

АВТОМОБІЛІ

РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ТА ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ

Проектування підвіски автомобіля

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

АВТОМОБІЛІ
РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ТА ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ
Проектування підвіски автомобіля

Вінниця
ВНТУ
2017

УДК 621.113
ББК 39.33-04
А22

Автори:

Біліченко В. В., Добровольський О. Л., Смирнов Є. В., Огневий В. О.

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 7 від «22» грудня 2016 р.)

Рецензенти:

В. П. Сахно, доктор технічних наук, професор НТУ

П. П. Москвін, доктор фізико-математичних наук, професор ЖДТУ

І. О. Сивак, доктор технічних наук, професор ВНТУ

Автомобілі. Робочі процеси та основи розрахунку. Проектування А22 підвіски автомобіля / [Біліченко В. В., Добровольський О. Л., Смирнов Є. В., Огневий В. О.] – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 78 с.

В навчальному посібнику розглянуті основні принципи проектування підвіски автомобіля. Посібник ілюстровано принциповими та розрахунковими схемами.

Навчальний посібник стане в нагоді студентам напрямку підготовки 6.070106 – «Автомобільний транспорт» при вивченні дисципліни «Автомобілі», а також під час підготовки до лабораторних робіт та виконання курсового проекту.

**УДК 621.113
ББК 39.33-04**

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1 ВИБІР ХАРАКТЕРИСТИК ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ	6
1.1 Вертикальна пружна характеристика підвіски	6
1.2 Характеристика амортизатора	11
1.3 Подовжня стабілізація кузова	15
1.4 Поперечна стабілізація кузова	20
2 ПРОЕКТУВАННЯ ПІДВІСКИ З ЛИСТОВИМИ РЕСОРАМИ	25
2.1 Проектний розрахунок ресори	27
2.2 Перевірний розрахунок листової ресори	39
2.2.1 Визначення напружень від зовнішнього середовища	39
2.2.2 Визначення стріли вигину ресори у вільному стані і напружень затягування в листах при стягуванні центральним болтом	40
2.2.3 Визначення жорсткості листової ресори	42
2.3 Розрахунок однолистової ресори	45
3 ПРОЕКТУВАННЯ ТОРСІОННОЇ ПІДВІСКИ	49
3.1 Проектний розрахунок торсіонної підвіски	49
3.2 Визначення жорсткості торсіонної підвіски	55
3.3 Конструювання гумових шарнірів підвіски	59
4 ПРОЕКТУВАННЯ ПІДВІСКИ ЗІ СПІРАЛЬНИМИ ПРУЖИНАМИ	63
4.1 Проектний розрахунок підвіски зі спіральними пружинами	63
4.2 Визначення жорсткості важільної підвіски зі спіральною пружиною	65
4.3 Розрахунок пружини підвіски на міцність	71
ЛІТЕРАТУРА	74
ГЛОСАРІЙ	75

ВСТУП

Автомобіль є складною механічною коливальною системою, що складається з великого числа мас з різними зв'язками. При вивченні законів руху складних механічних систем вводять поняття числа ступенів вільності, під яким розуміють суму незалежних переміщень елементів системи, кожен з яких розглядається як тверде тіло.

Практично в процесі коливань завжди відбувається розсіювання енергії і тому вільні коливання (тобто коливання, у процесі яких після первинного збурювання до системи енергія не підводиться) є згасаючими. Сили опору, які викликають перетворення механічної енергії в теплову, приводять до згасання коливань, різних за своєю природою. У підвісці ці сили виникають у результаті роботи амортизаторів, міжлистового тертя в ресорах, тертя у втулках, шарнірах та ін. Розсіювання енергії відбувається також і в результаті деформації шин.

Сили опору амортизаторів можна, в першому наближенні, вважати пропорційними швидкості переміщення підресореної маси щодо непідресореної. Таке ж допущення може бути прийнято й у випадку, коли згасання коливань відбувається частково в результаті опору амортизаторів, частково в результаті міжлистового тертя в ресорах, а в іншому випадку - сполученням опору амортизаторів з тертям у шарнірах важелів підвіски. З деяким наближенням можна також допустити пропорційність між силами опору, що викликають згасання коливань у шинах, і швидкістю деформації шин. Величина цих сил значно менша, ніж сил опору підвіски і швидко зменшується зі збільшенням швидкості кочення коліс. Тому надалі будемо враховувати тільки розсіювання енергії в підвісці. Число власних частот коливань системи дорівнює числу ступенів вільності.

Водій і пасажир оцінюють плавність ходу суб'єктивно на основі власних відчуттів. Відчуття людей і стомлення пов'язують з прискореннями коливань і їх повторюваністю. Найбільш простим оцінним показником плавності ходу може служити частота власних коливань кузова. Експериментально встановлено, що умовою плавності ходу є сукупність величин власних частот коливань із середньою частотою кроків (60...90 за хв) людини, що відповідає 1...1,5 Гц.

Під плавністю ходу розуміють сукупність властивостей, що забезпечують обмеження в межах встановлених норм вібронавантаження водія, пасажирів, вантажів, елементів шасі і кузова. Норми вібронавантаження встановлюються такими, щоб на дорогах, для яких призначений автомобіль, у діапазоні експлуатаційних швидкостей вібрації водія і пасажирів не викликали неприємних відчуттів і швидкої стомленості, а вібрації елементів шасі і кузова не викликали ушкоджень вантажів.

Основними джерелами виникнення змушених коливань є взаємодія коліс з нерівностями дороги, геометрична і силова неоднорідність шин, нерівномірність обертання коліс.

Виступи і западини, що мають довжини хвиль від 100 м до 10 см, умовно називають мікропрофілем дороги. Він є основним джерелом сил, що викликають коливання автомобіля на підвісці. Дрібні нерівності структури дорожньої поверхні з довжиною хвиль менше 10 см називають шорсткістю. Вони можуть збуджувати високочастотні вібрації окремих елементів шасі і кузова.

Основними пристроями, що захищають автомобіль, водія, пасажирів і вантажі від надмірно великих динамічних впливів дороги і обмежують їх вібронавантаження, є підвіска і шини, а для пасажирів і водія також пружні сидіння.

Значення частот, переміщень, швидкостей і прискорень різних коливальних елементів автомобіля визначаються характеристиками їх мас і пружних елементів, швидкістю руху, характеристиками мікропрофілю дороги. Виступи і западини мікропрофілю випадкові як за розмірами, так і за взаємним розташуванням. Коливання, що виникають в результаті руху по дорозі з випадковим мікропрофілем, також мають випадковий характер.

Основними оцінними показниками плавності ходу є рівні вібронавантаження водія, пасажирів, вантажів і характерних елементів шасі і кузова. Оцінюється рівень вібронавантаження за середніми квадратичними значеннями прискорень коливань (віброприскорень) чи швидкостей коливань (віброшвидкостей) у вертикальному і горизонтальному напрямках.

Таким чином при проектуванні підвіски автомобіля необхідно вирішити три основні задачі:

- 1) вибрати оптимальні характеристики пружних елементів, амортизаторів, стабілізаторів і напрямних пристроїв;
- 2) визначити найбільш раціональні конструктивні форми і розміри усіх вузлів і деталей підвіски;
- 3) забезпечити необхідну надійність і довговічність деталей підвіски.

Проектування підвіски автомобіля доцільно вести у певному порядку, що забезпечує найбільш повне рішення зазначених вище задач. Можна виділити п'ять основних етапів проектування:

- 1) вибір характеристики підвіски;
- 2) проектний розрахунок (попереднє визначення основних конструктивних параметрів підвіски);
- 3) перевірний розрахунок (уточнення основних характеристик підвіски);
- 4) розрахунок деталей підвіски на міцність і довговічність;
- 5) теоретичний аналіз впливу вибраних конструктивних параметрів підвіски на плавність ходу, стійкість і керованість автомобіля.

1 ВИБІР ХАРАКТЕРИСТИК ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ

При проектуванні підвіски сучасного автомобіля необхідно вирішити цілий комплекс тісно пов'язаних між собою питань. Критеріями правильності їхнього рішення, тобто критеріями конструктивної досконалості підвіски є: необхідна плавність ходу, стійкість руху, керованість автомобіля, а також висока довговічність усіх деталей підвіски, ходової частини і пневматичних шин. Рішення цієї проблеми залежить від досвіду конструкторів, від масштабів і цілеспрямованості довідних робіт. Однак чим досконаліші розрахункові методи, тим менше витрачається сил на дослідне доведення нових конструкцій підвіски. Тому застосування точних розрахункових методів при проектуванні дозволяє заощаджувати час і засоби на створення нових моделей автомобілів.

1.1 Вертикальна пружна характеристика підвіски

Вертикальна пружна характеристика підвіски виражає залежність між вертикальним навантаженням T на підвіску і її вертикальною деформацією s , вимірюваною над віссю колеса. Вибором параметрів вертикальної пружної характеристики підвіски (у поєднанні з належною характеристикою амортизатора) необхідно забезпечити: коливання кузова автомобіля із заданими прискореннями; відсутність пробіїв підвіски, тобто ударів в обмежувачі ходу і відсутність відривів коліс від дорожньої поверхні. Виконання цих умов пов'язано із забезпеченням максимально високих швидкостей руху автомобіля в заданих дорожніх умовах.

На рис. 1.1 і 1.2 зображені типові вертикальні пружні характеристики підвіски автомобілів, вигляд і параметри яких залежать головним чином від типу автомобіля і співвідношення навантажень на підвіску в спорядженому і навантаженому стані. Позначення, прийняті на рис. 1.1 і 1.2, мають такі значення:

T_{CT} і T'_{CT} — статичні навантаження на підвіску відповідно в навантаженому і спорядженому стані;

S_o і S_δ — повні динамічні ходи відбою і стиску;

$S_{об}$ і $S_{сб}$ — динамічні ходи відбою і стиску від статичного положення до включення буферів;

S_m — дійсний статичний прогин підвіски;

S_{CT} — умовний статичний прогин підвіски;

ΔS — деформація підвіски при навантаженні автомобіля від спорядженого до навантаженого стану;

T_{max} — максимальна сила, що діє на підвіску.

На рис. 1.1, а зображена характеристика передньої підвіски, характерна для легкових автомобілів, у яких відношення T_{CT}/T'_{CT} знаходиться в межах 1,1–1,5.

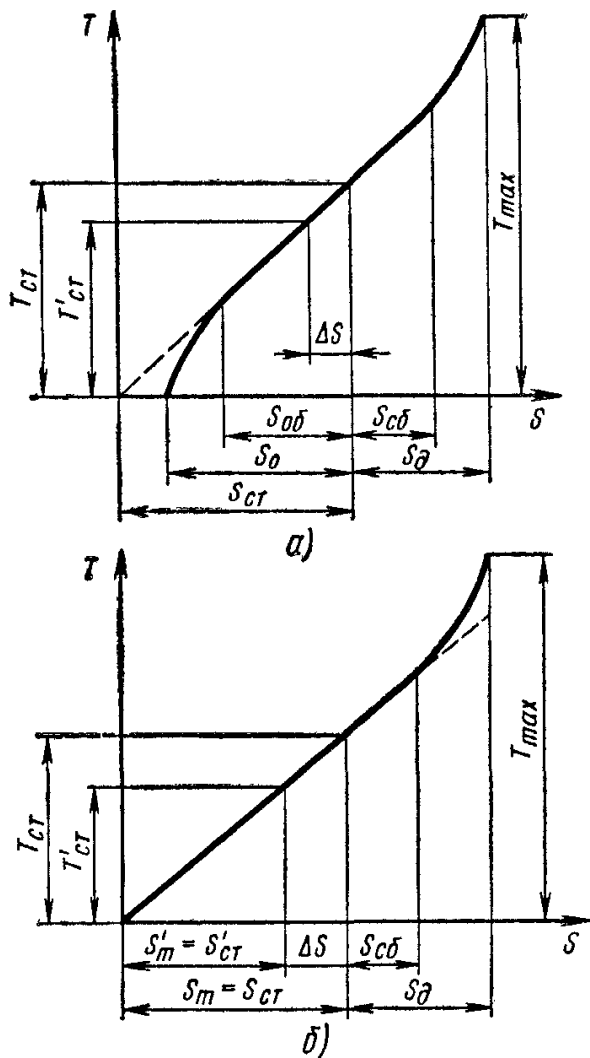


Рисунок 1.1 - Вертикальна пружна характеристика легкового автомобіля
 а) передньої підвіски;
 б) задньої підвіски

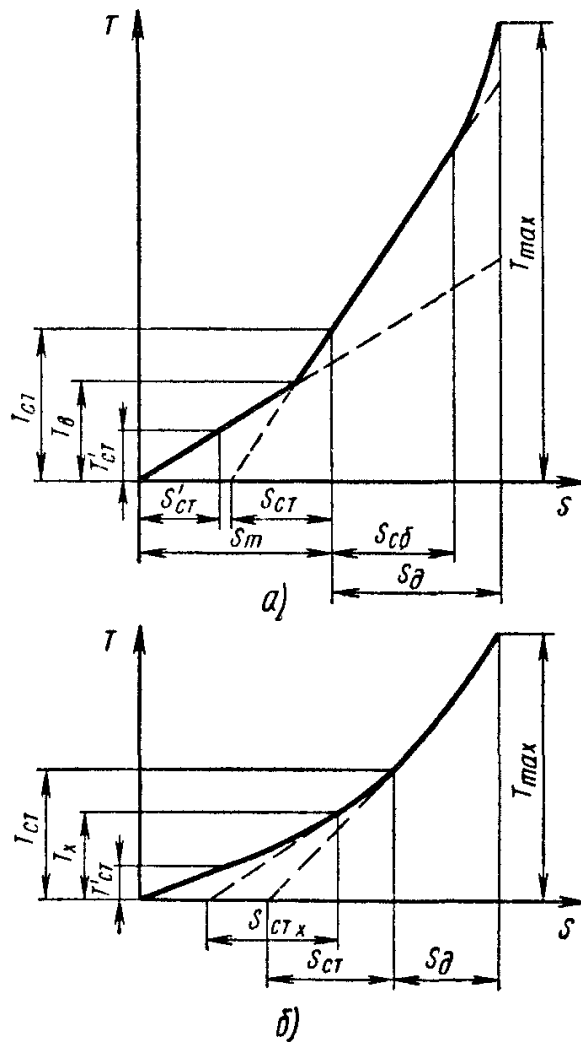


Рисунок 1.2 - Вертикальна пружна характеристика вантажного автомобіля
 а) кусково-лінійна;
 б) прогресивна

Жорсткість середньої частини характеристики, що постійна за величиною, визначається, виходячи з умови забезпечення високої плавності ходу автомобіля:

$$C_1 = \frac{T_{CT} \omega_1^2}{g} \left[\frac{H}{MM} \right], \quad (1.1)$$

де ω_1 – частота вільних коливань кузова автомобіля над передньою віссю в рад/с;

g – прискорення сили ваги.

На рис. 1.1, б зображена характеристика задньої підвіски легкового автомобіля. Аналогічний вигляд має характеристика передньої підвіски вантажного автомобіля (рис. 1.2).

Величини жорсткостей задньої c_2 і передньої підвіски вантажних автомобілів c_1 вибираються аналогічно. Найбільш складною задачею в цьому випадку є вибір оптимального значення частоти власних коливань кузова ω_1 і ω_2 над передньою і задньою осями автомобіля. Для легкових автомобілів вирішальним фактором при виборі цих величин є забезпечення плавності ходу. Однак у наш час неможливо визначити величини ω_1 і ω_2 теоретичним розрахунком з достатньою вірогідністю. Тому найбільш доцільно для цієї мети використовувати багаторічний досвід, накопичений автомобільною промисловістю. Для визначення частот власних коливань легкових автомобілів можна використовувати графік залежності частоти коливань від навантаження, що приходить на підвіску автомобіля у навантаженому стані, наведений на рис. 1.3.

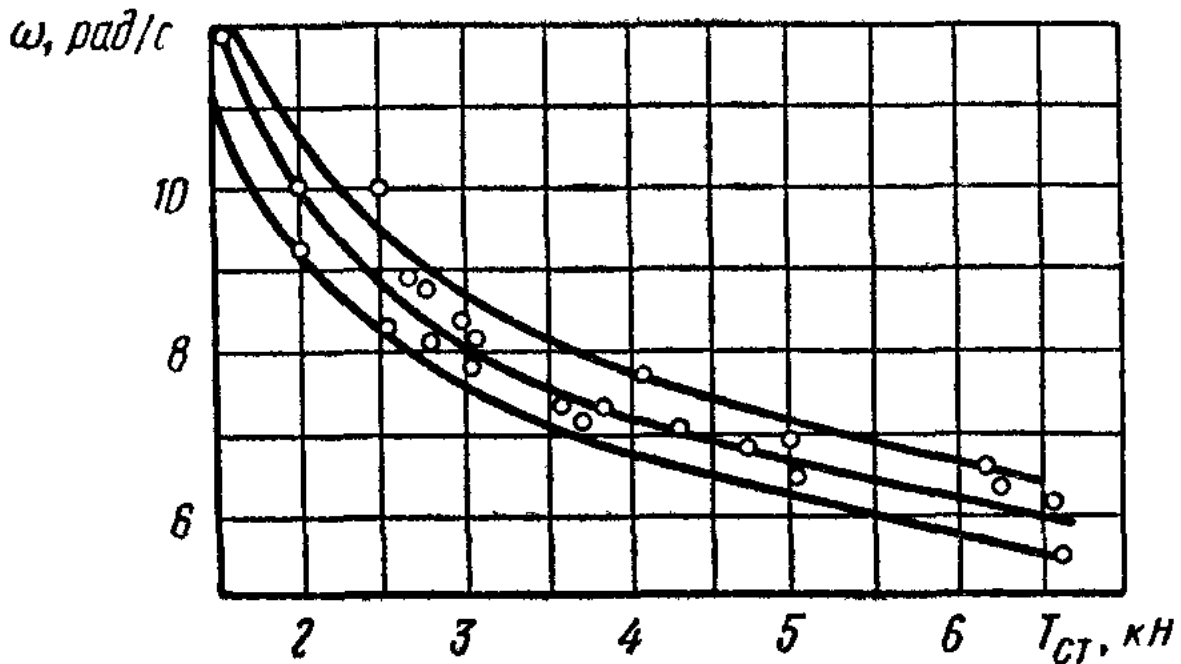


Рисунок 1.3 – Графік залежності частоти власних коливань підвіски від статичного навантаження на вісь

Однак за даними [1] на плавність ходу автомобіля впливає також і співвідношення частот власних коливань над передньою і задньою осями. Кутові коливання після переїзду окремої нерівності будуть практично відсутні, якщо власна частота коливань на передній підвісці менша, ніж на задній. Оптимальне співвідношення частот залежить від швидкості руху і бази автомобіля [2]. Воно може бути, у принципі, визначено теоретичним розрахунком.

Вибір частот коливань підвіски вантажних автомобілів може бути зроблено на підставі аналізу підвісок вітчизняних автомобілів, наведеного в роботі [3]:

$\omega_1 = 10,5 \dots 14,2$ рад/с – для ненавантаженого автомобіля;

$\omega_2 = 11,3 \dots 15$ рад/с – для навантаженого автомобіля.

Для легкових автомобілів у першому наближенні можна прийняти, що $\omega_1 = (0,8 \dots 0,9) \omega_2$ [3]. Для автобусів $\omega_1 = \omega_2 = 9,4 \dots 12,5$ рад/с (відповідно до галузевого нормативу ОН 025 313–68). Умовний статичний прогин підвіски визначиться за формулою:

$$S_{CT} = \frac{T_{CT}}{c_1}. \quad (1.2)$$

Величина динамічного ходу підвіски (ходу стиску s_d) повинна бути вибрана з умови, що імовірність (ступінь ризику) ударів в упори не перевершувала задану [4]. Якщо відома характеристика мікропрофілю дорожньої поверхні, то можна, задаючись певною швидкістю руху автомобіля, розрахувати теоретично необхідну величину S_δ . Однак цей метод у зв'язку з трудомісткими розрахунками, а також внаслідок відсутності в наш час достатньо повних даних про мікропрофіль дорожньої поверхні, не може забезпечити необхідну вірогідність розрахунків. Тому доцільно для визначення S_δ використовувати дослідні дані, отримані аналізом існуючих моделей автомобілів. У цьому випадку величина S_δ визначається за формулою:

$$S_\delta = k_e S_{CT}, \quad (1.3)$$

де $k_e = 0,6 \dots 1,0$ – для легкових автомобілів малого і середнього класів;

$k_e = 0,3 \dots 0,7$ – для легкових автомобілів великого класу;

$k_e = 0,8 \dots 1,1$ – для вантажних автомобілів.

Звичайно менші значення k_e приймаються для передніх, більші – для задніх підвісок. Величина ходу підвіски до дотику до буфера S_{CB} визначиться за формулою:

$$S_{CB} = k'_e S_\delta, \quad (1.4)$$

$k'_e = 0,6 \dots 0,7$ – для легкових автомобілів;

$k'_e = 0,7 \dots 0,8$ – для вантажних автомобілів.

Величина ходу віддачі S_{OB} визначається за формулою:

$$S_{OB} = k'_0 S_{CB}, \quad (1.5)$$

де k_0 дорівнює 0,8...1,8 для задніх підвісок і 0,7...1,5 для передніх.

У більшості випадків $k_0 = 1,0...1,3$ [3].

Хід віддачі S_{O6} у передніх підвісках легкових автомобілів обмежується спеціальними буферами. У задніх підвісках легкових і в передніх підвісках вантажних автомобілів для обмеження ходу відбою служать амортизатори. У задніх підвісках вантажних автомобілів хід віддачі (якщо відсутній амортизатор) не обмежується.

При виборі характеристики задньої підвіски вантажного автомобіля (рис. 1.2, а) доцільно прагнути до зближення, наскільки це можливо, величин S_{CT} і S'_{CT} , тому що це приводить до вирівнювання частот вільних коливань підвіски в навантаженому і спорядженому станах. Навантаження T_B , при якому включається підресорник, звичайно визначається за формулою:

$$T_B = \frac{T_{CT} + T'_{CT}}{2}. \quad (1.6)$$

При виборі пружної характеристики підвіски доцільно прагнути до рівності умовних статичних прогинів, незалежно від величини навантаження, що діє на підвіску. Однак при цьому значно зростає сумарна деформація підвіски. Тому приходить приймати компромісне рішення, при якому

$$S'_{CT} < S_{CT.X} < S_{CT}.$$

Важливим параметром пружної характеристики підвіски є значення максимальної сили T_{max} , що виникає наприкінці повного ходу стиску S_{δ} . Приймають, що допустима деформація буфера-обмежника ходу підвіски дорівнює 2/3 номінальної його висоти [3]. Потенціальна енергія деформації буфера повинна бути достатньою для повного поглинання енергії удару при пробі підвіски. Однак через відсутність розроблених теоретичних методів визначення характеристики буфера-обмежувача використовують рекомендації, отримані дослідним шляхом. Величина T_{max} визначається за формулою:

$$T_{max} = k_D T_{CT}, \quad (1.7)$$

де k_D – коефіцієнт динамічності.

Для вантажних автомобілів $k_D = 2,5...3$; для легкових автомобілів $k_D = 3...4$. Визначивши величину T_{max} , можна знайти основні параметри характеристики буфера-обмежувача ходу підвіски.

1.2 Характеристика амортизатора

Амортизатор призначений для гасіння коливань коліс і кузова, підвищення плавності ходу автомобіля, стійкості руху, довговічності пружних елементів підвіски і шин. Вирішальний вплив на всі зазначені вище якості автомобіля робить правильний вибір характеристики амортизатора, тобто правильний вибір залежності сили на штоку амортизатора від швидкості відносного переміщення штока і циліндра. Математично ця залежність описується рівнянням:

$$P_a = k_a V_{\Pi}^n, \quad (1.8)$$

де P_a – сила на штоку амортизатора;

V_{Π} – швидкість відносного переміщення штока і циліндра амортизатора;

k_a – коефіцієнт пропорційності;

n – показник степеня, що коливається в межах 1–2.

На рисунку 1.4 зображена лінійна характеристика сучасного гідравлічного амортизатора, що визначається такими параметрами: коефіцієнтами опору відбою k_{a0} і стиску k_{ac} при закритих клапанах амортизатора; коефіцієнтами опору k'_{a0} і k'_{ac} при відкритих клапанах і силами на штоку амортизатора P_{a0} і P_{ac} , при яких відкриваються клапани амортизатора.

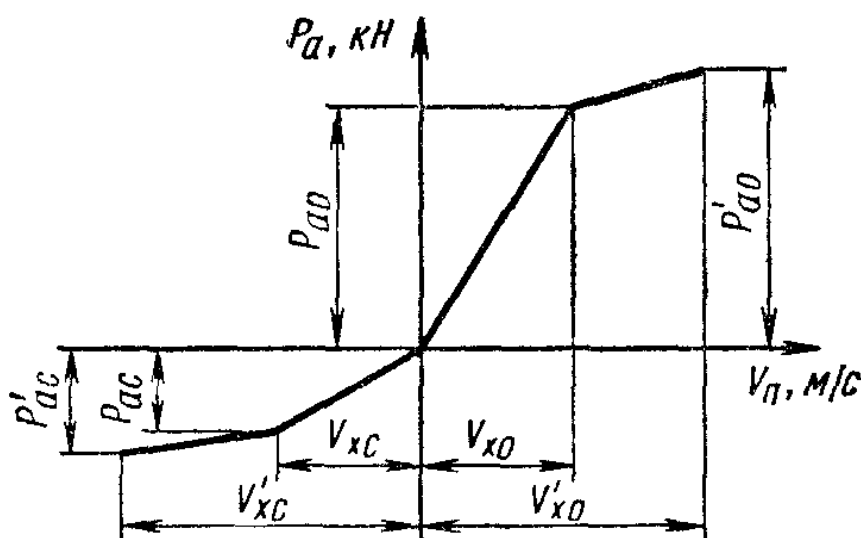


Рисунок 1.4 – Характеристика амортизатора

Величини коефіцієнтів k_{a0} і k_{ac} визначаються розрахунком, виходячи з вимог до плавності ходу або стійкості руху автомобіля. Сили на штоку амортизатора можуть бути визначені за формулами:

$$P_{a0} = k_{a0} V_{x0}, \quad (1.9)$$

$$P_{ac} = k_{ac} V_{xc}. \quad (1.10)$$

Швидкості відносного руху штока і циліндра амортизатора V_{x0} і V_{xc} , що відповідають моментів відкриття клапанів, зазвичай лежать у межах 0,3...0,52 м/с.

Величини коефіцієнтів k'_{a0} і k'_{ac} не розраховуються, але якщо є експериментально визначена характеристика амортизатора, вони можуть бути розраховані за формулами:

$$k'_{a0} = \frac{P'_{a0} - P_{a0}}{g'_{x0} - V_{x0}} \quad (1.11)$$

$$k'_{ac} = \frac{P'_{ac} - P_{ac}}{g'_{xc} - V_{xc}}. \quad (1.12)$$

У більшості конструкцій амортизаторів показник степеня n не дорівнює одиниці, однак характеристика амортизатора для інженерних розрахунків приводиться до лінійного.

При виборі характеристики амортизатора, задаються величиною парціального коефіцієнта аперіодичності, розглядаючи підвіску як одномасову систему:

$$\psi = \frac{k_n}{2 \cdot m \cdot \omega}, \quad (1.13)$$

де k_n — приведений коефіцієнт опору амортизатора.
З виразу (1.13) знаходимо

$$k_n = 2 \cdot \psi \sqrt{\frac{c_n \cdot T_{cm}}{g}}, \quad (1.14)$$

де g — прискорення сили ваги;

c_n — жорсткість підвіски;

T_{cm} — статичне навантаження на підвіску.

Величина коефіцієнта аперіодичності ψ на підставі досвіду і численних досліджень може бути прийнята рівною 0,15...0,30. Менше значення коефіцієнта ψ забезпечує високу плавність ходу, більше значення забезпечує кращу стійкість руху автомобіля.

При симетричній характеристиці амортизатора величина k_a визначається виразом (1.8). При несиметричній характеристиці необхідно, знаючи величину k_n , визначену за формулою (1.14), встановити приведені

коефіцієнти опору амортизатора при стиску і відбої. З цією метою необхідно вибрати відношення $\alpha = \frac{k_{n.0}}{k_{n.c}}$, що для сучасних амортизаторів знаходиться в межах від 2 до 5. У цьому випадку одержимо:

$$k_{n.c} = \frac{2 \cdot k_n}{1 + \alpha}, \quad (1.15)$$

$$k_{n.0} = \alpha \cdot k_{n.c}. \quad (1.16)$$

Дійсні коефіцієнти опору амортизатора визначаються з виразів:

$$k_{a.0} = k_{n.0} \left(\frac{dS}{df_a} \right)^2, \quad (1.17)$$

$$k_{a.c} = k_{n.c} \left(\frac{dS}{df_a} \right)^2, \quad (1.18)$$

де S – вертикальна деформація підвіски;

f_a – відносне переміщення поршня і циліндра амортизатора.

Величину $\frac{dS}{df_a}$ при будь-якому способі установаження амортизатора

можна визначити графічною побудовою або аналітичним розрахунком. При розрахунку амортизатора необхідно погодити максимальний хід амортизатора з максимальною деформацією підвіски. На рисунку 1.5 показано способи графічного визначення величини $\frac{dS}{df_a}$ при двох найбільш

розповсюджених способах кріплення амортизаторів. На рисунку 1.5, *a* наведена схема кріплення амортизатора в передній підвісці легкового автомобіля. На схемі прийняті такі позначення: P_a – сила на штоку амортизатора, T_a – сила амортизатора, приведена до колеса, Q_a , Q_b і Q_d – реакції в шарнірах, A , B і D . Робота тертя сили T_a , приведеної до колеса автомобіля, повинна дорівнювати роботі тертя амортизатора. З рівняння балансу робіт випливає, що

$$\frac{dS}{df_a} = \frac{P_a}{T_a}. \quad (1.19)$$

Отже, для того щоб визначити величину $\frac{dS}{df_a}$ за формулою (1.19),

необхідно знайти співвідношення сил $\frac{P_a}{T_a}$, що може бути зроблене за

допомогою нескладної графічної побудови, що наведена на рисунку 1.5, а. Реакція Q_a у шарнірі A може бути знайдена побудовою силового трикутника abc . При побудові необхідно враховувати, що сила T_a – вертикальна, реакція Q_d спрямована уздовж верхнього важеля, а реакція, Q_a проходить через шарнір A і точку перерізу напірною дії сили T_a з віссю верхнього важеля (точку m на рис. 1.5, а). Сила P_a може бути знайдена побудовою силового трикутника bcd . При побудові необхідно врахувати, що сила P_a спрямована уздовж осі амортизатора, а реакція Q_b проходить через точку перерізу сил Q_a і P_a (точку q на рис. 1.5, а) і шарнір B .

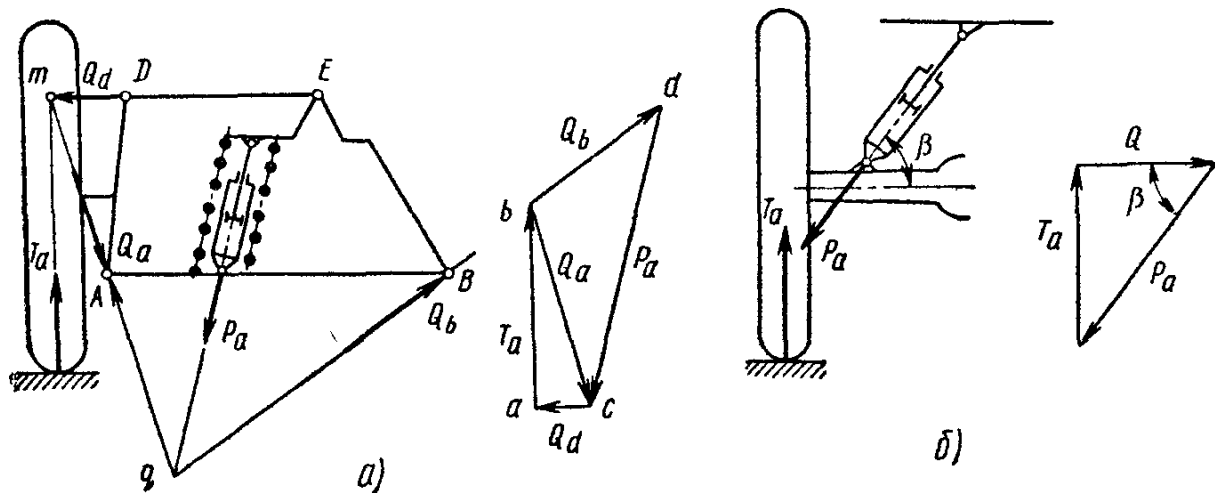


Рисунок 1.5 – Схема встановлення амортизатора:
а) у передній підвісці; б) у задній підвісці

При побудові не потрібно знати абсолютні значення сил T_a і P_a , а тільки знайти їх співвідношення, тому при побудові силу T_a можна відкласти довільної величини. Знайшовши з трикутників abc і bcd співвідношення сил T_a і P_a , можна за формулою (1.19) розрахувати величину $\frac{dS}{df_a}$. При необхідності можна знайти величину $\frac{dS}{df_a}$ для ряду положень колеса.

При розташуванні амортизатора, показаного на рис. 1.5, б, величина $\frac{dS}{df_a}$ визначається за формулою:

$$\frac{dS}{df_a} = \frac{1}{\cos(90^\circ - \beta)} = \frac{1}{\sin \beta}. \quad (1.20)$$

1.3 Подовжня стабілізація кузова

Відомо, що в «м'яких» підвісках автомобілів відбувається помітний крен кузова в подовжній площині: при гальмуванні «клювок», при розгоні «присідання». Це неприємно впливає на самопочуття пасажирів і водія, знижує в нічний час безпеку руху внаслідок порушення напрямку світлового потоку автомобільних фар, змінює висоту розташування переднього і заднього бамперів при гальмуванні, що небезпечно при можливих зіткненнях автомобілів. Для усунення цього недоліку необхідна подовжня стабілізація кузова, тобто застосування підвіски з протиклювковим ефектом. Така підвіска повинна забезпечити малий крен кузова, або повну його відсутність, при впливі горизонтальних сил на автомобіль.

Принципова схема такої підвіски наведена на рисунку 1.6. При цій схемі забезпечується деформація підвіски від дії як вертикальних, так і горизонтальних сил. Під час гальмування або розгону автомобіля деформація підвіски, що виникає в результаті зміни вертикальної сили, цілком або частково компенсується деформацією, що виникає від дії горизонтальної сили. Вплив на протиклювкові властивості підвіски дає розташування центра крену кузова щодо центра ваги автомобіля (рис. 1.6, точка a). Положення центра крену зображеної на рис. 1.6 підвіски визначається перетином двох ліній, одна з яких проходить через центр контакту переднього колеса з дорогою і вісь переднього важеля підвіски, а друга – через центр контакту заднього колеса з дорогою і вісь заднього важеля підвіски. Чим вище розташований центр крену, тим менший нахил кузова при гальмуванні або розгоні автомобіля. Якщо висота розташування центра крену збігається з центром ваги автомобіля ($H = y_a$), то при гальмуванні автомобіля крен кузова може бути цілком відсутнім. Такого положення центра крену легко домогтися конструктивним шляхом, однак прагнути до цього в більшості випадків недоцільно з тієї причини, що додаючи підвісці протиклювкові властивості, одночасно змінюють її жорсткість при переїзді окремих дорожніх нерівностей. Це відображається на величинах динамічних впливів, переданих від дорожньої поверхні на кузов автомобіля.

На рисунку 1.6 видно, що плече сумарної сили S_1 щодо осі хитання важеля передньої підвіски (точка a_1) зменшується зі збільшенням горизонтальної осі. Відомо, що горизонтальна сила виникає не тільки при гальмуванні, але і при переїзді колесом нерівності. Теоретично можливий такий випадок, коли плече сили S_1 щодо точки a_1 буде дорівнювати нулю, тобто лінія дії сили S_1 пройде через точку a_1 .

У цьому випадку підвіска повністю позбавиться своїх амортизаційних властивостей. Для задньої підвіски автомобіля (рис. 1.6) характерне зворотне явище: із збільшенням горизонтальної сили P_{τ_2} росте плече

сумарної сили S_2 щодо точки a_2 , тобто зменшуються динамічні впливи на кузов автомобіля при переїзді окремих нерівностей дороги.

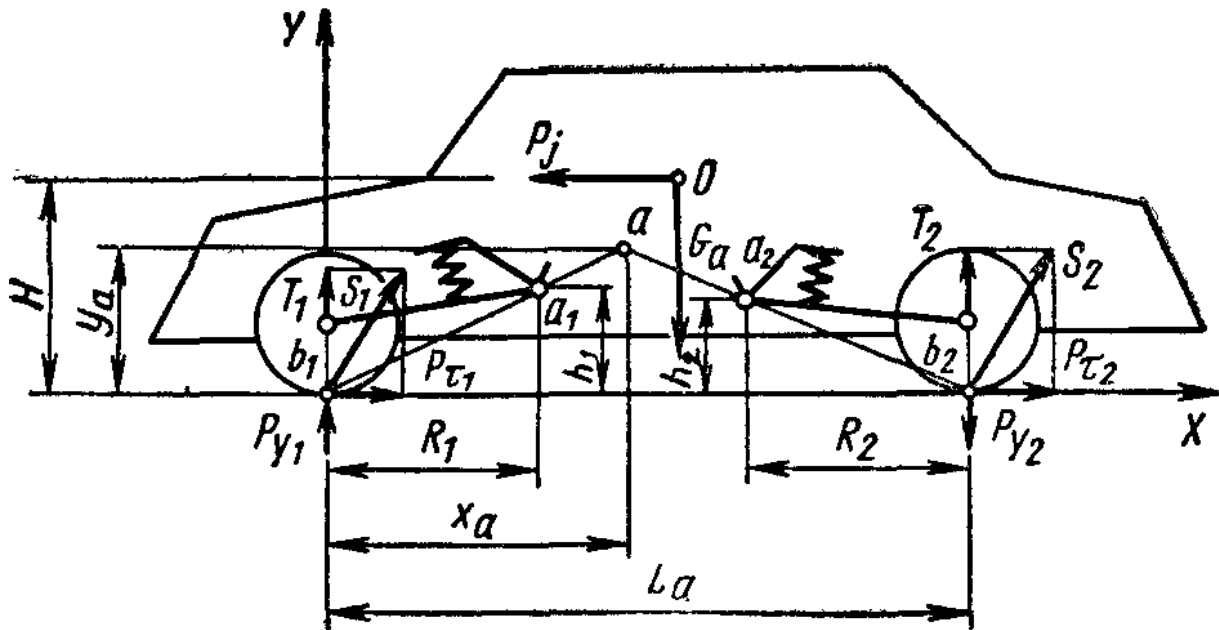


Рисунок 1.6 – Схема крену кузова автомобіля в подовжній площині

Ступінь протиклювкового ефекту підвіски найповніше оцінюється коефіцієнтами λ_1 та λ_2 :

$$\lambda_1 = \frac{f_{x1}}{f_{y1}}; \quad (1.21)$$

$$\lambda_2 = \frac{f_{x2}}{f_{y2}}; \quad (1.22)$$

де f_{x1} і f_{x2} – вертикальні деформації відповідно передньої і задньої підвісок, що виникають в результаті дії горизонтальних сил P_{τ_1} і P_{τ_2} .

f_{y1} і f_{y2} – вертикальні деформації відповідно передньої і задньої підвісок, що виникають внаслідок зміни вертикальних сил, що діють на підвіску під час гальмування автомобіля.

При проектуванні підвіски з протиклювковим ефектом насамперед необхідно вибрати оптимальні значення коефіцієнтів λ_1 і λ_2 . Однак це питання в даний час мало вивчене і потребує надалі спеціального дослідження. У першому наближенні можна, використовуючи наявні рекомендації, величину коефіцієнта λ_1 , щоб не підвищувати в помітних межах жорсткості передньої підвіски при переїзді дорожніх нерівностей, приймати рівною 0,5...0,68. Коефіцієнт λ_2 , зазвичай приймають рівним 0,68...1,0. Його збільшення, як показано раніше, тільки зменшує

жорсткість підвіски і знижує величину динамічних впливів при переїзді нерівностей задніми колісьми.

В конструктивній схемі підвіски з протиклювковим ефектом, наведеній на рисунку 1.6, визначення її основних параметрів може бути здійснене за формулами:

$$\frac{h_1}{R_1} = \frac{\lambda_1 H}{\beta_1 L_a} \quad (\text{для передньої підвіски}), \quad (1.23)$$

$$\frac{h_2}{R_2} = \frac{\lambda_2 H}{\beta_2 L_a} \quad (\text{для задньої підвіски}), \quad (1.24)$$

де h_1, h_2, R_1 і R_2 – розміри, що визначають установаження важелів підвіски (показані на рис. 1.6);

H – висота розташування центра ваги;

L_a – база автомобіля.

$$\beta_1 = \frac{1}{1 + \frac{M_{\tau 2}}{M_{\tau 1}}}, \quad (1.25)$$

$$\beta_2 = \frac{1}{1 + \frac{M_{\tau 1}}{M_{\tau 2}}}, \quad (1.26)$$

де $M_{\tau 1}$ і $M_{\tau 2}$ – гальмові моменти відповідно на передніх і задніх колесах автомобіля.

Таким чином, вирази (1.23) і (1.24) дозволяють визначити співвідношення $\frac{h_1}{R_1}$ і $\frac{h_2}{R_2}$, що забезпечують задані протиклювкові властивості підвіски при гальмуванні автомобіля.

Для легкових автомобілів найчастіше застосовується схема протиклювкової підвіски, наведена на рисунку 1.7. Для передньої підвіски використовують напрямний пристрій, що має поперечне розташування важелів з нахилом осей хитання в подовжній площині (в обох важелях або тільки у верхньому). Для задньої підвіски застосовується несиметрична листова ресора або однаважільна підвіска. При однаважільній задній підвісці для визначення її протиклювкових властивостей може бути використана формула (1.24).

Необхідний протиклювковий ефект передньої підвіски, зображеної на рисунку 1.7, можна визначити, використовуючи вираз (1.23). Тільки

замість розмірів, що визначають положення дійсної точки хитання важелів підвіски, повинні бути знайдені розміри h_1 і R_1 , що характеризують положення миттєвого центра переміщення колеса у вертикальній площині (точка a_1), що лежить на перетині ліній, які проходять через верхній і нижній шарніри вертикального стояка паралельно відповідним осям хитання важелів підвіски. На рисунку 1.7 висота розташування шарнірів стояка відповідно визначена розмірами H_B і H_H .

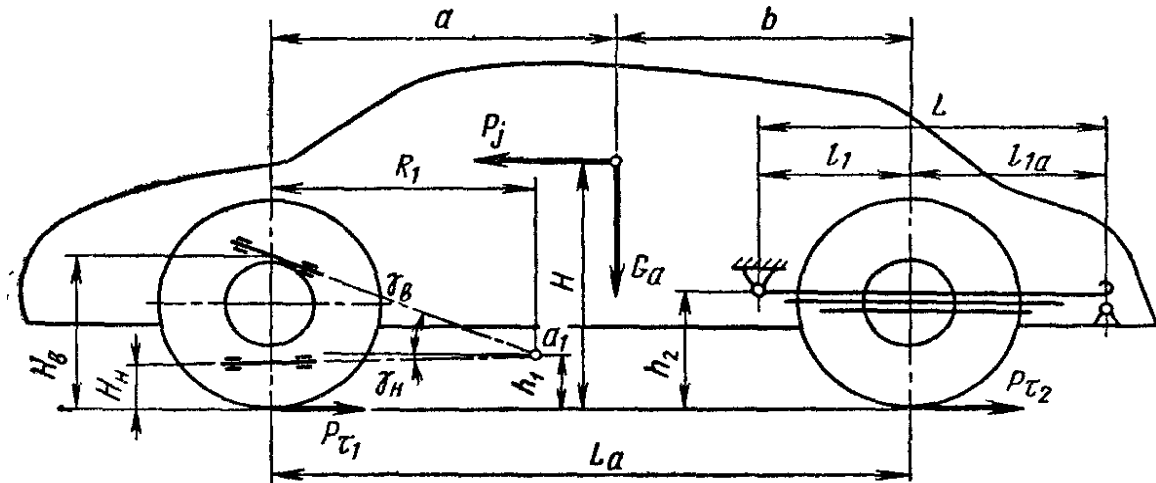


Рисунок 1.7 – Схема протиклювкової підвіски

Знайшовши координати точки a_1 , легко розрахувати кути нахилу осей важелів передньої підвіски. Тангенси кутів нахилу в подовжній площині осей верхнього і нижнього важелів підвіски знаходимо за формулами:

$$\operatorname{tg} \gamma_B = \frac{H_B - h_1}{R_1}, \quad (1.27)$$

$$\operatorname{tg} \gamma_H = \frac{h_1 - H_H}{R_1}, \quad (1.28)$$

Протиклювкові властивості задньої підвіски повинні бути забезпечені вибором відповідного коефіцієнта k_z асиметрії листової ресори

$$k_z = \frac{l_{1,a}}{l_1} = \frac{\lambda_2 H L}{2 \beta_2 h_2 L_a} + \sqrt{\frac{\lambda_2^2 H^2 L^2}{4 \beta_2^2 h_2^2 L_a^2} + 1}, \quad (1.29)$$

де L – довжина ресори.

Рівняння (1.29) дає можливість визначити необхідну асиметричність ресори тільки з погляду протиклювкового ефекту. При наявності компоновальних або інших ускладнень, величина коефіцієнта k_z повинна піддатися відповідному коректуванню. Крім того, асиметричність ресори

повинна визначатися не тільки при режимі гальмування, але і при режимі інтенсивного розгону з метою запобігання «присіданню» автомобіля.

Рівняння (1.29) можна використовувати і при цьому режимі, однак у даному випадку коефіцієнт β_2 буде дорівнювати одиниці, що приведе до відповідного зменшення коефіцієнта асиметричності k_z . Очевидно, що вибір остаточного значення коефіцієнта k_z повинен бути компромісним між двома значеннями, визначеними при режимах гальмування і розгону автомобіля.

Приклад. Визначити розміри підвіски легкового автомобіля, що забезпечує необхідні протиклювкові якості (конструктивна схема підвіски зображена на рис. 1.7).

При проектуванні підвіски задано:

$$L_a = 2,7 \text{ м}; \quad L = 1,3 \text{ м}; \quad \beta_2 = 0,4; \quad H_H = 0,23 \text{ м}; \\ H = 0,6 \text{ м}; \quad \beta_2 = 0,6; \quad H_B = 0,42 \text{ м}; \quad h_2 = 0,24 \text{ м}.$$

Визначимо для передньої підвіски необхідне співвідношення $\frac{h_1}{R_1}$, приймаючи, що $\lambda_1 = 0,5$:

$$\frac{h_1}{R_1} = \frac{\lambda_1 h}{\beta_1 L_a} = \frac{0,5 \cdot 0,6}{0,6 \cdot 2,7} = 0,185.$$

Приймаючи, що $R_1 = 1,5$, визначимо величину h_1 і значення кутів γ_B і γ_H :

$$h_1 = 0,185 \cdot 1,5 = 0,278 \text{ м}; \\ \operatorname{tg} \gamma_B = \frac{H_B - h_1}{R_1} = \frac{0,42 - 0,278}{1,5} = 0,0948 \quad (\gamma_B = 5^\circ 25'') \\ \operatorname{tg} \gamma_H = \frac{h_1 - H_H}{R_1} = \frac{0,278 - 0,23}{1,5} = 0,032 \quad (\gamma_H = 1^\circ 50'').$$

Коефіцієнт асиметрії задньої ресори визначимо за формулою (1.29), приймаючи $\lambda_2 = 0,7$:

$$k_z = \frac{0,7 \cdot 0,6 \cdot 1,3}{2 \cdot 0,4 \cdot 0,24 \cdot 2,7} + \sqrt{\frac{0,7^2 \cdot 0,6^2 \cdot 1,3^2}{4 \cdot 0,4^2 \cdot 0,24^2 \cdot 2,7^2} + 1} = 2,5.$$

Розміри кінців ресори визначаємо за формулами:

$$l_1 = \frac{L}{1+k_z} = \frac{1,3}{1+2,5} = 0,372 \text{ м};$$

$$l_{1,a} = k_z l_1 = 2,5 \cdot 0,372 = 0,928 \text{ м}.$$

1.4 Поперечна стабілізація кузова

Поперечна стабілізація кузова забезпечується сукупністю конструктивних заходів, що обмежують крен кузова у певних межах. Практично встановлено, що величина кута крену не повинна перевищувати $0,1 \dots 0,12$ рад при бічній силі, рівній 40% від повної ваги автомобіля [5]. Зменшення кута поперечного крену можна одержати за рахунок збільшення вертикальної жорсткості підвіски, застосування відповідної конструктивної схеми напрямного пристрою, а також за рахунок установлення стабілізаторів поперечної стійкості.

Повний кут крену кузова автомобіля в поперечній площині θ може бути визначений за формулою

$$\theta = \frac{M_k}{c_{y1} + c_{y2}}, \quad (1.30)$$

де $M_k = P_\theta H$ – момент, що створює крен кузова автомобіля (рис. 1.8);
 c_{y1} і c_{y2} – сумарні кутові жорсткості передньої і задньої підвісок.

Сумарні кутові жорсткості передньої і задньої підвісок визначаються за формулами:

$$c_{y1} = \frac{c'_{y1} c_{x1}}{c'_{y1} + c_{x1}}, \quad (1.31)$$

$$c_{y2} = \frac{c'_{y2} c_{x2}}{c'_{y2} + c_{x2}}, \quad (1.32)$$

де c'_{y1} і c'_{y2} – кутові жорсткості передньої і задньої підвісок;
 c_{x1} і c_{x2} – приведені кутові жорсткості передніх і задніх шин.

Величини c_{y1} і c_{y2} можуть бути визначені для певних конструктивних схем підвісок. Наприклад, для підвісок, зображених на рисунку 1.8, вони можуть бути розраховані за формулами:

$$c'_{y1} = \frac{c_{n1} B_1^2}{2 - \frac{h'_1 B_1}{H l_1}}, \quad (1.33)$$

$$c'_{y2} = \frac{c_{n2} B_3^2}{2 - \frac{2h'_2}{H}}, \quad (1.34)$$

де c_{m1} і c_{n2} – вертикальна жорсткість відповідно передньої і задньої підвісок (у даному випадку жорсткість підвіски одного колеса);

B_1, B_3, h'_1, l_1 – розміри підвіски, зазначені на рисунку 1.8;

h_2 – відстань по вертикалі від землі до того конструктивного елемента підвіски через який передається бічна сила від кузова до осі автомобіля.

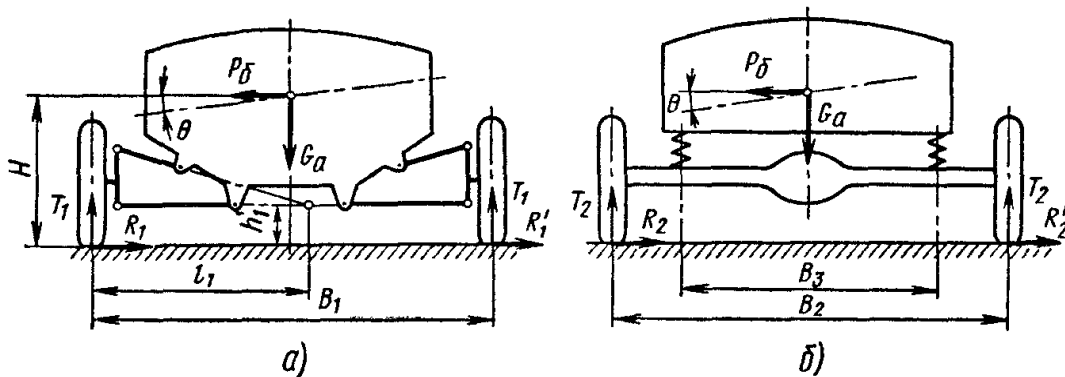


Рисунок 1.8 – Схема крену кузова легкового автомобіля в поперечній площині:

a – передньої підвіски; *б* – задньої підвіски

Приведена кутова жорсткість шин визначиться за формулами

$$c_{x1} = \frac{c_{ш1} B_1^2}{2}, \quad (1.35)$$

$$c_{x2} = \frac{c_{ш2} B_2^2}{2}, \quad (1.36)$$

де $c_{ш1}$, і $c_{ш2}$ — вертикальна жорсткість відповідно шини переднього і заднього коліс;

B_2 – колія задніх коліс.

Необхідну приведену жорсткість стабілізатора поперечної стійкості c_0 можна знайти за формулою:

$$c_0 = \frac{0,4G_a H}{\theta_x} - c_{y1} - c_{y2}, \quad (1.37)$$

де G_a – повна вага автомобіля;

θ_x – допустимий кут крену кузова автомобіля ($\theta_x = 0,1 \dots 0,12$ рад).

Надалі необхідно так підібрати конструктивні розміри стабілізатора (рис. 1.9, 1.10), щоб його дійсна приведена жорсткість дорівнювала необхідній жорсткості, обумовленій в формулі (1.37).

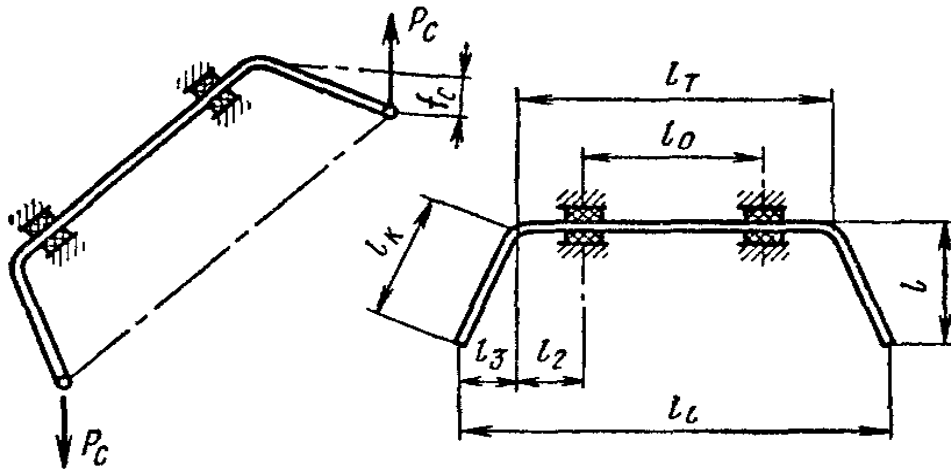


Рисунок 1.9 – Схема стабілізатора поперечної стійкості

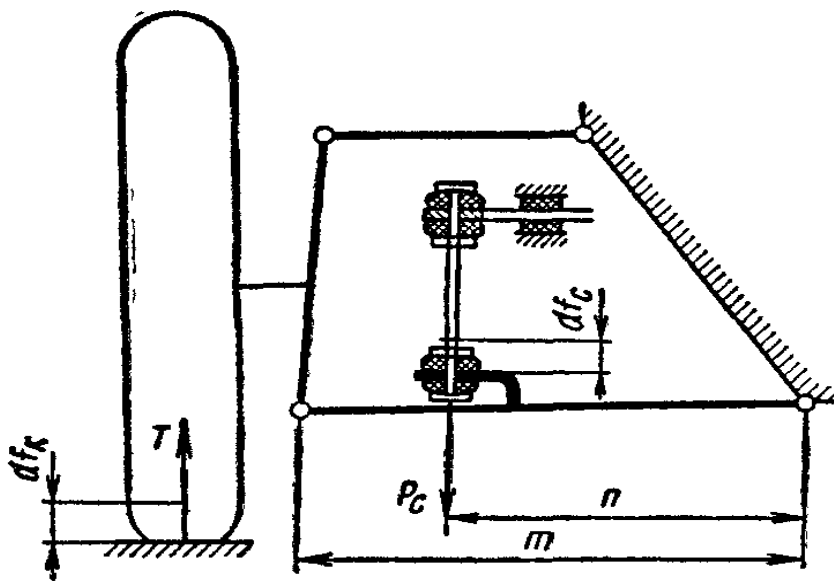


Рисунок 1.10 – Схема встановлення стабілізатора

Жорсткість стабілізатора c_T може бути розрахована за формулою:

$$c_T \approx \frac{c_c}{\left(\frac{df_c}{d\theta}\right)^2}, \quad (1.38)$$

де величина $\frac{df_c}{d\theta}$ залежить від конкретної конструктивної схеми підвіски.

Для трапецієподібної підвіски, зображеної на рисунку 1.10, величина $\frac{df_c}{d\theta}$ може бути визначена за формулою:

$$\frac{df_c}{d\theta} \approx \frac{B_1 n}{2m}, \quad (1.39)$$

де n і m – розміри, зазначені на рис. 1.10.

Діаметр прутка стабілізатора, що забезпечує необхідну жорсткість c_T можна розрахувати за формулою:

$$d \approx 1,54 \sqrt{c_T \left[\frac{l^2 l_T}{G} + \frac{l_K^3}{0,75E} + \frac{l_0 (l_2 + l_3)^2}{1,5E} \right]}, \quad (1.40)$$

де E і G – модулі пружності матеріалу прутків стабілізатора відповідно 1-го і 2-го роду;

$l, l_0, l_T, l_2, l_3, l_K$ – розміри стабілізатора, зазначені на рис. 1.9, що повинні бути обрані з конструктивних міркувань.

Формула (1.40) дозволяє знайти діаметр прутка стабілізатора з деяким наближенням, тому що вона не враховує деформацій гумових втулок і гумових подушок (рис. 1.10), однак погрішність розрахунку при цьому буде невелика.

Приклад. Розрахувати стабілізатор поперечної стійкості легкового автомобіля типу ГАЗ-24. При конструюванні стабілізатора задано:

$B_1 = 1,47$ м; $B_2 = 1,42$ м; $B_3 = 1,02$ м; $H = 0,7$ м;
 $h_1' = 0,23$ м; $l = 1,3$ м; $h_2' = 0,25$ м; $c_{n1} = 19,00$ кН/м; $c_{n2} = 20$ кН/м;
 $c_{u1} = 180$ кН/м; $c_{u2} = 180$ кН/м; $G_a = 18,25$ кН.

Визначаємо кутові жорсткості передньої і задньої підвісок, передніх і задніх шин:

$$c'_{y1} = \frac{e_{n1} B_1^2}{2 - \frac{h_1' B_1}{H l_1}} = \frac{19 \cdot 1,47^2}{2 - \frac{0,23 \cdot 1,47}{0,7 \cdot 1,3}} = 25,2 \text{ кНм/рад},$$

$$c'_{y2} = \frac{e_{n2} B_3^2}{2 - \frac{2 h_2'}{H}} = \frac{20 \cdot 1,02^2}{2 - \frac{2 \cdot 0,25}{0,7}} = 16,2 \text{ кНм/рад},$$

$$c'_{x1} = \frac{c_{u1} B_1^2}{2} = \frac{180 \cdot 1,47^2}{2} = 194 \text{ кНм/рад},$$

$$c'_{x2} = \frac{c_{u2} B_2^2}{2} = \frac{180 \cdot 1,42^2}{2} = 181 \text{ кНм/рад.}$$

Визначаємо сумарні кутові жорсткості передньої і задньої підвісок за формулами (1.31) і (1.32):

$$c_{y1} = \frac{25,2 \cdot 194}{25,2 + 194} = 22,3 \text{ кНм/рад,}$$

$$c_{y2} = \frac{c_{u2} B_2^2}{2} = \frac{16,2 \cdot 181}{16,2 + 181} = 14,9 \text{ кНм/рад.}$$

За формулою (1.37) визначаємо кутову жорсткість стабілізатора, що забезпечує допустимий крен кузова автомобіля, приймаючи $\theta_x = 0,1$ рад:

$$c_c = \frac{0,4 \cdot 18,25 \cdot 0,7}{0,1} - 22,3 - 14,9 = 14 \text{ кНм/рад.}$$

Визначаємо величину $\frac{df_c}{d\theta}$ за формулою (1.39), приймаючи $m = 0,395$ м і $n = 0,32$ м:

$$\frac{df_0}{d\theta} = \frac{1,47 \cdot 0,32}{2 \cdot 0,395} = 0,596 \text{ м.}$$

Необхідну жорсткість стабілізатора визначаємо за формулою (1.38):

$$c_c = \frac{14}{0,596^2} = 39,4 \text{ кН/м} = 0,0394 \text{ МН/м.}$$

Задаючись, з конструктивних міркувань, розмірами стабілізатора $l = 0,18$ м; $l_T = 0,78$ м, $l = 0,2$ м, $l_0 = 0,7$ м, $l_2 = 0,04$ м, $l_3 = 0,09$ м, визначаємо діаметр стержня стабілізатора за формулою (1.40), приймаючи $E = 2 \times 10^5$ МПа і $G = 8 \times 10^4$ МПа:

$$d \approx 1,54 \sqrt[4]{0,0394 \left[\frac{0,18^2 \cdot 0,78}{8 \cdot 10^4} + \frac{0,2^3}{0,75 \cdot 2 \cdot 10^6} + \frac{0,7(0,04 + 0,09)^2}{1,5 \cdot 2 \cdot 10^5} \right]} = 0,017 \text{ м} = 17 \text{ мм.}$$

2 ПРОЕКТУВАННЯ ПІДВІСКИ З ЛИСТОВИМИ РЕСОРАМИ

Процес проектування листових ресор доцільно розбити на два етапи: на першому етапі визначити всі основні розміри листової ресори, а на другому уточнити її основні параметри.

При розрахунку передбачається, що відомі навантаження, які приходяться на ресору в статичному стані, відомі основні характеристики автомобіля (наприклад, крутний і гальмівний моменти на колесах), а також вибрані такі параметри підвіски:

- c_p – жорсткість листової ресори;
- f_c і f_d – відповідно статичний і динамічний прогини ресори.

Слід зазначити, що потрібно визначити жорсткість вільної ресори c_p , яка вказується на кресленні, і жорсткість ресори, встановленої на автомобілі c_p' , від якої залежать частота вільних коливань і плавність ходу автомобіля.

На жорсткість c_p' впливає конструкція кріплення ресори до осі і до рами (або кузова) автомобіля (рис. 2.1):

$$c_p' = \gamma_1 \gamma_2 c_p, \quad (2.1)$$

де γ_1 – коефіцієнт, що залежить від конструкції кріплення ресори до осі автомобіля;

γ_2 – коефіцієнт, що залежить від конструкції кріплення ресори до рами або кузова автомобіля.

Для визначення коефіцієнта γ_1 може бути використана емпірична формула

$$\gamma_1 = \frac{1}{\left(1 - \psi_x \frac{d_1}{L}\right)^3}, \quad (2.2)$$

де L – довжина ресори;

d_1 – відстань між осями стрем'янок;

ψ_x – коефіцієнт, що залежить від конструктивного виконання вузла кріплення ресори до осі.

У випадку жорсткого кріплення ресори, тобто коли між ресорою і подушкою моста відсутня гумова прокладка, цей коефіцієнт може бути прийнятий рівним 0,4...0,5. На коефіцієнт γ_2 впливає, головним чином, довжина і спосіб встановлення серезки ресори. Докладний аналіз цього питання наведений у роботі [6]. Однак при практичних розрахунках у більшості випадків можна прийняти, що коефіцієнт $\gamma_2 = 1$.

При проектуванні листової ресори необхідно визначити обидві її жорсткості c_p і c'_p . За пружною характеристикою підвіски визначають необхідну жорсткість ресори, стягнутої стрем'янками c'_p , і за нею, використовуючи коефіцієнти γ_1 і γ_2 , або точні розрахункові методи, визначають жорсткість вільної ресори c_p .

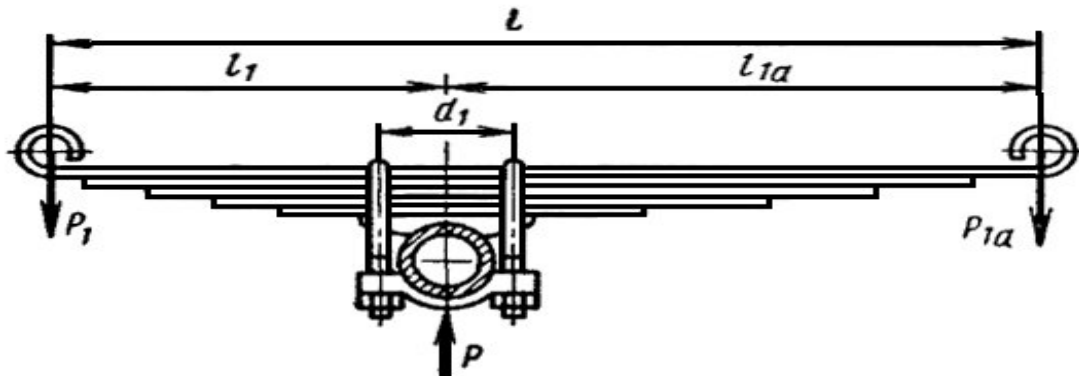


Рисунок 2.1 – Схема листової ресори

При конструюванні ресори необхідно визначити:

- 1) тип ресори;
- 2) довжину ресори L ;
- 3) коефіцієнт асиметрії ресори;
- 4) форму і розміри профілю листів ресори, а також їх кількість;
- 5) довжину кожного листа ресори;
- 6) радіус вигину кожного листа ресори;
- 7) стрілу вигину складеної ресори у вільному стані;
- 8) установити мінімально необхідне число хомутів ресори і їх конструкцію;
- 9) вибрати розміри і конструкцію вушка ресори;
- 10) вибрати конструктивну схему кріплення ресори до осі і до рами автомобіля.

Конструкція листової ресори повинна забезпечувати простоту виготовлення, мінімальну вагу, простоту монтажу і необхідну довговічність усіх її елементів. У деяких випадках конструкцією ресори забезпечуються протиклювкові властивості підвіски, а також підвищення стійкості руху автомобіля. Зазвичай з цією метою задні ресори легкових автомобілів встановлюються з деяким нахилом у вертикальній площині, що при крені кузова викликає невеликий перекося заднього моста в горизонтальній площині, що сприяє доданню автомобілю, так званої, надлишкової поворотності.

Крім того, конструкція ресори повинна задовольняти вимоги ГОСТ 3396–54, відповідно до якого ресори повинні виготовлятися трьох класів:

- 1) ресори I класу, застосовувані на легкових автомобілях вищого класу;

- 2) ресори II класу, застосовувані на легкових автомобілях і автобусах;
- 3) ресори III класу, застосовувані на вантажних автомобілях масового випуску, фургонах, причепах і т. п.

2.1 Проектний розрахунок ресори

На сучасних автомобілях у переважній більшості випадків застосовуються півеліптичні ресори, які доцільно застосовувати і на заново спроектованих автомобілях, тому що вони кращі, ніж інші типи ресор, що виконують лише функцію прямого пристрою підвіски. Крім того, півеліптична ресора має дуже важливу якість – вона розосереджує навантаження на раму або кузов автомобіля, що створює в них більш сприятливу епюру розподілу напружень.

Надалі будемо розглядати методику розрахунку несиметричної ресори.

Довжина ресори звичайно вибирається з компонувальних міркувань.

Орієнтовно можна прийняти, що:

$L = (0,4...0,55) L_a$ – для задніх ресор легкових автомобілів;

$L = (0,26...0,35) L_a$ – для передніх ресор вантажних автомобілів;

$L = (0,35...0,45) L_a$ – для задніх ресор вантажних автомобілів,

де L_a — база автомобіля.

Питання компонування ресор на автомобілі розглянуті в роботах [3]. Сумарний момент інерції перерізів листів ресори I_c може бути визначений з виразу:

$$I_c = \frac{\alpha c_p L^3 k_1^2 k_{1,a}^2}{3E} = \frac{\alpha c_p l_1^2 l_{1,a}^2}{3EL}, \quad (2.3)$$

де α – коефіцієнт форми ресори (можна орієнтовно прийняти, що $\alpha = 1,25...1,35$ для ресор вантажних автомобілів і $\alpha = 1,35...1,45$ для ресор легкових автомобілів);

E – модуль пружності 1-го роду (для ресорної сталі $E = 2,1 \times 10^5$ МПа);

k_1 і $k_{1,a}$ – коефіцієнти асиметрії ресори

$$k_1 = \frac{l_1}{L}; \quad k_{1,a} = \frac{l_{1,a}}{L};$$

де l_1 і $l_{1,a}$ – величини короткого і довгого кінців ресори

$$l_1 + l_{1,a} = L.$$

Для симетричної ресори (при $k_1 = k_{1,a} = 0,5$)

$$I_c = \frac{\alpha c_p L^3}{48E}. \quad (2.4)$$

Ступінь несиметричності ресори визначається з компоновальних міркувань, за умови зменшення кутового коливання кузова при гальмуванні або розгоні автомобіля. Це питання докладно розглянуте раніше.

Розрахувавши значення I_c з рівнянь (2.3) або (2.4), необхідно надалі методом підбору визначити число листів ресори, їх товщину і ширину, маючи на увазі, що:

а) алгебраїчна сума моментів інерції перерізів всіх листів ресори повинна дорівнювати сумарному моменту інерції I_0 ;

б) число листів ресори знаходиться в межах 6 – 14, в окремих випадках до 20 (у важких вантажівок) або до 1 – 3 (у деяких моделей сучасних легкових автомобілів);

в) відношення ширини листа до його товщини в більшості ресор знаходиться в межах 6 – 10, хоча в окремих випадках це відношення може приймати і більше значення;

г) товщина листів повинна бути розрахована з умов, що при максимальних прогинах напруження в листах ресори не перевищують допустимої величини.

Умовна середня товщина листів може бути визначена з рівняння

$$h_c = \frac{2I_c}{W_c} = \frac{2\alpha(l_1 - 0,5d_1)(l_{1,a} - 0,5d_1)\sigma_{\max}}{3Ef_n}, \quad (2.5)$$

де W_c – сумарний момент опору вигину перерізу ресори;

σ_{\max} – максимальне напруження, величина якої може бути прийнята 950–1000 МПа;

f_n – повний прогин підвіски, ($f_n = f_{cm} + f_d$).

При несиметричному перерізі ресорних листів визначається середнє значення відстаней z_c від нейтральної осі перерізу до крайнього волокна, яке працює на розтяг:

$$z_c = \frac{I_c}{W_c} = \frac{\alpha(l_1 - 0,5d_1)(l_{1,a} - 0,5d_1)\sigma_{\max}}{3Ef_n}. \quad (2.6)$$

Якщо ресора має всі листи однакової товщини, то величина z_c округляється до найближчого стандартного розміру (або за значенням z_c підбирається найближчий стандартний переріз листа, що має несиметричний профіль).

При неоднаковій товщині листів, враховуючи значення h_c або z_c , які є середніми величинами, дозволяється вибрати максимальні і мінімальні товщини листів, різниця між якими не перевищує 1 – 3 мм. Необхідність застосування в ресорі листів неоднакової товщини пов'язана або з бажанням зміцнити вушко корінного листа, або підібрати необхідне значення сумарного моменту інерції перерізу ресори.

У деяких випадках, наприклад при застосуванні накладних вушок, зменшують і товщину корінного листа порівняно з нижчими листами, знижуючи в ньому напруження вигину і підвищуючи його довговічність.

Особлива увага повинна бути приділена вибору профілю перерізів листів ресори. Застосування несиметричних ресорних профілів може дати помітне зниження ваги листової ресори і деяке підвищення її довговічності.

Оцінювання досконалості профілю ресорного листа може бути об'єктивно зроблене показником q :

$$q = \frac{G_p}{A_{\max}}, \quad (2.7)$$

де G_p – вага ресори;

A_{\max} – максимально можлива робота деформації листової ресори, що обмежується допустимою величиною напружень вигину.

$$G_p = \gamma_p V, \quad (2.8)$$

де γ_p – питома вага матеріалу, з якого виготовлена ресора;

V – об'єм ресори.

$$A_{\max} = \frac{c_p f_n^2}{2}. \quad (2.9)$$

Для ідеальної ресори, яка має постійну товщину і трикутну форму, показник q буде визначатися таким виразом:

$$q = M_x \frac{u^2}{\lambda}, \quad (2.10)$$

$$\text{де } M_x = \frac{2\gamma_p E}{\sigma_{\max}^2},$$

σ_{\max} – максимально допустиме напруження розтягу в ресорі,

$$u = \frac{z_c}{h}, \quad (2.11)$$

де h – товщина ресорного листа,

$$\lambda = \frac{I}{h^2 F}, \quad (2.12)$$

де I – осьовий момент інерції ресорного листа;

F – площа поперечного перерізу ресорного листа.

У загальному випадку, чим менший показник q , тим досконаліша листовая ресора.

При конструюванні ресорного профілю необхідно прагнути до максимально можливого збільшення параметра A і найменшого значення параметра u . Збільшення γ пов'язане зі значним ускладненням ресорного профілю, а також із труднощами забезпечення рівномірного розподілу напружень по ширині профілю.

Параметр u залежить від співвідношення напружень стиску $\sigma_{ст}$ і розтягу σ_p у несиметричному ресорному профілі

$$u = \frac{1}{1 + \frac{\sigma_{ст}}{\sigma_p}}. \quad (2.13)$$

У реальних несиметричних ресорних профілях відношення напружень стиску і розтягу вибирається в залежності від величини напружень, які виникають у ресорі. Чим вони більші, тим буде меншим відношення $\frac{\sigma_{ст}}{\sigma_p}$.

У будь-якому випадку максимальні напруження стиску мають бути менші границі текучості застосовуваної ресорної сталі, тому що при пластичній деформації тільки шару ресорного листа, що працює на стиск, який може виникнути в результаті пікових перевантажень, епюра залишкових напружень буде мати досить несприятливий для довговічності ресори характер: у верхніх волокнах ресорного листа, що працюють на розтяг, з'являться залишкові напруження, однакові за знаком з напруженнями, які виникають від зовнішнього навантаження, що зменшить втомну міцність ресори.

Таким чином, пластична деформація ресорного листа, що створює епюру розподілу залишкових напружень при симетричному ресорному профілі, може створити несприятливу епюру залишкових напружень при несиметричному профілі, якщо пластичну деформацію буде мати тільки стиснута сторона листа.

У загальному випадку довговічність листових ресор із симетричним профілем менше залежить від пікових перевантажень, ніж ресор з несиметричним профілем.

Для реальних несиметричних ресорних профілів відношення $\frac{\sigma_{cm}}{\sigma_p}$ знаходиться в межах 1,2–1,25. Деякий вплив на довговічність ресор з несиметричним профілем робить так званий «мембранний» ефект [6].

Визначення довжин листів ресори є досить складною і практично не вирішеною дотепер задачею. Найбільш розповсюджений спосіб запропонований І. Г. Пархиловським. Суть його полягає в тому, що довжина ресори підбирається з таким розрахунком, щоб забезпечити рівномірний розподіл напружень по довжині кожного листа. Однак такий розподіл неприйнятний для корінного листа ресори, у якому крім напружень вигину від вертикального навантаження виникають додаткові напруження від тягових сил і крутних моментів. Тому після проведення трудомісткого розрахунку приходиться, використовуючи нескладний графічний спосіб, збільшувати довжини листів [6]. Однак рекомендація щодо подовження листів ресори не враховує конкретної конструкції ресорної підвіски, що не дозволяє одержати оптимальної епюри розподілу напружень по довжині корінного листа для всіх конструктивних варіантів ресор.

Використовуючи метод, запропонований В. Л. Бідерманом і Б. А. Глухом, приходиться задаватися довжиною останнього листа ресори.

Крім того, при цьому методі залишаються невідомими епюри розподілу напружень уздовж кожного листа ресори. Тим часом, при виборі довжини листів ресори повинна бути, насамперед, вирішена головна задача – забезпечити оптимальну епюру розподілу напружень уздовж кожного листа ресори.

На рисунку 2.2 зображені три можливі епюри розподілу напружень вигину уздовж i -го листа ресори, з яких видно, що на рисунку 2.2, а $\sigma_{xi} < \sigma_j$; на рисунку 2.2, б $\sigma_{xi} > \sigma_j$; на рисунку 2.2, в $\sigma_{xi} = \sigma_j$,

де σ_j – напруження в місці закладення ресори (у даному випадку в площині, що проходить через осі стрем'янок);

σ_{xi} – напруження в площині, що розташована від осі стрем'янок на відстані, рівній довжині нижнього листа.

З погляду раціонального використання металу для ресори найбільш вигідною є епюра розподілу напружень, зображена на рисунку 2.2, в. У цьому випадку забезпечується рівна міцність листа по всій його довжині. Однак, як уже вказувалося раніше, такий розподіл неприйнятний для корінного листа, тому що його ділянка, яка примикає до вушка, отримує додаткові напруження, наприклад, напруження кручення. Тому для корінного листа доцільна епюра розподілу напружень, зображена на рисунку 2.2, а. Епюра розподілу напружень, зображена на рисунку 2.2, б,

зовсім нераціональна і може бути допустима тільки у виняткових випадках (наприклад, для компенсації попередніх напружень, що виникають при стяжці ресори центровим болтом або стрем'янками).

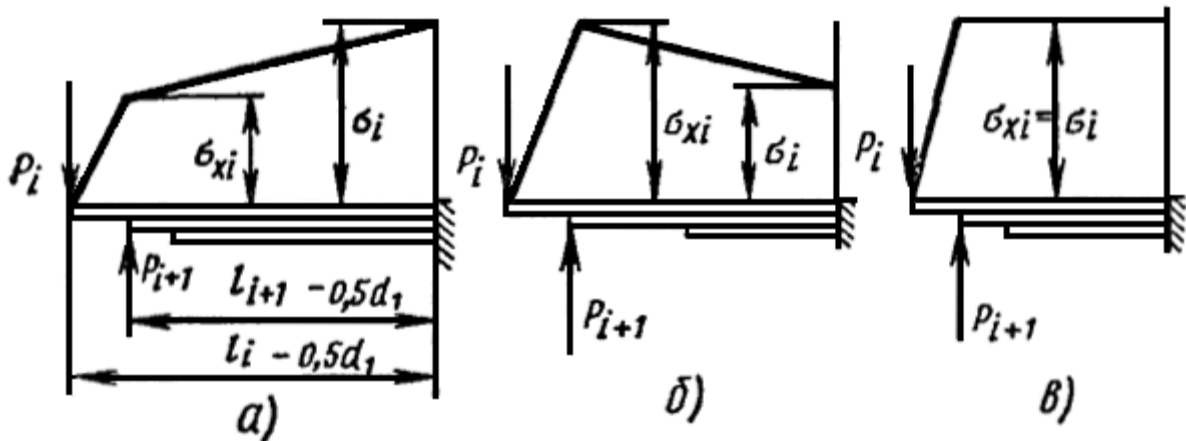


Рисунок 2.2 - Характерні епюри розподілу напружень вигину в листах ресори: а) $\gamma < 1$; б) $\gamma > 1$; в) $\gamma = 1$

Викладений нижче метод визначення довжин листів ресори базується на виборі оптимальної епюри розподілу напружень у всіх листах ресори. Як оцінний параметр цього розподілу пропонується коефіцієнт γ , який може бути визначено з виразу:

$$\gamma = \frac{\sigma_{xi}}{\sigma_i}, \quad (2.14)$$

де σ_i – напруження в перерізі даного листа, розташованого на осі стрем'янки;

σ_{xi} – напруження в перерізі даного листа, що знаходиться на відстані l_{i+1} від осі стрем'янки (де l_{i+1} – довжина нижнього листа).

Вибір оптимального значення коефіцієнта γ є складною задачею, що потребує проведення спеціальних досліджень. Однак, опираючись на результати аналізу розподілу напружень у реально виконаних ресорах, рекомендовані значення коефіцієнтів наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Значення коефіцієнтів γ у реально виконаних ресорах

Тип ресори	Значення коефіцієнтів γ для листів ресори			
	корінного	другого	третього	інших
Для ресори, у якої листи однакової довжини з корінним	0,6–0,8	0,6–0,8	0,9–1	1
Для ресори, у якої усі листи різної довжини	0,5–0,7	0,7–0,9	0,9–1	1

В таблиці 2.1 дано значення коефіцієнтів γ дані в деякому діапазоні. Це пов'язано з тим, що на величину γ впливає конструкція ресорної підвіски. Якщо відома конкретна конструкція ресори, то можуть бути зазначені і конкретні значення коефіцієнта γ . Наприклад, для корінного і другого листів задньої ресори вантажного автомобіля, ресора якого кріпиться до рами звичайним шарніром (ресора автомобіля ГАЗ-3309), коефіцієнт $\gamma = 0,6$. Для задньої ресори вантажного автомобіля, ресора якого кріпиться до рами на гумових подушках, коефіцієнт γ для двох верхніх листів дорівнює 0,75–0,8. Напруження в перерізі ресори, розташованому по осі стремянки, визначають за формулою:

$$\sigma_i = \frac{k_p P_1 \left(l_1 - \frac{d_1}{2} \right) z_{ci}}{I_c}, \quad (2.15)$$

де k_p – коефіцієнт, що враховує вплив останнього листа на нерівномірність розподілу напружень по листах ресори;

P_1 – сила, що діє на вушко ресори;

z_{ci} , – відстань від нейтральної осі перерізу листа ресори до крайнього волокна, що працює на розтяг (для прямокутного перерізу величина z_{ci} дорівнює половині товщини листа ресори).

Величина коефіцієнта k_p може бути підрахована за формулою

$$k_p = \left(1 - \alpha_n \frac{I_n}{I_c} \right) \frac{I_c}{I_c - I_n}, \quad (2.16)$$

де I_n – момент інерції перерізу найкоротшого листа ресори;

α_n – коефіцієнт, що враховує підвищення напружень у найкоротшому листі ($\alpha_n = 1, 2, \dots, 1, 3$).

Попередньо вибране значення коефіцієнта α_n можна згодом уточнити (коли будуть визначені довжини всіх листів ресори):

$$\alpha_n = \frac{P_n l_n - 0,5 d_1 I_c}{P_1 l_1 - 0,5 d_1 I_n}, \quad (2.17)$$

де P_n – сила на кінці останнього листа;

l_n – довжина останнього листа;

I_n – момент інерції перерізу останнього листа.

Якщо вибране спочатку розрахунку значення α_n не збіжиться з підрахованим за формулою (2.17), то розрахунок довжин листів можна повторити, ведучи його методом послідовного наближення. Однак, як

правило, у цьому немає необхідності, тому що уточнення, отримане в результаті такого перерахунку, буде вкрай незначним.

Довжину першого (корінного) листа визначають за міркуваннями, викладеними вище. Довжини інших листів визначаються за формулами:

$$l_2 = l_1 - x_1; \quad l_3 = l_2 - x_2; \quad l_4 = l_3 - x_3; \\ l_5 = l_4 - x_4 \dots l_n = l_{n-1} - x_{n-1},$$

де

$$x_1 = \frac{\gamma_1 k_p (l_1 - 0,5d_1) I_1}{I_c}; \quad \beta_2 = \frac{l_1 - 0,5d_1}{l_2 - 0,5d_1} \left(1 - \frac{I_1 k_p}{I_c} \right); \\ x_2 = \frac{\gamma_2 k_p (l_1 - 0,5d_1) I_2}{\beta_2 I_c}; \quad \beta_3 = \frac{l_2 - 0,5d_1}{l_3 - 0,5d_1} - \frac{l_1 - 0,5d_1}{l_3 - 0,5d_1} \cdot \frac{I_2 k_p}{\beta_2 I_c}; \\ x_3 = \frac{\gamma_3 k_p (l_1 - 0,5d_1) I_3}{\beta_2 \beta_3 I_c}; \quad \beta_4 = \frac{l_3 - 0,5d_1}{l_4 - 0,5d_1} - \frac{l_1 - 0,5d_1}{l_4 - 0,5d_1} \cdot \frac{I_3 k_p}{\beta_2 \beta_3 I_c}; \\ x_4 = \frac{\gamma_4 k_p (l_1 - 0,5d_1) I_4}{\beta_2 \beta_3 \beta_4 I_c}; \quad \beta_5 = \frac{l_4 - 0,5d_1}{l_5 - 0,5d_1} - \frac{l_1 - 0,5d_1}{l_5 - 0,5d_1} \cdot \frac{I_4 k_p}{\beta_2 \beta_3 \beta_4 I_c}; \\ x_n = \frac{\gamma_n k_p (l_1 - 0,5d_1) I_n}{I_c \prod_2^n \beta_i}; \quad \beta_{n+1} = \frac{l_n - 0,5d_1}{l_{n+1} - 0,5d_1} - \frac{l_1 - 0,5d_1}{l_{n+1} - 0,5d_1} \cdot \frac{I_n k_p}{I_c \prod_2^n \beta_i}.$$

Якщо довжина другого листа однакова з довжиною корінного листа, то $x_1 = 0$, $\gamma_1 = \gamma_2$, $\beta_2 = 1$.

Величини x_2 і β_3 визначаються за формулами:

$$x_2 = \frac{\gamma_1 k_p (l_1 - 0,5d_1) (I_1 + I_2)}{I_c}, \quad (2.18)$$

$$\beta_3 = \frac{l_1 - 0,5d_1}{l_3 - 0,5d_1} \left(1 - \frac{(I_1 + I_2) k_p}{I_c} \right). \quad (2.19)$$

Довжину інших листів визначають так само, як і в попередньому випадку.

Приклад. Визначити довжину листів ресори, якщо число листів 8, товщина листів 9 мм, ширина листів 65 мм, $l_1 = 525$ мм, $d_1 = 136$ мм:

$$I_1 = \frac{bh^3}{12} = \frac{65 \cdot 9^3}{12} = 3940 \text{ мм}^4;$$

$$I_c = 8 \cdot 3940 = 31500 \text{ мм}^4.$$

Приймаємо, що $l_2 = l_1$; $\gamma_1 = \gamma_2 = 0,85$; $\gamma_3 = \gamma_4 = \dots = \gamma_8 = 1$. Величину k_p визначаємо за формулою (2.16), приймаючи $\alpha_n = 1,25$:

$$k_p = \left(1 - 1,25 \frac{3940}{31500}\right) \frac{31500}{31500 - 3940} = 0,964;$$

$$x_2 = \frac{0,85 \cdot 0,964 \cdot 457 \cdot 2 \cdot 3940}{31500} = 95,5 \text{ мм};$$

$$l_3 = 525 - 95,5 = 429,5 \text{ мм};$$

$$\beta_3 = \frac{457}{361,5} \left(1 - \frac{2 \cdot 3940 \cdot 0,964}{31500}\right) = 0,956;$$

$$x_3 = \frac{1 \cdot 0,964 \cdot 457 \cdot 3940}{1 \cdot 0,956 \cdot 31500} = 58 \text{ мм}; \quad l_4 = 429,5 - 58 = 371,5 \text{ мм};$$

$$\beta_4 = \frac{429,5 - 68}{371,5 - 68} - \frac{457}{303,5} \cdot \frac{0,964}{8 \cdot 1 \cdot 0,956} = 1;$$

$$x_4 = \frac{1 \cdot 0,964 \cdot 457}{0,956 \cdot 1 \cdot 8} = 57,5; \quad l_5 = 371,5 - 57,5 = 314 \text{ мм};$$

$$\beta_5 = \frac{303,5}{246} - \frac{457}{246} \cdot \frac{0,964}{0,956 \cdot 8} = 1;$$

$$x_5 = \frac{0,964 \cdot 457}{0,956 \cdot 8} = 58 \text{ мм}; \quad l_6 = 314 - 58 = 256 \text{ мм};$$

$$\beta_6 = \frac{246}{188} - \frac{457}{188} \cdot \frac{0,964}{0,956 \cdot 8} = 1;$$

$$x_6 = \frac{0,964 \cdot 457}{0,956 \cdot 8} = 58 \text{ мм}; \quad l_7 = 256 - 58 = 198 \text{ мм};$$

$$\beta_7 = \frac{188}{130} - \frac{457}{130} \cdot \frac{0,964}{0,956 \cdot 8} = 1;$$

$$x_7 = \frac{0,964 \cdot 457}{0,956 \cdot 8} - 58 \text{ мм}; \quad l_8 = 198 - 53 = 145 \text{ мм}.$$

Визначимо дійсне значення α_n при розрахунках довжини листів ресори за формулою (2.17):

$$\alpha_n = 0,956 \frac{72 \cdot 8}{457} = 1,21.$$

При такому значенні α_n похибка у визначенні коефіцієнта k_p складе біля 0,5%, що практично не відіб'ється на величинах довжин листів ресори.

Радіуси кривизни кожного листа ресори можуть бути визначені за формулою:

$$R_i \approx \frac{R_0}{1 + \frac{\sigma_{zi} R_0}{E z_{ci}}}, \quad (2.20)$$

де R_0 – радіус складеної ресори (виміряється за корінним листом ресори);

z_{ci} – відстань від нейтральної осі перерізу ресорного листа до крайнього волокна, що працює на розтяг (для симетричного профілю ця відстань дорівнює половині товщини листа ресори);

σ_{zi} – напруження зтягування, що виникає від зтягування ресор центровим болтом, узята з своїм знаком (знак додатний, якщо напруження зтягування за напрямком збігається з напрямком напружень від зовнішнього навантаження і навпаки).

Радіус ресори у вільному стані в першому наближенні може бути визначений з виразу:

$$R_0 = \frac{L^2}{8(f_c + y_1 + y_2)}, \quad (2.21)$$

де f_c – статичний прогин ресори;

y_1 – стріла ресори під статичним навантаженням;

y_2 – залишкова деформація ресори після просідання.

Відповідно до ГОСТ 3396–54 кожна ресора після складання повинна бути піддана осадці навантаженням, що відповідає середній напрузі в ресорі, рівній 85% від межі міцності матеріалу на розтяг.

Ресори I і II класів повинні бути піддані дворазовій осадці. Наступна осадка тим же навантаженням не повинна давати залишкової деформації (у межах точності вимірювання до $\pm 0,5$ мм). Ресори III класу можуть піддаватися однократній осадці.

Осадка ресори необхідна для запобігання залишковій деформації ресори в експлуатації і для забезпечення більш щільного прилягання листів ресори. Згідно з ГОСТ 3396–54 необхідно, щоб листи ресор щільно прилягали один до одного. Зазор не повинен перевищувати 0,6 мм для ресор I класу; 1,0 мм для ресор II класу; для ресор III класу 1,2 мм при товщині листів не більше 10 мм і 2 мм при товщині листів понад 10 мм. Зазор між відбійними (накладними) листами і корінними листами

допускається не більше 3 мм. Прилягання робочих кінців листів обов'язкове.

У деяких випадках попередня осадка ресори може підвищити її довговічність.

Величину залишкової деформації ресори після осадки y_2 розрахувати теоретично дуже складно. При проектуванні ресори можна орієнтовно прийняти, що величина y_2 дорівнює 5,5–7,5% від повного прогину ресори f_n .

Величина y_1 визначається з конструктивних міркувань. Найчастіше конструкція ресори така, що під повним статичним навантаженням y_1 дорівнює нулю.

Напруження зтягування в ресорах, що має всі листи однакової товщини, необхідні для забезпечення прилягання кінців ресорних листів. Задача розвантаження корінного листа в цьому випадку має лише допоміжне значення. Необхідна величина напружень зтягування обумовлена з емпіричних міркувань, складає 20–50 МПа.

При неоднаковій товщині ресорних листів вибір відповідних напружень зтягування забезпечує рівну довговічність всіх листів ресори під впливом циклічних навантажень.

Використовуючи діаграму граничних напружень, можна одержати рівняння для визначення напружень зтягування:

$$\sigma_{zi} = \sigma_c - \sigma_{ci} + (\sigma_\delta - \sigma_{\delta i}) \operatorname{ctg} \theta_p, \quad (2.22)$$

де σ_c і σ_δ – середні відповідно статичне і динамічне напруження в ресорі;

σ_{ci} і $\sigma_{\delta i}$ – відповідно статичне і динамічне напруження i -го листа ресори;

θ_p – кут нахилу лінії діаграми граничних станів (для ресорних сталей 8–12°).

При виборі напружень зтягування в листах ресори, виходячи з рівноваги ресори, зтягнутої центровим болтом, необхідно забезпечити таку умову:

$$\sum_{i=1}^n \sigma_{zi} W_i = 0, \quad (2.23)$$

де σ_{zi} – напруження зтягування в якомусь одному перерізі ресори при даному методі розрахунку (ним є переріз, розташований по осі центрального болта).

При використанні виразу (2.22) варто мати на увазі, що напруження σ_c , σ_{ci} , σ_δ й $\sigma_{\delta i}$ визначаються за формулами:

$$\sigma_c = \frac{c'_p f_c l_1 a (l_1 - 0.5d_1)}{LW_c}; \quad (2.24)$$

$$\sigma_{\Delta} = \frac{f_{\Delta}}{f_c} \sigma_c; \quad (2.25)$$

$$\sigma_{ci} = \frac{c'_p f_c l_{1.a} (l_1 - 0.5d_1) I_i}{L I_c W_i}; \quad (2.26)$$

$$\sigma_{\Delta i} = \frac{f_{\Delta}}{f_c} \sigma_{ci}. \quad (2.27)$$

Особливість даного розрахунку полягає в тому, що діаграма граничних станів будується, виходячи з таких припущень:

1) для розглянутої ресори гранична межа втоми σ_r , визначається з виразу:

$$\sigma_r = \sigma_c + \sigma_{\Delta}; \quad (2.28)$$

2) коефіцієнт асиметрії даного циклу m визначається за формулою

$$r = \frac{\sigma_c - \sigma_{\Delta}}{\sigma_c + \sigma_{\Delta}}. \quad (2.29)$$

Через точку з координатами $(\sigma_c$ і $\sigma_{\Delta})$, знаючи кут нахилу θ_p , можна провести лінію діаграми граничних станів.

Таким чином можна забезпечити, визначивши відповідні значення напружень зтягування, однаково довговічність для листів різної товщини. Але однакова довговічність ресорних листів буде мати місце тільки для певного циклу навантажень, що у даному випадку залежить від величини напруження σ_{Δ} . Тому дуже важливо правильно вибрати значення цієї напруження, що може бути зроблено тільки при проведенні відповідних експериментальних досліджень.

У першому наближенні можна прийняти, що:

$$\sigma_{\Delta} = (0,4 - 0,5) \sigma_{\Delta \max}, \quad (2.30)$$

де $\sigma_{\Delta \max}$ – максимальне динамічне напруження, що виникає при деформації ресори, рівній максимальному динамічному прогинові.

2.2 Перевірний розрахунок листової ресори

Уточнений перевірний розрахунок листової ресори дозволяє оцінити її відповідність проєктованому автомобілю. Насамперед необхідно визначити напруження в листах ресори, що виникають від зовнішнього навантаження і від стяжки центровим болтом, а також жорсткість ресори.

2.2.1 Визначення напружень від зовнішнього середовища

В наш час при визначенні напружень у листових ресорах використовуються дві гіпотези: гіпотеза загальної кривизни листів ресори і гіпотеза зосередженого навантаження. Проте жодна з них правильно не відображає сутність фізичних процесів, що відбуваються в ресорі при її навантаженні. Трохи більшу точність дає застосування гіпотези зосередженого навантаження, але трудомісткість розрахунків при її використанні дуже велика. Тому доцільно використовувати методику розрахунку, що базується на обох гіпотезах одночасно. Вона проста і доступна для широкого використання при інженерних розрахунках ресор. Точність цієї методики була перевірена експериментальним шляхом. Максимальні похибки склали від 5 до 15%.

Напруження від зовнішнього навантаження в перерізі останнього листа, розташованого в площині осей стрем'янки, визначається з виразу:

$$\sigma_n = \frac{\alpha_n P_1 (l_1 - d_1) z_n}{I_c}, \quad (2.31)$$

де P_1 – навантаження, що приходить на вушко ресори.

Напруження від зовнішнього навантаження в середньому перерізі інших листів ресори можуть бути визначені за формулою (2.31). Для визначення епюри розподілу напружень по довжині кожного листа варто визначити зусилля на кінцях листів, для цього можна скористатися виразом:

$$P_i = \frac{P_{i-1} (l_{i-1} - 0,5d_1) - W_{i-1} \sigma_{i-1}}{l_i - 0,5d_1}. \quad (2.32)$$

При відомих силах, що діють на кінці листів ресори, визначення епюри розподілу напружень по довжині листа не викликає ускладнень.

Навантаження на вушко ресори P_1 варто визначити при декількох режимах:

- 1) при статичному навантаженні на ресору;
- 2) при максимальному прогині ресори (упорі в обмежувач);
- 3) при одночасній дії вертикального навантаження і гальмового або тягового моменту.

2.2.2 Визначення стріли вигину ресори у вільному стані і напружень зтягування в листах при зтягуванні центральним болтом

Якщо листи ресори мають різні радіуси вигину у вільному стані, то при зтягуванні центровим болтом, виникають попередні напруження зтягування, зворотні за знаком напруженням від зовнішнього навантаження у верхніх листах і однакові за знаком до цих напружень в нижніх листах.

При виготовленні ресорних листів, якщо їхню термічну обробку робити в спеціальних гартівних штампах, можна забезпечити кожному листові відповідну постійну кривизну по всій його довжині. Однак у цьому випадку складена ресора у вільному стані не буде мати постійної кривизни по всій довжині корінного листа. У середній частині ресори радіус кривизни, якщо його вимірювати по корінному листу, буде меншим, а на краях більшим. Цю обставину варто враховувати при визначенні напружень зтяжки в листах ресори.

Припустимо, що ресора має n листів різної кривизни, причому кожен лист має постійний радіус кривизни по усій своїй довжині. Позначимо ці радіуси через $R_1, R_2, \dots, R_i, \dots, R_n$. Після зтягування ресори центровим болтом у середній частині ресори радіус кривизни буде дорівнює R_0 . Напруження зтягування σ_{zi} у середній частині ресорного листа можуть бути визначені з виразу:

$$\sigma_{zi} = Ez_{ci} \left(\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_0} \right). \quad (2.33)$$

Якщо в рівняння (2.23) підставити значення напружень зтягування з виразу (2.33), то, розв'язавши рівняння відносно R_0 , одержимо:

$$R_0 = \frac{\sum_{i=1}^n z_{ci} W_i}{\sum_{i=1}^n \frac{z_{ci} W_i}{R_i}}. \quad (2.34)$$

Якщо підставити значення R_0 з виразу (2.34) у рівняння (2.33), то можна буде розрахувати величини напружень зтягування в середній частині кожного ресорного листа. У разі потреби можна визначити й епюри розподілу напружень зтягування по довжині кожного листа. Для цього треба, починаючи з нижнього (найкоротшого) листа визначити сили, які діють на кінцях ресорних листів, з огляду на те, що між цими силами і

напруженнями затягування в середній частині ресорних листів є певний зв'язок.

Знаючи епюру розподілу напружень затягування уздовж корінного листа ресори, можна визначити величину стріли вигину ресори у вільному стані, що є її важливим конструктивним параметром. Однак стрілу вигину ресори у вільному стані f_0 можна з досить високою точністю визначити, припускаючи, що в корінному листі ресори епюра напружень затягування має трикутну форму. Згідно з експериментальними даними дійсна епюра розподілу напружень затягування по довжині корінного листа для реальних ресор незначно відрізняється від трикутної форми. У цьому випадку:

$$f_0 = \frac{L^2}{8R_1} - \frac{\sigma_{з1}L^2}{12Ez_{ci}}, \quad (2.35)$$

де R_1 – радіус вигину корінного листа у вільному стані (до стяжки ресори центровим болтом);

$\sigma_{з1}$ – напруження затягування в середньому перерізі корінного листа, обумовлена формулою (2.23).

При використанні вираз (2.35) повинен бути врахований знак напружень $\sigma_{зi}$. Для прикладу визначимо напруження затягування і стрілу f_0 у задній основній ресорі вантажного автомобіля ГАЗ-53. Розміри листів ресори наведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Основні розміри листів ресори

Номер листа	Товщина листа, мм	Момент опору згину, мм	Довжина листа, мм	Радіус вигину, мм	Примітка
1	10	1080	1320	2610	Відстань між центрами вушок $L = 1300$ мм Відстань між осями сирем'янок $d_1 = 120$ мм
2	10	1080	1320	2230	
3	9	875	1140	1970	
4	9	875	1000	1782	
5	9	875	860	1658	
6	9	875	740	1537	
7	9	875	620	1417	
8	8	692	500	1329	
9	8	692	420	1329	
10	8	692	330	1329	
11	8	692	250	1329	

За формулою (2.34) визначимо радіус вигину складеної ресори у вільному стані в середній її частині:

$$R_0 = \frac{41650}{24,8} = 1680 \text{ мм,}$$

$$\sum_{i=1}^n z_{ci} W_i = 2 \cdot 5 \cdot 1080 + 5 \cdot 4,5 \cdot 875 + 4 \cdot 4 \cdot 692 = 11650 \text{ мм}^4;$$

$$\sum_{i=1}^n \frac{z_{ci} W_i}{R_i} = \frac{5 \cdot 1080}{2610} + \frac{5 \cdot 1080}{2230} + \frac{4,5 \cdot 875}{1970} + \frac{4,5 \cdot 875}{1782} + \frac{4,5 \cdot 875}{1658} + \frac{4,5 \cdot 875}{1537} + \frac{4,5 \cdot 875}{1417} + \frac{4 \cdot 4 \cdot 692}{1329} = 24,8 \text{ мм}^3.$$

За формулою (2.33) знаходимо напруження затягування в корінному листі ресори.

$$\sigma_{zi} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 5}{1680 \cdot 2610} (1680 - 2610) = -222 \text{ МПа},$$

(експериментальне значення $\sigma_{zi} = -228 \text{ МПа}$).

Аналогічно знаходимо напруження в інших листах ресори. Результати розрахунку наведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку ресори

Номер листа	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
σ_z , МПа	154,0	22,5	32,3	4,85	52,5	104,0	109	109	109	109

За формулою (2.35) знаходимо стріли вигину ресори у вільному стані

$$f_0 = \frac{1300^2}{8 \cdot 2610} + \frac{222 \cdot 1300^2}{12 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 5} = 80,8 + 29,7 = 110,5 \text{ мм}.$$

Дійсна стріла вигину ресори відповідно до креслення $l_0 = 112,5 \text{ см}$. Похибка розрахунку складає

$$\delta = \frac{112,5 - 110,5}{112,5} \cdot 100\% = 1,78\%.$$

2.2.3 Визначення жорсткості листової ресори

Жорсткість четвертої листової ресори (або половини півеліптичної ресори) може бути визначена за формулою (2.36).

$$C_{p1} = \frac{3EI_c}{\alpha l_1^3}. \quad (2.36)$$

Величина коефіцієнта α залежить від геометричних розмірів ресори і з достатньою точністю може бути підрахована за формулою:

$$\alpha = \frac{I_c}{I_X} \cdot \frac{I_c - I_X}{I_X} \cdot \frac{l_X^2}{l_1^2} - \frac{1.5(I_c - I_X)}{I_X} \cdot \frac{l_X(l_1 - l_X)}{l_1^2}, \quad (2.37)$$

де $I_X = I_i$ – для ресори, що має всі листи різної довжини;

$I_X = I_i + I_2$ – для ресори, що має два верхніх листи однакової довжини;

$I_X = I_i + I_2 + I_3$ – для ресори, що має три верхніх листи однакової довжини;

l_X – довжина нижнього (підкореневого) листа; для ресори, що має всі листи різної довжини; $l_X = l_2$, тобто дорівнює довжині другого листа; для ресори, що має два листи однакової довжини, $l_X = l_3$, тобто дорівнює довжині третього листа і т. д.

Слід зазначити, що точність визначення жорсткості ресори, в значній мірі залежить від того, наскільки повно була врахована дійсна конфігурація перерізу ресорного листа при визначенні його моменту інерції. Наприклад, для прямокутного ресорного профілю момент інерції доцільно визначати за формулою

$$I = \frac{\beta b h^2}{12}. \quad (2.38)$$

Коефіцієнт β може бути прийнятий рівним 0,83 для ресор вантажних і 0,87 для ресор легкових автомобілів [6].

Для підвищення точності визначення твердості листової ресори доцільно, з огляду на форму кінців листів ресори, знаходити дійсні довжини листів, визначаючи дійсні точки прикладення міжлистових реакцій.

Жорсткість півеліптичної ресори може бути визначена з виразу:

$$c_p = \frac{c_{p1} c_{p2}}{k_{1,a}^2 c_{p2} + k_1^2 c_{p1}}, \quad (2.39)$$

де c_{p1} і c_{p2} – жорсткість відповідно переднього і заднього кінців ресори, визначені за формулою (2.36);

$$k_1 = \frac{l_1}{L}, \quad (2.40)$$

$$k_{1,a} = \frac{l_{1,a}}{L}, \quad (2.41)$$

де l_1 і $l_{1,a}$ – довжини відповідно переднього і заднього кінців ресори;

L – довжина півеліптичної ресори $L = l_1 + l_{1,a}$.

Підставляючи значення жорсткостей кінців ресори з виразу (2.40) у вираз (2.39), одержимо:

$$c_p = \frac{3EI_c}{[k_1(\alpha_1 - \alpha_2) + \alpha_2] \cdot k_1^2 (1 - k_1)^2 L^3}, \quad (2.42)$$

де α_1 і α_2 – коефіцієнти форми відповідно переднього і заднього кінців ресори, визначені за формулою (2.38).

Якщо прийняти, що $\alpha_1 = \alpha_2$, тому що ці коефіцієнти незначно відрізняються один від одного, то вираз (2.42) спроститься:

$$c_p = \frac{3EI_c}{\alpha k_1^2 (1 - k_1)^2 L^3}. \quad (2.43)$$

Для симетричної ресори, приймаючи, що $k_1 = (1 - k_1) = 0,5$, вираз (2.43) прийме загальновідомий вигляд:

$$c_p = \frac{48EI_c}{\alpha L^3}. \quad (2.44)$$

Приклад. Визначити жорсткості листової ресори (задня основна ресора автомобіля ГАЗ-53 з прямокутним профілем).

Довжина ресори:

$$L = 1500 \text{ мм},$$

$$l_1 = 750 \text{ мм},$$

$$l_2 = 750 \text{ мм},$$

$$l_3 = 680 \text{ мм},$$

товщина усіх листів $h = 10$ мм, $b = 65$ мм,

число листів 13:

$$I = \frac{0,83 \cdot 6,5 \cdot 10^3}{12} = 4500 \text{ мм}^4;$$

$$I_c = 13 \cdot 4500 = 58500 \text{ мм}^4.$$

Визначимо коефіцієнт форми ресори α за формулою (2.37):

$$a = \frac{58500}{2 \cdot 4500} - \frac{49500}{2 \cdot 4500} \cdot \frac{680^2}{750^2} - \frac{1,5 \cdot 49500}{2 \cdot 4500} \cdot \frac{680 \cdot 7}{750^2} = 1,247.$$

Визначимо жорсткість ресори за формулою (2.44):

$$c_p = \frac{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 58500}{1,247 \cdot 1500^3} = 140,5 \text{ Н/мм.}$$

Жорсткість ресори по кресленню $136,5 \pm 10$ Н/мм. Похибка розрахунку відносно середнього значення дійсної жорсткості складає

$$\delta = \frac{140,5 - 136,5}{140,5} \cdot 100\% = 2,8\%.$$

2.3 Розрахунок однолистової ресори

Застосування у підвісці автомобіля однолистових ресор, які мають більш досконалу форму, ніж багатолістові, дає можливість знизити вагу пружних елементів підвіски і підвищити плавність ходу автомобіля за рахунок усунення міжлистового тертя, що особливо важливо в сучасних підвісках легкових автомобілів.

Істотне зниження ваги однолистових ресор досягається за рахунок підвищення максимальних напружень у ресорі, що можливо внаслідок застосування більш досконалих методів зміцнення (дробострумний наклеп у напруженому стані, шліфування поверхні й усунення знеуглецьованого шару і т. д.). Відсутність міжлистового тертя дозволяє створити стійке антикорозійне покриття поверхні ресори.

Принципово можливе застосування трьох типів однолистових ресор:

- 1) зі змінною шириною, але постійною висотою (трикутна ресора);
- 2) зі змінною висотою, але постійною шириною (параболічна ресора);
- 3) зі змінними шириною і висотою.

Однак практичне застосування в наш час знайшли лише два останніх типи. При визначенні геометричних розмірів однолистової ресори необхідно забезпечити необхідну жорсткість і допустимі напруження в ресорі. У загальному випадку однолистова ресора може бути виконана несиметричною і мати несиметричний профіль перерізу. При проектуванні повинні бути відомі:

- коефіцієнт асиметрії ресори $\left(k_z = \frac{l_{1,a}}{l_1} \right)$;
- жорсткість ресори;
- максимально припустимі напруження;

– ширина ресори в місці з'єднання з мостом (вибирається з конструктивних міркувань).

Напруження в середньому перерізі однолистової ресори і її жорсткість у вільному стані, коли ресора не стягнута стрем'янками, визначається з виразів:

$$c_p = \frac{\beta_x E b h^3}{4 \alpha_x L^3 k_1^2 (1 - k)^2}, \quad (2.45)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{6 c_p f_n k_1 (1 - k_1) L}{\beta_y b h^2}, \quad (2.46)$$

де α_x – коефіцієнт форми ресори; у залежності від її геометричних розмірів знаходиться в межах 1,5–2 ($\alpha_x = 2$ для однолистової ресори, що має постійну ширину);

β_x і β_y – коефіцієнти форми перерізу ресори; при прямокутному перерізі $\beta_x \approx 1$ і $\beta_y \approx 1$, при несиметричному профілі $\beta_x = \frac{12I}{bh^3}$ і $\beta_y = \frac{6W}{bh^2}$;

I і W — момент інерції і момент опору найбільшого перерізу ресори;

$k_1 = \frac{l_1}{L} = \frac{1}{1 + k_2}$; $k_2 = \frac{l_{1,a}}{l_1}$ [визначається за формулою (1.29)];

l_1 – довжина переднього плеча ресори;

$l_{1,a}$ – довжина заднього плеча ресори;

f_n – максимальна деформація ресори.

Розв'язуючи рівняння (2.35) і (2.36) разом, одержимо

$$h = \frac{3,78 f_n}{\beta_y \sigma_{\max}} \sqrt[3]{\frac{\beta_x E c_p^2 k_1 k_{1,a}}{\alpha_x b^2}}, \quad (2.47)$$

$$L = \frac{\beta_y b h^2 \sigma_{\max}}{6 c_p f_n k_1 k_{1,a}}. \quad (2.48)$$

Для симетричної ресори постійної ширини, що має симетричний профіль, вирази (2.37) і (2.38) спростяться:

$$h = \frac{1,89 f_n}{\beta_y \sigma_{\max}} \sqrt[3]{\frac{E c_p^2}{b^2}}, \quad (2.49)$$

$$L = \frac{bh^2\sigma_{\max}}{1,5c_p f_n}. \quad (2.50)$$

Товщина листа в довільному перерізі визначається за формулами:

$$h_x = h \sqrt{\frac{x}{l_1}}, \quad (2.51)$$

$$h_x = h \sqrt{\frac{xb}{l_1 b_x}}, \quad (2.52)$$

де x – відстань від осі вушка ресори до перерізу, товщина якого визначається;

b_x – ширина перерізу, товщина якого визначається.

При розрахунку ширини перерізів однолистової ресори варто застосовувати рівняння (2.41) для ресори постійної ширини і рівняння (2.42) для ресори змінної ширини. Закон зміни ширини ресори повинен бути вибраний з конструктивних міркувань.

Приклад. Визначити розміри однолистової ресори з такими вихідними даними:

$$c_p = 20 \text{ Н/мм}; k_z = 2; \alpha_x = 2; b = 60 \text{ мм}; f_n = 300 \text{ мм};$$

$$E = 2,1 \times 10^5 \text{ МПа}; \sigma_{\max} = 1150 \text{ МПа}; \beta_x = \beta_y = 1.$$

Визначимо величину коефіцієнтів k_1 і $k_{1,a}$:

$$k_1 = \frac{1}{1+k_z} = \frac{1}{1+2} = 0,33; \quad k_{1,a} = 1 - k_1 = 0,67.$$

За формулою (2.47) визначимо максимальну товщину однолистової ресори:

$$h = \frac{3,78 \cdot 300}{1150} \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 20^2 \cdot 0,33 \cdot 0,67}{2 \cdot 60^2}} = 13,4 \text{ мм}.$$

За формулою (2.48) знайдемо:

$$L = \frac{60 \cdot 13,4^2 \cdot 1150}{6 \cdot 20 \cdot 300 \cdot 0,33 \cdot 0,67} = 1560 \text{ мм.}$$

Розподіл товщини листа по довжині ресори можна визначити за формулами (2.51) та (2.52).

3 ПРОЕКТУВАННЯ ТОРСІОННОЇ ПІДВІСКИ

Торсіонна підвіска має ряд переваг:

- у порівнянні з листовими ресорами торсіони, при рівній енергоємності, мають меншу вагу;
- перевага торсіонів перед спіральними пружинами полягає в кращих компоновальних можливостях підвіски, особливо в підвісках передніх ведучих осей автомобіля.

Проектування торсіонної підвіски, так само як і всіх інших типів підвісок, складається з таких етапів:

- 1) вибору конструктивної схеми й основних параметрів підвіски;
- 2) проектного розрахунку – визначення всіх основних розмірів підвіски і розмірів пружного елемента;
- 3) перевірного розрахунку – уточнення жорсткості підвіски, напружень у пружному елементі і інших деталей підвіски, у проведенні розрахунку на довговічність пружного елемента підвіски.

3.1 Проектний розрахунок торсіонної підвіски

При проектуванні торсіонної підвіски, вибравши її пружну характеристику, необхідно попередньо визначити основні параметри підвіски: розміри пружного елемента і передаточне відношення напрямного пристрою. При цьому варто забезпечити необхідне значення жорсткості підвіски і не перевищити певних значень напружень у торсіоні, що забезпечують необхідну його довговічність і міцність.

При спрощених розрахунках можна обмежитися вибором максимально допустимих напружень у торсіоні, що виникають при повній деформації підвіски. Ці напруження, з деякою наближеністю, дозволяють судити про довговічність заново спроектованої торсіонної підвіски. Установивши заздалегідь необхідну жорсткість підвіски і вибравши допустиме значення максимальних напружень у торсіоні (для чого можуть бути використані дані, наведені в таблиці 3.1), можна визначити всі основні розміри торсіонної підвіски.

Якщо компоновальними міркуваннями обмежена довжина торсіона L_d , то розміри поперечного перерізу і передаточне відношення підвіски визначаються за формулами:

для круглого перерізу

$$d = \frac{1,59 \cdot s_p}{\tau_{\max}} \sqrt{\frac{c_{cp} G}{L_d}}, \quad (3.1)$$

для трубчастого перерізу

$$d = \frac{1,59 \cdot s_p}{\tau_{\max}} \sqrt{\frac{c_{cp} G}{L_d (1 - \lambda^4)}}, \quad (3.2)$$

для стержня, що складається з набору прямокутних пластин:

$$h = \frac{1,41 \cdot s_n}{\tau_{\max}} \sqrt{\frac{c_{cp} G}{k_u z_k \alpha L_d}}, \quad (3.3)$$

де $\alpha = \frac{b}{h}$ – відношення сторін прямокутного перерізу (h – менша сторона прямокутника);

z_k – число прямокутних пластин у стержні;

c_{cp} – середня жорсткість підвіски;

s_n – максимальна деформація підвіски, вимірювана за вертикальним переміщенням колеса;

τ_{\max} – максимальне дотичне напруження в торсіоні;

L_d – активна довжина торсіона;

G – модуль пружності другого роду;

k_y – коефіцієнт, що характеризує раціональність використання матеріалу при деформаціях кручення;

Таблиця 3.1 – Основні характеристики торсіонів

Вид обробки	Максимально допустимі напруження, МПа	Модуль пружності, МПа
Сталь загартована, оброблена дробом і попередньо обтиснута **	1000,0–1050,0	$7,4 \cdot 10^4$
Сталь загартована, оброблена дробом, без попереднього обтиснення	750,0–800,0	$7,4 \cdot 10^4$
Сталь загартована, без обробки дробом і злегка попередньо обтиснута ***	800,0	$7,4 \cdot 10^4$
* За даними SAE		
** Залишкова деформація складає 3 – 12% від максимальної		
*** Залишкова деформація складає 1 – 4% від максимальної		

$$\lambda = \frac{d_1}{d}, \quad (3.4)$$

де d_1 – внутрішній діаметр перерізу;

d – зовнішній діаметр перерізу.

Для прямокутного перерізу величина k_y залежить від відношення b/h , де h – висота перерізу,

b – ширина перерізу.

Значення k_y для деяких співвідношень наведено в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Значення коефіцієнта k_y для різних співвідношень b/h

b/h	1	1,5	2	3	4	6	8	10
k_y	0,618	0,540	0,529	0,542	0,567	0,598	0,614	0,626

Величина передаточного числа торсіонної підвіски може бути визначена з умови забезпечення допустимого значення напруження в пружному елементі:

$$i = \frac{M}{T} = \frac{\tau_{\max} W_p}{T_{\max}}, \quad (3.5)$$

де T_{\max} – максимальне вертикальне навантаження на підвіску;

τ_{\max} – максимальне допустиме напруження в торсіоні, що може бути вибране на підставі даних, наведених у таблиці 3.2;

W_p – полярний момент опору перерізу торсіона.

Величина T_{\max} може бути визначена, якщо відома пружна характеристика підвіски. Наближено можна визначити за формулою:

$$T_{\max} = c_{cp} s_n, \quad (3.6)$$

де c_{cp} – середня жорсткість підвіски;

s_n – повна деформація підвіски.

Для однавальної торсіонної підвіски величина i може бути визначена за формулою:

$$i = \frac{M}{T} = R \sin \varphi, \quad (3.7)$$

де R – довжина важеля підвіски;

φ – кут між віссю важеля підвіски і вертикаллю (рис. 3.1).

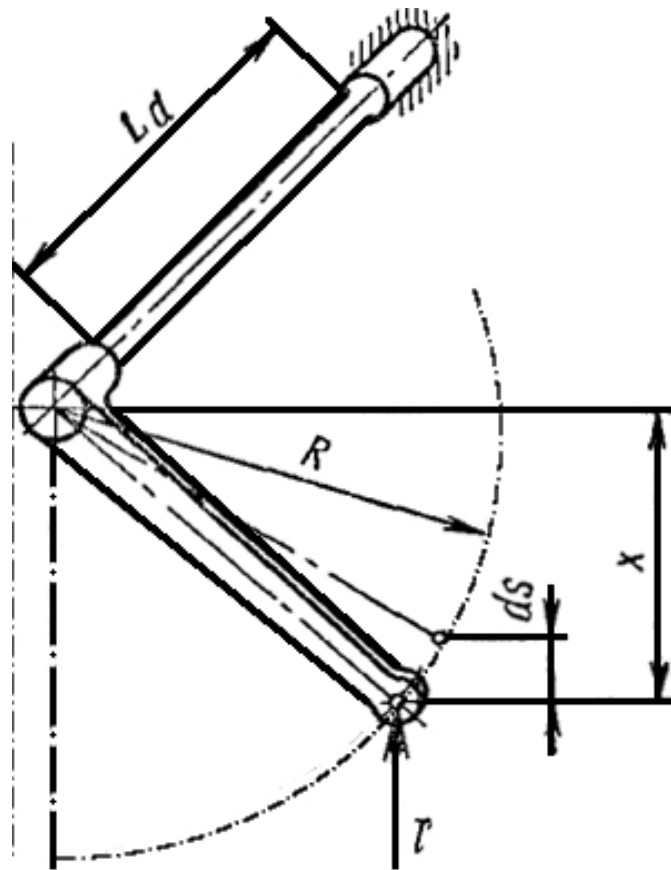


Рисунок 3.1 - Схема однавжильної торсіонної підвіски

При двоавжильній підвісці (трапецієподібній або паралелограмній) величина d визначається за такою методикою.

Якщо обмежено величину передаточного числа підвіски i , то довжина торсіона і його діаметр визначаються з виразів:

для кільцевого перерізу

$$L_d = 0,80 \frac{G}{\tau_{\max}} \sqrt[3]{\frac{c_{cp} s_n^2 \theta^2}{(1 - \lambda^4) \tau_{\max}}}, \quad (3.8)$$

$$d = \frac{2L_d \tau_{\max}}{G\theta}, \quad (3.9)$$

для круглого перерізу

$$L_d = 0,86 \frac{G}{\tau_{\max}} \sqrt[3]{\frac{c_{cp} s_n^2 \theta^2}{\tau_{\max}}}. \quad (3.10)$$

Діаметр круглого торсіона визначається також за формулою (3.1).

Для прямокутного перерізу (при $\frac{b}{h} > 3$)

$$L_d = 1,26 \frac{G}{\tau_{\max}} \sqrt[3]{\frac{c_{cp} s_n^2 \theta^2}{k_y z_k a \tau_{\max}}}, \quad (3.11)$$

$$h = \frac{L_d \tau_{\max}}{G \theta}, \quad (3.12)$$

де θ – кут закручення торсіона, що відповідає ходу підвіски s_n (величину кута θ доцільно визначати графічною побудовою).

У сучасних підвісках найбільше поширення одержали торсіони з круглим перерізом. Розглянемо особливості вибору розмірів їх конструктивних елементів.

Схема основних розмірів торсіона подана на рисунку 3.2. Діаметр і довжину кінцевої шлицьової частини торсіона за даними SAE рекомендується вибирати, використовуючи вирази:

$$d_e = (1,2 \div 1,3)d, \quad (3.13)$$

$$l_e = (0,48 \div 0,52)d. \quad (3.14)$$

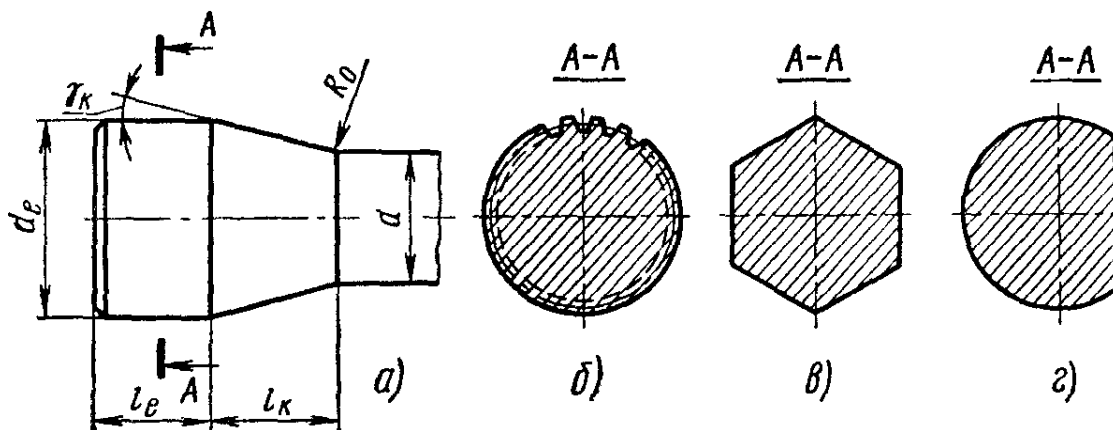


Рисунок 3.2 – Конструктивні елементи круглого торсіона:
 а) конструкція кінцевої частини торсіона; б) переріз по шлицях;
 в) переріз по багатокутнику; г) переріз з лискою

У вітчизняній промисловості довжина шлицьового кінця визначається з виразу:

$$l_e = (0,6 \div 1,3)d. \quad (3.15)$$

Для зручності складання допускається шліцьові кінці виготовляти різного діаметра.

Кут конуса перехідної частини γ_k зазвичай приймається рівним 15° . Довжина перехідної частини l_k і радіус галтелі можуть бути визначені з виразів:

$$l_k = \frac{d_e - d}{2 \operatorname{tg} \gamma_k}, \quad (3.16)$$

$$R_0 = (1,3 - 1,5)d. \quad (3.17)$$

Найбільше поширення одержало шліцьове кріплення торсіона у важелі і рамі, причому найбільш надійними вважаються трикутні шліці з кутом між гранями 90° . При менших кутах спостерігається нерівномірний розподіл навантаження по довжині шліців. З інших способів кріплення торсіона одержало поширення кріплення торсіона клином (автомобіль «Татра 138», рисунок 3.2, б) і виготовлення кінців торсіона з перерізом у вигляді багатокутника (рисунок 3.2, в).

Довжина циліндричної частини торсіона повинна бути визначена в залежності від розрахованої активної довжини з виразу:

$$L_0 = L_d - \frac{2}{3} l_k \left[\frac{d}{d_c} + \left(\frac{d}{d_c} \right)^2 + \left(\frac{d}{d_c} \right)^3 \right]. \quad (3.18)$$

Для можливості регулювання на лівому і правому кінцях торсіона нарізають різну кількість шліців. Кожний ступінь регулювання (у градусах) визначається з виразу:

$$\delta = \frac{360^\circ}{z_D} - \frac{360^\circ}{z_n}, \quad (3.19)$$

де z_D і z_n – відповідно число шліців на лівому і правому кінцях торсіона.

Виготовлені торсіони піддаються або дробоструминній обробці, або пластичній деформації, або тій і іншій операції одночасно. Інтенсивність наклепу дробом повинна забезпечити сумарну деформацію контрольної пластинки (тип 3) – 0,25 мм.

Пластична деформація (обтиснення) виконується не менш ніж триразовим прикладенням моменту.

Перед пластичною деформацією торсіон доцільно піддати дробоструминній обробці. Поверхня торсіона повинна бути шліфувана і не

зневуглецьована, що значно підвищує міцність на втому. Для захисту від корозії торсіон піддається фосфатуванню або покрасці, або тій і іншій операції одночасно. Після пластичної деформації спеціальним маркуванням повинен бути зазначений напрямок кручення торсіона.

3.2 Визначення жорсткості торсіонної підвіски

Жорсткість важільної торсіонної підвіски в загальному випадку може бути визначена з виразу

$$c = M \frac{d^2\theta}{ds^2} + c_m \left(\frac{d\theta}{ds} \right)^2, \quad (3.20)$$

де θ – кут закручення торсіона;

$c_T = \frac{dM}{d\theta}$ – жорсткість торсіона;

s – переміщення колеса;

M – скручувальний момент.

При лінійній характеристиці, що має місце для більшості конструктивних форм торсіона, скручувальний момент може бути визначений з виразу

$$M = c_m \cdot \theta. \quad (3.21)$$

Використовуючи вираз (3.19), можна легко одержати розрахункові формули для визначення жорсткості одноважільної торсіонної підвіски.

Згідно з рис. 3.1:

$$\frac{d\theta}{ds} = \frac{1}{\sqrt{R^2 - x^2}} \quad \text{і} \quad \frac{d^2\theta}{ds^2} = \frac{x}{\sqrt{(R^2 - x^2)^3}}$$

одержимо рівняння для визначення жорсткості одноважільної торсіонної підвіски.

$$c_p = \frac{TL_d x + GI_p}{(R^2 - x^2)L_d}, \quad (3.22)$$

де I_p – момент інерції перерізу торсіона;

R – довжина важеля підвіски;

x – вертикальне переміщення колеса, відлічуване від горизонтальної осі.

При використанні виразу (3.22) варто мати на увазі, що величину переміщення x необхідно підставляти у формулу, враховуючи її знак (знак «плюс» при відхиленні вгору від горизонтального положення). Величину навантаження, що діє на колесо, доцільно для кожного положення важеля, обумовленого переміщенням x , розраховувати за формулою:

$$T = \frac{GI_p \theta}{L_d \sqrt{R^2 - x^2}}. \quad (3.23)$$

Можна використовувати вираз (3.20) і для одержання формул розрахунку двоважільної трапецієподібної торсіонної підвіски. Однак аналітичний розрахунок жорсткості в цьому випадку буде досить трудомісткий. Більш доцільно для визначення жорсткості торсіонної підвіски застосувати графоаналітичний метод, сутність якого пояснимо для підвіски, зображеної на рисунку 3.3. Характерною рисою цієї схеми є те, що торсіон з'єднано з верхнім важелем підвіски.

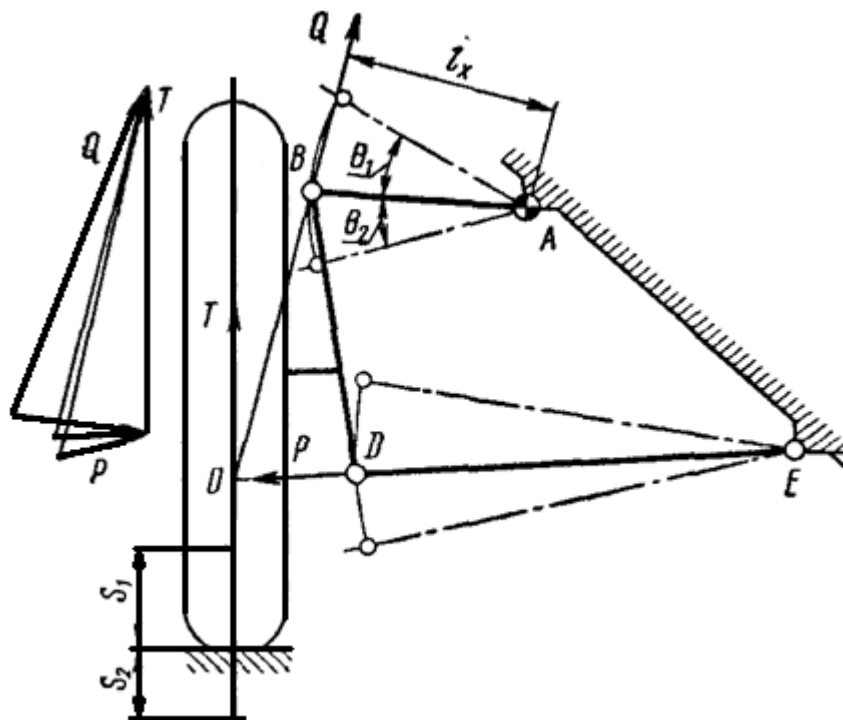


Рисунок 3.3 – Схема трапецієподібної торсіонної підвіски, у якої торсіон з'єднаний з верхнім важелем

Розглядаючи умови рівноваги колеса, можна встановити, що на нього в площині креслення діють три сили:

- 1) T – реакція з боку дороги, прикладена в центрі площі контакту колеса з дорогою і спрямована вертикально;
- 2) P – реакція з боку нижнього важеля підвіски, напрямком якої збігається з віссю важеля, тому що важіль має шарніри на обох кінцях (у точках D і E);

3) Q – реакція з боку верхнього важеля, що проходить через точку перетину ліній дії сил T і P (точка O на рис. 3.3) і шарнір B верхнього важеля.

Якщо відомо величину вертикальної реакції T , то, знаючи напрямки сил P і Q , можна легко знайти і їхні величини графічною побудовою силового трикутника. Така побудова може бути зроблена як для статичного положення підвіски, так і для динамічного положення, обумовленого ходом стиску колеса s_1 або ходом віддачі s_2 .

Виходячи з принципу можливих переміщень, одержимо

$$\frac{d\theta}{ds} = \frac{T}{M} = \frac{T}{Ql_x}, \quad (3.24)$$

де l_x – плече сили Q щодо осі обертання верхнього важеля підвіски.

Таким чином, для визначення величини $\frac{d\theta}{ds}$ досить визначити величину плеча l_x і відношення $\frac{T}{Q}$. Це необхідно зробити для ряду положень колеса. Оскільки в даному випадку важливо знати тільки відношення $\frac{T}{Q}$, а не їхні абсолютні значення, то силові трикутники для ряду положень колеса доцільно будувати, приймаючи постійним значення сили T .

Для визначення величини $\frac{d^2\theta}{ds^2}$ необхідно побудувати графік залежності $\frac{d\theta}{ds}$ від ходу колеса, а потім зробити графічне диференціювання цієї кривої. При підстановці величини $\frac{d^2\theta}{ds^2}$ у вираз (3.20) необхідно враховувати її знак.

Величина скручувального моменту може бути визначена з виразу

$$M = M_0 \pm c_m \theta, \quad (3.25)$$

де M_0 – момент, яким навантажено торсіон при статичному положенні колеса;

θ – кут закручування торсіона (згідно з рис. 3.3 θ_1 – при ході стиску і θ_2 – при ході віддачі).

Величина M_0 може бути визначена з виразу

$$M_0 = \theta_0 l_0, \quad (3.26)$$

де θ_0 – сила, що діє на верхній важіль;

l_0 – плече сили θ_0 при статичному навантаженні на колесо.

Жорсткість торсіону визначається з виразу

$$c_m = \frac{GI_p}{L_d}. \quad (3.27)$$

При з'єднанні торсіона з нижнім важелем підвіски (у точці E , рис. 3.4) методика визначення жорсткості підвіски, в принципі, зберігається. Однак при визначенні сил Q і P варто врахувати, що в цьому випадку реакція з боку верхнього важеля Q буде спрямована уздовж осі важеля (проходить через точки A і B), а реакція з боку нижнього важеля P буде проходити через точку перетину лінії дії сили T з віссю верхнього важеля (точка O на рис. 3.4) і центр крайнього шарніра нижнього важеля (точка D). Схема дії сил для підвіски, у якій торсіон зв'язаний з нижнім важелем, наведена на рис. 3.4.

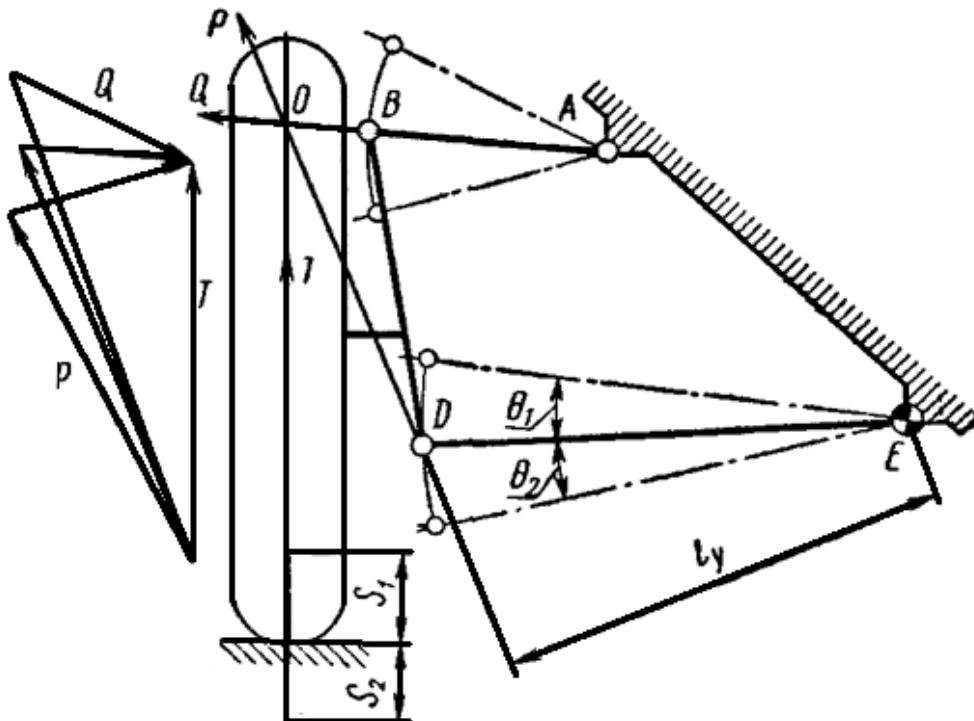


Рисунок 3.4 – Схема трапецієподібної торсіонної підвіски, у якій торсіон з'єднаний з нижнім важелем

Визначення величин $\frac{d\theta}{ds}$, $\frac{d^2\theta}{ds^2}$, M і c_m варто робити так само, як і в першому випадку, однак необхідно врахувати, що для другого варіанта підвіски буде мати місце така рівність:

$$\frac{d\theta}{ds} = \frac{T}{Pl_y}. \quad (3.28)$$

3.3 Конструювання гумових шарнірів підвіски

Гумові шарніри в важільних підвісках автомобіля сприяють віброізоляції, усувають необхідність змащення шарнірів і зменшують сухе тертя в підвісці. Однак вони мають малий термін служби, особливо при перевантаженнях. Для підвищення терміну їх роботи необхідно витримати дві умови:

- 1) статичне навантаження на внутрішньому елементі, що підтримує втулки (на його спроектовану площу), не повинне перевищувати 1,75 МПа;
- 2) кутове переміщення по дузі зовнішнього елемента (при закріпленому внутрішньому) не повинно перевищувати товщини втулки.

Жорсткість гумового шарніра (при закручуванні) може бути визначена з рівняння:

$$c_{ш} = \frac{dM}{d\varphi} = \pi G b \frac{D_3^2 D_{вн}^2}{D_3^2 - D_{вн}^2}, \quad (3.29)$$

де G – модуль пружності другого роду (для гуми 0,35–1 МПа при зміні жорсткості гуми за Шором від 30 до 60);

b – довжина гумової втулки;

$D_3, D_{вн}$ – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри гумової втулки.

Приведена до колеса жорсткість гумового шарніра може бути визначена за формулою (3.20):

$$\frac{dT}{ds} = \frac{dM_i}{d\varphi_i} \left(\frac{d\varphi_i}{ds} \right)^2 + M_i \frac{d^2\varphi_i}{ds^2}, \quad (3.30)$$

де M_i – момент, що скручує i -ту втулку;

φ_i – кут закручування i -го шарніра.

Величина моменту M , що скручує гумовий шарнір, для будь-якого положення колеса може бути підрахована за виразом

$$M = \frac{dM}{d\varphi} \varphi, \quad (3.31)$$

де φ – кутова деформація гумового шарніра, вимірювана від його нейтрального положення.

Величина φ для шарніра B і E (рис. 3.5) визначається величиною кутового переміщення відповідно верхнього або нижнього важелів, для шарнірів A і D вона може бути визначена за зміною кута між віссю вертикального стояка і віссю відповідного важеля. Нейтральне положення залежить від того, у якому положенні підвіски були затиснуті або установлені втулки гумового шарніра. Тому в подальших розрахунках варто враховувати, що пружний момент шарніра може мати і додатне і від'ємне значення, у залежності від того, у якій області відносного нейтрального положення йде деформація шарніра. Якщо при переміщенні колеса вверх щодо кузова автомобіля момент, що скручує шарнір зростає, то він буде мати додатне значення і, навпаки, якщо при переміщенні колеса вверх момент, що скручує гумовий шарнір, буде зменшуватись, то він буде від'ємним. Знаки моментів варто враховувати при визначенні приведеної до колеса жорсткості.

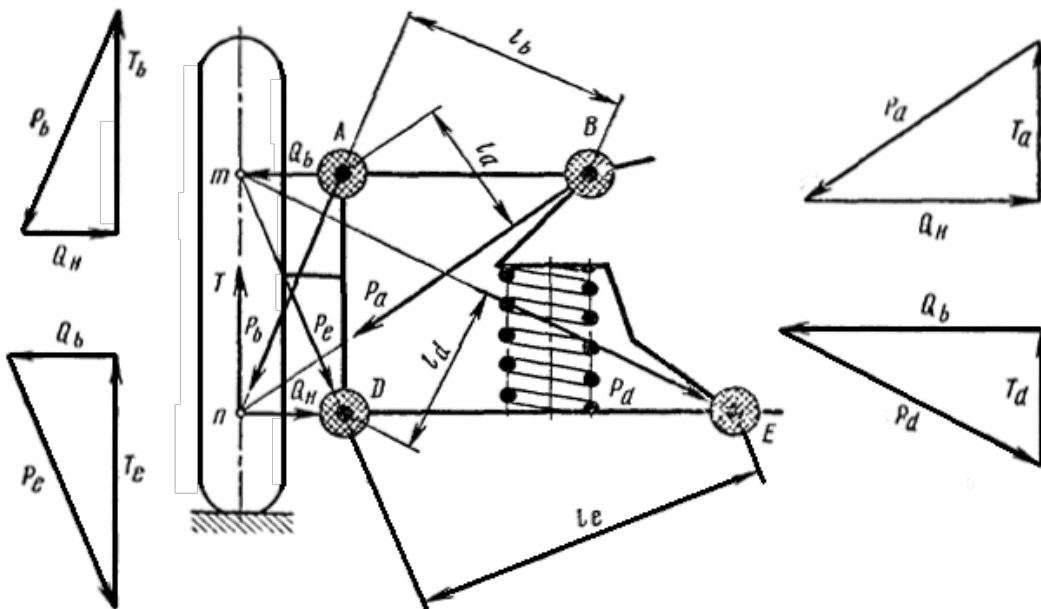


Рисунок 3.5 – Схема трапецієподібної підвіски з гумовими пружними шарнірами

Величину $\frac{d\varphi_i}{ds}$ для будь-якого шарніра підвіски доцільніше всього визначати з виразу:

$$\frac{d\varphi_i}{ds} = \frac{T}{M} = \frac{T}{P_i l_i}, \quad (3.32)$$

де P_i – сила, яка створює момент, що скручує шарнір;
 l_i – плече відповідної сили P_i .

Розрахункові формули для визначення величини $\frac{d\varphi}{ds}$ для шарнірів A, B, D і E зведені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 - Розрахункові формули для визначення величини $\frac{d\varphi}{ds}$

Шарнір	A	B	D	E
$\frac{d\varphi}{ds}$	$\frac{T}{P_a l_a}$	$\frac{T}{P_b l_b}$	$\frac{T}{P_d l_d}$	$\frac{T}{P_e l_e}$

Відповідні сили P_i і плечі l_i показані на рисунку 3.5. Сила P_a проходить через шарнір B і точку перетину осі нижнього важеля з віссю колеса (точка n). Сила P_b проходить через шарнір A і точку n . Сила P_d проходить через шарнір E і точку перетину осі верхнього важеля з віссю колеса (точка m). Сила P_e проходить через шарнір D і точку m . Відношення сил $\frac{T}{P_a}, \frac{T}{P_b}, \frac{T}{P_d}, \frac{T}{P_e}$ визначається побудовою відповідних силових трикутників, зображених на рисунку 3.5

Для визначення сили P_a відкладаємо у певному масштабі вертикально розташовану силу T . Через її верхній і нижній кінці проводимо лінії, паралельні силі P_a і осі нижнього важеля. Точка перетину цих ліній визначить величину сили P_a і реакції Q_H , що діє уздовж нижнього важеля. Сила P_a , проходячи через шарнір B , створює на плечі момент, що скручує гумовий шарнір A . Силовий трикутник розташований у правому верхньому куту рисунка 3.5.

Для визначення сили P_b відкладаємо у певному масштабі вертикальну реакцію T і через її кінці проводимо лінії, рівні силі P_b і осі нижнього важеля. Точка їх перетину дозволяє знайти величину сили P_b , що, проходячи через центр шарніра A , створює на плечі l_b момент, що скручує шарнір B . Силовий трикутник розташований у лівому верхньому куту рисунка 3.5.

Для визначення сили P_d будуємо аналогічний силовий трикутник (розташований у правому нижньому куту рисунка 3.5). Через верхній і нижній кінці сили T проводимо відповідно лінії, рівні осі верхнього важеля і силі P_d , що, проходячи через шарнір E , на плечі l_d створює момент, який скручує гумовий шарнір.

Для визначення сили P_e також будуємо відповідний силовий трикутник (розташований у лівому нижньому куту рисунка 3.5), у котрому через кінці сили T проводимо лінії, паралельні осі верхнього важеля і силі P_e . Точка перетину цих ліній визначить величини сил Q_b і P_e . Сила P_e , проходячи через центр шарніра D , на плечі l_e скручує гумовий шарнір E .

При побудові силових трикутників варто мати на увазі, що в даному випадку важливо не абсолютне значення сил P_a , P_b , P_d , P_e , а тільки їх відношення до сили T . Тому, використовуючи те саме значення сили T , можна побудувати силові трикутники для ряду положень колеса.

4 ПРОЕКТУВАННЯ ПІДВІСКИ ЗІ СПІРАЛЬНИМИ ПРУЖИНАМИ

4.1 Проектний розрахунок підвіски зі спіральними пружинами

Спіральна пружина внаслідок простоти конструкції і високої питомої енергоємності, є одним з найпоширеніших пружних елементів у підвісках сучасних автомобілів. Особливість розрахунку спіральної пружини пов'язана з тим, що в процесі роботи вона в більшості сучасних конструкцій підвісок зазнає три види деформацій: стиск у результаті дії осьової сили P , вигин від дії бічної сили Q і моменту M . Такий вид деформації пружини створює велику нерівномірність напружень як в окремих витках пружини, так і по довжині кожного витка.

Для попереднього визначення розмірів підвіски доцільно використовувати відоме положення, коли енергоємність спіральної пружини повинна дорівнювати роботі деформації підвіски. З огляду на те, що при цьому максимальні напруження в пружині не повинні перебільшувати допустимі межі, а жорсткість підвіски повинна відповідати вибраному значенню, можна визначити основні розміри спіральної пружини і передаточне число важелів напрямного пристрою підвіски.

При конструюванні спіральної пружини підвіски необхідно визначити, принаймні, чотири параметри:

- а) D – середній діаметр пружини;
- б) d – діаметр прутка, з якого виготовляється пружина;
- в) z_n – число робочих витків пружини;
- г) i – передаточне відношення підвіски.

Щоб розрахувати всі чотири параметри, треба мати чотири рівняння. Однак при проектуванні підвіски можна скласти тільки два рівняння – одне для потенціальної енергії деформації (або жорсткість підвіски), інше для максимальної напруження у витках пружини. Отже, два параметри пружини можна розрахувати, а два параметри необхідно вибрати з конструктивних міркувань. У залежності від того, які параметри спіральної пружини підвіски можуть бути встановлені конструктивно, можливі чотири варіанти розрахунку.

Варіант 1. Попередньо вибрані діаметр прутка й відношення $\beta_n = \frac{D}{d}$.

Потрібно розрахувати число робочих витків пружини і передаточне відношення підвіски. У цьому випадку:

$$z_n = \frac{0,81c_{cp}s_n^2G}{\tau^2 D d^2}, \quad (4.1)$$

$$i = \frac{ds}{df} = \frac{0,393\tau d^3}{c_{cp}s_n D}, \quad (4.2)$$

де c_{cp} – середня жорсткість підвіски;
 s_n – максимальна деформація підвіски;
 f – осьова деформація пружини.

Варіант 2. Попередньо вибрані передаточне число підвіски i та відношення $\beta_n = \frac{D}{d}$. Потрібно визначити діаметр дроту пружини і число її витків. У цьому випадку:

$$d = \sqrt{\frac{2,54c_{cp}s_n\beta_n i}{\tau}}. \quad (4.3)$$

Число витків z_n визначається за формулою (4.1).

Варіант 3. Попередньо вибрані число витків пружини і відношення β_n . Потрібно визначити діаметр дроту пружини і передаточне відношення підвіски. У цьому випадку:

$$d = \sqrt[3]{\frac{0,81Gc_{cp}s_n^2}{\tau^2\beta_n z_n}}, \quad (4.4)$$

$$i = \frac{0,393\tau d^2}{c_{cp}s_n\beta_n}. \quad (4.5)$$

Варіант 4. Попередньо вибрані число витків пружини і передаточне відношення підвіски; величини d і D визначаються за формулами:

$$d = \sqrt[5]{\frac{2,06Gc_{cp}^2 s_n^3 i}{\tau^3 z_n}}, \quad (4.6)$$

$$D = \frac{0,393\tau d^3}{c_{cp}s_n i}. \quad (4.7)$$

Після того, як визначені основні розміри пружного елемента і передаточне число напрямного пристрою підвіски, можна зробити її

попереднє компонування і потім провести перевірний розрахунок, використовуючи уточнені методи розрахунку.

При перевірному розрахунку підвіски зі спіральною пружиною необхідно визначити жорсткість підвіски і всі параметри пружної характеристики, а також з можливою точністю визначити напруження у спіральній пружині й інших деталях підвіски.

4.2 Визначення жорсткості важільної підвіски зі спіральною пружиною

З огляду на велику різноманітність конструктивних форм сучасних підвісок, розглянемо загальну методику розрахунку, яка може бути легко застосована для будь-якого окремого випадку.

На рисунку 4.1 зображена схема трапецієподібної підвіски, у якої пружний елемент (спіральна пружина) спирається на нижній важіль. При переміщенні колеса на величину s спіральна пружина зазнає три види деформацій:

- стиск під впливом осьової сили P ;
- згин від бокової сили Q ;
- згин під впливом моменту M .

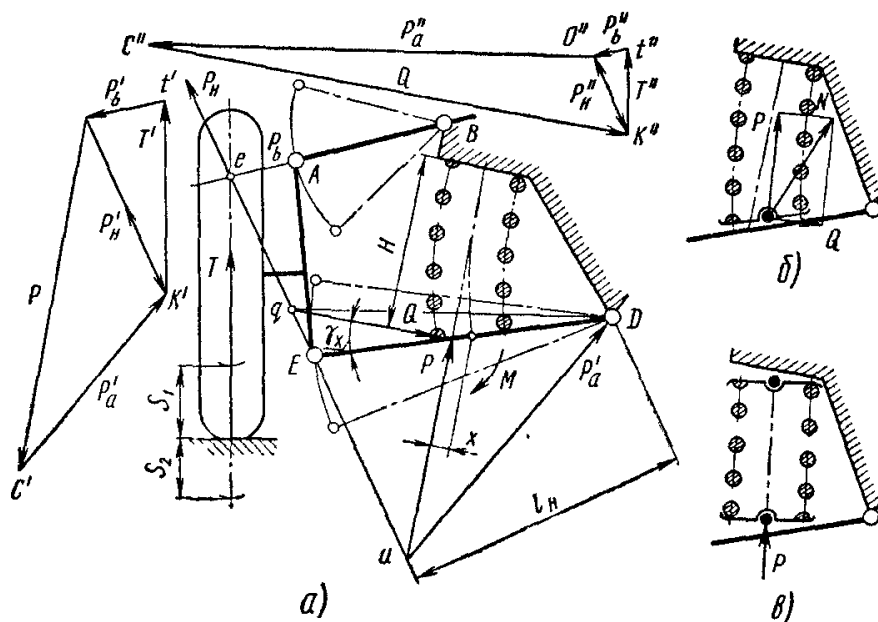


Рисунок 4.1 - Схема трапецієподібної підвіски, у якої спіральна пружина спирається на нижній важіль: а) безшарнірне кріплення пружини; б) одношарнірне кріплення пружини; в) двошарнірне кріплення пружини

Деформація стиску характеризується величиною f , деформація вигину лінійною величиною x і кутом перекосу γ_x .

Виходячи з принципу можливих переміщень, встановимо залежність між силами, що діють у підвісці:

$$T = P \frac{df}{ds} + Q \frac{dx}{ds} + M \frac{d\gamma_x}{ds}. \quad (4.8)$$

Рівняння (4.8) справедливе для випадку, коли обидва кінці спіральної пружини мають жорстке кріплення. Якщо один кінець пружини має шарнірне кріплення (рис. 4.1, б), то внаслідок відсутності згинального моменту M рівняння трохи спроститься:

$$T = P \frac{df}{ds} + Q \frac{dx}{ds}. \quad (4.9)$$

Якщо шарнірно кріпляться обидва кінці пружини (рис. 4.1, в), то рівняння (4.8) прийме вигляд:

$$T = P \frac{df}{ds}. \quad (4.10)$$

Визначення величин P і $\frac{dP}{df}$ не становить великих утруднень; $\frac{dP}{df}$ – жорсткість пружного елемента, котра для спіральної циліндричної пружини може бути визначена з рівняння:

$$c_{np} = \frac{dP}{df} = \frac{4GI_p}{\pi D^3 z_n}, \quad (4.11)$$

де I_p — полярний момент інерції перерізу дроту пружини.

Для визначення сили P потрібно знати осьову деформацію пружини f , яка може бути легко знайдена, якщо є креслення підвіски. Величина P може бути визначена за формулою:

$$P = c_{np} f. \quad (4.12)$$

Сила Q і момент M можуть бути визначені за формулами:

$$Q = \frac{1,67EI_x(2x - \gamma_x H)}{Dz_n H^2}, \quad (4.13)$$

$$M = \frac{1,11EI_x(1,5x - \gamma_x H)}{Dz_n H}, \quad (4.14)$$

де E – модуль пружності першого роду;

I_x – екваторіальний момент інерції перерізу дроту пружини;

H – висота пружини при розрахунковому режимі.

Для декількох довільно вибраних положень важеля підвіски (у всьому діапазоні переміщення колеса) графічною побудовою визначаються величини H , x і γ_x . Потім, використовуючи формули (4.13) і (4.14), можна визначити величини Q і M .

Величини $\frac{d\theta}{dx}$ і $\frac{dM}{dx}$ – визначають графічним диференціюванням, тому що формули (4.13) і (4.14) дозволяють побудувати графік залежності Q від x , а M від γ_x .

Для визначення величин $\frac{df}{ds}$, $\frac{dx}{ds}$ і $\frac{d\gamma_x}{ds}$ використовуємо залежності, що впливають із принципу можливих переміщень:

$$\frac{df}{ds} = \frac{T'}{P}; \quad \frac{dx}{ds} = \frac{T''}{Q}; \quad \frac{d\gamma_x}{ds} = \frac{T'''}{M},$$

де T' , T'' , T''' – відповідні частини повної вертикальної сили T , що витрачаються при переміщенні важеля на подолання протидії сил P , Q і моменту M .

Очевидно, що $T = T' + T'' + T'''$. Розглянемо графічний спосіб визначення зазначених вище величин для підвіски, схема якої зображена на рисунку 4.1, приймаючи, що на підвіску діє одна зовнішня сила T , прикладена в центрі контакту колеса з дорогою. Розглядаючи умову рівноваги вертикального стояка і нижнього важеля підвіски побудовою відповідних силових трикутників, легко визначити всі необхідні для розрахунку сили.

На вертикальний стояк підвіски (рис. 4.1) діють три сили: реакція на колесо з боку дороги T , реакція верхнього важеля P_b , спрямована уздовж його осі, і реакція з боку нижнього важеля P_n , що повинна проходити через точку перетину напрямків дії сил T і P_b (точка e) і центр зовнішнього шарніра нижнього важеля підвіски (точка E). Задаючись величиною реакції T , можна визначити чиселове значення реакцій P_b і P_n , побудувавши силовий трикутник $O't'k'$ (рис. 4.1). На нижній важіль підвіски діють такі сили і моменти: реакція стояка P_n , реакція на внутрішньому шарнірі важеля P_a і реакції з боку пружини P , Q , M . Величину сили P визначасмо побудовою силових трикутників $O'k't'$ і $O'k'c'$.

Аналогічно, задаючись величиною реакції T'' , можна визначити чиселове значення реакцій P_b і P_n , побудувавши силовий трикутник $O''t''k''$ (рис. 4.1). Величинами T' і T'' можна задаватися довільно, тому що в даному випадку необхідно знати тільки співвідношення сил T' і P_n і T'' і P_n . Силу Q визначимо, побудувавши силовий трикутник $O''k''c''$.

При побудові силових трикутників треба мати на увазі, що сила P завжди спрямована уздовж осі пружини, а сила Q до неї перпендикулярна. Реакція P'_a повинна проходити через центр внутрішнього шарніра нижнього важеля (точка D) і точку перетину напрямків сил P і P_n (точка u). Реакція P''_a повинна проходити через точку D і точку перетину напрямків сил Q і P_n (точка q)

Побудову силових трикутників варто провести для декількох положень важелів підвіски. У результаті повинна бути отримана у вигляді графіка залежність величин $\frac{df}{ds}$ і $\frac{dx}{ds'}$ від ходу колеса s .

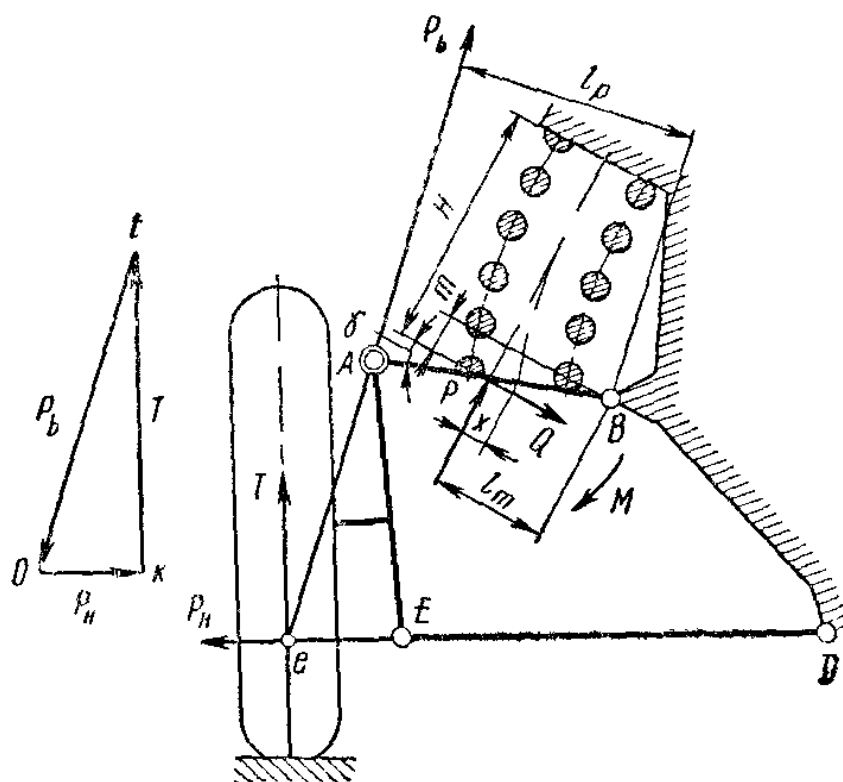


Рисунок 4.2 - Схема трапецієподібної підвіски, у якої спіральна пружина спирається на верхній важіль

Величина $\frac{dy_x}{ds}$ визначається із виразу

$$\frac{dy_x}{ds} = \frac{T''}{M} = \frac{T'''}{P_n'' l} = \frac{T'}{P_n' l'}$$

де l_n – плече сили P_n відносно осі обертання нижнього важеля (точка A).

При одношарнірному і двохшарнірному закріпленні пружини визначення жорсткості підвіски спрощується. Методика визначення

жорсткості для трапецієподібної підвіски з двошарнірним кріпленням пружного елемента докладно викладена в роботі [8].

Визначення жорсткості трапецієподібної підвіски з пружиною, закріпленою на верхньому важелі (рис. 4.2), робиться аналогічно. Однак варто враховувати, що в цьому випадку реакція на нижньому важелі P_n діє вздовж його осі (проходить через точки E, D). Реакція на верхньому важелі P_b проходить через точку перетину ліній дії сил P_n і T (точка e) і зовнішній шарнір верхнього важеля (точка A). Визначення величини реакцій P_b і P_n робимо за допомогою силового трикутника tOk . Визначення величини бічної сили Q і моменту M , що діють на пружину, робимо як і в попередньому випадку, з використанням формул (4.13) і (4.14).

Аналогічно визначаються і величини $\frac{dQ}{dx}$ і $\frac{dM}{ds}$. Як видно зі схеми підвіски, зображеної на рисунку 4.2, силу P і силу Q недоцільно визначати побудовою силового трикутника. Зручніше це зробити, розглянувши умову рівноваги вжеля відносно точки B . У цьому випадку величини $\frac{df}{ds}, \frac{dx}{ds}, \frac{d\gamma_x}{ds}$ визначаються із таких співвідношень:

$$\begin{aligned}\frac{df}{ds} &= \frac{T'}{P} = \frac{T'l_m}{P'l_p} = \alpha_0 \frac{l_m}{l_p}, \\ \frac{dx}{ds} &= \frac{T''}{Q} = \frac{T''m}{P''l_p} = \alpha_0 \frac{m}{l_p}, \\ \frac{d\gamma_x}{ds} &= \frac{T'''}{M} = \frac{T'''}{P'''l_p} = \frac{\alpha_0}{l_p},\end{aligned}$$

де α_0 – дорівнює відношенню $\frac{T}{P}$, яке визначається побудовою

силових трикутників tOk для ряду положень важелів підвіски;

l_p, l_m, m – величини пліч відповідно сил P_b, P і Q (див. рис. 4.2).

Рівняння (4.8) дозволяє побудувати вертикальну пружну характеристику підвіски, тобто одержати залежність T від s . Маючи цю криву, можна для будь-якої її точки графічним диференціюванням одержати жорсткість підвіски, тобто величину $\frac{dT}{ds}$.

У принципі викладена методика може бути використана і для визначення жорсткості підвіски типу «хитна свічка». Ця підвіска знаходить у наш час широке застосування як передня підвіска легкових автомобілів (Пежо, БМВ, Форд і т. д.). Близька за конструкцією підвіска застосована на автомобілі Татра-603.

Принципова схема підвіски зображена на рисунку 4.3. Вертикальний стоек підвіски AD виконує одночасно функції пружного елемента (на ній змонтована пружина), амортизатора (який розташований усередині пустотілого циліндра стаяка) і шкворня, завдяки установленні кульових шарнірів на кінцях стаяка (у точках A і D).

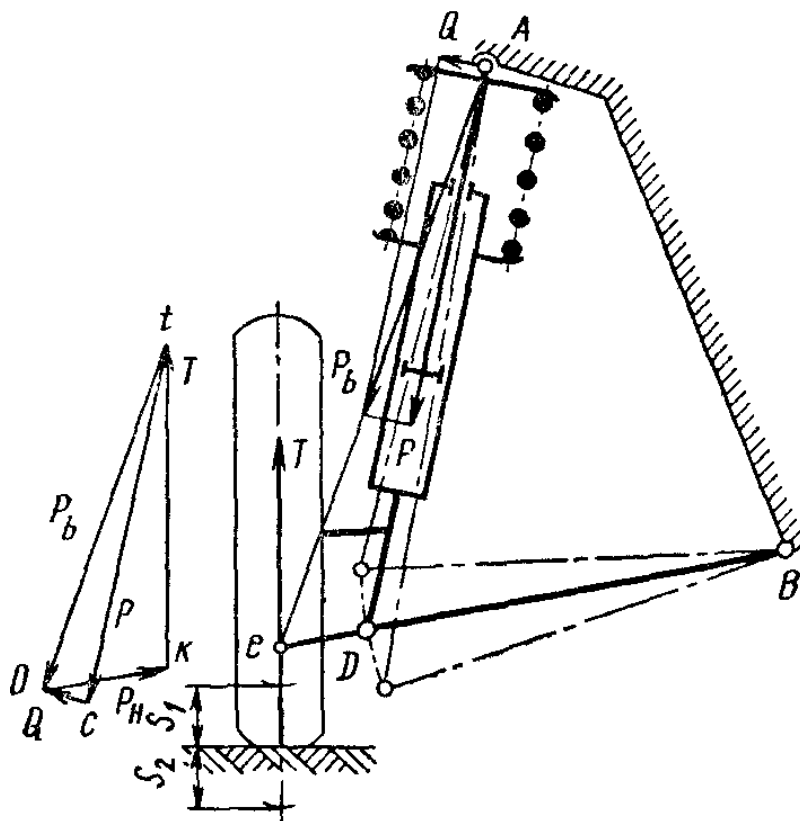


Рисунок 4.3 – Схема підвіски типу «хитна свічка»

Одна з переваг даної підвіски полягає в тому, що спіральна пружина, яка виконує функцію пружного елемента, укріплена так, що піддається тільки осьовому стиску під впливом сили P .

Характеристика підвіски визначається за формулою:

$$T = P \frac{df}{ds}. \quad (4.15)$$

Величина $\frac{df}{ds}$ визначається з рівняння:

$$\frac{df}{ds} = \frac{T}{P}, \quad (4.16)$$

де T – вертикальна сила на колесі;
 P – осьова сила, що стискає пружину.

Співвідношення сил T і P легко визначається із силових трикутників Okt і Oct (рис. 4.3), побудова яких робиться в такому порядку:

- а) проводиться лінія kt паралельно напрямку сили T ;
- б) на лінії kt у довільному масштабі відкладається величина сили T ;
- в) з точки t проводиться лінія Ot паралельно лінії eA (точка e утвориться перетином осі важеля BD і вертикальної осі колеса);
- г) з точки k проводиться лінія Ok паралельно осі важеля BD ;
- д) з точки t проводиться лінія tc паралельно осі вертикального стояка AD ;
- е) з точки O проводиться лінія, перпендикулярна до осі вертикального стояка AD (точка O утворюється перетином ліній Ot і Ok).

Величина осьової сили P , що стискає пружину, у прийнятому масштабі визначається довжиною відрізка tc . Визначивши відношення $\frac{T}{P}$ для ряду положень колеса автомобіля, можна побудувати графік залежності $\frac{df}{ds}$ від ходу колеса s .

4.3 Розрахунок пружини підвіски на міцність

При розрахунку пружин на міцність необхідно визначити максимальні напруження, що виникають, як правило, при максимальному стиску пружини.

У загальному випадку на пружину підвіски (рис. 4.1, а) діють стискальна сила P , бічна сила Q і згинальний момент M . Для визначення P , Q і M за кресленням підвіски знаходять такі величини: висоту пружини в стиснутому стані H , бічну деформацію пружини x і кут перекосу γ_x . Приймаючи зазначені на схемі підвіски (рис. 4.2, а) напрямки сили, моменту і деформації за додатні, можна знайти значення сили Q і моменту M з виразів (4.13) і (4.14). Осьова стискальна сила P визначається з виразу:

$$P = \frac{dP}{df}(H_0 - H) = \frac{dP}{df} f_{\max}, \quad (4.17)$$

де H_0 – висота пружини у вільному стані;

H – висота пружини при максимальному ході колеса вгору.

Максимальні дотичні напруження, що виникають у площині дії сили Q і моменту M (рис. 4.1 і 4.2) можуть бути визначені з виразу:

$$\tau_{\max} = \frac{P D k_x}{2 W_p} = \frac{Q H_x - M}{W_p} k_\beta, \quad (4.18)$$

де W_p – полярний момент опору перерізу дроту пружини;

H_x – відстань від точки прикладання сили Q до центра перетину, у якому визначаються напруження;

k_x – коефіцієнт, що враховує вплив кривизни витка пружини і напруження зрізу;

k_β – коефіцієнт, що враховує тільки вплив кривизни витка на напруження кручення в пружині.

Максимальні напруження, як відомо, виникають у тій частині перерізу дроту пружини, яка ближче розташована до осі пружини.

Коефіцієнти k_x і k_β можуть бути визначені з виразу:

$$k_x = \frac{4\beta_n - 1}{4\beta_n - 4} + \frac{0,615}{\beta_n}, \quad (4.19)$$

$$k_\beta = \frac{4\beta_n - 1}{4\beta_n - 4}. \quad (4.20)$$

Знак перед другим членом виразу (4.18) варто вибирати так, щоб одержати максимальне значення τ_{\max} .

Для перевірки викладеної методики розрахунку були експериментально визначені напруження в небезпечному перерізі пружини передньої підвіски автомобіля ГАЗ-3110. Результати розрахунку збіглися з даними експерименту.

Як показали експериментальні дослідження, бічна деформація пружини під дією сили Q і моменту M істотно збільшує напруження в пружині, створювані осьовою силою P (на 20...30%). Змінюючи встановлення пружини можна досягнути такого положення, щоб при максимальній осьовій деформації пружини її бічна x і кутова γ_x деформації були рівні нулю. Цим можна підвищити статичну жорсткість пружини, однак з погляду міцності на втому необхідно, щоб величини x і y_x дорівнювали нулю при навантаженні, що робить найбільший вплив на міцність втоми пружини. Тому для правильного встановлення пружини підвіски необхідно мати експериментально визначені криві розподілу деформацій пружин при русі автомобіля в різних дорожніх умовах або розробити методику, що дозволяє одержати такі криві розподілу розрахунковим шляхом за відомими параметрами дорожнього полотна. Однак ці питання в наш час поки ще цілком не вирішені.

При одношарнірному закріпленні пружини (рис. 4.1, б) діють лише дві сили: осьова P і бічна Q (згинальний момент дорівнює нулю). Методика визначення осьової сили залишається такою самою, бічна сила визначається з виразу:

$$Q = \frac{EI_x x}{1,2z_n DH^2}. \quad (4.21)$$

Величини, наведені в рівнянні (4.21), мають те ж значення, що й у рівняннях (4.13) і (4.14).

Максимальні дотичні напруження в пружині в цьому випадку визначаються з виразу:

$$\tau = \frac{PDk_x}{2W_p} + \frac{QH}{W_p} k_\beta. \quad (4.22)$$

Найбільші напруження в пружині в цьому випадку виникнуть у витках, що лежать біля основи, тобто на протилежному кінці шарніра.

При двошарнірному закріпленні пружини напруження у витках пружини будуть створюватися тільки осьювою силою P і визначаються за відомою методикою.

Вище були наведені розрахункові формули для визначення в пружині підвіски дотичних напружень. Однак це зовсім не означає, що в пружині не виникають нормальні напруження. Навпаки, ці напруження досягають навіть значної величини, але вони виникають у тих перерізах, у яких дотичні напруження не є максимальними. Тому при розрахунках пружини підвіски нормальними напруженнями зазвичай нехтують.

ЛІТЕРАТУРА

1. Осепчугов В. В. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. / В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. – М. : Машиностроение, 1989. – 304с.
2. Гришкевич А. И. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия: [учеб. пособие для спец. «Автомобили и тракторы» / А. И. Гришкевич, В. А. Вавуло, А. В. Карпов и др.]; Под ред. А. И. Гришкевича. – М. : Выш. шк., 1985. – 240 с.
3. Лукин П. П. Конструирование и расчет автомобиля. / П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц. – М. : Машиностроение, 1984. – 376 с.
4. Раймпель Йорнсен. Шасси автомобиля (сокр. пер. с нем.) Fahrwerktechnik : Fahrwerktechnik. / Раймпель Йорнсен. – М. : Машиностроение, 1983. – 356 с.
5. Раймпель Йорнсен. Шасси автомобиля: элементы подвески (сокр. пер. с нем.) Fahrwerktechnik : Federung Fahrwerkmechanik. / Раймпель Йорнсен. – М. : Машиностроение, 1987. – 288 с.
6. Раймпель Йорнсен. Шасси автомобиля : конструкции подвесок (сокр. пер. с нем.) Fahrwerktechnik : Radaufhängungen. / Раймпель Йорнсен. – М. : Машиностроение, 1989. – 328 с. – ISBN 5-217-00627-7.

ГЛОСАРІЙ

Автомобіль (car) – механічний транспортний засіб на 3, 4 чи більше колесах, призначений для перевезення людей, вантажів або спеціального обладнання.

Автомобільний поїзд, автопоїзд (Road Train, Trailer) – автомобіль-тягач з одним або декількома причепами або напівпричепами (для перевезення пасажирів – автобус з причепом). В порівнянні з одиночними автомобілями автопоїзди забезпечують велику вантажопідйомність із збереженням достатніх маневрених властивостей, поперечних і подовжніх габаритів і питомого тиску на дорогу, верхні межі якого обмежені відповідними нормами.

Аквапланування (aquaplaning) – втрата контакту шини з дорогою, покритою водою. Протектор не встигає виводити воду з-під шини, й колеса починають плисти по дорозі.

Активна повітряна підвіска (Airmatic) – використовує гумову подушку, яка заповнена повітрям, замість стандартних сталевих пружин. Зазвичай, такого типу підвіска має електронне регулювання, яке дозволяє їй працювати повністю в автоматичному режимі. Якщо порівнювати Airmatic й традиційну сталеву підвіску, перша значно покращує комфорт та безпеку пересування, підтримує постійний рівень автівки.

Амортизатор (shock absorber) – пристрій для пом'якшення ударів в конструкціях машин для захисту від струсів і великих навантажень. Включається між тілом, яке передає ударне навантаження, і тілом, що захищається. Конструкції амортизаторів ґрунтуються на пружних властивостях твердих тіл (ресори, торсіони, гумові елементи), рідин (гідролічні пружини, основані на явищах стискування рідин) і газів (пневматичні пружини). У підресорюванні сучасних транспортних машин, призначених для великих швидкостей, амортизатор завжди застосовується разом з демпфером.

Барабанні гальма (drum brakes) – конструкція являє собою прикріплений до колеса барабан, в якому розміщені гальмівні колодки. Для уповільнення гальмівні колодки притискаються до внутрішньої частини барабана. За ефективністю значно поступаються дисковим гальмам.

Гальмівний шлях (braking distance) – відстань, пройдена транспортною машиною від початку гальмування до повної зупинки. Залежить від ефективності гальмових механізмів, часу спрацьовування привода й гальм, швидкості руху, сили зчеплення коліс із опорною поверхнею.

Гідропідсилювач керма (power steering) – система, яка полегшує обертання рульового колеса. Основний елемент конструкції - це насос, який створює тиск робочої рідини в системі гідропідсилювача, але

відбирає при цьому трохи потужності двигуна. Цей тиск передається на поршень, який створює необхідне додаткове зусилля при обертанні керма.

Демпфер (Dampfer) – пристрій для гасіння, заспокоєння (демпфування) коливань або запобігання механічним коливанням, що виникають в машинах і приладах при їх роботі.

Кліренс (ground clearance) – відстань від рівної поверхні, на якій перебуває автомобіль, до найнижчої його точки (не рахуючи коліс).

Колесо (wheel) – диск або обід зі спицями, що обертається на осі. У сучасних машинах застосовується для передачі або перетворення обертового руху, а також як рушій

Колісна база (wheelbase) – відстань між передньою та задньою віссю автомобіля. Простіше кажучи, ця відстань від центра переднього до центра заднього колеса.

Легкосплавний диск (alloy wheel) – диск, виготовлений із легких металів (зазвичай сплав на основі алюмінію). Легкосплавний диск легший за стальний і може мати різноманітний дизайн, але при цьому стальний диск міцніший і менш схильний до пошкоджень.

Незалежна підвіска (independent suspension) – система, при якій кожне колесо підвішене до рами або основи кузова незалежні одне від одного. Незалежні підвіски застосовують головним чином для передньої осі легкових автомобілів; значно рідше за неї використовують для обох осей легкових автомобілів, а також для всіх осей вантажних автомобілів.

Підвіска автомобіля (car suspension) – система механізмів і деталей з'єднання опорних елементів (коліс, катків) з корпусом машини, призначена для зниження динамічних навантажень і забезпечення рівномірного розподілу їх на опорні елементи при русі. Розрізняють жорсткі, напівжорсткі і м'які підвіски.

Плечова зона (upper zone) – частина протектора, розташована між біговою доріжкою і боковиною шини. Вона збільшує бічну твердість шини, сприймає частину бічних навантажень, переданих біговою доріжкою й поліпшує з'єднання протектора з каркасом.

Повна маса (gross weight) – споряджена маса автомобіля разом із повним багажником і максимальною кількістю пасажирів (передбачених конструкцією).

Протектор (protector) – зовнішня частина шини, за допомогою якої колесо тримається за дорогу.

Пружина (spring) – пружний елемент, використовуваний для амортизації поштовхів і ударів, віброізоляції, створення заданих початкових зусиль, акумуляція механічної енергії.

Рамний кузов (frame body) – кузов, що кріпиться до ходової частини автомобіля за допомогою рами.

Ресора (Spring) – вид амортизуючого пристрою, пружний елемент підвіски транспортної машини, що передає навантаження кузова на ходові колеса, пом'якшуючи поштовхи і удари при проходженні по нерівностях

дороги. Ресори бувають металеві, гідравлічні і пневматичні. Найбільшого поширення набули металеві ресори, які поділяються на листові, торсіонні і пружинні.

Седан (sedan) – тип кузова, який має триоб'ємну форму й відокремлений від салона багажник. У такому кузові кришка багажника не може відкриватися разом із заднім склом.

Споряджена маса (curb weight) – маса повністю заправленого й готового до експлуатації автомобіля, але без вантажу та пасажирів (включаючи водія).

Торсіон (torsion) – стрижень, що працює на кручення, виконує функції пружини. Виготовляється з термічно обробленої сталі, що допускає великі напруження кручення і значні кути закручування (десятки градусів).

Фургон (van) – тип кузова, який має закритий вантажний відсік, відокремлений від салона жорсткою перегородкою.

Навчальне видання

**Біліченко Віктор Вікторович
Добровольський Олександр Леонідович
Смирнов Євгеній Валерійович
Огневий Віталій Олександрович**

**АВТОМОБІЛІ
РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ТА ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ
Проектування підвіски автомобіля**

Навчальний посібник

Редактор В. Дружиніна

Оригінал-макет підготовлено В. Біліченком

Підписано до друку 12.07.2017 р.
Формат 29,7×42 ¼. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Ум. друк. арк. 4,49.

Наклад 50 (1-й запуск 1-20) пр. Зам. № 2017-286.

Видавець та виготовлювач
Вінницький національний технічний університет,
інформаційний редакційно-видавничий центр.
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Хмельницьке шосе, 95, м. Вінниця, 21021.
Тел. (0432) 59-85-32, 59-87-38.
press.vntu.edu.ua; e-mail: kivc.vntu@gmail.com
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.