

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВЕТЕРИНАРНОЇ  
МЕДИЦИНИ ТА БІОТЕХНОЛОГІЙ ІМЕНІ С.З. ГЖИЦЬКОГО  
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ  
ТЕХНОЛОГІЙ  
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ**

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
другого (магістерського) рівня вищої освіти

на тему: «Підвищення поперечної стійкості вантажного  
автомобіля категорії N<sub>2</sub>»

Виконав: студент групи Ат-63  
Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”

(шифр і назва)

Іван ГІРШИЙ

(ім'я та прізвище)

Керівник: \_\_\_\_\_

(ім'я та прізвище)

Дубляни 2025



УДК 629.423

Гірший Іван Тарасович. «Підвищення поперечної стійкості вантажного автомобіля категорії N<sub>2</sub>». Кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський НУВМБ ім. Степана ГЖИЦЬКОГО, 2025. 71 с.

Табл. 10 ; рис. 16; бібліогр. джерел 23.

У кваліфікаційній роботі розглянуто проблему підвищення поперечної стійкості вантажних автомобілів категорії N<sub>2</sub> на прикладі Isuzu NPR 75. Показано, що поперечна стійкість є критичною експлуатаційною властивістю для середньотоннажних шасі. Основними чинниками ризику перекидання визначено висоту центра мас, ширину колії, конструкцію підвіски, стан шин, а також характер розміщення вантажу.

Теоретичний аналіз підтвердив, що визначальним параметром у формуванні реакції автомобіля на поперечне прискорення є сумарна жорсткість за креном  $K_\phi$ . Збільшення  $K_\phi$  зменшує кут крену  $\phi$  при однакових масі, поперечному прискоренні та висоті центра мас.

Моделювання статичних і динамічних режимів підтвердило ефективність запропонованих змін. Порівняння базового і модернізованого варіантів на радіусах  $R = 50$  м та  $R = 100$  м показало зростання критичного поперечного прискорення і критичної швидкості у повороті. Приріст  $a_{cr}$  становить близько 20%, а приріст  $v_{cr}$  близько 9,5% для різних станів завантаження. Найбільший практичний ефект очікується у випадках високого центра мас, коли базовий запас стійкості є найнижчим.

Економічна оцінка показала наявність потенційної доцільності модернізації для автопарків з інтенсивною експлуатацією. Найбільша ефективність очікується у підприємств, що використовують автомобілі з високими надбудовами та експлуатують на пересічній місцевості.

## ЗМІСТ

|   |    |
|---|----|
| ЗМІСТ .....   | 4  |
| ВСТУП .....   | 6  |
| РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ФАКТОРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ПОПЕРЕЧНУ<br>СТІЙКІСТЬ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ .....  | 9  |
| 1.1 Поперечна стійкість як експлуатаційна властивість вантажного<br>автомобіля .....          | 9  |
| 1.2 Класифікація вантажних автомобілів категорії N2 та умови їх<br>експлуатації.....          | 12 |
| 1.3 Аналіз конструкцій підвісок вантажних автомобілів.....                                    | 15 |
| 1.4 Сучасні технічні рішення підвищення поперечної стійкості .....                            | 20 |
| Висновки .....  | 25 |
| РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ОЦІНКИ ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ<br>ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ .....         | 26 |
| 2.1 Силова взаємодія вантажного автомобіля в повороті за умови дії<br>відцентрової сили ..... | 26 |
| 2.2 Розрахунок крену кузова відносно жорсткості підвіски.....                                 | 29 |
| 2.3 Розподіл навантаження по осях і колесах за умови крену.....                               | 31 |
| 2.4 Аналітичні залежності впливу параметрів підвіски на показники стійкості<br>.....          | 33 |
| Висновки .....  | 39 |
| РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....   | 40 |
| 3.1 Вибір вантажного автомобіля категорії N2 .....  | 40 |
| 3.2 Розробка конструктивної схеми стабілізатора поперечної стійкості<br>передньої осі .....   | 42 |
| 3.3 Розрахунок параметрів стабілізатора передньої осі Isuzu NPR 75 .....                      | 44 |
| Висновки .....  | 47 |
| РОЗДІЛ 4 ДОСЛІДЖЕННЯ ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ БАЗОВОГО І<br>МОДЕРНІЗОВАНОГО ВАРІАНТІВ .....       | 48 |

|   |    |
|---|----|
| 4.1 Побудова розрахункової моделі вантажного автомобіля для оцінки поперечної стійкості ..... | 48 |
| 4.2 Розрахунок статичного крену на поперечному ухилі та в сталому повороті .....              | 50 |
| 4.3 Моделювання руху за умови інтенсивного маневрування .....                                 | 52 |
| Висновки .....  | 56 |
| РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ .....  | 57 |
| 5.1 Заходи покращення охорони праці в автотранспортних підприємствах ..                       | 57 |
| 5.2 Розрахунок мікроклімату виробничих приміщень автотранспортного підприємства.....          | 59 |
| РОЗДІЛ 6 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА .....   | 63 |
| 6.1 Розрахунок ефективності модернізованої підвіски .....                                     | 63 |
| 6.2 Витрати на виготовлення системи стабілізації автомобіля .....                             | 64 |
| Висновки .....  | 66 |
| ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ .....   | 67 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....  | 69 |

## ВСТУП

Сучасний розвиток транспортної системи України супроводжується зростанням обсягів вантажних перевезень на регіональних та міжнародних маршрутах. Значну частку у структурі парку складають вантажні автомобілі категорії N2, що використовуються для розвезення вантажів у міських та приміських умовах, на регіональних дорогах, під час доставки збірних відправлень, контейнерів та палет. Такі автомобілі виконують маневрування у тісних умовах, рухаються на невеликих радіусах повороту, часто експлуатуються з підвищеним навантаженням на раму та підвіску. За цих умов особливо актуальною стає проблема забезпечення достатньої поперечної стійкості [1].

Поперечна нестійкість вантажного автомобіля призводить до зростання ризику його перекидання під час проходження поворотів, маневрів типу переставка, руху на ділянках з поперечним ухилом або нерівностями. Наслідком є дорожньо-транспортні пригоди з тяжкими матеріальними збитками, травмуванням водія, пасажирів та інших учасників руху, пошкодженням вантажу й дорожньої інфраструктури. Для вантажних автомобілів категорії N2, які часто мають порівняно високу вантажну платформу, ізотермічні чи тентовані кузови та змінне розташування центра мас, ця проблема є особливо гострою.

Нормативні вимоги до активної безпеки автомобільного транспорту постійно посилюються. На міжнародному рівні впроваджено обов'язкове застосування електронних систем стабілізації, обмежувачів швидкості, підвищених вимог до гальмівних систем і підвіски. Водночас значна частина парку вантажних автомобілів в Україні представлена моделями з застарілими підвісками, недостатньо ефективними стабілізаторами поперечної стійкості або навіть їх відсутністю на окремих осях [21]. Це знижує реальну ефективність нормативних вимог та зумовлює потребу в конструктивній модернізації.

Поперечна стійкість вантажного автомобіля формується сукупною дією багатьох факторів. До них належать геометричні параметри шасі (колія, база, висота рами, компоновка кузова й надбудов), розташування центра мас, жорсткість та тип підвіски, характеристики шин, реальний стан дорожнього покриття, профіль дороги, режим руху. Суттєву роль відіграє також характер завантаження кузова, нерівномірний розподіл маси по довжині та ширині платформи. Збалансувати ці фактори лише за рахунок експлуатаційних заходів складно. Тому потрібне обґрунтування раціональних конструктивних рішень, які забезпечать підвищення поперечної стійкості без суттєвого погіршення комфорту, плавності руху та ресурсу елементів підвіски [7].

Одним з ефективних напрямів підвищення поперечної стійкості є удосконалення підвіски та систем стабілізації крену. Використання стабілізаторів поперечної стійкості з оптимальною крутильною жорсткістю, застосування пневмопідвіски, раціональне розташування елементів кріплення дають змогу зменшити кут крену на повороті, обмежити перерозподіл навантаження між колесами та підвищити запас стійкості відносно перекидання. Водночас надмірне збільшення жорсткості призводить до зростання динамічних навантажень на раму, кронштейни, ресори, погіршення умов праці водія. Це потребує комплексного розрахунково-аналітичного підходу.

Мета роботи полягає в підвищенні поперечної стійкості вантажного автомобіля категорії N2 шляхом удосконалення конструкції підвіски та стабілізатора поперечної стійкості.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі основні завдання:

- проаналізувати фактори, що впливають на поперечну стійкість вантажних автомобілів категорії N2, умови їх експлуатації та існуючі технічні рішення підвищення стійкості;
- розглянути теоретичні основи оцінки поперечної стійкості, сформулювати силову схему автомобіля в повороті;

- розробити конструктивну схему модернізованого стабілізатора поперечної стійкості, задати вимоги до його параметрів та виконати розрахунок крутильної жорсткості, діаметра й матеріалу стрижня з урахуванням міцності та надійності;

- побудувати розрахункову модель базового і модернізованого варіантів автомобіля для оцінки крену, виконати порівняльний аналіз показників стійкості;

- провести економічну оцінку ефективності впровадження запропонованих заходів,

Об'єкт дослідження – процес руху та крену вантажного автомобіля категорії N2 під час маневрування і руху на поперечно нахиленій опорній поверхні.

Предмет дослідження – вплив конструктивних параметрів підвіски та стабілізатора поперечної стійкості, а також масо-габаритних характеристик автомобіля на показники поперечної стійкості, критичне поперечне прискорення та запас стійкості.

Методи дослідження ґрунтуються на використанні класичної теорії руху автомобіля, методів статички та динаміки, розрахункових схем крену кузова, аналітичних залежностей для визначення реакцій у шинах і перерозподілу навантажень по осях.

Наукова новизна роботи полягає в уточненні розрахункових залежностей, що пов'язують параметри підвіски та стабілізатора поперечної стійкості з запасом поперечної стійкості вантажного автомобіля категорії N2.



## РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ФАКТОРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ПОПЕРЕЧНУ СТІЙКІСТЬ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ

### 1.1 Поперечна стійкість як експлуатаційна властивість вантажного автомобіля

Поперечна стійкість вантажного автомобіля належить до групи ключових експлуатаційних властивостей (рис. 1.1), що визначають рівень безпеки транспортного засобу. Під поперечною стійкістю розуміють здатність автомобіля зберігати рівновагу та не допускати перекидання під дією поперечних сил, які виникають під час руху в повороті, на ділянках дороги з поперечним ухилом, при об'їзді перешкод або різкій зміні смуги руху. Чим вища поперечна стійкість, тим менша ймовірність перекидання автомобіля і тим ширший діапазон безпечних режимів руху за поперечними прискореннями.



Рисунок 1.1 - Експлуатаційні характеристики автомобілів

Для вантажних автомобілів категорії N2 поперечна стійкість має особливе значення. Такі автомобілі працюють переважно в умовах міських та

приміських перевезень, на регіональних дорогах, здійснюють маневрування у інтенсивних умовах, рух у транспортному потоці з частими гальмуваннями та розгонами. Автомобілі можуть мати високий кузов, надбудови, або фургони, що призводить до підвищеного розташування центра мас. Змінний характер завантаження, нерівномірний розподіл вантажу по ширині і висоті кузова додатково ускладнюють забезпечення поперечної стійкості в реальних умовах експлуатації.

Як експлуатаційна властивість поперечна стійкість проявляється через здатність автомобіля безпечно проходити повороти заданого радіуса із певною швидкістю, рухатися по дорогах з поперечним ухилом без загрози відриву внутрішніх коліс, виконувати маневри уникнення перешкод без втрати контакту коліс з дорогою (рис. 1.2). Вона впливає на допустиму швидкість руху, граничні значення поперечного прискорення, комфорт для водія й пасажирів, а також на навантаження на елементи рами та підвіски. Усі ці аспекти безпосередньо стосуються показників безпечності та надійності транспортного засобу в експлуатації [2].

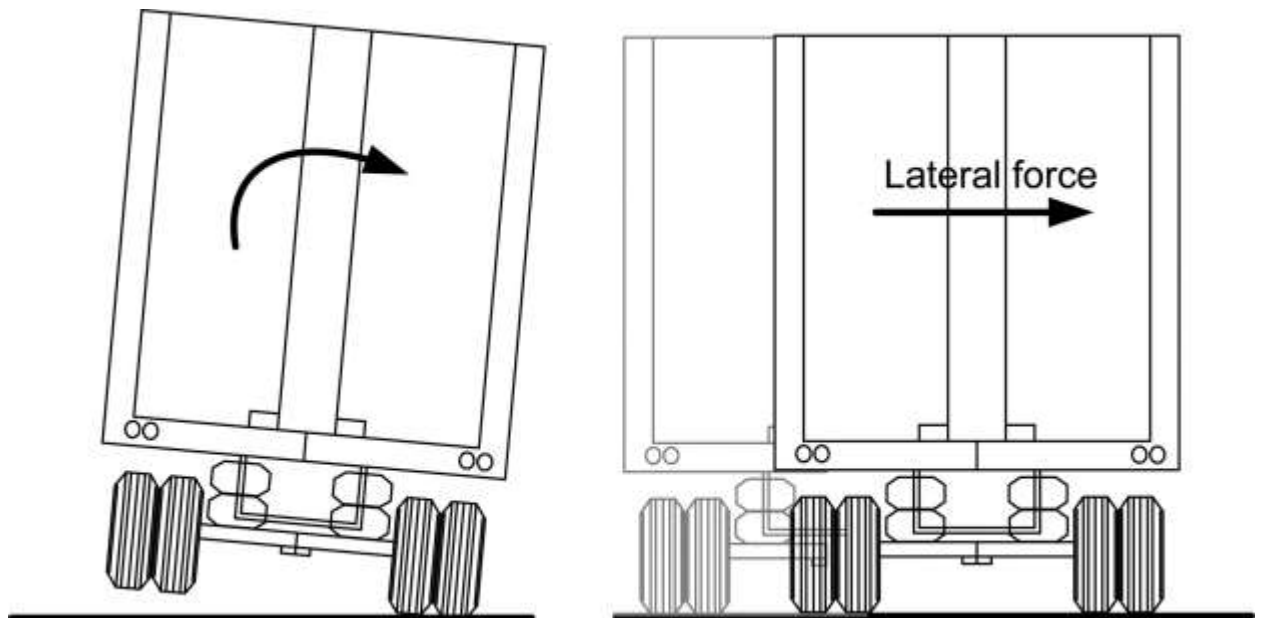


Рисунок 1.2 - Втрата поперечної стійкості автомобілем

Стійкість визначається співвідношенням між відцентровою силою, що виникає при русі по криволінійній траєкторії, та стабілізуючими моментами, які створюються вагою автомобіля і реакціями опорної поверхні на колесах. За малих поперечних прискорень ці сили урівноважуються зі значним запасом. Коли поперечне прискорення зростає, виникає крен кузова, відбувається перерозподіл нормальних реакцій між правими і лівими колесами, при цьому навантаження на зовнішні колеса збільшується, а на внутрішні зменшується. Критичним є стан, коли нормальна реакція під внутрішніми колесами наближається до нуля. У цей момент автомобіль втрачає стійкість відносно перекидання.

Як експлуатаційний показник стійкість характеризується критичним поперечним прискоренням, при якому відбувається відрив внутрішніх коліс від опорної поверхні, а також відповідною критичною швидкістю проходження повороту заданого радіуса. У практичній експлуатації використовують також поняття запасу стійкості, що відображає відношення граничного поперечного прискорення до фактичного, яке має місце при русі в конкретних умовах. Вона формується не лише геометричними параметрами автомобіля, такими як колія, база, висота розташування центра мас, а й параметрами підвіски та шин. Жорсткість елементів підвіски, наявність і характеристики стабілізаторів поперечної стійкості, тип підвіски (ресорна, пневматична або комбінована), деформаційні властивості шин визначають величину і характер крену кузова. Занадто м'яка підвіска призводить до значних кутів крену, перерозподілу навантажень між колесами, що зменшує запас стійкості. Надмірно жорстка підвіска знижує комфорт, збільшує динамічні навантаження на раму та агрегати, що також небажано з експлуатаційної точки зору.

Особливість вантажних автомобілів категорії N2 полягає в постійній зміні маси і положення центра мас у процесі експлуатації. Рух порожнього автомобіля, рух з частковим завантаженням і повністю завантаженим кузовом супроводжується різними значеннями висоти центра мас, іншими

моментами інерції відносно поздовжньої осі. Це впливає на кренові деформації, перерозподіл навантажень і, відповідно, на критичні значення поперечного прискорення. Тому при оцінюванні поперечної стійкості необхідно враховувати кілька характерних варіантів завантаження, що відповідають реальним режимам роботи автомобіля.

Поперечна стійкість тісно пов'язана з керованістю. Автомобіль з недостатнім запасом стійкості може несподівано для водія почати відрив внутрішніх коліс, що різко змінює реакції в шинах і призводить до погіршення керованості, зміни траєкторії, неконтрольованого зміщення кузова. Особливо небезпечні такі явища у поєднанні з несприятливими дорожніми умовами, наприклад мокрим покриттям, дорожніми напливами, коліями. Це підкреслює, що поперечна стійкість є не абстрактною теоретичною характеристикою, а реальною експлуатаційною властивістю, що визначає поведінку автомобіля у критичних ситуаціях.

З практичної точки зору поперечна стійкість впливає на встановлення допустимих швидкісних режимів для конкретного типу автомобіля, вибір трас руху, організацію перевезень у гірській місцевості та на дорогах з великими поперечними ухилами. Для автотранспортних підприємств ця властивість пов'язана з рівнем аварійності, простоем рухомого складу, витратами на ремонт після перекидань, збереженням вантажу, а також з питаннями страхування. Для виробника автомобіля поперечна стійкість є одним з критеріїв при проектуванні шасі, виборі систем підвіски, стабілізаторів, шин, а також при виконанні випробувань на відповідність чинним нормативним документам.

## **1.2 Класифікація вантажних автомобілів категорії N2 та умови їх експлуатації**

Класифікація вантажних автомобілів у Європі й Україні ґрунтується на розподілі за повною масою. До категорії N2 належать автомобілі для перевезення вантажів з повною масою понад 3,5 т, але не більше 12 т. Такі

транспортні засоби займають проміжне положення між легкими комерційними автомобілями категорії N1 та важкими вантажними автомобілями категорії N3. Це визначає як конструктивні особливості, так і характерні умови їх експлуатації [13].

Таблиця 1.1 - Категорії колісних транспортних засобів та модифікації

| Категорія | Під-категорії (узагальнено)  | Призначення  | Модифікації та їх позначення   | Пояснення до позначень   |
|-----------|--|--|--|--|
| L         | L1–L7  | Мототранспортні засоби: дво- і триколісні мопеди, мотоцикли, легкі квадроцикли і квадроцикли, інші легкі ТЗ                          | (за потреби можуть застосовуватися уточнювальні індекси згідно з технічними регламентами)  | Категорія істотно деталізована, однак принципово залишається мототранспорт (мало- і середньопотужні колісні ТЗ)  |
| M         | Раніше M1, M2, M3, зараз 11 підкатегорій (M1, M1G, M1S, M1GS, M2, M2G, M2S, M2GS, M3, M3G, M3GS) | Пасажирські транспортні засоби (4 і більше коліс): легкові автомобілі, мікроавтобуси, автобуси малої, середньої та великої місткості | G – підвищена прохідність (M1G, M2G, M3G); S – спеціальні / спеціалізовані (M1S, M2S, M3S); GS – спеціальні/спеціалізовані підвищеної прохідності (M1GS, M2GS, M3GS) | Літера S додається до базової категорії для позначення спеціального чи спеціалізованого призначення; G – для позашляхового виконання; поєднання GS – спец/спеціалізований ТЗ підвищеної прохідності                  |
| N         | N1, N2, N3   | Вантажні автомобілі: N1 – до 3,5 т; N2 – 3,5–12 т; N3 – понад 12 т   | G – підвищена прохідність (N1G, N2G, N3G); S – спеціальні / спеціалізовані (N1S, N2S, N3S); GS – спеціальні/спеціалізовані підвищеної прохідності (N1GS, N2GS, N3GS) | Для позначення спец/спеціалізованих вантажних ТЗ додається S; для вантажних ТЗ підвищеної прохідності – G; для спеціальних/спеціалізованих автомобілів підвищеної прохідності – GS. Класифікація N та N...G за масою |
| O         | O1, O2, O3, O4 – причепи та напівпричепи за повною масою   | Причепи та напівпричепи: O1 – до 0,75 т; O2 – 0,75–3,5 т; O3 – 3,5–10 т; O4 – понад 10 т   | У рамках технічних регламентів можуть застосовуватись модифікації для підвищеної прохідності та спеціального призначення   | У технічній документації можуть додатково вказуватися особливі умови експлуатації, тип надбудови, призначення (цистерна, платформа, контейнеровоз тощо)  |

За компоувальною схемою вантажні автомобілі категорії N2 поділяють на шасі з кабіною над двигуном, кабіною позаду двигуна, а також на варіанти з низькою рамою для встановлення спеціальних надбудов. Поширеними є автомобілі з колісними формулами 4×2, 4×4 та рідше 6×2. Застосування тієї чи іншої колісної формули пов'язане з умовами роботи. Автомобілі 4×2 переважно використовуються на дорогах з удосконаленим покриттям. Варіанти 4×4 працюють у складніших дорожніх умовах.

Таблиця 1.2 - Поширені колісні формули та типові варіанти

| Колісна формула        | Кількість осей | Ведучі осі          | Керовані осі                                       | Особливості   |
|------------------------|----------------|---------------------|--|---|
| 4×2                    | 2              | 1 задня             | 1 передня  | На задній осі часто спарені колеса у вантажних  |
| 4×4                    | 2              | 2 (передня і задня) | 1 передня  | Повний привід, інколи спарені колеса ззаду у вантажних  |
| 6×2                    | 3              | 1 задня             | 1 передня  | Часто наявна підкатна (підіймальна) вісь; ведуча вісь зі спареними колесами                                     |
| 6×4 / 6×4 <sup>2</sup> | 3              | 2 задні             | 1 передня / 2 керовані у варіанті 6×4 <sup>2</sup> | На ведучих осях, як правило, здвоєні шини; варіант 6×4 <sup>2</sup> – дві керовані осі (покращена маневровість) |
| 6×6                    | 3              | Усі 3 осі           | 1 або 2 передні                                    | Повний привід; на задніх осях здвоєні шини у важких вантажних і спецмашин                                       |

За типом кузова вантажні автомобілі категорії N2 можуть бути бортовими, тентованими, ізоіермічними та рефрижераторними фургонами, самоскидами, цистернами, автомобілями з фургоном загального призначення, а також різноманітними спеціальними автомобілями. Серед останніх можна виділити автомобілі-комунальники, автокрани на шасі N2, платформи для перевезення техніки чи контейнерів. Тип кузова істотно впливає на положення центра мас, його висоту та можливість зміни

розташування вантажу по довжині та ширині. Це безпосередньо позначається на поперечній стійкості.

### **1.3 Аналіз конструкцій підвісок вантажних автомобілів**

Аналіз конструкцій підвіски, наведений у сучасних оглядах для кар'єрної та будівельної техніки, показує, що на практиці застосовують декілька принципово різних типів підвісок. До них належать ресорні, пневматичні, балансирні, підвіски на гумових блоках, комбіновані схеми типу Chalmers і Hendrickson [2], а також більш рідкісні для вантажних автомобілів варіанти з торсіонними й гідравлічними елементами. Кожен тип по-своєму впливає на поперечну жорсткість, характер крену, розподіл навантаження між колесами [6].

Класична ресорна підвіска з багатолистовими сталевими ресорами і жорстким кріпленням мостів залишається однією з найпоширеніших для самоскидів. Вона забезпечує високу несівну здатність і просту кінематику. При збільшенні навантаження прогин ресор зростає, але геометрія підвіски майже не змінюється, тому положення моста і колії відносно рами залишається стабільним. Це позитивно впливає на поперечну стійкість на фоні, недостаєного комфорту.



Рисунок 1.3 - Ресорна підвіска з багатолистовими сталевими ресорами

Перевага такої схеми в тому, що при нормальному стані ресор і стабілізаторів крену вдається отримати відносно малий кут крену при заданому поперечному прискоренні, а отже, більший запас до відриву внутрішніх коліс. Основним експлуатаційним ризиком стають тріщини листів, корозійне ослаблення та нерівномірне просідання ресор, яке призводить до асиметричної висоти рами. У такому випадку вже у вихідному стані автомобіль має початковий крен, що зменшує запас стійкості. Для контролю застосовують візуальний огляд, вимірювання висоти рами над дорогою ліворуч і праворуч, а також перевірку затягування стрем'янок.

Пневматична підвіска з повітряними пружними елементами і системою регулювання висоти орієнтована на комфорт і захист вантажу. Вона забезпечує м'якішу вертло-поздовжню та поперечну дію, зменшує передачу ударів на раму і кабіну. При цьому вертикальна жорсткість змінюється залежно від тиску в пневмобалонах, а система автоматичного підтримання висоти компенсує зміну навантаження.



Рисунок 1.4 - Пневматична підвіска з повітряними пружними елементами

У поперечному напрямку це створює цікаву ситуацію. З одного боку, м'яка пневмопружина збільшує величину крену при тій самій відцентровій силі. З іншого боку, завдяки рівномірному підтриманню висоти лівої і правої



сторони автомобіль зберігає симетрію навантаження на осі, що зменшує ризик початкового крену через неправильне завантаження. Для самоскидів, які часто змінюють масу і положення вантажу, належний технічний стан пневмопідвіски критичний. Витік повітря з однієї сторони, несправність клапанів регулювання висоти або деформація кронштейнів можуть призвести до перекосу кузова і зниження поперечної стійкості, незважаючи на потенційні переваги системи.

Балансирні підвіски використовують на самоскидах, що працюють на кар'єрних, будівельних і лісових дорогах з дуже нерівним профілем. У таких схемах дві осі об'єднані балкою, яка спирається на центральну опору і може хитатися. Це забезпечує рівномірний розподіл навантаження між осями, навіть коли одна пара коліс потрапляє в вибоїну, а інша на підвищення. Практичний ефект полягає в підтриманні контакту всіх коліс з дорогою, підвищенні тягових можливостей і зменшенні ймовірності локальної перевантаженості однієї осі.



Рисунок 1.5 - Балансирна підвіска

З точки зору поперечної стійкості балансирна підвіска цікава тим, що дозволяє осям повторювати рельєф, але одночасно передає на раму суттєві кренові моменти. При різких маневрах на нерівній поверхні одна сторона балки може просісти, інша піднятися, що збільшує миттєвий кут крену. Якщо

при цьому центр мас автомобіля високий, запас стійкості зменшується. Тому при проектуванні самоскидів з walking beam важливо поєднувати балансиру систему з ефективними стабілізаторами крену і обмеженнями по висоті кузова.

Підвіски на гумових блоках, а також комбіновані схеми типу Chalmers, де гумові елементи поєднують із балками, націлені на зменшення ударних навантажень та шуму. Гумові елементи працюють у стисканні й зсуві, частково виконують роль пружин і демпферів. Така підвіска не потребує повітряних магістралей і компресорів, стійка до корозії, але чутлива до старіння гуми, перегріву та забруднення.



Рисунок 1.6 - Підвіски на гумових блоках типу Chalmers

Для поперечної стійкості важливо, що гумові елементи мають виражену нелінійну жорсткість. За малих кренів вони деформуються відносно легко, забезпечуючи комфорт, а за більших кутів суттєво «жорсткішають» і обмежують подальший крен. Це створює сприятливе поєднання комфорту й стійкості за умови, що елементи не деградували. У разі нерівномірного зносу гумових блоків по лівій і правій стороні може виникати різниця в жорсткості, яка викликає асиметричний крен і підвищує ризик перекидання при однакових маневрах уліво і вправо [8].

Фірмові системи Hendrickson для важких самоскидів часто поєднують балансиру кінематику, сталеві або комбіновані пружні елементи та

спеціальні втулки. Такі втулки виконують одночасно функції еластичних шарнірів і демпферів. За рахунок цього підвіска краще гасить коливання, рівномірніше розподіляє навантаження між осями і забезпечує більш прогнозовану реакцію на поперечні нерівності. Для поперечної стійкості це означає зменшення раптових змін кутової швидкості крену, а отже сприятливіші умови для роботи шин і стабілізаторів крену. При порушенні технічного стану втулок або шарнірів з'являються люфти, які викликають затримки у сприйманні поперечних ударів і можуть призводити до «запізненого» крену з більшими амплітудами.



Рисунок 1.7 - Підвіска системи Hendrickson

Торсіонні підвіски для повнорозмірних самоскидів використовують рідше, частіше на легших автомобілях або спеціальних причепах. Робочий елемент не стискається, а крутиться навколо поздовжньої осі. Компактність і мала маса є перевагою для компоновки, однак для поперечної стійкості важливо, що торсіон має певну граничну кутову деформацію, після якої його жорсткість різко зростає або виникає пластичне пошкодження. Неправильний підбір діаметра або довжини торсіона здатен створити крен у робочому діапазоні, або, навпаки, надмірну жорсткість, що збільшує ударні навантаження на раму і скорочує її ресурс.

Гідравлічні підвіски застосовують переважно в спеціальних машинах та причепах, де потрібно активно керувати висотою, креном і розподілом навантаження. Робочими елементами є гідроциліндри, з'єднані гідролініями та клапанами. Через дроселювання потоку рідини система може вибірково змінювати жорсткість у вертикальному і поперечному напрямках, компенсувати крен, вирівнювати автомобіль при асиметричному завантаженні. Це дає великі можливості з точки зору поперечної стійкості, але вимагає точного настроювання і високої надійності гідрокомпонентів.

#### **1.4 Сучасні технічні рішення підвищення поперечної стійкості**

Сучасний підхід до підвищення поперечної стійкості вантажних автомобілів категорії N2 ґрунтується на поєднанні пасивних, напівактивних і активних засобів. До пасивних належать стабілізатори поперечної стійкості та раціонально спроектована підвіска. До напівактивних і активних – пневмопідвіска з електронним керуванням та системи електронної стабілізації руху ESC і протидії перекиданню RSC, які працюють разом із електронно-керованою гальмівною системою [5].

Стабілізатор поперечної стійкості є пружним елементом, що працює на кручення і з'єднує ліве та праве колесо осі через раму. На вантажних автомобілях категорії N2 це, як правило, суцільний сталевий стрижень круглого перерізу, закріплений до рами через гумо-металеві втулки в середній частині і з'єднаний стойками з мостом або важелями підвіски на кінцях. У повороті, коли одне колесо йде вгору, а інше вниз, стрижень закручується і створює момент, що протидіє крену [1]. Момент крену від поперечного прискорення можна наближено записати як:

$$M_{кр} = m \cdot a_y \cdot h_c, \quad (1.1)$$

де  $m$  – маса автомобіля з вантажем,

$a_y$  – поперечне прискорення,

$h_c$  – висота центра мас.

Кут крену в усталеному режимі для спрощеної лінійної моделі описують відношенням:

$$\varphi = M_{кр} / K_{\varphi}, \quad (1.2)$$

де  $K_{\varphi}$  – сумарна жорсткість системи за креном.

Збільшення  $K_{\varphi}$  за рахунок більшого діаметра стабілізатора, зміни плечей важелів або встановлення стабілізаторів на декількох осях зменшує  $\varphi$  і тим самим підвищує запас стійкості до перекидання.

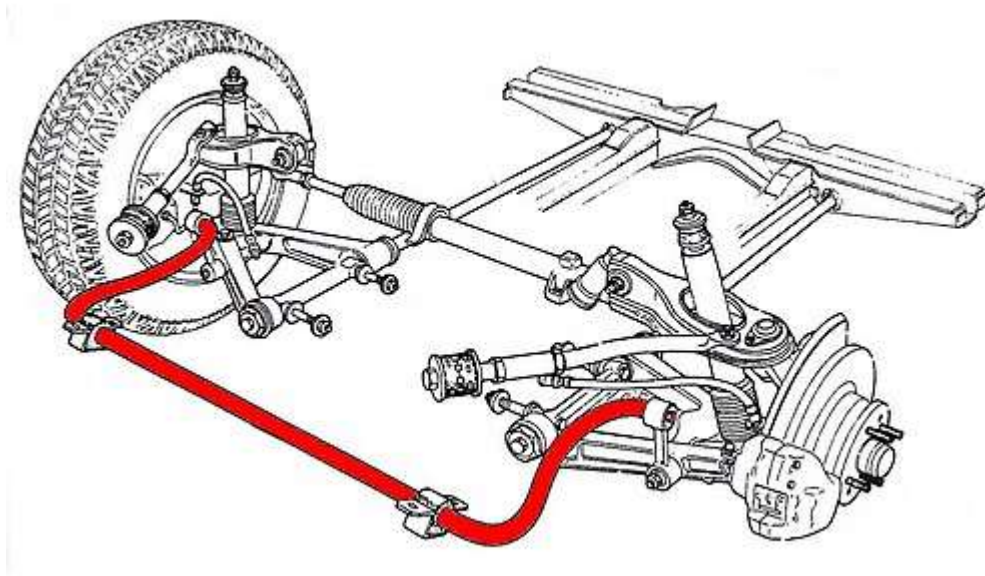


Рисунок 1.8 - Стабілізатор поперечної стійкості

На практиці параметри стабілізатора перевіряють на крутильному стенді. На стрижень прикладають відомий крутильний момент через гідравлічний або механічний привід і вимірюють кут закручування за допомогою кутових датчиків. Для автомобіля в цілому ефективність стабілізаторів оцінюють на стенді статичного крену, де кузов нахиляють до певного кута і реєструють розподіл реакцій під колесами. Момент відриву внутрішніх коліс при різних конфігураціях стабілізаторів дозволяє кількісно оцінити приріст запасу стійкості. Важливо дотримати компроміс: надмірне збільшення  $K_{\varphi}$  справді зменшує крен, але одночасно підвищує ударні навантаження на раму і кронштейни при русі по нерівностях.

Пневматична підвіска належить до напівактивних засобів впливу на поперечну стійкість. Вона складається з пневморесор, амортизаторів,

датчиків висоти, електропневматичних клапанів та електронного блока керування. Вертикальна жорсткість окремої пневморесори  $k_i$  залежить від тиску повітря, а сумарну жорсткість за креном для невеликих кутів можна грубо оцінити як:

$$K_{\phi} = \sum(k_i \cdot d_i^2), \quad (1.2)$$

де  $d_i$  – поперечне плече від поздовжньої осі симетрії до точки прикладання реакції відповідної пневморесори. Електронний блок за сигналами датчиків висоти підтримує задане положення рами, вирівнює її зліва і справа при зміні навантаження. Це дозволяє уникати початкового крену, коли вантаж розміщено неідеально симетрично.

Поперечна жорсткість пневмопідвіски визначається не тільки параметрами пневморесор, а й конфігурацією пневмоконтурів. Якщо ліві й праві пневморесори осі жорстко розділені, при крені повітря не перетікає з одного боку на інший, і підвіска поводить себе жорсткіше за креном. Якщо ж існує перетікання, крен збільшується. Через це для вантажних автомобілів категорії N2, що працюють у міських і регіональних умовах, застосовують схеми з розділенням контурів у поперечному напрямку, але з можливістю вирівнювання висоти у статичних режимах. Стан пневмопідвіски контролюють вимірюванням висоти рами з обох боків і використанням інклінометра. Постійний перекис свідчить про несправність клапанів або пневморесор і безпосередньо зменшує запас стійкості, оскільки центр мас зміщується убік.

Електронні системи ESC (Electronic Stability Control) та RSC (Roll Stability Control) є активними засобами підвищення поперечної стійкості. Вони працюють на базі електронно-керованої гальмівної системи з модуляторами тиску на кожній осі, датчиків швидкості коліс, поперечного прискорення, кутової швидкості повороту навколо вертикальної осі та датчика кута повороту рульового колеса. Блок керування ESC порівнює бажану траєкторію, яку задає водій, із фактичною реакцією автомобіля. Якщо



виявляється тенденція до заносу або зриву траєкторії, система вибірково підгальмовує потрібні колеса і зменшує крутний момент двигуна.



Рисунок 1.9 – Тестування електронної системи стабілізації ESC

Підсистема RSC спеціалізується на попередженні перекидання. Для цього в блок керування захиті параметри шасі (колія, база, орієнтовна висота  $h_c$ ) і статичний коефіцієнт стійкості, який відповідає граничному відношенню  $a_y / g$  при відриві внутрішніх коліс. У русі система постійно обчислює поточне поперечне прискорення  $a_y$  і оцінює запас до критичного значення  $a_{y,cr}$ . Якщо  $a_y$  наближається до  $a_{y,cr}$ , RSC раніше за водія починає зменшувати швидкість: обмежує подачу палива і створює гальмівний момент на осях, зменшуючи ( $M_{кр} = m \cdot a_y \cdot h_c$ ) до безпечного рівня.

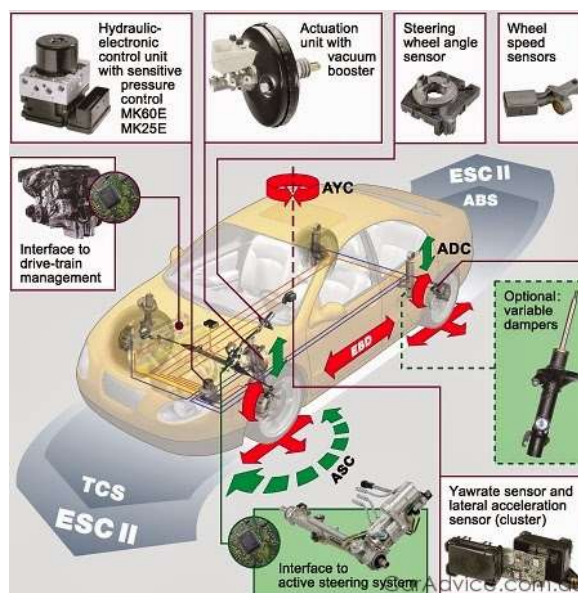


Рисунок 1.10 - Система активної безпеки TCS

У разі наявності пневмопідвіски дані про тиск у пневморесорах дають змогу орієнтовно оцінити фактичну масу і розподіл навантаження, а отже адаптувати пороги спрацювання RSC для порожнього і завантаженого станів.

Важливо, що ESC і RSC не змінюють геометрії шасі і не впливають безпосередньо на  $K_f$ , але вони обмежують ті режими, в яких  $M_{кр}$  стає надто великим для наявного запасу стійкості конструкції. Іншими словами, стабілізатори і підвіска задають «пасивну» межу, а електронні системи стежать, щоб автомобіль у реальній експлуатації не виходив за цю межу за поперечним прискоренням і швидкістю [18].

Проблема поперечної стійкості вантажних автомобілів належить до ключових напрямів досліджень безпеки руху, оскільки перекидання найчастіше пов'язане з високим розташуванням центра мас, змінним завантаженням і роботою у складних дорожніх умовах. За узагальненими європейськими оцінками, частка аварій із перекиданням у сегменті важких комерційних транспортних засобів може бути значною і в окремих оглядах наводиться рівень до близько 20% таких подій серед відповідних типів ДТП, що підкреслює актуальність тематики саме для вантажних платформ і надбудов.

У зарубіжній літературі сформувався усталений набір показників для оцінки поперечної стійкості. Найпростіший і найпоширеніший статичний критерій описується через Static Stability Factor, де  $SSF = (T/2)/h$ , тобто половина колії, поділена на висоту центра мас. Такий показник розглядають як інженерно зручне наближення до усталеного порогу перекидання для спрощеної моделі твердого тіла ЕЖ ООН [5] У динамічних задачах широко застосовують критерій перерозподілу вертикальних реакцій між лівою і правою сторонами. У практичних керівництвах для важких автопоїздів використовується показник Dynamic Load Transfer Ratio, де  $DLTR = 0$  відповідає прямолінійному руху, а  $DLTR = 1$  відповідає стану, близькому до перекидання, коли основна маса перенесена на одну сторону. Для



стандартного маневру зміни смуги руху вказують орієнтовно прийнятний рівень DLTR близько 0,6.

## **Висновки**

1 Встановлено, що поперечна стійкість є однією з визначальних експлуатаційних властивостей вантажних автомобілів категорії N2, яка безпосередньо впливає на активну безпеку і ризик перекидання. Визначено ключові конструктивні фактори стійкості. Найвагомішими є висота центра мас, величина колії, висота рами та компоновка агрегатів і вантажу. Зростання висоти центра мас і зменшення колії знижують запас стійкості. Низькорамні рішення і раціональне розміщення вантажу дають помітний приріст безпечних режимів руху.

2. Тип і технічний стан підвіски суттєво впливають на кут крену та перерозподіл навантаження між колесами. Ресорні схеми зазвичай забезпечують вищу жорсткість за креном, а пневмопідвіска потребує справної роботи елементів вирівнювання висоти для запобігання початковому перекосу. Встановлено, що характеристики шин і тиск у них змінюють поперечну жорсткість і реалізацію зчеплення, що опосередковано впливає на межу настання критичних режимів.

3. Проаналізовано сучасні технічні рішення підвищення поперечної стійкості. Стабілізатори поперечної стійкості зменшують кут крену через збільшення жорсткості  $K_{\phi}$ , пневмопідвіска забезпечує стабільну висоту рами при змінному завантаженні, а електронні системи ESC і RSC обмежують небезпечні режими за рахунок керованого гальмування і зниження крутного моменту двигуна.

## РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ОЦІНКИ ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ

### 2.1 Силова взаємодія вантажного автомобіля в повороті за умови дії відцентрової сили

Поперечна стійкість вантажного автомобіля визначається здатністю зберігати контакт коліс з опорною поверхнею та протидіяти перекиданню при дії поперечних сил. Для автомобілів категорії N2 ця властивість є критичною через змінне завантаження, різні типи надбудов і відносно високий центр мас у частини експлуатаційних конфігурацій. Тому теоретична основа оцінки стійкості має поєднувати прості інженерні критерії та моделі, які враховують роботу підвіски, шин і розподіл навантаження по осях [8].

У повороті вантажний автомобіль перебуває під дією системи сил, які формують його поперечну динаміку і визначають умови втрати стійкості. Для автомобілів категорії N2 ці явища особливо важливі через змінне завантаження і відносно високе розташування центра мас у частини надбудов.

Основною силою, що викликає поперечне навантаження, є відцентрова сила. Відцентрова сила викликає дві ключові реакції. Перша це поперечні реакції у плямах контакту шин. Саме вони забезпечують можливість руху по криволінійній траєкторії. Сумарна бічна реакція шин дорівнює відцентровій силі у динамічному режимі. Друга це момент, що прагне нахилити кузов. Цей момент називають моментом крену. Його можна наближено подати як  $M_{кр} = F_y \cdot h_c$ , тобто  $M_{кр} = m \cdot a_y \cdot h_c$ , де  $h_c$  - висота центра мас від опорної поверхні.

Величина  $M_{кр}$  визначає, наскільки інтенсивно буде перерозподілятися вертикальне навантаження між лівими та правими колесами. За малого  $a_y$  зміни реакцій невеликі. Зі зростанням  $a_y$  зовнішні колеса навантажуються сильніше, а внутрішні розвантажуються. Це можна описати орієнтовною оцінкою перенесення навантаження на осі:  $\Delta F = m \cdot a_y \cdot h_c / b$ , де  $b$  - колія відповідної осі. Коли внутрішні реакції прямують до нуля, настає критичний стан початку перекидання [17].

Силова схема у повороті також включає вагу автомобіля  $G = m \cdot g$ , вертикальні реакції опорної поверхні на колесах, пружні сили підвіски та стабілізатора. Підвіска і стабілізатор створюють протидіючий до крену момент. У спрощеному вигляді кут крену можна пов'язати з моментом і жорсткістю як  $\varphi = M_{кр}/K_{\varphi}$ , де  $K_{\varphi}$  це сумарна жорсткість системи за креном. Звідси випливає важливий інженерний висновок. За однакового  $a_y$  збільшення  $K_{\varphi}$  зменшує  $\varphi$  і знижує швидкість розвантаження внутрішніх коліс.

В реальних умовах експлуатації автомобілів силова схема у повороті відчутно залежить від розташування вантажу. Якщо вантаж розміщений високо, то  $h_c$  збільшується, але зростає  $M_{кр}$ . Це зменшує запас стійкості. Якщо вантаж зміщений до одного борта, то центр мас має поперечне зміщення, і автомобіль може мати початковий крен у спокої. Тоді у повороті в один бік внутрішні колеса розвантажуються раніше.

Для практичного підтвердження теоретичних залежностей застосовують вимірювальні засоби на стенді та на полігоні. Поперечне прискорення  $a_y$  реєструють акселерометром, встановленим на рамі або у районі центра мас. Кут крену  $\varphi$  контролюють інклінометром або датчиком кутової швидкості крену. Розподіл вертикальних реакцій можна оцінювати за допомогою платформних ваг при статичних перевірках і через датчики тиску у пневмопідвісці або тензодатчики на елементах підвіски у динаміці.

Стійкість вантажного автомобіля базується на критеріях, які дозволяють пов'язати геометрію шасі, положення центра мас і параметри підвіски з граничними режимами руху. Для автомобілів категорії N2 найзручніше застосовувати три взаємопов'язані показники. Це критичне поперечне прискорення  $a_{ycr}$ , критична швидкість перекидання  $v_{scr}$  і запас стійкості.

Базовим критерієм є критичне поперечне прискорення, при якому починається відрив внутрішніх коліс. У найпростішій моделі твердого корпусу на опорах цей критерій визначають співвідношенням:

$$a_{ycr} = g \cdot (b/2)/h_c, \quad (2.1)$$

де  $b$  - колія відповідної осі,

$h_c$  - висота центра мас від опорної поверхні.

З цього виразу видно, що збільшення колії підвищує  $a_{ycr}$ , а підвищення центра мас його зменшує. Саме тому високі надбудови і верхнє розміщення вантажу критично небезпечні для N2.

Для практичного аналізу зручно переходити від прискорення до швидкості. Якщо автомобіль рухається по дузі радіуса  $R$ , то поперечне прискорення  $a_y$  визначається як  $a_y = v^2/R$ . Тоді критична швидкість перекидання за статичним критерієм дорівнює

$$v_{cr} = \sqrt{(a_{ycr} \cdot R)}. \quad (2.2)$$

Цей показник дозволяє оцінювати безпечні швидкості на поворотах заданого радіуса для різних станів завантаження.

Однак у реальних умовах на критичні режими впливають підвіска, стабілізатори і шини. Вони формують сумарну жорсткість за креном  $K_\phi$ . При усталеному повороті кут крену можна наближено оцінити як  $\phi = M_{кр}/K_\phi$ , де момент крену  $M_{кр} = m \cdot a_y \cdot h_c$ . Чим більша  $K_\phi$ , тим менший кут крену і тим повільніше зменшуються вертикальні реакції на внутрішніх колесах. У цьому сенсі підвищення  $K_\phi$  є конструктивним шляхом збільшення фактичного запасу стійкості порівняно з чисто геометричною оцінкою [20].

Запас стійкості доцільно описувати у двох формах. Перша форма це коефіцієнтний запас за прискоренням. Його можна подати як  $n = a_{ycr}/a_y$ , де  $a_y$  це фактичне поперечне прискорення у заданому режимі. Якщо  $n > 1$ , автомобіль працює у безпечній зоні. Чим більше  $n$ , тим вищий запас. Друга форма це запас за швидкістю. Його можна визначити як  $n_v = v_{cr}/v$ . Цей показник зручний для експлуатаційних рекомендацій, бо безпосередньо пов'язаний із режимом руху.

Для комплексної оцінки в роботі доцільно спочатку визначити  $a_{ycr}$  за геометричним критерієм  $a_{ycr} = g \cdot (b/2)/h_c$  для різних станів завантаження. Далі розрахувати  $v_{cr} = \sqrt{(a_{ycr} \cdot R)}$  для кількох характерних радіусів повороту. Після цього уточнити вплив підвіски і стабілізатора через зміну  $K_\phi$  і відповідне зменшення кута крену  $\phi$ . Такий підхід дає зрозуміле порівняння

конструкцій і показує, як модернізація стабілізатора або параметрів підвіски впливає на практичні граничні режими.

## 2.2 Розрахунок крену кузова відносно жорсткості підвіски

Модель крену кузова потрібна для того, щоб перейти від загального опису сил у повороті до кількісної оцінки кута крену  $\varphi$  та перерозподілу навантаження між колесами. Для вантажних автомобілів категорії N2 ця модель має враховувати пружні властивості підвіски, деформації шин і дію стабілізатора поперечної стійкості. Саме ці елементи визначають сумарну жорсткість за креном  $K_\varphi$  і динаміку зміни кута  $\varphi$  при зростанні поперечного прискорення  $a_y$  [8].

У статичному режимі момент крену від дії відцентрової сили можна подати як  $M_{кр} = m \cdot a_y \cdot h_c$ , де  $m$  це маса автомобіля з вантажем,  $h_c$  це висота центра мас. Опір цьому моменту створює підвіска і стабілізатор, тому для усталеного повороту справедливе співвідношення  $\varphi = M_{кр} / K_\varphi$ . Звідси видно, що зростання  $K_\varphi$  прямо зменшує кут крену. Для оцінки зручно розглядати суму складових:

$$K_\varphi = K_{\varphi\text{підв}} + K_{\varphi\text{стаб}} + K_{\varphi\text{шин}}, \quad (2.3)$$

де  $K_{\varphi\text{підв}}$  визначається жорсткістю пружних елементів підвіски,  $K_{\varphi\text{стаб}}$  формує стабілізатор, а  $K_{\varphi\text{шин}}$  враховує деформації боковин і плями контакту.

Вертикальні прогини підвіски в повороті мають асиметричний характер. Зовнішні пружні елементи стискаються, внутрішні розвантажуються і розтягуються або зменшують стиск. Якщо позначити вертикальні прогини лівої і правої сторони як  $z_L$  та  $z_R$ , то кут крену для малих кутів можна пов'язати з різницею прогинів залежністю:

$$\varphi = (z_R - z_L)/b_{\text{п}}, \quad (2.4)$$

де  $b_{\text{п}}$  - ефективна поперечна база підвіски між точками прикладання вертикальних реакцій підресорених елементів.

Такий вигляд підкреслює фізичний зміст крену як різниці вертикальних переміщень лівої і правої сторони підресореної маси.

Жорсткість підвіски у поперечному напрямку визначається сумарною дією ресор, пневморесор або інших пружних елементів. Для спрощеного аналізу можна вважати, що кожна сторона осі має еквівалентну вертикальну жорсткість  $k_L$  і  $k_R$ . Тоді частина жорсткості за креном, пов'язана лише з підвіскою осі, для малих кутів може бути оцінена як:

$$K_{\phi \text{підв}} = (k_L + k_R) \cdot (b_{\text{п}}/2)^2. \quad (2.5)$$

Це означає, що навіть без стабілізатора збільшення вертикальної жорсткості підвіски або збільшення поперечного плеча опор підвісних елементів підвищує опір крену [6].

Вплив стабілізатора поперечної стійкості проявляється у створенні додаткового протидіючого моменту. Стабілізатор працює на кручення і зв'язує ліву та праву сторону підвіски. При крені він закручується і формує пружний момент:

$$M_{\text{стаб}} = K_{\phi \text{стаб}} \cdot \phi. \quad (2.6)$$

Тому у сумарній моделі опір крену зростає до рівня:

$$K_{\phi} = K_{\phi \text{підв}} + K_{\phi \text{стаб}} + K_{\phi \text{шин}}. \quad (2.7)$$

Практично це означає, що стабілізатор зменшує різницю прогинів  $z_R - z_L$ , а отже зменшує  $\phi$  при тому самому  $a_y$ .

Для вантажних автомобілів N2 роль стабілізатора особливо відчутна у конфігураціях з високим центром мас. Якщо  $h_c$  збільшується, то  $M_{\text{кр}} = m \cdot a_y \cdot h_c$  зростає пропорційно. Без збільшення  $K_{\phi}$  це приводить до більшого кута крену і швидшого розвантаження внутрішніх коліс. Тому модернізація стабілізатора або зміна його параметрів є одним із найбільш ефективних конструктивних шляхів підвищення поперечної стійкості.

Для переходу до динамічного аналізу зручно використовувати лінійну модель крену підресореної маси. Її можна подати рівнянням:

$$J_{\phi} \cdot \phi'' + C_{\phi} \cdot \phi' + K_{\phi} \cdot \phi = m \cdot a_y \cdot h_c, \quad (2.8)$$

де  $J_{\phi}$  - момент інерції підресореної маси відносно поздовжньої осі,

$C_{\phi}$  - демпфування за креном, що формується амортизаторами і частково шинами. Така форма моделі дозволяє оцінювати не лише усталений кут крену, а

й небезпечні перехідні режими, коли  $a_y$  швидко зростає, наприклад при різкій зміні траєкторії.

### 2.3 Розподіл навантаження по осях і колесах за умови крену

Під час руху в повороті поперечне прискорення  $a_y$  спричиняє крен кузова і перерозподіл вертикальних реакцій між лівими та правими колесами. Для вантажних автомобілів категорії N2 це явище є основною фізичною передумовою перекидання. Практично небезпечним є не сам кут крену, а той стан, коли внутрішні колеса починають різко розвантажуватися і в певний момент втрачають контакт з дорогою.

У спрощеній моделі момент крену визначають як  $M_{кр} = m \cdot a_y \cdot h_c$ . Тут  $m$  - маса автомобіля з вантажем,  $h_c$  - висота центра мас. Цей момент викликає перенесення вертикального навантаження на зовнішню сторону повороту. Для оцінки на рівні однієї осі з колією  $b$  можна використати залежність поперечного перенесення навантаження:

$$\Delta F_z = M_{кр} / b, \text{ тобто } \Delta F_z = m \cdot a_y \cdot h_c / b. \quad (2.9)$$

Фізичний зміст простий. Чим більші  $a_y$  і  $h_c$  та чим менша колія  $b$ , тим інтенсивніше зростає навантаження на зовнішні колеса і тим швидше розвантажуються внутрішні.

Нехай  $F_{z0}$  це статичне вертикальне навантаження на відповідну вісь. Тоді сумарно для лівої і правої сторони маємо  $F_{zL} + F_{zR} = F_{z0}$ . При крені можна орієнтовно записати:

$$F_{z\text{зовн}} = F_{z0}/2 + \Delta F_z/2 \quad (2.10)$$

та:

$$F_{z\text{внут}} = F_{z0}/2 - \Delta F_z/2 \quad (2.11).$$

Відрив внутрішніх коліс починається, коли  $F_{z\text{внут}} \rightarrow 0$ . У граничному випадку умова відриву має вигляд  $F_{z\text{внут}} = 0$ , звідси впливає  $\Delta F_z = F_{z0}$ . Підставляючи наближену формулу перенесення навантаження, отримаємо критерій початку відриву у формі:

$$a_{y\text{cr}} = g \cdot (b/2)/h_c. \quad (2.12)$$

Це співвідношення зручне для первинної оцінки впливу геометрії і завантаження. Для реального автомобіля N2 розподіл навантаження між осями в повороті залежить також від розподілу жорсткості за креном між передньою і задньою підвіскою. Якщо позначити часткові жорсткості як  $K_{\phi\text{перед}}$  і  $K_{\phi\text{зад}}$ , а сумарну як  $K_{\phi} = K_{\phi\text{перед}} + K_{\phi\text{зад}}$ , то частка моменту крену, яку сприймає кожна вісь, змінюється відповідно до її жорсткості. Перенесення навантаження на передній осі можна подати як:

$$\Delta F_{z\text{перед}} = (K_{\phi\text{перед}}/K_{\phi}) \cdot m \cdot a_y \cdot h_c / b_{\text{перед}}, \quad (2.13)$$

а на задній як:

$$\Delta F_{z\text{зад}} = (K_{\phi\text{зад}}/K_{\phi}) \cdot m \cdot a_y \cdot h_c / b_{\text{зад}}. \quad (2.14)$$

Це пояснює, чому зміна параметрів стабілізатора на одній осі може суттєво змінити реальні умови відриву внутрішніх коліс саме на цій осі.

Для вантажних автомобілів з високими надбудовами важливо враховувати вплив завантаження на статичний розподіл по осях. При зміщенні вантажу назад зростає  $F_{z0}$  на задній осі, а отже змінюються умови розвантаження її внутрішніх коліс. При асиметричному розміщенні вантажу по ширині з'являється початковий крен. Тоді  $F_{zL}$  і  $F_{zR}$  відрізняються ще до входу в поворот. У такому випадку відрив у менш навантаженої сторони настане при менших  $a_y$ .

У практичних дослідженнях розподіл навантаження контролюють кількома способами. У статичних перевірках застосовують платформні ваги під кожне колесо або осьові ваги. Це дозволяє визначити  $F_{zL}$  і  $F_{zR}$  у спокої для різних станів завантаження. На стенді статичного крену фіксують, при якому куті нахилу реакція внутрішніх коліс наближається до нуля. У динамічних випробуваннях використовують датчики тиску в пневмопідвісці як непрямий індикатор навантаження, а також інклінометри і акселерометри для синхронної реєстрації  $\phi$  та  $a_y$ . Для більш точних вимірювань можливе застосування колісних силових датчиків або тензометричних елементів у вузлах підвіски.



Крен кузова викликає системний перерозподіл вертикальних реакцій між колесами. Умовою початку перекидання є відрив внутрішніх коліс, який у спрощеній постановці описується критерієм  $F_{z\text{внут}} = 0$  та приводить до оцінки  $a_{\text{усг}} = g \cdot (b/2)/h_c$ . У реальному автомобілі категорії N2 на цей процес істотно впливають жорсткість підвіски, стабілізатори, стан шин і конкретна схема завантаження. Саме тому у подальших підрозділах доцільно розглядати аналітичний вплив параметрів підвіски і стабілізатора на  $K_\phi$  та на фактичний запас поперечної стійкості.

#### **2.4 Аналітичні залежності впливу параметрів підвіски на показники стійкості**

У цьому підпункті доцільно показати, як параметри підвіски і стабілізатора впливають на кут крену  $\phi$ , перерозподіл вертикальних реакцій  $\Delta F_z$  та критичне поперечне прискорення  $a_{\text{усг}}$ . Для вантажних автомобілів категорії N2 ці залежності дають можливість обґрунтувати вибір жорсткості ресор, пневморесор і стабілізатора, а також оцінити роль положення центра крену.

Вихідним є момент крену  $M_{\text{кр}} = m \cdot a_y \cdot h_c$ , де  $m$  це маса автомобіля з вантажем, тому кут крену можна подати як  $\phi = M_{\text{кр}} / K_\phi$ , де  $K_\phi$  це сумарна жорсткість за креном.

Нехай еквівалентна вертикальна жорсткість підвіски на одній стороні осі дорівнює  $k$ . Тоді для осі з ефективним поперечним плечем  $d = b/2$  частину жорсткості за креном можна наближено оцінити як  $K_{\phi\text{підв,ось}} = 2k \cdot d^2$ . Якщо ресори замінюють на жорсткіші або змінюють їх характеристики, то  $k$  зростає, а отже  $K_{\phi\text{підв}}$  зростає пропорційно. З цього випливає пряма залежність:

$$\phi = m \cdot a_y \cdot h_c / K_\phi. \quad (2.15)$$

При сталих  $m$ ,  $a_y$ ,  $h_c$  зростання  $k$  призводить до зменшення  $\phi$ .

У термінах перерозподілу реакцій це означає, що при більшій  $K_{\phi\text{підв}}$  зменшується швидкість розвантаження внутрішніх коліс на даній осі. Отже фактичний запас стійкості підвищується [1].

Для пневмопідвіски вертикальна жорсткість однієї пневморесори  $k_i$  залежить від тиску і робочого об'єму. У спрощеному вигляді зростання тиску збільшує  $k_i$ , а отже підвищує  $K_{\text{фпідв}}$ . Для осі з двома пневморесорами зліва і справа маємо:

$$K_{\text{фпідв,ось}} = (k_L + k_R) \cdot d^2 \quad (2.16).$$

Якщо система керування вирівнює тиск симетрично, то  $k_L = k_R$ , і підвіска забезпечує стабільний опір крену. Якщо виникає асиметрія  $k_L \neq k_R$ , то з'являється початковий перекид і зменшується запас стійкості при маневрі в бік менш жорсткої сторони.

Практично це означає, що для  $N_2$  з пневмопідвіскою важливо оцінювати не лише середню жорсткість, а й симетрію роботи контурів.

Стабілізатор створює додатковий момент:

$$M_{\text{стаб}} = K_{\text{фстаб}} \cdot \varphi. \quad (2.17)$$

Для суцільного стрижня круглого перерізу крутильна жорсткість визначається як:

$$K_t = G \cdot J_p / L, \quad (2.18)$$

де  $G$  - модуль зсуву матеріалу,

$L$  - робоча довжина стрижня,

$J_p$  - полярний момент інерції перерізу.

Для круглого стрижня:

$$J_p = \pi \cdot d^4 / 32, \quad (2.19)$$

де  $d$  - діаметр. Отже  $K_t$  пропорційна  $d^4$ .

Перехід від крутильної жорсткості стрижня до жорсткості за креном осі враховує геометрію важелів. Невелике збільшення діаметра стабілізатора або оптимізація його плечей дає відчутний приріст  $K_{\text{фстаб}}$  і зменшення кута крену.

У результаті загальна формула для крену набуває вигляду:

$$\varphi = m \cdot a_y \cdot h_c / (K_{\text{фпідв}} + K_{\text{фстаб}} + K_{\text{фшин}}). \quad (2.20)$$

Положення центра крену визначає ефективне плече, через яке поперечні сили формують момент крену. У спрощеній постановці доцільно вводити ефективну висоту:

$$h_{\text{еф}} = h_c - h_{RC}, \quad (2.21)$$

де  $h_{RC}$  - висота центра крену від опорної поверхні. Тоді момент крену можна подати як:

$$M_{\text{кр}} = m \cdot a_y \cdot h_{\text{еф}} \quad (2.22).$$

Звідси випливає, що підвищення центра крену зменшує  $h_{\text{еф}}$  і зменшує  $M_{\text{кр}}$  при тому самому  $a_y$ .

Цей вплив важливий для порівняння різних схем підвіски, а також для аналізу модернізацій, які змінюють кінематику важелів або точки кріплення стабілізатора.

Геометрична оцінка критичного прискорення для відриву внутрішніх коліс має вигляд:

$$a_{\text{ucr}} = g \cdot (b/2)/h_c. \quad (2.23)$$

Але з урахуванням пружного крену доцільно інтерпретувати це як базову межу, яку фактично уточнює  $K_\phi$ . Чим більша  $K_\phi$ , тим менший  $\phi$  і тим повільніше зменшується вертикальна реакція на внутрішніх колесах. У практичних інженерних розрахунках це проявляється як збільшення фактичного  $a_{\text{ucr}}$  порівняно з чисто геометричною оцінкою, особливо при високій ефективності стабілізатора.

Критична швидкість перекидання для повороту радіуса  $R$  визначається як:

$$v_{\text{cr}} = \sqrt{(a_{\text{ucr}} \cdot R)}. \quad (2.24)$$

Тому будь-яке конструктивне рішення, яке зменшує  $h_c$ , збільшує  $b$  або підвищує  $K_\phi$ , опосередковано підвищує  $v_{\text{cr}}$ .

До прикладу, прийmemo колію  $b = 2,10$  м, отже  $b/2 = 1,05$  м. Тоді базове критичне поперечне прискорення для відриву внутрішніх коліс можна записати як:

$$a_{\text{ucrg}} = g \cdot (b/2)/h_c. \quad (2.25)$$

Щоб врахувати різну жорсткість стабілізатора без громіздкої моделі переносу навантаження, введемо коефіцієнт  $k_{st}$ , який відображає його вплив на фактичний поріг:

$$a_{ucr} = k_{st} \cdot a_{ucrg}. \quad (2.26)$$

Це інженерне наближення для порівняння. У повній моделі  $k_{st}$  фактично формується через зміну  $K_{\phi}$  і відповідний перерозподіл реакцій.

Тоді критична швидкість на повороті радіуса  $R$  визначається як:

$$v_{cr} = \sqrt{(a_{ucr} \cdot R)}. \quad (2.27)$$

Візьмемо три типові стани завантаження з різною висотою центра мас:

- порожній автомобіль  $h_c = 1,10$  м,
- низький щільний вантаж  $h_c = 1,18$  м,
- високий об'ємний вантаж  $h_c = 1,48$  м.

Для стабілізатора задамо три умовні рівні (коефіцієнти) збільшення жорсткості стабілізатора:

- базовий  $k_{st} = 1,00$ ,
- підсилений  $k_{st} = 1,10$ ,
- підвищена жорсткість  $k_{st} = 1,20$ .

У таблиці 2.1 подано результати моделювання для радіуса повороту  $R = 50$  м.

Таблиця 2.1 - Результати моделювання швидкості перекидання на радіуса повороту  $R = 50$  м.

| Стан завантаження                       | Базовий стабілізатор $v_{cr}$ , км/год | Підсилений $v_{cr}$ , км/год | Підвищена жорсткість $v_{cr}$ , км/год |
|---|--|------------------------------|--|
| Порожній, $h_c = 1,10$ м                | 77,9                                   | 81,7                         | 85,3                                   |
| Низький щільний вантаж, $h_c = 1,18$ м  | 75,2                                   | 78,9                         | 82,4                                   |
| Високий об'ємний вантаж, $h_c = 1,48$ м | 67,2                                   | 70,4                         | 73,6                                   |

ЯК видно з розрахунку підняття центра мас з 1,10 до 1,48 м знижує критичну швидкість на повороті  $R = 50$  м приблизно на 10–11 км/год навіть без зміни стабілізатора. Підсилення стабілізатора у межах умовних +10% і +20% ефекту дає приріст критичної швидкості приблизно на 3–8 км/год залежно від стану завантаження. Найбільша практична користь від жорсткішого стабілізатора проявляється саме при високому центрі мас.

Таблиця 2.2 - Результати моделювання швидкості перекидання на радіуса повороту  $R = 100$  м

| Стан завантаження                       | Базовий стабілізатор $v_{cr}$ , км/год | Підсилений $v_{cr}$ , км/год | Підвищена жорсткість $v_{cr}$ , км/год |
|---|--|------------------------------|--|
| Порожній, $h_c = 1,10$ м                | 110,2                                  | 115,5                        | 120,7                                  |
| Низький щільний вантаж, $h_c = 1,18$ м  | 106,4                                  | 111,6                        | 116,5                                  |
| Високий об'ємний вантаж, $h_c = 1,48$ м | 95,0                                   | 99,6                         | 104,0                                  |

Критична швидкість перекидання визначається залежністю  $v_{cr} = \sqrt{(a_{ucr} \cdot R)}$ , а критичне поперечне прискорення оцінене як  $a_{ucr} = k_{st} \cdot g \cdot (b/2)/h_c$ . За таких припущень вплив стабілізатора відображається через коефіцієнт  $k_{st}$ , а вплив завантаження через зміну висоти центра мас  $h_c$ .

Графік для  $R = 50$  м показує послідовне зростання  $v_{cr}$  зі збільшенням жорсткості стабілізатора в усіх трьох станах завантаження. Для порожнього автомобіля критична швидкість зростає з 77,9 до 81,7 і 85,3 км/год при переході від  $k_{st} = 1,00$  до 1,10 і 1,20. Аналогічна тенденція спостерігається для низького щільного вантажу, де  $v_{cr}$  становить 75,2, 78,9 і 82,4 км/год. Для високого об'ємного вантажу значення є найменшими. Вони дорівнюють 67,2, 70,4 і 73,6 км/год. Отже, при малому радіусі повороту підвищення жорсткості стабілізатора дає помітний приріст граничної швидкості, але високий центр мас усе одно суттєво обмежує безпечний режим.

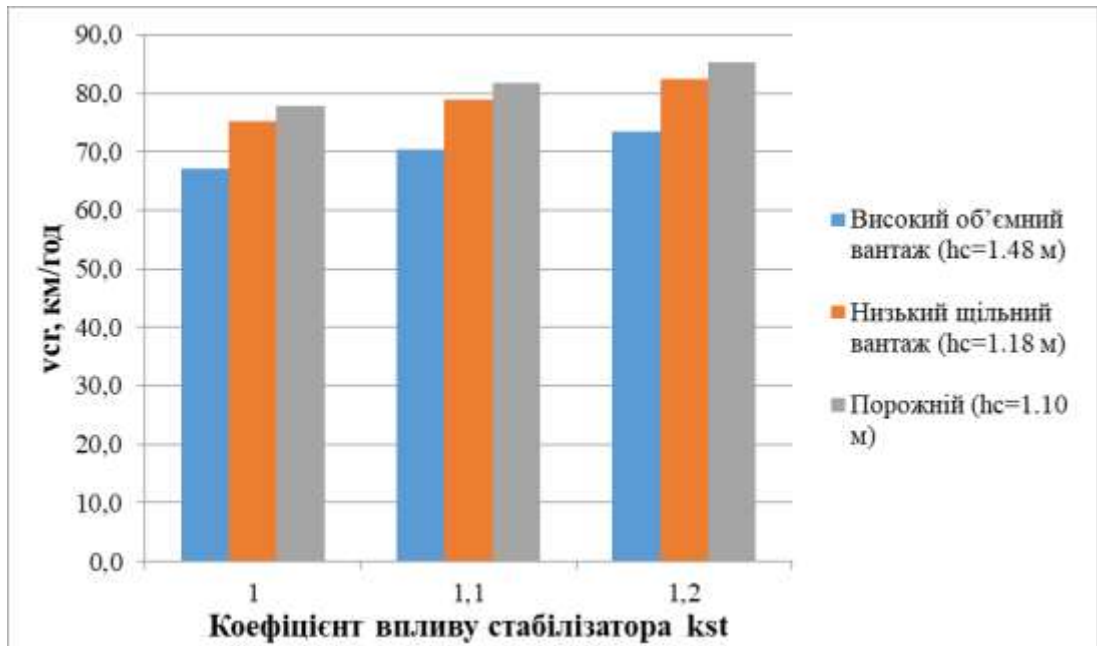


Рисунок 2.1 - Критична швидкість перекидання залежно від жорсткості стабілізатора ( $R=50$  м)

Графік для  $R = 100$  м демонструє ті самі закономірності, але з більшими абсолютними значеннями  $v_{сг}$ . Для порожнього стану отримано 110,2, 115,5 і 120,7 км/год. Для низького щільного вантажу 106,4, 111,6 і 116,5 км/год. Для високого об'ємного вантажу 95,0, 99,6 і 104,0 км/год (рис. 2.2).

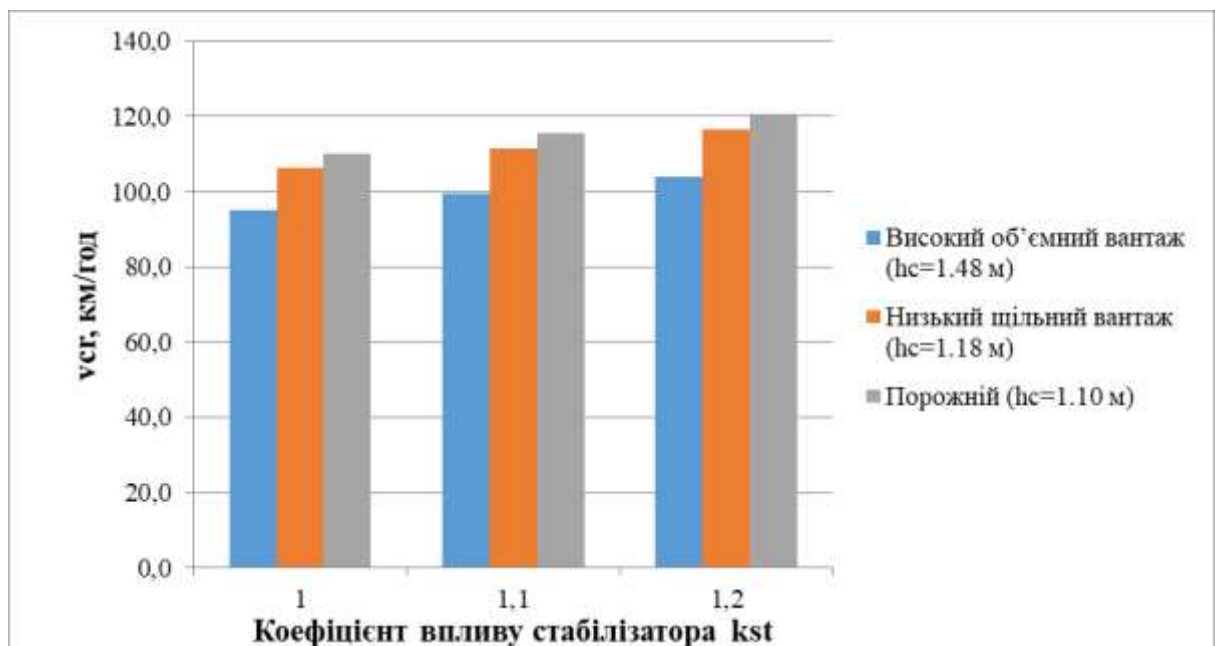


Рисунок 2.2 - Критична швидкість перекидання залежно від жорсткості стабілізатора ( $R=100$  м)

Зі збільшенням радіуса повороту зростає межа швидкості, однак відносні відмінності між станами завантаження зберігаються. Це підтверджує, що геометричний фактор  $h_c$  залишається визначальним незалежно від характерного радіуса.

Порівняння двох радіусів свідчить, що зростання  $R$  від 50 до 100 м підвищує критичні швидкості приблизно у  $\sqrt{2}$  рази, що узгоджується з формою залежності  $v_{cr} = \sqrt{(a_{y_{cr}} \cdot R)}$ . Вплив жорсткості стабілізатора має однакову відносну ефективність для всіх станів завантаження. Перехід від  $k_{st} = 1,00$  до  $1,10$  підвищує  $v_{cr}$  приблизно на 4,9%, а до  $k_{st} = 1,20$  приблизно на 9,5%. Це пояснюється тим, що швидкість змінюється пропорційно  $\sqrt{k_{st}}$ . Тобто підсилення стабілізатора дає стабільний відсотковий приріст межі швидкості, незалежно від конкретного  $h_c$  і  $R$ .

Вплив завантаження проявляється сильніше у практичному сенсі. Перехід від порожнього стану до високого об'ємного вантажу зменшує  $v_{cr}$  приблизно на 13–14%. Для  $R = 50$  м різниця між порожнім і високим завантаженням становить близько 10,7–11,8 км/год залежно від  $k_{st}$ . Для  $R = 100$  м ця різниця зростає до 15,2–16,6 км/год. Отже, при високому центрі мас навіть підсилений стабілізатор не компенсує повністю втрату запасу стійкості, а його роль слід розглядати як підсилення конструктивної бази, але не як заміну вимог до раціонального завантаження.

## Висновки

1. Сформовано теоретичну базу для оцінки поперечної стійкості вантажного автомобіля. Встановлено, що ключовими чинниками є відцентрова сила та момент крену, які визначають перерозподіл вертикальних реакцій між лівими і правими колесами.

2. Обґрунтовано систему критеріїв оцінки стійкості, який формується параметрами підвіски, стабілізатора і шин.

## РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 3.1 Вибір вантажного автомобіля категорії N2

Для подальших розрахунків і моделювання як базову модель обрано Isuzu NPR 75. Вибір цієї платформи є доцільним, оскільки автомобіль належить до середнього класу вантажних шасі з повною масою 7,5 т, що відповідає категорії N2. Така маса робить модель типовою для міських і регіональних перевезень, комунальних та спеціалізованих надбудов.

Isuzu NPR 75 виконаний за компоновкою кабіна над двигуном, що забезпечує компактність у міському трафіку та добру маневреність при достатній довжині корисної рами під надбудову. Для серії NPR у цьому класі наведено кілька варіантів колісної бази, зокрема 3365 мм та 3815 мм, що дозволяє коректно підібрати шасі під вимоги вантажної платформи і розподілу маси [3] [4].

Габаритні параметри шасі вказують на придатність автомобіля для розміщення стандартних кузовів і спеціальних надбудов. Для виконань NPR наведені загальна довжина 6123–6773 мм, ширина кузовної зони близько 2040 мм, максимальна висота близько 2275 мм. Це важливо для оцінки можливого підняття центра мас залежно від типу надбудови.

Колія також є базовим параметром поперечної стійкості. Для шасі NPR наведено передню колію 1680 мм та задню 1650 мм, що дає вихідні дані для подальших інженерних оцінок  $a_{usr}$  і  $v_{sr}$  у теоретичних та модельних розрахунках.

За вантажними можливостями серія NPR у класі 7,5 т має споряджену масу близько 2,8 т і корисне навантаження близько 4,67–4,68 т у типових варіантах шасі. Це дозволяє у розділах 3–4 коректно задати кілька станів завантаження та оцінити зміну висоти центра мас для низького щільного і високого об'ємного вантажу.

Підвіска Isuzu NPR 75 є класичною для цього сегмента. Передня і задня підвіска виконані на листових ресорах. Така схема забезпечує достатню



вертикальну та кутову жорсткість, але саме вона визначає актуальність аналізу стабілізатора поперечної стійкості як конструктивного засобу підвищення  $K_{\phi}$  і зменшення кута крену.



Рисунок 3.1 - Універсальний вантажний автомобіль-самоскид  
Isuzu NPR 75

Базова конструкція Isuzu NPR 75 побудована за класичною для категорії N2 схемою з листовими ресорами на передній і задній осях. Така підвіска орієнтована на поєднання вантажопідйомності, простоти та надійності. Для поперечної стійкості наявність достатньої базової вертикальної жорсткості, проте реальна поведінка автомобіля в повороті значною мірою залежить від стану елементів підвіски, типу надбудови та комплектації засобами поперечної стабілізації.

Крен кузова на ресорній підвісці формується сумарною жорсткістю  $K_{\phi}$ , де основний внесок дають ресори, амортизатори, деформації шин і стабілізатор поперечної стійкості, якщо він встановлений. Перевагою базової ресорної схеми є її передбачуваність. Проте саме у середньотоннажних шасі, що активно переобладнуються під фургони, рефрижератори, комунальні авто або ізотермічні кузова, виникає типова проблема. Висота центра мас  $h_c$  може

суттєво змінюватися без зміни базових пружних елементів. Це створює ситуацію, коли момент зростає швидше, ніж здатність підвіски його компенсувати. У таких конфігураціях базова підвіска може бути достатньою для стандартного бортового кузова, але вже граничною для високого фургона з повним завантаженням.

Окремою потенційною слабкою ланкою є рівень поперечної стабілізації на задній осі. У частини вантажних шасі цього класу стабілізатор встановлюється лише спереду або має обмежену жорсткість у базовій конфігурації. Для автомобіля з високою надбудовою це означає більший кут крену на задній частині рами і швидше розвантаження внутрішнього заднього колеса. Саме тому в подальшій модернізації логічно розглядати посилення або встановлення ефективнішого стабілізатора.

### **3.2 Розробка конструктивної схеми стабілізатора поперечної стійкості передньої осі**

На основі вимог пропонується модернізована конструктивна схема стабілізатора поперечної стійкості передньої осі для шасі Isuzu NPR 75. Рішення орієнтоване на зростання жорсткості за креном  $K_{\phi}$  без зміни базової ресорної схеми та без втручання у вузли рульового керування. Основною ідеєю є використання торсіонного стабілізатора U-подібної форми з оптимізованими плечами важелів і підсиленими кронштейнами кріплення до лонжеронів рами.

Геометрично стабілізатор складається з центральної торсіонної ділянки, двох вигнутих ділянок переходу і двох кінцевих важелів. Центральна частина розташовується поперек рами перед передньою віссю або в зоні передньої поперечини. Її вісь повинна бути максимально паралельною осі моста. Важелі виводяться донизу або вперед, залежно від доступного простору, і з'єднуються зі стійками. Довжина плеча важеля  $l$  визначає ефективність стабілізатора. Збільшення  $l$  підвищує момент, який

створюється при тій самій різниці ходів підвіски, але потребує контролю габаритів і відсутності контакту з ресорами, амортизаторами і компонентами рульової системи.

Точки кріплення до рами формуються через дві опори з втулками. Їх доцільно розмістити на лівому і правому лонжеронах у зоні, де рама має достатню локальну жорсткість або де можливе встановлення підсилювальних накладок. Втулки виконують дві функції. Вони забезпечують обертання стабілізатора відносно рами у робочому діапазоні і водночас знижують високочастотні коливання. Конструктивно доцільно застосувати гумо-металеві або полімерні втулки з обмеженим радіальним люфтом. Геометрія кронштейнів має забезпечити співвісність посадкових поверхонь, щоб уникнути місцевих згинальних напружень у центральній частині стабілізатора.

Для монтажу запропоновано використовувати кронштейни в якості опор стабілізатора через підшипники ковзання і гумові втулки (рис. 3.2).

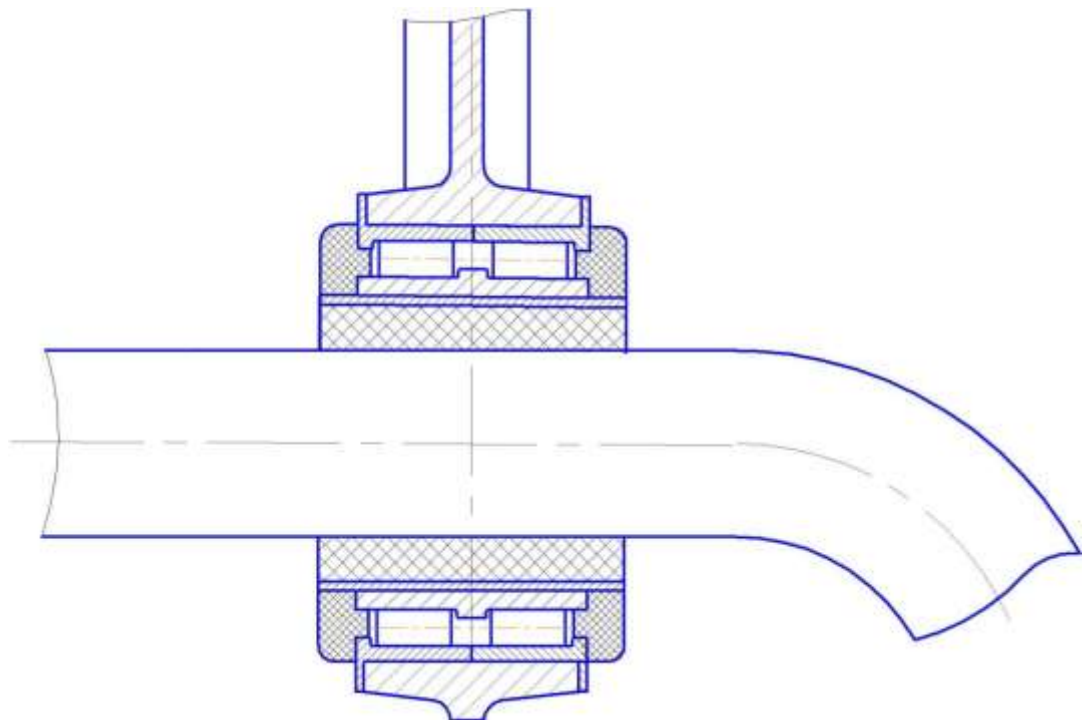


Рисунок 3.2 – Вузол опори монтажу запропонованого стабілізатора

З'єднання стабілізатора з мостом виконується через дві стійки. Для ресорної передньої підвіски Isuzu NPR 75 найбільш раціонально з'єднувати

нижні кінці стійок з елементами, жорстко пов'язаними з мостом. Це можуть бути спеціальні кронштейни на стрем'янках ресор або окремі вуха на балці моста. Такий підхід дозволяє передати крутний момент стабілізатора без зміни конструкції ресорних пакетів. Верхні кінці стійок приєднуються до кінцевих важелів стабілізатора через шарніри або сайлентблоки. Довжину стійок доцільно підібрати так, щоб у статичному положенні автомобіля вони були близькими до вертикалі. Це зменшує поперечні компоненти сил у шарнірах і забезпечує стабільну кінематику.

Кінематична робота стабілізатора пояснюється різницею вертикальних переміщень лівої і правої сторони підвіски. Якщо позначити хід лівої сторони як  $z_L$ , а правої як  $z_R$ , то при крені виникає різниця  $\Delta z = z_R - z_L$ . Саме вона викликає відносний поворот важелів стабілізатора і закручування центральної торсіонної частини. У деякому наближенні момент стабілізатора можна подати як  $M_{\text{стаб}} = K_t \cdot \theta$ , де  $K_t$  це крутильна жорсткість стрижня, а  $\theta$  це кут закручування. Для малих переміщень  $\theta$  пропорційний  $\Delta z/l$ . Отже збільшення  $K_t$  або оптимізація плеча  $l$  призводять до зростання опору крену і до зменшення кута крену кузова.

### **3.3 Розрахунок параметрів стабілізатора передньої осі Isuzu NPR 75**

Мета розрахунку полягає у виборі діаметра стрижня та оцінці крутильної жорсткості і напружень, щоб підвищити опір крену без ризику перевантаження елементів стабілізатора та його кріплень.

Для методичного прикладу прийнято типові припущення для середньотоннажного шасі N2, які дозволяють показати порядок розрахунку і порівняти варіанти. Приймаємо робочу довжину торсіонної ділянки  $L = 1,0$  м, довжину плеча важеля  $l = 0,20$  м, модуль зсуву матеріалу  $G = 80$  ГПа. Характерна різниця ходів лівої та правої сторони підвіски у граничному режимі обрана на рівні  $\Delta z = 60$  мм.

Крутильна жорсткість торсіонної частини стабілізатора визначається залежністю:

$$K_t = G \cdot J_p / L, \quad (3.1)$$

де  $J_p$  - полярний момент інерції перерізу.

Для круглого стрижня:

$$J_p = \pi \cdot d^4 / 32, \quad (3.2)$$

де  $d$  - діаметр стрижня.

Отже:

$$K_t = G \cdot \pi \cdot d^4 / (32 \cdot L). \quad (3.3)$$

Дана залежність показує, що жорсткість дуже чутлива до діаметра, оскільки  $K_t$  пропорційна  $d^4$ . Це дозволяє підвищувати ефективність стабілізатора без зміни базової схеми підвіски.

Як бачимо, збільшення діаметра стрижня є найбільш ефективним способом підвищення крутильної жорсткості стабілізатора передньої осі.

Різниця вертикальних переміщень лівої та правої сторони створює кут закручування стабілізатора. Для малих деформацій:

$$\theta = \Delta z / l. \quad (3.3)$$

За прийнятих параметрів:

$$\theta = 0,06 / 0,20 = 0,30 \text{ рад.}$$

Крутильний момент у стрижні:

$$T = K_t \cdot \theta. \quad (3.4)$$

Зростання моменту стабілізатора прямо збільшує опір крену і зменшує кут крену кузова при однаковому поперечному прискоренні.

Максимальні дотичні напруження при крученні:

$$\tau_{\max} = 16 \cdot T / (\pi \cdot d^3). \quad (3.5)$$

На основі розрахунку для типових діаметрів отримано значення жорсткості.

Таблиця 3.1 - Значення жорсткості стабілізатора за різних діаметрів

| d, мм | Kt, кН·м/рад | T при $\Delta z = 60$ мм, Н·м | $\tau_{\max}$ , МПа |
|-------|--------------|-------------------------------|---------------------|
| 36    | 3,59         | 1077                          | 312                 |
| 38    | 4,83         | 1448                          | 336                 |
| 40    | 6,36         | 1909                          | 360                 |
| 42    | 8,24         | 2471                          | 384                 |
| 44    | 10,50        | 3149                          | 408                 |

Отримані значення підтверджують, що підвищення  $d$  збільшує  $Kt$  суттєвіше, ніж зростають напруження, що є типовою перевагою торсіонних стабілізаторів. Діапазон  $d = 38\text{--}40$  мм забезпечує помітний приріст крутильної жорсткості без надмірного підвищення  $\tau_{\max}$  у прийнятому сценарії навантаження.

Для стабілізаторів доцільно застосовувати пружинні сталі з підвищеною втомною міцністю при крученнях. У межах роботи рекомендується прийняти використання пружинних сталей типу 60SiCr або 51CrV із термічною обробкою, що забезпечує стабільність пружних властивостей та необхідний ресурс при циклічній роботі. Використання пружинної сталі з відповідною термообробкою є обов'язковою умовою забезпечення ресурсу стабілізатора в експлуатації автомобіля категорії N2.

Підвищення  $Kt$  збільшує сили у стійках і навантаження на кронштейни рами. Тому при виборі діаметра на верхній межі рекомендованого діапазону необхідно передбачити перевірку міцності стійок, болтових з'єднань та зон локального навантаження лонжеронів. За потреби слід застосувати підсилювальні накладки або кронштейни з більшою опорною площею. Збільшення жорсткості стрижня має супроводжуватися оцінкою міцності кронштейнів і стійок, щоб уникнути локальних перевантажень рами.

## **Висновки**

1. Проаналізовано базову ресорну підвіску передньої осі та наявні засоби поперечної стабілізації. Виявлено, що при встановленні високих наставок і повному завантаженні зростає момент крену, а базового рівня поперечної жорсткості може бути недостатньо для збереження оптимального запасу стійкості. Це обґрунтовує потребу модернізації саме стабілізатора передньої осі.

2. Сформовано технічні вимоги до модернізованого стабілізатора. Вони спрямовані на помірне підвищення сумарної жорсткості крену передньої осі без суттєвого погіршення комфорту та без ризику негативного впливу на керованість.

3. Розроблено конструктивну схему стабілізатора передньої осі. У якості опор стабілізатора запропоновано застосувати підшипники з обов'язковим ущільненням і захистом від забруднень.

## РОЗДІЛ 4 ДОСЛІДЖЕННЯ ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ БАЗОВОГО І МОДЕРНІЗОВАНОГО ВАРІАНТІВ

### 4.1 Побудова розрахункової моделі вантажного автомобіля для оцінки поперечної стійкості

Для кількісної оцінки поперечної стійкості базового і модернізованого варіантів Isuzu NPR 75 сформовано розрахункову модель, орієнтовану на визначення кута крену, перерозподілу вертикальних реакцій між колесами, критичного поперечного прискорення  $a_{\text{ср}}$  і критичної швидкості перекидання  $v_{\text{ср}}$ . Модель побудована так, щоб чітко відокремити вплив базової ресорної підвіски та внесок модернізованого стабілізатора передньої осі.

Автомобіль у моделі подано як систему з підресореною масою та непідресореними масами осей. Основний акцент зосереджено на крені підресореної маси навколо поздовжньої осі, оскільки саме цей процес визначає швидкість розвантаження внутрішніх коліс і момент переходу до небезпечного стану. Вхідним збуренням є поперечне прискорення  $a_y$ , яке в усталеному повороті визначається як  $a_y = v^2/R$ , де  $v$  це швидкість руху,  $R$  радіус траєкторії. Відповідна відцентрова сила описується виразом  $F_y = m_{\Sigma} \cdot a_y$ , де  $m_{\Sigma}$  це маса автомобіля з вантажем.

Момент крену приймається у вигляді  $M_{\text{кр}} = m_{\Sigma} \cdot a_y \cdot h_c$ , де  $h_c$  це висота центра мас. Для уточнення впливу кінематики підвіски доцільно вводити ефективну висоту:

$$h_{\text{еф}} = h_c - h_{\text{RC}}, \quad (4.1)$$

де  $h_{\text{RC}}$  - висота центра крену, тоді  $M_{\text{кр}} = m_{\Sigma} \cdot a_y \cdot h_{\text{еф}}$ . Тоді зростання  $h_c$  або зменшення  $h_{\text{RC}}$  призводить до збільшення моменту крену при тому самому  $a_y$ . Це особливо важливо для шасі N2 з фургонними або спеціальними надбудовами.

Опір крену формується сумарною жорсткістю  $K_{\text{ф}}$ , яку в моделі поділено на складові передньої та задньої осей. Для базового варіанта приймається:  $K_{\text{фперед}} = K_{\text{фпідв1}} + K_{\text{фстабз}}$ , тоді як для модернізованого варіанта:  $K_{\text{фперед}} = K_{\text{фпідв1}} + K_{\text{фстабм}}$ . Загальна жорсткість визначається як:



$$K_{\phi} = K_{\phi\text{перед}} + K_{\phi\text{зад}}. \quad (4.2)$$

У статичному режимі кут крену оцінюється співвідношенням:  $\phi = M_{\text{кр}}/K_{\phi}$ . Це дає прямий інструмент для порівняння двох конструктивних станів, оскільки модернізація впливає саме на  $K_{\phi\text{перед}}$  і, відповідно, на загальний рівень  $K_{\phi}$ .

Для аналізу перехідних режимів використовують лінійну динамічну модель крену, яка подається рівнянням:

$$J_{\phi} \cdot \phi'' + C_{\phi} \cdot \phi' + K_{\phi} \cdot \phi = m_{\Sigma} \cdot a_y \cdot h_{\text{еф}}, \quad (4.3)$$

де  $J_{\phi}$  - момент інерції підресореної маси щодо поздовжньої осі, а  $C_{\phi}$  це еквівалентне демпфування за креном. Така форма дозволяє оцінити не лише усталене значення  $\phi$ , а й характер його наростання при швидкій зміні поперечного прискорення.

Перерозподіл вертикальних реакцій між колесами оцінюється через поперечне перенесення навантаження. Для осі з колією  $b$  приймається вираз:

$$\Delta F_z = m_{\Sigma} \cdot a_y \cdot h_{\text{еф}}/b. \quad (4.4)$$

Враховуючи розподіл жорсткості за креном між осями, перенесення навантаження на передній та задній осях можна оцінити як:

$$\Delta F_{z\text{перед}} = (K_{\phi\text{перед}}/K_{\phi}) \cdot m_{\Sigma} \cdot a_y \cdot h_{\text{еф}}/b_{\text{перед}}, \quad (4.5)$$

$$\Delta F_{z\text{зад}} = (K_{\phi\text{зад}}/K_{\phi}) \cdot m_{\Sigma} \cdot a_y \cdot h_{\text{еф}}/b_{\text{зад}}. \quad (4.6)$$

Вертикальні реакції на колесах кожної осі визначаються як:

$$F_{z\text{зовн}} = F_{z0}/2 + \Delta F_z/2, \quad (4.7)$$

$$F_{z\text{внут}} = F_{z0}/2 - \Delta F_z/2, \quad (4.8)$$

де  $F_{z0}$  - статичне навантаження на відповідну вісь. Наближення  $F_{z\text{внут}}$  до нуля розглядається як умова початку відриву внутрішніх коліс.

Критичне поперечне прискорення на рівні геометричної оцінки приймається як  $a_{\text{ucr}} = g \cdot (b/2)/h_{\text{с}}$ . Далі у порівняльному аналізі враховується факт, що зростання  $K_{\phi\text{перед}}$  у модернізованому варіанті зменшує  $\phi$  і уповільнює розвантаження внутрішніх коліс, тобто підвищує фактичний запас стійкості щодо базового стану. Критична швидкість на повороті

визначається як  $v_{cr} = \sqrt{(a_{ucr} \cdot R)}$ , що дозволяє зіставляти результати для різних радіусів повороту та різних станів завантаження.

Побудована модель забезпечує узгоджене порівняння базового і модернізованого Isuzu NPR 75 у двох аспектах. Перший аспект це зменшення кута крену за рахунок підвищення  $K_{\phi}$  перед через модернізований стабілізатор. Другий аспект це зміна умов розвантаження внутрішніх коліс і відповідна зміна запасу поперечної стійкості.

#### 4.2 Розрахунок статичного крену на поперечному ухилі та в сталому повороті

Статичний крен на поперечному ухилі пов'язаний з дією складової ваги, що прагне змістити центр мас у бік нижчої сторони дороги. За малих кутів ухилу  $\alpha$  поперечна складова сили ваги визначається як:

$$F_{yx} = m\Sigma \cdot g \cdot \sin\alpha = m\Sigma \cdot g \cdot \alpha. \quad (4.9)$$

Відповідний момент, який викликає крен, можна записати як:

$$M_{yx} = m\Sigma \cdot g \cdot h_{ef} \cdot \sin\alpha, \text{ де } h_{ef} = h_c - h_{RC} \quad (4.10)$$

У певному наближенні кут крену на ухилі оцінюється співвідношенням:

$$\phi_{yx} = M_{yx} / K_{\phi}, \quad (4.11)$$

$$\phi_{yx} = m\Sigma \cdot g \cdot h_{ef} \cdot \sin\alpha / K_{\phi}. \quad (4.12)$$

Цей вираз показує, що при однаковому ухилі збільшення сумарної жорсткості за креном  $K_{\phi}$  зменшує  $\phi_{yx}$ . Отже модернізований стабілізатор передньої осі повинен дати зниження статичного крену на ухилі порівняно з базовою конфігурацією.

Для практичної інтерпретації важливо розуміти, що ухил одночасно змінює розподіл вертикальних реакцій між лівими і правими колесами. У спрощеній формі поперечне перенесення навантаження на осі з колією  $b$  можна оцінити як:

$$\Delta F_{yx} = m\Sigma \cdot g \cdot h_{ef} \cdot \sin\alpha / b. \quad (4.13)$$

Тоді реакції на колесах осі визначаються як:

$$F_{z\text{овн}} = F_{z0}/2 + \Delta F_{yx} / 2 \quad (4.14)$$

$$F_{z\text{внут}} = F_{z0}/2 - \Delta F_{yx} / 2, \quad (4.15)$$

де  $F_{z0}$  - статичне навантаження на вісь на горизонтальній дорозі. За такого підходу видно, що збільшення  $h_{\text{еф}}$  або зменшення  $b$  підвищує чутливість автомобіля до поперечного ухилу, а підвищення  $K_{\phi}$  у реальній системі зменшує креновий кут і стабілізує поведінку шасі при тривалому русі по похилій поверхні.

Розрахунок крену у сталому повороті базується на дії поперечного прискорення  $a_y$ . Для руху по дузі радіуса  $R$  при швидкості  $v$  маємо  $a_y = v^2/R$ . Момент крену у такому режимі визначається як:

$$M_{\text{кр}} = m_{\Sigma} \cdot a_y \cdot h_{\text{еф}}. \quad (4.16)$$

Звідси статичний кут крену у повороті описується формулою:

$$\phi_{\text{повор}} = m_{\Sigma} \cdot a_y \cdot h_{\text{еф}} / K_{\phi} \quad (4.17)$$

Дане співвідношення є ключовим для порівняння базового і модернізованого варіантів, оскільки модернізація стабілізатора передньої осі збільшує  $K_{\phi\text{перед}}$  і, відповідно, сумарне  $K_{\phi}$ . Отже при сталих  $m_{\Sigma}$ ,  $a_y$  і  $h_{\text{еф}}$  очікується зменшення  $\phi_{\text{повор}}$  саме за рахунок зростання  $K_{\phi}$ .

Для оцінки умов розвантаження внутрішніх коліс у сталому повороті доцільно застосувати наближену залежність перенесення навантаження на осі:

$$\Delta F_z = m_{\Sigma} \cdot a_y \cdot h_{\text{еф}} / b. \quad (4.18)$$

З урахуванням розподілу жорсткості за креном між осями можна записати, що для передньої осі:

$$\Delta F_{z\text{перед}} = (K_{\phi\text{перед}}/K_{\phi}) \cdot m_{\Sigma} \cdot a_y \cdot h_{\text{еф}} / b_{\text{перед}} \quad (4.19)$$

Після модернізації  $K_{\phi\text{перед}}$  зростає, тому частка моменту крену, яку сприймає передня підвіска, збільшується. Це підвищує вплив переднього стабілізатора на реальні вертикальні реакції передніх коліс. У межах модернізації такий перерозподіл не повинен негативно впливати на експлуатаційні властивості.

### 4.3 Моделювання руху за умови інтенсивного маневрування

Здійснимо моделювання двох характерних динамічних режимів, які часто використовують для оцінки поперечної стійкості вантажних автомобілів. Перший режим відповідає різкому повороту малого радіуса з інтенсивним наростанням поперечного прискорення. Другий режим відповідає швидкій зміні смуги руху, коли знак поперечного прискорення змінюється у короткий час. Обидва режими є критичними у варіантах з високою конструктивною надбудовою та повним завантаженням, оскільки поєднують збільшений момент крену з динамічним характером його наростання.

Моделювання виконано на основі рівняння крену підресореної маси:

$$J_{\phi} \cdot \phi'' + C_{\phi} \cdot \phi' + K_{\phi} \cdot \phi = m_{\Sigma} \cdot a_y \cdot h_{\text{еф}}, \quad (4.20)$$

де  $m_{\Sigma}$  це маса автомобіля з вантажем,

$h_{\text{еф}} = h_c - h_{RC}$  - ефективна висота,

$K_{\phi}$  - сумарна жорсткість за креном,

$C_{\phi}$  - еквівалентне демпфування,

$J_{\phi}$  - момент інерції підресореної маси.

Така форма моделі дозволяє оцінити не лише максимальний кут крену, а й швидкість його наростання, що є критичним для динамічних маневрів.

Для режиму різкого повороту малого радіуса вхідною дією є зростання  $a_y$  до певного пікового значення. У спрощеному вигляді поперечне прискорення можна пов'язати зі швидкістю і радіусом траєкторії як:

$$a_y = v^2/R \quad (4.21)$$

Проте у динамічному маневрі важливим стає не лише саме значення і темп його наростання  $d = a_y/dt$ . При збільшенні  $d = a_y/dt$  зростає роль доданка  $C_{\phi} \cdot \phi'$ , і кут крену може тимчасово перевищувати граничне значення:

$$\phi = m_{\Sigma} \cdot a_y \cdot h_{\text{еф}} / K_{\phi}. \quad (4.22)$$

Саме тому для вантажних шасі з високим центром мас ризик розвантаження внутрішніх коліс у короткочасних режимах може наступати раніше, ніж показує оцінка за усталеним поворотом.

Для режиму швидкої зміни смуги руху поперечне прискорення має змінний характер і проходить через максимум у один бік, після чого швидко переходить у протилежний. У такому випадку крен кузова має фазове запізнення відносно  $a_y$ . Це означає, що при зміні знака прискорення кузов ще зберігає кут крену у попередній бік, і в системі виникає короткочасне сумування інерційних і пружних ефектів.

Отримані результати (моделювання) графіки демонструють вплив двох ключових факторів на поперечну стійкість Isuzu NPR 75. Перший фактор це ефективність стабілізатора передньої осі, подана через коефіцієнт  $k_{st}$ . Другий фактор це висота центра мас  $h_c$ , яка відображає різні стани завантаження і типи надбудов. Для оцінки використано критичну швидкість у повороті  $v_{cr}$ , що визначається співвідношенням

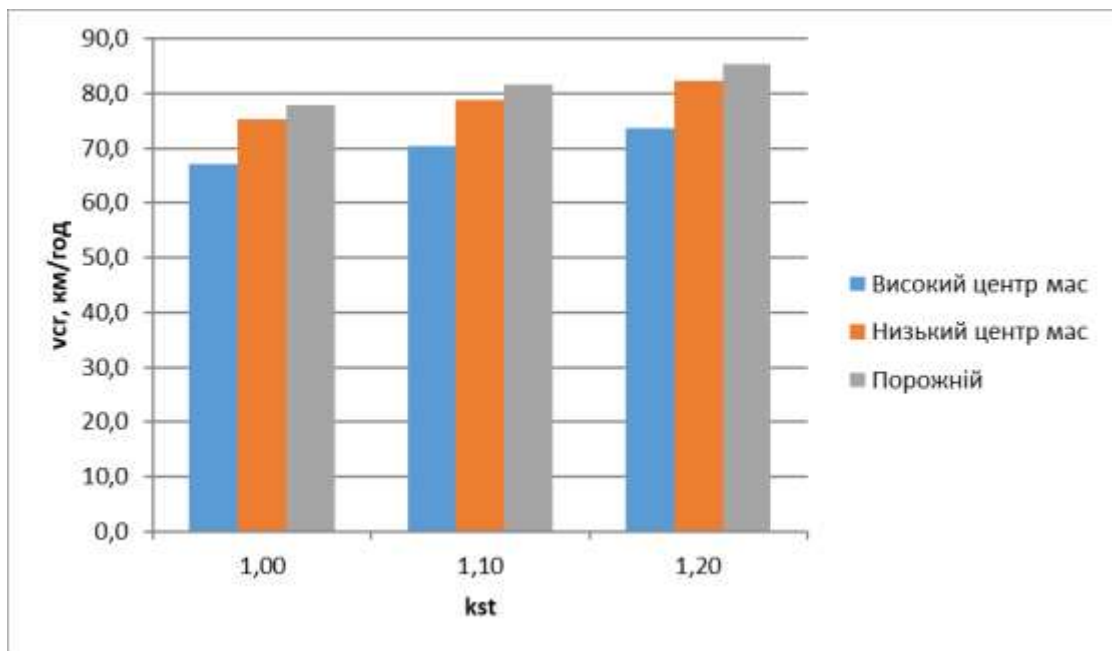


Рисунок 4.1 – Зміна граничної швидкості автомобіля ( $R = 50$  м ) за різних значень жорсткості стабілізатора

Графік залежності  $v_{cr}$  від  $k_{st}$  при  $R = 50$  м показує стійке зростання критичної швидкості зі збільшенням жорсткості стабілізатора для всіх трьох станів завантаження. Для порожнього автомобіля  $v_{cr}$  зростає від 77,9 км/год при  $k_{st} = 1,00$  до 81,7 км/год при  $k_{st} = 1,10$  і до 85,3 км/год при  $k_{st} = 1,20$ . Для стану з низьким щільним вантажем спостерігається близька динаміка.

Значення змінюються від 75,2 до 78,9 і 82,4 км/год. Для високого об'ємного вантажу критична швидкість є найнижчою, 67,2, 70,4 і 73,6 км/год відповідно. Важливо, що криві на цьому графіку розташовані майже паралельно. Це означає однакову відносну ефективність підсилення стабілізатора для різних варіантів завантаження.

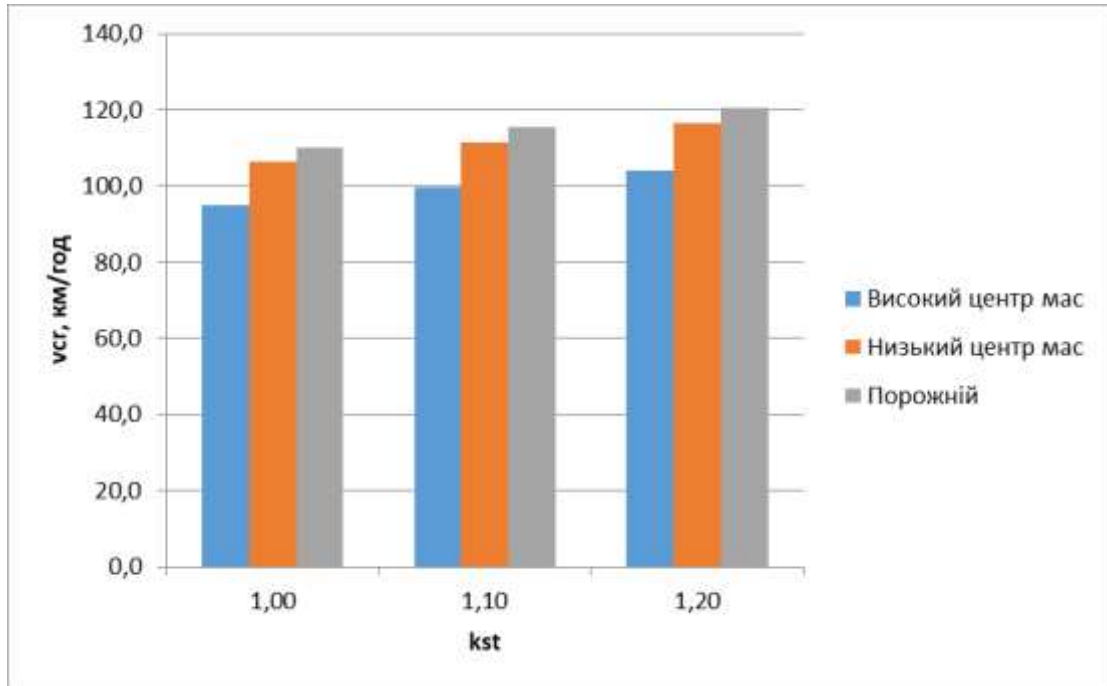


Рисунок 4.2 - Зміна граничної швидкості автомобіля ( $R = 100$  м) за різних значень жорсткості стабілізатора

Графік  $v_{cr} = f(kst)$  при  $R = 100$  м повторює ті самі закономірності, але на вищому рівні абсолютних значень швидкості. Для порожнього стану  $v_{cr}$  становить 110,2, 115,5 і 120,7 км/год. Для низького щільного вантажу 106,4, 111,6 і 116,5 км/год. Для високого об'ємного вантажу 95,0, 99,6 і 104,0 км/год. Це підтверджує, що ефект модернізації стабілізатора не є локальним для малих радіусів. Він зберігається і для більших траєкторій, що типово відповідає руху на замських дорогах.

Порівняння двох графіків за радіусами дає додаткове важливе спостереження. Збільшення  $R$  від 50 до 100 м підвищує  $v_{cr}$  приблизно у  $\sqrt{2}$  рази, тобто орієнтовно на 41%. Це узгоджується з теоретичною залежністю

$v_{cr} = \sqrt{(a_{ucr} \cdot R)}$ . Тому навіть при незмінному стані шасі водійський ризик різко зростає саме на малих радіусах, де критичні швидкості суттєво нижчі.

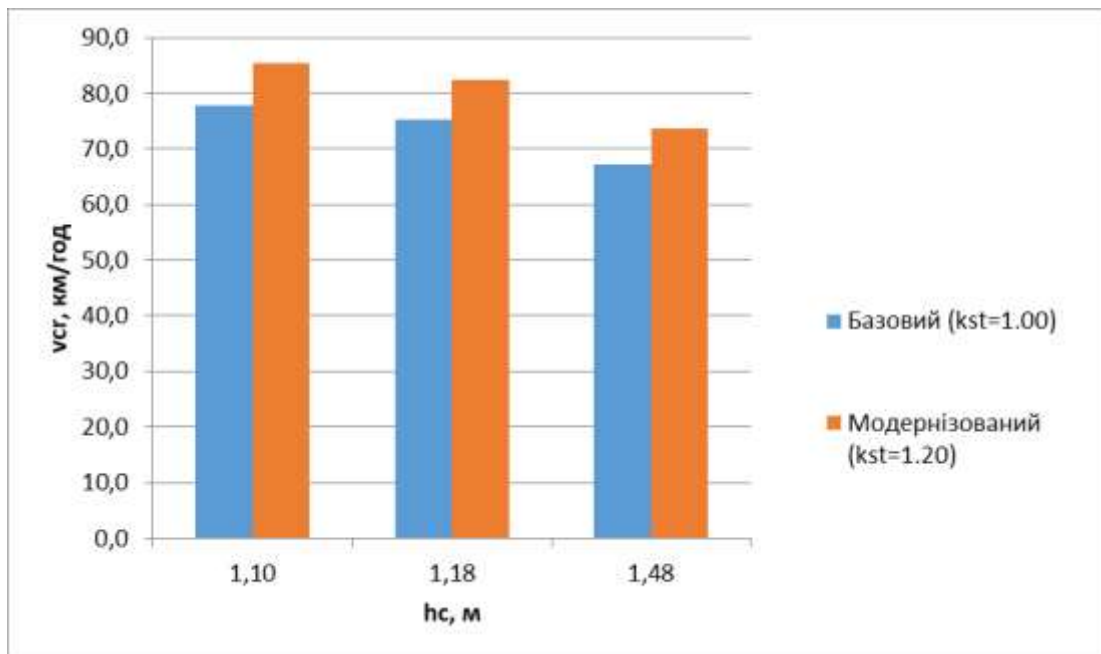


Рисунок 4.3 - Зміна граничної швидкості автомобіля ( $R = 50$  м ) за різних значень висоти центра мас

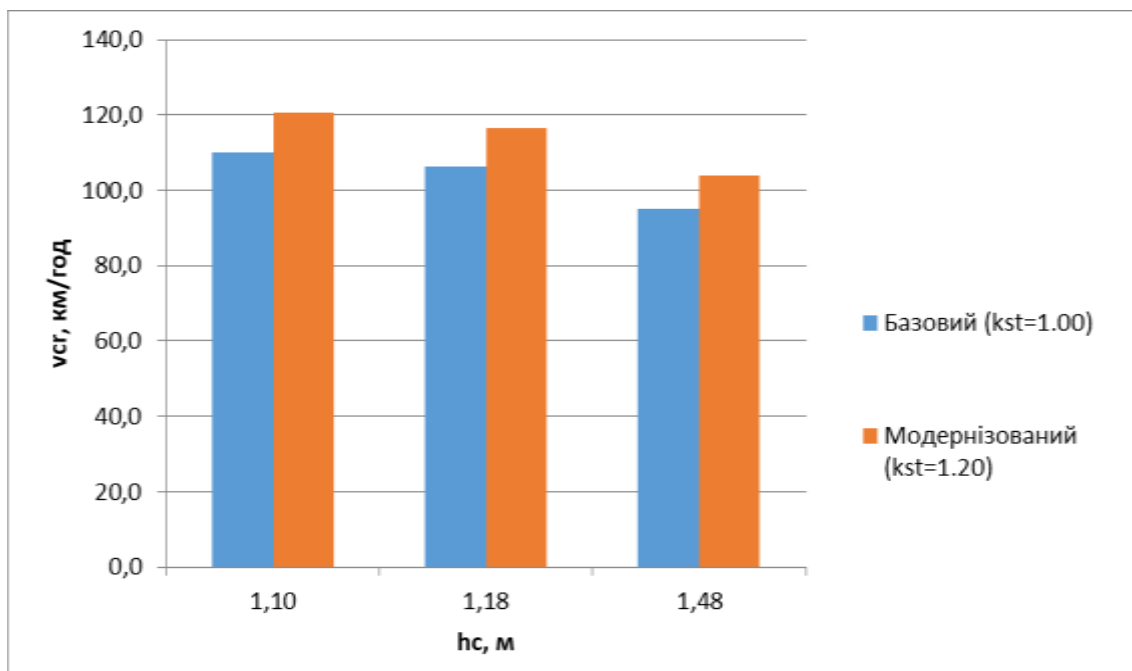


Рисунок 4.4 - Зміна граничної швидкості автомобіля ( $R = 100$  м ) за різних значень висоти центра мас

Графіки залежності  $v_{cr}$  від висоти центра мас при  $R = 50$  м і  $R = 100$  м наочно демонструють, що висота залишається визначальним експлуатаційним фактором. Для  $R = 50$  м у базовому варіанті при зростанні  $h_c$  від 1,10 до 1,48 м критична швидкість знижується з 77,9 до 67,2 км/год. У модернізованому варіанті з  $k_{st} = 1,20$  відповідні значення складають 85,3 і 73,6 км/год. Тобто підсилення стабілізатора піднімає дану залежність вгору, але не змінює її спадного характеру.

Аналогічна картина спостерігається для  $R = 100$  м. У базовому стані  $v_{cr}$  зменшується від 110,2 до 95,0 км/год, а у модернізованому від 120,7 до 104,0 км/год. Це прямо підтверджує, що підсилення стабілізатора є ефективним, але не може компенсувати небезпечне підвищення центра мас.

### Висновки

1. Розрахунок статичного крену на поперечному ухилі та в сталому повороті підтвердив, що збільшення  $K_{\phi}$  за рахунок модернізованого стабілізатора передньої осі приводить до зменшення кута крену  $\phi$  і стабілізації вертикальних реакцій внутрішніх коліс. Найбільш відчутний ефект очікується у станах з підвищеною висотою центра мас і повному завантаженні.

2. Моделювання динамічних режимів різкого повороту малого радіуса та швидкої зміни смуги руху показало, що небезпека втрати стійкості визначається не лише величиною поперечного прискорення  $a_y$ , а й швидкістю його наростання. Підвищення жорсткості стабілізатора зменшує пікові значення  $\phi$  у перехідних процесах і робить реакцію автомобіля більш прогнозованою.

3. Порівняння критичних показників засвідчило конструктивну доцільність модернізації. При умовному переході від  $k_{st} = 1,00$  до  $k_{st} = 1,20$  критичне поперечне прискорення  $a_{y_{cr}}$  зростає на 20%, а критична швидкість  $v_{cr}$  збільшується приблизно на 9,5% для  $R = 50$  м і  $R = 100$  м у всіх розглянутих станах завантаження. Це означає реальне підвищення запасу поперечної стійкості у типових експлуатаційних режимах.



## РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ

### 5.1 Заходи покращення охорони праці в автотранспортних підприємствах

Для ослаблення впливу шкідливих і небезпечних чинників потрібно виконати ряд профілактичних заходів.

Відповідно до ДСТУ ІЕС 61140:2005 Захист проти ураження електричним струмом. Загальні аспекти щодо установок та обладнання (ІЕС 61140:2001, IDT) та ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація. Безпека загальні вимоги», електробезпечність повинна забезпечуватися конструкцією електроустановок, механічними засобами, засобами захисту, організаційними заходами.

До технічних засобів і заходів відноситься: захисне заземлення, занулення, вирівнювання потенціалів, мала напруга, електричний поділ мереж, захисні вимикачі, компенсація струмів замиканням на землю, огорожені устрої, блокування, знаки безпеки, засоби захисту і захисні пристосування [9].

Для забезпечення безпеки роботи на заточувальних верстатах, абразивний інструмент перед установкою старанно оглядають і відчують на тривкість і наявність тріщин. Верстати обладнують захисними екранами й огороженнями з кожухами, що у свою чергу не повинні перешкоджувати швидкому демонтажу абразивного інструмента.

Застосовувані на ділянках інструменти повинні бути в справному стані і відбраковуватися не менше одного разу на місяць.

Ручки молотків, кувалд повинні бути виготовлені з твердих порід дерева і бути гладкими. Бойки повинні бути злегка опуклими, інструмент повинний бути надійно насаджений на ручки і розклепаний металевими клинами.

Ножівки, викрутки, напилки повинні бути з міцно натягнутими на хвостовики дерев'яних ручок із гладкою, рівною поверхнею, довжиною не менше 150 мм.

Гайкові ключі повинні бути точно підігнані по розмірах гайок, болтів. Не припускається наявність тріщин і вибоїв, непаралельних губок.

Під час накачування шин повітрям забороняється виправляти положення шини постукуванням, ударяти по замковому кільцю молотком. Накачувати треба в спеціально відведених для цього місцях із використанням захисних огорожень і пристосувань. При подачі повітря в шину безупинно контролювати тиск повітря.

Перед тим, як приступити до роботи, треба застебнути всі гудзики на робочому одязі, волосся заправити під головної убір, щоб виключити влучення частин одягу і волосся на обертові частини устаткування і деталей. Редуктора на стендах повинні бути закриті під час роботи захисними кожухами. Закріплювати деталі потрібно надійно. Обертової деталі по можливості закрити захисними деталями.

Робоча поверхня повинна бути без кривизни. Поверхні повинні рівномірно прилягати друг до друга. Клини для кріплення бойків повинні надійно закріплюватися і регулярно підтягуватися. Зсув бойків у процесі роботи не повинно перевищувати 3 мм.

Роботи з кислотою повинні провадитися тільки в відведених місцях. Робітник, що працює з кислотою повинний бути одягнений у спеціальний одяг і мати захисні засоби (окуляри, рукавички, гумовий фартух). Місце роботи повинно мати витяжну вентиляцію. Після роботи руки повинні бути старанно вимиті.

Стіни приміщення повинні регулярно оброблятися 3%-м розчином лугу для нейтралізації кислоти.

Одним із головних заходів щодо боротьби з пилюкою на підприємстві є організація технологічного процесу, що усуває утворення пилюки, наприклад, застосування пилососів при складанні салонів автомобілів.

На ділянках із великим виділенням пилюки необхідне систематичне складання пилюки зі стін, устаткування і т.д.

Шкідливі гази видаляють шляхом устрої місцевих відсмоктувань від сурм, печей, ванних до суспільної вентиляції. Для захисту зварників від дії світлового випромінювання використовують індивідуальні засоби захисту.

Для боротьби із шумом використовують звукоізоляцію, раціоналізацію технологічних процесів, застосування глушників, заміна більш гучних робіт менше гучними, захисні кожухи, індивідуальні засоби захисту (беруши, навушники).

Шкідливий вплив нафтопродуктів можна значно знизити установкою на робочому місці витяжної вентиляції. Після виконання робіт потрібно старанно мити руки. При можливості потрібно використовувати ні етильовані бензини. Не припускати розливання нафтопродуктів на підлогу приміщення, виключити їхнє влучення на відкриті частини тіла й одяг. При влученні на відкриті частини тіла необхідно негайно вимити ці частини водою з милом.

Протипожежні заходи на підприємстві. Пожежна безпека передбачає комплекс організаційних і технічних заходів, спрямованих на забезпечення безпеки людей, запобігання виникнення пожежі, обмеження його поширення, створення умов по успішному гасінню або локалізації пожеж або загорянь.

Категорія та клас виробництв підприємства наведені у таблиці.

Протипожежний захист об'єктів АТП організується відповідно до правил пожежної безпеки.

Для охорони всієї будівлі від поширення вогню використовують протипожежні перепони [9].

## **5.2 Розрахунок мікроклімату виробничих приміщень автотранспортного підприємства**

Якщо природної вентиляції немає в приміщенні, тоді розхід повітря на одного працюючого повинен складати не менше 60 м<sup>3</sup>/год. В нашому випадку

слюсарно-механічна дільниця має площу 42 м<sup>2</sup>, а число працюючих – 3 робітники.

1. Для приміщення з нормальним мікрокліматом і відсутністю виділення шкідливих речовин повітрообмін при загально-обмінній вентиляції визначається за формулою:

$$L = n \cdot L_1, \quad (5.1)$$

де  $n$  - кількість працюючих;

$L_1$  - розхід повітря на одного працюючого (приймається в залежності від об'єму приміщення, тобто від 20 до 60 м<sup>3</sup>/ год);

Розхід повітря рівний:  $L = 3 \cdot 50 = 150$  м<sup>3</sup>/ год.

2. Для приміщень з виділенням шкідливих речовин (газ, пилюка), розхід повітря визначається із умов балансу поступаючих в приміщення і видалених із нього шкідливих речовин і розбавлення їх до допустимих концентрацій, по такій формулі:

$$G + L \cdot g_{np} = L \cdot g_{вид}, \quad (5.2)$$

де  $L$  - об'ємний розхід припливного і видаленого повітря м<sup>3</sup>/год;

$g_{np}$  і  $g_{вид}$  - концентрації шкідливих речовин в припливному і видаленому повітрі, мг/м<sup>3</sup>.

$G$  - масове виділення шкідливих речовин, визначається по формулах.

Об'ємний розхід видаленого повітря (м<sup>3</sup>/год) визначається по формулі:

$$L_1 = \frac{\varphi \cdot G}{g_{вид} \cdot g_{np}}, \quad (5.3)$$

де  $\varphi$  - коефіцієнт нерівномірності виділення шкідливих речовин (приймається від 1,2 до 2,0)

3. Якщо припливне (зовнішнє) повітря не містить шкідливих речовин:

$$L = \frac{\varphi \cdot G}{k_g}, \quad (5.4)$$

$k_g$  – гранично допустима концентрація шкідливих речовин в робочій зоні, мг/м<sup>3</sup>

4. Масове виділення окису вуглецю, окисів азоту і альдегідів при технічному обслуговуванні, ремонті і регулюванні двигунів при ВТО і майстернях визначається:

а) для автомобілів з інжекторним двигуном: кг/год.

$$G = 15(0,6 + 0,8B) \frac{P}{100} \cdot \frac{T}{60} \quad (5.5)$$

де  $B$ - робочий об'єм двигуна в (л)

$P$  - об'ємна доля шкідливих речовин у відпрацьованих газах (4-6% - бензинових двигунів; 0.05-0.07 – дизельні).

$T$ - час роботи двигуна (хв.)

Отже для одного автобуса, з часом обслуговування працюючого двигуна приблизно 30 хв:

$$G = 15(0,6 + 0,8B) \frac{P}{100} \cdot \frac{T}{60} = 15(0,6 + 0,8 \cdot 3) \frac{5}{100} \cdot \frac{30}{60} = 1,125$$

Розрахунок втрат тиску повітря проводиться за методикою:

Втрати тиску  $P_v$ (Па) залежить від довжини, діаметру кількості поворотів розгалужень повітропроводів, швидкості руху повітря і т.д.

$$P = v^2 \gamma 2g (\psi_T l_g / d + \sum \psi_m), \quad (5.6)$$

де  $\psi_T$  - коефіцієнт втрат тиску (приймається рівним 0.02);

$v$ - швидкість повітря в повітропроводі : 1-4 для віддалених ділянок; 8-12 для прилеглих;

$\gamma$  - коефіц. втрат тиску на тертя повітря до стінок (приймається рівним 0.02);

$\psi_m$  - коефіцієнт місцевих втрат;

$l_g$  - довжина ділянок повітропроводів.

Втрати тиску рівні  $P = 2^2 \cdot 0.02 \cdot 2 \cdot 9.81 \cdot (0.02 \cdot 20 / 0.2 + 2,4 \cdot 10^2) = 365$  Па

Необхідна потужність (кВт) електродвигуна для приводу вентилятора визначається за формулою:

$$N = \frac{kLP}{3600 \cdot 1000 \eta_6 \eta_n}, \quad (5.7)$$

де  $k$  - коефіцієнт запасу (приймається 1.05-1.5)

$L$  - подача вентилятора

$P$  - тиск, що створюється вентилятором

$\eta_6$  - к.к.д вентилятора (приймається 0.5-0.55)

$\eta_n$  - к.к.д приводу вентилятора (приймають 0.9-1.0)

Отже:  $N = 1.05 \cdot 50 \cdot 365 / 3600 \cdot 1000 \cdot 0.5 \cdot 0.9 = 0.05$  кВт для одного циклу повітрообміну. Для оціночних розрахунків застосовують метод кратності повітрообміну. Кількість повітря, яку необхідно видалити із приміщення за 1 год. Визначається по формулі:

$$L = V_p \cdot n, \quad (5.8)$$

де  $n$  – кратність повітрообміну.

Враховуючи об'єм приміщення  $42 \cdot 3 = 126 \text{ м}^3$ , кратність повітрообміну – 8:

$$L = 126 \cdot 8 = 1328 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Отже потужність необхідна вентилятору рівна:

$$N = 1.05 \cdot 50 \cdot 365 / 3600 \cdot 1000 \cdot 0.5 \cdot 0.9 = 0.05 \text{ кВт}$$

## РОЗДІЛ 6 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

### 6.1 Розрахунок ефективності модернізованої підвіски

Економічна ефективність модернізації вузлів ресорної підвіски оцінюється шляхом зіставлення техніко-економічних показників базової та модернізованої конструкцій. Попередній аналіз експлуатації вантажних автомобілів категорії N2 дає підстави вважати, що підвищення поперечної стійкості за рахунок заміни та підсилення стабілізатора передньої осі може забезпечити економічний ефект завдяки зниженню ризиків пошкоджень підвіски, зменшенню нерівномірного зносу шин і зниженню імовірності аварійних ситуацій [13], [16].

Витрати на проектування. Основна заробітна плата. Основна заробітна плата визначається за залежністю:

$$ЗП_{\text{осн}} = M \cdot O_k \cdot N, \quad (6.1)$$

де  $M$  – кількість місяців розробки;

$O_k$  – оклад конструктора;

$N$  – кількість конструкторів, задіяних у проекті;

$$ЗП_{\text{осн}} = 1 \cdot 15000 \cdot 2 = 30000 \text{ грн.}$$

Додаткова заробітна плата складає 25 % від основної заробітної плати:

$$ЗП_{\text{дод}} = ЗП_{\text{осн}} \cdot 0,25, \quad (6.2)$$

$$ЗП_{\text{дод}} = 30000 \cdot 0,25 = 75000 \text{ грн.}$$

Внески на соціальні заходи приймаються 22 % (УСМ) від основної та додаткової заробітної плати працівників відповідно до чинного у 2020 р. законодавства України:

$$\sum OT = 22\% \cdot (ЗП_{\text{осн}} + ЗП_{\text{дод}}), \quad (6.3)$$

$$\sum OT = 0,22 \cdot (30000 + 7500) = 37500 \text{ грн.}$$

Витрати на матеріали і комплектуючі для проведення конструкторських робіт складають 5000 грн. Прямі витрати (витрати на роздрук, копіювання документації і ін.) – складають 2000 грн. Накладні витрати складають 40 % від основної заробітної плати:

$$HP = 0,4 \cdot ЗП_{ОСН}, \quad (6.4)$$

$$HP = 0,4 \cdot 24000 = 9600 \text{ грн.}$$

Зведені витрати заносимо в таблицю 6.1.

Таблиця 6.1 – Калькуляція вартості на проектування

| № | Статті витрат              | Сума  |
|---|----------------------------|-------|
| 1 | Витрати на матеріали       | 5000  |
| 2 | Основна заробітна плата    | 30000 |
| 3 | Додаткова заробітна плата  | 7500  |
| 4 | Внески на соціальні заходи | 8250  |
| 5 | Прямі витрати              | 2000  |
| 6 | Накладні витрати           | 9600  |
|   | Разом                      | 62350 |

Для того, щоб визначити ціну вузла необхідно спочатку визначитися з витратами на модернізацію. Дані заносимо в таблицю 6.2.

Таблиця 6.2 – Витрати на комплектуючі

| № | Найменування        | Вартість,<br>грн/шт | Кількість,<br>шт | Загальна<br>вартість,<br>грн. |
|---|---------------------|---------------------|------------------|-------------------------------|
| 1 | 2                   | 3                   | 4                | 5                             |
| 1 | Опора стабілізатора | 2500                | 2                | 5000                          |
| 2 | Циліндри антикрену  | 4200                | 2                | 8400                          |
| 3 | Стабілізатор        | 3450                | 1                | 3450                          |
| 4 | Сайлентблок         | 1400                | 2                | 2800                          |
| 5 | Елементи керування  | 9500                | 1                | 9500                          |
|   | Разом               |                     |                  | 29150                         |

## 6.2 Витрати на виготовлення системи стабілізації автомобіля

Подальший розрахунок статей калькуляції ведемо за відомими даними про трудомісткість складання підвіски, годинної тарифної ставки робітника -



збирача і заводським даним по включенню в собівартість витрат на вміст і експлуатацію устаткування, цехові і загальновиробничі витрати. Розрахунок основної заробітної плати на складання підвіски [16]:

$$ЗП_{\text{ОСН}} = t_{\text{шт}} C_{\text{гі}}, \quad (6.5)$$

де  $t_{\text{шт}}$  – трудомісткість і-ої операції, н.г.;

$C_{\text{гі}}$  – часова тарифна ставка і-го розряду.

Розрахунок проведено в таблиці 6.3.

Таблиця 6.3 – Основні показники заробітної плати при складанні

| № | Найм. операції | трудомісткість і-ої операції | Розряд робітника | часова т.с. і-го розряду | ЗП, грн. |
|---|----------------|------------------------------|------------------|--------------------------|----------|
| 1 | Складальна     | 4,5                          | 5й               | 56                       | 252      |

Додаткова заробітна плата робітників розраховується за формулою:

$$ЗП_{\text{ДОД}} = ЗП_{\text{ОСН}} \cdot 0,35, \quad (6.7)$$

$$ЗП_{\text{ДОД}} = 252 \cdot 0,35 = 88,2 \text{ грн.}$$

Внески на соціальні заходи приймаються 22 %:

$$ОТ_{\text{Ф}} = 0,22 \cdot (ЗП_{\text{ОСН}} + ЗП_{\text{ДОД}}), \quad (6.8)$$

$$ОТ_{\text{Ф}} = 0,3902 \cdot (252 + 88,2) = 74,8 \text{ грн.}$$

Загальновиробничі витрати складають 200 % від основної заробітної плати:

$$P_{\text{ц}} = 2,0 \cdot ЗП_{\text{ОСН}} = 2,0 \cdot 252 = 504 \text{ грн.} \quad (6.9)$$

Інші виробничі витрати – 5000 грн.

Адміністративні витрати складають 200 % від основної заробітної плати.

$$P_{\text{ц}} = 2,0 \cdot ЗП_{\text{ОСН}} = 2,0 \cdot 252 = 504 \text{ грн.} \quad (6.10)$$

Витрати на збут – 2000 грн.

Калькуляція витрат на виготовлення підвіски вантажного автомобіля категорії N2 наведено в таблиці 6.4.

Таблиця 6.4 – Калькуляція витрат на виготовлення підвіски вантажного автомобіля категорії N2

| № | Витрати                    | Сума, грн. |
|---|----------------------------|------------|
| 1 | Покупні комплектуючі       | 29150      |
| 2 | Основна заробітна плата    | 852        |
| 3 | Додаткова заробітна плата  | 128.2      |
| 4 | Внески на соціальні заходи | 74.8       |
| 5 | Загальновиробничі витрати  | 504        |
| 6 | Адміністративні витрати    | 504        |
| 7 | Витрати на збут            | 500        |
|   | Разом                      | 31073      |

Визначаємо вартість підвіски за наступним виразом:

$$K = \left[ \left( C_{cu} + \frac{C_p}{N} \right) \cdot (1 + K_p)(1 + ПДВ) \right], \text{грн} \quad (6.11)$$

де  $C_c$  – вартість модернізації 62350 грн.;

$C_p$  – витрати на виробництво – 31037 грн.;

$K_p$  – рентабельність 0.3;

$N$  – програма випуску, 1000од.;

ПДВ – 20%.

$$K = [(31037) \cdot (1 + 0.3)(1 + 0.2) - (53200 \div 500)] = 40320 \text{грн}.$$

Очікуваний показник перспективності 1,05.

$$E = \left( 3_1 \cdot \frac{B_2}{B_1} \cdot \frac{P_1 \cdot E_n}{P_2 \cdot E_n} + \frac{(I_1 - I_2) - E_n(K'_2 - K'_1)}{P_1 + E_n} - 3_2 \right) A_2,$$

$$K = 40320 \cdot 1.05 \cdot \left( \frac{0.35 + 0.15}{0.33 + 0.15} - 30800 \right) \cdot 1000 = 1153600 \text{грн}.$$

Річний економічний ефект складає 1153600 за умови виробничої програми в 1000 одиниць грн.

### Висновки

1. 1. Виконано розрахунок витрат на проектування та виготовлення модернізованого вузла поперечної стабілізації для вантажного автомобіля категорії N2.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. У кваліфікаційній роботі розглянуто проблему підвищення поперечної стійкості вантажних автомобілів категорії N2 на прикладі Isuzu NPR 75. Показано, що поперечна стійкість є критичною експлуатаційною властивістю для середньотоннажних шасі. Основними чинниками ризику перекидання визначено висоту центра мас, ширину колії, конструкцію підвіски, стан шин, а також характер розміщення вантажу.

2. Теоретичний аналіз підтвердив, що визначальним параметром у формуванні реакції автомобіля на поперечне прискорення є сумарна жорсткість за креном  $K_{\phi}$ . Збільшення  $K_{\phi}$  зменшує кут крену  $\phi$  при однакових масі, поперечному прискоренні та висоті центра мас.

3. Обґрунтовано доцільність модернізації стабілізатора передньої осі Isuzu NPR 75. Запропоновано схему з уточненими точками кріплення та можливим застосуванням підшипникових опор за умови якісного ущільнення і захисту від забруднень. Розрахунки параметрів стабілізатора показали, що помірне підсилення стрижня забезпечує зростання крутильної жорсткості без перевищення допустимих рівнів напружень.

4. Моделювання статичних і динамічних режимів підтвердило ефективність запропонованих змін. Порівняння базового і модернізованого варіантів на радіусах  $R = 50$  м та  $R = 100$  м показало зростання критичного поперечного прискорення і критичної швидкості у повороті. Приріст  $a_{ycr}$  становить близько 20%, а приріст  $v_{cr}$  близько 9,5% для різних станів завантаження. Найбільший практичний ефект очікується у випадках високого центра мас, коли базовий запас стійкості є найнижчим.

5. Встановлено, що висота центра мас залишається вирішальним експлуатаційним фактором. Модернізація стабілізатора підвищує межі безпечних режимів, але не компенсує повністю ризику, пов'язані з неправильною висотою укладання вантажу або невдалим вибором надбудови.

6. Економічна оцінка показала наявність потенційної доцільності модернізації для автопарків з інтенсивною експлуатацією. Ефект формується за рахунок зниження ризику пошкоджень, зменшення витрат на шини і ремонт та скорочення простоїв. Найбільша ефективність очікується у підприємств, що використовують автомобілі з високими надбудовами та експлуатують на пересічній місцевості.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Al-Zughaibi A. Automotive Suspension System Modelling and ... PhD Thesis. Cardiff University, 2019. [Електронний ресурс]. URL: <https://orca.cardiff.ac.uk/id/eprint/120086/1/2019Al-ZughaibiAIPHd.pdf> (дата звернення: 05.08.2025).
2. Deo H. V. Axiomatic Design of Customizable Automotive Suspension Systems. Master's Thesis. Massachusetts Institute of Technology, 2006. [Електронний ресурс]. URL: <https://dspace.mit.edu/bitstream/handle/1721.1/38698/165166837-MIT.pdf> (дата звернення: 05.08.2025).
3. Isuzu Commercial Vehicles. 2025 N-Series Diesel Brochure. Загальні технічні відомості про сімейство N-Series, системи безпеки та експлуатаційні акценти [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://www.isuzucv.com/> (дата звернення: 07.05.2025).
4. Isuzu N-Series Truck Models. Технічні дані та лінійка моделей NLR, NMR, NPR, NQR [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://www.isuzuphil.com/trucks/n-series> (дата звернення: 07.05.2025).
5. SAE International. Vehicle stability and rollover-related technical papers and standards for heavy vehicles. Warrendale : SAE International.
6. Башинський, А. Л. Альтернативний підхід до оцінки поперечної стійкості автомобіля. А. Л. Башинський, С. А. Осташевський. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2015. Вып. 71. С. 151 – 155.
7. Волков В. П., Вільський Г.Б. .Теорія руху автомобіля: підручник. Суми : Університетська книга, 2010. 320 с.
8. Гандзюк М. О. Аналіз конструкції та елементи розрахунку автомобіля : навч. посіб. Луцьк : Вежа Друк, 2017. 196 с.

9. Жидацький П.Б. Основи охорони праці. [Текст]: Підручник. Львів : Афіша, 2002. 370 с.
10. Засоби організації дорожнього руху. Дорожні знаки: навч. посіб. Вид. 2-ге, доповнене. В.В. Шевчук, О.М. Сукач., О.С. Миронюк. Львів : Львівський державний університет безпеки життєдіяльності, 2024. 130 с.: іл.
11. Канарчук В.Є., Курніков І.П. Виробничі системи на транспорті. Підручник. Київ: вища шк., 1997. 359 с.
12. Кисляков В.Ф. Будова й експлуатація автомобілів. В.Ф. Кисляков, В.В.Лущик. Київ: Либідь, 2000. 399 с.
13. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання : ДСТУ 3649:2010. [Чинний від 2011-07-01]. Офіц. вид. Київ: Держспоживстандарт України, 2011. 28 с.
14. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів. Організація і управління. Київ: Знання-Прес, 2004. 478 с.
15. Олег Сукач, Олег Миронюк, Віктор Шевчук. Методичні рекомендації для виконання кваліфікаційної роботи здобувачами першого бакалаврського рівня вищої освіти за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт». Дубляни, 2023. 50 с.
16. Основи економіки транспорту : підручник / Щелкунов В. І., Кулаєв Ю. Ф., Зайончик Л. Г., Загорулько В. М. [та ін.]. Київ: Кондор, 2011. 392 с.
17. Подригало М. А., Волков В. П., Бобошко В. П. Динаміка автомобіля / за ред. М. А. Подригала. Харків : ХНАДУ, 2008. 424 с.
18. Поляков В. М. Обладнання для експериментального дослідження маневреності та стійкості руху автопоїздів *Вісник НТУ, ТАУ*. 2002. № 7. С. 326 – 329.
19. Солтус А.П. Особливості руху коліс візка автомобіля по криволінійній траєкторії / А.П. Солтус, Е.С. Клімов, Л.А. Тарандушка // *Вісник машинобудування та транспорту*, 2022. №1(15). С. 141-147.
20. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ. Київ : Арістей, 2010. 155 с.

21. Стійкість дорожньо-транспортних засобів. Терміни та визначення : ДСТУ 3736:98. [Чинний від 1999-07-01]. Офіц. вид. Київ: Держстандарт України, 1999. – III, 11 с. (Державний стандарт України).

22. Хімка С.М., Магац М.І., Шевчук В.В., Сукач О.М., Рубан Д.П.. Автомобілі. Частина 2 «Ходова частина і органи керування автомобіля». Методичні вказівки для виконання лабораторних робіт, для здобувачів першого(бакалаврського) рівня освіти з спеціальності 274 "Автомобільний транспорт". 2022. с 88.

23. Шуклінов С. М., Альокса М. М. Автомобіль. Теорія та експлуатаційні властивості : навч. посіб. Харків : ФОП Бровін О. В., 2022. 280 с. ISBN 978-617-8009-77-9.