої системи автомобіля.

Кузов можна подати таким, що складається з двох частин: верхньої або власне кузова, що утворює закритий простір для розташування водія, пасажирів та багажу, і нижньої – основи, що включає в себе панель підлоги і створює разом з порогами, підсилювачами і рамою (при її наявності) базу для кріплення силового агрегату і ходової частини. З'єднання верхньої і нижньої частин кузова може бути нерозбірним (зваркою або за допомогою заклепок) або розбірним (за допомогою болтів).

Верхня частина в основному складається з каркаса і облицювальних панелей. Залежно від використання облицювальних панелей як несучого елемента кузови ділять на каркасні, скелетні і оболонкові.

Каркасні кузови являють собою каркас із стержнів закритого або коробчастого відкритого профілю січення. До каркаса прикріплені облицювальні панелі з легкого сплаву або пластмаси.

Скелетні кузови є ніби подальшим розвитком каркасних кузовів. У кузовах, виконаних по скелетній схемі, навантаження передаються зовнішньою оболонкою і каркасом із стержнів закритого або відкритого профілю. Скелетна схема не допускає застосування різних матеріалів для каркаса і оболонки.

Оболонкові кузови утворюються із зовнішньої і внутрішньої оболонки, які з'єднують так, щоб вони по можливості працювали разом. Такий кузов виконують переважно з великих штамповок з малою кривизною і відповідними фланцями, що дозволяють за допомогою зварки утворювати замкнуті січення.

На рис. 82 зображені типові січення основних елементів каркасних і оболонкових кузовів: наддверних балок, середніх стійок, стійок вітрового вікна і надвіконних балок вітрового вікна, а також порогів.

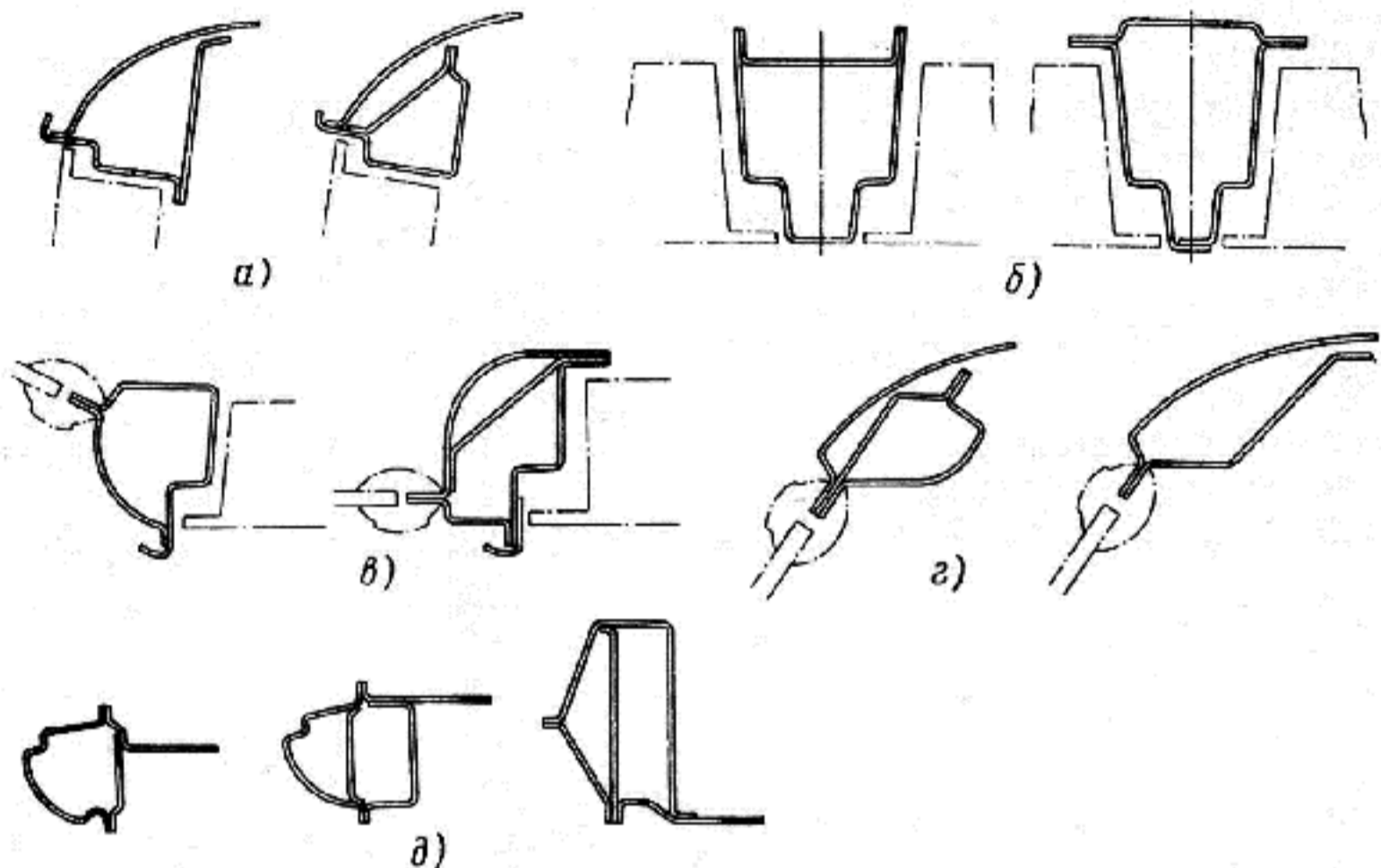


Рис. 82. Типові січення основних елементів каркасних і оболонкових кузовів

a – наддверна балка;

б – середня стійка;

в – стійка вітрового вікна;

г – надвіконна балка вітрового вікна;

д – поріг.

На рис. 83 показані типові конструктивні схеми основ для автомобілів з несучими кузовами, виконаних по класичній компоувальній схемі з переднім розташуванням двигуна і приводом на задні колеса.

У схемі (рис. 83а) застосована рама з двох поздовжніх балок закритого січення, приварених до панелі підлоги і виступаючих за перегородку моторного відсіку. Поздовжні балки з'єднані з порогами поперечними підсилювачами і кронштейнами.

У схемі (рис. 83б) жорсткість панелі підлоги збільшена за рахунок з'єднання з передніми поздовжніми балками, які закінчуються біля середньої поперечини, і з задніми балками, які починаються від поперечини, розташованої в зоні підставки

заднього сидіння. Жорсткість в середній частині несучої системи забезпечують пороги, зв'язані з передніми і задніми поздовжніми балками.

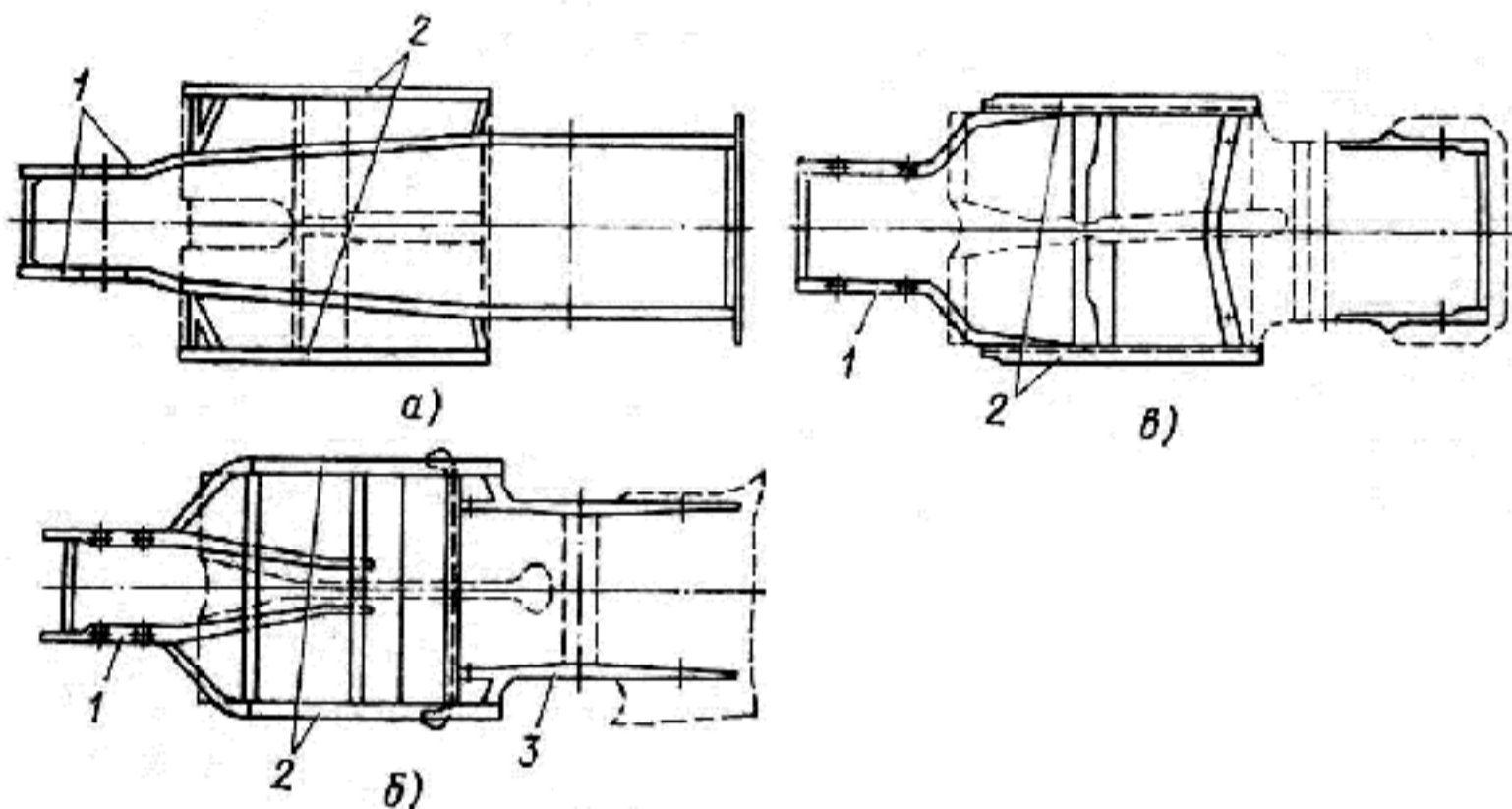


Рис. 83. Типові схеми основ несучих кузовів

1, 3 – поздовжні балки;
2 – пороги.

Основа (рис. 83в) може бути названа несучою підлогою, жорсткість якої в середній частині забезпечується порогами. До них приєднуються передні поздовжні балки, вигнуті в горизонтальній площині. В задній частині основи жорсткість досягається приєднанням порогів до задніх стійок, а також до зовнішніх панелей і кожухів коліс.

Основи кузовів автомобілів, що мають раму, характеризуються відсутністю поздовжніх несучих елементів, окрім порогів, тунелю і місцевих підсилювачів підлоги.

У роботі несучої системи бере участь і оперення: крила з кожухами коліс, особливо якщо вони приварені до кузова.

4.3.2 Матеріали для виготовлення кузовів

Для виготовлення кузовів в основному застосовують сталь, фізико-механічні властивості якої дозволяють механізувати і автоматизувати виробництво. У зв'язку з високими вимогами до штампованості сталей для кузовів використовують низьковуглецеві сталі 08кп, 08Фкп, 08Ю і



конструкційну сталь 08. Для панелей великого розміру (дах, задні крила, двері, підлога і т.д.) зазвичай застосовують листову сталь завтовшки 0,9 і 0,75мм, якщо контури січення панелі дозволяють забезпечити жорсткість.

Такі деталі каркаса, як стійки, пороги, поздовжні балки і поперечини основи, виготовляють з листів завтовшки 1,0 і 1,3мм. Для окремих підсилювачів застосовують листи завтовшки 1,6÷2,4мм.

4.3.3 Розрахунок деформацій і напружень в елементах несучого кузова

Деформації і напруження, що діють в несучому кузові автомобіля, можуть бути визначені різними методами:

1) наближеним – методом потенційної енергії (застосовується при порівняльних розрахунках на початковій стадії проектування кузова);

2) точним – методом, що застосовується після завершення конструктивної розробки кузова (він заснований на теорії тонкостінних стержнів);

3) методом кінцевих елементів – методом, що надає практично необмежені можливості для аналізу напружень і деформацій в кузові, але вимагає використання ЕОМ з великим об'ємом пам'яті.

4.4 Кабіни і платформи вантажних автомобілів

Кабіни вантажних автомобілів проектують на основі тих же загальних принципів і конструктивних рішень, що і кузова легкових автомобілів. Принципова відмінність полягає в тому, що кабіна вантажного автомобіля не є елементом несучої системи, а це зменшує вимоги до її загальної жорсткості.

Для того, щоб кабіна не навантажувалась при кососиметричних деформаціях рами під час руху по нерівній дорозі, а вібрації, збуджувані колесами, двигуном і агрегатами трансмісії, не створювали шуму в кабіні, відповідно вибирають місця розташування точок кріплення кабіни, а кріплення здійснюють через пружні елементи.



Бортова платформа вантажних автомобілів являє собою майданчик з жорстко закріпленим переднім бортом. Задній і бокові борти роблять відкидними на шарнірах. У робочому положенні борти фіксуються кутовими замками.

Платформа застосовується для перевезення найрізноманітніших насипних вантажів або вантажів в тарі. Для збільшення об'єму платформи можна за допомогою спеціальних щитів підняти висоту бортів. Конструкція бортів допускає також встановлення дуг для натягування тенту. Після переобладнання платформу можна пристосувати для перевезення людей.

Настил платформи, борти, поздовжні бруси і поперечина основи можуть бути дерев'яними, металевими або комбінованими. Кріплення основи до рами зазвичай роблять достатньо податливим, використовуючи стрем'янки, що не створюють концентрації напружень в рамі.

Встановлення платформи дещо підвищує крутильну і згинальну жорсткість рами.

4.5 Вібрація і шум

Рівень вібрацій, що діють на водія і пасажирів та рівень внутрішнього шуму в кабіні або кузові є основними показниками комфортабельності автомобіля і впливають на втомлюваність водія, а отже, активну безпеку автомобіля. Високі рівні вібрації і шуму обмежують швидкість автомобіля і його продуктивність. Вібрації впливають на збереження вантажу, що перевозиться, і справність агрегатів автомобіля.

Рівень зовнішнього шуму є показником ступеня негативної дії автомобіля на навколишнє середовище.

4.5.1 Причини і джерела вібрацій

Основною причиною виникнення вібрацій, що діють на водія і пасажирів, є нерівності дороги. Причинами вібрацій можуть бути також невдалий вибір схеми карданної передачі та неузгодженість взаємного розташування елементів карданної передачі і підвіски ведучих коліс, а також

биття і неврівноваженість коліс. Решта збудників через дуже малі амплітуди вібрацій зазвичай не порушують комфортабельності і не викликають втому водія.

4.5.2 Вимірювання і оцінка вібрацій

Вплив на людину вібрацій, що передаються через сидіння або підлогу на тулуб чи ступні ніг відповідно сидячої або стоячої людини, визначається їх інтенсивністю, спектральним складом, напрямом і тривалістю впливу, який для автомобіля приймається рівним 8 годинам.

Інтенсивність вібрацій на автомобілях оцінюється середнім квадратичним значенням віброприскорення (в м/с^2). Спектральний склад вібрацій характеризують середніми квадратичними значеннями віброприскорень для середньгеометричних частот октавних або третьооктавних смуг (в Гц). Октавною називається смуга частот, у якої відношення верхньої і нижньої граничної частоти рівне двом.

Вібрації розглядають окремо для вертикального (вісь Z), горизонтальних поздовжнього (вісь X) і поперечного (вісь Y) напрямків (рис. 84).

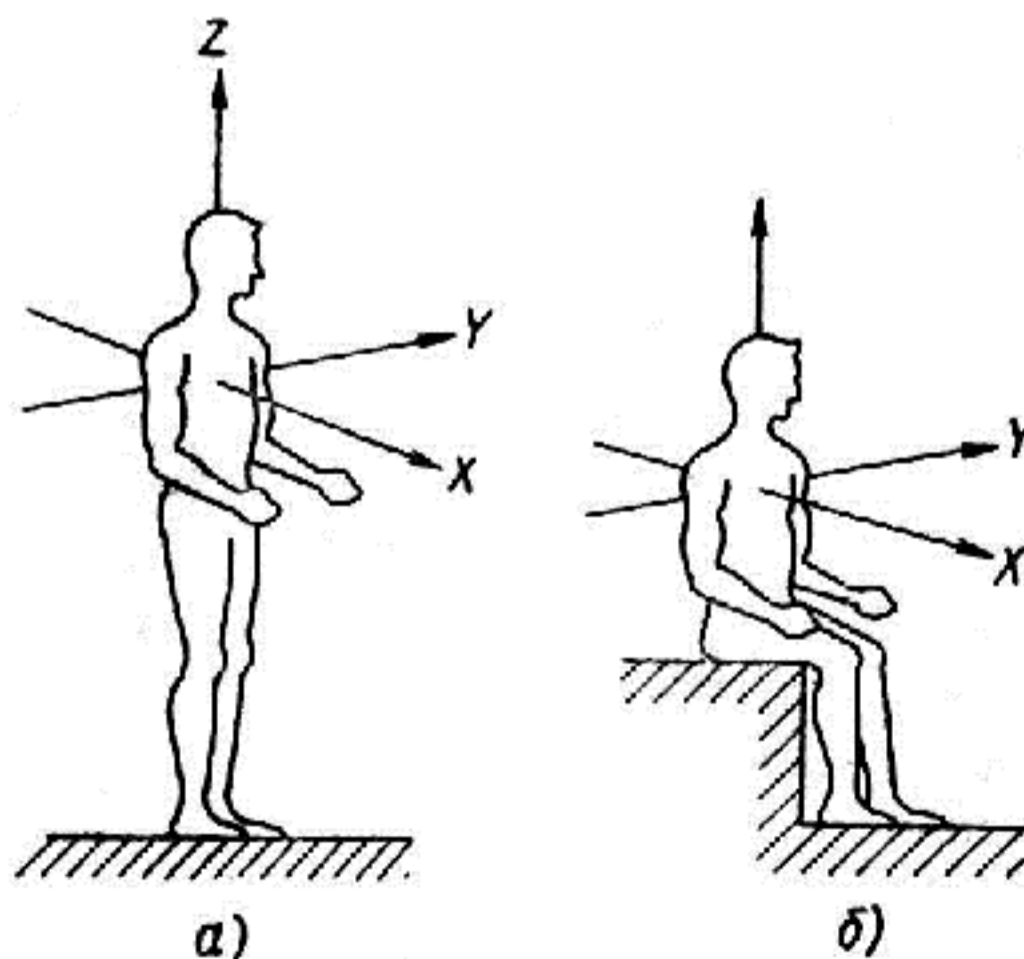


Рис. 84. Напрямки координатних осей при дії вібрацій на людину
a – стоячу;
б – сидячу.



Оскільки значення частот вібрацій і віброприскорення змінюються в дуже широких межах, для їх графічного зображення зазвичай використовують логарифмічні шкали.

Методика випробувань автотранспортних засобів на плавність ходу визначає місця установки датчиків, вимоги до вимірювальної апаратури і методику виконання вимірів. Випробування проводять на дорогах із заданими характеристиками мікропрофілю. Легкові і вантажні автомобілі, автобуси випробовують при фіксованих швидкостях руху, різних для різних типів автомобілів, на ділянках цементно-бетонної і булижної, без вибоїн, дороги завдовжки 1000м, а повнопривідні автомобілі – додатково на ділянці розбитої булижної дороги завдовжки 500м.

Для аналізу і порівняння використовують значення вертикальних σ_{z0} і горизонтальних поздовжніх σ_{x0} і поперечних σ_{y0} віброприскорень, заміряних в п'яти перших октавних смугах частот, наведених нижче.

Номери октавних смуг частот	1	2	3	4	5
Межі діапазонів частот, Гц:					
нижня	0,7	1,4	2,8	5,6	11,2
верхня	1,4	2,8	5,6	11,2	22,4
Середнє геометричне значення частоти, Гц	1	2	4	8	16

Результати випробувань записують і обробляють за допомогою електронної реєструючої апаратури і ЕОМ. Зразок оброблених результатів випробувань (спектр вертикальних віброприскорень на сидінні водія в третьооктавних смугах частот f для вантажного автомобіля) зображений на рис. 85.

При вимірюванні віброприскорення через 1/3 октави кожна наступна середньгеометрична частота рівна попередній, помноженій на $\sqrt[3]{2} = 1,26$, а середньоквадратичні значення віброприскорення для октави – $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2}$ (де σ_1 , σ_2 і σ_3 – середньоквадратичні значення віброприскорення відповідно для 1-ої, 2-ої і 3-ої третини октави).

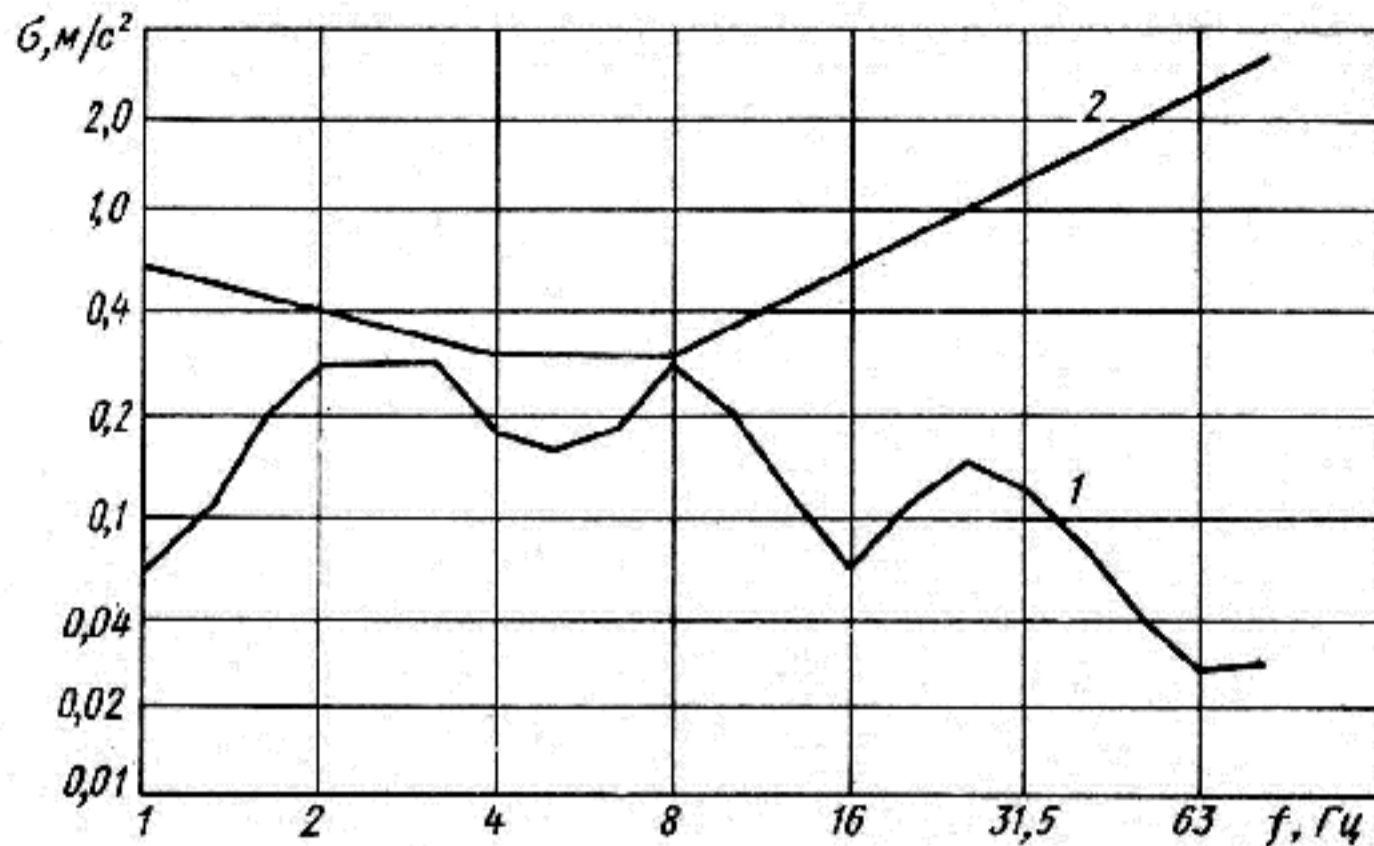


Рис. 85. Спектр вертикальних віброприскорень на сидінні водія вантажного автомобіля в третьооктавних смугах частот
 1 – заміряні (повне навантаження, цементнобетонна дорога, швидкість 50км/год);
 2 – гранично допустимі значення.

Загальні гігієнічні норми вібрацій встановлюють граничні значення середньоквадратичних віброприскорень в октавних і третьооктавних смугах частот для впливу протягом 8 годин (рис. 85). Проте безперервна дія протягом 8 годин вібрацій такої інтенсивності на автомобілях відсутня. Тому оцінку вібрацій випробовуваного автомобіля проводять, порівнюючи значення окремих параметрів із значеннями таких же параметрів для вибраного автомобіля-аналога, який випробовувався в тих же умовах.

4.5.3 Зниження рівня вібрацій

Для зменшення інтенсивності вібрацій можна скористатися наступними способами:

1) зменшенням рівнів механічних впливів, що збуджуються джерелом, – зменшення віброактивності джерела;

2) зміною конструкції об'єкта, при якому задані механічні впливи викликатимуть менш інтенсивні вібрації об'єкта або його окремих частин, наприклад, шляхом зміни власної частоти об'єкта і використання тертя для



розсіювання енергії вібрацій. Цей спосіб отримав назву *внутрішнього віброзахисту*;

3) приєднанням до об'єкта додаткової системи, що змінює характер його вібрацій. Така система називається *динамічним погашувачем вібрацій*;

4) установкою між об'єктом і джерелом додаткової системи, що послаблює зв'язок між ними. Цей метод захисту називається *віброізоляцією*.

Покращення захисту водія і пасажирів від вібрацій, що викликані нерівностями дорожнього покриття, досягається зменшенням жорсткості шин, підвіски і подушок сидінь, а також застосуванням в підвісці амортизаторів. В особливих випадках сидіння водія забезпечують амортизатором, встановленим паралельно пружному елементу сидіння.

Вібрації, що створюються карданною передачею, можуть бути зменшені до допустимого рівня шляхом зміни її принципової схеми, геометричних елементів і моментів інерції складових частин так, щоб звести до можливого мінімуму періодичні реактивні моменти і зусилля, що виникають в опорах карданної передачі.

Оскільки неправильна геометрична форма і дисбаланс коліс є причинами виникнення вібрацій, то їх значення регламентуються для кожного автомобіля.

4.5.4 Причини і джерела шуму

Внутрішній шум в кабіні або кузові складається з так званого *структурного шуму*, що виникає в результаті резонансних вібрацій панелей кабіни або кузова, і *аеродинамічного шуму*, що передається через повітряне середовище від джерел шуму, зазвичай розташованих поза кабіною або кузовом.

Причинами структурного шуму є вібрації, що створюються роботою двигуна, неточності виготовлення і установки зубчатих коліс коробки передач і ведучого моста, крутильні коливання системи валів двигуна і трансмісії, згинальні і крутильні коливання несучої системи і т.д.



Вібрації, що виникають в джерелі, передаються трансмісії або несучій системі. При збігові частоти збудження з власною частотою системи (чи кратності їй) енергія вібрацій різко зростає. При вібрації з власною частотою і трансмісія і несуча система стають джерелами збудження.

Вібрація від несучої системи, з якою через місця кріплення агрегатів зв'язана трансмісія, передається кабіні або кузову, вібрації якого характеризуються наявністю багатьох місцевих власних частот, серед яких завжди наявні частоти, що співпадають із збуджуючою частотою. В результаті виникає резонанс панелей кабіни або кузова, який створює внутрішній шум.

Аеродинамічний шум є наслідком проникнення в кабіну або кузов шумів, що викликаються роботою двигуна і його систем, агрегатів трансмісії, коченням коліс, і шуму, що створюється зустрічним потоком повітря. Крім того, ці шуми можуть впливати на панелі кабіни або кузова і збуджувати в них резонансні вібрації, які підсилюють внутрішній шум.

Зовнішній шум автомобіля складається з шуму, що викликається роботою двигуна, і шумів, що створюються системою випуску відпрацьованих газів, очисником повітря системи живлення, вентилятором системи охолодження, а також шуму кочення шин і роботи трансмісії. Ступінь впливу цих джерел шуму не є постійним і змінюється залежно від швидкості руху автомобіля.

4.5.5 Вимірювання і оцінка шумів

Шум є хаотичним поєднанням звуків різного тону (частоти) і сили (інтенсивності). На слух людини негативно впливають загальна інтенсивність шуму та інтенсивність окремих складових шуму (тонів). Внаслідок цього нарівні з інтенсивністю розглядається спектр внутрішнього шуму автомобіля.

Інтенсивність шуму або звуків у всьому діапазоні сприйманих частот оцінюється *рівнем звуку* – кількістю енергії, що проходить за одиницю часу



через одиницю поверхні перпендикулярно до напрямку розповсюдження звуку ($\text{Вт} \cdot \text{см}^{-2}$).

Інтенсивність звуку певної частоти (чистого тону) оцінюється *рівнем звукового тиску* в певній точці простору (в Па). Оскільки інтенсивність звуку коливається в дуже широких межах, то при практичних вимірюваннях вона оцінюється у відносних логарифмічних одиницях – децибелах.

Рівень звуку пропорційний квадрату звукового тиску, тому інтенсивність звуку (в дБ)

$$L = 10 \lg J / J_0 = 20 \lg p / p_0,$$

де J і p – відповідно вимірювані значення рівнів звуку і звукового тиску;

J_0 і p_0 – відповідно значення рівнів звуку і звукового тиску при межі чутливості $J_0 = 10^{-16} \text{Вт} \cdot \text{см}^{-2}$, а $p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{Па}$.

Для вимірювання рівня звуку використовують спеціальну шкалу А шумоміра (в дБА).

Спектр шуму подають середніми квадратичними значеннями рівня звукового тиску (в дБ) для активних смуг з середньгеометричними частотами $31,5 \div 8000 \text{Гц}$ (6–14-а октави). По спектру шуму можна, ґрунтуючись на енергетичних співвідношеннях, наближено розрахувати середній рівень звуку (в дБА) за формулою

$$L_m = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i} - 10 \lg n,$$

де L_i — i -й з усереднених рівнів (в дБ); $i = 1, 2, \dots, n$.

Методика випробувань визначає місця заміру внутрішнього шуму і місця установки мікрофонів при замірі зовнішнього шуму, вимоги до вимірювальної апаратури, умови і методику вимірювань зовнішнього і внутрішнього шумів на автомобілі при розгоні з максимальною інтенсивністю від деякої постійної початкової швидкості. У стандарті дані гранично допустимі значення рівнів зовнішнього ($82 \div 91 \text{дБА}$) і внутрішнього

(75÷85дБА) шумів і орієнтовні спектри внутрішнього шуму для легкових і вантажних автомобілів, а також автобусів різного призначення.

На рис. 86 подані спектр внутрішнього шуму в октавних смугах частот f і рівень звуку, заміряні в кузові легкового автомобіля, а також гранично допустимі їх значення.

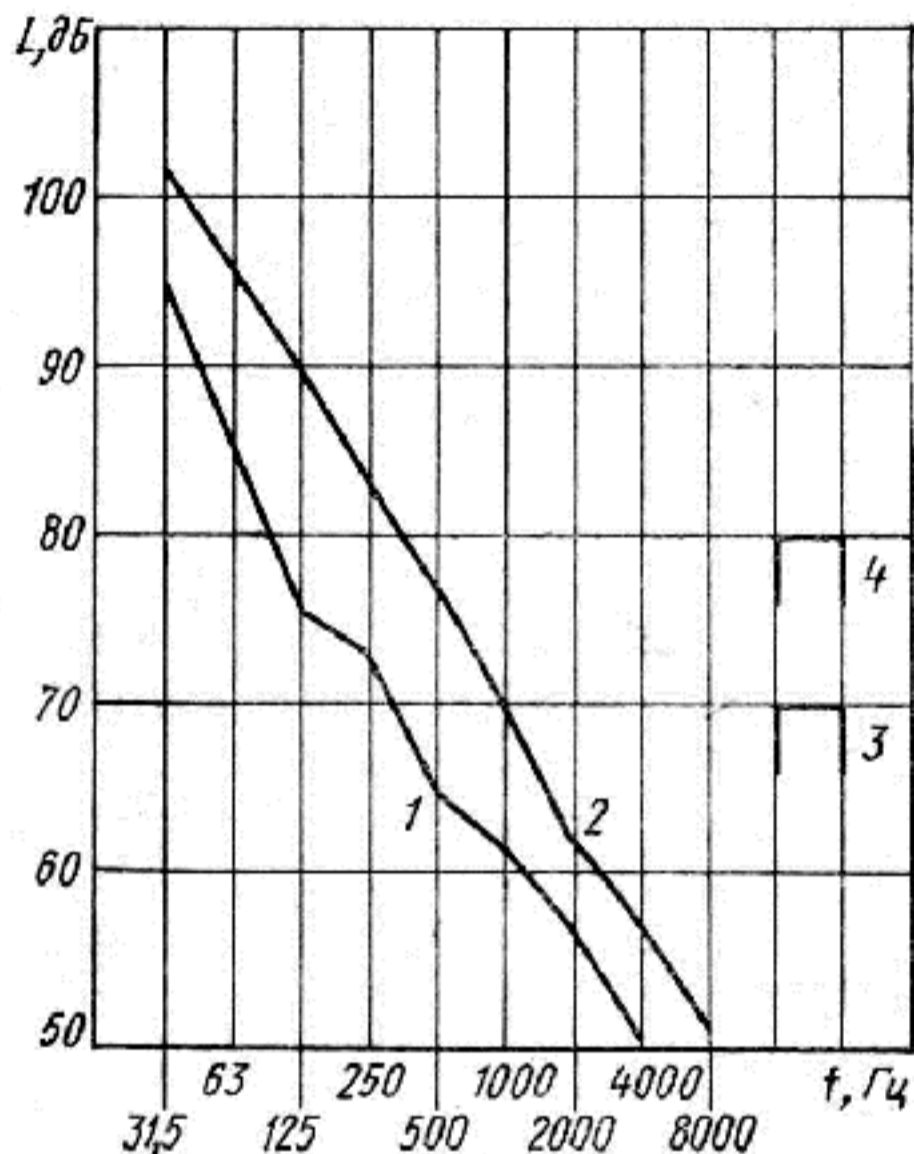


Рис. 86. Спектр внутрішнього шуму і рівень звуку легкового автомобіля

1 і 3 – заміряні;

2 і 4 – гранично допустимі.

4.5.6 Зниження рівня шуму

Для зменшення *внутрішнього шуму* зменшують вібрацію і шум в джерелі їх виникнення, наприклад, підвищують точність виготовлення і установки зубчатих коліс в агрегатах трансмісії. Іноді зміщують власну частоту коливальної системи шляхом зміни крутильної жорсткості і моментів інерції або згинальної жорсткості і мас так, щоб власна частота опинилася за межами робочих швидкостей автомобіля.



Інтенсивність вібрацій і шуму знижують також введенням в коливальну систему ізоляторів у вигляді пружних прокладок і втулок та застосуванням фрикційних гасителів вібрацій.

Власні частоти резонуючих панелей кабіни або кузова можна змінювати шляхом збільшення їх жорсткостей за рахунок утворення канавок і нанесення на поверхню панелей протишумної мастики, що змінює масу панелі і завдяки внутрішньому тертю сприяє погашенню вібрацій.

Щоб зменшити проникнення в кабіну або кузов зовнішніх шумів, покращують ущільнення отворів для важелів, педалей і комунікацій в підлозі і перегородці моторного відсіку, в отворах вікон і дверей і т.д. До панелей кабіни або кузова з їх внутрішнього боку приклеюють шумопоглинаючі накладки з листового пористого матеріалу.

Зменшення зовнішнього шуму може бути досягнуте шляхом акустичної доводки зовнішніх форм кабіни чи кузова, системи випуску відпрацьованих газів, очисника повітря системи живлення, вентилятора системи охолодження і т.д., а також застосуванням шин, що забезпечують мінімальний рівень шуму.



5 АВТОМОБІЛЬНІ КОЛЕСА

5.1 Загальні відомості

Призначення коліс полягає в тому, щоб:

- 1) передавати на дорогу силу ваги автомобіля;
- 2) створювати на поверхні дороги зовнішні реактивні повздовжні сили, що викликають прискорення чи зупинку рухомого автомобіля;
- 3) створювати на поверхні дороги зовнішні реактивні бокові сили, що змушують автомобіль рухатись по криволінійній траєкторії;
- 4) зменшувати динамічні навантаження, що виникають при переїзді через нерівності дороги.

У відповідності до функцій, які виконують колеса, вони поділяються на підтримуючі, ведучі, направляючі (керовані) і ведучі направляючі (ведучі керовані).

Колесо складаються з таких основних частин: шини, обода, приєднувальної частини з деталями кріплення, маточини і підшипників. Приєднувальною частиною може бути диск, жорстко приєднаний до обода (дискове колесо) чи спиці, що являють собою частину маточини (бездискове чи спицеве колесо).

5.2 Шини

5.2.1 Вимоги, що висуваються до шин

Шини загального призначення повинні задовольняти наступним вимогам:

- 1) чинити мінімальний опір коченню;
- 2) володіти високою радіальною податливістю;
- 3) мати низьке питоме навантаження в площині контакту з дорогою;
- 4) забезпечувати хороше зчеплення з дорогою в повздовжньому і поперечному напрямках;
- 5) чинити максимально можливий опір боковому відведенню;



- 6) бути зносостійкими;
- 7) протистояти проколам та іншим видам пошкоджень;
- 8) не створювати шуму при русі автомобіля;
- 9) утримувати стиснуте повітря;
- 10) мати мінімальні масу і момент інерції;
- 11) бути зручними для монтажу і демонтажу;
- 12) допускати розташування гальмового механізму всередині колеса.

Значення кожної з перерахованих вимог не однакові для автомобілів різного типу і призначення. Це пояснює велику розмаїтість в конструкції і пропорціях існуючих шин.

По конструкції шини поділяються на два основних типи: на камерні і безкамерні.

5.2.2 Камерні шини

Звичайна камерна шина складається з камери, покритки і ободної стрічки.

Камера служить для утримання стиснутого повітря всередині шини і являє собою тонкостінну гумову оболонку у вигляді тора. Для накачування і випуску стиснутого повітря камера має вентиль, оснащений зворотним клапаном.

Покритка сприймає зусилля, що передаються стиснутим повітрям до стінок камери, захищає камеру від пошкоджень і забезпечує зчеплення шини з поверхнею дороги.

Ободна стрічка, що має вигляд кільця плоского січення, запобігає защемленню камери між покриткою і ободом. В деяких випадках ободну стрічку не використовують.

Січення покритки показано на рис. 87. Покритка складається з таких основних частин: каркас 1, подушковий шар (брекер) 2, протектор 3, боковини 4 і борт 5.



Каркас є основною силовою частиною покриття. Він сприймає навантаження, що створюються тиском повітря в шині і виникають при передачі шиною радіальних, поздовжніх (тягових і гальмівних) і бокових зусиль. Під дією внутрішнього тиску повітря в камері каркас навантажується дуже великими розривними зусиллями і в екваторіальному і в меридіональному напрямках.

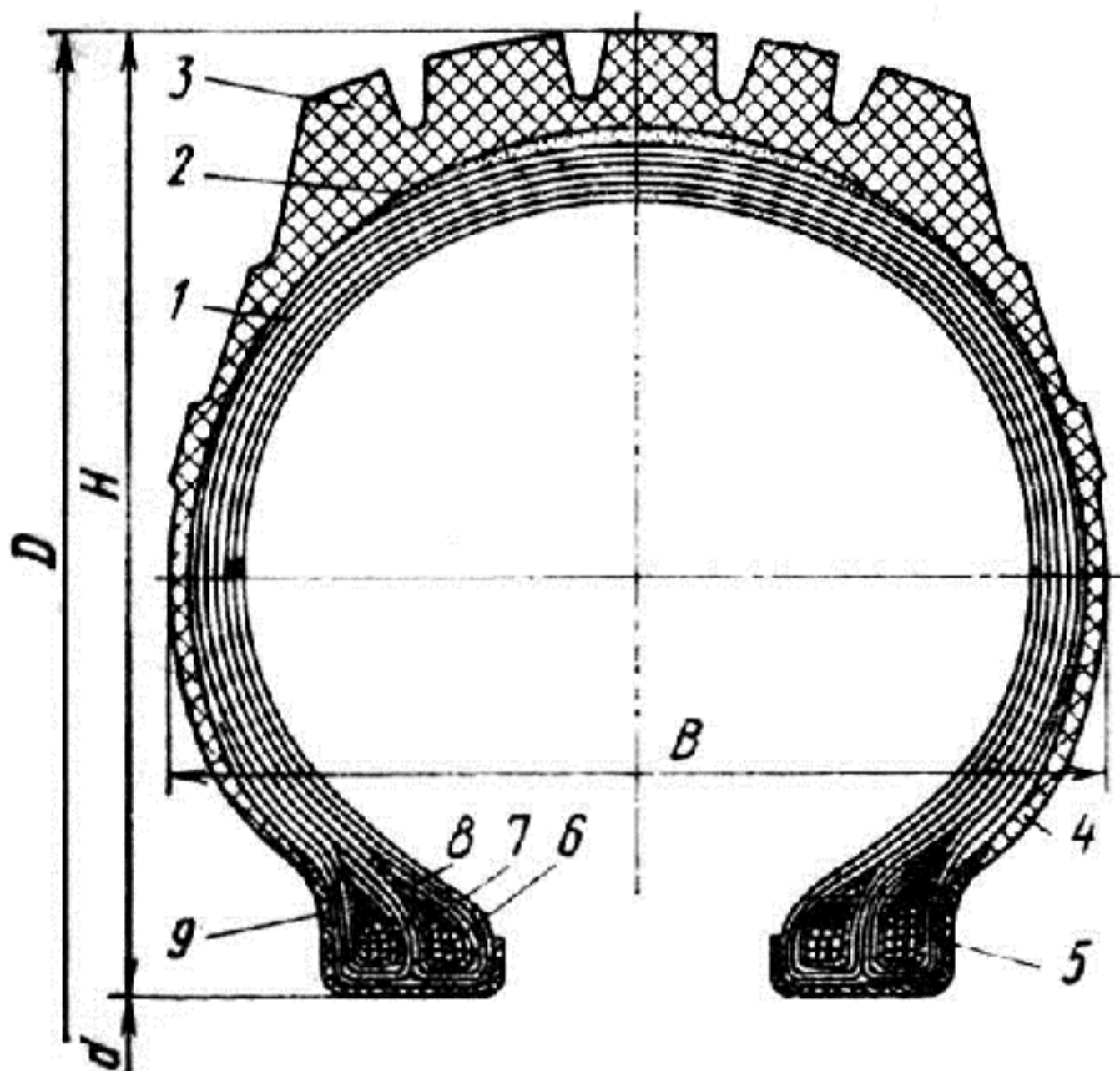


Рис. 87. Покриття

- 1 – каркас;
- 2 – подушковий шар (брекер);
- 3 – протектор;
- 4 – боковина;
- 5 – борт;
- 6 – бортове кільце з дроту;
- 7 – наповнювальний гумовий шнур;
- 8 – текстильна обгортка;
- 9 – бортова стрічка;

- H – висота профілю;
- B – ширина профілю;
- D – зовнішній діаметр;
- d – посадочний діаметр.

Каркас складається з декількох (12 ÷ 14) шарів прогумованої тканини (корду). Кордові шари каркаса кріплять на бортових кільцях. Нитки корду в



каркасі зазвичай розташовані під деяким кутом до меридіональної площини шини (рис. 88а), тому шини такого типу називають діагональними.

В якості матеріалу для кордової тканини використовують бавовну, віскозу, поліамідні смоли і сталевий дріт. Іноді металевий корд комбінується з неметалевим.

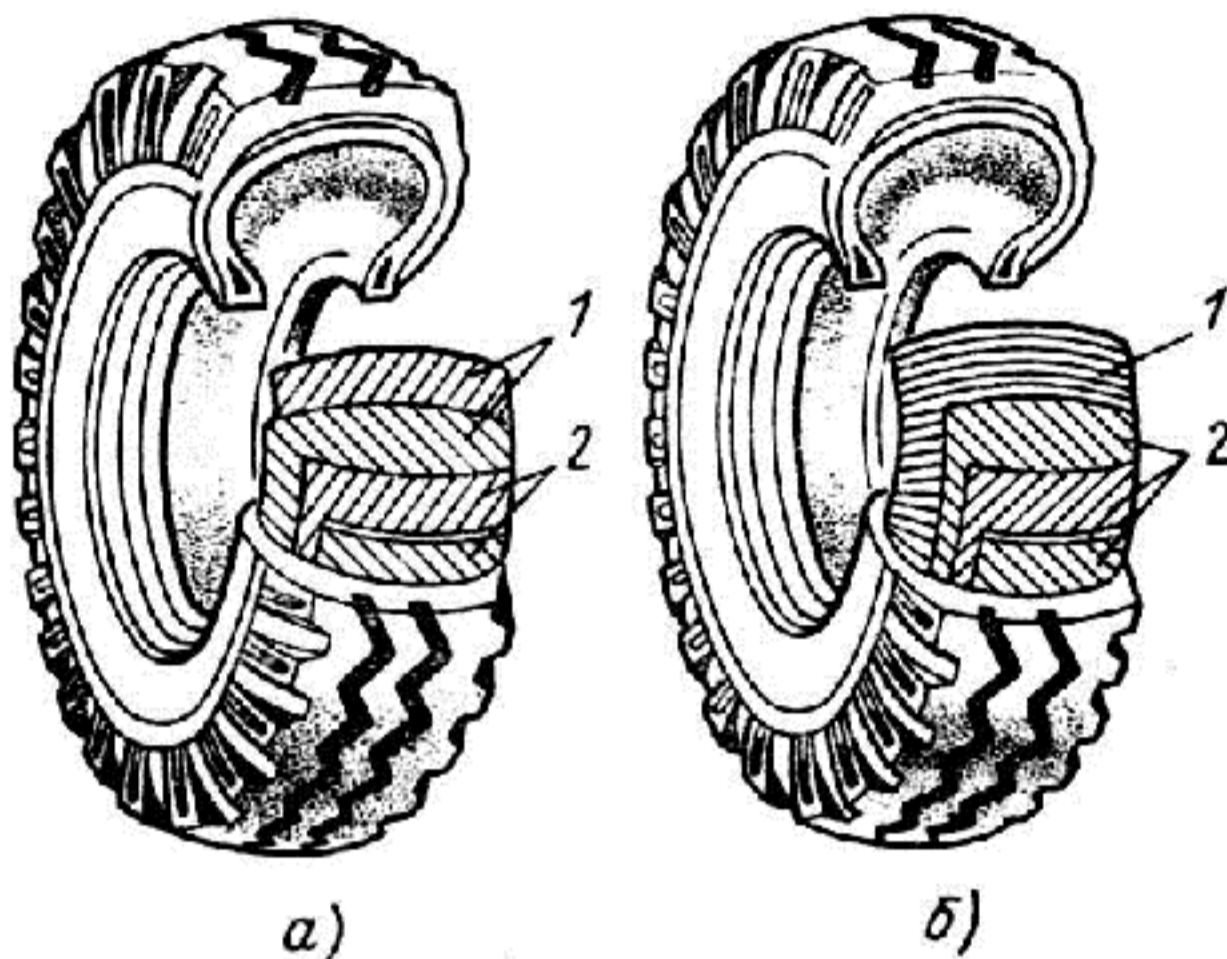


Рис. 88. Шини

а – діагональна;

б – радіальна;

1 – каркас;

2 – бреккер.

Якість шин в значній мірі визначається міцністю кордової тканини. Підвищення міцності при розриві ниток кордової тканини дозволяє зменшити число шарів корду, що сприяє збільшенню радіальної податливості шини. При використанні металевого корду число шарів в шинах вантажних автомобілів може бути зменшене (з $8 \div 14$ при неметалевому кордові) до $2 \div 4$.

Шини з металевим кордом мають більшу вантажопідйомність і зносостійкість, що обумовлює можливість збільшення внутрішнього тиску в шині. Застосування металевого корду, окрім цього, підвищує здатність шин протистояти проколам.



В останні роки набули розповсюдження також шини з радіальним розташуванням ниток корду (рис. 88б) – радіальні. Шини цього типу володіють рядом особливостей, які відрізняють їх від діагональних. Порівняно з діагональними шинами радіальним шинам властиві радіальна податливість і підвищена зносостійкість, але менша здатність опору боковому відведенню.

Протектором називають товстий шар гуми, розміщений в верхній частині січення і контактуючий з поверхнею дороги при коченні шини. Протектор складається з тонкого підканавочного шару і товстої розчленованої частини. В залежності від призначення шини застосовують різноманітні рисунки протектора, які впливають на опір коченню, зношування і зчеплення з дорогою.

Рисунок протектора шин, призначених для роботи на дорогах з твердим покриттям – “дорожній” (рис. 89а), складається з неглибоких поздовжніх зигзагоподібних ребер і канавок.

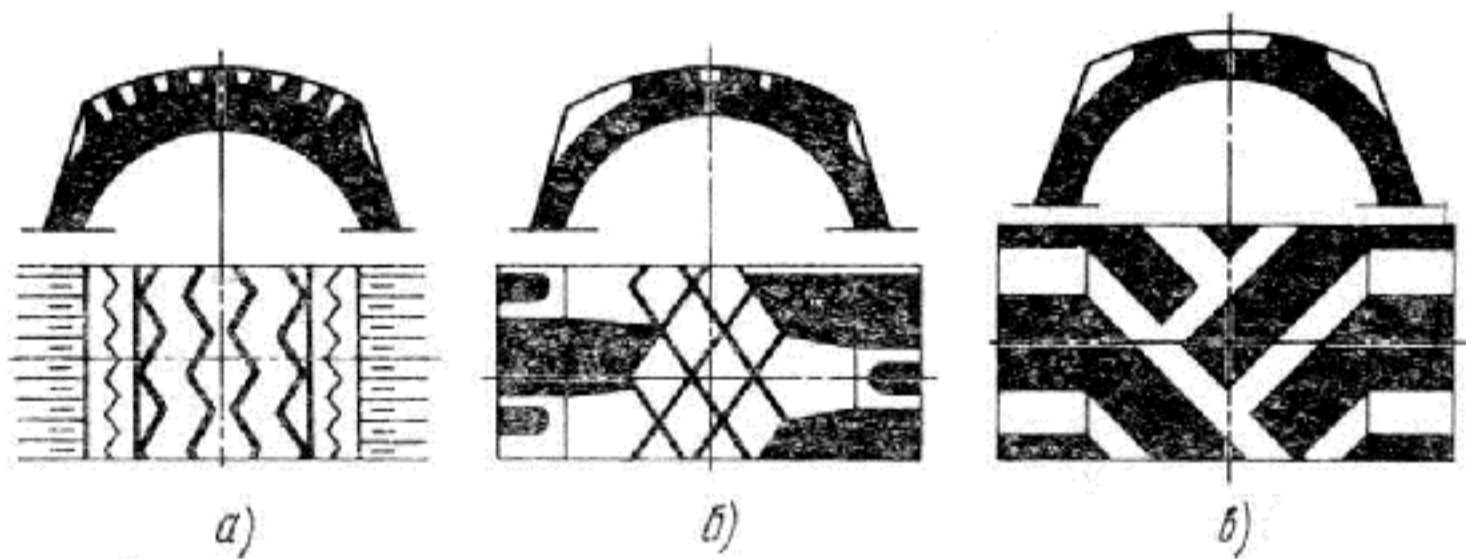


Рис. 89. Типи рисунків протектора

- а – дорожній;*
- б – універсальний;*
- в – підвищеної прохідності.*

Для роботи на дорогах з твердим покриттям і на ґрунтових дорогах застосовують шини з “універсальним” рисунком протектора (рис. 89б), що являє собою комбінацію повздовжніх ребер і ромбів в середній частині бігової доріжки протектора та крупних масивних виступів, розділених широкими впадинами по краях бігової доріжки.



Для роботи на ґрунтових дорогах і дорогах, покритих брудом і снігом, використовують шини з рисунком протектора “підвищеної прохідності” (рис. 89в), який має широкі канавки, направлені похило до осі бігової доріжки протектора, та крупні масивні виступи ґрунтозацепів.

Брекером називають гумовий чи гумовокордовий шар, розташований між каркасом і протектором. Брекер призначений для посилення каркаса, пом’якшує дію ударних навантажень і сприяє більш рівномірному розподілу повздовжніх і поперечних зусиль, що діють на шину.

Боковинами називають гумовий шар, що покриває бокові стінки каркаса і оберігає його від вологи і механічних пошкоджень. Товщина боковини складає 1,5 ÷ 3,0мм в залежності від типу і розміру шин. Боковина складає єдине ціле з протектором.

Бортами називають жорсткі частини покришки, призначені для її утримання на ободі колеса. Основу борта утворюють так звані “крила”, що являють собою бортові кільця, які складаються з декількох паралельних рядів сталевого дроту, наповнювального гумового шнура і текстильної обгортки. Кільце з дроту забезпечує жорсткість борта, а гумовий шнур дозволяє придати необхідну форму поперечному січенню покришки. В залежності від кількості шарів корду в борті застосовують одне, два чи навіть три крила.

Посадочні поверхні бортів захищені текстильними бортовими стрічками.

5.2.3 Безкамерні шини

Ці шини являють собою принципово новий тип шин. На внутрішній поверхні безкамерної шини є герметизуючий шар товщиною 1,5 ÷ 3,0мм з гуми, що має високу газонепроникність, а борт має особливу конструкцію, яка забезпечує герметичну посадку шини на ободі.

Безкамерні шини зручні при монтажі і ремонті, надійніші і безпечніші камерних (не розриваються при проколах), мають менші масу і момент інерції. Однак для їх виготовлення необхідні більш складна технологія і



якісніші матеріали. Безкамерні шини виготовляють взаємозамінними з камерними шинами тих же розмірів. Безкамерні шини отримали особливо велике застосування на легкових автомобілях.

5.2.4 Пропорції поперечного січення шини

Пропорції поперечного січення шини мають великий вплив на її властивості. Основним показником для шини є відношення висоти профілю до його ширини H/B (рис. 87). Чим менше відношення H/B , тим менше зношування шини, кут бокового відведення, опір коченню і рівень шуму. Окрім цього, при однаковому зовнішньому діаметрі шини зменшення H/B дає можливість збільшення діаметра обода і тим самим покращення умов для розташування колесі гальмового механізму. Це пояснює тенденцію до застосування низько профільних шин.

Для звичайних шин $H/B = 0,9 \div 1,1$. В стандартах на шини для легкових автомобілів передбачені низькопрофільні шини з $H/B < 0,88$ і наднизькопрофільні з $H/B < 0,82$, $H/B < 0,70$ і $H/B < 0,60$.

5.2.5 Вибір шин

Основні та посадочні розміри, а також всі основні показники шин наведені в стандартах, рекомендаціях виробників шин і ободів, фірмових каталогах і т.д., тому при проектуванні автомобіля завдання конструктора обмежитись вибором шини, яка відповідає вимогам технічного завдання і компоновки автомобіля.

Стандартами регламентовані такі параметри і показники шин, як типорозмір рекомендованого обода, зовнішній діаметр, ширина профілю, статичний і динамічний радіуси кочення, допустиме навантаження в залежності від внутрішнього тиску і кількості шарів корду, максимально допустимі швидкість і маса.

5.3 Колеса

5.3.1 Ободи

Основні елементи профілю обода (рис. 90) наступні: ширина c , посадочний діаметр d , кут нахилу посадочних полиць α , висота h і ширина b бортових закраїн.

Широкий обід сприяє збільшенню терміну служби і вантажопідйомності шини, зменшенню опору коченню і кута відведення. Посадочний діаметр розраховують по довжині кола. Допуск на посадочний діаметр $\pm 0,4\text{мм}$. Кут нахилу посадочних полиць, який складає $(5^{+1})^\circ$, полегшує демонтаж шин і підвищує надійність посадки бортів покришки, забезпечуючи кращу герметизацію з'єднання, що особливо важливо для безкамерних шин.

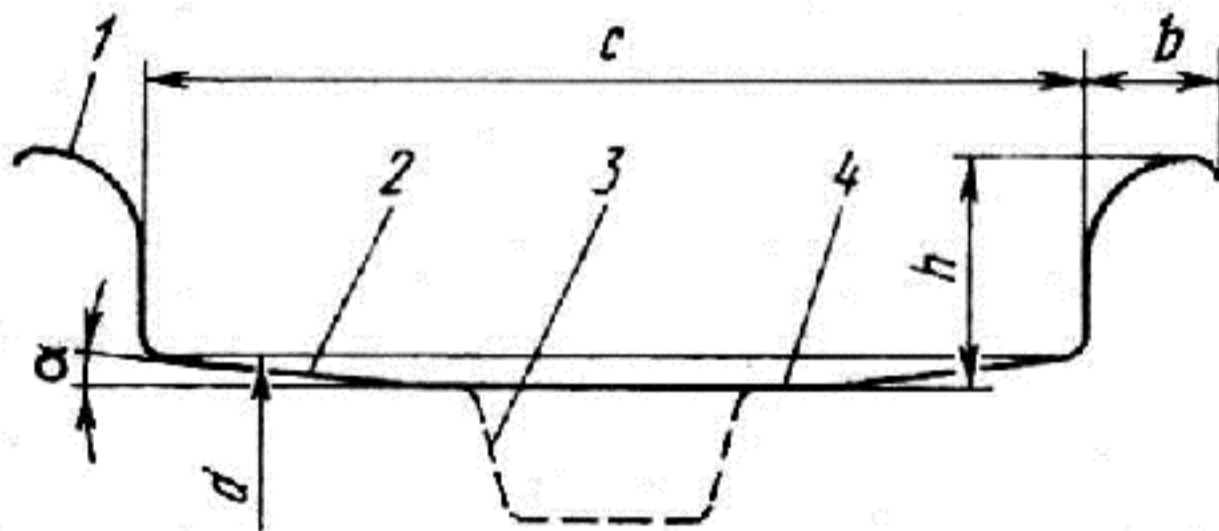


Рис. 90. Елементи профілю обода

1 – закраїна борта;
2 – посадочна полиця;
3 – монтажний рівчак;
4 – циліндрична частина;

c – ширина;
 d – посадочний діаметр;
 α – кут нахилу посадочної полиці;
 h – висота бортових закраїн;
 b – ширина бортових закраїн.

Закраїни обода сприймають зусилля, які передаються бортами шини, обмежують їх переміщення, а також захищають боковини від зовнішніх пошкоджень. Висота і ширина закраїни повинні знаходитись в певних вузьких межах.



Конструкція обода визначається способом монтажу шини на нього. Розрізняють нерозбірні однокомпонентні і розбірні дво- і трикомпонентні ободи, що застосовуються в дискових і спицевих колесах.

Нерозбірні однокомпонентні ободи (рис. 91) мають в середній частині кільцеве заглиблення, що називається монтажним рівчаком. Він полегшує монтаж і демонтаж шини. Розміри рівчака залежать від висоти закраїни борта і жорсткості бортів шини. Обід може бути симетричним і несиметричним. Зміщення монтажного рівчака в сторону покращує монтажні властивості обода і надає більші можливості для розташування в колесі гальмового механізму.

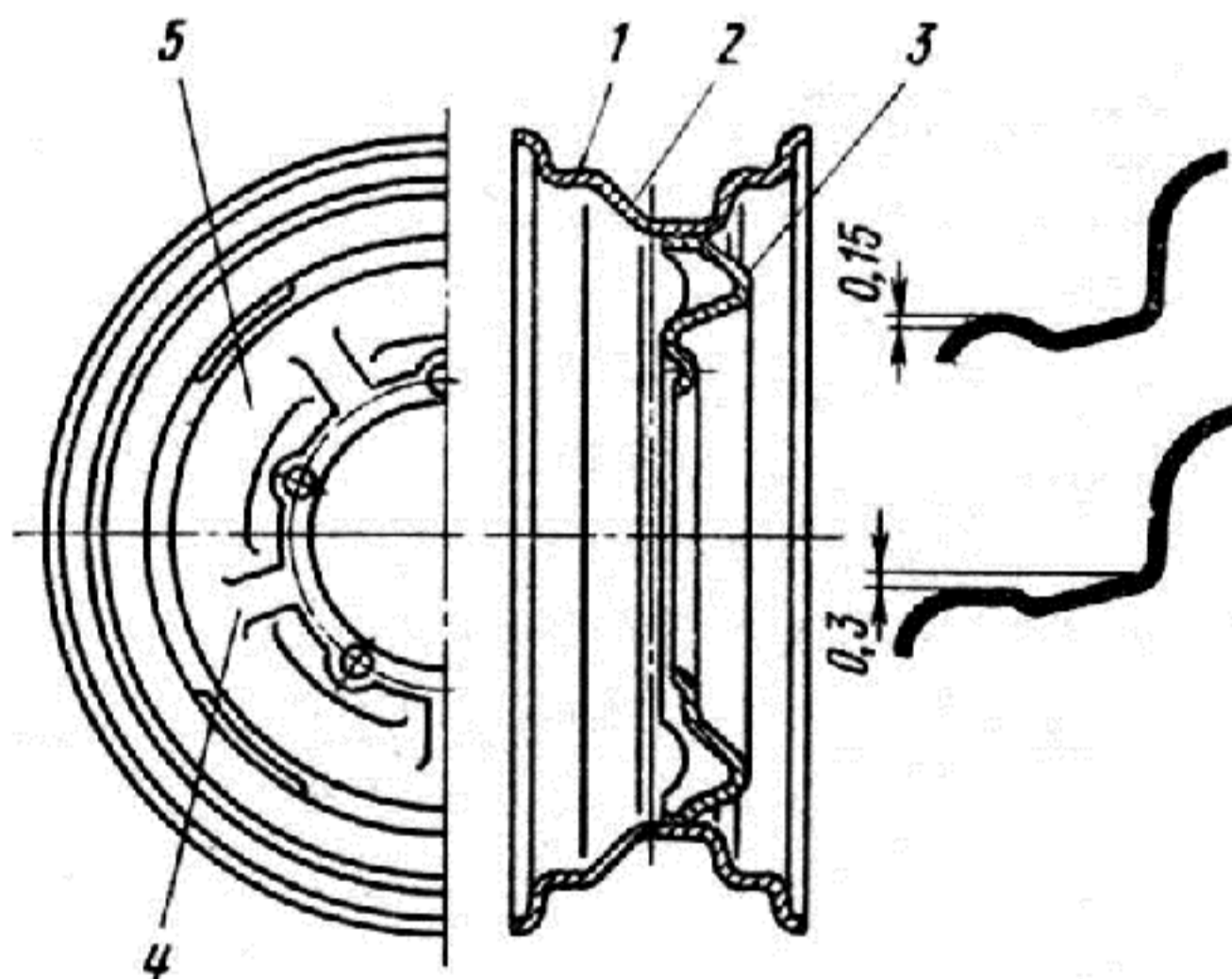


Рис. 91. Дискове колесо з нерозбірним однокомпонентним ободом і профіль посадочних полиць для безкамерних шин

- 1 – обід;
- 2 – монтажний рівчак;
- 3 – виступ для кріплення декоративного ковпака;
- 4 – ребро жорсткості;
- 5 – диск.

Цей тип обода застосовують, в поєднанні з камерними і безкамерними шинами, на всіх легкових і вантажних автомобілях невеликої вантажопідйомності, шини яких мають відносно еластичні борти. Для



підвищення надійності закріплення борта безкамерної шини на конічній полиці обода часто виконують спеціальний кільцевий виступ – хамп (рис. 91).

Розбірні дво- і трикомпонентні ободи зображені на рис. 92.

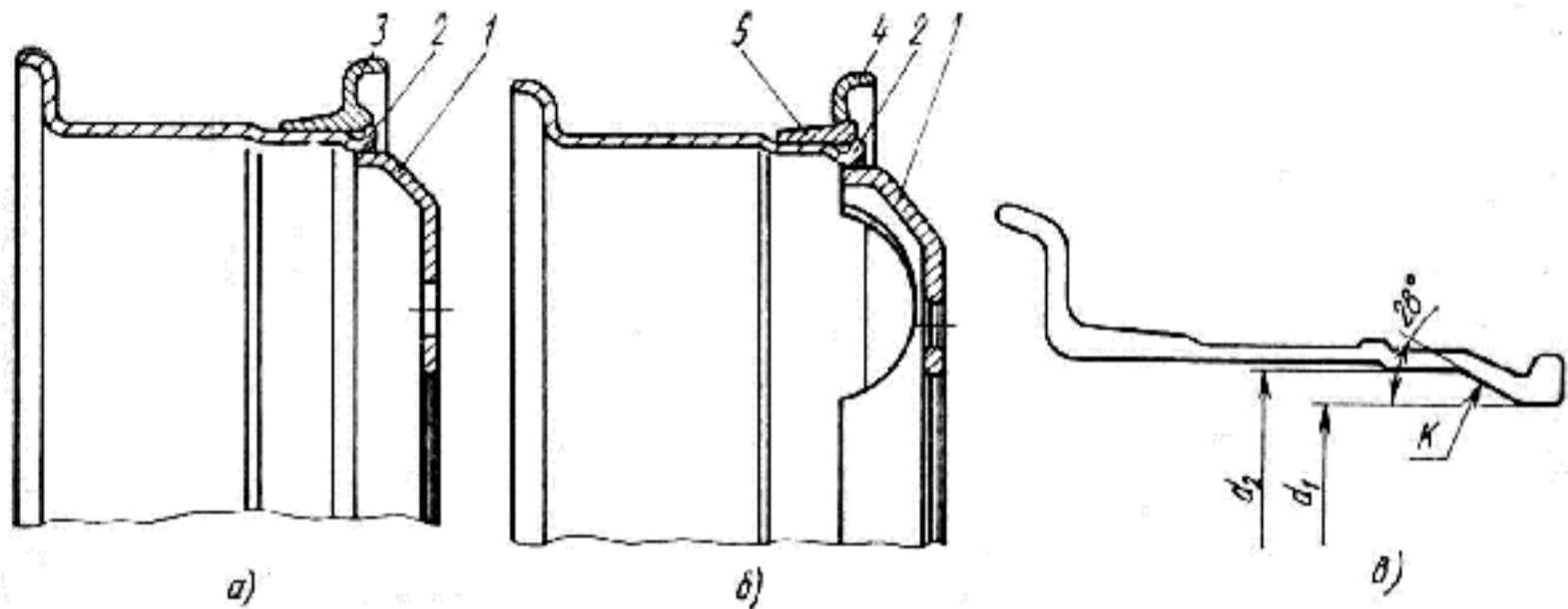


Рис. 92. Дисківі колеса з дво- і трикомпонентним ободом та посадочні місця

a – дисківе колесо автомобіля ГАЗ-3307;

б – дисківе колесо автомобіля ЗИЛ-130;

в – посадочні місця основи обода;

1 – диск;

2 – основа обода;

3 – розрізне бортове кільце;

4 – нерозрізне бортове кільце;

5 – розрізне замкове кільце.

Двокомпонентний обід складається з основи і зйомного розрізного бортового кільця з конічною полицею. Трикомпонентний обід складається з основи, нерозрізного бортового кільця і розрізного замкового кільця з конічною полицею.

Порівняно з трикомпонентним ободом двокомпонентний простіший по конструкції, але володіє недоліками, до яких належать зменшена жорсткість розрізного бортового кільця, наявність гострих кромek в місці розрізу і зазор в стику.

Основа обода, однакова для дво- і трикомпонентних ободів, має два циліндричних посадочних пояски (d_1 і d_2) і конічну поверхню K , які використовуються для посадки обода на диск чи спицеву маточину. Ці типи ободів застосовують з камерними шинами на вантажних автомобілях.



Розміри ободів описаних типів стандартизовані. На легкових автомобілях і вантажних автомобілях невеликої вантажопідйомності застосовують колеса з ободами діаметром 330, 355 і 380мм (відповідно 13, 14 і 15 дюймів), а на дорожніх вантажних автомобілях середньої і великої вантажопідйомності – колеса з ободами діаметром 508мм (20 дюймів).

Умовні позначення типорозмірів складаються із значення ширини обода в міліметрах, буквенного індексу, що визначає висоту бортової закраїни, і значення номінального діаметра в міліметрах.

Заготовки для однокомпонентних ободів отримують профілюванням з полоси товщиною 3÷4мм, а для деталей дво- і трикомпонентних ободів – гарячою прокаткою.

Описані вище типи ободів відповідають вимогам масового виробництва. Їх застосовують на більшості легкових і вантажних автомобілів з дисковими і спицевими колесами.

На вантажних автомобілях великої вантажопідйомності, що виготовляються в обмеженій кількості, оснащених спицевими маточинами коліс, іноді застосовують *ободи з поперечними роз'ємами* (рис. 93).

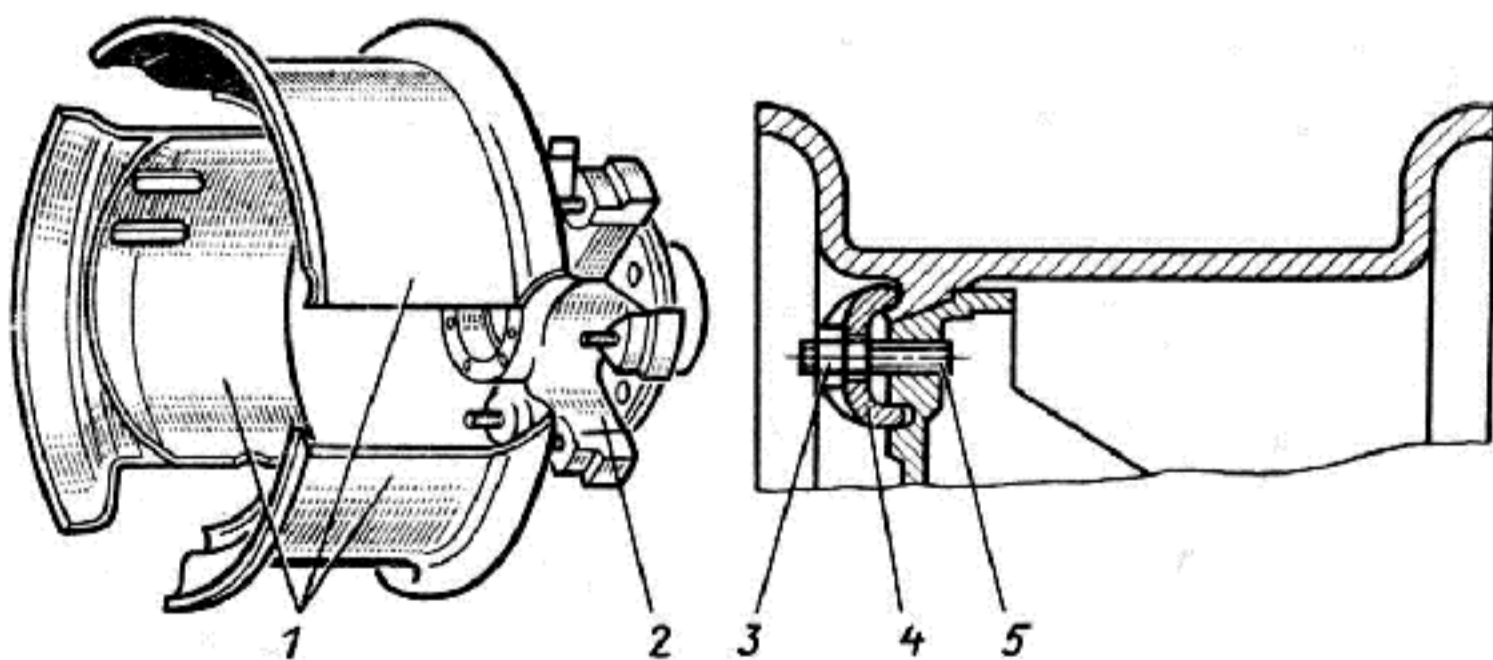


Рис. 93. Обід з поперечними роз'ємами ("Трилекс") для спицевого колеса

- 1 – сектори обода;
- 2 – спицева маточина;
- 3 – гайка;
- 4 – притискач;
- 5 – штилька.



Такий обід складається з трьох кільцевих секторів, торці яких мають спеціальну форму і утворюють замки при збиранні секторів в обід.

Для центрування і кріплення на маточині ободи з внутрішньої сторони мають конічну поверхню. Ці ободи, які отримали назву “Трилекс”, дозволяють з допомогою спеціальної монтажної лопатки легко і швидко проводити монтаж і демонтаж шини, що особливо суттєво для автомобілів великої вантажопідйомності. Недоліком ободів типу “Трилекс” є технологічна складність і велика трудомісткість виготовлення.

5.3.2 Диски

Диск – частина колеса, яка з’єднує обід з маточиною, зазвичай має чашоподібну форму, що надає диску велику згинальну жорсткість і виключає роботу зі знакозмінними напруженнями. Це має особливе значення для коліс, що працюють в умовах циклічного навантаження. Виліт колеса (віддаль від центральної площини колеса до поверхні кріплення диска) не повинен бути надто великим, щоб не створювати в диску додаткових напружень згину. З іншого боку цей розмір, регламентований стандартами для вантажних автомобілів, повинен бути достатнім для того, щоб здвоєні шини в навантаженому стані не торкались одна одної і дозволяли встановлення протиковзних ланцюгів.

Диски коліс виготовляють з листової сталі товщиною $3 \div 11$ мм. Диски з товстого матеріалу з метою зменшення маси іноді виготовляють змінної товщини: більшої в середній і меншої в периферійній частині. З тих же міркувань в дисках виконують отвори. Диск запресовують в обід і з’єднують з ним дуговою чи контактною зваркою.

На спортивних автомобілях набули розповсюдження колеса, в яких обід і диск об’єднані в одній відливці, виготовленій під тиском з алюмінієво-магнієвого сплаву. Такі колеса мають невелику масу, малий момент інерції та красивий зовнішній вигляд, що виключає необхідність застосування декоративного ковпака.



Обід і диск колеса в статичному стані навантажені внутрішнім тиском стиснутого повітря в шині і силою ваги автомобіля. При русі автомобіля до цих сил додаються повздовжні і поперечні сили, дія яких ускладнюється динамічним прикладенням навантажень та наявністю концентраторів напружень, які не можуть бути визначені і проаналізовані з використанням звичних інженерних методів. На практиці завдання вибору розмірів обода і диска вирішується на основі аналізу існуючих конструкцій і експериментальних даних, отриманих при стендових і дорожніх випробуваннях.

Кріплення диска показані на рис. 94. Центрування і кріплення диска одинарних коліс легкових і вантажних автомобілів невеликої вантажопідйомності (рис. 94а) здійснюється конічною частиною гайок з правою різьбою і кутом конуса 60° , які впираються у відповідні фаски кріпильних отворів диска. Додатково для попередження самовідгвинчування гайок поверхня диска в зоні кріпильного отвору розміщується дещо вище (на 0,5мм) приєднувальної поверхні, що викликає при затягуванні пружну деформацію диска, яка підтримує постійним зусилля натягу в різьбі.

В кріпленні диска одинарних коліс вантажних автомобілів (рис. 94б) центрування і кріплення здійснюються гайками, що мають сферичну опорну поверхню, яка впирається у відповідну сферичну поверхню кріпильного отвору диска.

При здвоєних колесах (рис. 94в) внутрішнє колесо кріпиться ковпачковими гайками із сферичною опорною поверхнею і різьбою на зовнішній поверхні, на яку нагвинчується гайка, що кріпить зовнішнє колесо.

Для забезпечення взаємозамінюваності зовнішнього і внутрішнього коліс сферичні поверхні на кріпильних отворах виконують з обох сторін диска. Різьба в кріпленнях правих коліс – права, а лівих – ліва. Кількість кріпильних отворів, діаметр кола, на якому вони розміщені, і розміри деталей кріплення регламентовані стандартами для кожного типорозміру обода.



В теперішній час для кріплення дискових коліс вантажних автомобілів використовується більш простий, рекомендований ISO (рис. 94г, д). В цій конструкції колесо центрується посадочним отвором по виступу маточини. Кріплення при одинарних і при здвоєних колесах здійснюється гайками з правою різьбою. Гайка опирається на шайбу, що вільно обертається відносно неї, і дозволяє уникнути пошкодження гайкою поверхні колеса.

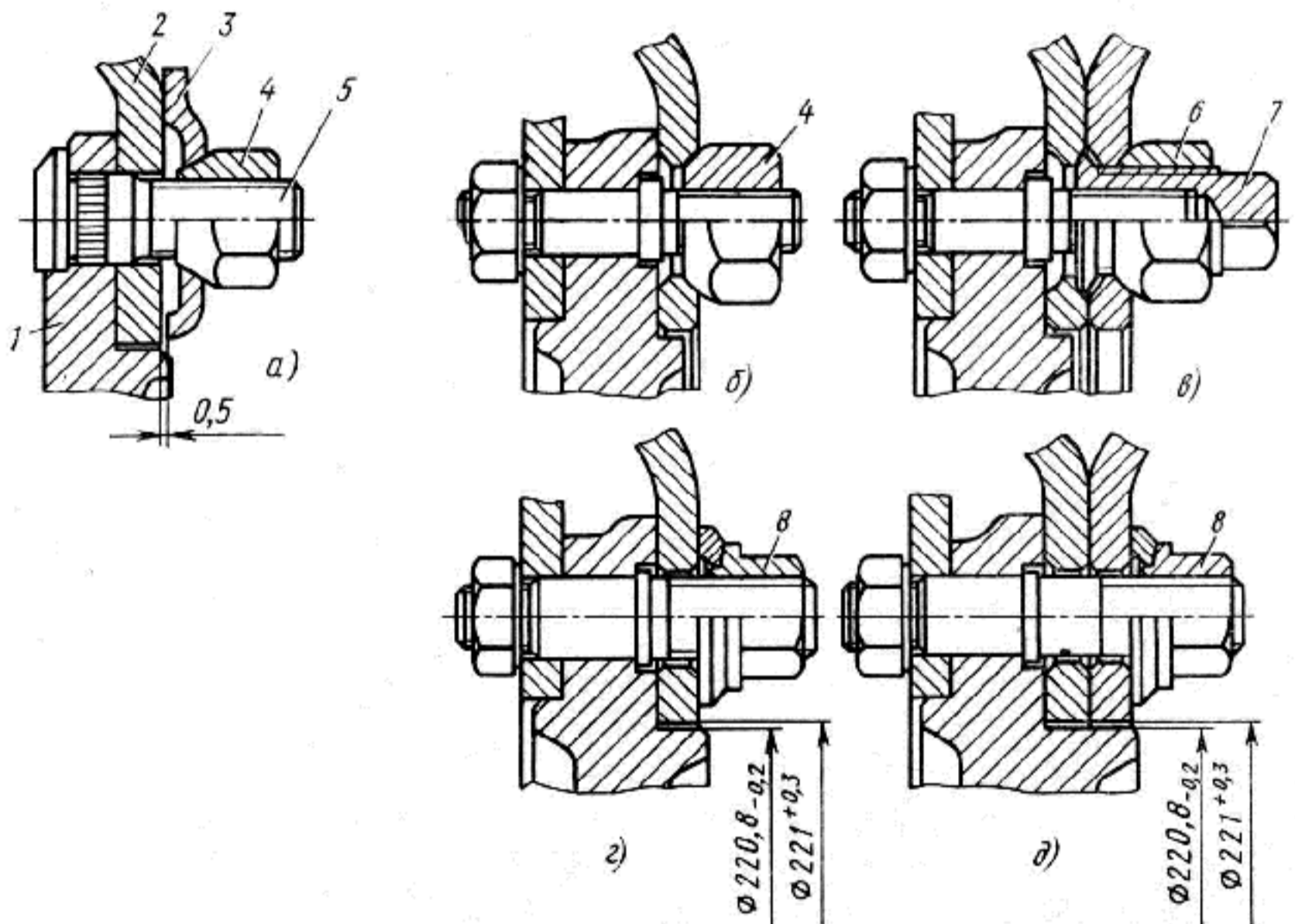


Рис. 94. Кріплення дискових коліс

a – легкового автомобіля;

б і *в* – відповідно одинарного і здвоєних вантажного автомобіля;

г і *д* – відповідно одинарного і здвоєних вантажного автомобіля за рекомендацією ISO;

1 – маточина;

2 – гальмовий барабан (диск);

3 – диск;

4 – гайка;

5 – шпилька;

6 – гайка кріплення зовнішнього колеса;

7 – ковпачкові гайка кріплення внутрішнього колеса;

8 – гайка з шайбою, що обертається.



На рис. 95 показане кріплення обода на маточині з спицями для одинарного і здвоєних бездискових коліс. Для центрування обода використовують конічну ділянку K внутрішньої поверхні основи обода (див. рис. 92), а для осьової фіксації – ділянку обода від конічної поверхні до найближчого торця затискається за допомогою притискача і розпірного кільця.

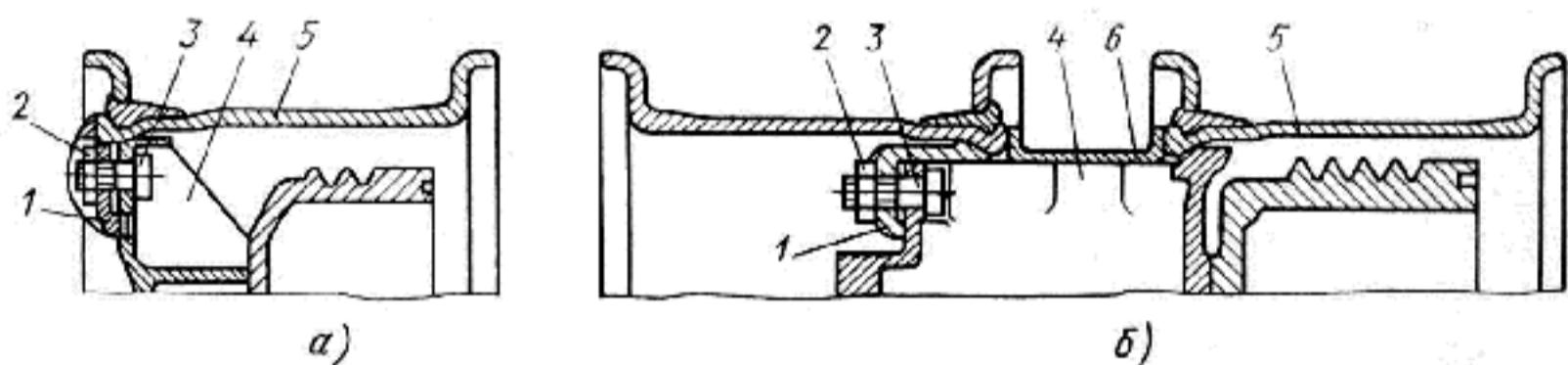


Рис. 95. Кріплення обода на маточині зі спицями бездискових коліс

- | | |
|------------------------|----------------------|
| <i>a</i> – одинарного; | 3 – болт; |
| <i>b</i> – здвоєного; | 4 – маточина; |
| 1 – притискач; | 5 – обод; |
| 2 – гайка; | 6 – розпірне кільце. |

5.3.3 Маточини

Маточина призначена для встановлення колеса з допомогою підшипників на цапфі поворотного кулака чи балки ведучого моста з розвантаженими півосями. Для передачі крутного моменту, а також радіальних і осьових зусиль при напіврозвантажених півосях маточини ведучих мостів приєднують до фланців півосей з допомогою болтів та шпильок.

Маточини для дискових коліс виконують з виступаючим фланцем, до якого кріплять диск колеса і гальмовий барабан чи диск.

Маточини для бездискових коліс мають шість, іноді п'ять, виконаних як єдине ціле з нею спиць з обробленою по периферії поверхнею, яка використовується для посадки обода. В маточинах зроблено отвори з різьбою для болтів і шпильок кріплення притискачів, що фіксують обід в осьовому напрямі, і болтів кріплення гальмового барабана.



Підшипники маточин встановлюють так, щоб віддаль між центрами підшипників була максимально можливою (рис. 96) для зменшення прикладуваних до підшипників зусиль, що створюють згинальні моменти від бокових сил. Центром підшипника називають точку на осі підшипника, через яку проходять лінії дії сил, що передаються тілами кочення. Внутрішній підшипник, який зазвичай має більшу вантажопідйомність в порівнянні з зовнішнім, встановлюється ближче до центральної площини одинарного колеса чи площини, рівновіддаленої від центральної площини здвосних коліс.

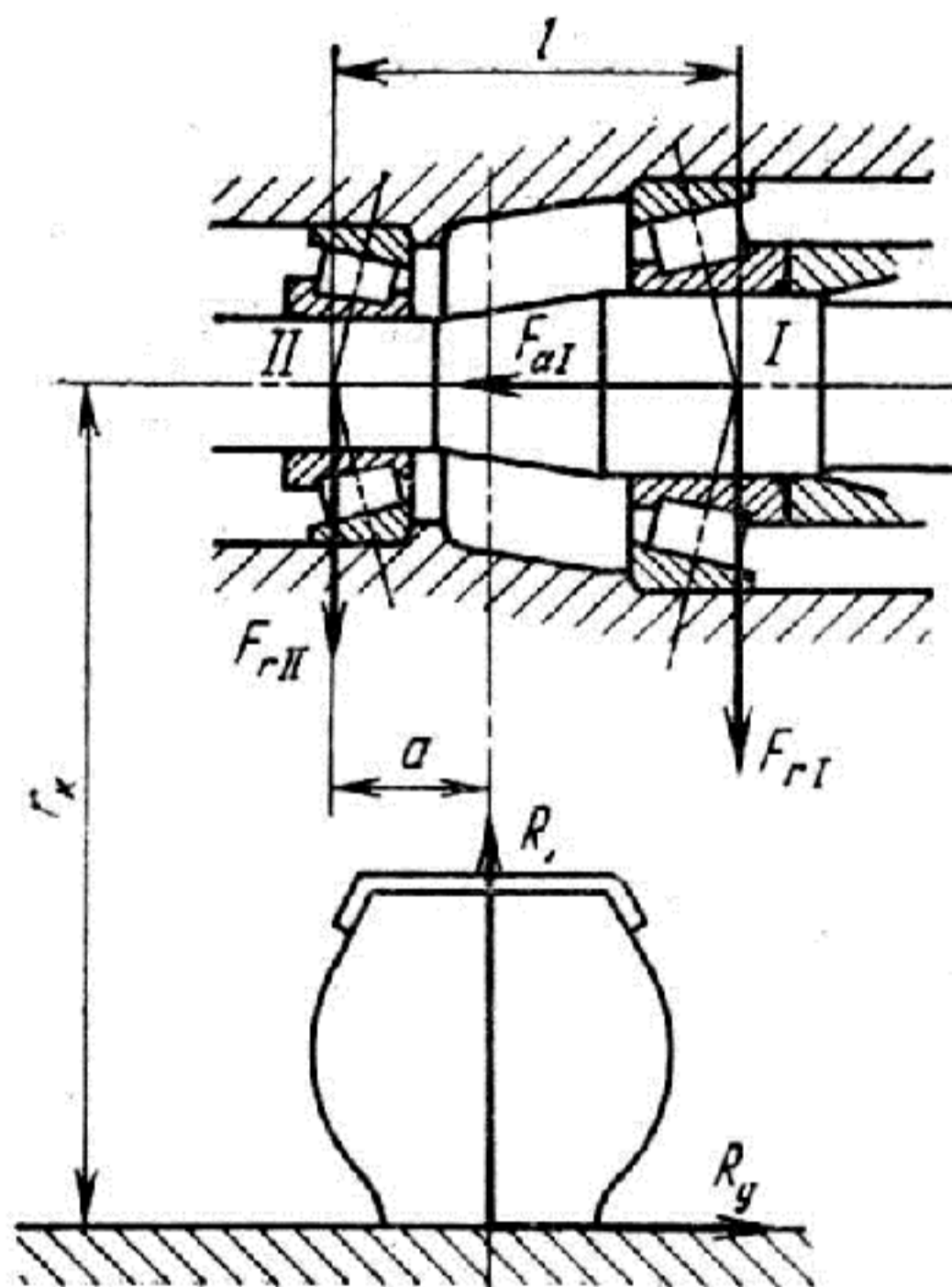


Рис. 96. Схема для розрахунку навантажень, що діють на підшипники маточини колеса керованого і ведучого з розвантаженими півосями мостів

I і II – центри, відповідно, зовнішнього і внутрішнього підшипників маточини колеса.



При проектуванні маточини прагнуть до того, щоб вона не виступала на зовнішню поверхню шини, яка захищає її від пошкоджень. Це також торкається і декоративних ковпаків коліс легкових автомобілів.

Зазвичай маточини відливають з ковкого чавуну чи сталі. В якості підшипників маточини колеса застосовують роликові конічні або кулькові радіально-упорні підшипники.

5.3.4 Розрахунок підшипників маточин коліс

Розрахунок полягає у визначенні довговічності підшипників. Для цього необхідно знати значення діючих на підшипники зусиль.

Наведемо метод розрахунку цих зусиль. Згідно цього методу впливом сили ваги і кутом розвалу коліс нехтують, тому спосіб визначення зусиль, що діють на підшипники маточин коліс керованого і ведучого з розвантаженими півосями мостів, однаковий.

В розрахунку враховують два режими руху: по прямій і по криволінійній траєкторії радіусом $R=50\text{м}$ з швидкістю $v_a=40\text{км/год}$ чи $R=12\text{м}$ і $v_a=20\text{км/год}$.

При розрахунку середніх приведених навантажень на підшипники приймають, що автомобіль рухається по прямій 90% шляху, а вліво і вправо по 5% шляху.

Рух по прямій. Для спрощення приймають, що на маточину колеса діє зусилля, яке дорівнює вертикальній реакції в точці контакту колеса з опорною поверхнею

$$R_z = 0,5m_{an(z)}g,$$

де $m_{an(z)}$ – маса автомобіля, що припадає на колеса розглядуваного моста.

Окрім цього, для того, щоб врахувати бокові сили, які виникають при наїзді на нерівності дороги, вважають, що в точці контакту колеса з опорною поверхнею постійно діє бокова реакція

$$R_y = fR_z,$$

де f – коефіцієнт тертя, рівний 0,05.



Під дією цих сил (рис. 96) радіальні навантаження відповідно на внутрішній (індекс I) та зовнішній (індекс II) підшипники знаходять із залежностей

$$F_{rI} = R_z a / l + R_y r_k / l;$$

$$F_{rII} = R_z (l - a) / l - R_y r_k / l.$$

Безпосередньою дією осьового навантаження на підшипники в цьому випадку нехтують

$$F_{aI} = F_{aII} = 0.$$

Рух по криволінійній траєкторії. Вертикальні реакції в точці контакту колеса з опорною поверхнею знаходять із залежності

$$R_z = 0,5 m_{an(z)} g \left[1 \pm 2 \left(h_g / B \right) \right] \left[v_a^2 / (Rg) \right],$$

де знак плюс відповідає зовнішньому, а знак мінус внутрішньому по відношенню до центра повороту колеса.

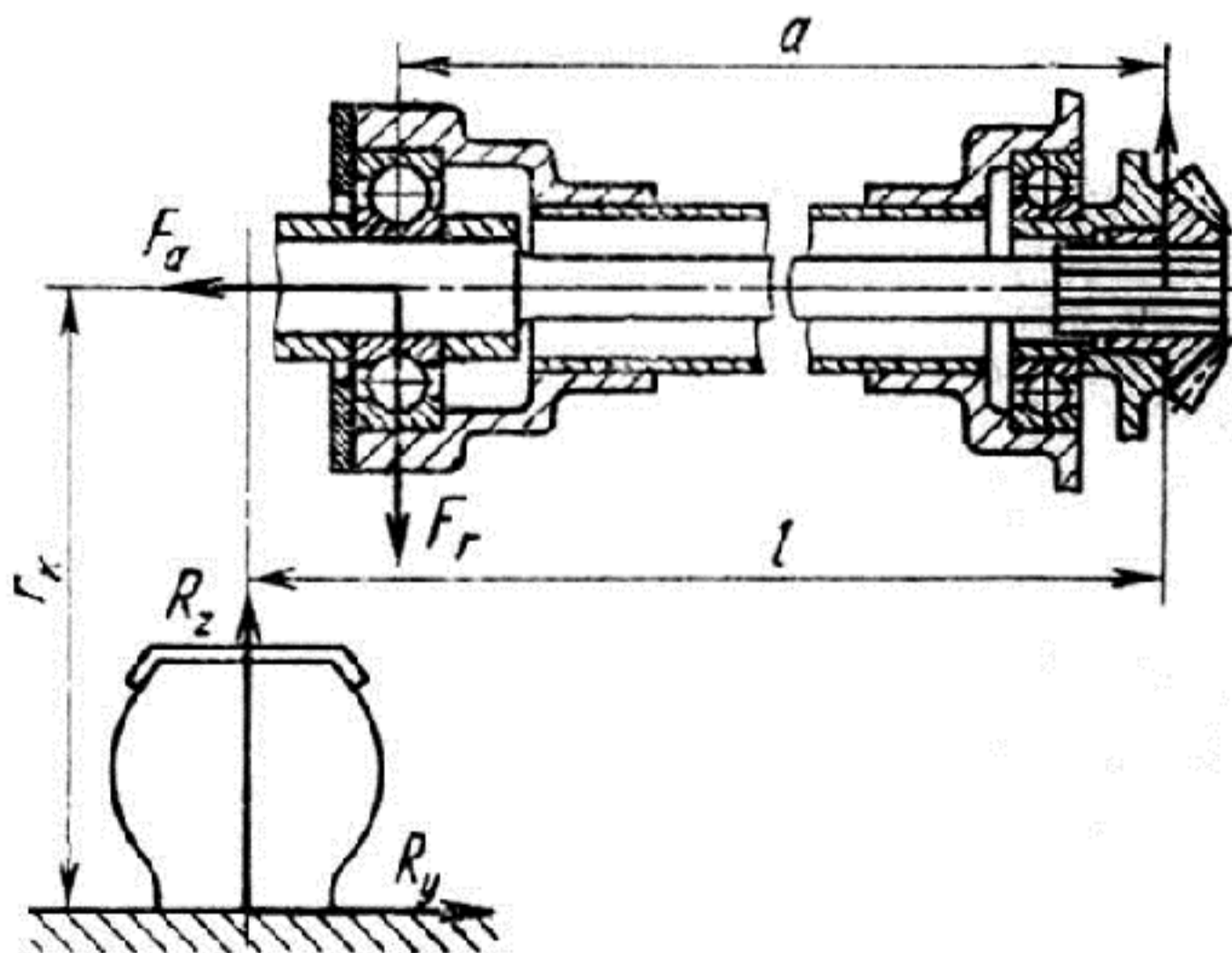


Рис. 97. Схема для розрахунку навантажень, що діють на підшипник колеса ведучого моста з напіврозвантаженими півосями



Горизонтальні реакції

$$R_y = \varphi R_z,$$

де φ – коефіцієнт зчеплення коліс моста з дорогою,

$$\varphi = \frac{m_{an(3)} v_a^2 / R}{m_{an(3)} g} = \frac{v_a^2}{Rg}.$$

Під дією цих сил радіальне та осьове навантаження на внутрішній і зовнішній підшипники зовнішнього (індекс 3) і внутрішнього (індекс B) по відношенню до центра повороту колеса відповідно дорівнюють:

$$\begin{aligned} F_{rI3} &= R_{z3} a / l + R_{y3} r_k / l; & F_{aI3} &= R_{y3}; \\ F_{rII3} &= R_{z3} (l - a) / l - R_{y3} r_k / l; & F_{aII3} &= 0; \\ F_{rIB} &= R_{zB} a / l - R_{yB} r_k / l; & F_{aIB} &= 0; \\ F_{rIIB} &= R_{zB} (l - a) / l + R_{yB} r_k / l; & F_{aIIB} &= R_{yB}. \end{aligned}$$

Для підшипників ведучого моста з напіврозвантаженими півосями (рис. 97) залежності для визначення навантажень на підшипник колеса наступні:

рух по прямій

$$F_r = R_z l / a; \quad F_a = 0;$$

рух по криволінійній траєкторії

$$\begin{aligned} F_{r3} &= R_{z3} l / a + R_{y3} r_k / a; & F_{a3} &= R_{y3}; \\ F_{rB} &= R_{zB} l / a - R_{yB} r_k / a; & F_{aB} &= R_{yB}. \end{aligned}$$

Необхідна довговічність підшипників (в мільйонах обертів) встановлюється на основі заданого ресурсу автомобіля з врахуванням пробігу між капітальними ремонтами.

5.3.5 Момент інерції коліс

Цей момент в значній мірі визначає динамічні показники автомобіля. Моменти інерції коліс через різницю в масі коліс з шинами змінюються в дуже широких межах навіть для коліс, на яких встановлені шини одного



номінального розміру. Тому замість моменту інерції зручніше користуватись масою і радіусом інерції, віднісши його до номінального діаметра обода.

Як показали розрахунки це відношення для дискових коліс з шинами складає $0,7 \div 0,75$. Таким чином для попередніх розрахунків можна прийняти, що момент інерції дискового колеса з шиною

$$I = (m_k + m_{ш}) (0,72d)^2,$$

де m_k і $m_{ш}$ – маси, відповідно, колеса і шини;

d – номінальний діаметр обода.

5.3.6 Матеріали для виготовлення основних деталей коліс

Дані про ці матеріали подамо у вигляді таблиці 5.1

Таблиця 5.1

Деталь	Матеріал
Обід	Сталь 08, 08кп, 15, 15кп
Бортове кільце	Сталь 08, 08кп, 15, 15кп
Замкове кільце	Сталь 45, 45Г, 50, 50Г
Диск	Сталь 08, 08кп, 15, 15кп
Маточина	Ковкий чавун КЧ 35-10, КЧ 37-12, сталь 35Л, 40Л

5.3.7 Балансування коліс

Високі швидкості руху автомобілів викликають необхідність балансування коліс, в особливості передніх керованих. При дисбалансі коліс погіршується комфортабельність автомобіля і збільшується зношування шин. Дисбаланс передніх керованих коліс може викликати погіршення стійкості і керованості автомобіля, стати причиною виникнення небезпечних коливань і швидкого зношування шарнірів підвіски і рульового привода.

Дисбаланс складається з дисбалансу гальмового барабана і гальмового диска з маточиною, дисбалансу колеса, який, в свою чергу, складається з



дисбалансів колеса, шини і вентиля, а також дисбалансу, який створюється радіальним і торцевим биттям колеса.

Для усунення дисбалансу гальмовий барабан чи диск з маточиною врівноважують статично (в одній площині) при centruванні по посадочних поверхнях або по зовнішніх кільцях підшипників маточини за рахунок висвердлювання отворів в гальмовому барабані чи диску.

Колесо, яке складається з обода і диска, балансується статично при centruванні по посадочних поверхнях за рахунок зняття шару металу або приварювання вантажів. Шини в зборі з камерою і вентилям отримують від виробника збалансованими.

Дисбаланс колеса з шиною в зборі усувають за рахунок встановлення на ободі балансувальних вантажів. Балансування виконується при centruванні колеса по посадочних поверхнях. Колеса вантажних автомобілів балансують статично, а легкових – динамічно (в двох площинах), розташовуючи вантажі з зовнішньої та внутрішньої сторін колеса. Дисбаланс, що створюється радіальним і торцевим биттям колеса, усувають правкою колеса. Значення допустимого дисбалансу для коліс в зборі з шиною регламентовані стандартами на шини.



ЛІТЕРАТУРА

1. Глух Б.А., Бидерман В.Л. Рессоры листовые. Энциклопедический справочник «Машиностроение». Т.II. М., Машгиз, 1948.
2. Мельников А.А., Успенский И.Н. Проектирование пневматических подвесок. Горький, Волго-Вятское издательство, 1965. 87с.
3. Успенский И.Н., Мельников А.А. Проектирование подвески автомобиля. М., Машиностроение, 1976. 168с.
4. Высоцкий М.С., Беленький Ю.Ю., Гилелес Л.Х. Грузовые автомобили. М., Машиностроение, 1979. 384с.
5. Пархиловский И.Г. Автомобильные листовые рессоры. М., Машгиз, 1954. 255с.
6. Певзнер Я.М., Горелик А.М. Боковой крен автомобиля. Труды НАМИ, вып. 71. М., Машгиз, 1953. с. 3–25.
7. Родионов В.Ф., Фиттерман Б.М. Легковые автомобили. М., «Машиностроение», 1971. 504с.
8. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. М., «Машиностроение», 1972. 392с.
9. Справочник инженера автомобильной промышленности. Т.2. Перевод с английского. М., Машгиз, 1963. 758с.
10. Колебания автомобиля / под ред. Я.М.Певзнера. М., Машиностроение, 1979. 208с.
11. Справочник машиностроителя. Т.3, М., Машгиз, 1955. 213с.
12. Бухарин Н.А. Тормозные системы автомобилей. М., Машгиз, 1950. 202с.
13. Любушкин В.А., Розанов В.Г. Расчет пневматического привода к тормозам автомобилей и автопоездов. Труды НАМИ, вып. 20. М., Машгиз, 1960. 131с.
14. Родионов В.Ф., Фиттерман Б.М. Проектирование легковых автомобилей. М., Машиностроение, 1980. 379с.
15. Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Родионов В.Ф. Конструирование и расчет автомобиля. М., Машиностроение, 1984. 376с.



16. Автомобили. Конструкции, конструирование и расчет / Под. ред. А.И. Гришкевича. Минск: Высшая школа, 1987. 200с.
17. Осепчугов В.В., Фурмкин А.К. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчёта: Учебник для вузов по специальности "Автомобили и автомобильное хозяйство". М., Машиностроение, 1989. 304с., ил.
18. Беленький Ю.Б., Дронин М.И., Метлюк Н.Ф. Новое в расчете и конструкции тормозов автомобилей. М., Машиностроение, 1965. 120с.
19. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности "Автомобили и автомобильное хозяйство". М., Машиностроение, 1989. 240с.
20. Цымбалин В.Б., Успенский И.Н., Коняшов В.В. и др. Шасси автомобиля. Атлас конструкций. Учебное пособие для вузов. М., Машиностроение, 1977. 108с., ил.
21. Прочность, устойчивость, колебания. Т.3. М., Машгиз, 1966.
22. Пясик И.Б. Шариковые механизмы. М., Машгиз, 1962. 124с.
23. Кнороз В.И., Кленников Е.В. Шины и колеса. М., Машиностроение, 1975. 184с.

НАВЧАЛЬНО – МЕТОДИЧНЕ ВИДАННЯ

***Аналіз конструкції та елементи розрахунку автомобіля.
Навчальний посібник для студентів ВНЗ
технічних спеціальностей.***

Комп'ютерний набір: М. Гандзюк

Формат 60x84/16. Обсяг 12,25 ум. друк. арк., 11,0 обл.-вид.арк.
Наклад 100 пр. Зам. 305, Виготовлювач – Вежа – Друк
(м. Луцьк, вул. Бойка, 1, тел. (0332) 29-90-65).
Свідоцтво Держ. Комітету телебачення та радіомовлення України
ДК № 4607 від 30.08.2013 р.