

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ  
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД  
«ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»  
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ ІНСТИТУТ

«ЗАТВЕРДЖУЮ»  
Директор АДІ ДВНЗ «ДонНТУ»  
М. М. Чальцев  
2013 р.

Кафедра «Автомобільний транспорт»

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ «ПРОЕКТУВАННЯ  
І РОЗРАХУНОК РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ»  
З ДИСЦИПЛІНИ «АВТОМОБІЛІ. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ.  
ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ»  
(ДЛЯ СТУДЕНТІВ НАПРЯМУ ПІДГОТОВКИ 6.070106  
«АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ»)**

**4/3–2012–06**

«РЕКОМЕНДОВАНО»  
Навчально-методична комісія  
факультету  
«Автомобільний транспорт»  
Протокол № 2 від 16.10.2012 р.

«РЕКОМЕНДОВАНО»  
Кафедра  
«Автомобільний транспорт»  
протокол № 1 від 3.10.2012 р.

УДК 629.133 (071)

Методичні вказівки до виконання курсового проекту «Проектування і розрахунок керованого моста» з дисципліни «Автомобілі. Аналіз конструкцій. Основи розрахунку» (для студентів напряму підготовки 6.070106 «Автомобільний транспорт») [електронний ресурс] / укладачі: М.І. Міщенко, Д.Ю. Приходченко, В.Л. Супрун. – Електрон. дані. – Горлівка: ДВНЗ «ДонНТУ» АДІ, 2012. – 1 електрон. опт. диск (CD-R); 12 см. – Систем. вимоги: Pentium; 32 MB RAM; WINDOWS 98/2000/NT/XP; MS Word 2010. – Назва з титул. екрану.

У методичних вказівках наведено основні вимоги й порядок виконання проекту, методику проектування та розрахунку керованого моста, а також рекомендації, що сприяють придбанню навичок самостійної інженерної роботи.

Укладачі:

Міщенко М. І., д.т.н., проф.  
Приходченко Д. Ю.  
Супрун В. Л.

Відповідальний за випуск:

Міщенко М. І., д.т.н., проф.

Рецензент

Севостьянов О. І., к.т.н.,  
доц. каф. «Автомобільний транспорт»

**ЗМІСТ**

ВСТУП.....	4
1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ.....	4
2 ТЕМАТИКА Й ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ НА ПРОЕКТУВАННЯ	5
3 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ ПРОЕКТУ .....	5
4 ЗАГАЛЬНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО ПРОЕКТУВАННЮ	6
5 ОБСЯГ, ЗМІСТ І ОФОРМЛЕННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	8
6 ВКАЗІВКИ ПО ПРОЕКТУВАННЮ КЕРОВАНОГО МОСТА	9
7 РОЗРАХУНОК ДЕТАЛЕЙ КЕРОВАНОГО МОСТА АВТОМОБІЛЯ	10
7.1. Режими навантажень у деталях керованого моста автомобіля .....	10
7.2. Розрахунок поворотного кулака .....	10
7.3. Розрахунок шворня .....	12
7.4. Розрахунок балки передньої осі автомобіля .....	16
7.5. Підбір підшипників .....	19
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ.....	22

## ВСТУП

Прискорені темпи розвитку народного господарства та, у зв'язку з цим, значне зростання грузо- і пасажирообігу автомобільного транспорту, вимагають реалізації відомих напрямів зниження собівартості транспортних робіт і пошуку нових. Одним із таких шляхів є вдосконалення конструкцій автомобілів.

Сучасні методи розрахунково-теоретичних досліджень дозволяють на початковій стадії проектування автомобіля виконувати найбільший об'єм робіт, основними завданнями яких є обґрунтування основних параметрів автомобіля, у тому числі компонування, розподілу маси по осях, складу автопоїзда, потужності двигуна, параметрів трансмісії, задоволення вимог ергономіки, безпеці руху та ін. Завдання, що стоять перед конструктором, вимагають всебічного аналізу існуючих конструкцій автомобілів відповідно до сучасних вимог, що пред'являються до них, з неодмінним урахуванням перспектив розвитку.

Вузли й деталі автомобіля працюють в умовах, що постійно змінюються за величиною й напрямом навантажень, часто в динамічних умовах, що значно перевершують статичні. Це повною мірою відноситься й до керованого моста. Найважливіші вимоги, що пред'являються до керованих мостів, обумовлені їх призначенням – сприймати вертикальні, повздовжні й бічні зусилля, діючі між колесами та рамою або кузовом автомобіля, реактивні моменти при гальмуванні, а також забезпечувати можливість повороту автомобіля.

## 1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Курсовий проект є завершуючим етапом вивчення дисципліни «Автомобілі. Аналіз конструкцій. Основи розрахунку», а робота над ним – умовою формування у студента професійних умінь і навичок, і служить критерієм істинності його знань.

Курсовий проект має своєю метою: ознайомити студента з існуючими конструкціями, навчити його критично оцінювати їх достоїнства, знаходити принципове рішення поставленої задачі; закріпити теоретичний матеріал на практиці при розрахунках проектного об'єкта; розвинути вміння правильного формо- і розміроутворення деталей; вибору матеріалу й раціональної технології для їх виготовлення, навички самостійного користування технічною літературою, нормативними й довідковими матеріалами й виробничими даними, а також поповнити свої знання новими відомостями про сучасні методи оцінки конструкцій, розрахунку й перспективах розвитку автотранспорту та автомобілебудування.

Курсовий проект дозволяє студентові використовувати весь обсяг знань, що отримані в процесі навчання по загальнонауковим, загальнотехнічним і спеціальним дисциплінам, а також свій практичний досвід (при заочній формі

навчання) для вирішення завдань і оформлення цих рішень у вигляді креслень – первинного результату конструкторської роботи.

## **2 ТЕМАТИКА Й ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ НА ПРОЕКТУВАННЯ**

Тематика курсового проектування визначена, в першу чергу, навчальними цілями, враховує інтереси галузі, сучасні тенденції розвитку автомобільних конструкцій і відповідає спеціальності випускника.

За характером вирішуваних у спеціальній частині завдань, тематика курсового проекту визначається як конструкторська (ДЕРЖСТАНДАРТ 2.119-73, ДЕРЖСТАНДАРТ 2.120-73). Проте вона не може розглядатися без взаємозв'язку з питаннями техніко-економічного аналізу, що обумовлений конструкцією, технологією, економікою, соціальними аспектами і т. д., що вирішуються в основній частині проекту і, зокрема, у тяговому розрахунку.

Всіляко підтримується й заохочується прояв студентами ініціативи в поліпшенні конструкції проектуваного вузла в цілому і його окремих елементів.

## **3 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ ПРОЕКТУ**

Доцільний наступний порядок роботи над курсовим проектом:

1. Всебічний розгляд поставленого завдання при ретельному його осмисленні, у ході якого виробляється збір необхідних для проектування матеріалів (літератури, нормативних документів, креслень і т. д.).

2. Розробка можливих варіантів принципів схем, ескізів проектуваного виробу або її нової частини. Аналіз схем, вибір оптимального варіанта і узгодження його з керівником.

3. Паралельне виконання необхідних розрахунків і попередня «чорнова» розробка (компонування) загального вигляду виробу (погодж з керівником).

4. На основі компонентування виконати креслення загального вигляду виробу й декількох деталей, основні розміри яких розраховані в пояснювальній записці.

5. Систематизувати розрахунки та оформити пояснювальну записку.

Розгляд поставленого завдання припускає детальне й поглиблене ознайомлення з останніми досягненнями науки й техніки в цій області, а також з тим, які перспективи подальшого розвитку конструкцій, аналогічних тій, що розробляється студентом, які нові матеріали використовуються або можуть бути використані у вузлі, що розробляється. З цією метою потрібно проглянути відповідну спеціальну літературу, ознайомитися з конструкцією аналогічних вузлів по їх описах і чертежах. При цьому необхідно звертати увагу на переваги й недоліки конструкцій, що вивчаються.

Складання принципової схеми, ескізу є початковим етапом конструювання, яке в курсовому проектуванні завершується чистовим викреслюванням

вузла. На цьому етапі виконуються необхідні попередні розрахунки, що визначають розміри основних деталей.

Чистове викреслювання вузла виробу, що розробляється, є завершуючим етапом конструювання. Розроблений вузол зображається в усіх потрібних проєкціях, з необхідними розрізами й перерізами. Складається специфікація деталей.

Оформлення пояснювальної записки є завершальним етапом курсового проєктування.

#### **4 ЗАГАЛЬНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО ПРОЄКТУВАННЮ**

Ніколи не слід проєктувати без урахування накопиченого досвіду, але неприпустимо й повне копіювання існуючих зразків. При створенні нової конструкції потрібно прагнути використовувати все краще, що є не лише у вітчизняному й зарубіжному автомобілебудуванні, але й в інших близьких галузях промисловості (тракторобудуванні, авіаційній промисловості та ін.).

Спроектований вузол повинен відрізнятися довговічністю, найменшою кількістю регульованих місць, простотою й технологічністю конструкції, надійністю в роботі, жорсткістю й міцністю, малою вагою, компактністю, зручністю в експлуатації й ремонті, низькою собівартістю, високим ККД.

Довговічність усіх деталей вузла має бути однаковою, цього можна досягти, застосовуючи різні матеріали, враховуючи час і умови роботи кожної деталі, їх навантаженість і варіюючи запасами міцності.

Технологічність конструкції визначається вибором таких доцільних форм деталей і їх компоновання, які дозволили б застосувати сучасні найбільш прості високопродуктивні й дешеві способи виготовлення деталей.

Надійність конструкції забезпечується достатньою міцністю, жорсткістю й зносостійкістю деталей, величиною й характером деформацій і напруги, що виникає в деталях при дії робочих зусиль.

Жорсткість деталей характеризується їх прогином, що визначається при максимальних навантаженнях. Перевищення допустимої величини прогину веде до порушення нормальної роботи агрегату, зменшення міцності й зносостійкості механізмів, що входять до нього. Показниками зносостійкості є питомий тиск і питома робота тертя, що визначаються, як правило, при деяких середніх експлуатаційних режимах.

Міцність деталей характеризується напругою вигину, що виникає в них (за найбільш несприятливих умов), зсуву, зминання, растягіння і т.д. Вчислені значення напруги необхідно порівняти з допустимими, що отримані з характеристики використовуваного матеріалу, з урахуванням досвіду роботи аналогічної конструкції, що виконана в металі.

Деталі мають бути по можливості рівноміцними, оскільки надійність і довговічність вузла в цілому визначається міцністю й зносостійкістю найбільш

слабких деталей. Там, де це можливо, потрібно уникати деформацій вигину. Деталі повинні працювати переважно на розтягування і стискування. Їм слід надавати жорсткої форми для протидії зовнішнім силам. Щоб уникнути концентрації напруги перехід від однієї поверхні деталі до іншої потрібно робити плавними.

Число деталей у конструкції має бути мінімальним. Необхідно, по можливості, об'єднувати деталі однакового призначення, примушувати одну деталь виконувати різноманітні функції. Число й розміри оброблюваних поверхонь мають бути обмежені необхідним мінімумом.

Слід мати на увазі, що поверхні, що труться, у процесі роботи виділяють тепло, тому вимагається передбачати засоби й шляхи його відведення. Для зменшення нагріву пар тертя потрібно знижувати питомий тиск, забезпечувати хороше підведення мастила й покращувати тепловіддачу за рахунок збільшення поверхні охолодження.

Слід зменшувати кількість точок змащування й де це можливо, встановлювати незмащувані підшипники. Необхідно забезпечити простоту зборки й розбирання вузла без застосування спеціальних пристосувань. Деталі слід конструювати з таким розрахунком, щоб попередити можливість неправильної зборки, випадкової поломки й псування. Доступ до усіх кріпильних елементів має бути вільним. Отвори бажано конструювати наскрізні, щоб їх можна було обробити «напрохід». Іноді доцільно для упрощення обробки виготовляти деталі складеними. Необхідно зменшувати вагу конструкції, вибираючи раціональну форму деталей, погодившись із напрямом і величиною діючих сил. Не слід з'єднувати дві деталі між собою по декільком паралельним поверхням; допустиме їх стикання тільки по одній поверхні.

Треба звертати увагу на правильність установки підшипників, враховуючи діючі на них сили, а також на надійність ущільнення порожнин, особливо в місцях сполучення рухливих і нерухомих деталей. Слід враховувати, що звичайне різьблення не центрує і не ущільнює. Центрування деталей одна відносно одної потрібно здійснювати точно обробленими шпильками, настановними штифтами, ступінчастими заточуваннями й так далі. Для різьбових з'єднань, від яких вимагається герметичність, потрібно застосовувати глухі гайки, кінцеве різьблення або ставити спеціальні ущільнення. Усі різьбові з'єднання повинні працювати тільки в затягнутому стані. Керування механізмом повинно виконуватися за допомогою мінімальної кількості важелів або інших пристроїв.

В іншому слід керуватися довідниками конструктора, нормативними документами, учбовою й спеціальною літературою (ДЕРЖСТАНДАРТ 2.103-60, ДЕРЖСТАНДАРТ 2.105-79, ДЕРЖСТАНДАРТ 2.109-73).



## 5 ОБСЯГ, ЗМІСТ І ОФОРМЛЕННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Курсовий проект містить:

- розрахунково-пояснювальну записку;
- графічну частину;
- альбом специфікацій.

Розрахунково-пояснювальна записка включає:

- титульний аркуш;
- реферат;
- зміст;
- завдання на курсовий проект;
- вступ;
- огляд, аналіз існуючих конструкцій, вибір компоновальної й конструктивної схеми проектуваного автомобіля;
- тяговий розрахунок автомобіля;
- огляд, аналіз і вибір конструкції керованого моста;
- розрахунок проектуваного керованого моста;
- висновок;
- бібліографічні посилання.

Загальний об'єм пояснювальної записки 30–50 сторінок рукописного тексту на листах формату А4.

Графічна частина проекту включає:

- графіки тягового розрахунку проектуваного автомобіля (1 лист формату А1);
- складальне креслення керованого моста (не менше 1 листа формату А1);
- робочі креслення 3–5 деталей керованого моста (1 лист формату А1).

У комплексних проектах замість графіків тягового розрахунку можуть бути виконані різні варіанти можливих конструктивних рішень проектуваного вузла на листі того ж розміру.

Альбом специфікацій містить:

- титульний аркуш;
- листи специфікації.

Альбом специфікацій підшивається до пояснювальної записки як додаток.

Скорочення слів у тексті й підписах під рисунками не допускається, окрім загальноприйнятих в українській мові. Запис обчислень повинен вироблятися за схемою: шукана величина = формула = підстановка = результат, розмірність.

Розрахунки повинні супроводжуватися необхідними схемами, ескізами деталей, епюр моментів і напруги, зведеними таблицями основних результатів,



розмірів, графіками і т.д.

Кількість рисунків, схем, графіків, таблиць, має бути достатньою для пояснення тексту, що викладається. Кожен рисунок супроводжується підписом, співпадаючим із посиланням у тексті.

Таблиці виконуються за формою, що обумовлена ДЕРЖСТАНДАРТОМ 2.105-68.

Висновки містять коротку інформацію про внесені зміни в існуючу конструкцію, нові прийняті рішення, що обумовлюють переваги спроектованого автомобіля або вузла, наприклад, за рахунок:

- збільшення надійності, довговічності;
- зниження трудомісткості обслуговування, ремонту;
- зниження маси;
- підвищення паливної економічності;
- зниження витрат на виробництво і т. д.

На складальному кресленні, як правило, показують керований міст у 2-х проєкціях, а також необхідні розрізи й перерізи, що забезпечують повне уявлення про виріб і дають можливість виконати по ньому робочі креслення деталей.

Креслення деталі повинне містити розміри з відповідаючими допусками, відомості про матеріал, вказівки про необхідну чистоту обробки поверхонь і точності їх взаємного положення та технічні вказівки. Виконується креслення, як правило, у натуральну величину. При викреслюванні дрібної деталі допускається збільшення в масштабі відповідно до ДЕРЖСТАНДАРТУ 2.302-68.

Найбільш характерні технічні вказівки відносяться:

- до заготівельної технології;
- до механічної обробки деталей;
- до термічної й хіміко-термічної обробки;
- до захисних і декоративних покриттів.

## **6 ВКАЗІВКИ ПО ПРОЕКТУВАННЮ КЕРОВАНОГО МОСТА**

Перш ніж приступити до розрахунку керованого моста, необхідно детально розглянути такі питання: його призначення, класифікація, умови роботи, діючі навантаження, вимоги, переваги й недоліки тієї або іншої конструкції, а також, як відзначалося вище, зробити обґрунтований вибір конструктивної схеми. Потім, виконавши відповідний рисунок моста в записці, приступити до розрахунку його деталей.

## 7 РОЗРАХУНОК ДЕТАЛЕЙ КЕРОВАНОГО МОСТА АВТОМОБІЛЯ

### 7.1. **Режими** навантажень у деталях керованого моста автомобіля

Студенти повинні знати, що розрахунковими режимами є:

**Прямолінійний рух автомобіля** при додатку до коліс максимальних значень гальмових зусиль  $X_{max}$ , наявності нормальної реакції  $Z$ , на колеса передньої осі й відсутності бічної сили ( $B = 0$ ):

$$X_{max} = Z_1 \varphi = m_1 G \varphi ; \quad (7.1)$$

$$Z_1 = m_1 G, \quad (7.2)$$

де  $m_1$  – коефіцієнт перерозподілу нормальних реакцій на колеса передньої осі:  $m_1 = 1,2-1,3$ ;

$G$  – статична вага на колеса передньої осі, Н;

$\varphi$  – коефіцієнт зчеплення шин передніх коліс із дорогою:  $\varphi = 0,7$ .

**Випадок бічного заносу** коліс передньої осі автомобіля при бічній силі  $Y_{max}$ , наявності нормальної реакції  $Z_1$ , і відсутності дотичної сили ( $X = 0$ ):

$$Y_{max} = G_1 \varphi, \quad (7.3)$$

де  $\varphi$  прийнято дорівнюючим 1, а  $Z_1 = G_1$ .

Для лівого й правого коліс керованого моста автомобіля будуть справедливі наступні вираження:

$$Z_{1л} = G_1 \left( 0,5 + \frac{\varphi h_d}{B} \right); \quad (7.4)$$

$$Z_{1п} = G_1 \left( 0,5 - \frac{\varphi h_d}{B} \right); \quad (7.5)$$

$$Y_{max.л} = Z_{1л} \varphi; \quad (7.6)$$

$$Y_{max.п} = Z_{1п} \varphi, \quad (7.7)$$

$h_d$  – висота центра ваги автомобіля, м;

$B$  – колія коліс передньої осі автомобіля, м.

**Динамічний вплив нерівностей** на передні колеса автомобіля з максимальним зусиллям  $Z_{max}$  при відсутності дотичної ( $X = 0$ ) і бічної ( $Y = 0$ ) сил:

$$Z_{max} = G_1 k, \quad (7.8)$$

де  $k$  – коефіцієнт динамічності: для легкових автомобілів  $k = 1,75$ , для вантажних  $k = 2,5$ .

### 7.2. Розрахунок поворотного кулака

На рис. 7.1 показана розрахункова схема лівого і правого поворотних кулаків керованого моста автомобіля.

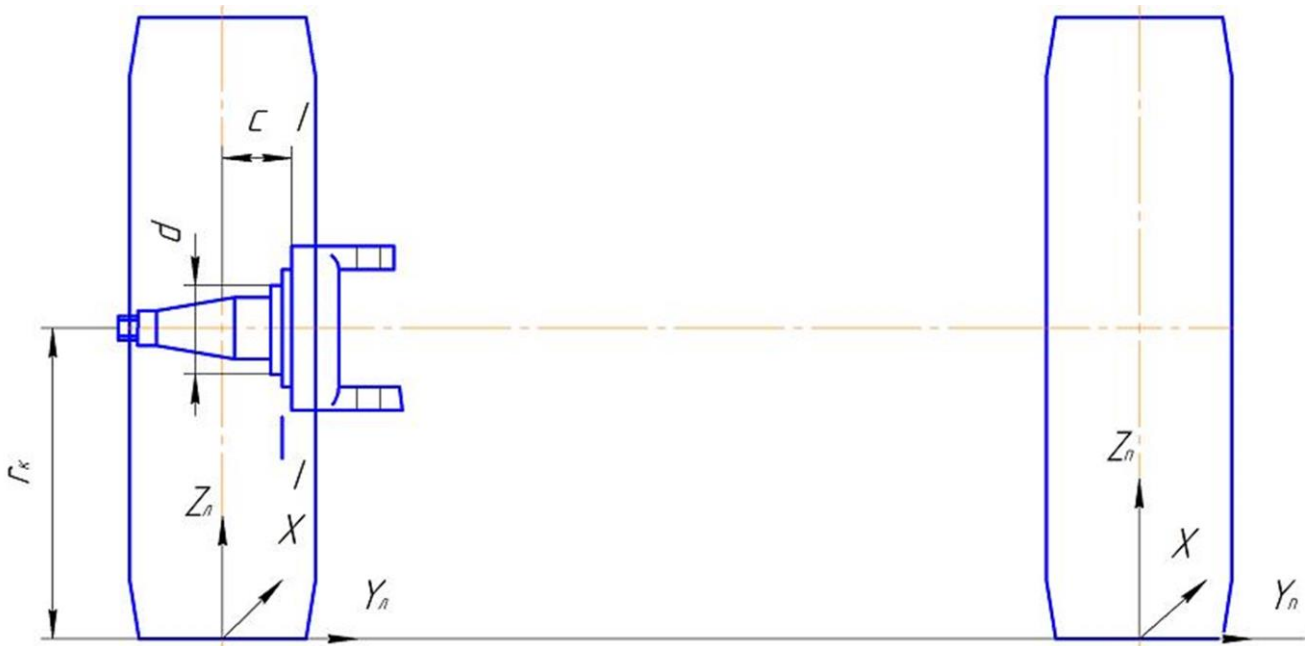


Рисунок 7.1 – Розрахункова схема лівого й правого поворотних кулаків керованого моста автомобіля

При розрахунку деталей керованого моста автомобіля кутами установки шворня й керованих коліс зневажають.

Для першого розрахункового випадку в небезпечному перерізі I-I будуть виникати напруги вигину від зусилля  $X = 0,5X_{max}$  в горизонтальній площині й зусилля  $Z_{л} = Z_{п} = Z = 0,5Z_1$  у вертикальній площині. Згинальний момент дорівнює:

$$M_{и} = C\sqrt{X^2 + Z^2}. \quad (7.8)$$

Тому що маточина колеса встановлена на підшипниках, шип поворотного кулака при гальмуванні крутним моментом не навантажується.

Для другого розрахункового випадку в небезпечному перерізі I-I будуть виникати напруги вигину від зусиль  $Z_{л} = Z_{л1}$  і  $Z_{п} = Z_{п1}$ ,  $Y_{л} = Y_{max.л}$  і  $Y_{п} = Y_{max.п}$  у вертикальній площині. Згинальні моменти для лівого і правого поворотних кулаків будуть:

$$M_{ил} = Z_{л}c - Y_{л}r_k, \quad (7.9)$$

$$M_{ип} = Z_{п}c - Y_{п}r_k. \quad (7.10)$$

Для третього розрахункового випадку в небезпечному перерізі I-I будуть виникати напруги вигину від зусилля  $Z_{л} = Z_{п} = Z = 0,5Z_{max}$  вертикальної площини. Згинальний момент буде дорівнювати:

$$M_{и} = Zc. \quad (7.11)$$

Розрахунковим згинальним моментом буде найбільший із рівнянь (7.8–7.11).

Рівняння міцності на вигин:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W} \leq [\sigma]_{\text{и}}, \quad (7.12)$$

де  $[\sigma]_{\text{и}}$  – допустима напруга на вигин  $[\sigma]_{\text{и}} = 500 - 550$  МПа.

### 7.3. Розрахунок шворня

Розглянемо зусилля, що діють на шворнінь у перерізах I і II (рис. 7.2).

*Перший розрахунковий випадок.* На кожне кероване колесо діє нормальна реакція  $Z = 0,5 Z_1$  і дотична реакція  $X = 0,5 X_{\text{max}}$ .

Перенесемо силу  $X$  в точки А і В. Сили  $X$ , відзначені одною рисою, становлять пару сил з моментом  $M' = X r_{\text{к}}$ . Сили  $X$ , відзначені двома рисками, становлять пару сил з моментом  $M'' = X l_1$ . Сила  $X$ , що буде діяти безпосередньо на шворнінь.

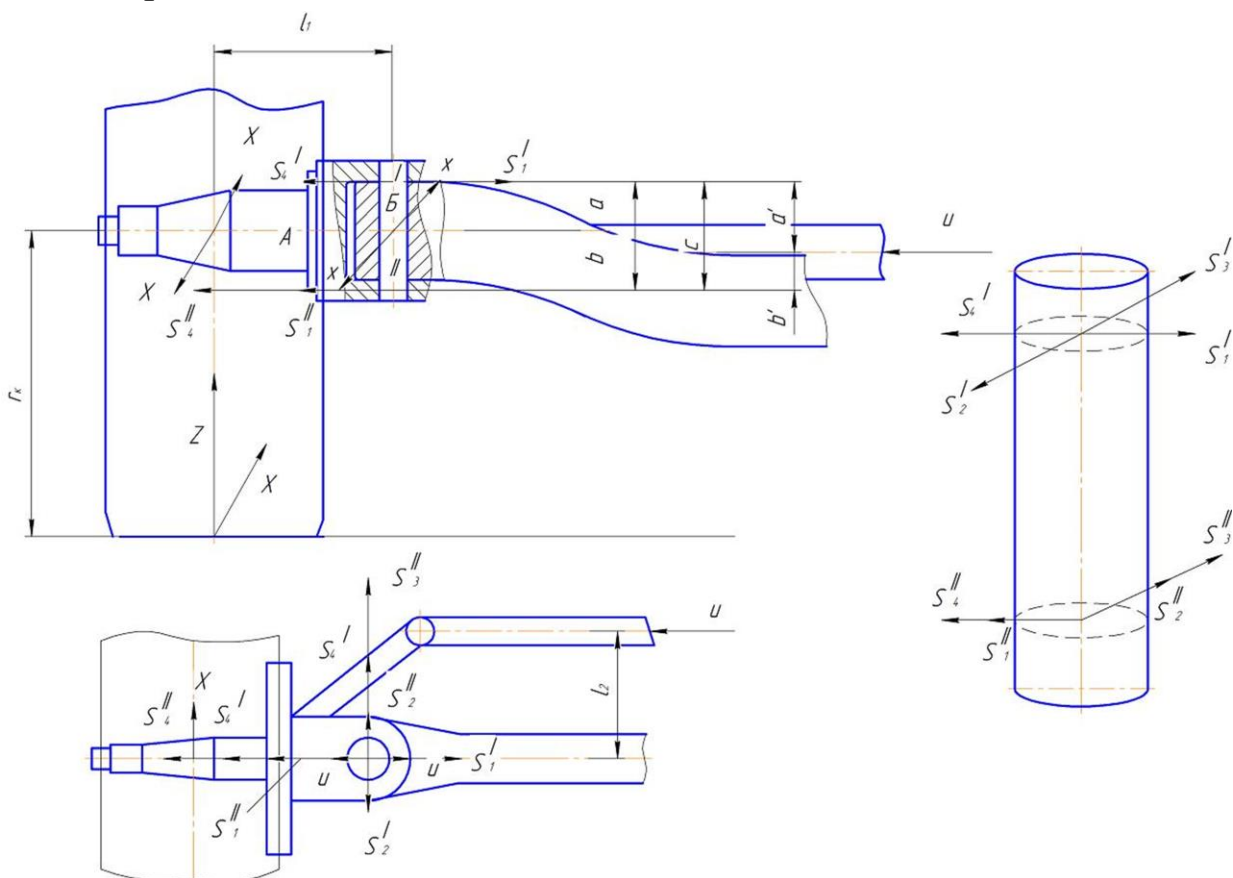


Рисунок 7.2 – Схема сил, що діють на шворнінь поворотного кулака автомобіля (перший розрахунковий випадок)

У перерізах I і II шворня будуть діяти наступні зусилля:

– від сили  $Z$ :

$$S_1' = S_1'' = Z \frac{l_1}{c}; \quad (7.13)$$

– від моменту  $M'$ :

$$S_2' = S_2'' = X \frac{r_{\text{к}}}{c}; \quad (7.14)$$

– від сили  $X$ :

$$S'_3 = X_c^b, \quad S'_3 = X_c^a. \quad (7.15)$$

Момент  $M''$ , що діє у горизонтальній площині, прагне повернути поворотний кулак по напрямку дії зусилля  $X$ .

Цьому повороту перешкоджає сила  $U$  від дії поперечної рульової тяги на поворотний кулак. Перенесемо силу  $U$  до центра  $O$  шкворня. Сили  $U$ , відзначені трьома рисками, становлять пару сил з моментом  $M''' = Ul_2$ . З рівності  $M''' = M''$  визначаємо величину зусилля  $U$ :

$$U = X \frac{l_1}{l_2}. \quad (7.16)$$

Сила  $U$ , яка залишилася, буде діяти безпосередньо на шкворінь. Від неї в перерізах I і II шворня будуть виникати наступні зусилля:

$$S'_I = X \frac{l_1 b'}{l_2 c}, \quad S'_I = X \frac{l_1 a'}{l_2 c} \quad (7.17)$$

На рис. 7.2 показані зусилля, що діють на шворінь у перерізах I і II. Верхній переріз I шворня завантажено значно менше, ніж нижній II. Тому нижній переріз з умови міцності повинен бути більше по розмірах, ніж верхній. Східчастий шворінь є нетехнологічним. Тому виготовляють шворінь гладким, витримуючи наступне співвідношення:

$$a < b. \quad (7.18)$$

Зусилля в перерізах I і II шворня визначаються за наступними рівняннями:

$$S_I = \sqrt{(S'_1 - S'_4)^2 + (S'_2 - S'_3)^2} \quad (8.19)$$

$$S_{II} = \sqrt{(S''_1 + S''_4)^2 + (S''_2 + S''_3)^2} \quad (8.20)$$

*Другий розрахунковий випадок* (рис. 7.3). Перенесемо зусилля  $Y_{max.l}$  і  $Y_{max.p}$  відповідно в точки  $A$  і  $B$ . Сили  $Y_{max.l}$  і  $Y_{max.p}$  відзначені одною рисою, будуть становити пари сил із моментом відповідно  $M_a = Y_{max.l} r_k$  і  $M_a = Y_{max.p} r_k$ . Сили, що залишилися  $Y_{max.l}$  і  $Y_{max.p}$  будуть діяти безпосередньо на шкворінь у точках  $A$  і  $B$ .

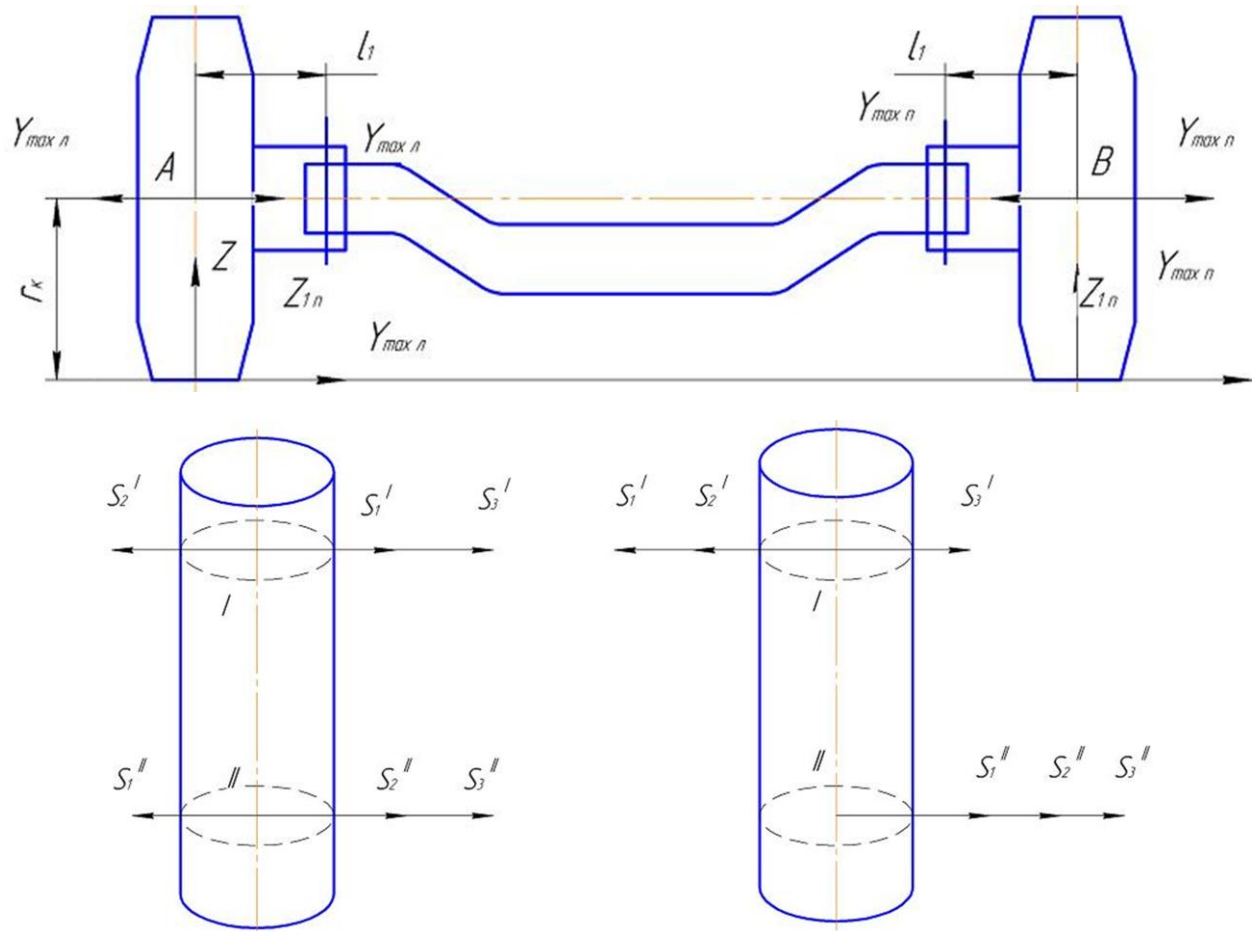


Рисунок 7.3 – Схема сил, що діють на шкворінь поворотного кулака автомобіля (другий розрахунковий випадок)

Тут необхідно розглядати окремо зусилля, що діють на лівий і правий шкворінь (рис. 7.3):

– від сили  $Z_{1л}$ :

$$S_1' = S_1'' = Z_{1л} \frac{l_1}{c}, \quad (7.21)$$

– від сили  $Z_{1п}$ :

$$S_1' = S_1'' = Z_{1п} \frac{l_1}{c}, \quad (7.22)$$

– від моменту  $M_a$ :

$$S_2' = S_2'' = Y_{max.л} \frac{r_k}{c}, \quad (7.23)$$

– від моменту  $M_B$ :

$$S_2' = S_2'' = Y_{max.п} \frac{r_k}{c}, \quad (7.24)$$

– від сили  $Y_{max.л}$ :

$$S_3' = Y_{max.л} \frac{b}{c}, \quad S_3'' = Y_{max.л} \frac{a}{c}, \quad (7.25)$$

– від сили  $Y_{max.п}$ :

$$S'_3 = Y_{max.п} \frac{b}{c}, \quad S''_3 = Y_{max.п} \frac{a}{c}. \quad (7.26)$$

Зусилля в перерізах I і II лівого й правого шкворнів визначаються по наступних рівняннях:

$$S_{Iл} = S'_1 - S'_2 + S'_3; \quad (7.27)$$

$$S_{IIл} = S'_1 + S'_2 - S'_3; \quad (7.28)$$

$$S_{Iп} = S''_2 + S''_2 - S''_3; \quad (7.29)$$

$$S_{IIп} = S''_1 + S''_2 + S''_3; \quad (7.30)$$

*Третій розрахунковий випадок* (рис. 7.4). Зусилля від сили  $0,5Z_{max}$  у перерізах I і II шкворня визначаються за наступним рівнянням:

$$S' = S'' = Z_{max} \frac{l_1}{2c} \quad (7.31)$$

Для шкворня з постійним перерізом по всій довжині за розрахункове зусилля приймають найбільше по величині зусилля  $S$ , обумовлене рівняннями (7.19), (7.20), (7.27–7.31)

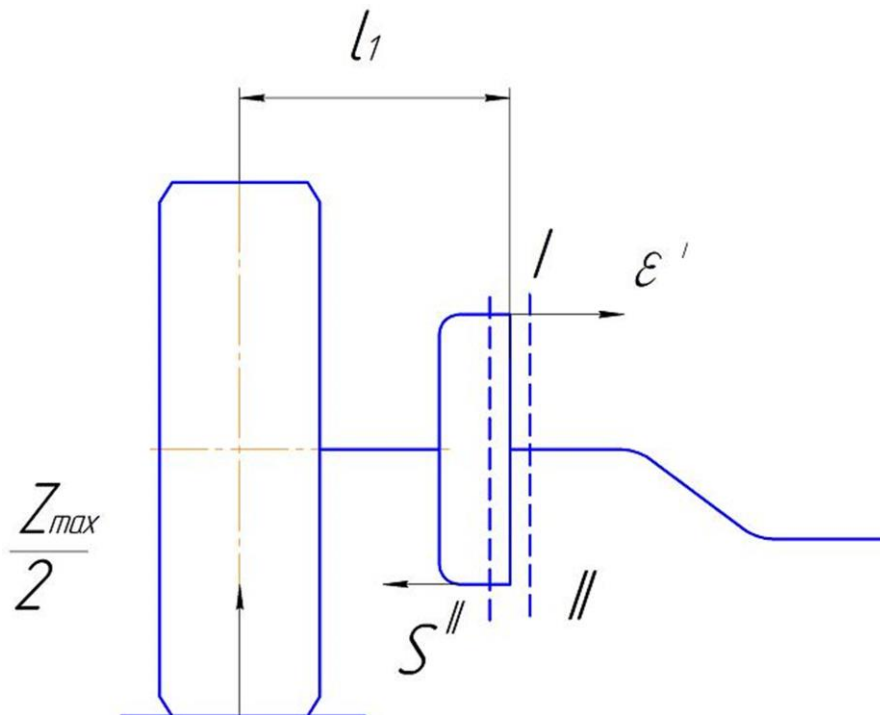


Рисунок 7.4 – Схема сил, що діють на шкворінь поворотного кулака автомобіля (другий розрахунковий випадок)

Розрахунок шворня виконується на вигин, зріз, а втулки шворня – на зминання (рис. 8.5) за наступними рівняннями:

$$\sigma_n = \frac{Sl}{0,1d^3} \leq [\sigma]_n; \quad (7.32)$$



$$\sigma_{\text{см}} = \frac{S}{2dl} \leq [\sigma]_{\text{см}}; \quad (7.33)$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4S}{\pi d^2} \leq [\tau]_{\text{ср}}, \quad (7.34)$$

де  $[\sigma]_{\text{и}}$  – допустима напруга на вигин;  $[\sigma]_{\text{и}} = 800\text{--}850$  МПа;  
 $[\sigma]_{\text{см}}$  – допустима напруга на зминання;  $[\sigma]_{\text{см}} = 50$  МПа;  
 $[\tau]_{\text{ср}}$  – допустима напруга на зріз;  $[\tau]_{\text{ср}} = 85$  МПа.

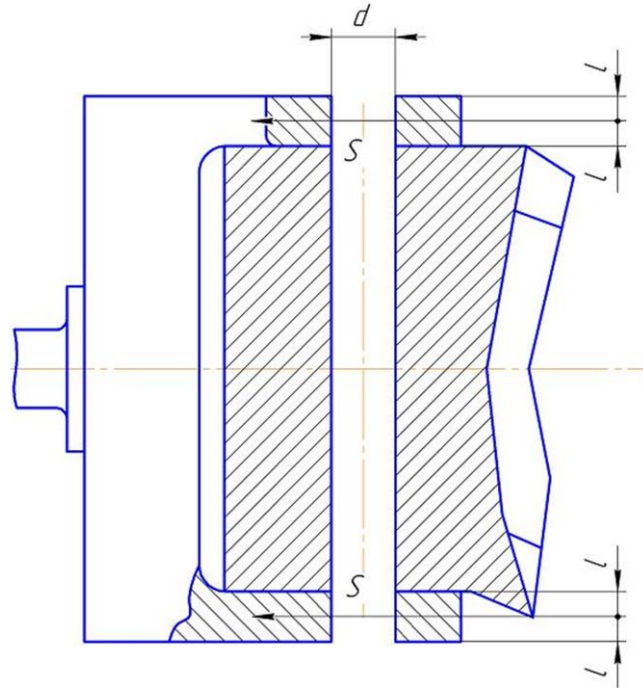


Рисунок 7.5 – Розрахункова схема шкворня

При виконанні курсового проекту студенти повинні виконати проектний розрахунок шворня. Крім того, для одержання достатнього терміну служби напруга на зминання у втулках при розрахунку на статичне навантаження по силі  $Z = 0,5G$  не повинна перевищувати 15 МПа.

#### 7.4. Розрахунок балки передньої осі автомобіля

Балка передньої осі автомобіля розраховується для трьох випадків навантаження. Небезпечним перерізом балки будуть перерізи I-I і II-II (рис. 7.6). Подовженою верхньою полицею в перерізі II-II будемо зневажати, збільшуючи при цьому міцність балки в цьому перерізі.

Для першого розрахункового випадку в небезпечних перерізах I-I і II-II балки будуть виникати напруги вигину в горизонтальній площині й напруги крутіння від зусилля  $X = 0,5X_{\text{max}}$ , напруги вигину у вертикальній площині від зусилля  $Z_{1л} = Z_{1п} = Z = 0,5Z$  і напруги розтягання (рульова трапеція розташована поперед передньої вісі) або стиску (рульова трапеція розташована позаду балки переднього моста) від зусилля  $U$ , див. рівняння (7.16).

Рисунок 7.6 – Розрахункова схема балки передньої осі автомобіля для трьох розрахункових навантажувальних режимів

Величини згинальних моментів визначаються за наступними рівняннями:

– від зусилля  $X$ :

$$M_{xI-I} = Xn_1, \quad M_{xII-II} = Xn_2 \quad (7.35)$$

– від зусилля  $Z$ :

$$M_{zI-I} = Zn_1, \quad M_{zII-II} = Zn_2 \quad (7.36)$$

Величини крутних моментів визначаються за наступними рівняннями:

– від зусилля  $X$ :

$$M'_{I-I} = Xr_k, \quad M'_{II-II} = Xr'_k \quad (7.37)$$

Найбільші напруги вигину в небезпечних перерізах балки визначаються за наступними рівняннями:

$$\sigma_{иI-I} = \sigma_{xI-I} + \sigma_{yI-I}; \quad \sigma_{иII-II} = \sigma_{xII-II} + \sigma_{yII-II}, \quad (7.38)$$

де  $\sigma_{xI-I}$  – напруга вигину від моменту  $M_{zI-I}$ :

$$\sigma_{xI-I} = \frac{M_{zI-I}}{W_x}, \quad (7.39)$$

де  $W_x$  – момент опору перетину щодо осі  $X$ :

$$W_x = \frac{BH^3 - bh^3}{6H}, \quad (7.40)$$

де  $\sigma_{yI-I}$  – напруга вигину від моменту  $M_{xI-I}$ :

$$\sigma_{yI-I} = \frac{M_{xI-I}}{W_y}; \quad (7.41)$$

$$L = \frac{60 L_h n}{10^6}, \quad (7.58)$$

де  $W_y$  – момент опору перетину щодо осі  $B$ :

$$W_y = \frac{(H-h)b^3 + h(B-b)^3}{6B}, \quad (7.42)$$

де  $\sigma_{xII-II}$  – напруга вигину від моменту  $M_{zII-II}$ :

$$\sigma_{xII-II} = \frac{M_{zII-II}}{W_x}, \quad (7.43)$$

де  $\sigma_{yII-II}$  – напруга вигину від моменту  $M_{xII-II}$ :

$$\sigma_{yII-II} = \frac{M_{xII-II}}{W_y}, \quad (7.44)$$

Найбільша напруга крутіння в балці:

$$\tau_{I-I} = \frac{M'_{I-I}}{W_p} \leq [\tau]; \quad \tau_{II-II} = \frac{M'_{II-II}}{W_p} \leq [\tau], \quad (7.45)$$

де  $W_p$  – полярний момент опору перетину балки:

$$W_p = \frac{2}{9} t^2 (H + 2b), \quad (7.46)$$

де  $[\tau]$  – допустима напруга на крутіння;  $[\tau]=125$  МПа.

Найбільша напруга стиску або розтягання в небезпечних перерізах балки:

$$\sigma = \frac{U}{F}, \quad (7.47)$$

де  $F$  – площа небезпечного перерізу балки:

$$F = BH - bh. \quad (7.48)$$

Найбільша нормальна напруга в небезпечних перерізах балки:

$$\sigma_{I-I} = \sigma_{UI-I} + \sigma \leq [\sigma], \quad \sigma_{II-II} = \sigma_{UII-II} + \sigma, \quad (7.49)$$

де  $[\sigma]$  – нормальна напруга, що допускається;  $[\sigma] = 300$  МПа.

Максимальна напруга на вигин і скручування при двотавровому перерізі виникає в різних крапках цього перетину й тому не підсумується.

Для другого розрахункового випадку в небезпечних перерізах I-I і II-II балки будуть виникати напруги вигину у вертикальній площині від зусиль  $Y_{\max \text{ л}}$ ,  $Y_{\max \text{ п}}$ ,  $Z_{1\text{ л}}$ ,  $Z_{1\text{ п}}$  та створюються згинаючі моменти:

$$M_{\text{лI-I}} = Z_{1\text{ л}} n_1 - Y_{\max \text{ л}} r_{\text{к}}, \quad M_{\text{лII-II}} = Z_{1\text{ л}} n_2 - Y_{\max} r'_{\text{к}} \quad (7.50)$$

$$M_{\text{пI-I}} = Z_{1\text{ п}} n_1 + Y_{\max \text{ п}} r_{\text{к}}, \quad M_{\text{пII-II}} = Z_{\text{п}} n_{\text{II-II}} - Y_{\max \text{ п}} r'_{\text{к}} \quad (7.51)$$

Найбільша напруга в небезпечних перерізах балки визначається за рів-

нянням:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}} \leq [\sigma], \quad (7.51)$$

де  $M_{\text{и}}$  – найбільший згинальний момент у кожному перерізі, обумовлений рівняннями (7.50–7.51). Інші величини зазначені в першому розрахунковому випадку розд. 7.4.

Для третього розрахункового випадку в небезпечних перерізах I-I і II-II балки будуть виникати напруги вигину від сили  $Z_{1л} = Z_{1п} = Z = 0,5Z_{\text{max}}$ :

$$\sigma_{\text{иI-I}} = \frac{Zn_1}{W_x} \leq [\sigma]_{\text{и}}, \quad \sigma_{\text{иII-II}} = \frac{Zn_2}{W_x} \leq [\sigma]_{\text{и}}. \quad (7.52)$$

У дійсності розміри перерізів I-I і II-II балки переднього моста неоднакові, тому всі розрахунки необхідно вести із цих умов.

## 7.5. Підбір підшипників

Підшипники маточин коліс вибирають за отриманими в результаті міцностних розрахунків діаметрів цапфи з урахуванням умов навантаження і діючих навантажень відповідно до ДЕРЖСТАНДАРТ 18854-82, ДЕРЖСТАНДАРТ 18855-82 і ДЕРЖСТАНДАРТ 20918-75.

Підшипники маточин коліс підбирають по:

- статичній і динамічній вантажопідйомності;
- довговічності;
- граничній частоті обертання.

Ці підшипники в статичному положенні автомобіля сприймають зовнішнє статичне навантаження, і тому їх підбирають не тільки по динамічній, але й по статичній вантажопідйомності. Розрахунок у цьому випадку полягає в порівнянні статичної вантажопідйомності обраного в каталозі підшипника з радіальним навантаженням, що діє на нього при статичному положенні автомобіля з номінальним навантаженням. Діюча на підшипник динамічне навантаження повинна бути менше його статичної (по каталогу) в 1,5-2,5 рази. Таким чином,

$$(1,5 \dots 2,5)F_r \leq C_o, \quad (7.53)$$

де  $F_r$  – радіальне навантаження на підшипник, що дорівнює частині навантаження на колесо при нерухливому автомобілі з номінальним навантаженням.

Радіальне навантаження визначається з урахуванням відстані від підшипника до центра контакту колеса з дорогою (по осі маточини).

Підбір підшипників по динамічній вантажопідйомності полягає у визначенні еквівалентного радіального навантаження, що діє на підшипник. Це навантаження не повинно перевищувати динамічну вантажопідйомність підшипника, що обраний по каталогу.

Розрахунок підшипників на довговічність полягає в підборі для проекто-

ваної маточини такого підшипника, що забезпечить її працездатність протягом планованого терміну служби в заданих умовах при 90%-й надійності (10 % підшипників можуть мати довговічність, що менша за розрахункову). У результаті експериментальних досліджень підшипників на надійність установлені наступні співвідношення:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \text{або} \quad L_{\text{п}} = \frac{10^6}{60} L = \frac{10^6}{60} \left(\frac{C}{P}\right)^p, \quad (7.54)$$

де  $L_{\text{п}}$  – розрахункова довговічність, годин;

$C$  – динамічна вантажопідйомність, кг;

$P$  – еквівалентне навантаження, кг;  $P = 10/3 = 3,33$  – для ролико-підшипників;  $P=3$  для шарикопідшипників;

$n$  – розрахункова частота обертання,  $\text{хв}^{-1}$ .

Еквівалентне навантаження визначають за формулою

$$P = (XV F_r + B F_a) k_{\sigma} k_T, \quad (7.55)$$

де  $F_a$  – осьове навантаження;

$X$  і  $B$  – коефіцієнти відповідно радіального й осьового навантажень;

$V$  – коефіцієнт обертання (при обертанні зовнішнього кільця  $V = 1,2$ , внутрішнього –  $V = 1$ );

$k_{\sigma}$  – коефіцієнт безпеки, що залежить від характеру навантаження;

$k_T$  – температурний коефіцієнт, що залежить від температури підшипника при роботі в конкретному вузлі автомобіля. При

$$\frac{F_a}{(F_r V)} > e,$$

де  $e$  – коефіцієнт осьового навантаження, що залежить від кута контакту, варто користуватися вираженням (7.55), що записане у вигляді:

$$P = F_r V k_{\sigma} k_T.$$

Розрахункову частоту обертання підшипників визначають із урахуванням середньої швидкості руху автомобіля й радіуса кочення колеса. При максимальній швидкості руху даного автомобіля вона не повинна перевищувати граничної частоти обертання підшипників маточин коліс, що зазначена в каталозі.

Необхідну довговічність підшипників у маточині коліс можна визначити виходячи з нормованого пробігу  $S$  даного автомобіля до капітального ремонту й середньої швидкості  $V_{a \text{ ср}}$  руху автомобіля:

$$L_h = \frac{S}{V_{a \text{ ср}}}. \quad (7.56)$$

Середня швидкість автомобіля

$$V_{a \text{ ср}} \approx 0,6 V_{a \text{ max}}. \quad (7.57)$$

Зв'язок між довговічністю  $L_h$  у годинах і числом циклів  $L$

Вона визначається числом годин при заданій постійній частоті обертання, що підшипник повинен проработити до появи ознак втоми тіл кочення.

Точки прикладення реакцій на цапфі поворотного кулака визначають із урахуванням зсуву реакцій при використанні радіально-опорних конічних роликотідшипників.

Розрахунок опорного підшипника поворотного кулака полягає у визначенні еквівалентного статичного навантаження відповідно до ДЕРЖСТАНДАРТУ 18854-82 «Підшипники кочення. Методи розрахунку статичної вантажопідйомності й еквівалентного статичного навантаження».

За розрахунковий режим для роликового конічного підшипника поворотного кулака приймають рух з постійною швидкістю  $V_a = 40$  км/год по криволінійній траєкторії радіусом  $R = 50$  м або  $V_a = 20$  км/год при  $R = 12$  м.

Вертикальна реакція в точці контакту колеса з опорною поверхнею для найбільш навантаженого зовнішнього стосовно центру повороту колеса

$$R_z = \left( \frac{m_{an}g}{2} \right) \left( 1 + \frac{2h_g V_a^2}{BRg} \right). \quad (7.58)$$

Якщо прийняти, що на поворотний кулак діє зусилля, що дорівнює вертикальній реакції в точці контакту, і припустити, що  $h_g/B = 0,5$ , то

$$R_z = 1,25 \frac{m_{an}g}{2}, \quad (7.59)$$

і осьове навантаження на опорний підшипник

$$F_a = 0,625 m_{an}g. \quad (7.60)$$

У зв'язку з відносно невеликим кутовим переміщенням і небезпекою поверхневого руйнування кілець, підшипник вибирають по статичній вантажопідйомності  $C_0$  і при цьому еквівалентне статичне навантаження  $P_0 = (0,5 \div 0,33)C_0$ .

За розрахунковий режим для опорної бронзової шайби, що застосовується в керованих мостах замість роликового конічного підшипника, приймають статичне навантаження при повній масі автомобіля:

$$F_a = \frac{m_{an}g}{2}. \quad (7.61)$$

При цьому напруга зминання

$$\sigma_{cm} = \frac{4F_a}{\pi(D^2 - d^2)}, \quad (7.62)$$

де  $D$  і  $d$  – зовнішній і внутрішній діаметри шайби;  $[\sigma]_{cm} \leq 30$  МПа.

**СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ**

1. Автомобиль (основы конструкции): учебник / Н. Н. Вишняков, В. К. Вахламов, А. Н. Нарбут, А. Н. Островцев. – М.: Машиностроение, 1976. – 215 с.
2. Конструктивная безопасность автомобиля: учеб. пособие для студентов вузов / Л. Л. Афанасьев, А. Б. Дьяков, В. А. Иларионов. – М.: Машиностроение, 1983. – 212 с.
3. Отечественные автомобили / В. И. Анохин. – М.: Машиностроение, 1977. – 740 с.
4. Армейские автомобили. Конструкция и расчет. Ходовая часть и органы управления / А. С. Антонов, Ю. А. Кононович, Е. И. Магидович и др. – М.: Воениздат, 1970. – 479 с.
5. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля: учеб. пособие для вузов / Н. А. Бухарин, В. С. Прозоров, М. М. Щукин. – Л.: Машиностроение (Ленинградское отделение), 1973. – 504 с.
6. Конструирование и расчет автомобиля / Б. В. Гольд. – М.: Машгиз, 1962. – 63 с.
7. Грузовые автомобили / М. С. Высоцкий, Ю. Ю. Беленький, Л. Х. Гилелес. – М.: Машиностроение, 1979. – 384 с.
8. Техничко-экономический анализ проектируемых автомобилей / М. И. Ипатов. – М.: Машиностроение, 1982. – 272 с.
9. Краткий справочник по импортным автомобилям / И. И. Карбанович. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1980. – 192 с.
10. Краткий автомобильный справочник. – 10-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1983. – 220 с.
11. Конструирование и расчет автомобиля: учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы» / И. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Родионов. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.
12. Мосты автомобилей и автопоездов / С. Я. Марголис. – М.: Машиностроение, 1983. – 160 с.
13. Устройство автомобиля: учебник для учащихся автотранспортных техникумов / Е. В. Михайловский, К. Б. Серебряков, Е. Я. Тур. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 352 с.
14. Автобусы / В. В. Осепчугов. – М.: Машиностроение, 1971. – 312 с.
15. Основы проектирования автомобилей / А. Н. Островцев. – М.: Машиностроение, 1968. – 204 с.
16. Развитие автомобильных транспортных средств / Д. П. Великанов, В. И. Бернацкий, М. И. Боева. – М.: Транспорт, 1984. – 120 с.
17. Шасси автомобиля ЗиЛ-130 / А. М. Кригера. – М.: Машиностроение, 1973. – 400 с.



18. Автомобиль КамАЗ. Устройство, техническое обслуживание, эксплуатация / И. М. Юрковский, В. А. Толпыгин. – М.: ДОСААФ, 1975. – 406 с.

19. Расчет и выбор подшипников качения / Н. А. Спицин, Б. А. Яхин, П. Н. Перегудов, И. М. Забулонов. – М.: Машиностроение, 1974. – 56 с.