

**СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ**
Навчально-науковий інститут транспорту і будівництва
Кафедра логістичного управління та безпеки руху на транспорті

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної випускної роботи


освітній ступень - магістр

спеціальність 275 – Транспортні технології

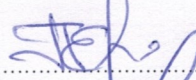
спеціалізація 275.03 – Транспортні технології (на автомобільному транспорті)

на тему: **«Вдосконалення організації перевезень вантажів автопоїздів в гірничих умовах»**

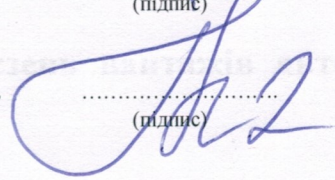
Виконав: студент групи ОПАТ-Козоріз Є.О.


.....
(підпис)

Керівник: доц. Полупан Є.В.


.....
(підпис)

Завідувач кафедри: проф. Чернеціка-Білеціка Н.Б.


.....
(підпис)

Рецензент: *Рязанцева А.К.*

.....
(підпис)

Севєродонецьк – 2021

ВСТУП

В даний час в Україні для перевезення вантажів, в тому числі на гірських територіях, широко використовуються автопоїзда в складі тягача і напівпричепа. Однак в гірських умовах експлуатації в порівнянні з рівнинними значно знижується надійність несучої системи напівпричепів автопоїздів, внаслідок чого виникає неузгодженість між потоками відмов напівпричепів та плановими ремонтами, що значно збільшує витрати на їх експлуатацію. Для зниження цих витрат можна використовувати два підходи. Перший, відомий підхід, застосований Волковим В.С. і Магомедовим В.К., полягає в зборі статистичної інформації про відмови і пошкодження напівпричепів в гірських умовах, встановлення математичних закономірностей відмов, розробці методики їх прогнозування і нових планів обслуговування і ремонту. Це дозволяє скоротити терміни проведення ремонтів і витрати, пов'язані з простоем рухомого складу. Однак число ремонтів та пов'язані з ними витрати при цьому збільшуються. Таким чином, в даному підході усунення неузгодженості між потоками відмов напівпричепів і плановими обслуговуваннями і ремонтами здійснюється за рахунок збільшення кількості планових ремонтів, що істотно збільшує витрати на експлуатацію в порівнянні з рівнинними умовами.

Другий підхід, пропонований у цій роботі, полягає у встановленні причин, що викликають зниження надійності несучої системи напівпричепа, і розробці способів зниження негативного впливу цих причин за рахунок вдосконалення організації перевезень. Таким чином, усунення неузгодженості між потоками відмов напівпричепів та плановими ремонтами в даному підході здійснюється не за рахунок збільшення числа ремонтів, а за рахунок вдосконалення технології перевезень в гірських умовах, що є актуальним, оскільки призведе до додаткового зниження витрат.

Зниження навантаженості несучої системи напівпричепів автопоїздів можна здійснити за рахунок вдосконалення технології та організації переміщення вантажів, шляхом обмеження швидкості, а також обґрунтування експлуатаційних вимог до окремих технічних параметрів тягача і напівпричепа.

Питаннями надійності автотранспортних систем займалися багато вітчизняних і зарубіжних вчених. В їх роботах міститься багато цінних відомостей прикладного значення, проте питань надійності несучої системи напівпричепів автопоїздів і її підвищення в гірських умовах експлуатації не приділено достатньої уваги.

Метою роботи є зменшення експлуатаційних витрат шляхом зниження навантаженості несучої системи напівпричепів (НСНП) автопоїздів, що експлуатуються в гірських районах України за рахунок вдосконалення організації перевезень.

Для досягнення поставленої мети були сформульовані наступні завдання дослідження.

1. Дати характеристику використовуваного рухомого складу і умов експлуатації і автопоїздів в гірських районах України і запропонувати гіпотезу про основну причину підвищеної навантаженості НСНП в цих умовах у порівнянні з рівнинними умовами.

2. Провести аналіз статистичної інформації про відмови напівпричепів, експлуатованих в гірських умовах і обґрунтувати основну причину підвищеної навантаженості НСНП в цих умовах.

3. Розробити теоретичні передумови для вдосконалення організації перевезень вантажів з метою зниження навантаженості НСНП в гірських умовах експлуатації, що включають:

- визначення статистичних характеристик поворотів гірських доріг України і кутів складання автопоїздів, а також поперечних сил інерції, що діють на елементи автопоїзда;

- розробку розрахункової схеми і математичної моделі навантаження НСНП в процесі повороту;

- методику раціонального агрегування тягача і напівпричепа за параметрами підвіски;

- методику раціонального розміщення вантажів в кузові напівпричепа;

- методику вибору раціональної швидкості автопоїзда на поворотах.

4. Розробити методики експериментального визначення поперечної жорсткості тягача і напівпричепа з урахуванням кута складання автопоїзда.
5. Провести техніко-економічне обґрунтування запропонованого вдосконалення організації перевезень вантажів в гірських умовах.

Наукова новизна роботи полягає в наступному.

1. Встановлено основна причина високого навантаження НСНП в гірських умовах експлуатації в порівнянні з рівнинними умовами.
2. Отримано статистичні характеристики радіусів поворотів гірських доріг України і поперечних сил інерції, що діють на елементи автопоїзда.
3. Розроблено математичну модель навантаження НСНП автопоїзда в процесі повороту, що враховує параметри тягача, напівпричепа і розміщення вантажу в ньому, яка дозволяє визначати оптимальні значення цих факторів.
4. Розроблено методики вдосконалення організації перевезень вантажів в гірських умовах експлуатації, що забезпечують зниження навантаженості НСНП:
 - раціонального підбору тягача і напівпричепа по кутовий жорсткості;
 - раціонального розміщення вантажів в кузові напівпричепа;
 - вибору раціональної швидкості руху автопоїзда на поворотах.
5. Виявлено найбільш ймовірні кути складання автопоїздів на поворотах гірських доріг України.

Теоретична і практична значущість роботи полягає в тому, що в ній розроблені теоретичні передумови вдосконалення організації перевезень вантажів автопоїздами в гірських умовах експлуатації, які дозволяє знизити навантаженість НСНП, експлуатаційні витрати і підвищити ефективність використання сидельних автопоїздів не тільки в гірських умовах, а й на рівнинних дорогах з великою кількістю поворотів. Запропоновано методики експериментального визначення кутової жорсткості тягача і напівпричепа в поперечному напрямку, які дозволяють оперативно і з достатньою точністю визначити ці показники і реалізувати розроблені методики щодо вдосконалення організації перевезень.

У роботі застосовувалися статистичні, розрахунково-теоретичні та експериментальні методи дослідження.

На захист виносяться наступні положення.

1. Статистичні характеристики радіусів поворотів гірських доріг України і поперечних сил інерції, що діють на автопоїзд на поворотах.

2. Математична модель навантаження НСНП поперечними силами інерції в процесі повороту, що враховує параметри тягача, напівпричепа і розміщення вантажу в ньому.

3. Методики вдосконалення організації перевезень вантажів в гірських умовах експлуатації, що дозволяють знизити навантаженість НСНП.

4. Методики і результати експериментального визначення поперечної жорсткості тягача і напівпричепа в поперечному напрямку з урахуванням кута складання автопоїзда.

5. Економічне обґрунтування запропонованих заходів щодо вдосконалення організації перевезень вантажів в гірських умовах.

Достовірність і обґрунтованість результатів роботи підтверджується застосуванням фундаментальних методів математичної статистики, експериментальними дослідженнями в умовах експлуатації автопоїздів.

РОЗДІЛ 1. АКТУАЛЬНІ ПИТАННЯ ВДОСКОНАЛЕННЯ ОРГАНІЗАЦІЇ ПЕРЕВЕЗЕНЬ ВАНТАЖІВ СІДЕЛЬНИМИ АВТОПОЇЗДАМИ

1.1. Історія появи вантажних напівпричепів за кордоном

Історія створення сідельного тягача веде в Європу в 20-і роки минулого століття. Сідельний тягач 20-х років минулого століття показаний на рис. 1.1.



Рис. 1.1. Сідельний тягач 20-х років минулого століття

Головна перевага автопоїзда в складі сідельного тягача з сидільно-зчіпним пристроєм (СЗП) і напівпричепа складається в можливості легко і швидко з'єднати і роз'єднати тягач та напівпричіп і можливості змінити тип напівпричепа в залежності від використовуваного вантажу. Наявність напівпричепа оптимізував поєднання загальної ваги з корисним навантаженням. До того ж розподіл навантаження на три осі замість стандартних для тих років двох для вантажівок дозволяло значно збільшити вантажопідйомність всього автопоїзда. Техніко-економічні показники автопоїздів в 1,5-2 рази вище, ніж у відповідних одиночних автомобілів. Напівпричепа зіграли дуже важливу роль, оскільки згідно з існуючим на той час законодавством, який набрав чинності в 1933 році в Європі загальна вага вантажівки обмежувалась 11-ма тонами. Загальною ж вагою тягача вважалася лише та, яка припадала тільки на дві осі тягача. Тобто в

розрахунку податків влада розглядала лише частину вантажу, що припадає на осі тягача. Частина вантажу що перевозилася і яка припадала на напівпричіп, просто ігнорувалася. Це було вкрай вигідно для будь-якого перевізника в Європі того часу і стало стимулом для розширення використання напівпричепів.

1.2. Історія розвитку виробництва і широкого застосування вантажних причепів і напівпричепів в Україні

Всі проекти сідельних тягачів в СРСР до 1945 року розробляло тільки КБ НАМИ. Перші радянські тягачі були побудовані взимку 1932 року на ЗІСе (рис. 1.2). Машини створювалися на базі шасі вантажівки АМО-2. На вантажівці використовувався стандартний 60-ти сильний двигун, потужності якого було недостатньо для тягача, тому передавальне число головної передачі було підвищено з 5,35 до 8. Напівпричіп для тягача також зібрали на ЗІСе. Напівпричіп представляв собою візок з рамою, на яку клали грузила. Пристрій зчіпки було зроблено вельми незвично: лоток для прийому з'єднувального пристрою був виконаний не паралельно шасі, через що рама напівпричепи повинна була мати вигнуту вгору форму. Результати випробувань двох експериментальних тягачів обмежилися фразою "автомобілі показали хороший результат на випробуваннях".

Наступний сідельний тягач (рис. 1.3) був створений на базі шасі Я-5 в середині 1933 року. Багато систем (коробка передач, зчеплення, системи змащення й охолодження, карбюратор) і мотор були іноземного виробництва. За результатами випробувань тягач багато в чому перевершив зарубіжні аналоги. Автомобіль був рекомендований до серійного виробництва, але в серію він так і не пішов, оскільки завод не був підготовлений до виробництва таких автомобілів.

Третій сідельний тягач був розроблений в 1933 р на базі полуторатонної вантажівки ГАЗ-АА (рис. 1.4). Він мав напівпричіп іноземного виробництва. Через слабкий двигун максимальна вантажопідйомність обмежувалася 2,5

тонами. У 1934 р. було випущено 800 таких машин, але всі вони використовувалися в якості лісовозів без сідельного зчіпного пристрою.



Рис. 1.2. Експериментальний сідельний тягач на базі вантажівки АМО-2



Рис. 1.3. Експериментальний сідельний тягач на базі вантажівки Я-5



Рис. 1.4. Сідельний тягач на базі вантажівки ГАЗ-АА

У 1935 році ЗІС знову повернувся до випуску сідельних тягачів. Це були ЗІС-10 з максимальною вантажопідйомністю 6 тон (рис. 1.5, 1.6). Споряджена маса автомобіля складала 27,8 тон. Автомобіль випускався до 1941 року. Всього було випущено близько 770 таких вантажівок.



Рис. 1.5. Сідельний тягач ЗІС-10



Рис. 1.6. Сідельний тягач ЗІС-10 на випробуваннях

У 1944 р. Ярославським автомобільним заводом був випущений сідельний тягач Я-14, який після доопрацювання отримав назву ЯАЗ-200 і в 1947 році був запущений в серійне виробництво. Вантажопідйомність ЯАЗ-200 становила 7 т. Всього було випущено 54 автомобілів ЯАЗ-200, після чого модель віддали Мінському автомобільному заводу, де вона випускалася під маркою МАЗ-200. У 50-і роки були випущені модифікації цього тягача ЯАЗ-210Д і МАЗ-200В.

До 1945 р. причепи та напівпричепи промисловістю нашої країни не проводилися. В період післявоєнної відбудови економіки СРСР в 1945 - 1955 рр., почалося масове будівництво житла та освоєння цілинних і перелогових земель. При цьому позначилася проблема - гостра нестача провізних можливостей автомобільного парку країни. Для її збільшення можна було побудувати заводи і збільшити випуск вантажних автомобілів. Однак будівництво нових автозаводів вимагало великих капітальних вкладень, а дало б ефект лише через 10-12 років, що було неприйнятно.

В період 1956-1970 рр. тягачі отримали в нашій країні широке поширення, у зв'язку з чим з'явилися досить різноманітні причіпні склади. У 1960 р загальна кількість причепів і напівпричепів, виготовлених на вітчизняних заводах, не перевищувало 64,5 тис. штук, в 1965 р обсяг їх виробництва виріс на 44% - до 92,9 тис., А в 1970 р збільшився до 124 тис. штук.

В даний час найбільшого поширення набули автопоїзда, що складаються з сідельного тягача і напівпричепи, які добре зарекомендували себе в рівнинних умовах експлуатації. Однак проведені Волковим В.С. і Магомедовим В.К. дослідження показали, що експлуатація таких автопоїздів в гірських умовах призводить до істотного зниження їх надійності та збільшення експлуатаційних витрат в порівнянні з рівнинними умовами. Причому, дослідження показали, що в гірських умовах напівпричепи експлуатації менш надійні, ніж тягачі, що викликає збільшення витрат на їх експлуатацію.

1.3. Характеристика використовуваного рухомого складу

1.3.1 Характеристика використовуваних тягачів

В даний час в гірських районах України використовуються різні вітчизняні та зарубіжні тягачі і в основному вітчизняні напівпричепи. Тягачі характеризуються такими параметрами:

- колісна формула (КФ);
- зчіпна висота, виконання шасі;

- екологічні норми і методи їх виконання;
- потужність і об'єм двигуна;
- тип КПП;
- ведучий міст і головна передача;
- кабіна, баки;
- колісна база.

Найпростішими з технічної точки зору, економними за вагою та фінансами є тягачі з колісною формулою 4х2. Сучасні тягачі сильно відрізняються від машин 20-ти річної давності по стійкості, прохідності, рушанні з місця при складних погодних умовах і т. д. Основополагаючим у виборі колісної формули і бази є ваго-габаритні обмеження, допустимі в країнах експлуатації автопоїзда, за недотримання яких передбачені значні штрафні санкції. Сучасні українські обмеження стали близькі до загальноєвропейських, але мають ряд істотних відмінностей. Українські обмеження, не мають роздільної класифікації для 5-ти і 6-тісного автопоїзда по повній масі на відміну від скандинавських або голландських. Це означає, що в Україні, як в Німеччині або Австрії, немає актуальності в 3-х вісному автомобілі для збільшення повної маси автопоїзда.

На передню вісь законодавчо допускається навантаження в 10 т. На практиці актуальні обмеження, пов'язані тільки з технічно допустимим осьовим навантаженням, встановленим виробником, і зазвичай знаходиться в межах від 7 до 8,7 т.

На задні провідні осі в залежності від категорії доріг законодавчо допускається осьове навантаження від 10 до 11,5 т. Якщо розглядати мінімум, то обмеження в 10 т. на провідну вісь тягача і 7 т. на кожну вісь 3-х вісного європейського напівпричепа з міжосьовими відстанями 1310 мм фактично не дозволяють завантажити європейський автопоїзд до повної маси в 38 т без порушення осьових навантажень. Менші осьові навантаження в сукупності з малоконтрольованою повною масою дозволили отримати широке поширення тривісним сидельним тягачів.

При однаковій загальній довжині і колісній базі у 3-х вісного тягача менше паливні баки і складності з установкою ресиверів. Тягач, має колісну формулу

6x4, зі стандартним європейським напівпричепом з внутрішньої довжиною 13,62 м, не потрапляє в загальноєвропейський стандарт для автопоїзда - 16,5 м. «Зайва» вісь збільшує опір кочення і тим самим веде до збільшення витрати палива. Колісна формула 6x4 необхідна при їзді по дорогах що не мають асфальтобетонного покриття. У Норвегії в дуже важких гірських умовах з частими перепадами температури застосування колісної формули 62-2 (зі спареними колесами на «лінивці») дозволяють машині мати велику стійкість. В Америці і Австралії застосування колісної формули 64 обумовлено більш високими швидкостями пересування в порівнянні з 85-90 км/г європейського швидкісного режиму. Застосування колісної формули 6x4 на високих швидкостях дозволяє мати кращу курсову стійкість.

1.3.2. Проблема роботи автопоїздів з перевантаженням

Однією з основних проблем вантажних перевезень в Україні є робота з перевантаженням. Багато з перевізників не уявляють прибутковість бізнесу перевезень без перевантаження. Кодекс про адміністративні правопорушення кваліфікує такі порушення наступним чином: «Послуги з перевезення великогабаритних та великовагових вантажів без спеціального дозволу і спеціальної перепустки у разі, якщо отримання такого пропуску обов'язково, а так само з відхиленням від зазначеного в спеціальному дозволі маршруту руху - тягне за собою накладення адміністративного штрафу на водія або позбавлення права керування транспортними засобами на строк від чотирьох до шести місяців.

Проте, перевезення з перевантаженням є. Обсяг таких перевезень значний, в деяких видах перевезень обсяг роботи з перевантаженням близький до 90%. Як відомо, в Україні "суворість законів компенсується необов'язковістю їх застосування" або, просто кажучи, перевезення з перевантаженням тримаються на корумпованій складовій наглядових органів.

Розрахунки показують, що оплата за роботу з перевантаженням повинна бути не менше 2-х ставок від номінальної для компенсації:

- ризику здійснення великого ДТП з кримінальними наслідками для водія і посадової особи;
- подвійним і більш прискореним зносом транспорту;
- зі шкодою, що наноситься дорожньому покриттю і навколишньому середовищу.

1.4. Особливості конструкції і вимоги до несучої системі напівпричепів

Головна і найдорожча частина більшості напівпричепів - це рама. Більшість несправностей, що виникають з напівпричепами, пов'язане з неправильною роботою рами або її поломкою. Рама не повинна бути дуже жорсткою і не повинна бути дуже гнучкою. Головні риси рами пов'язані зі здібностями пружною амортизації. По суті - це велика "пружина". Властивості рами необхідно враховувати при підборі підвіски і осей, а також конструкції надбудови.

Рама напівпричепи - складається з двох довгих вигнутих балок (лонжеронів), виконаних у вигляді двутавра зі змінною висотою, пов'язаних між собою поперечиною (траверсами). Конструкцію рами напівпричепи можна порівняти зі сходами, де поперечки закріплені на напрямних (лонжеронах) всередині або внакладку (рис. 1.7, 1.8).

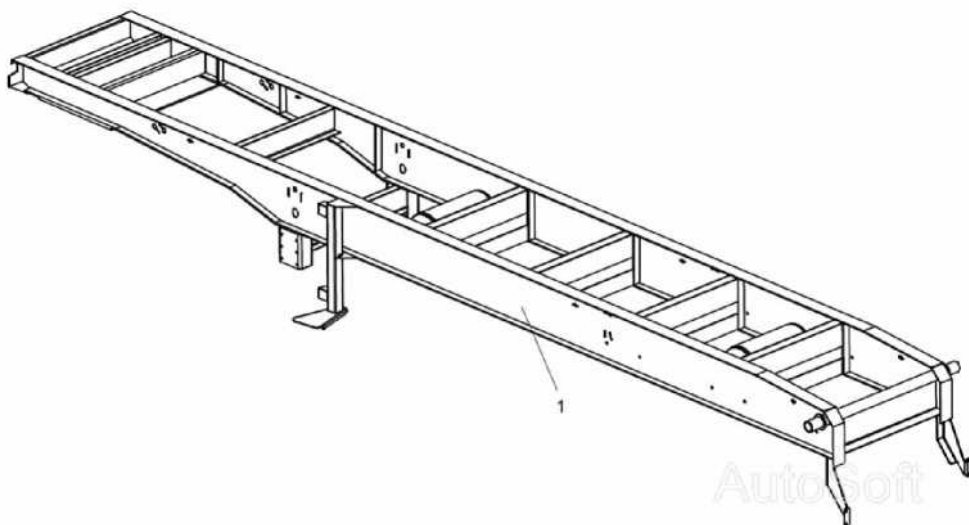


Рис. 1.7. Конструкція рами напівпричепи



Рис. 1.8. Вид рами напівпричепа

З одного боку рама піддається впливу високих, безперервних і різноспрямованих динамічних навантажень, що передаються від тяговозчіпного пристрою, з іншого - навантажень від нерівностей дороги, що передаються від колісного візку. Ці процеси відбуваються в хімічно агресивному середовищі під вагою вантажу (часто нерівномірно розміщеного).

Одна з головних характеристик рами - пружність. Рама може бути зварений чи на болтах. Пружність і товщина рами - це не одне і те ж. Іншими словами, товста рама не завжди є перевагою. Властивості рами залежать від її конструкції і того, з якого матеріалу вона зроблена. Рама, виконана з дорогої сталі, тонше звичайної, а дешева сталь дещо м'якше за структурою. Жорстка рама і їзда по нерівній дорозі можуть супроводжуватися швидким зносом всього каркасу напівпричепа. Численні конструкторські розробки мають на меті дотримуватися необхідного балансу між низькою вагою і міцністю, а також гнучкістю і жорсткістю.

Дуже гнучка рама призводить до зайвих згинань всієї конструкції і поломок, навпаки занадто жорстка рама призводить до крихкості надбудови або підвіски. Технічні вишукування в розробці рам напівпричепів впираються в максимально можливе зниження собівартості як на матеріалах, так і на

технологіях. Більшість поломок напівпричепів в своїй основі мають проблеми з несучою частиною.

Від поєднань міцності, легкості, пружності рами залежить робота всіх інших елементів напівпричепа. Рама виготовляється з високоякісної легованої сталі, причому кожен виробник має свій підхід до виготовлення рами. Товщина елементів рами не є основним чинником надійності. Важливіше поєднання хорошої сталі з геометрично грамотним розташуванням підсилювачів рами.

З початку 2000-х років почали вироблятися рами Light (легкі), а трохи пізніше і SuperLight (супер легкі). Причеп з такою рамою мінімум на 800 кг легше свого стандартного аналога. Обмеження провідних виробників причепів з рамами SuperLight всього одне - питома навантаження на один м² не повинна перевищувати 3000 кг.

Одне з найбільш навантажених місць рами - шийка. У цьому місці здійснюється перехід від передньої частини рами, що спирається на СЗП тягача до задньої частини рами. Тут рама найтовстіша і може мати різноманітні підсилювачі. Максимальний розмір полки швелера рами в районі шийки на напівпричепі досягає 19-20 мм. У будь-якого виробника потовщення полки лонжерона йде від плити СЗП до прямої частини рами, незважаючи на наявність ще одного гнізда під зчіпний шворінь, в яке він переставляється при зчіплюванні з тривісним сідельним тягачем (рис. 1.9).



Рис. 1.9. Опорна плита напівпричепа з двома гніздами для установки зчіпного шворня для двовісного і тривісного сідельного тягача

Зчіпний шворінь стандартного напівпричепа (рис. 1.10) розрахований всього на 12 т навантаження.



Рис. 1.11. Зчіпний шворінь стандартного напівпричепа

Кількість, форма і спосіб кріплення поперечок відіграють особливу роль в пружності скручування напівпричепа. Однією з особливостей тентованих напівпричепів Schmitz є рама, у якій поперечки прикручені болтами до лонжеронів (рис. 1.12), причому в передній частині поперечина складається з трьох частин: дві з боків і одна в середині. Також болтами приєднана до рами опорна плита (рис. 1.13).



Рис. 1.12. Вид на поперечки, прикручені болтами до лонжеронів



Рис. 1.13. Опорна плита, закріплена болтами до лонжеронів

У той же час на контейнерних шасі Schmitz застосовується традиційне і дорожче зварювання.

Поперечки надають рамі додаткову жорсткість від скручування. Найбільші відстані між поперечиною 109 .. 116 см, а малі - менше 50 см. У сукупності з подвійною підлогою така конструкція додає ще більшу кутову жорсткість рами при скручуванні.

Однією з важливих характеристик рами є стійкість до корозії, яка здатна порушити гнучкість і пружність рами в верхніх шарах стали. Сучасні виробники застосовують або різні способи оцинкування, або обробку KTL електрохімічного катафорезу. Крім Schmitz всі виробники рами ще фарбують. Без фарбування рама вже через три роки експлуатації причепа навіть в країнах з хорошим кліматом тьмяніє, стає шорсткою і збирає на себе різні органічні і неорганічні продукти, які неможливо відмити.

Застосовувані рами п'яти різних виробників мають такі особливості:

- 1) Schmitz - володіє найбільш гнучкою рамою;

- 2) Kögel i Schwarzmüller - мають більш пружну раму;
- 3) Krone i Närko - мають найжорсткіші рами, що особливо цінується при мультимодальних перевезеннях.

1.5. Типи напівпричепів, які використовуються в вантажних перевезеннях України

Сучасні напівпричепи представляють собою вид спеціалізованого автомобільного рухомого складу. Застосування спеціалізованого транспорту сприяє підвищенню ефективності та якості будівництва, дозволяє знизити ціни на перевезення вантажу, звести до мінімуму втрати та пошкодження вантажів, вельми значні при використанні транспортних засобів загального призначення. В даний час без застосування спеціалізованого транспорту практично неможлива доставка багатьох вантажів до пункту призначення. Спеціалізовані транспортні засоби для будівництва призначені для перевезення ґрунту, сипучих і глибообразних вантажів (самоскиди, керамзітовози), рідких і напіврідких (бітумовози, вапновози, бетоно і разчіновози), порошкоподібних (цементовози), дрібноштучних і тарних вантажів (контейнеровози), довгомірних вантажів (трубовозів, металовози, лісовози), залізобетонних конструкцій (панелевози, фермовози, плитовози, балковози, блоковози, сантехкабіновози), технологічного обладнання та будівельних машин (ваговози). Нижче дані типи напівпричепів, їх призначення і технічні параметри.

1. Тент, напівпричіп призначений для перевезення більшості видів вантажів. Завантаження може проводитися зверху, збоку, ззаду. Вантажопідйомність: 20-25 тон. Місткість: 22-33 європалета. Корисний об'єм: від 60-96 м³.

2. Рефрижератор-напівпричіп (напівпричіп з холодильною установкою) призначений для перевезення швидкопсувних вантажів. У вантажному відсіку зберігає температуру від + 25 °С до – 25 °С. Вантажопідйомність: 12-22 тони. Корисний об'єм: 60-92 м³. Місткість: 24-33

європалети. "Євростандарт": 20 тон 82 м³ 32 палети. Експлуатація дорожче звичайних типів автопоїздів на 5-25%.

4. **"Jumbo"** - напівпричіп підвищеної місткості, що досягається за рахунок "Г" - образної підлоги і зменшеного діаметра коліс напівпричепа. Вантажопідйомність: до 20 тон. Корисний об'єм: 96-110 м³. Місткість: 33 європалета.

5. **Контейнеровоз, майданчик** придатний для перевезення контейнерів різних видів. Вантажопідйомність: 20-30 тон.

6. **Автоцистерна** призначена для перевезення рідин. Вантажопідйомність: 12-22 тон. Обсяг: 8-40 м³.

7. **Автовоз** призначений для перевезення легкових автомобілів. Вантажопідйомність: 20-25 тон. Місткість прямо залежить від довжини причепа в середньому 8-10 автомобілів.

8. **Зерновоз** застосовується для перевезення зернових культур. Вантажопідйомність: 12-22 тон.

Є багато спеціалізованих транспортних засобів, призначених для перевезення одного або декількох однорідних вантажів, що відрізняються специфічними умовами їх транспортування, і обладнані різними пристосуваннями і пристроями, які забезпечують збереження і якість доставки на будівельні об'єкти вантажів і комплексну механізацію вантажно-розвантажувальних робіт.

1.6. Характеристика умов експлуатації автопоїздів в гірських районах України

В даний час в Україні 12% адміністративних районів розташовані в передгірській, гірничій та високогірній місцевості. Особливістю цих доріг є наявність поздовжнього профілю з тривалими підйомами та спусками, що чергуються лівими і правими поворотами і серпантинами (рис. 1.14).



а



б



в



г

Рис. 1.14. Повороти гірських доріг України що чергуються:

а, б, в - серпантини, г-звивиста дорога

Число поворотів в середньому становить 2-3 на кілометр дороги, а на окремих ділянках 6-7. Параметри елементів серпантину, які відповідають різним розрахунковим швидкостям руху наведені в таблиці 1.1 [90].

Таблиця 1.25

Параметри елементів серпантину

Параметри елементів серпантину	Розрахункова швидкість руху, км / год		
	30	20	15
Найменший радіус кривих в плані, м	30	20	15
Поперечний ухил проїзної частини на віражі, ‰	60	60	60
Довжина перехідної кривої, м	30	25	20
Розширення проїзної частини, м	2,2	3,0	3,5
Найбільший поздовжній ухил в межах серпантину, ‰	30	35	40

Серпантини радіусом менше 30 м допускаються тільки на дорогах IV і V категорій. На них забороняється експлуатація автопоїздів завдовжки понад 11 м.

Досвід експлуатації автопоїздів на гірських дорогах України свідчить, що в цих умовах значно погіршуються їх експлуатаційні показники в порівнянні з автопоїздами, що експлуатуються в рівнинних умовах [56, 57, 90].

Одним з основних факторів, що впливають на погіршення експлуатаційних показників автопоїздів в гірських умовах, є, на наш погляд, велика кількість поворотів, при подоланні яких виникають доцентрові прискорення що викликають відцентрові сили, що діють на автопоїзд в поперечному напрямку. Ці сили на правих і лівих поворотах формують знакозмінний режим навантаження несучої системи напівпричепа, що сприяє розвитку тріщин в елементах несучої системи [23-27]. Тому визначення статистичних характеристик радіусів поворотів гірських доріг і поперечних сил інерції, що діють на поворотах, є необхідним етапом в оцінці навантаженості елементів несучої системи при подоланні автопоїздами поворотів (рис. 1.15).

На рис. 1.15 видно, що радіус повороту на серпантині майже дорівнює довжині автопоїзда, причому напівпричепа рухаються по меншому радіусу, ніж тягачі.



Рис. 1.15. Автопоїзда, котрі долають поворот на серпантині

1.7. Види, наслідки і критичність відмов напівпричепів автопоїздів в гірських умовах експлуатації

При експлуатації в гірських умовах величини напрацювань на відмову складових частин напівпричепів значно різняться, і між ними немає жодного узгодження, в той час як при експлуатації аналогічних конструкцій в умовах рівнинної дорожньої мережі спостерігається деяка кратність в величинах таких напрацювань [57]. В результаті зростає неузгодженість між потоками відмов і плановими ремонтами, що збільшує витрати на експлуатацію та вартість транспортних робіт.

Тому в роботах проф. В. С. Волкова та В. К. Магомедова проведені комплексні дослідження основних показників надійності напівпричепів автопоїздів, що працюють в умовах гірських доріг, з метою упорядкування потоку відмов і прогнозування настання відмов для коригування методів і періодичності технічного обслуговування, перш за все, причіпних ланок, які більш сприйнятливі до підвищення жорсткості умов експлуатації, ніж тягачі.

На рис. 1.16 наведені значення середнього наробітку до відмови елементів напівпричепа ОДАЗ-9357 при експлуатації в гірських умовах України. Аналіз рис. 1.16 свідчить про те, що найменш надійними елементами напівпричепа є борти і елементи їх фіксації, рама з настилом підлоги, опорний лист зі шкворнем в зборі, а також гальмівні механізми з пневмопривідом. У процесі збору інформації про відмови встановлено, що для більшості видів відмов напівпричепів ОДАЗ, КЗАП і ГКБ характерно наступ передвідмовного стану через втомні тріщини що поступово розвиваються внаслідок жорсткості гірських умов експлуатації в балках несучих елементів, на які наварюють зварні шви (рис. 1.17).

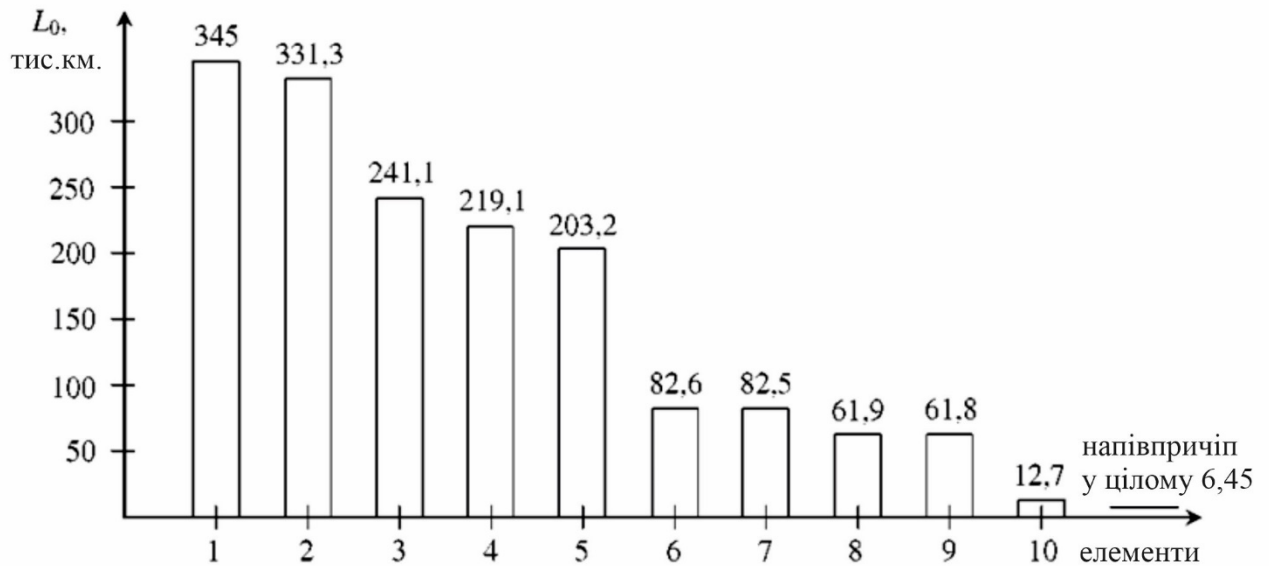


Рис. 1.16. Значення середнього наробітку до відмови елементів напівпричепа ОДАЗ-9357 на пробігу 350000 км: 1 - балка осі; 2 - електрообладнання; 3 - підвіска; 4 - опорні пристрої; 5 - тримач запасного колеса; 6 - колеса з гальмівними пристроями; 7 - пневмопривід гальм; 8 - рама з настилом підлоги; 9 - опорний лист зі шкворнем в зборі; 10 - борта і елементи їх фіксації

Міцність елемента, що відмовив підвищується також приваркою косинок жорсткості, проте при подальшій експлуатації напівпричепа в гірських умовах тріщини з'являються знову.



Рис. 1.17. Вид втомної тріщини рами напівпричепа, яка усунена зварюванням

Для визначення показників безвідмовності напівпричепа в роботах [57, 106] запропоновані критерії відмов, наведені в таблиці 1.2.

Проведений аналіз можливих несприятливих наслідків виникнення виявлених відмов показав, що до IV категорії важкості наслідків відносяться відмови елементів 3 і 4 (рис. 1.9), які швидко і з високою ймовірністю можуть спричинити за собою значні збитки для самого об'єкта і навколишнього середовища, загибель або тяжкі травми людей, зрив виконання поставленого завдання. До III категорії тяжкості наслідків відносяться відмови елементів 5 і 10, які швидко і з високою ймовірністю можуть спричинити за собою значні збитки для самого об'єкта і для навколишнього середовища, зрив виконуваного завдання, але створюють дуже малу загрозу життю і здоров'ю людей. До II категорії тяжкості наслідків відносяться відмови елементів 2 і 10, які можуть спричинити затримку виконання завдання, зниження готовності та ефективності об'єкта, але не представляють небезпеки для навколишнього середовища, самого об'єкта та здоров'я людей.

Таблиця 1.29

Критерії відмов напівпричепа

№	Найменування складової частини	Критерії (відмітні ознаки) відмов
1	Балка осі	тріщини більше 0,5 мм в балці осі; змінання різьблення елементів кріплення підшипників маточини
2	Електрообладнання	замикання центрального пучка проводів на масу; замикання периферійних проводів на масу; обрив проводів
3	Підвіска	поломка листа основної або додаткової ресори
4	Опорні пристрої	зріз направляючого болта; обрив опорного майданчика; утруднене обертання рукоятки підйомного механізму
5	Тримач запасного колеса	тріщини шириною більше 1 мм в кронштейні тримача запасного колеса; відрив шпильки від опорної плити держателя
6	Колеса з гальмівними пристроями	тріщини шириною більше 1 мм в гальмівному барабані; знос гальмівного барабана по діаметру більше 7 мм. еліпс робочої поверхні гальмівного барабана більше 4 мм
7	Пневмопривід гальм	падіння тиску повітря в системі більше 0,05 МПа за 15 хвилин; розрив мембрани гальмівної камери

8	Рама з настилом підлоги	тріщини шириною більше 1 мм в лонжеронах; тріщини шириною більше 1 мм в 25% зварних з'єднань центральних поперечок з лонжеронами; тріщини шириною більше 1 мм в 35% зварних з'єднань крайніх поперечок з лонжеронами
9	Опорний лист зі шкворнем	прогин опорного листа понад 10 мм; тріщини шириною більше 2,0 мм в опорному аркуші; знос шийки шкворня по діаметру більше 2,5 мм
10	Борти і елементи їх фіксації	руйнування двох петель; руйнування запірною пристрою; втомні тріщини шириною більше 2 мм в обв'язки борту

Для визначення показників довговічності напівпричепа необхідно задатися критеріями граничного стану [141]. Запропоновані критерії граничного стану напівпричепів КЗАП-9370 наведені в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3

Критерії граничного стану напівпричепів

№	Найменування складової частини	Критерій (відмітна ознака) граничного стану
1	Рама з настилом підлоги	1.1. Наявність трьох і більше заварених поперечних тріщин розміром понад 40% висоти лонжерона. 1.2. Невідновлювані деформації і руйнування (викривлення, прогин, злами, втомні тріщини), що вимагають заміни понад п'ять центральних поперечок.
2	Напівпричіп в зборі	2.1. Граничний стан рами за двома і більше ознаками. 2.2. Вторинне досягнення граничного стану для капітального ремонту.

Аналіз матриці «Імовірність відмови - тяжкість наслідків» дозволив віднести відмови елементів 3, 4, 6, 9 і 10 до рангу А - часті відмови категорій IV і III, для яких обов'язковий поглиблений кількісний аналіз критичності. Відмови елементів 3 і 4 відносяться до рангу В - можливі відмови категорії III, відмова елемента 5 відноситься також до рангу В як рідкісна відмова категорії III, а відмова елементів 1 і 2 - до рангу С - рідкісні відмови категорії II.

Встановлено, що в гірських умовах експлуатації, в порівнянні з рівнинними, напрацювання на відмову за деякими вузлами напівпричепа знижується на 10-45%, а по всьому напівпричепу в цілому - на 25-33%.

Найменш надійними вузлами напівпричепів в умовах гірських доріг є: зчпний пристрій, пневмопривід гальм, зварні з'єднання елементів рами, бортів і елементи їх фіксації.

1.8. Вплив податливості несучої системи автомобіля на перерозподіл реакцій коліс на повороті

У роботі М. А. Носенкова і В. М. Торно [65] при розрахунку перерозподілу нормальних реакцій коліс вантажного автомобіля і кута закручування його рами на повороті була врахована податливість несучої системи вантажного автомобіля при зосередженні маси автомобіля в двох точках над осями, запропонована формула для розрахунку частки перерозподілу нормальних реакції коліс передньої осі, в якій враховуються кутові жорсткості підвісок, а також жорсткість шин:

$$\frac{\Delta G_1}{\Delta G} = \frac{H_1}{h_2} \cdot \frac{\frac{a C_1}{b C_2} - \frac{h_1}{h_2}}{\frac{C_1}{C_p} + \frac{C_1}{C_2} + 1} \cdot \frac{H}{h_2} \left(\frac{a}{b} + 1 \right) \quad (1.1)$$

де ΔG і ΔG_1 - перерозподіл нормальних реакцій коліс автомобіля і передньої осі; H і H_1 - висоти центру мас автомобіля і передньої осі; C_p , C_1 , C_2 - кутові жорсткості несучої системи, передньої і задньої підвісок.

При тих же припущеннях авторами отримані формули для кутів крену над осями, які залежать від перерозподілу нормальних реакцій коліс. Однак у формулі (1.1), ймовірно, допущена помилка, оскільки наша спроба виконати по ній розрахунки не вдалася. Тому була поставлена задача, отримати свою формулу, але не для розрахунку перерозподілу нормальних реакцій коліс, а для визначення кутових деформацій рами, від яких залежать виникаючі в її елементах напруги і ресурс.

1.9. Питання організації переміщення вантажів і експлуатаційної надійності механічних транспортних систем

Питання організації переміщення вантажів і експлуатаційної надійності механічних транспортних систем розглянуті в роботах багатьох вітчизняних і зарубіжних авторів: Авдонькіна Ф. Н., Апполонова І. В., Базовского І. І., Біленького Д. М., Болотіна В. В., Брауде В. І., Войнова К. Н., Волкова В. С., Гнеденко В. Б., Дажін В. Г., Дружиніна Г. В., Канарчук В. С., Капусти П. П., Кугеля Р. В., Кузнєцова В. А., Кузнєцова Е. С., Лукинський В. С., Магомедова В. К., Островцева А. Н., Петрушова В. І., Рембези А. І., Ротенберга Р. В., Судакова Р. С., Тескера Е. І., Тескіна О. І., Чернишова К. В., Шейніна А. М., Андерсена Т., Дрейпера Н., Dhillon B. S., Galetto F., Stroew St. N. і ін., а також в ГОСТ 27.002-89, ГОСТ Р 27.003-11, ГОСТ Р 27.004-2009, ГОСТ 27.301-95 та ін., А також в ГОСТ 27.002-89, ГОСТ Р 27.003-11, ГОСТ Р 27.004-2009, ГОСТ 27.301-95 [1-4, 7, 9, 11, 12, 14-17, 21, 22, 25, 29-31, 34, 40, 43, 44, 47, 48, 53, 60, 61, 64, 66-73, 75, 78, 81, 90, 94, 98-100, 105]. У даних роботах міститься багато цінних відомостей прикладного значення. Вони присвячені в основному визначенню показників роботи рухомого складу, аналізу його надійності, в тому числі несучих систем автотранспортних засобів, вдосконалення їх конструкцій і методів розрахунку. Однак питань вдосконалення організації переміщення вантажів з метою зниження навантаженості несучої системи напівпричепів автопоїздів в гірських умовах не приділено достатньої уваги.

Відомими методами підвищення надійності технічного об'єкта є вирівнювання показників безвідмовності і довговічності його складових частин і підвищення їх ремонтпридатності. Для реалізації даних методів стосовно напівпричепів, що експлуатується в гірських умовах, проведено дослідження математичних закономірностей відмов окремо на рівні деталей, вузлів і агрегатів, на основі чого можна приймати рішення про методи досягнення необхідного рівня безвідмовності і довговічності, а також про заходи щодо підвищення ремонтпридатності (своєчасної закупівлі запасних частин і плануванні технічних обслуговувань і поточних ремонтів) [56, 57].

Розрахункова схема надійності напівпричепа, при якій відмова кожного елемента призводить до відмови системи в цілому, представляється як ланцюг з послідовним з'єднанням складових частин. Імовірність безвідмовної роботи напівпричепа $P_i(l)$ визначається у вигляді функції напрацювання l , що розраховується по теоремі множення ймовірностей

$$P_n(l) = \prod_{j=1}^n P_j(l) \quad (1.2)$$

де $P_j(l)$ - ймовірність безвідмовного напрацювання i -го вузла в функції напрацювання.

Розрахунок показників надійності, пов'язаних з поняттям «напрацювання до відмови», проводився на основі статистичних даних по експлуатації напівпричепів ОдАЗ-9357 і КЗАП-9370, що працюють в гірських умовах. При статистичній обробці даних розрахунок проводився як за даними про об'єкти, які досягли граничних станів (відмовили), так і за даними про об'єкти, спостереження за якими припинені через закінчення встановленого терміну спостережень (припинених об'єктах). Величина інтервалу варіаційного ряду для напівпричепів приймалася $\Delta l = 10000$ км.

Накопичена частота відмов m_{ni} , віднесена до верхньої межі інтервалу напрацювання, визначалася за виразом

$$m_{ni} = m_{n(i-1)} + \Delta_i \cdot n_i \quad (1.4)$$

де $m_{n(i-1)}$ - накопичена частота, віднесена до верхньої межі попереднього інтервалу; n_i - число відмовлених об'єктів в інтервалі; Δ_i - вага відмови.

Якщо в даному інтервалі напрацювання не було призупинених об'єктів,

то

$$m_{ni} = \sum_{i=1}^n n_i \quad (1.5)$$

Для не групованого в інтервали варіаційного ряду накопичена частота m_i визначалася відповідно кожному значенню напрацювання l_i :

$$m_i = m_{i-1} + \Delta_i \quad (1.6)$$

При цьому вага відмови в інтервалі

$$\Delta_i = \frac{N + 1 - m_{n(i-1)}}{N + 1 - K_i} \quad (1.7)$$

де $K_i = \sum_{j=1}^{i-1} (n_j + q_j)$; q_j - число припинених об'єктів в інтервалі.

Як видно з формули, зміна ваги відмови Δ_i - відбувається в тих інтервалах, яким передують інтервали із припиненими об'єктами. При цьому якщо варіаційний ряд починається з відмов об'єкта, то вага відмови Δ_i - буде дорівнювати одиниці до моменту припинення спостережень.

Ймовірності відмов F_i (накопичені частоти), відповідні величинам напрацювання 4 визначалися за формулою

$$F_i = \frac{m_{m_i}}{N + 1} \quad (1.8)$$

Розрахунок законів розподілу напрацювань до відмови проводився шляхом побудови варіаційного ряду, що визначається наступними показниками: l_{\max} - максимальне напрацювання (до відмови або призупинена), км; l_{\min} - мінімальне напрацювання (до відмови або призупинена), км; Δl - величина інтервалу варіаційного ряду, км; k - число інтервалів; X_i - верхня межа i -го інтервалу, i - порядковий номер інтервалу; n_i - кількість виробів з даною відмовою, яка увійшла в i -й інтервал; q_i - кількість виробів з припиненим напрацюванням, які увійшли в i -й інтервал.

За вказаними даними визначалася функція розподілу $F(x)$. Отримані пари значень $(X_i; F_i)$ дозволяють побудувати статистичну функцію розподілу відмов і визначити закон розподілу. За даними відмов різних вузлів напівпричепів приймалися допущення про розподіли відмов по законам Вейбулла або Гаусса.

Точкові оцінки параметрів закону розподілу визначалися на основі рівняння прямої, побудованої на ймовірнісному папері з використанням методу найменших квадратів:

$$Y = a_0(x - a) \quad (1.9)$$

де

$$a_0 = \frac{\sqrt{\frac{1}{\sum n} \cdot \sum Y_{oi}^2 \cdot n_i}}{\sqrt{\frac{1}{\sum n_{i-1}} \cdot \sum X_{oi}^2 \cdot n_i}}; \quad a_1 = \frac{1}{n_i} \cdot \sum n_i \cdot X_i - \frac{\frac{1}{\sum n_i} \cdot \sum Y_{(j)} \cdot n_i}{a_0}$$

$$X_{oi} = E_{(j)} - \frac{1}{\sum n_i} \cdot \sum E_{(j)} \cdot n_i; \quad Y_{oi} = Y_{(j)} - \frac{1}{\sum n_i} \cdot \sum Y_{(j)} \cdot n_i, \quad (1.10)$$

$E(j)$ - логарифм експериментальної ймовірності напрацювання виробу;

$Y(j)$ - координата експериментальної точки, що дорівнює квантілю нормованого розподілу, яка визначається за формулою

$$Y_{(j)} = \ln \ln \frac{1}{1 - F_i} \quad (1.11)$$

За отриманими значеннями F_i та t_i на ймовірнісному папері були побудовані лінії розподілу відмов для елементів напівпричепів, і підтвержені прийняті закони розподілу Гаусса і Вейбулла, які в подальшому були використані для планування робіт з проведення технічного обслуговування і ремонтних впливів.

Оскільки відмови є незалежними, то відмова одного елемента призводить до відмови напівпричепа в цілому. У зв'язку з цим потік відмов напівпричепа є сумою потоків відмов його елементів, і розрахункова схема його безвідмовності була представлена у вигляді n послідовно з'єднаних складових частин.

Вихідним статистичним матеріалом для визначення показників, пов'язаних з поняттям «напрацювання на відмову», служили напрацювання підконтрольних об'єктів на відмову, які після первинної обробки експлуатаційних даних - приведення напрацювань до необхідної категорії експлуатації - заносилися в накопичувальну відомість окремо по кожному виду відмови. Оцінка середнього напрацювання на відмову проводилася за формулою:

$$L_{cp} = \frac{1}{n_0} \cdot \sum_{i=1}^n l_i + \frac{N - n_0}{n_0} l_n \quad (1.12)$$

де n_0 - число відмовлених елементів з підконтрольною партії N елементів;

l_i і l_n - відповідно напрацювання елементів на відмову і припинень.

При незавершених випробуваннях при появі призупиненого об'єкта визначалася величина приросту частоти відмови Δk в k -му інтервалі варіаційного ряду за висловом

$$\Delta k = \frac{N + 1 - \sum_{i=1}^{k-1} (n_0 + n_k)}{N + 1 - \sum_{i=0}^{k-1} (n_0 + n_u)} \quad (1.13)$$

де n_0 - число відмовлених об'єктів; n_n - число припинених об'єктів; n_k - частота відмов у k -му інтервалі; $\sum_{i=1}^{k-1} (n_0 + n_k)$ - накопичена частота відмов до розглянутого k -го інтервалу.

Напрацювання на відмову L_0 визначалася на фіксованому інтервалі напрацювання, кратному інтервалу $\Delta l = 50$ тис. км пробігу. В даному випадку для напівпричепів приймалося $l = 100; 150; 200; 250; 300; 350$ тис. км. Середнє напрацювання на відмову окремого елемента конструктивної схеми

напівпричепа (деталі, вузла, агрегату і виробу в цілому) визначалася за формулою

$$L_o = \frac{l}{H(l)} \quad (1.14)$$

де l - напрацювання відновлюваного виробу, протягом якої визначалася середня напрацювання на відмову, км;

$H(l)$ - математичне очікування числа відмов за розглянуте напрацювання.

$$H(l) = F_i(l) + \int_0^l H(l-x) \cdot dF_i(x); \quad \text{или} \quad H(l) = \sum_{i=1}^{\infty} F_i(l) \quad (1.15)$$

де $F_i(l)$ - функція розподілу напрацювання до i -ої відмови, яка визначається зі співвідношення

$$F_i(l) = \int_0^l F_{i-1}(l-x) dF(x) \quad (1.16)$$

в якому $F(1) = F_1(1)$ є функція розподілу до першої відмови, i змінюється від 2 до ∞ ; $f(x)$ - диференціальна функція розподілу,

$$dF(x) = f(x)dx \quad (1.17)$$

Загальна формула наближеного визначення $F_i(1)$ для будь-якого l :

$$F_i(l) = \Delta x \cdot [0.5F_{i-1}(l-x_0) \cdot f(x_0) + F_{i-1}(l-x_n) \cdot f(x_n) + F_{i-1}(l-x_1) \cdot f(x_1) + \\ + F_{i-1}(l-x_2) \cdot f(x_2) + \dots + F_{i-1}(l-x_{n-1}) \cdot f(x_{n-1})] \quad (1.18)$$

де n - число інтервалів, на які розбивається весь діапазон інтегрування від x_0 до x_n ; Δx - фіксована величина одного інтервалу, приймається в розрахунках рівній 10000 км; x_0 і x_n - відповідно початкова і кінцева точки діапазону інтегрування:

$$x_0 = 0; x_n = \Delta x_n; n = l / \Delta x. \quad (1.19)$$

Наведена методика оцінки безвідмовності і довговічності дозволяє в експлуатації здійснити оцінку ефективності сервісних робіт і дій по модернізації деяких вузлів напівпричепів після врахування другого і подальшого відмов конкретного вузла в межах так званих «усічених вибірок», а не з призначення початкових умов спостережень після подальшої відмови, що забезпечує більшу точність в розрахунках.

Встановлено, що зі збільшенням пробігу l у всіх видів підконтрольних напівпричепів відбувається зниження середнього напрацювання на відмову. При цьому найбільша величина цього напрацювання на всіх інтервалах пробігу характерна для напівпричепа ГКБ-9383, а найменша величина цього показника спостерігається у напівпричепа ОДА3-9357, що може розглядатися як слабка його пристосованість для експлуатації в гірських умовах.

На основі аналізу причин відмов розроблені профілактичні заходи по внесенню змін у деталі і вузли напівпричепів: посилення стійок бортів приваркою косинок жорсткості, напилення на робочу поверхню шийки шкворня нітриду титану, приварка підсилювачів кріплення крайніх поперечок рами.

Впровадження розроблених профілактичних заходів дозволило забезпечити підвищення напрацювання на відмову по вузлах на величину 15 ... 35%. Зокрема, спільне напрацювання на відмову по напівпричепу ОДА3-9357 збільшилася з 6,45 до 31,5 тисяч км, а по напівпричепу КЗАП-9370 - з 45 до 58 тисяч км.

Встановлено, що використання напівпричепів в умовах гірських доріг при річному пробігу в межах 40...50 тис. км, їх граничний стан за умовами доцільності продовження експлуатації настає при пробігу 360...480 тис. км, що еквівалентно тимчасової тривалості їх експлуатації в межах 8...10 років. У

порівнянні з умовами їх рівнинній експлуатації ця величина є меншою на 12 ... 22%.

1.10. Методи розрахунку напруженого стану несучих систем автотранспортних засобів

В даний час в світовому транспортному машинобудуванні в основному використовується принцип забезпечення обмеженого ресурсу несучих машин зі встановленою ймовірністю руйнування, тобто забезпечення необхідної економічно доцільної довговічності деталей, що працюють в умовах періодичного навантаження. У зв'язку з цим істотно підвищуються вимоги до точності оцінки довговічності рамних конструкцій. Помилка в оцінці довговічності призводить або до невиправданого підвищення металоємності рами, або до раннього виникнення відмов. Рішення завдання підвищення довговічності рам і зниження їх металоємності пов'язано з розробкою нових конструкцій, застосуванням матеріалів з покращеними властивостями, впровадженням прогресивних технологій.

Дослідженню ПДВ та оцінці міцності несучих систем різних автотранспортних засобів присвячена велика кількість робіт [1-4, 7, 9, 11, 12, 14-17, 21, 22, 25, 29-31, 34, 40, 43, 44, 47, 48, 53, 60, 61, 64, 66-73, 75, 78, 81, 90, 94, 98-100, 105]. У цих працях розроблено методологічний підхід до розрахункового аналізу напруженого стану та оцінки міцності несучих систем, що включає: обґрунтування моделей навантаження на основі закономірностей навантаження; застосування уточнених розрахункових моделей несучих систем спільно з елементами ходової, навісної систем, трансмісії; застосування ефективних обчислювальних алгоритмів; статистичну оцінку коефіцієнтів запасу міцності і ймовірності не руйнування деталей; розрахунковий аналіз концентрації напружень в зонах дефектів зварних швів. Удосконалено метод оцінки коефіцієнтів запасу міцності і ймовірності не руйнування. Виявлено закономірності зміни теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень в зонах підрізів зварних швів зварних рам залежно від геометричних параметрів

дефектів для конкретних АТЗ. Створено програмний комплекс методів кінцевих і граничних елементів для розв'язання задач статичної, динамічної і стійкості в лінійній і нелінійній (фізично, геометрично, конструктивно) постановках з використанням нових ефективних обчислювальних алгоритмів. Застосування цього комплексу дозволяє вирішувати актуальні наукові та прикладні завдання аналізу напруженого стану та оцінки міцності несучих систем АТЗ різного призначення.

В роботі [6] розглянуті питання розрахунку ресурсу автомобільних рам по їх деформаціях. Відзначається, що традиційні методи розрахунків опору циклічному руйнуванню конструкцій, в яких застосовується лінійна залежність між напруженнями і деформаціями призводять до суттєвих помилок прогнозу ресурсу.

Для розрахунку ресурсу рам традиційним методом використовується крива втоми Велера, яку визначають експериментально при стендових випробуваннях зразків, виконаних з тієї ж сталі, що і рама (рис. 1.11).

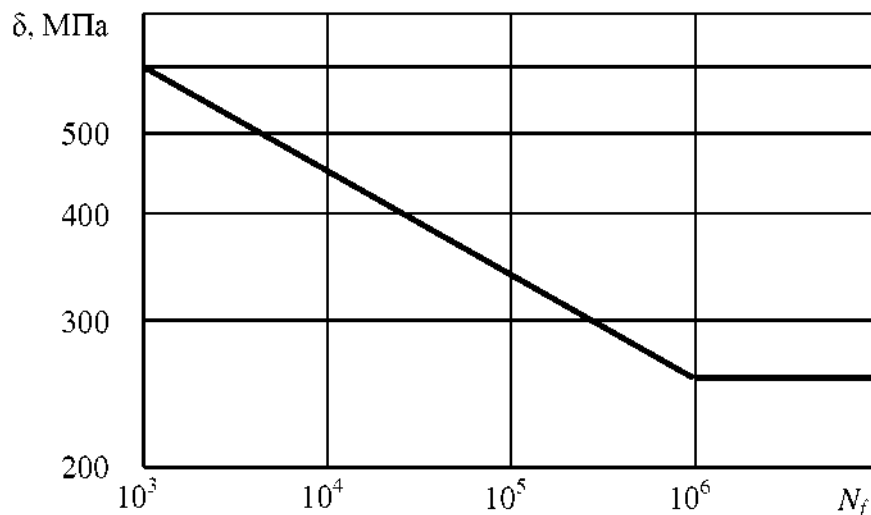


Рис. 1.18. Крива втоми Велера

Але точність прогнозу підвищується якщо розрахунок вести не по напруженням, а за деформаціями, особливо для важконавантажених рам, оскільки при цьому враховується ефект поведінки металу при циклічних навантаженнях. Облік впливу на втомну довговічність рам середніх напружень циклів навантаження здійснюється за допомогою двопараметричної кривої

втоми, запропонованої Смітом (рис. 1.12). Перший параметр σ_{\max} - амплітуда напруги, а другий ε_t - коефіцієнт втомної пластичності.

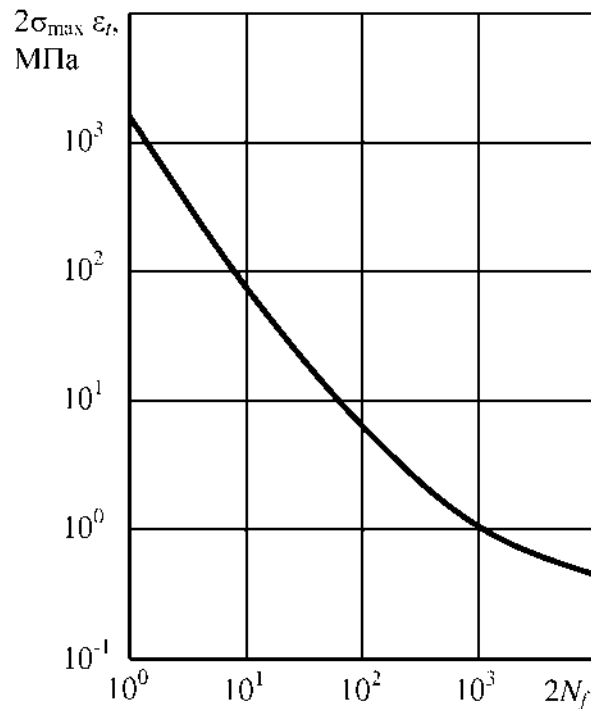


Рис. 1.19. Крива втоми Сміта

Для підсумовування втомних пошкоджень використовується гіпотеза лінійного підсумовування, згідно з якою критерієм руйнування є рівність одиниці суми всіх пошкоджень на кожному рівні амплітуди деформації. Визначальними циклами навантаження, від яких залежить довговічність, є такі, при яких конструкція випадково відчуває значну локальну пластичну деформацію, викликану перевантаженням в експлуатації. Їх число може становити лише невелику частину загального числа циклів навантаження. Більш того, встановлено, що такій пластичній деформації досить статися один раз, щоб втомна довговічність рами істотно зменшилася.

Таким чином, в літературі методи комплексної оцінки напруженодеформованого стану складних несучих систем АТЗ досить розроблені. Використовуючи ці методи, можна створити більш міцні несучі конструкції напівпричепів (НСНП) автопоїздів для гірських умов. Однак при цьому неминуче збільшиться маса напівпричепів, що знизить ефективність їх застосування. У зв'язку з цим актуальним є підвищення надійності несучої

системи напівпричепів автопоїздів в гірських умовах експлуатації шляхом зниження її навантаженості за рахунок раціонального підбору напівпричепа і тягача і розміщення вантажів. У літературі такий спосіб вирішення проблеми не розглядається.

1.11. Підходи до вирішення проблеми зниження потоку відмов напівпричепів автопоїздів при експлуатації в гірських умовах

На підставі проведеного літературного огляду можна виділити два підходи вирішення проблеми зменшення витрат на експлуатацію напівпричепів в гірських умовах. Перший відомий підхід полягає в зборі статистичної інформації про відмови і пошкодження, встановлення математичних закономірностей відмов елементів напівпричепів, розробці методики їх прогнозування і нових планів обслуговування і ремонту, а також профілактичних заходів щодо підвищення надійності.

Це дозволяє скоротити терміни проведення ремонтів і витрати, пов'язані з простоем рухомого складу. Однак число ремонтів та витрати, пов'язані з ремонтами та профілактичними заходами при цьому збільшуються. Таким чином, в даному підході усунення неузгодженості між потоками відмов напівпричепів і плановими обслуговуваннями і ремонтами здійснюється за рахунок збільшення кількості планових ремонтів, що дає деяку економію ресурсів, але, все одно, істотно збільшує витрати на експлуатацію в порівнянні з рівнинними умовами.

Другий підхід, пропонований у цій роботі, полягає у встановленні причин, що викликають збільшення потоку відмов несучої системи напівпричепа, і розробці способів зниження негативного впливу цих причин. Таким чином, усунення неузгодженості між потоками відмов напівпричепів та плановими ремонтами в даному підході здійснюється за рахунок зниження навантаженості НСНП шляхом вдосконалення організації переміщення вантажів, а також обґрунтування експлуатаційних вимог до тягачів та напівпричепів.

1.12. Висновки до розділу

1. Розглянуто історію появи вантажних напівпричепів за кордоном і в Україні.
2. Дана характеристика використовуваного рухомого складу.
3. Розглянуто особливості конструкції і вимоги до несучої системи напівпричепів і типи напівпричепів, використовуваних в вантажних перевезеннях України.
4. Дана характеристика умов експлуатації автопоїздів в гірських районах України.
5. Розглянуто види, наслідки і критичність відмов напівпричепів автопоїздів в гірських умовах експлуатації.
6. Розглянуто вплив податливості несучої системи автомобіля на перерозподіл реакцій коліс.
7. Розглянуто питання організації переміщення вантажів і експлуатаційної надійності механічних транспортних систем.
8. Описано методи розрахунку напруженого стану несучих систем автотранспортних засобів.
9. Проаналізовано підходи до вирішення проблеми зниження потоку відмов напівпричепів автопоїздів при експлуатації в гірських умовах.

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА ТЕОРЕТИЧНИХ ПЕРЕДУМОВ ДЛЯ ВДОСКОНАЛЕННЯ ОРГАНІЗАЦІЇ ПЕРЕВЕЗЕНЬ ВАНТАЖІВ З МЕТОЮ ЗНИЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ НЕСУЧОЇ СИСТЕМИ НАПІВПРИЧЕПІВ У ГІРНИЧИХ УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

У першому розділі було показано, що одним з основних чинників, що впливають на навантаженість НСНП автопоїздів в гірських умовах, є велика кількість поворотів (до 2-3 на км шляху), при подоланні яких виникають доцентрові прискорення що викликають відцентрові сили, що діють на автопоїзд в поперечному напрямку. Ці сили на правих і лівих поворотах формують знакозмінний режим навантаження несучої системи напівпричепа. При встановленому напрацюванні до відмови 82,6 тис. км, НСНП отримує 160 ... 250 тис. циклів навантаження (знакозмінних напружень), внаслідок чого в елементах несучої системи виникають і розвиваються тріщини. Цей процес називається втомою металу і характеризується структурними змінами на субмікроскопічному і мікроскопічному рівнях. Причиною початку розвитку тріщин за сучасними уявленнями є дефекти кристалічної решітки металу. За деякими даними [1] інтервал між моментом утворення видимої втомної тріщини складає до 90% від загального терміну служби деталі. Тому визначення статистичних характеристик радіусів поворотів гірських доріг і поперечних сил інерції, що діють на поворотах, є необхідним етапом в оцінці навантаженості елементів несучої системи при подоланні автопоїздами поворотів.

2.1. Визначення статистичних характеристик поворотів, кутів складання автопоїздів і швидкості руху автопоїздів на гірських дорогах

2.1.1. Визначення статистичних характеристик поворотів

Визначення статистичних характеристик радіусів поворотів гірських доріг і поперечних сил інерції, що діють на автопоїзд на цих поворотах, є необхідною

ланкою для розробки методики прогнозування довговічності елементів несучої системи напівпричепів.

Статистична інформація про відстані між поворотами, напрямки поворотів і величину їх радіусів на гірських дорогах була отримана на основі паспортів автодоріг, розроблених техвідділу Агентства з транспорту і дорожнього господарства, паспортних даних доріг, приведена в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Фрагмент статистики поворотів на гірських дорогах України, автодорога Р-62

№ ділянки	Напрямок повороту	Показання лічильника шляху	Радіус, Rп, м.	№ ділянки	Напрямок повороту	Показання лічильника шляху	Радіус, Rп, м.	№ ділянки	Напрямок повороту	Показання лічильника шляху	Радіус, Rп, м.
1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
1	Вїзд з Криворівня на трасу.	254,5	0	17	Вижниця Вправо	296,35	50	33	вправо	304,68	30
2	пост ДАІ	255,5	35	18	вліво	297	190	34	вправо	308,4	100
3	селище Ростоки вліво	277,5	50	19	вправо	297,75	200	35	вправо	308,6	70
4	вправо	277,55	50	20	вліво	298,25	100	36	вліво	308,7	40
5	вліво	279,1	50	21	вправо	300,95	170	37	вправо	308,8	80
6	вправо	279,3	180	22	вліво	301,6	50	38	вліво	309,5	50
7	вліво	280,25	150	23	вправо	303,85	100	39	вправо	310,05	50
8	вправо	281	150	24	вліво	303,9	50	40	вліво	310,2	100
9	вправо	281,65	180	25	вправо	303,95	50	41	вправо	310,85	100
10	вправо	282,25	180	26	вліво	304	50	42	вліво	311,9	100
11	вліво	282,75	180	27	вправо	304,05	50	43	вправо	312,7	150
12	вправо	283,5	180	28	вліво	304,1	50	44	вліво	314,3	180
13	пост ДАІ	284,2	180	29	вправо	304,45	100	45	вправо	314,89	200
14	вліво	284,5	70	30	вліво	304,5	50	46	вліво	315,32	170
15	вліво	285,7	70	31	вправо	304,55	50	47	вправо	316,1	100
16	село Кути вправо	286,4	50	32	вліво	304,65	100	48	вліво	316,5	80

Продовження таблиці 2.1

№ ділянки	Напрямок повороту	Показання лічильника а шляху	Радіус, Rп, м.	№ ділянки	Напрямок повороту	Показання лічильника а шляху	Радіус, Rп, м.	№ ділянки	Напрямок повороту	Показання лічильника а шляху	Радіус, Rп, м.
1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
49	вправо	317,17	100	86	вправо	340,2	130	123	вправо		50
50	вліво	317,37	150	87	вліво	340,55	100	124	вліво		100
51	вправо	318,55	150	88	вправо	340,7	150	125	вправо		90
52	вліво	319,35	180	89	вліво		100	126	вліво	350,9	30
53	вправо	320,1	180	90	вправо	341,6	100	127	вправо		50
54	вліво	320,55	170	91	вліво	342,1	200	128	вліво	351,6	100
55	вправо	320,85	150	92	вправо	342,3	100	129	вправо	351,9	110
56	вліво	321,05	190	93	вліво	342,4	100	130	вліво	352,2	150
57	вправо	321,65	180	94	вправо		100	131	Пряма ділка по трасі.	352,5	150
58	вліво	322,1	180	95	вліво	342,8	50	132	вправо	352,7	80
59	село Багна	323,65	50	96	вправо	343,7	50	133	вліво		50
60	вліво	324,1	150	97	вліво		100	134	вправо	353,6	50
61	вправо	335,4	150	98	вправо		100	135	село Каменная	354,3	-
62	вправо	336,1	150	99	вліво		180	136	вліво		100
63	вліво	337,1	180	100	вправо		50	137	вправо	355	100
64	вправо	337,2	100	101	вліво	343,87	120	138	вліво		150
65	вліво	337,6	50	102	вліво		50	139	вправо	355,3	100
66	вправо	337,8	80	103	вправо		50	140	вліво	355,85	50
67	вліво		50	104	вліво		100	141	вправо		150
68	вправо		120	105	вправо		150	142	вліво	356	100
69	вліво		100	106	вліво	344,7	150	143	вправо		50
70	вправо		100	107	вправо	345,1	50	144	вліво	365,25	100
71	вліво		180	108	вліво		50	145	вправо	365,5	50
72	вправо		120	109	вправо		100	146	вліво		150
73	вліво		100	110	вліво	345,3	180	147	вправо		150
74	вправо	338,55	120	111	село Лукавці	347,1		148	вліво	356,6	100
75	вліво		100	112	вліво		100	149	вправо	357,2	50
76	вправо		130	113	вправо	347,4	150	150	вправо		100
77	вліво		180	114	міст	347,95	150	151	вліво		50
78	вправо		80	115	село Панка	348,7		152	вправо	357,3	150
79	вліво	339,2	50	116	вліво		100	153	вправо		100
80	вправо	339,7	150	117	вправо	348,9	100	154	вліво		50
81	вліво		100	118	вліво	239,5	100	155	вправо	357,55	100
82	вправо		130	119	вправо	350,15	150	156	вліво		50
83	вліво	339,8	200	120	вліво		100	157	вправо	358,1	50
84	вправо		100	121	вправо		100	158	вліво	358,3	100
85	вліво		80	122	вліво		50	159	вліво		100

За даними табл. 2.1 був складений варіаційний ряд розподілу радіусів поворотів (табл. 2.2). Для визначення числа інтервалів використовувалася формула Стерджесса:

$$k = 1 + 3,322 \lg N = 9,0002 \quad (2.1)$$

Приймаємо $k = 9$. У табл. 3 j - номер інтервалу варіаційного ряду.

Таблиця 2.2

Варіаційний ряд розподілу радіусів поворотів гірських доріг

$R_{j-1}; R_j$	20; 40	40; 60	60; 80	80; 100	100; 120
Δm_j	8	75	19	72	9
q_j^*	0,031	0,293	0,074	0,281	0,035
$R_{j-1}; R_j$	120; 140	140; 160	160; 180	180; 200	
Δm_j	5	39	21	8	
q_j^*	0,020	0,152	0,082	0,031	

На рис. 2.1 представлена гістограма щільності розподілу радіусів поворотів, побудована за даними табл. 2.2.

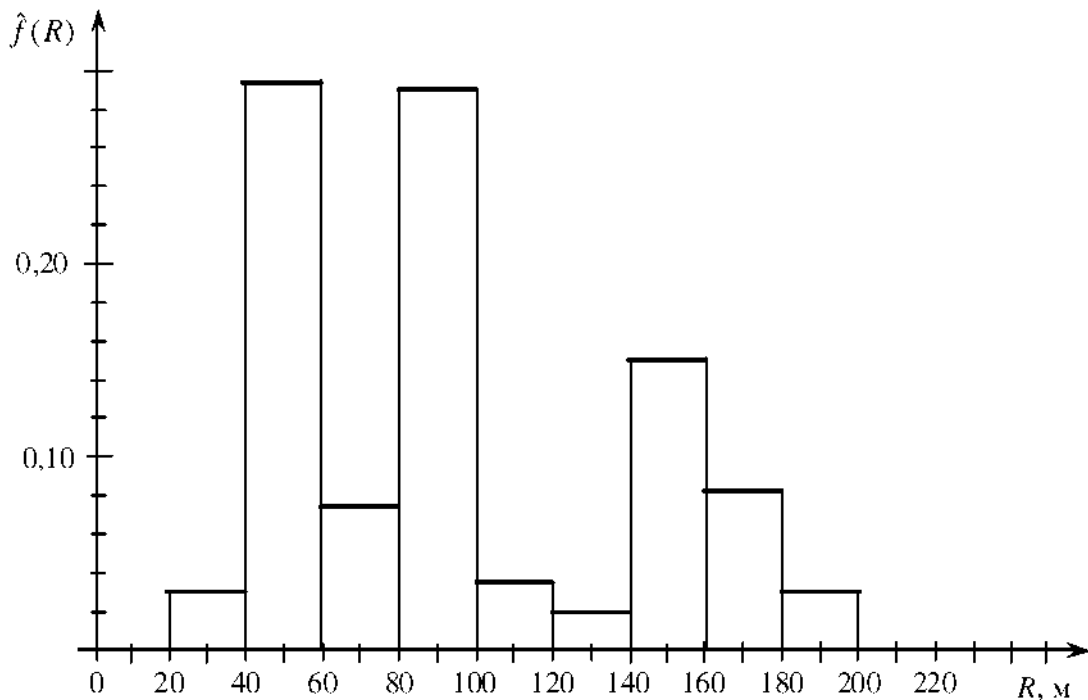


Рис. 2.1. Гістограма щільності розподілу радіусів поворотів гірських доріг

України

З рис. 2.1 випливає, що найбільш висока щільність спостерігається на трьох інтервалах радіусів поворотів: 40 - 60 м, 80 - 100 і 140 - 160 м.

На рис. 2.2 приведена функція розподілу (кумулята) радіусів поворотів, побудована за даними табл. 2.2.

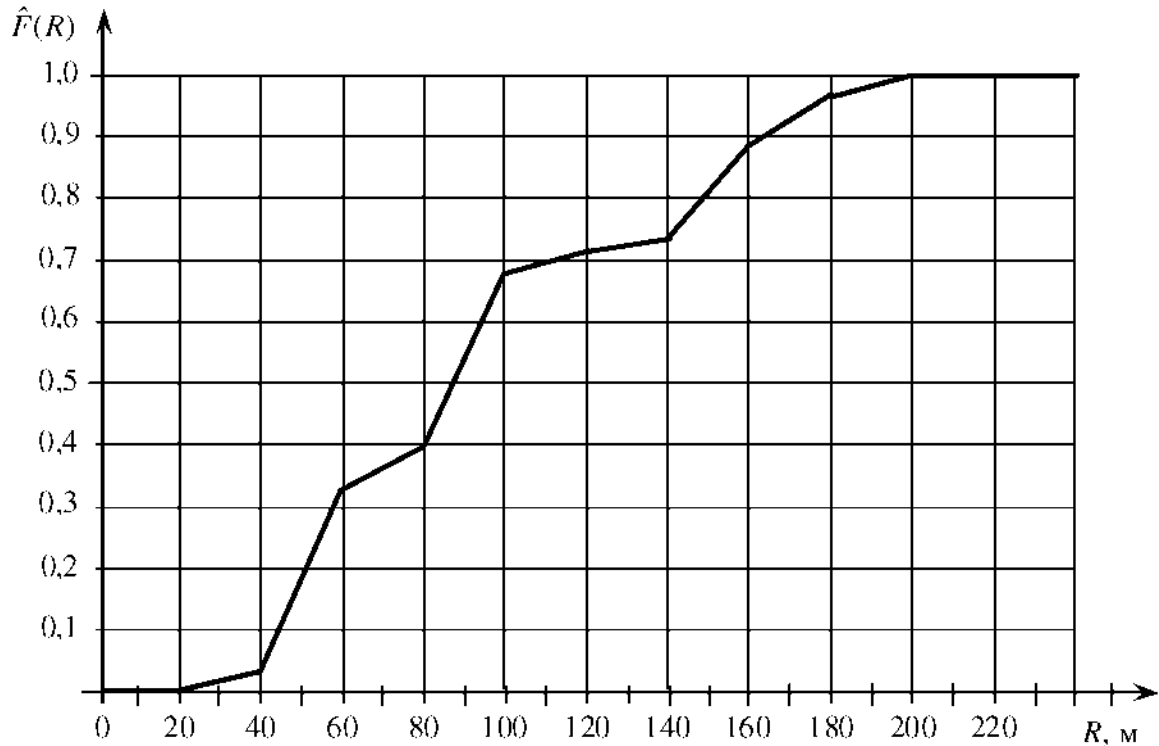


Рис. 2.2. Функція розподілу (кумулята) радіусів поворотів гірських доріг України

Вид кумуляти радіусів поворотів гірських доріг України також свідчить про те, що найбільш ймовірними є радіуси поворотів в діапазонах 40 - 60 м, 80 - 100 і 40 - 160 м, оскільки в зазначених діапазонах зміни радіусів повороту кумулята має максимальну крутизну. Отримана функція розподілу радіусів поворотів гірських доріг України необхідна для отримання статистичних характеристик швидкості руху автопоїздів на поворотах і діючих на них відцентрових сил, що навантажують несучу систему напівпричепа.

2.1.2. Визначення кутів складання автопоїздів і статистичних характеристик швидкості руху на поворотах гірських доріг України

Оскільки сідло тягача має тільки один шарнір, вісь якого розташована перпендикулярно вертикальній площині симетрії напівпричепа, при нахилі напівпричіп через сідло передає тягачу крутний момент, який прагне повернути тягач навколо осі, розташованої на зазначеній площині. Кутова жорсткість тягача щодо цієї осі залежить від кута складання автопоїзда, тому дуже важливо визначити найбільш ймовірні кути складання на гірських дорогах. Для розрахунку кутів складання отримана формула

$$\psi = \arcsin\left(\frac{L}{R}\right) \quad (2.2)$$

де R - середній радіус повороту, L - довжина напівпричепа.

На рис. 2.3 приведена побудована за формулою (2.2) залежність кута складання автопоїзда на повороті від співвідношення $\rho = R/L$.

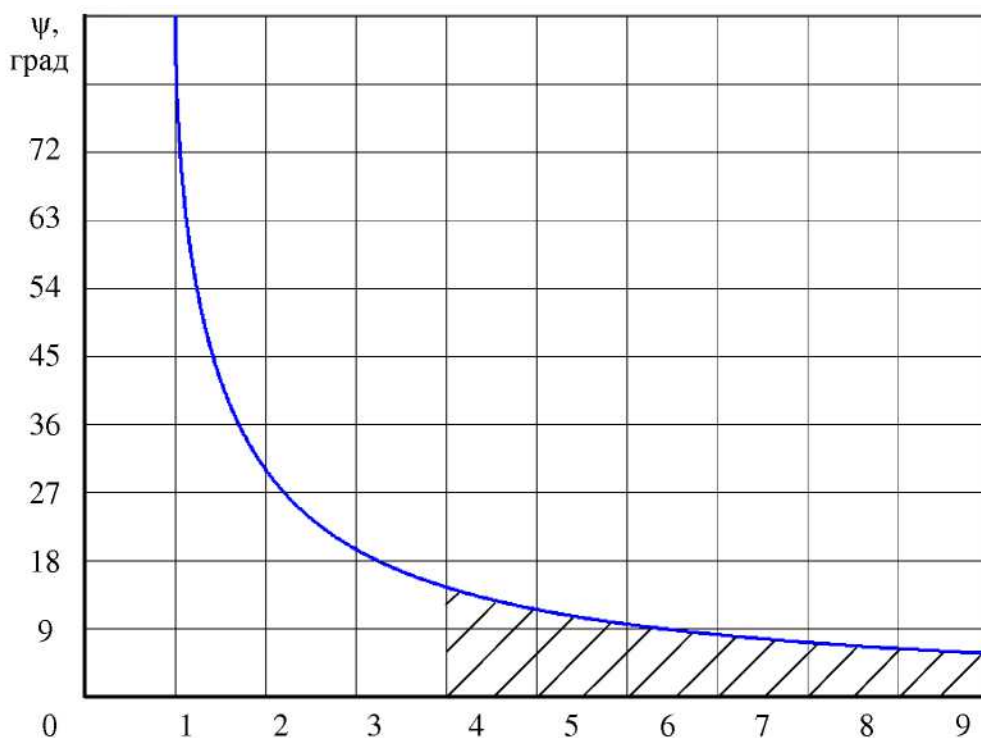


Рис. 2.3. Залежність кута складання автопоїзда на повороті від ρ

З огляду на, що найбільш ймовірні радіуси поворотів гірських доріг довжини напівпричепів знаходяться в діапазоні 40 - 160 м, а довжини

напівпричепів, експлуатованих в гірських умовах України змінюється в межах 13,6; 16,5; 17; 17,2 метрів, можна визначити межі зміни найбільш ймовірних кутів складання напівпричепів - від 6 до 16 градусів. На рис. 2.3 область найбільш ймовірних кутів складання заштрихована. З формули 2.2 випливає, що кут формування автопоїзда збільшується при зменшенні радіусу повороту і збільшенні довжини напівпричепа. З аналізу розрахункової схеми автопоїзда на повороті (рис. 2.6), слід, що кути бічного відведення шин, мають незначний вплив на кут формування автопоїзда.

2.1.3. Визначення статистичних характеристик швидкості руху автопоїзда на поворотах

Розрахункові швидкості руху і поперечні прискорення на поворотах рівнинних і гірських доріг різних радіусів по БНіП 2.05.02-85 наведені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3

Розрахункові швидкості руху і поперечні прискорення на поворотах рівнинних і гірських доріг різних радіусів по СНіП 2.05.02-85

показники				розрахункова швидкість, км / год
для рівнинній місцевості		для гірської місцевості		
найменші радіуси кривих в плані, м	розрахункове поперечне прискорення, м / с ²	найменші радіуси кривих в плані, м	розрахункове поперечне прискорення, м / с ²	
1200	1,45	1 000	1,74	150
800	1,39	600	1,85	120
600	1,29	400	1,93	100
300	1,65	250	1,98	80
150	1,85	125	2,22	60
100	1,93	100	1,93	50
60	2,06	60	2,06	40
30	2,31	30	2,31	30

Аналіз таблиці 2.3 показує, що при радіусах кривих в плані понад 100 м розрахункові поперечні прискорення в гірській місцевості більше розрахункових поперечних прискорень в рівнинній місцевості. В БНіП 2.05.02-85 немає цьому

пояснення, і не приведена методика розрахунку швидкості руху на поворотах. На наш погляд, повинно бути навпаки.

На підставі цих даних побудована залежність розрахункової швидкості руху в гірській місцевості від радіуса кривизни дороги в плані (рис. 2.4).

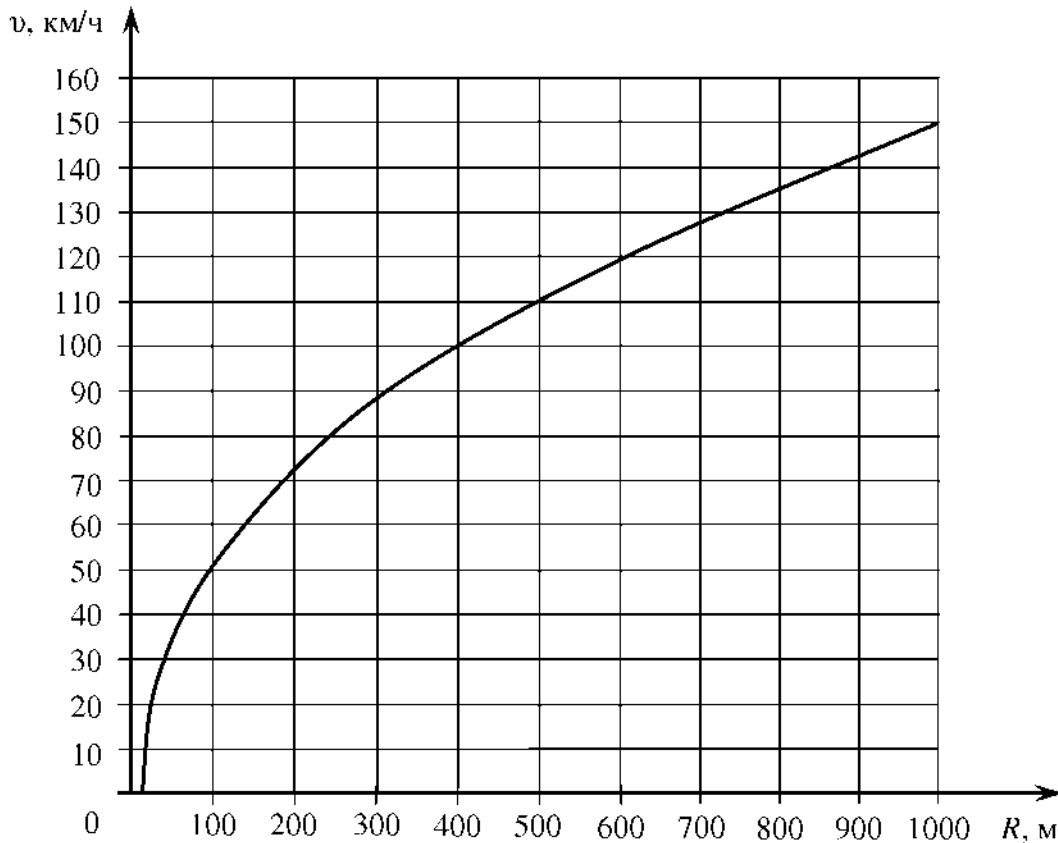


Рис. 2.4. Залежність розрахункової швидкості руху автомобіля в гірській місцевості від радіуса кривизни дороги в плані (за даними СНиП 2.05.02-85 «Автомобільні дороги»)

Використовуючи кумуляту радіусів поворотів (рис. 2.2) і залежність розрахункової швидкості руху автомобіля в гірській місцевості від радіуса кривизни дороги в плані (рис. 2.4), можна графічно визначити функцію розподілу (кумуляту) швидкості руху на криволінійних ділянках досліджених гірських доріг (рис. 2.5). Для цього на площині координат в першому квадраті будуємо графік залежності розрахункових швидкостей руху по БНіП, у другому квадраті будуємо графік отриманої в результаті статистичної обробки функції розподілу радіусів кривих в плані.

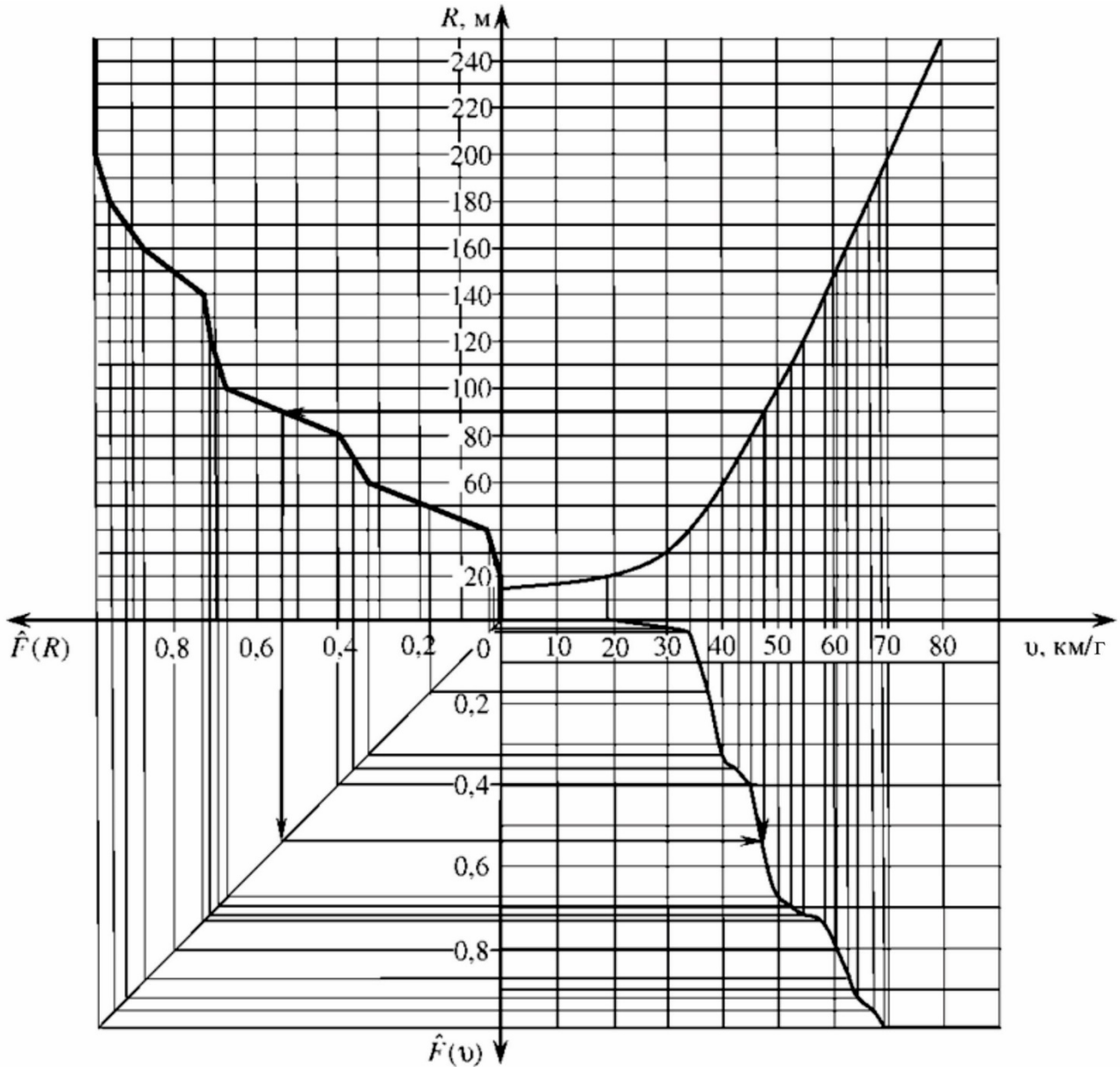


Рис. 2.5. Графічне визначення функції розподілу (кумуляти) швидкості руху на криволінійних ділянках досліджених гірських доріг

Тоді в четвертому квадранті отримаємо графік функції розподілу швидкостей руху (методика побудови вказана стрілками). аналіз послідньої функції розподілу показує, що в розглянутих гірських умовах найбільш ймовірний рух зі швидкостями 35 - 50 км / ч.

На основі функції розподілу швидкостей руху (рис. 2.5) можна визначити середню швидкість руху автопоїзда на поворотах гірських доріг за формулою:

$$v_{\text{ср}} = \sum_{j=1}^n \bar{v}_j [F_j(v) - F_{j-1}(v)] \quad (2.3)$$

Тут $\bar{v}_j = \frac{v_{j-1} + v_j}{2}$ - середня швидкість на j -ом інтервалі, $F_{j-1}(v)$ і $F_j(v)$ - відповідно, значення функції розподілу швидкості на лівій і правій межах j -го інтервалу.

Розрахунки показали, що для розглянутих гірських умов $v_{a\text{ ср}} \approx 48$ км/г.

Дисперсія швидкості

$$D_v = \sum_{j=1}^n \bar{v}_j^2 (F_j - F_{j-1}) - v_{a\text{ ср}}^2 \quad (2.4)$$

2.2. Визначення поперечних сил інерції, що діють на автопоїзд на поворотах

Поперечні сили інерції, що діють на тягач та напівпричіп на повороті, прикладені в відповідних центрах мас (рис. 2.6). У загальному вигляді величина сили поперечної інерції, що діє на автомобіль може бути розрахована за формулою [38]:

$$P_y = m_a \left(\frac{v_a^2}{3,6^2 R} + \xi \frac{L}{R} \frac{dv_a}{dt} + \xi \frac{v_a}{3,6} \frac{L^2 + R^2}{R^2} \frac{d\theta}{dt} \right) \quad (2.5)$$

де m_a - маса автомобіля; $\xi = b/L$ - коефіцієнт розташування центру мас; b - відстань від ЦМ автомобіля до заднього моста; L - база автомобіля; v_a - швидкість автомобіля; R - радіус повороту автомобіля; θ - середній кут повороту керованих коліс; t - час процесу повороту.

Вираз в дужках у формулі (2.5) являє собою доцентрове прискорення

$$j_a = \frac{P_y}{m_a} \quad (2.6)$$

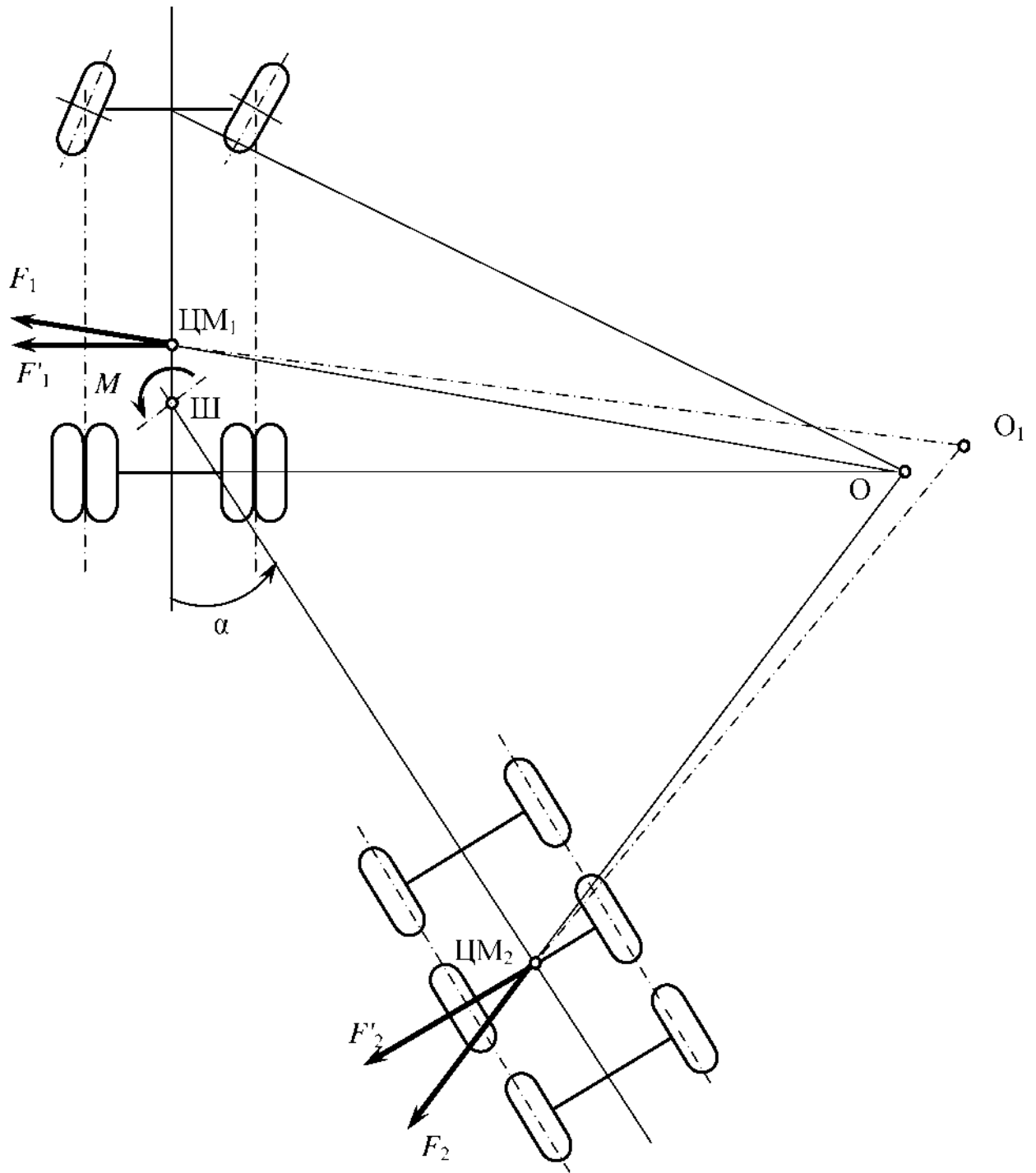


Рис. 2.6. Розрахункова схема автопоїзда на повороті: O - центр повороту автопоїзда без урахування відведення шин; O₁ - центр повороту автопоїзда з урахуванням відведення шин

Знаючи межі зміни доцентрового прискорення, що діє на автомобіль на поворотах гірських доріг, можна знайти межі зміни поперечної сили інерції.

Для випадку усталеного руху автомобіля на повороті з постійною швидкістю і постійним кутом повороту рульового колеса в рівнянні (2.2) в

дужках залишиться тільки перший член, а другий і третій дорівнюватимуть нулю.

Тоді

$$j_a = \frac{v_a^2}{3,6^2 R} \quad (2.7)$$

і

$$P_y = m_a \frac{v_a^2}{3,6^2 R} \quad (2.8)$$

Доцентрове прискорення, що відповідає середній швидкості:

$$j_a = \frac{v_{a\text{cp}}^2}{3,6^2 R_{v_{a\text{cp}}}} = \frac{48^2}{3,6^2 \cdot 92} = 1,93 \text{ м/с}^2 \quad (2.9)$$

Тут значення радіусу, що відповідає середній швидкості, $R_{v_{a\text{cp}}} = 92$ м найдено з табл. 2.3 методом лінійної інтерполяції. Тоді середня поперечна сила інерції, що діє на автомобіль масою m_a на повороті, відповідна середній розрахунковій швидкості руху по БНіП 2.05.02-85,

$$P_y = m_a \cdot 1,93, \text{ Н}$$

З формули (2.8) видно, що поперечна сила інерції пропорційна масі автомобіля, квадрату швидкості автомобіля і обернено пропорційна радіусу повороту. Таким чином, для визначення статистичних характеристик поперечної сили, що діє на автомобіль на гірських дорогах, необхідно знати статистичні характеристики радіусів поворотів і розрахункові швидкості руху на поворотах.

Використовуючи дані БНіП 2.05.02-85 (табл. 2.3 і рис.2.4), за формулою (2.8) побудована залежність доцентрового прискорення від швидкості руху на повороті (рис. 2.7).

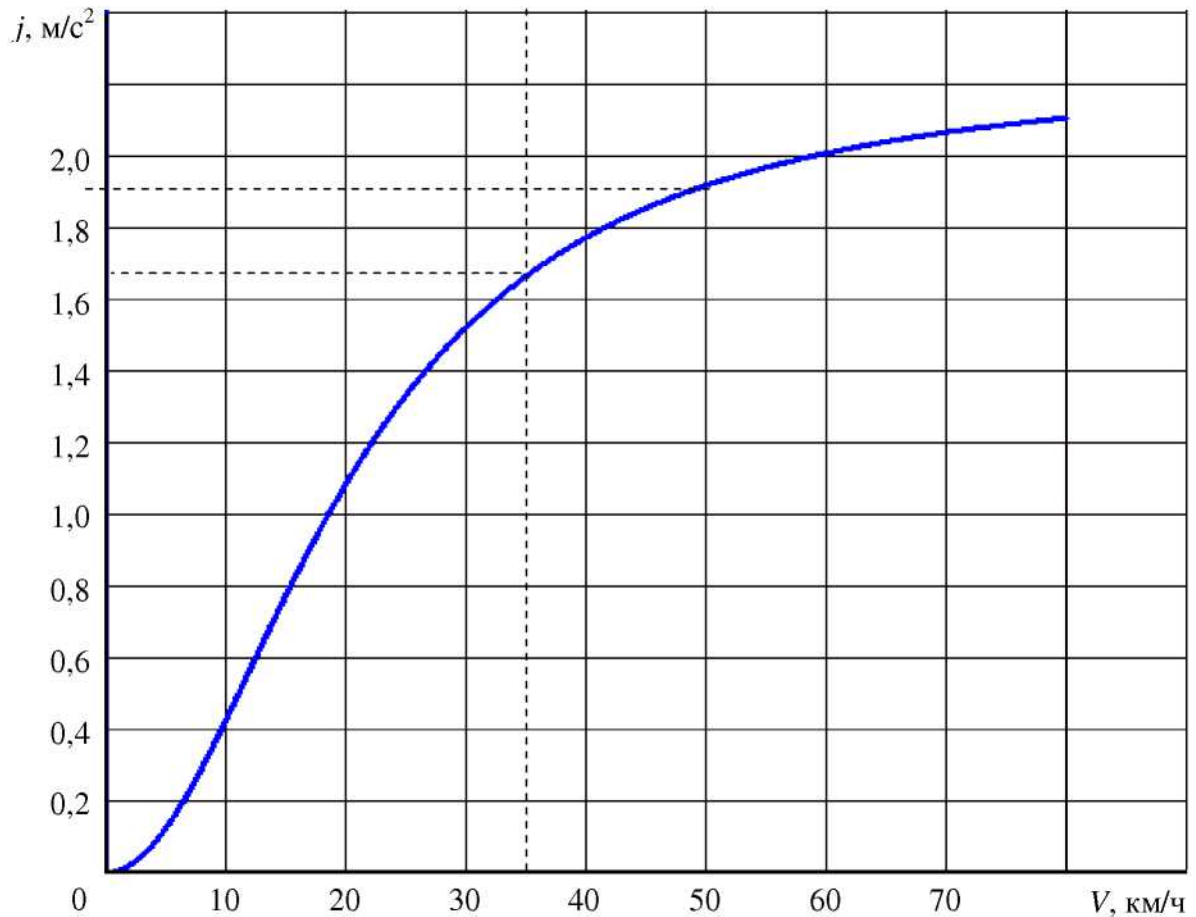


Рис. 2.7. Залежність доцентрового прискорення на поворотах гірських доріг від швидкості руху

Аналіз графіка (рис. 2.7) показує, що при найбільш ймовірних швидкостях руху автопоїздів на поворотах - 35-50 км/год доцентрове прискорення змінюється у вузькому діапазоні від 1,7 до 1,9 м/с². Таким чином, діючі на автопоїзд найбільш ймовірні відцентрові сили складають 15-20% від його ваги.

Слід зазначити, що при дозволеному перевищенні швидкості руху на 20 км/год поперечні сили в середньому підвищуються на 100 - 120%, що пропорційно збільшить навантаженість несучої системи напівпричепа. У зв'язку з цим для зниження навантаженості несучої системи необхідно вводити обґрунтовані жорсткі обмеження швидкості на поворотах.

2.3. Розробка розрахункової схеми і математичної моделі навантаження несучої системи напівпричепа на повороті

2.3.1. Розробка розрахункової схеми для визначення кута закручування рами напівпричепа на повороті

При організації перевезень використовуються різні способи розміщення вантажу в кузові. Для полегшення вантажно-розвантажувальних робіт вантаж часто розміщують переважно в задній частині напівпричепа з дотриманням необхідного розподілу навантаження по осях автопоїзда (рис. 2.8 а) або з максимальним зсувом назад (рис. 2.8 б).

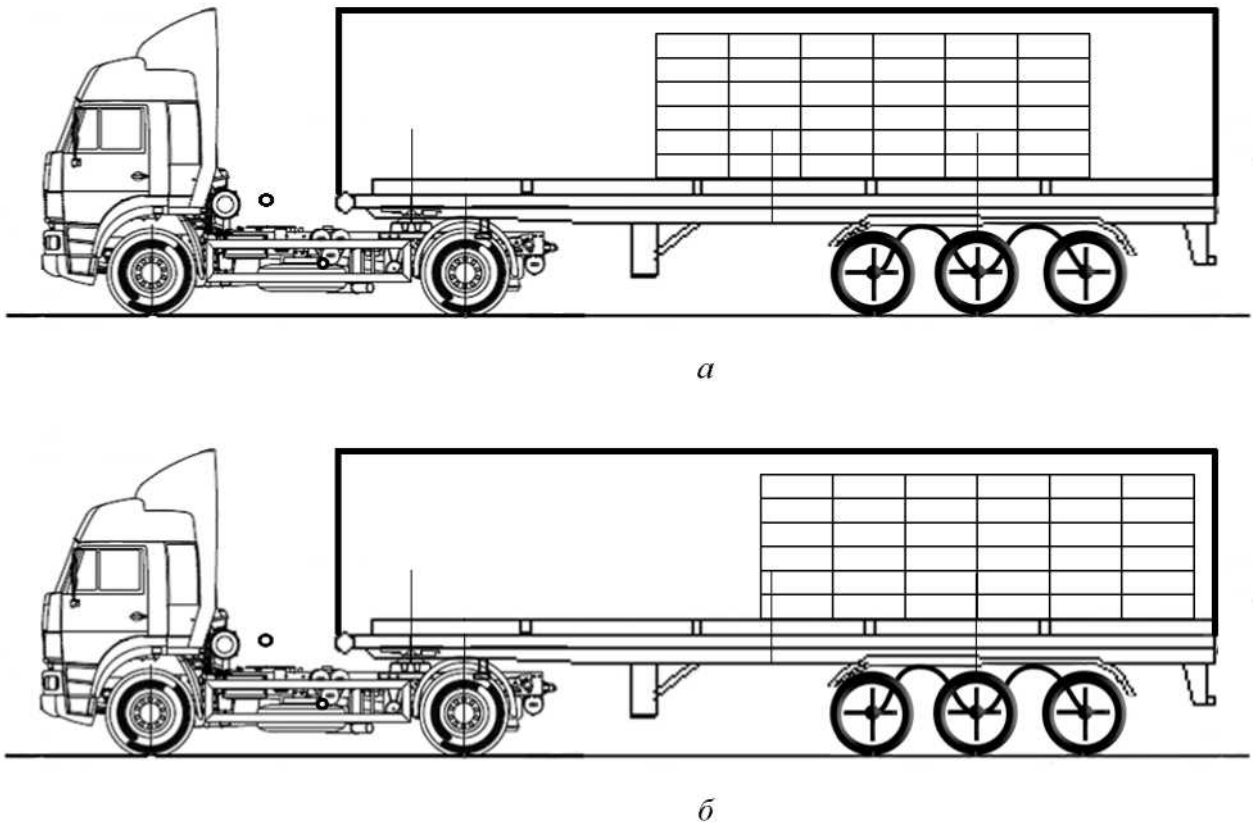


Рис. 2.8. Схеми розміщення вантажу в напівпричепі для полегшення вантажно-розвантажувальних робіт: а - з дотриманням необхідного розподілу навантаження по осях автопоїзда; б - без дотримання

Для підвищення прохідності на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення і крутими підйомами вантаж розміщують в передній частині напівпричепа (рис. 2.9).

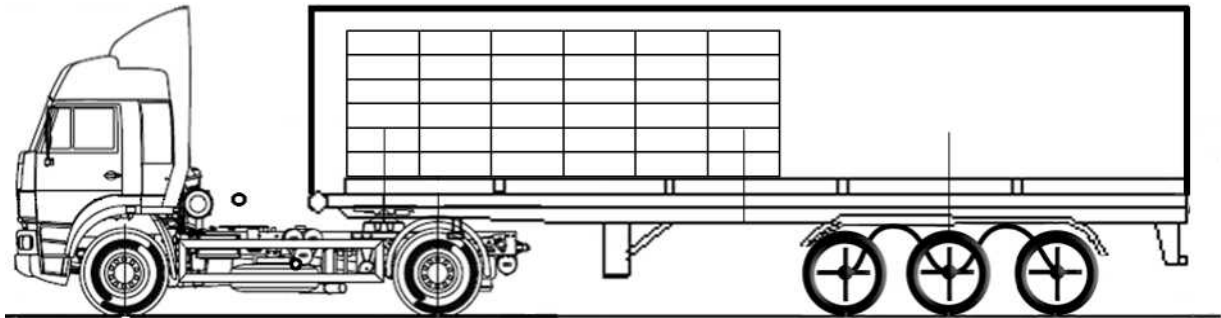


Рис. 2.9. Схема розміщення вантажу в напівпричепі для підвищення прохідності на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення і крутими підйомами

Для створення розрахункової схеми для визначення кута закручування рами автопоїзда розглянемо його конструктивну схему при рівномірному розміщенні вантажу, із зазначенням основних параметрів (рис. 2.10).

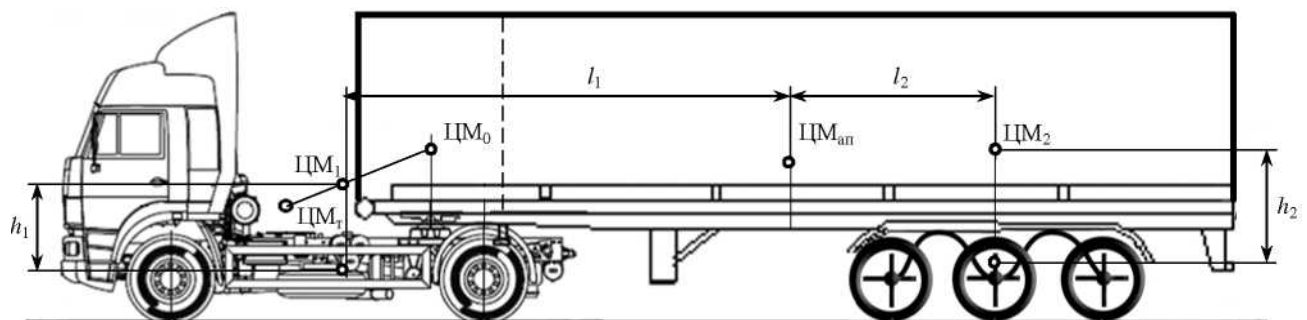


Рис. 2.10. Конструктивна схема автопоїзда із зазначенням основних параметрів:
ЦМТ - центр мас тягача; ЦМ1 і ЦМ2 - центри мас передньої і задньої частин автопоїзда

При рівномірному розподілі вантажу в кузові (рис. 2.10) загальний центр мас автопоїзда (без урахування маси мостів і коліс) знаходиться в точці ЦМ_{ан}.

Приймаємо, що частина вантажу, що знаходиться над сідлом і частина фургона що до неї відноситься з центром мас в точці ЦМ₀ жорстко пов'язана з тягачем, центр мас якого розташований в точці ЦМ_Т. Таким чином, тягач з сідлом і частина вантажу і фургона, розташована над сідлом представляються як одне

тверде тіло (передня частина автопоїзда) з центром мас в точці ЦМ₁. Частина вантажу і фургона з рамою, яка перебуває над підвіскою напівпричепи також представляються як одне тверде тіло (задня частина автопоїзда) з центром мас в точці ЦМ₂. Відстані h_1 і h_2 від центрів мас до центрів крену, відповідно передній і задній частин автопоїзда є плечима моментів відцентрових сил, які виникають на поворотах і викликають кутові деформації передньої і задньої частин автопоїзда. Якщо ці кутові деформації відрізняються один від одного, то виникає кутова деформація рами, що викликає підвищені напруги в її елементах. Для спрощення моделі на першому етапі моделювання моменти від складової ваги при нахилі частин автопоїзда не враховуються внаслідок їх малості.

На підставі прийнятих припущень була розроблена розрахункова схема для визначення кута закручування рами автопоїзда на повороті, представлена на рис. 2.11.

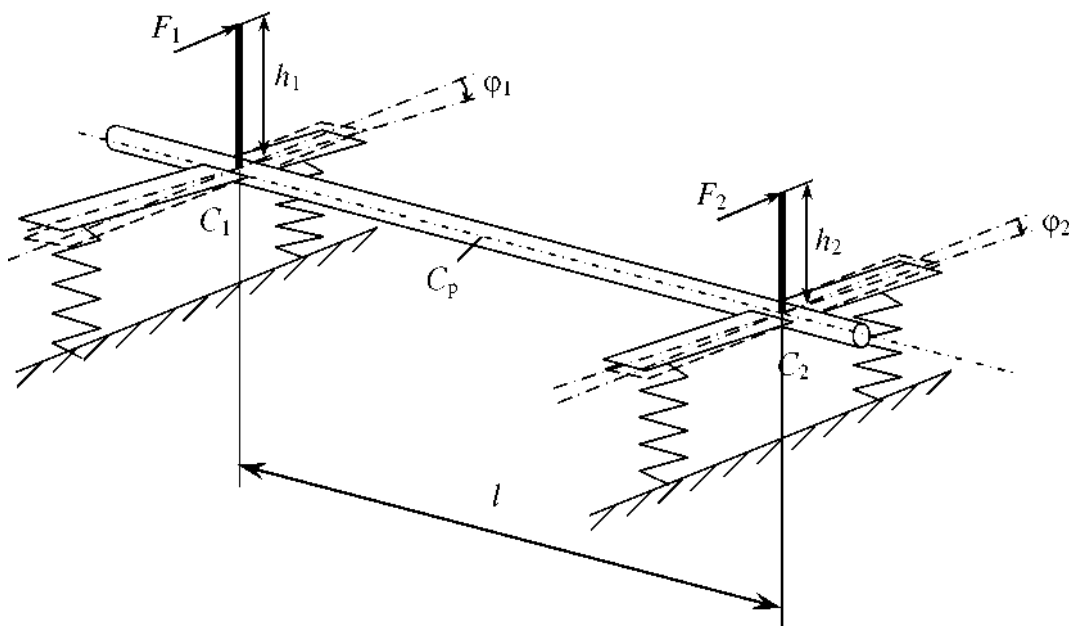


Рис. 2.11. Розрахункова схема для визначення кута закручування рами напівпричепи: C_1 - кутова жорсткість підвіски тягача; C_2 - кутова жорсткість підвіски напівпричепи; C_p - кутова жорсткість рами напівпричепи; F_1 і F_2 - відцентрові сили, що діють, відповідно, на передню і задню частини автопоїзда
 ϕ_1 і ϕ_2 - кути крену відповідно передній і задній частин автопоїзда

В даній розрахунковій схемі стрижень C_p (торсіон) імітує раму напівпричепа при її закручуванні, яке відбувається внаслідок того, що моменти відцентрових сил інерції F_1 і F_2 мають різну величину. Ось стрижня є віссю крену автопоїзда. Вона з'єднує центри крену тягача і напівпричепа. Центром крену називають миттєвий центр переміщень, який залишається в спокої при поперечних кренах кузова або при різних за знаком, але однакових за величиною переміщеннях коліс. Методики визначення положення центру крену і кутової жорсткості для залежних і незалежних підвісок розглянуті в літературі [50, 82]. Багато тягачів та напівпричепів мають залежну ресорну підвіску на напівеліптичних ресорах. Центр крену такої підвіски лежить в площині, яка проходить під вушками ресор, а кутові жорсткості передньої і задньої підвісок визначаються, відповідно, за формулами:

$$C_{\text{пер. п}} = 0,5c_{\text{пер. п}} b_{\text{пер. п}}^2 \quad (2.10)$$

$$C_{\text{зад. п}} = 0,5c_{\text{зад. п}} b_{\text{зад. п}}^2 \quad (2.11)$$

де $b_{\text{пер. п}}$ - відстань між ресорами передньої підвіски, $b_{\text{зад. п}}$ - відстань між ресорами задньої підвіски, $c_{\text{пер. п}}$ і $c_{\text{зад. п}}$ - жорсткості пружних елементів, відповідно, передньої і задньої підвісок.

Аналогічно можна визначити кутову жорсткість шин:

$$C_{\text{пер. ш}} = 0,5c_{\text{пер. ш}} b_{\text{пер. ш}}^2 \quad (2.12)$$

$$C_{\text{зад. ш}} = 0,5c_{\text{зад. ш}} b_{\text{зад. ш}}^2 \quad (2.13)$$

де $b_{\text{пер. ш}}$ - колія передніх коліс, $b_{\text{зад. ш}}$ - колія задніх коліс, $c_{\text{пер. ш}}$ - жорсткість передньої шини, $c_{\text{зад. ш}}$ - жорсткість задньої шини (в разі здвоєних коліс і кількох задніх осей - сумарна жорсткість всіх шин одного борту).

Тоді кутову жорсткість передньої і задньої підвісок з урахуванням шин можна визначити за формулами:

$$C_{\text{пер.}} = \frac{C_{\text{пер. п}} C_{\text{пер. ш}}}{C_{\text{пер. п}} + C_{\text{пер. ш}}} \quad (2.14)$$

$$C_{\text{зад.}} = \frac{C_{\text{зад. п}} C_{\text{зад. ш}}}{C_{\text{зад. п}} + C_{\text{зад. ш}}} \quad (2.15)$$

Для збільшення кутовий жорсткості підвіски з метою зниження крену кузова на повороті встановлюють стабілізатор поперечної стійкості. Він виконаний, як правило, у вигляді встановленого в гумових втулках торсіона з загнутими кінцями і при вертикальних коливаннях кузова просто повертається у втулках, не створюючи сил. Тому він не збільшує вертикальну жорсткість підвіски, але дозволяє збільшити кутову її жорсткість. Якщо ввести в вираз для приведеної кутової жорсткості підвіски кутову жорсткість стабілізатора, то отримаємо:

$$C = \frac{(C_{\text{п}} + C_{\text{ст}})C_{\text{ш}}}{C_{\text{п}} + C_{\text{ст}} + C_{\text{ш}}} \quad (2.16)$$

де $C_{\text{ст}}$ - кутова жорсткість стабілізатора.

Таким чином, отримані формули дозволяють визначити кутову жорсткість тягачів з різними колісними формулами.

Кутова жорсткість підвіски тягача C_1 дорівнює сумі кутових жорсткостей передньої і задньої підвісок:

$$C_1 = C_{\text{пер.}} + C_{\text{зад.}} \quad (2.17)$$

Визначивши кутову жорсткість підвіски, можна обчислити кут крену підресореної маси за формулою:

$$\varphi_1 = \frac{M}{C_1} \quad (2.18)$$

Максимальна величина кута крену регламентується нормативними документами: її величина не повинна перевищувати 6-7° при відцентровій силі що дорівнює 40% від ваги автомобіля.

2.3.2. Розробка математичної моделі навантаження несучої системи напівпричепа на повороті

На початку глави відзначено, що одним з основних чинників, що впливають на навантаженість НСНП автопоїздів в гірських умовах, є велика кількість поворотів, що підтверджено проведеними статистичними дослідженнями. Виявлені характеристики виникаючих доцентрових прискорень, що викликають відцентрові сили, що діють на автопоїзд в поперечному напрямку. Ці сили на правих і лівих поворотах формують знакозмінне кручення НСНП на певний кут, величина якого залежить від параметрів напівпричепа і тягача. Тому завданням математичного моделювання є визначення залежності деформації НСНП (кута закручування рами напівпричепа на повороті $\Delta\varphi$) від ряду параметрів елементів автопоїзда.

За розрахункової схемою (рис. 2.10), на якій позначені всі розглянуті параметри, складемо рівняння:

$$\begin{cases} m_1 a h_1 = C_1 \varphi_1 + C_p (\varphi_1 - \varphi_2), \\ m_2 a h_2 = C_2 \varphi_2 - C_p (\varphi_1 - \varphi_2). \end{cases} \quad (2.19)$$

Звідси кути крену

$$\varphi_1 = \frac{m_1 a h_1 (C_2 + C_p) + m_2 a h_2 C_p}{C_1 C_2 + C_1 C_p + C_2 C_p} \quad (2.20)$$

і

$$\varphi_2 = \frac{m_2 a h_2 (C_1 + C_p) + m_1 a h_1 C_p}{C_1 C_2 + C_1 C_p + C_2 C_p} \quad (2.21)$$

Кут закручування рами

$$\Delta\varphi = \varphi_1 - \varphi_2 = \frac{m_1 a h_1 - m_2 a h_2 \frac{C_1}{C_2}}{C_1 + \left(\frac{C_1}{C_2} + 1\right) C_p} \quad (2.22)$$

або

$$\Delta\varphi = \frac{\frac{l_2}{l} h_1 - \frac{C_1}{C_2} h_2 + \frac{C_1}{C_2} \frac{l_2}{l} h_2}{C_1 + \left(\frac{C_1}{C_2} + 1\right) C_p} Ma \quad (2.23)$$

де M - сумарне навантаження на осі автопоїзда, l_2 - відстань від центру мас вантажу до задньої осі автопоїзда.

Питомий кут закручування рами напівпричепа

$$\Delta\varphi' = \Delta\varphi / Ma \quad (2.24)$$

Завдання зниження навантаженості НСНП на поворотах гірських доріг зводиться до знаходження таких параметрів елементів автопоїзда, при яких деформація рами напівпричепа мінімальна.

Експериментальна перевірка формули (2.14) проводилась за даними (табл. 2.4), отриманим М. А. Носенковим і В. М. Торно [65], які проводили дослідження руху вантажного автомобіля масою 10,6 т зі швидкістю 60 км/год по дугам різних радіусів. При проведенні експериментів з високою точністю фіксувалися кути крену над передньою і задньою осями автомобіля. Для перевірки були побудовані, відповідно, розрахункові (за формулою 2.14) і експериментальні залежності відносного кута закручування рами від співвідношення поперечної жорсткості передньої і задньої підвіски автомобіля C_1/C_2 (рис. 2.12).

Результати експерименту

варіант	C_1 , кН·м/ рад	C_2 , кН·м/ рад	C_p , кН·м/ рад	λ_2/ω_y ,	λ_1/ω_y ,	λ_2/ω_y ,
				град/м/с ²	град/м/с ²	град/м/с ²
				експеримент		
1	85,5	157,5	101	1,5	1,0	1,5
2	201	157,5	101	1,3	0,7	1,3
3	85,5	357	101	0,8	0,8	0,9
4	201	357	101	0,7	0,5	0,9
5	85,5	157,5	200	1,5	1,0	1,5
6	201	157,5	200	1,2	0,7	1,3
7	85,5	357	200	0,8	0,8	0,9
8	201	357	200	0,7	0,5	0,9

З рис. 2.12 видно, що якісно розрахунковий графік (точки з'єднані прямими лініями) і експериментальний графік (точки з'єднані кривими лініями) повністю відповідають один одному і мають гарне кількісне сходження. Аналіз отриманої залежності показує, що при збільшенні поперечної жорсткості задньої підвіски C_2 (в нашому випадку підвіски напівпричепа) і зниженні кутовий жорсткості передньої підвіски C_1 (в нашому випадку підвіски тягача) кут закручування рами зменшується і прямує до нуля. Кількісна розбіжність результатів розрахунку і експерименту пов'язана з неточністю математичної моделі, внаслідок неврахування деяких, факторів, що впливають. Надалі розрахункова схема і математична модель були уточнені.

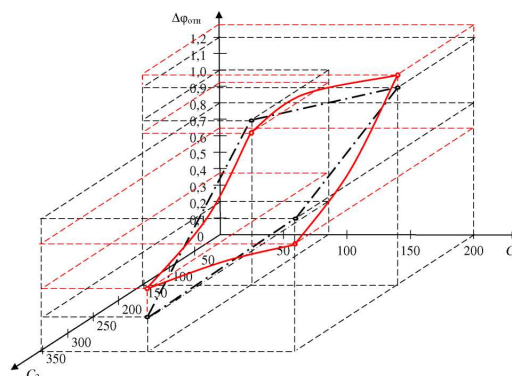


Рис. 2.12. Залежність кута закручування рами від відносної поперечної жорсткості підвіски автомобіля масою 10600 кг: — - графік, побудований за формулою (2.14) при $C_p = 101$ кН·м/рад; $h_1 = 0,2$ м; $h_2 = 1,0$ м; $l_2/l_1 = 0,25$; — · — - графік, побудований за результатами експериментального дослідження

М. А. Носенкова і В. М. Торно

2.4. Методики раціонального агрегування тягача і напівпричепа по параметрам підвіски і раціонального розміщення вантажів в кузові напівпричепа

2.4.1. Методика раціонального агрегування тягача і напівпричепа за параметрами підвіски

На рис. 2.12 приведена побудована за рівняннями (2.14) і (2.15) залежність питомого кута закручування рами $\Delta\phi'$ від відносної поперечної жорсткості підвіски автопоїзда C_1/C_2 .

Раціональне агрегування тягача і напівпричепа за параметрами підвіски полягає в такому їх підборі, при якому деформація рами напівпричепа на повороті дорівнювала нулю, або мала мінімальне значення.

Для знаходження співвідношення кутових жорсткостей тягача і напівпричепа, при яких питомий кут закручування рами при подоланні повороту буде дорівнювати нулю, можна використовувати залежність, в яку входять параметри розміщення вантажу (рис. 2.10).

Графіки, побудовані за рівнянням 2.23, наведені на рис. 2.13.

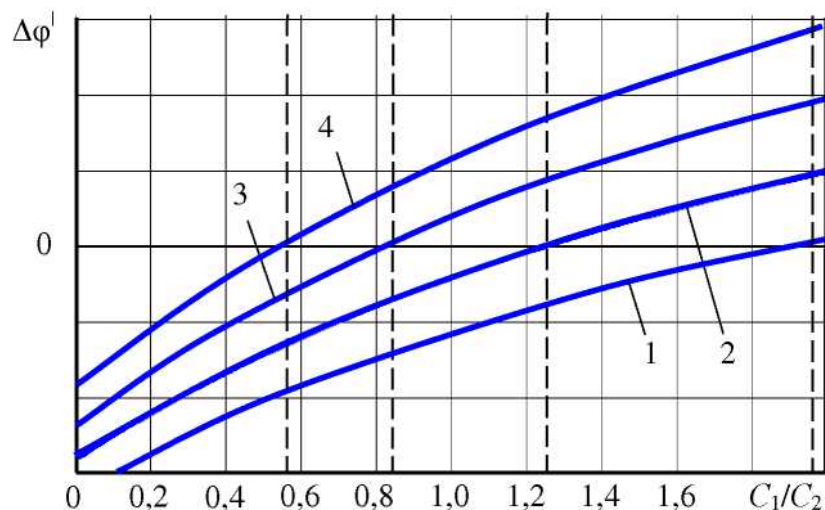


Рис. 2.13. Залежність питомого кута закручування рами від відносної поперечної жорсткості підвіски автопоїзда при $h_1 = 1,5$ м, $h_2 = 1,8$ м і співвідношенні l_2/l_1 рівному: 0,4 - крива 1; 0,5 - крива 2; 0,6, - крива 3; 0,7 - крива 4

$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{h_1}{h_2} \cdot \frac{\frac{l_2}{l}}{1 - \frac{l_2}{l}} \quad (2.25)$$

Вертикальні штрихові лінії на рис 2.13 показують ті значення відносної поперечної жорсткості підвіски автопоїзда, при яких питомий кут закручування рами на поворотах дорівнює нулю, тобто рама навантажена крутним моментом. Аналіз графіків на рис. 2.13 показує, що якщо не вдається підібрати тягач та напівпричіп з оптимальним співвідношенням кутової жорсткості, то практично пропорційно відхиленню від оптимального співвідношення зростає питомий кут закручування рами на поворотах, тобто її навантаженість.

2.4.2. Методика раціонального агрегування тягача і напівпричепа за параметрами раціонального розміщення вантажів в кузові напівпричепа

Аналіз формули (2.16) показує, що при заданому співвідношенні кутової жорсткості тягача і напівпричепа домогтися відсутності закручування рами можна зміною співвідношення висоти розташування центрів мас передньої і задньої частини автопоїзда за формулою (2.17):

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{C_1}{C_2} \cdot \frac{1 - \frac{l_2}{l}}{\frac{l_2}{l}} \quad (2.26)$$

або зміною розташування центру мас по довжині автопоїзда за формулою 2.18:

$$\frac{l_2}{l} = \frac{C_2 h_1}{C_1 h_2} + 1 \quad (2.27)$$

2.4.3. Уточнена розрахункова схема і математична модель навантаження несучої системи напівпричепа на повороті

Уточнена розрахункова схема для визначення кута закручування рами приведена на рис. 2.14. У ній враховані моменти створювані силами ваги при нахилі передньої і задньої частин автопоїзда.

За розрахунковою схемою (рис. 2.14) складені рівняння

$$\begin{cases} m_1 a h_1 \cos \varphi_1 + m_1 g h_1 \sin \varphi_1 = C_1 \varphi_1 + C_p (\varphi_1 - \varphi_2), \\ m_2 a h_2 \cos \varphi_2 + m_2 g h_2 \sin \varphi_2 = C_2 \varphi_2 - C_p (\varphi_1 - \varphi_2). \end{cases} \quad (2.28)$$

Аналітично завдання нерозв'язна. Можна зробити спрощення: порахувати, що при малих кутах косинуси дорівнюють одиниці, а синуси рівні кутам. Тоді отримаємо:

$$\begin{cases} m_1 a h_1 + m_1 g h_1 \varphi_1 = C_1 \varphi_1 + C_p (\varphi_1 - \varphi_2), \\ m_2 a h_2 + m_2 g h_2 \varphi_2 = C_2 \varphi_2 - C_p (\varphi_1 - \varphi_2). \end{cases} \quad (2.29)$$

Звідси

$$\begin{cases} m_1 h_1 a = (C_1 + C_p - m_1 h_1 g) \varphi_1 - C_p \varphi_2, \\ m_2 h_2 a = (C_2 + C_p - m_2 h_2 g) \varphi_2 - C_p \varphi_1 \end{cases} \quad (2.30)$$

і

$$\begin{cases} m_1 h_1 a = (C_1 + C_p - m_1 h_1 g) \varphi_1 - C_p \frac{C_p \varphi_1 + m_2 h_2 a}{C_2 + C_p - m_2 h_2 g}, \\ \varphi_2 = \frac{C_p \varphi_1 + m_2 h_2 a}{C_2 + C_p - m_2 h_2 g}. \end{cases} \quad (2.31)$$

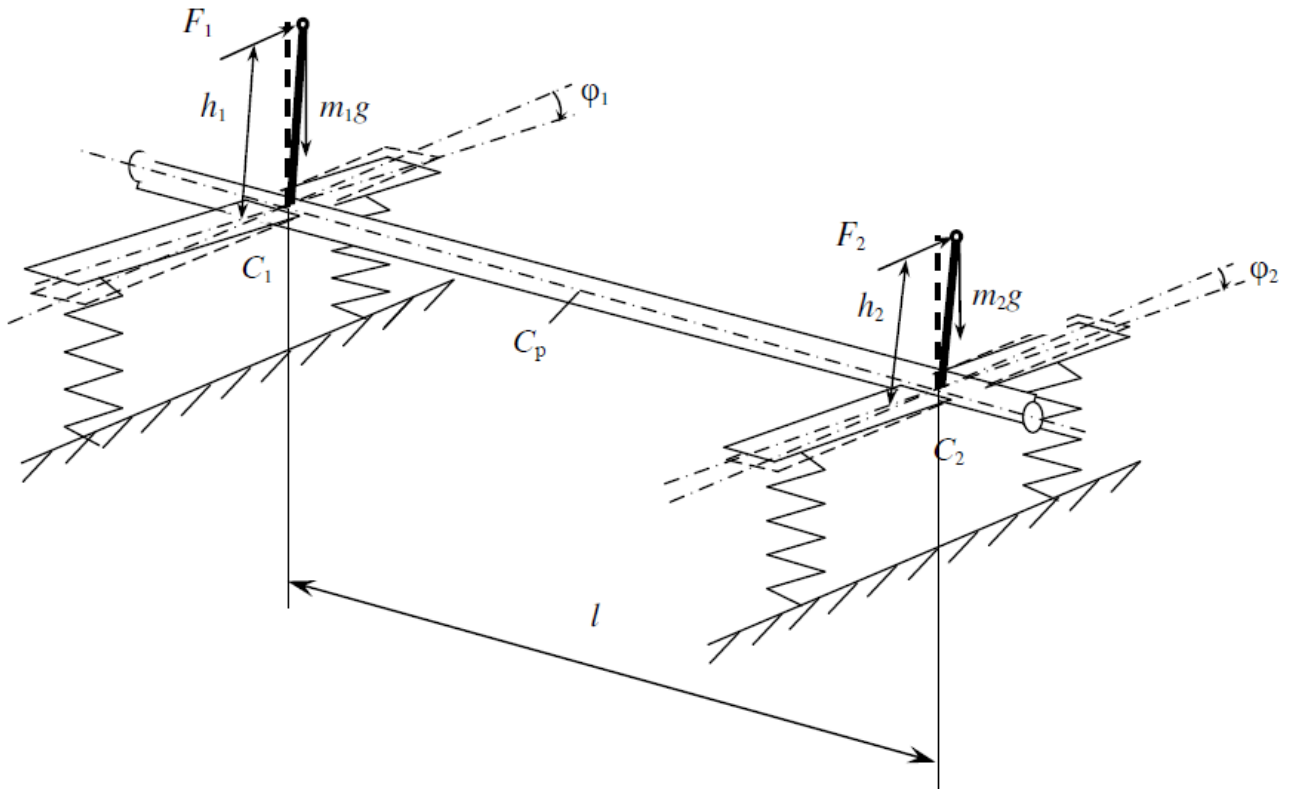


Рис. 2.14. Уточнена розрахункова схема для визначення кута закручування рами: C_1 -кутова жорсткість підвіски тягача; C_2 - кутова жорсткість підвіски напівпричепа; C_p - кутова жорсткість напівпричепа; F_1 і F_2 - відцентрові сили, що діють, відповід-повідно, на передню і задню частини автопоїзда φ_1 і φ_2 - кути крену

Розглянемо перше рівняння:

$$\begin{aligned} m_1 h_1 a (C_2 + C_p - m_2 h_2 g) = \\ = (C_1 + C_p - m_1 h_1 g)(C_2 + C_p - m_2 h_2 g) \varphi_1 - C_p C_p \varphi_1 - C_p m_2 h_2 a \end{aligned} \quad (2.32)$$

або

$$\begin{aligned} m_1 h_1 a (C_2 + C_p - m_2 h_2 g) + C_p m_2 h_2 a = \\ = [(C_1 - m_1 h_1 g)(C_2 - m_2 h_2 g) + (C_1 - m_1 h_1 g) C_p + (C_2 - m_2 h_2 g) C_p] \varphi_1 \end{aligned} \quad (2.33)$$

Аналогічно:

$$\begin{cases} \varphi_1 = \frac{C_p \varphi_2 + m_1 h_1 a}{C_1 + C_p - m_1 h_1 g}, \\ m_2 h_2 a = (C_2 + C_p - m_2 h_2 g) \varphi_2 - C_p \frac{C_p \varphi_2 + m_1 h_1 a}{C_1 + C_p - m_1 h_1 g}. \end{cases} \quad (2.34)$$

Розглянемо друге рівняння:

$$\begin{aligned} m_2 h_2 a (C_1 + C_p - m_1 h_1 g) &= \\ &= (C_1 + C_p - m_1 h_1 g) (C_2 + C_p - m_2 h_2 g) \varphi_2 - C_p C_p \varphi_2 - C_p m_1 h_1 a \end{aligned} \quad (2.35)$$

або

$$\begin{aligned} m_2 h_2 a (C_1 + C_p - m_1 h_1 g) + C_p m_1 h_1 a &= \\ &= [(C_1 - m_1 h_1 g)(C_2 - m_2 h_2 g) + (C_1 - m_1 h_1 g)C_p + (C_2 - m_2 h_2 g)C_p] \varphi_2 \end{aligned} \quad (2.36)$$

Звідси кути крену

$$\varphi_1 = \frac{m_1 a h_1 (C_2 + C_p - m_2 h_2 g) + m_2 a h_2 C_p}{(C_1 - m_1 h_1 g)(C_2 - m_2 h_2 g) + (C_1 - m_1 h_1 g)C_p + (C_2 - m_2 h_2 g)C_p} \quad (2.37)$$

i

$$\varphi_2 = \frac{m_2 a h_2 (C_1 + C_p - m_1 h_1 g) + m_1 a h_1 C_p}{(C_1 - m_1 h_1 g)(C_2 - m_2 h_2 g) + (C_1 - m_1 h_1 g)C_p + (C_2 - m_2 h_2 g)C_p} \quad (2.38)$$

Кут закручування рами

$$\Delta\varphi = \varphi_1 - \varphi_2 = \frac{m_1 a h_1 C_2 - m_2 a h_2 C_1}{(C_1 - m_1 h_1 g)(C_2 - m_2 h_2 g) + (C_1 - m_1 h_1 g)C_p + (C_2 - m_2 h_2 g)C_p} \quad (2.39)$$

Таким чином, у порівнянні з моделлю, яка не враховує вагу, кут закручування рами збільшується у k раз навіть при нескінченно малому куті. Тут

$$k = \frac{C_1 C_2 + C_1 C_p + C_2 C_p}{(C_1 - m_1 h_1 g)(C_2 - m_2 h_2 g) + (C_1 - m_1 h_1 g)C_p + (C_2 - m_2 h_2 g)C_p} \quad (2.40)$$

Це пов'язано з похибкою прийнятого допущення.

2.5. Методика вибору раціональної швидкості автопоїзда на поворотах

Аналіз таблиці 2.3, в якій наведено розрахункові швидкості руху і поперечні прискорення на поворотах рівнинних і гірських доріг різних радіусів (по БНіП 2.05.02-85) показує, що розрахункові швидкості вибиралися таким чином, щоб поперечні прискорення на поворотах були приблизно однаковими. При цьому відцентрові сили інерції, що викликають крен тягача і напівпричепа складають близько 20% від ваги їх підресорених частин. Це досить великі сили, які при не оптимальному підборі тягача і напівпричепа по співвідношенню кутової жорсткості підвіски з урахуванням розміщення вантажу в кузові визначають навантаженість рами напівпричепа в гірських умовах експлуатації. Причому зазначені сили збільшуються пропорційно квадрату швидкості руху.

У зв'язку з цим пропонується наступна методика вибору раціональної швидкості на поворотах в гірських умовах.

1. У разі оптимального підбору тягача і напівпричепа по співвідношенню кутової жорсткості підвіски з урахуванням розміщення вантажу в кузові автопоїзд може рухатися на поворотах з розрахунковими швидкостями, що забезпечить його ефективне використання і безпеку руху.

2. У разі неоптимального підбору тягача і напівпричепа по співвідношенню кутової жорсткості підвіски з урахуванням розміщення вантажу в кузові швидкість автопоїзда на поворотах повинна бути менше розрахункової, що забезпечить зниження навантаженості рами напівпричепа. Допустима сила інерції розраховується по допустимій деформації рами. Знаючи цю силу за формулою 2.8 можна знайти допустиму швидкість на поворотах з різними радіусами:

$$v_a = 3,6 \sqrt{\frac{P_y R}{m_a}} \quad (2.41)$$

2.6. Висновки по розділу

1. Визначено статистичні характеристики поворотів, кутів складання автопоїздів і швидкості руху автопоїздів на гірських дорогах.
2. Визначено поперечні сили інерції, що діють на автопоїзд на поворотах.
3. Розроблено розрахункову схему і математичну модель навантаження несучої системи напівпричепа на повороті.
4. Розроблено методики раціонального агрегування тягача і напівпричепа за параметрами кутової жорсткості і раціонального розміщення вантажів в кузові напівпричепа.
5. Розроблено методику вибору раціональної швидкості автопоїзда на поворотах.

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ ПОПЕРЕЧНОЇ ЖОРСТКОСТІ ТЯГАЧА ТА НАПІВПРИЧЕПА В ПОПЕРЕЧНОМУ НАПРЯМКУ З УРАХУВАННЯМ КУТА ФОРМУВАННЯ АВТОПОЇЗДА

У другому розділі було встановлено, що кут формування автопоїздів на поворотах гірських доріг республіки України досягає значної величини (16 градусів), тому його необхідно враховувати при визначенні кутової жорсткості тягача. У формуванні кутової жорсткості тягача в поперечній площині беруть участь пружні елементи задньої і передньої підвісок, сайлентблоки, стабілізатори поперечної стійкості і рама. Аналітичне визначення кутової жорсткості тягача і напівпричепа без урахування кута складання дано у другому розділі. При обліку кута складання воно представляє дуже складну задачу. Тому доцільна розробка методики оперативного експериментального визначення кутової жорсткості.

З аналізу результатів дослідження руху автомобіля масою 10600 кг по дугам різних радіусів зі швидкістю 60 км/год, проведеного М. А. Носенковим і В. М. Торно, слід, що доцентрові прискорення вантажного автомобіля досягають 2 м/с, а кут нахилу кузова – 2°. Настільки малий кут крену при бічній силі, яка додається в центрі мас і становить 20% від ваги автомобіля, свідчить про велику кутову жорсткість вантажного автомобіля в поперечному напрямку, тому при експериментальному дослідженні кутової жорсткості можна обмежитися зазначеним значенням кута крену.

3.1. Визначення кутової жорсткості тягача

Схема вимірювання параметрів, за якими розраховується кутова жорсткість тягача, наведена на рис. 3.1. На сидільно-зчпний пристрій 2 тягача 1 закріплюється з можливістю повороту щодо осі шворня балка 3, яка виступає одним кінцем за борт тягача. Під цим кінцем балки встановлюється динамометр 5, а під ним - гідравлічний домкрат 4.

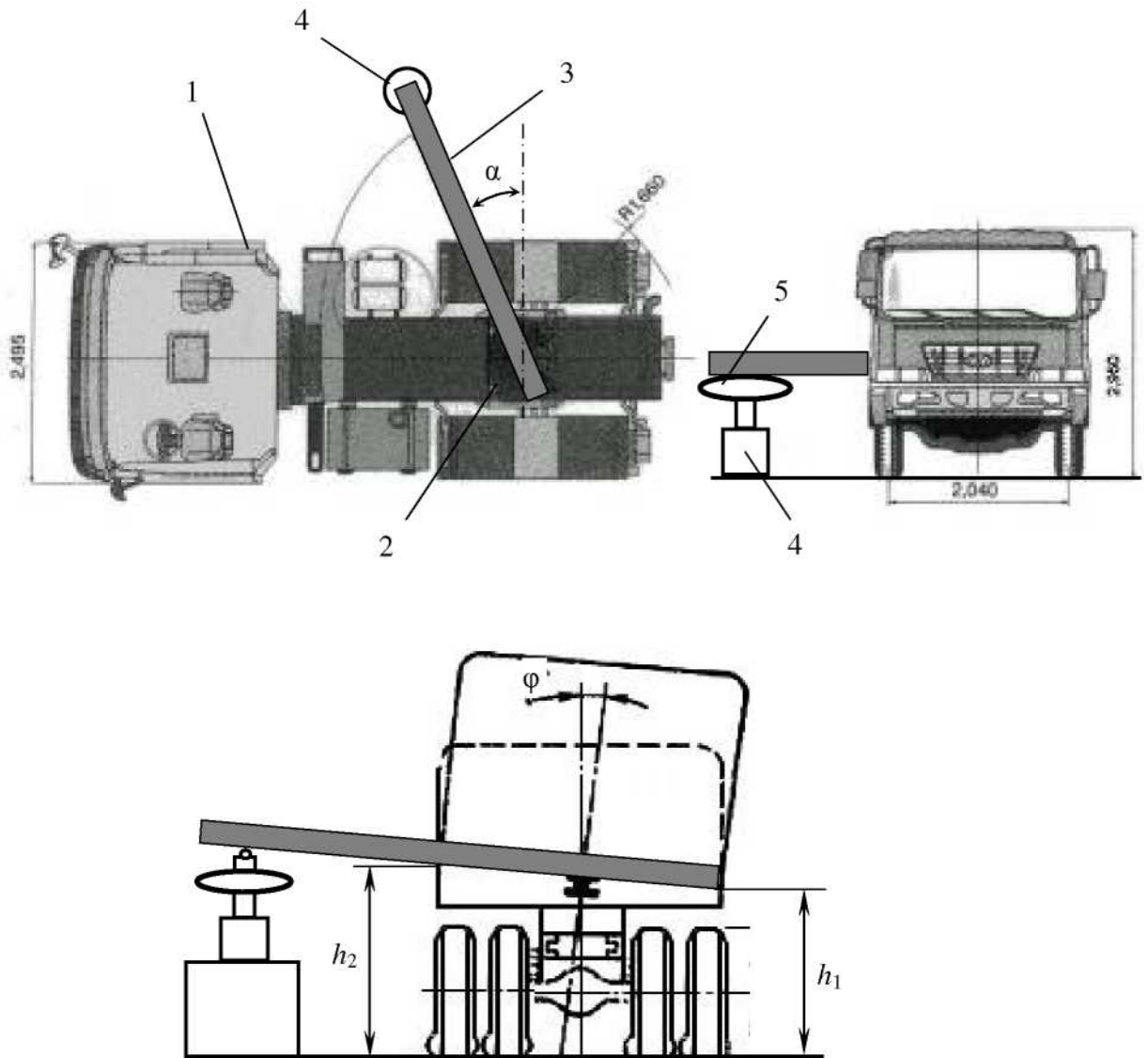


Рис. 3.1. Схема вимірювання параметрів, за якими розраховується кутова жорсткість тягача: 1 - тягач; 2 - сидільно-зчіпний пристрій; 3 - балка; 4 - домкрат; 5 - динамометр; φ -кут крену; α - кут складання автопоїзда; h_1 і h_2 - лінійні переміщення точок правого і лівого країв рами тягача

Поворот балки щодо шкворня імітує кут формування автопоїзда, який вимірюється транспортом. Для вимірювання сили використовувався динамометр Токаря з ціною ділення 5 кг. Похибка вимірювання сили перебувала в межах 0,5-5%. Лінійні переміщення точок правого і лівого країв рами тягача вимірювалися штангенциркулем з ціною диління 0,01 мм. похибка вимірювання деформації також перебувала в межах 0,5-5%. Сумарна середньоквадратична помилка експериментальних даних може бути визначена за формулою

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma_{из}^2 + \sigma_{об}^2} \quad (3.1)$$

де $\sigma_{из}$ - середньоквадратична помилка вимірювання параметра датчиком; $\sigma_{об}$ - середньоквадратична помилка обробки даних.

Розрахунки показують, що сумарна середньоквадратична помилка при визначенні кутової жорсткості не перевищує 5%.

Кут крену рами тягача вимірюється точним електронним кутоміром з ціною ділення 0,10. Перед експериментом відновлювався тиск в шинах тягача до норми. Процес вимірювання параметрів кутової жорсткості тягача «Мерседес», що має пневматичну підвіску і стабілізатор поперечної стійкості, за допомогою балки і домкрата представлений на рис. 3.2. Результати експериментального дослідження кутовий жорсткості тягача «Мерседес» наведені в табл. 3.1.



Рис. 3.2. Вимірювання параметрів кутової жорсткості тягача «Мерседес» за допомогою балки і домкрата

Результати експериментального дослідження кутової жорсткості тягача
«Мерседес»

№	F, Н	Δh_1 , мм	Δh_2 , мм	α , градуси
1	1000	0,5	7,6	90,0
2	2000	1,6	15,1	89,5
3	3000	3,4	24,7	89,3
4	4000	4,9	31,9	89,2
5	5000	5,0	39,0	89,4
6	6000	6,0	42,0	89,3
7	7000	7,9	44,1	89,2
8	7500	8,8	45,0	89,1

Розрахункова схема для визначення кутової жорсткості за експериментальними даними наведена на рис. 3.3.

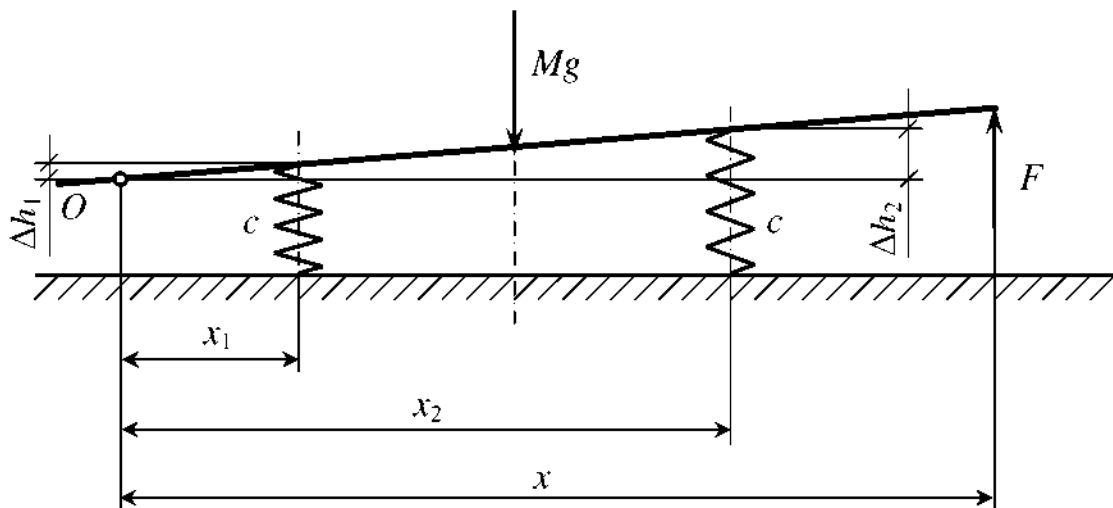


Рис. 3.3. Розрахункова схема для визначення кутової жорсткості за експериментальними даними

На схемі вказано:

c - загальна жорсткість пружних елементів (підвіски і шин) одного борту;

Mg - вага тягача;

F - прикладається сила;

O - центр повороту важеля при прикладанні сили F ;

x - відстань від центру повороту важеля до точки прикладання сили;

x_1 - відстань від центру повороту важеля до пружного елемента лівого борту;

x_2 - відстань від центру повороту важеля до пружного елемента правого борта;

Δh_1 - деформація пружних елементів лівого борту;

Δh_2 - деформація пружних елементів правого борта.

Отримаємо формулу для визначення кутової жорсткості. Згідно зі схемою:

$$\frac{\Delta h_2}{x_2} = \frac{\Delta h_1}{x_1} \quad (3.2)$$

Оскільки $x_2 - x_1 = X_p = 2,518$ м - база вимірювань деформацій, то

$$\frac{\Delta h_2}{X_p + x_1} = \frac{\Delta h_1}{x_1} \quad (3.3)$$

Виконаємо перетворення:

$$\Delta h_2 x_1 = \Delta h_1 X_p + \Delta h_1 x_1 \quad (3.4)$$

$$x_1 = \frac{\Delta h_1}{\Delta h_2 - \Delta h_1} X_p \quad (3.5)$$

Аналогічно отримаємо значення x_2 :

$$\frac{\Delta h_2}{x_2} = \frac{\Delta h_1}{x_2 - X_p} \quad (3.6)$$

$$\Delta h_1 x_2 = \Delta h_2 x_2 - \Delta h_2 X_p \quad (3.7)$$

$$x_2 = \frac{\Delta h_2}{\Delta h_2 - \Delta h_1} X_p \quad (3.8)$$

Визначимо жорсткість підвіски тягача. Для цього складемо рівняння сум сил діючих моментів:

$$\left(c\Delta h_1 - \frac{Mg}{2}\right)x_1 + \left(c\Delta h_2 - \frac{Mg}{2}\right)x_2 = Fx - Mg\left(x_2 - \frac{x_2 - x_1}{2}\right) \quad (3.9)$$

Звідки

$$c\Delta h_1 x_1 - \frac{Mg}{2}x_1 + c\Delta h_2 x_2 - \frac{Mg}{2}x_2 = Fx - Mg\frac{x_2 + x_1}{2} \quad (3.10)$$

і

$$c\Delta h_1 x_1 + c\Delta h_2 x_2 = Fx \quad (3.11)$$

Висловимо з рівняння (3.10) жорсткість пружних елементів:

$$c = \frac{Fx}{\Delta h_1 x_1 + \Delta h_2 x_2} \quad (3.12)$$

Кутова жорсткість підвіски тягача:

$$c_{\text{угл}} = c \frac{X_p^2}{2} \quad (3.13)$$

У нашому випадку $x = x_2$, тому

$$c = \frac{Fx_2}{\Delta h_1 x_1 + \Delta h_2 x_2} \quad (3.14)$$

Підставами в рівняння (3.14) формули (3.5) і (3.8):

$$c = \frac{F\Delta h_2}{\Delta h_1^2 + \Delta h_2^2} \quad (3.15)$$

Тоді кутова жорсткість

$$c_{\text{угл}} = \frac{FX_p^2 \Delta h_2}{2\Delta h_1^2 + 2\Delta h_2^2} \quad (3.16)$$

Результати розрахунку кутової жорсткості Мерседеса, виконані за експериментальними даними, представленим в табл. 3.1, наведені в табл. 3.2. Аналіз даних табл. 3.2 показує, що характеристика кутовий жорсткості тягача не є лінійною.

Таблиця 3.2

Результати розрахунку кутовий жорсткості тягача «Мерседес» за експериментальними даними

№	F, Н	Δh_1 , мм	Δh_2 , мм	x_1 , м	c, Н/м	$c_{кут}$, Нм/рад
1	1000	0,5	7,6	90,0	0,07	415329
2	2000	1,6	15,1	89,5	0,12	415227
3	3000	3,4	24,7	89,3	0,16	377880
4	4000	4,9	31,9	89,2	0,18	388350
5	5000	5,0	39,0	89,4	0,15	399859
6	6000	6,0	42,0	89,3	0,17	443823
7	7000	7,9	44,1	89,2	0,22	487554
8	7500	8,8	45,0	89,1	0,24	508899

Кутова жорсткість прогресивно зростає при збільшенні прикладеного моменту. Залежність кутової жорсткості тягача від прикладеного моменту наведена на рис. 3.4.

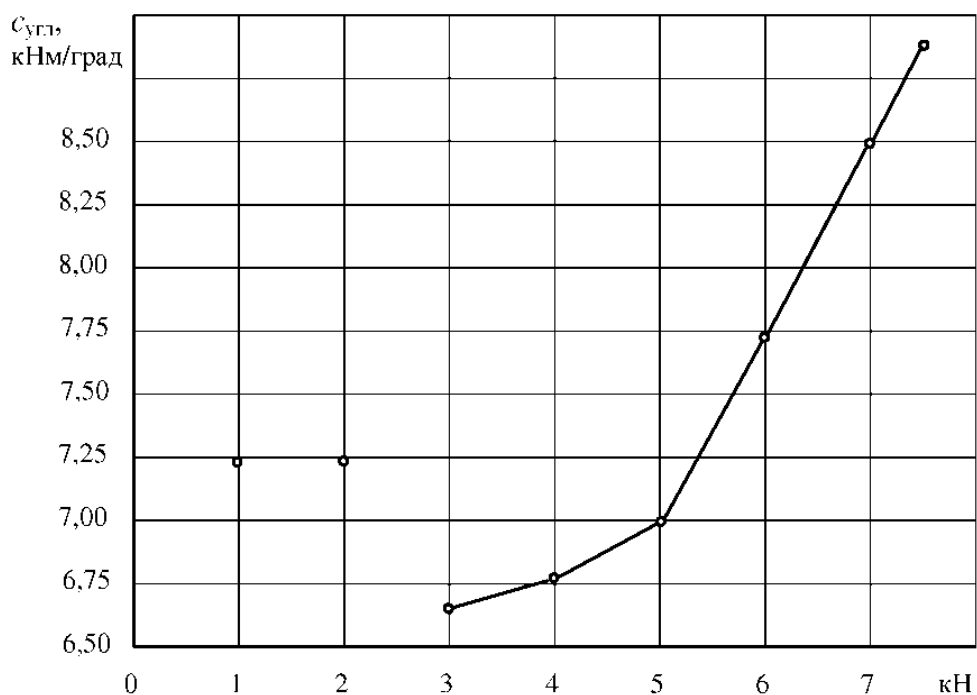


Рис. 3.4. Залежність кутовий жорсткості тягача від прикладеного моменту

Велика жорсткість в перших двох точках пояснюється дією сухого тертя в підвісці, яке її блокувало, і деформувалися тільки шини, що володіють у порівнянні з підвіскою більшою жорсткістю.

3.2. Методика визначення кутової жорсткості тягача з урахуванням відхилення центру мас при нахилі його підресореною частини

Розрахункова схема для методики визначення кутової жорсткості тягача з урахуванням відхилення центру мас при нахилі його підресореною частини приведена на рис. 3.5. Тут H - висота розташування центру мас від площини сидла, Δx - зміщення центру мас при нахилі кузова.

Визначаємо, як це зроблено в попередній методиці, x_1 і x_2 :

$$x_1 = \frac{\Delta h_1}{\Delta h_2 - \Delta h_1} X_p,$$

$$x_2 = \frac{\Delta h_2}{\Delta h_2 - \Delta h_1} X_p.$$

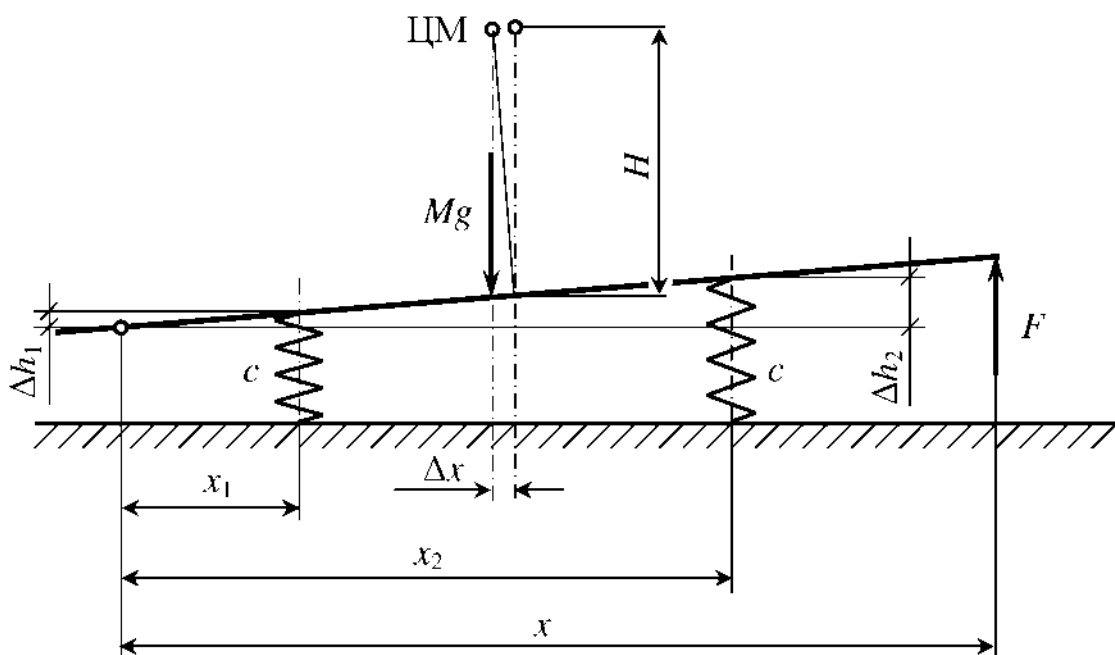


Рис. 3.5. Розрахункова схема для уточнення методики визначення кутової жорсткості тягача з урахуванням відхилення центру мас при нахилі його підресореної частини

Зсув центру мас знаходимо з умови рівності кутів:

$$\sin \alpha = \frac{\Delta x}{H}, \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{\Delta h_2}{x_2} = \frac{\Delta h_1}{x_1} = \frac{\Delta h_2 - \Delta h_1}{X_p} \quad (3.17)$$

$$\Delta x = H \sin \alpha \quad (3.18)$$

Відомо що

$$\sin(\operatorname{arctg} A) = \frac{A}{\sqrt{1 + A^2}}$$

тоді

$$\sin \alpha = \frac{\Delta h_2 - \Delta h_1}{\sqrt{X_p^2 + (\Delta h_2 - \Delta h_1)^2}}, \quad (3.19)$$

$$\Delta x = H \frac{\Delta h_2 - \Delta h_1}{\sqrt{X_p^2 + (\Delta h_2 - \Delta h_1)^2}} \quad (3.20)$$

Визначення жорсткості проводиться на основі рівності моментів:

$$\left(c\Delta h_1 - \frac{Mg}{2} \right) x_1 + \left(c\Delta h_2 - \frac{Mg}{2} \right) x_2 = Fx - Mg \left(x_2 - \frac{x_2 - x_1}{2} - \Delta x \right) \quad (3.21)$$

або

$$c\Delta h_1 x_1 - \frac{Mg}{2} x_1 + c\Delta h_2 x_2 - \frac{Mg}{2} x_2 = Fx - Mg \frac{x_2 + x_1}{2} + Mg\Delta x \quad (3.22)$$

звідки

$$c\Delta h_1 x_1 + c\Delta h_2 x_2 = Fx + Mg\Delta x \quad (3.23)$$

З рівняння (3.22) висловимо жорсткість пружних елементів:

$$c = \frac{Fx + Mg\Delta x}{\Delta h_1 x_1 + \Delta h_2 x_2} \quad (3.24)$$

Кутова жорсткість, як і в першому випадку, визначається за формулою

$$c_{\text{угл}} = c \frac{X_p^2}{2}$$

У нашому випадку $x = x_2$, і жорсткість пружних елементів

$$c = \frac{Fx_2 + Mg\Delta x}{\Delta h_1 x_1 + \Delta h_2 x_2} \quad (3.25)$$

або

$$c = \frac{F\Delta h_2 X_p + Mg\Delta x(\Delta h_2 - \Delta h_1)}{X_p \Delta h_1^2 + X_p \Delta h_2^2} \quad (3.26)$$

$$c = \frac{F\Delta h_2 X_p \sqrt{X_p^2 + (\Delta h_2 - \Delta h_1)^2} + MgH(\Delta h_2 - \Delta h_1)^2}{X_p(\Delta h_1^2 + \Delta h_2^2) \sqrt{X_p^2 + (\Delta h_2 - \Delta h_1)^2}} \quad (3.27)$$

Звідси кутова жорсткість

$$c_{\text{угл}} = \frac{F\Delta h_2 X_p^2 \sqrt{X_p^2 + (\Delta h_2 - \Delta h_1)^2} + MgHX_p(\Delta h_2 - \Delta h_1)^2}{2(\Delta h_1^2 + \Delta h_2^2) \sqrt{X_p^2 + (\Delta h_2 - \Delta h_1)^2}} \quad (3.28)$$

Оскільки центр мас тягача над площиною сідла розташований досить низько, а кут нахилу кузова не перевищує 2° , то різниця між значеннями кутової жорсткості, отриманими за методиками, наведеними в п. 3.1 і 3.2, знаходиться в межах похибки експерименту.

3.3. Аналіз недоліків методики

Недоліком даної методики є те, кутова жорсткість тягача визначається без навантаження. При повному навантаженні жорсткість ресор збільшується як у випадку застосування пневматичної підвіски, так і в разі застосування листових

напівеліптичних ресор внаслідок включення в роботу підресорників. Оскільки навантаження напівпричепа може бути різним, то слід визначати кутову жорсткість для кожного навантаження, тобто потрібно отримати залежність кутової жорсткості від навантаження. Для тягача з нерегульованою підвіскою характеристику кутовий жорсткості можна отримати розрахунковим шляхом, якщо відомі характеристики основних пружних елементів і підресорників (рис 3.6).

Для розрахунку характеристики кутової жорсткості тягача з пневматичною підвіскою необхідно мати сімейство пружних характеристик пневмобалонів при різному початковому тиску повітря в них (рис 3.7).

У зв'язку з вищевикладеним, потрібна розробка методики для визначення характеристики кутовий жорсткості тягача і напівпричепа.

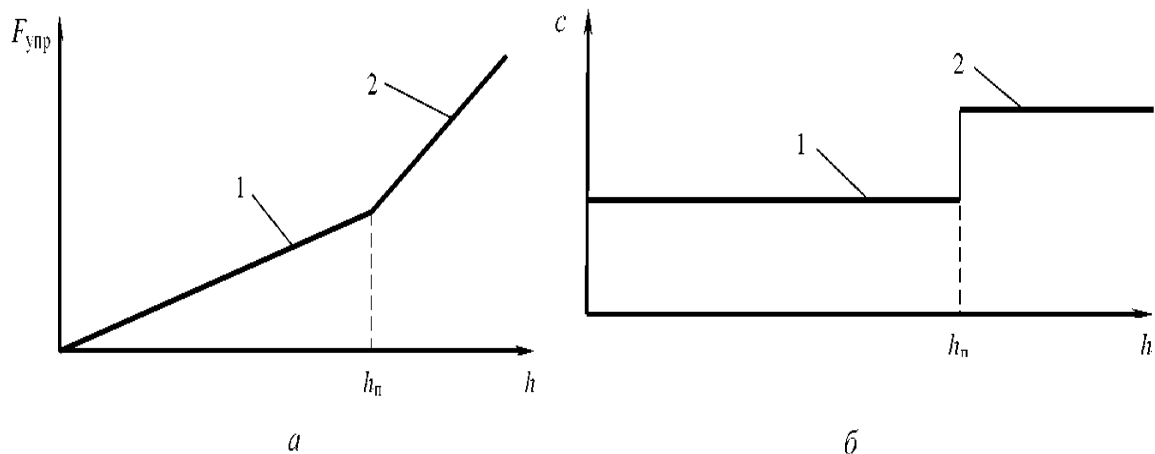


Рис. 3.6. Пружна характеристика (а) і характеристика жорсткості (б) підвіски з листовими ресорами: 1 - для основної ресори; 2 - для ресори з підресорником

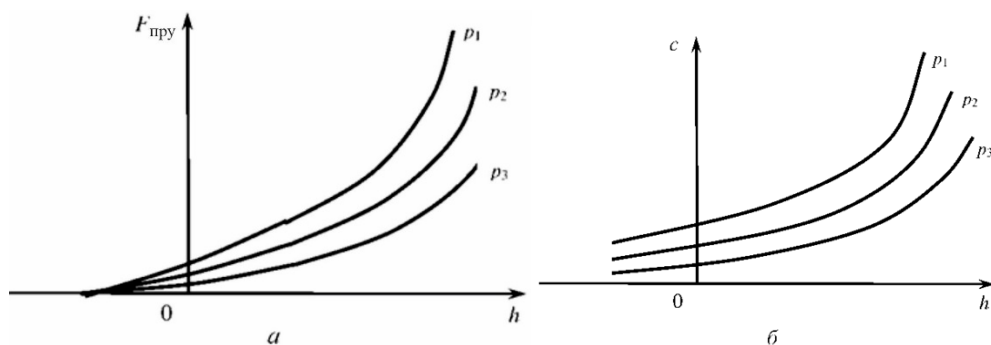


Рис. 3.7. Пружні характеристики (а) і характеристики жорсткості (б) пневматичної підвіски при різному початковому тиску повітря $p_1 > p_2 > p_3$

3.4. Методика визначення характеристики кутової жорсткості тягача і напівпричепа

3.4.1. Методика визначення характеристики кутової жорсткості тягача і рами напівпричепа

Схема вимірювання параметрів, за якими розраховується кутова жорсткість тягача і рами напівпричепа приведена на рис. 3.8.

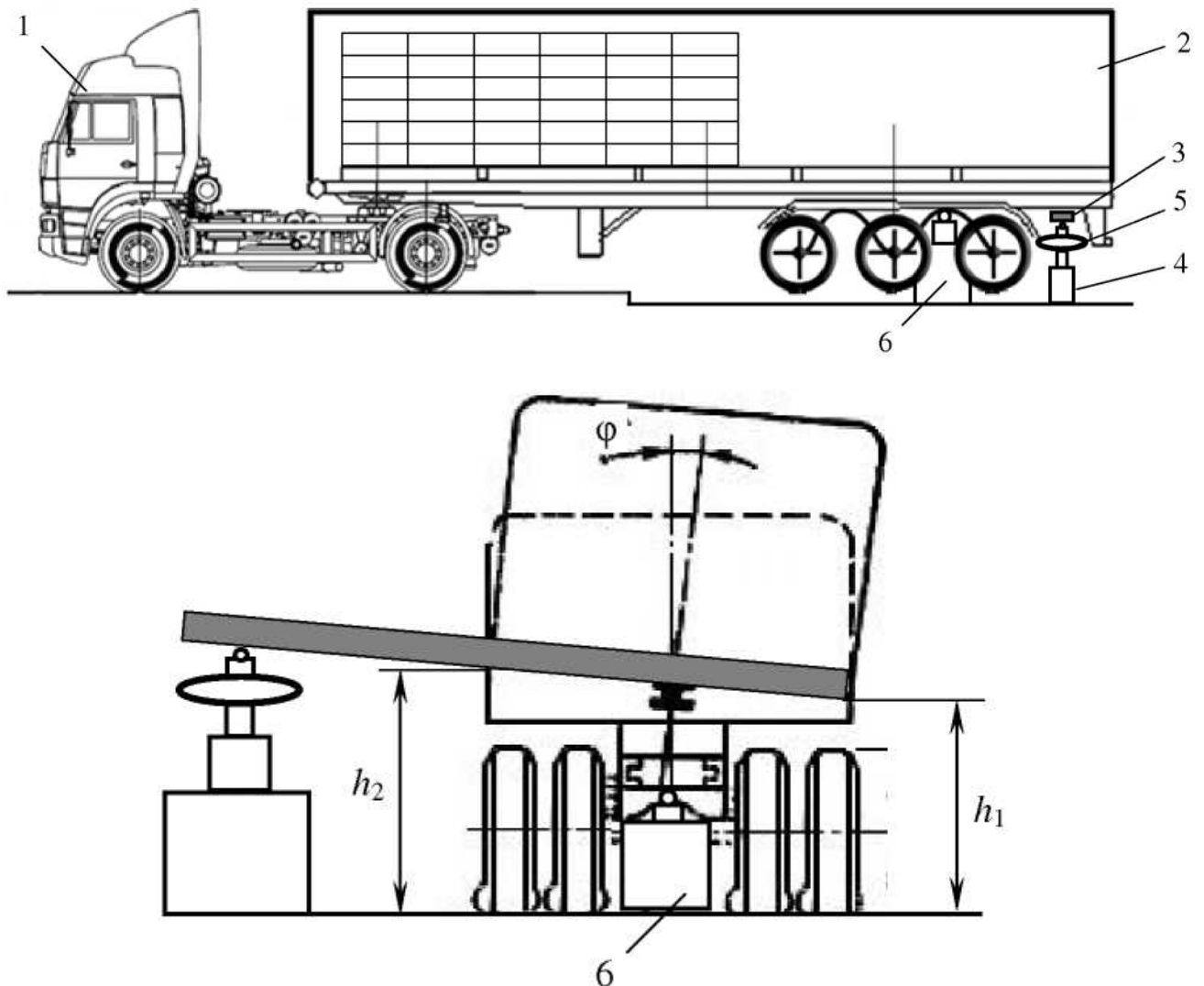


Рис. 3.8. Схема вимірювання параметрів, за якими розраховується кутова жорсткість тягача і рами напівпричепа: 1 - тягач; 2 - напівпричіп; 3 - балка; 4 - домкрат; 5 - динамометр; 6 - опора; φ - кут крену; h_1 і h_2 - лінійні переміщення точок правого і лівого країв рами напівпричепа і тягача

Для проведення вимірювань автопоїзд розташовується на місцевості із ступінчатою зміною рельєфу так, щоб тягач 1 був вище напівпричепа 2. Перевіряється і при необхідності відновлюється нормативний тиск повітря в усіх шинах тягача. У задній частині напівпричепа закріплюється поперечна балка 3, під кінцем якої встановлюється домкрат 4 і динамометр 5. Задня частина напівпричепа встановлюється на опору 6 зі сферичним наконечником, що забезпечує вільний поворот рами в поперечній площині.

Експериментальне визначення характеристики кутовий жорсткості тягача і рами напівпричепа проводиться таким чином:

- 1) в напівпричіп укладається деяка кількість вантажу;
- 2) за допомогою домкрата 4 здійснюється періодичний підйом кінця балки 3 з зупинками для зняття показань динамометра 5 і вимірювання відстаней h_1 і h_2 в задній і передній частинах напівпричепа;
- 3) результати вимірювань заносяться в таблицю і обробляються за методикою, викладеної вище;
- 4) періодично збільшується кількість вантажу в напівпричіпі, і кожен раз проводиться підйом балки і вимірювання параметрів;
- 5) за отриманими результатами визначається кутова жорсткість рами і характеристика кутової жорсткості тягача.

Для визначення кута закручування рами напівпричепа використовуються різниці відстаней h_1 і h_2 в задній і передній частинах напівпричепа.

Для оцінки впливу на характеристику кутової жорсткості тягача кута складання автопоїзда проводять її визначення при різних кутах складання напівпричепа щодо тягача.

Одним із способів зменшення кутової жорсткості тягача, для зниження навантаженості рами напівпричепа на поворотах є відключення стабілізатора поперечної стійкості шляхом зняття однієї тяги, що з'єднує його з рамою. Тому необхідно визначити характеристику кутовий жорсткості тягача з видаленим стабілізатором.

3.4.2. Методика визначення характеристики кутової жорсткості підвіски напівпричепа

Схема вимірювання параметрів, за якими визначається характеристика кутової жорсткості підвіски напівпричепа, наведена на рис. 3.9.

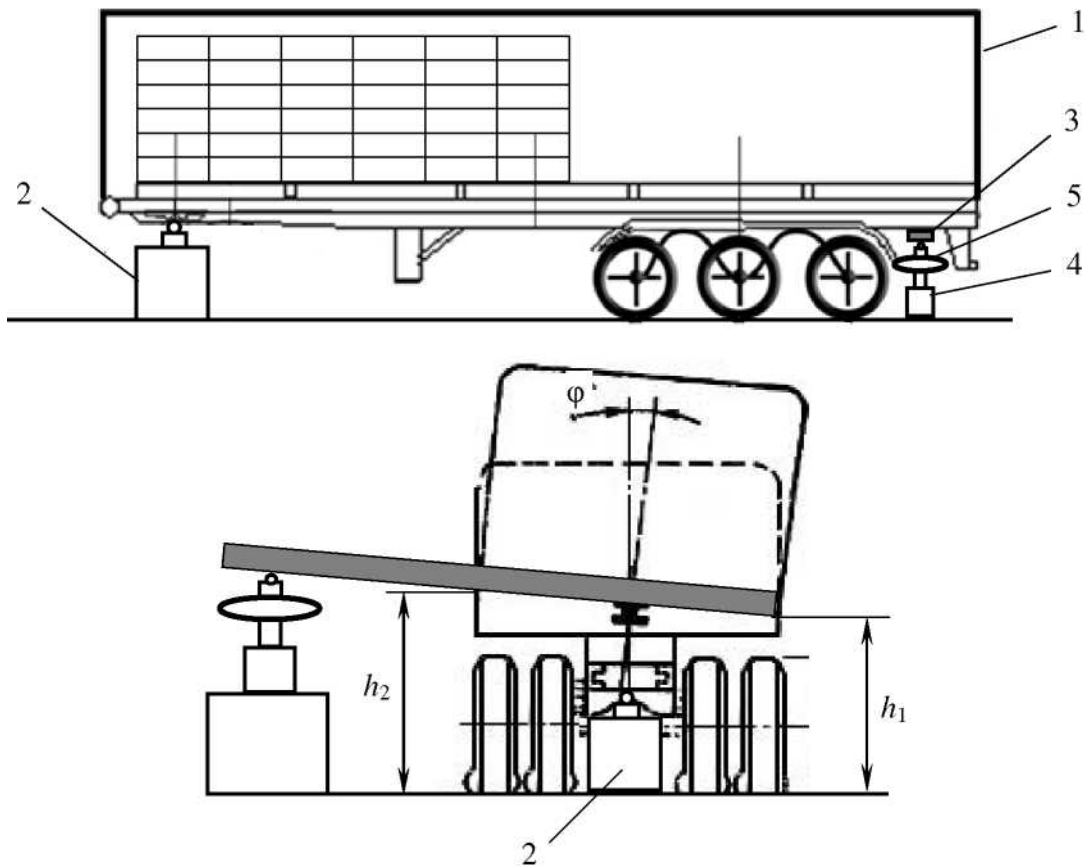


Рис. 3.9. Схема вимірювання параметрів, за якими визначається характеристика кутової жорсткості підвіски напівпричепа: 1 - опора; 2 - напівпричіп; 3 - балка; 4 - домкрат; 5 - динамометр; φ - кут крену; h_1 і h_2 - лінійні переміщення точок правого і лівого країв рами напівпричепа і тягача

Напівпричіп 1 встановлюється передньою частиною на опору 2, встановлену в поздовжній площині симетрії, що дозволяє напівпричіпу повертатися в поперечній площині. Перевіряється і при необхідності відновлюється нормативний тиск повітря в усіх шинах. У задній частині напівпричепа закріплюється поперечна балка 3, під кінцем якої встановлюється домкрат 4 і динамометр 5.

Якщо напівпричіп має пневматичну підвіску, то його не слід знімати з тягача і відключати від системи управління підвіскою. Досить встановити автопоїзд з кутом складання 90° . Після цього характеристика кутової жорсткості підвіски напівпричепа при різному навантаженні визначається за методикою, викладеної вище.

Характеристики кутової жорсткості різних тягачів та напівпричепів повинні вноситися виробниками в технічні характеристики. У цьому випадку з'являється можливість їх раціонального агрегування, що дозволяє знизити навантаженість рами напівпричепа.

РОЗДІЛ 4. ОЦІНКА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАПРОПОНОВАНОЇ УДОСКОНАЛЕНОЇ ОРГАНІЗАЦІЮ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖІВ СИДІЛЬНИМ АВТОПОЇЗДОМ В ГІРНИЧИХ УМОВАХ

4.1. Оцінка технічної ефективності

4.1.1. Визначення необхідного рівня зниження навантаженості рами напівпричепа

Розрахунок ресурсу рами традиційним методом по напруженням проводять за допомогою експериментально отриманого графіка втоми Велера [15], який будується в логарифмічних координатах (рис. 4.1). Такий графік, отриманий для сталі 22Г2ТЮ, з якої виготовляють рами автомобілів, наведено на рис. 4.1.

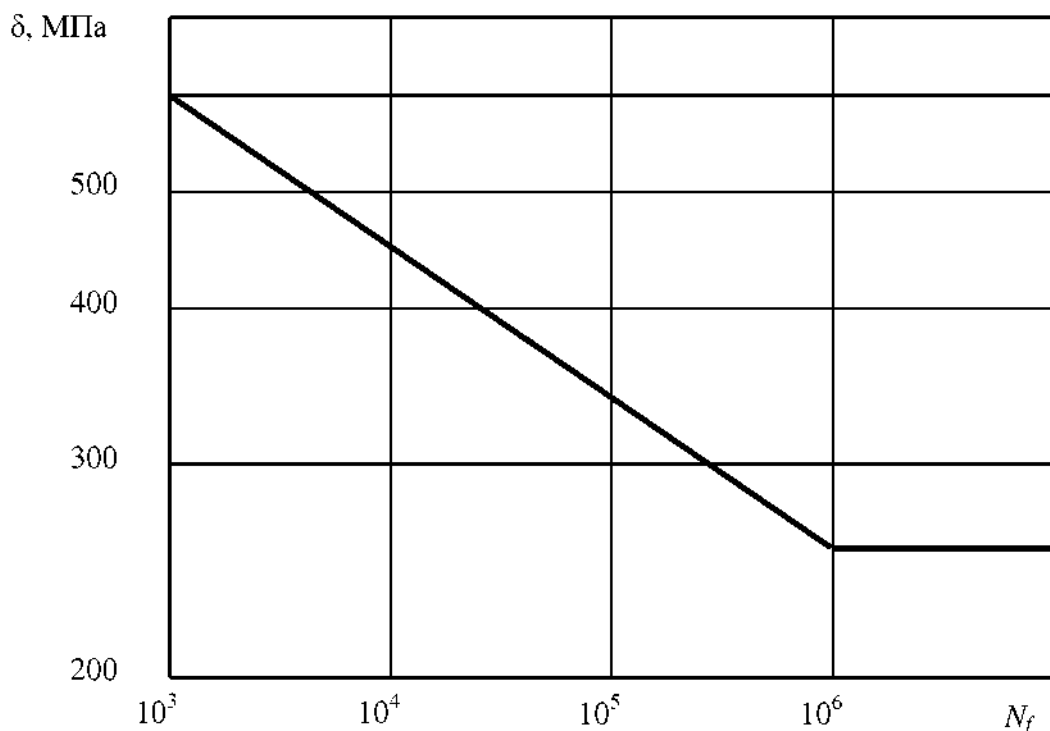


Рис. 4.1. Графік втоми Велера для сталі 22Г2ТЮ, побудований в логарифмічних координатах

За таким графіком важко проводити аналіз, тому він був перебудований в звичайні координати (рис. 4.2). На рис. 4.3 наведені значення середнього наробітку до відмови елементів напівпричепа ОДА3-9357 на пробігу 350000 км.

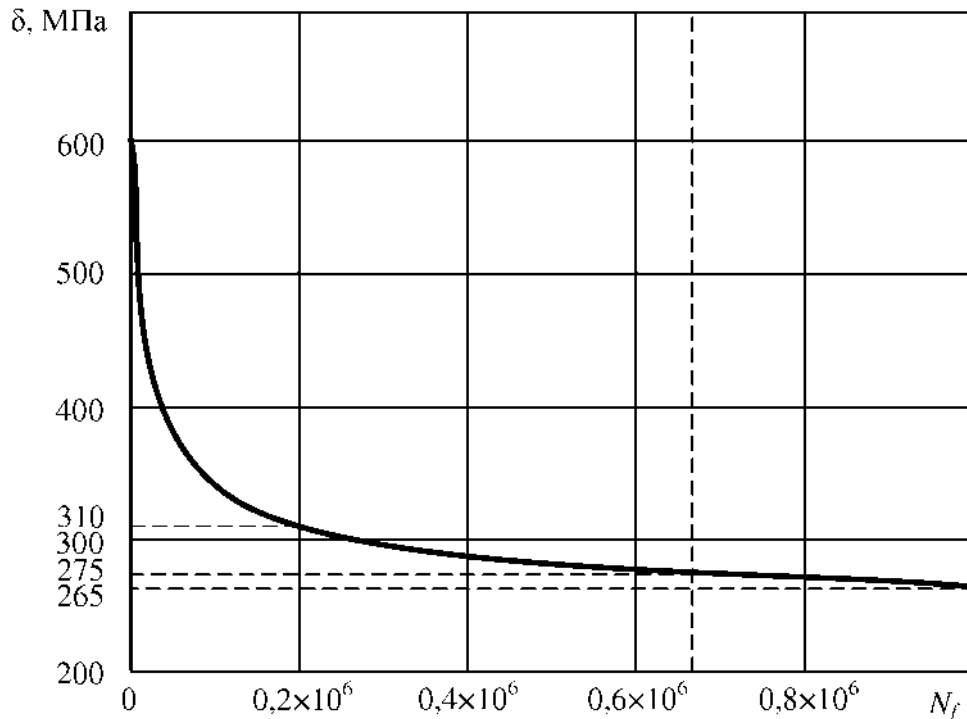


Рис. 4.2. Графік кривої Велером для сталі 22Г2ТЮ, побудований в звичайних координатах

З рис. 4.3 видно, що рама з настилом підлоги і опорним листом зі шкворнем в зборі напівпричепа ОДА3-9357 мають середній наробіток до відмови в гірських умовах - 61,9 тис. км пробігу 350000 км. У рівнинних умовах цей показник дорівнює 82 тис. км, що відповідає з урахуванням проведеного статистичного дослідження поворотів гірських доріг 200 тис. циклів навантаження рами. З графіка 4.2. видно, що така кількість циклів навантаження рами відповідає амплітуді напружень 310 МПа. Щоб підвищити надійність рами до рівня більш надійної групи вузлів і деталей напівпричепа (3,4 і 5 на рис. 4.3), тобто до напрацювання до відмови понад 210 тис. км, необхідно знизити амплітуди напруг до 275 МПа (пунктирна горизонтальна лінія на рис.4.2). При подальшому, навіть невеликому зниженні амплітуди напруг рама зможе витримати пробіг більше 350 тис.км.

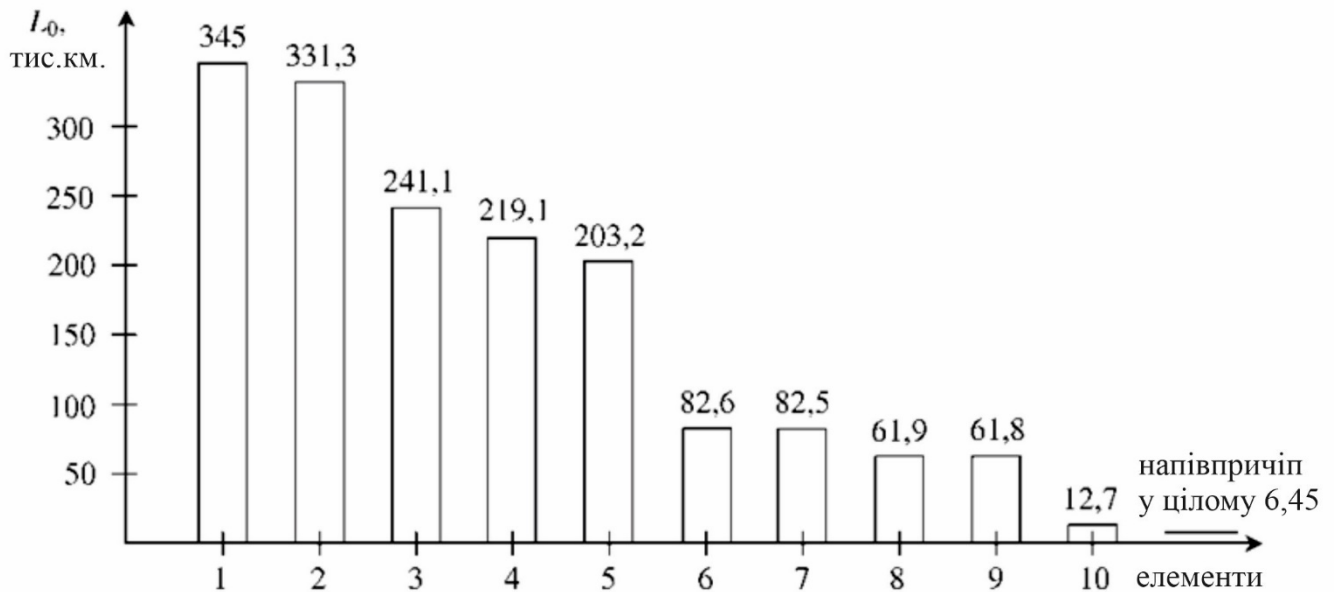


Рис. 4.3. Значення середнього наробітку до відмови елементів напівпричепи ОдАЗ-9357 на пробігу 350000 км: 1 - балка осі; 2 - електрообладнання; 3 - підвіска; 4 - опорні пристрої; 5 - тримач запасного колеса; 6 - колеса з гальмівними пристроями; 7 - пневмопривід гальм; 8 - рама з настилом підлоги; 9 - опорний лист зі шкворнем в зборі; 10 - борта і елементи їх фіксації

Таким чином, щоб збільшити пробіг рами в гірських умовах експлуатації з 61,9 тис. км до 350 тис. км, необхідно знизити її навантаженість, тобто амплітуди напруг, що виникають при подоланні поворотів на 17%. Оскільки амплітуди напруг в рамі практично пропорційні деформацій, що виникають при закручуванні рами, отже оцінка по кривій втоми Велера, призводить до висновку, що необхідно зменшити амплітуди кутів закручування рами на поворотах також на 17%.

4.1.2. Визначення можливого рівня зниження навантаженості рами напівпричепи за рахунок вдосконалення організації перевезень

Можливе зниження навантаженості рами напівпричепи на поворотах за рахунок вдосконалення організації перевезень можна оцінити по рівняннях,

(2.23) і (2.25) отриманим у другому розділі. Графіки, побудовані за рівнянням 2.23, наведені на рис. 4.5.

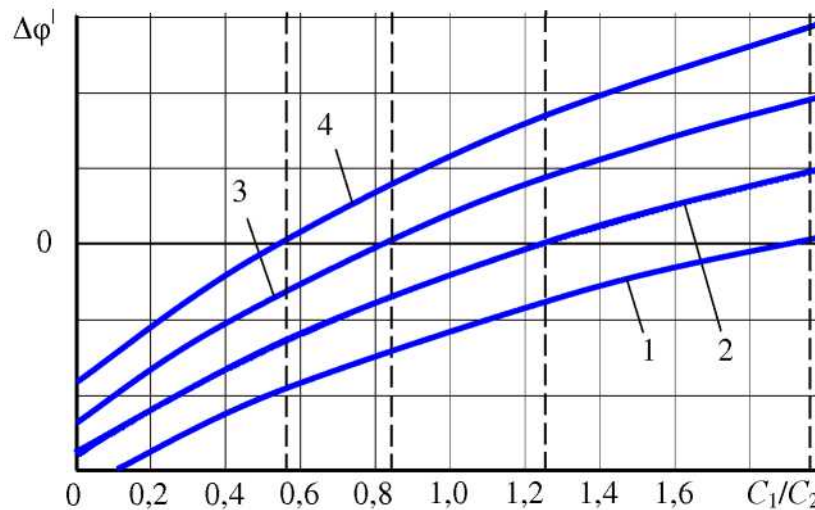


Рис. 4.5. Залежність питомого кута закручування рами від відносної поперечної жорсткості підвіски автопоїзда (а) при $h_1 = 1,5$ м, $h_2 = 1,8$ м і відношення l_2/l_1 рівному: 0,4 - крива 1; 0,5 - крива 2; 0,6, - крива 3; 0,7 - крива 4

З формули 2.23 видно, що вплив на навантаженість несучої системи напівпричепів роблять наступні фактори (рис. 4.5), які залежать від організації перевезень:

- 1) відносна кутова жорсткість автопоїзда C_1/C_2 ;
- 2) відносна висота розташування центру мас передньої і задньої частин автопоїзда h_1/h_2 ;
- 3) розташування центру мас по довжині автопоїзда l_2/l_1+l_2 .

Встановлено, що найбільший вплив на навантаженість несучої системи напівпричепів при подоланні поворотів в гірських умовах експлуатації надає перший фактор. Сучасні тягачі різних виробників мають, як правило, кутову жорсткість підвіски, рівну або більшу кутовий жорсткості підвіски різних напівпричепів. З рис. 4.5 видно, що це призводить до появи великих кутів закручування рами на поворотах.

З рис. 4.5 також видно, що шляхом підбору відносної кутової жорсткості автопоїзда C_1/C_2 можна отримати відсутність кутової деформації несучої

системи напівпричепа при подоланні автопоїздом повороту. Таке значення відносної кутової жорсткості автопоїзда можна вважати оптимальним. Тому необхідно підбирати тягач та напівпричіп таким чином, щоб параметри кутової жорсткості їх підвіски були близькі до оптимальних при прийнятій схемі розміщення вантажу на напівпричепі. Відносно простим способом зниження кутової жорсткості підвіски тягача є заміна стабілізаторів поперечної стійкості на менш потужні або їх зняття на одній з осей.

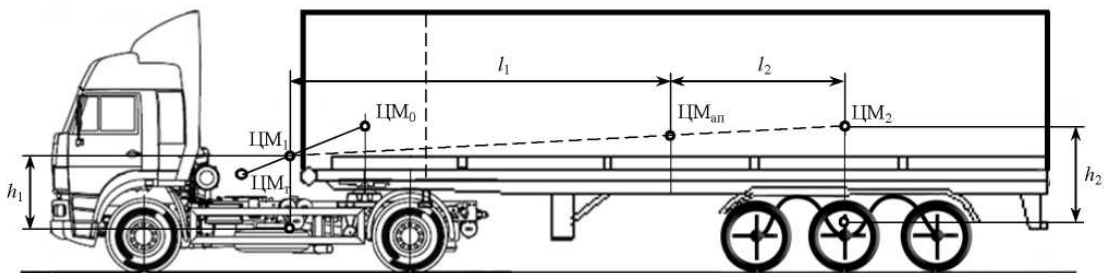


Рис. 4.6. Основні параметри автопоїзда: ЦМТ - центр мас тягача; ЦМ₁ і ЦМ₂ - центри мас передньої і задньої частин автопоїзда

4.2. Оцінка економічної ефективності

4.2.1. Оцінка економічної ефективності вдосконаленого автопоїзда як нового технічного об'єкта

Рішення про доцільність вдосконалення організації переміщення вантажів приймається на основі розрахунку, що визначається річним обсягом перевезень в розрахунковому році [112]. За розрахунковий рік для нової організації переміщення вантажів приймається перший рік її освоєння. Річний економічний ефект визначається порівнянням приведених витрат у об'єкта нової технології перевезень і у аналогічного за призначенням об'єкта, прийнятого в якості бази порівняння. За базу порівняння приймаються показники зразків кращої вітчизняної та зарубіжної техніки.

Для нових автопоїздів з оптимальним співвідношенням кутової жорсткості тягача і напівпричепа довготривалого застосування економічний ефект за термін

служби, обчислений на річне складання таких автопоїздів, визначається за такою формулою:

$$E = (31\alpha + E_{\text{вит}} - Z_2) \cdot A_2 \quad (4.1)$$

де Z_1 і Z_2 - наведені витрати в сфері виробництва, відповідно базової і нової машини, тобто витрати на складання автопоїзда; $E_{\text{вит}}$ - економія споживача на поточних витратах експлуатації за весь термін служби нової машини в порівнянні з базовою; A_2 - річний обсяг складання оптимальних автопоїздів в розрахунковому році; α - коефіцієнт технічної еквівалентності.

Наведені витрати визначають за формулою:

$$Z_i = C_i + E_n K_i \quad (4.2)$$

де (C_i - собівартість; K_i - питомі капітальні вкладення у виробничі фонди; E_n - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень.

Новий автопоїзд характеризується більш високими експлуатаційними якостями, що для порівнянності порівнюваних об'єктів техніки враховується коефіцієнтом технічної еквівалентності:

$$\alpha = \alpha_1 \alpha_2 \alpha_3 = \frac{B_2}{B_1} \cdot \frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} \cdot \alpha_3 \quad (4.3)$$

Коефіцієнт $\alpha_1 = B_2/B_1$ враховує зростання продуктивності, коефіцієнт $\alpha_2 = (P_1 + E_n) / (P_2 + E_n)$ - зростання надійності і довговічності нових конструкцій, α_3 - коефіцієнт перспективності моделі, що враховує зростання споживчого ефекту у вигляді поліпшення плавності ходу, і інших зручностей для водія і пасажирів.

Річна продуктивність автопоїзда визначається обсягом транспортної роботи, що виконується в гірських умовах експлуатації, і розраховується за формулою:

$$B_i = \frac{G_{гр} \gamma \beta v_m T D_p \alpha}{l + \beta v_m t_{пр}} \quad (4.4)$$

де $G_{гр}$ - номінальна вантажопідйомність, т; γ - коефіцієнт використання вантажопідйомності; β - коефіцієнт використання пробігу; v_m - технічна швидкість, км/год; T - час роботи за добу, год; D_p - кількість днів роботи в році; α - коефіцієнт використання автомобіля за рік; l - середня довжина їздки з вантажем, км; $t_{пр}$ - час простою під навантаженням і розвантаженням за одну поїздки, ч.

Довговічність автомобіля вимірюється пробігом за термін служби і становить не менше 180% від норми пробігу до капітального ремонту. Знаючи річний пробіг автомобіля $L_{г}$ його пробіг до капітального ремонту L_p можна розрахувати коефіцієнт амортизації на повне відновлення (реновацію) базової і нової машини за формулою:

$$P_i = L_{гi} / 1,8 L_{pi} \quad (4.5)$$

де $L_{гi} = D_p \cdot \alpha \cdot v_e \cdot T$, v_e - експлуатаційна швидкість.

Розглянемо приклад розрахунку економічного ефекту за термін служби, обчислений на один автопоїзд і на парк автопоїздів середньої продуктивності. Припустимо, що автопоїзд агрегований за розробленою методикою, яка забезпечує зниження навантаженості його несучої системи. Новий автопоїзд володіє більшою надійністю несучої системи напівпричепа і витрати, пов'язані з його технічним обслуговуванням і простоем на ремонті зменшуються. В результаті цього зміняться і відповідні економічні показники у нового автопоїзда в порівнянні з базовим (табл. 4.1). Підставимо чисельні значення (тут і далі цифри умовні) економічних показників в наведені вище формули.

Річна продуктивність

$$B_1 = 25 \cdot 0,85 \cdot 0,65 \cdot 45 \cdot 365 \cdot 0,12 / (156 + 0,65 \cdot 45 \cdot 0,83) = 906 \text{ ткм,}$$

$$B_2 = 25 \cdot 0,85 \cdot 0,65 \cdot 45 \cdot 365 \cdot 0,8 / (156 + 0,65 \cdot 45 \cdot 0,83) = 1008 \text{ ткм.}$$

коефіцієнт продуктивності

$$\alpha_1 = 1008/906 = 1,11.$$

Річний пробіг

$$L_{21} = 365 \cdot 0,12 \cdot 156 = 40991 \text{ км},$$

$$L_{22} = 365 \cdot 0,8 \cdot 156 = 45552 \text{ км}.$$

Коефіцієнт амортизації на реновацію

$$P_1 = 1229904 / (1,8 \cdot 350000) = 1,95,$$

$$P_2 = 1366560 / (1,8 \cdot 450000) = 1,68.$$

Коефіцієнт, що враховує зміну довговічності

$$\alpha_2 = (1,95 + 0,15)/(1,68 + 0,15) = 1,141.$$

Коефіцієнт технічної еквівалентності

$$a = 1,11 \cdot 1,141 \cdot 1,1 = 1,4.$$

Наведені витрати на один автомобіль

$$Z_i = C_i + E_n K_i; \quad Z_1 = 135290 + 0,15 \cdot 0 = 135290 \text{ грн.},$$

$$Z_2 = 150321 + 0,15 \cdot 12000 = 168321 \text{ грн.}$$

Економічний ефект удосконаленого автопоїзда за рік його служби

$$E = (135290 \cdot 1,4 + 31886 - 168321) = 52911 \text{ грн.}$$

Економічний ефект, обчислений на парк з 35 автопоїздів середньої продуктивності

$$E = (135290 \cdot 1,4 + 31886 - 168321) \cdot 35 = 1853985 \text{ грн.}$$

Показники базової і вдосконаленою моделей автопоїзда представлені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Показники базової і нової моделей автопоїзда

Показник	Обозначення	Одиниці виміру	Значення показника	
			Базова модель	Вдосконалена модель
1	2	3	4	5
Вантажопідйомність	$G_{гр}$	t	25	25
Коефіцієнт використання вантажопідйомності	γ	-	0,85	0,85
Коефіцієнт використання пробігу	β	-	0,65	0,65
Технічна швидкість	v_T	км / год	45	45
Експлуатаційна швидкість	v_e	км / год	30	30
Кількість днів роботи в році	D_p	-	365	365
Коефіцієнт використання автомобіля за рік	α	-	0,72	0,8
Середня довжина їздки з вантажем	l	км	156	156
Час простою під навантаженням і розвантаженням	$t_{пр}$	год	0,83	0,83
Пробіг до капремонту	L_p	км	350000	450000
Коефіцієнт перспективності	α_3	-	1	1,1
Собівартість	C	грн.	135290	150321
Нормативний коефіцієнт капітальних вкладень	E_n	-	0,15	0,15
Питомі капітальні вкладення в виробничі фонди	K	грн.	0	12000

4.2.2. Оцінка техніко-економічної ефективності експлуатації автопоїздів в гірських умовах за вдосконаленою організацією перевезень

Перевезення вантажів здійснює підприємство Мостогаїн 99, яке має в своєму розпорядженні 250 одиниці різного транспорту, в числі яких більше 150 вантажного автомобільного транспорту з них 35 автопоїздів різних марок. Показники роботи підприємства наведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2

Показники роботи підприємства

Найменування показників	Умовні позначення	Величина показника
1. Марка рухомого складу		Маз, Камаз, Ман,
2. Середньооблікова кількість автомобілів, од.	$A_{сп}$	35
Середня відстань перевезення 1 тону вантажу, км:		
3. 1 класу	$l_{сп1}$	150
4. 2 класу	$l_{сп2}$	180
5.3 класу	$l_{сп3}$	130
7. Середній час в наряді, год.	T_n	8,00
10. Коефіцієнт випуску автомобілів на лінію	α_b	0,72
10. Коефіцієнт використання пробігу	β	0,65
Розподіл обсягів перевезень вантажів за класами у % від загального обсягу перевезень:		
11. 1 класу	Y_{q1}	55
12.2 класу	Y_{q2}	30
13.3 класу	Y_{q3}	15
18. Вантажопідйомність, т.	q	25

Виконаємо розрахунок показників експлуатації вантажного автомобіля:

Середня відстань перевезення 1т вантажу, км:

$$l_{сп} = \frac{\sum_{i=1}^4 l_{сп} \cdot Y_{сп}}{100} \quad (4.7)$$

$$l_{сп} = \frac{150 \cdot 55 + 180 \cdot 30 + 130 \cdot 15}{100} = 156 \text{ км}$$

Середня величина коефіцієнта використання вантажопідйомності (статичного)

$$\gamma_{ст} = \frac{100}{\sum_{i=1}^4 \frac{Y_{qi}}{\gamma_i}} \quad (4.8)$$

$$\gamma_{ст} = \frac{100}{\frac{55}{1} + \frac{30}{0,8} + \frac{15}{0,6}} = 0,85$$

Середня величина коефіцієнта використання вантажопідйомності (динамічного)

$$\gamma_{дин} = \frac{\sum_{i=1}^4 Y_{qi} \cdot \ell_{срi}}{\sum_{i=1}^4 \frac{Y_{qi}}{\gamma_i} \ell_{срi}} \quad (4.9)$$

$$\gamma_{дин} = \frac{55 \cdot 150 + 30 \cdot 180 + 15 \cdot 130}{\frac{55}{1} \cdot 150 + \frac{30}{0,8} \cdot 180 + \frac{15}{0,6} \cdot 130} = 0,85$$

Середня довжина навантаженого поїздки, км:

$$\ell_{ге} = \frac{\ell_{ср} \cdot \gamma_{ст}}{\gamma_{дин}} \quad (4.10)$$

$$\ell_{ге} = \frac{156 \cdot 0,85}{0,85} = 156 \text{ км}$$

Кількість поїздок з вантажем за добу 1 автомобіля, їзд.:

$$Z = \frac{T_H \cdot V_m \cdot \beta}{\ell_{ге} + t_{пр} \cdot V_m \cdot \beta}, \quad (4.11)$$

де $t_{пр}$ - час простою під навантаженням і розвантаженням за їздку, вибирається по нормативам відповідно до типу і вантажопідйомності рухомого складу, видом вантажів і прийнятими способами навантаження-розвантаження, 2 хв на тонну вантажу.

$$t_{пр} = \frac{2 \cdot 25}{60} = 0,83$$

$$Z = \frac{8 \cdot 45 \cdot 0,65}{156 + 0,83 \cdot 45 \cdot 0,65} \approx 1 \text{ езд}$$

Середньодобовий пробіг L_{cc} , км:

$$L_{cc} = \frac{l_{ze}}{\beta} \cdot Z \quad (4.12)$$

$$L_{cc} = \frac{156}{0,65} \cdot 1 = 240 \text{ км}$$

Обсяг перевезень, т:

$$Q_{ccy} = q \cdot \gamma_{cm} \cdot Z \quad (4.13)$$

$$Q_{ccy} = 25 \cdot 0,85 \cdot 2 = 42,5 \text{ т}$$

Вантажообіг на добу, т км:

$$P_{ccy} = Q_{ccy} \cdot l_{cp} \quad (4.14)$$

$$P_{ccy} = 42,5 \cdot 156 = 6630 \text{ т км}$$

Виконаємо розрахунок показників по всьому парку автомобілів підприємства за рік:

Автомобіле-дні перебування на підприємстві, а-дні:

$$A_{Дк} = A_{сп} \cdot Дк \quad (4.15)$$

$$A_{Дк} = 35 \cdot 365 = 12775 \text{ а-дні}$$

Автомобіле-дні в експлуатації, а-дні:

$$A_{Дэ} = A_{Дк} \alpha \beta, \quad (4.16)$$

$$A_{Дэ} = 12775 \cdot 0,72 = 9198 \text{ а-дні}$$

Автомобіле-години роботи на лінії, а-г.:

$$AЧэ = АДэ \cdot Tн \quad (4.17)$$

$$AЧэ = 9198 \cdot 8 = 73584 \text{ а-г}$$

Кількість поїздок з вантажем в рік, од.:

$$Zрік = АДє \cdot Z, \quad (4.18)$$

$$Zрік = 9198 \cdot 1 = 9198.$$

Загальний пробіг, км:

$$Lооб = АДє \cdot Lсс, \quad (4.19)$$

$$Lооб = 9198 \cdot 240 = 2207520 \text{ км.}$$

Пробіг з вантажем, км

$$Lгг = Lооб \cdot \beta, \quad (4.20)$$

$$Lгг = 2207520 \cdot 0,65 = 1434888 \text{ км.}$$

Обсяг перевезень вантажів, т:

$$Qгго = АДє \cdot Qссу, \quad (4.21)$$

$$Qгго = 9198 \cdot 42,5 = 390915 \text{ т.}$$

Вантажообіг, ткм:

$$Pрік = АДє \cdot Pдоб, \quad (4.22)$$

$$Pрік = 9198 \cdot 6630 = 60982740 \text{ т км.}$$

Результати розрахунків зведемо в табл. 4.3.

Показники роботи автотранспортного підприємства за рік

№	Найменування показників	Одиниця виміру	Вантажні автомобілі
1	Середньооблікова кількість	од.	35
2	Коефіцієнт використання парку α_b	-	0,72
3	Коефіцієнт використання пробігу Я	-	0,65
4	Коефіцієнт використання вантажопідйомності: а) статичний $\gamma_{ст}$ б) динамічний $\gamma_{дин}$		0,85 0,85
5	Час в наряді T_n	годину	8
6	Час в просте $t_{пр}$	годину	0,83
7	Середня технічна швидкість V_T	км/год	45
9	Вантажопідйомність q	т	25
10	Автомобіле-дні в роботі $A_{Дe}$	а-дні	9198
11	Автомобіле-години роботи $A_{Чe}$	а-година	73584
12	Кількість поїздок з вантажем, їздок Z	од	9198
13	Загальний пробіг $L_{заг}$	км	2207520
14	Обсяг перевезень $Q_{рік}$	т	390915
15	Вантажообіг $P_{рік}$	ткм	60982740

Визначення доходів від автомобільних перевезень

Доходи являють собою обсяг грошових виплат автотранспортному підприємству за виконані ним транспортні та інші послуги.

З вантажних перевезень, що плануються в тонах і тонно-кілометрах, застосовують три види тарифів: відрядні тарифи, тарифи на перевезення відправками масою до 25 т в міжміському, міждержавному повідомленнях, виняткові тарифи на перевезення масових навалочних вантажів.

Для визначення доходів за транспортну роботу необхідно вибрати види тарифів за перевезення вантажів автомобілями проектного автотранспортного підприємства, обґрунтувати їх вибір, розподілити загальний обсяг перевезень в тонах по групах, відповідно до того, з якого виду тарифів будуть виконані перевезення. Результати розподілу обсягів перевезень по групах зводяться в таблицю 5 і використовуються для визначення доходів.

По групах вантажів, оплачуваних за відрядними тарифами, доходи, грн, визначаються за формулою:

$$Д_{сд} = \sum Q_i \cdot T_i \quad (4.23)$$

де Q_i - річний обсяг перевезень вантажу i -го класу, т;

T_i - тариф за перевезення 1 т вантажу i -го класу, грн.

$$D_{сд} = 215003 \cdot 600 + 117274 \cdot 810 + 58638 \cdot 1040 = 284977260 \text{ грн.}$$

Середня дохідна ставка $d_{ср}$ (грн/10ткм, грн/10пасс-км) визначається діленням суми валових доходів за транспортну роботу на річний вантажообіг за формулою:

$$d_{ср} = D/P_{рік} \cdot 10. \quad (4.24)$$

Середня дохідна ставка з вантажних перевезень:

$$d_{ср} = \frac{284977260}{60982740} \cdot 10 = 46 \text{ грн/10ткм}$$

Таблиця 4.102

Визначення доходів за відрядними і винятковим тарифами

Клас вантажу	Середня відстань перевезення, км	Обсяг перевезень, т.	Тариф за 1 т вантажу, грн.	Сума валових доходів, грн.
По групі відрядних тарифів				
1	150	215003	600	129001800
2	180	117274	810	94991940
3	130	58638	1040	60983520
Всього		390915		284977260

4.2.3. Розрахунок економічної ефективності від впровадження заходів щодо вдосконалення організації перевезень

В результаті удосконалення організації перевезень збільшується коефіцієнт випуску парку α_v з 0,72 до 0,80 оскільки зменшується час простою автопоїздів в ремонті.

Розрахунок показників за рік по всьому парку проводимо за формулами (4.16) - (4.22):

Автомобіле-дні в експлуатації, а-дні:

$$A_{Де} = A_{Дка} = 12775 \cdot 0,80 = 10220 \text{ а-дні}$$

Автомобіле-години роботи на лінії, а-ч.:

$$A_{Ге} = A_{Де} \cdot T_{Н} = 10220 \cdot 8 = 81760 \text{ а-ч}$$

Кількість поїздок з вантажем в рік, од.:

$$Z_{Год} = A_{Де} \cdot Z = 10220 \cdot 1 = 10220$$

Загальний пробіг, км:

$$L_{ооб} = A_{Де} \cdot L_{сс} = 10220 \cdot 240 = 2452800 \text{ км}$$

Пробіг з вантажем, км

$$L_{гг} = L_{ооб} \cdot \beta = 2452800 \cdot 0,65 = 1593020 \text{ км}$$

Обсяг перевезень вантажів, т:

$$Q_{гго} = A_{Де} \cdot Q_{ссу} = 10220 \cdot 42,5 = 434350 \text{ т}$$

Вантажообіг, ткм:

$$P_{рікA_{Де}} \cdot P_{доб} = 10220 \cdot 6630 \cdot 67758600 \text{ ткм}$$

По групах вантажів, оплачуваних за відрядними тарифами, доходи, грн, визначаються за формулою:

$$D_{сд} = \sum Q_i \cdot T_i, \quad (4.25)$$

де Q_i - річний обсяг перевезень вантажу i -го класу, т;

T_i - тариф за перевезення 1 т вантажу i -го класу, грн.

$$D_{сд} = 238892 \cdot 600 + 130305 \cdot 810 + 65153 \cdot 1040 = 316641370 \text{ грн.}$$

Середня дохідна ставка $d_{ср}$ (руб/10ткм, руб/10пасс-км) визначається діленням суми валових доходів за транспортну роботу на річний вантажообіг за формулою:

$$d_{ср} = \frac{D}{P_{год}} \cdot 10 \quad (4.26)$$

Середня дохідна ставка з вантажних перевезень:

$$d_{ср} = \frac{316641370}{67758600} \cdot 10 = 46 \text{ грн/10ткм}$$

Отримані значення доходу зведені в табл. 4.5. Показники роботи автотранспортного підприємства за рік після впровадження представлені в табл. 4.6.

Таблиця 4.5

Визначення доходів після впровадження

Клас вантажу	Середня відстань перевезення, км	Обсяг перевезень, т.	Тариф за 1 т вантажу, грн.	Сума валових доходів, грн.
По групі відрядних тарифів				
1	150	238892	600	143335200
2	180	130305	810	105547050
3	130	65153	1040	67759120
всього		434350		316641370

Таблиця 4.105

Показники роботи автотранспортного підприємства за рік після впровадження

№ п/п	Найменування показників	Одиниця виміру	Показники до впровадження	Показники після впровадження
1	Середньооблікова кількість	од.	35	35
2	Коефіцієнт використання парку α_v	-	0,72	0,8
3	Коефіцієнт використання пробігу Я	-	0,65	0,65
4	Коефіцієнт використання вантажопідйомності: а) статичний $\gamma_{ст}$ б) динамічний $\gamma_{дін}$		0,85	0,85
			0,85	0,85
5	Час в наряді T_n	годину	8	8
6	Час в просте $t_{пр}$	годину	0,83	0,83
7	Середня технічна швидкість V_T	км / год	45	45
9	Вантажопідйомність q	т	25	25
10	Автомобіле-дні в роботі $A_{Дe}$	а-дні	9198	10220
11	Автомобіле-години роботи $A_{Чe}$	а-годину	73584	81760
12	Кількість перевезень із гру- зом, їздець Z	од	9198	10220
13	Загальний пробіг $L_{заг}$	км	2207520	2452800
14	Обсяг перевезень $Q_{рік}$	т	390915	434350
15	Вантажообіг $P_{год}$	ткм	60982740	67758600

Таким чином, проведена оцінка техніко-економічної ефективності запропонованої організації перевезень вантажів в гірських умовах збільшує вантажообіг підприємства з 60982740 до 67758600, а дохід підприємства з 284977260 до 316641370, тобто на 31664110 грн.

4.3. Висновки до розділу

1. Дана оцінка технічної ефективності запропонованого способу агрегування тягача і напівпричепа.
2. Визначено необхідний рівень зниження навантаженості рами напівпричепа в гірських умовах експлуатації.
3. Визначено можливий рівень зниження навантаженості рами напівпричепа за рахунок вдосконалення організації перевезень.
4. Дана оцінка економічної ефективності вдосконаленого автопоїзда як нового технічного об'єкту.

5. Дана оцінка техніко-економічної ефективності експлуатації автопоїздів в гірських умовах за вдосконаленою організацією перевезень.
6. Проведено розрахунок економічної ефективності від впровадження заходів щодо вдосконалення організації перевезень, який показав, що річний дохід підприємства від застосування вдосконаленої організації перевезень на один автопоїзд збільшується на 904 689 грн.

ВИСНОВОК

1. На основі виконаних досліджень вирішена важливе науково-практичне завдання зниження навантаженості несучої системи напівпричепів в гірських умовах експлуатації за рахунок вдосконалення організації перевезень вантажів.

2. Дана характеристика використовуваного рухомого складу і дорожніх умов експлуатації автопоїздів в гірських районах України і запропонована гіпотеза про основну причину високої навантаженості несучої системи напівпричепа в цих умовах у порівнянні з рівнинними умовами.

3. Проведено аналіз статистичної інформації та встановлено, що основною причиною високої навантаженості несучої системи напівпричепів гірських умовах, є подолання великої кількості правих і лівих поворотів (2-3 на км шляху).

4. Розроблено теоретичні передумови для вдосконалення організації перевезень вантажів з метою зниження навантаженості несучої системи напівпричепа в гірських умовах експлуатації:

- визначені статистичні характеристики поворотів гірських доріг України і кути складання автопоїздів, а також поперечні сили інерції, що діють на елементи автопоїзда;

- розроблені розрахункова схема і математична модель навантаження несучої системи напівпричепа в процесі повороту;

- розроблена методика раціонального агрегування тягача і напівпричепа по кутовий жорсткості;

- розроблена методика раціонального розміщення вантажів в кузові напівпричепа, що забезпечує зниження навантаженості несучої системи напівпричепа на поворотах;

- розроблена методика вибору раціональної швидкості автопоїзда на поворотах гірських доріг.

5. Розроблено методики експериментального визначення поперечної жорсткості тягача і напівпричепа з урахуванням кута складання автопоїзда.

6. Проведено техніко-економічне обґрунтування запропонованого вдосконалення організації перевезень вантажів в гірських умовах. Річний дохід підприємства від застосування вдосконаленої організації перевезень на один автопоїзд збільшується на 904 689 грн.