



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Міністерство освіти і науки України
Національний університет водного господарства та
природокористування

І. О. Хітров
М. Є. Кристопчук
В. М. Никончук

ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ



Навчальний посібник

Рівне 2022



Рецензенти:

Аулін В. В., доктор технічних наук, професор, професор кафедри експлуатації та ремонту машин Центральноукраїнського національного технічного університету, м. Кропивницький;

Ляшук О. Л., доктор технічних наук, доцент, завідувач кафедри автомобілів Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя, м. Тернопіль.

*Рекомендовано вченою радою Національного університету
водного господарства та природокористування.*

Протокол № 5 від 24 серпня 2022 р.

Хітров І. О., Кристопчук М. Є., Никончук В. М.

X52 Експлуатаційні властивості транспортних засобів : навч. посіб. [Електронне видання]. – Рівне : НУВГП, 2022. – 176 с.

ISBN 978-966-327-536-9

Розглянуто основні експлуатаційні властивості транспортних засобів, які визначають здатність задовольняти певні потреби відповідно з його призначенням в різних дорожніх, транспортних і природнокліматичних умовах. Наведено приклади задач щодо оцінки впливу конструктивних параметрів транспортних засобів на його експлуатаційні властивості.

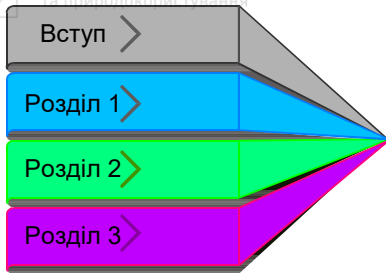
Навчальний посібник призначений для здобувачів вищої освіти ступеня «бакалавр», які навчаються за освітньо-професійною програмою першого рівня вищої освіти за спеціалізацією 275.03 «Транспортні технології (на автомобільному транспорті)» спеціальності 275 «Транспортні технології (за видами)» галузі знань 27 «Транспорт», а також фахівців транспортної галузі.

УДК 631.3.004.67+629.113(075.5)

ISBN 978-966-327-536-9

© І. О. Хітров, М. Є. Кристопчук,
В. М. Никончук, 2022

© Національного університету
водного господарства та
природокористування, 2022



ЗМІСТ

Короткі відомості про авторів	5	
Вступ	6	
Розділ I	ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ	7
1.1.	Конструктивна досконалість транспортного засобу	7
1.2.	Експлуатаційні якості транспортного засобу	9
1.3.	Умови експлуатації транспортних засобів	16
1.4.	Експлуатаційна надійність транспортного засобу	18
Розділ II	ПЕРЕВІЗНІ ЯКОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ	29
2.1.	Ефективність транспортного засобу	29
2.2.	Місткість транспортного засобу	34
2.3.	Використання маси транспортного засобу	38
2.4.	Габаритні розміри і компактність транспортного засобу	43
2.5.	Зручність використання транспортного засобу	46
Розділ III	ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ЯКОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ	52
3.1.	Тягово-швидкісні властивості транспортного засобу	52
3.2.	Гальмівні властивості транспортного засобу	75
3.3.	Паливна економічність і запас ходу транспортного засобу	85



Національний університет
водного господарства
та природокористування

3.4.	Керованість транспортного засобу	92
3.5.	Маневреність транспортного засобу	105
3.6.	Прохідність транспортного засобу	109
3.7.	Стійкість транспортного засобу	118
3.8.	Плавність ходу транспортного засобу	126
Контрольно-тестова програма «Перевір себе»		137
Термінологічний словник		163
Література		171



Національний університет
водного господарства
та природокористування



КОРОТКІ ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ



КРИСТОПЧУК МИХАЙЛО ЄВГЕНОВИЧ

кандидат технічних наук,
завідувач кафедри транспортних
технологій і технічного сервісу
Національного університету водного
господарства та природокористування



НИКОНЧУК ВІКТОРІЯ МИКОЛАЇВНА

доктор економічних наук,
професор кафедри транспортних
технологій і технічного сервісу
Національного університету водного
господарства та природокористування



ХИТРОВ ІГОР ОЛЕКСАНДРОВИЧ

кандидат технічних наук,
доцент кафедри транспортних
технологій і технічного сервісу
Національного університету водного
господарства та природокористування

удосконалення перевезень пасажирів громадським транспортом;
розробка нових і удосконалення технологічних процесів
та технологічного забезпечення вантажних перевезень;
моделювання транспортного середовища;
організація технічного сервісу машин

інтереси та
уподобання



ВСТУП

*Якість – це коли все робиш
правильно, навіть якщо ніхто не
дивиться.*

Генрі Форд

Транспортні засоби (надалі в тексті ТЗ) широко застосовують у всіх галузях народного господарства і складають невід’ємну частину продуктивних сил суспільства. Правильна організація перевезення вантажів і пасажирів з максимальною продуктивністю, безпечністю і комфортністю неможлива без знання конструкції ТЗ, вміння правильно оцінювати та аналізувати його експлуатаційні властивості.

Основною метою навчального посібника «Експлуатаційні властивості транспортних засобів» є формування професійних якостей майбутніх фахівців щодо оцінки і вибору транспортних засобів при організації різноманітних видів перевезень врахувавши їх експлуатаційні характеристики (тягово-швидкісні, гальмівні, паливно-економічні, керованості та маневреності, плавності ходу, вібрації, шумності, прохідності і стійкості) для ефективного функціонування в конкретних умовах руху.

Навчальний посібник написано відповідно до окремих тем силябусу навчальної дисципліни «Транспортні засоби» для здобувачів вищої освіти ступеня «бакалавр», які навчаються за освітньо-професійною програмою першого рівня вищої освіти за спеціалізацією 275.03 «Транспортні технології (на автомобільному транспорті)» спеціальності 275 «Транспортні технології (за видами)» галузі знань 27 «Транспорт» (Хітров 2021, с. 5–6).

Автори з вдячністю сприймуть зауваження, поради і побажання стосовно змісту та структури навчального посібника (i.o.khitrov@nuwm.edu.ua).



РОЗДІЛ I

ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

1.1. Конструктивна досконалість транспортного засобу

Транспортні засоби широко застосовують у всіх галузях народного господарства і складають невід'ємну частину продуктивних сил суспільства. Досконалість конструкції і ефективність ТЗ залежить від правильності встановлення основних параметрів відповідно з його призначенням, транспортними і кліматичними умовами використання, технологічності виконання агрегатів, вузлів, а також загального компонування.

Досконалість конструкції ТЗ необхідно оцінювати точно і об'єктивно при конструюванні, виготовленні, випробуванні, експлуатації. Вона базується на відповідності теоретико-практичному взаємозв'язку між його конструктивними особливостями та ефективністю використання. Необхідна усестороння оцінка пристосованості всіх елементів конструкції не тільки для руху, але і до всіх інших процесів, з яких складається його експлуатація.

Відомі випадки досконалої конструкції ТЗ, його прогресивності, проте недотримання виробничого процесу, його організації, належного контролю якості застосованих конструктивних матеріалів, порушень у виготовленні деталей, неминуче відобразиться на їх надійності, довговічності, безпечності, зниженні споживчого попиту.



Конструктивна досконалість і ефективність ТЗ характеризується визначенням поєднанням технічних параметрів для досягнення максимального результату транспортного процесу перевезень в конкретних умовах експлуатації з дотриманням заданого рівня безпеки (Платонов 1997, с. 53).

Оцінюють технічний рівень ТЗ шляхом порівняння отриманих показників досконалості конструкції, пристосованості до умов експлуатації, безпечності і функціональності з нормативними (еталонними).

Якість ТЗ визначається сукупністю всіх властивостей (рис. 1.1), необхідних для усесторонньої його оцінки на відповідність призначенню і заявленим вимогам (Литвинов 1989, с. 5; Кузнецов 1991, с. 20; Платонов 1997, с. 56; ДСТУ ISO 9001:2001).

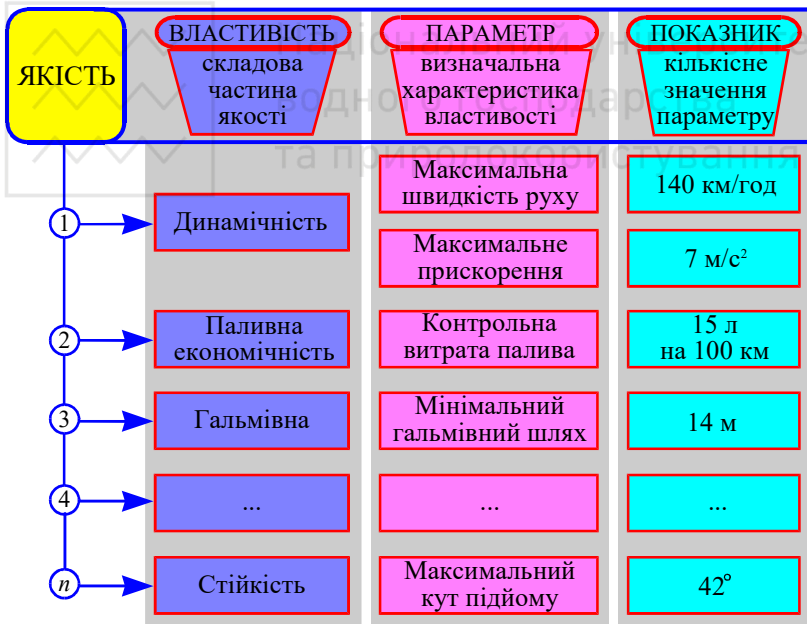


Рис. 1.1. Структурно-логічна схема поняття якості ТЗ (приклад)



В широкому розумінні, якість, як узагальнена категорія, відповідає на запитання «як функціонує ТЗ у конкретних умовах?», «який він: хороший, поганий?» і не може бути безвідносний до умов експлуатації конкретного ТЗ (Кошарний 1992, с. 17; Рудзінський 1993, с. 5).

Кожна властивість характеризується однією або декількома параметрами, які можуть приймати при експлуатації різні кількісні значення (показники). Для аналізу або оцінки якості ТЗ послідовно розглядають наступні ланцюги (Кузнецов 2001, с.45):

- при оцінці і випробуванні: показники-параметри-властивості-якість;
- при пред'явленні вимог до ТЗ: якість-властивість-параметри-показники.

Конструктивна ефективність і якість ТЗ суттєво залежить від умов експлуатації, і, відповідно, технічний рівень одного і того ж ТЗ буде суттєво відрізнятися.

Порівнювати якість ТЗ (будь якого технічного об'єкту) необхідно з однотипним, однакової розмірності і призначення (аналогом або альтернативним). Якість виготовлених ТЗ різними виробниками може бути визнана однаково високою (наприклад, за споживчим попитом), проте, кожен з них має свої переваги і недоліки для певних умов використання. При такому підході найкращою є конструкція, яка відповідає конкретним умовам експлуатації (ефективності).

1.2.

Експлуатаційні якості транспортного засобу

Поняття «якість» тісно пов'язане з поняттям «властивість» і умовами експлуатації ТЗ.

В загальному, під властивістю розуміють категорію, яка виражає певну сторону предмета і обумовлює його відмінність або спорідненість з іншими предметами і виявляється в його відношенні до них (Ширяев 2007, с. 232).



Термін «властивість» означає сукупність функціональних особливостей конструкції ТЗ, як засобу для перевезень (вантажів, пасажирів) і посередньо дає відповідь на запитання «що на ньому можна робити і яким він має бути?».

Властивість ТЗ – це притаманна йому здатність змінювати своє положення в просторі під впливом будь яких внутрішніх або зовнішніх фізичних чинників (Великанов 1977, с. 40, Рудзінський 1993, с. 5).

Число властивостей ТЗ велике. Для вивчення зручно їх згрупувати за різними ознаками, утворюючи ієрархічну структуру, включаючи наступні групи: класифікаційні (вантажопідйомність, пасажиромісткість і т.д.); експлуатаційні які формують характер руху (тягово-швидкісні, гальмівні, керованість та ін.); споживчі, які не формують характер руху, але впливають на безпеку (надійність, використання ресурсів, екологічність та ін.) і не впливають на безпеку руху (естетичні, уніфікації, транспортабельність та ін.) (Литвинов 1989, с. 6; Платонов 1997, с. 56;).

Головною групою з перерахованих властивостей при організації перевезень пасажирів і вантажів є експлуатаційні, зокрема: тягово-швидкісні, гальмівні, паливної економічності і запасу ходу, керованості, стійкості, маневреності, плавності ходу і прохідності. Саме вони розглядаються в цьому навчальному посібнику.

Кожна експлуатаційна якість має неоднакову значимість для ТЗ різного типу і призначення. Наприклад, для міського автобуса прохідність не має суттєвого значення, на відміну від вантажного ТЗ, який працює в складних дорожніх умовах.

Експлуатаційні властивості (їх ще називають транспортними) характеризують пристосованість ТЗ до умов експлуатації, здатність виконувати транспортні і спеціальні роботи, а також ефективність і зручність його використання.

Поєднання визначених відмінних властивостей і конструктивних особливостей ТЗ характеризує його експлуатаційну якість (табл. 1.1).



Комплекс основних експлуатаційних якостей ТЗ*

Властивості ТЗ	Експлуатаційна якість ТЗ (категорія, яка характеризує властивість)	Ефект, забезпечений ТЗ
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>
Переміщення фізичних об'єктів	Вантажопідйомність	Транспортна робота. Заміна альтернативних ТЗ
Матеріаломісткість конструкції ТЗ	Використання власної маси	Зниження собівартості транспортної роботи
Зміна режимних умов руху	Динамічність (швидкість, прохідність, прискорення)	Транспортна продуктивність. Заміна альтернативних ТЗ
Зміна напрямку руху	Керованість	Забезпечення заданого курсу та швидкості руху
Зміна положення за часом	Маневреність	Виконання транспортної роботи в складних дорожніх умовах
Зберігання положення в просторі незалежно від умов руху	Стійкість	Виконання транспортної роботи в складних дорожніх умовах. Нешкідливість для людей та вантажів
Рух нерівною поверхнею у заданому діапазоні коливань	Плавність руху	Те саме. Втомлюваність пасажирів. Збереженість вантажу. Швидкість доставки



1	2	3
Використання енергії	Паливна економічність	Собівартість транспортної роботи. Енергоємність перевезень
Відсутність потенційно небезпечних геометричних форм та матеріалів	Конструктивна безпека	Нешкідливість для пасажирів, водіїв в екстремальних умовах руху
Виконання транспортної роботи без шкідливого впливу на довкілля	Екологічність	Нешкідливість для довкілля, безпечність
Придатність для виконання технічного обслуговування і ремонту	Простота технічного обслуговування	Продуктивність. Трудомісткість. Затрати на перевезення

*Примітка: за даними Великанов 1977, с. 55; Кошарний 1992 с. 19

Сучасний ТЗ – складна єдина функціональна система, яка має джерело енергії, трансмісію, підвіску, рульове керування, гальмівну систему та ін. Між цими елементами системами існують прямі і зворотні зв'язки, які визначають його властивості.

Експлуатаційні властивості суттєво залежать від конструкції, технічного стану систем і механізмів ТЗ (рис. 1.2). Чим досконаліша конструкція ТЗ і кращий його технічний стан, тим вищі експлуатаційні властивості.

Вантажопідйомність вантажного або місткість пасажирського автомобіля визначає найбільшу кількість вантажів (кількість пасажирів), які можуть бути перевезені за

одну поїздку (рейс). Одним із радикальних шляхів підвищення продуктивності і зниження собівартості перевезень є застосування причіпного рухомого складу.

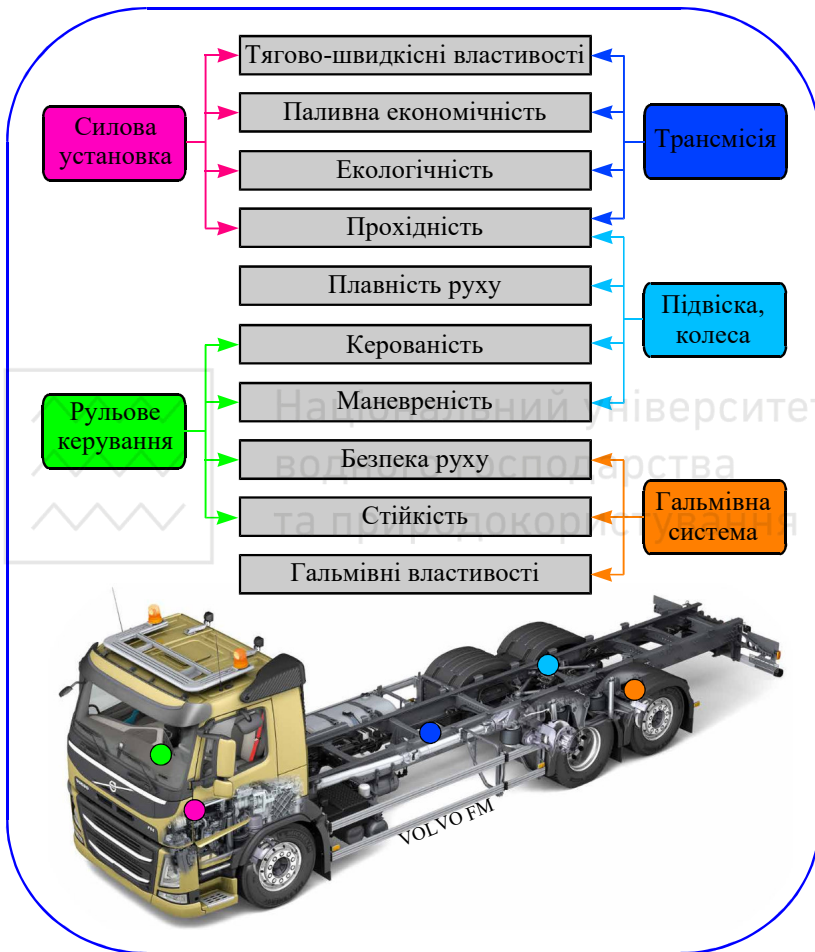


Рис. 1.2. Взаємозв'язок експлуатаційних властивостей з системами і механізмами ТЗ (вантажний ТЗ Volvo FM, с. 4–5)



Тягово-швидкісні властивості ТЗ визначають можливість перевозити вантажі або пасажирів з найбільшою технічною швидкістю для різних дорожніх умов. Тяговий режим руху відображає залежність сили тяги від швидкості руху ТЗ.

Одним із показників, який характеризує середню швидкість руху ТЗ є питома потужність (відношення потужності силової установки до повної маси ТЗ), яка в сучасних ТЗ становить 6–40 кВт/т і більше.

Керованість називають властивість ТЗ змінювати напрямок руху при повороті рульового колеса. На керованість суттєво впливають розміщення центра ваги, конструкції рульового керування, підвіски і стану шин.

Рухливість ТЗ можна визначити як результат його взаємодії з оточуючим середовищем і залежить від багатьох факторів, основними з яких є маневреність, прохідність, плавність руху.

Для безперервного підтримання заданого напрямку руху ТЗ необхідно постійно маневрувати, особливо при невеликих радіусах повороту і ширині проїзної частини (дорожніх габаритах). Маневрування може здійснюватися поворотом керованих коліс, гальмуванням коліс одного борту і поворотом однієї ланки відносно іншої.

Прохідність ТЗ в загальному випадку – можливість його руху у важких дорожніх умовах і бездоріжжям (без буксування ведучих коліс і зачеплення нижчими точками за нерівності дороги). Опорно-зчїпна прохідність визначає можливості ТЗ переміщуватися опорною поверхнею з низькою несучою здатністю (пісок, сніг, глина, тощо). Геометрична прохідність залежить від бази і колії ТЗ, дорожнього просвіту, розмірів коліс, кутів в'їзду і виїзду, схеми повороту керованих коліс. Найбільшу прохідність мають ТЗ, у яких всі колеса ведучі.

Плавність ходу ТЗ впливає на здатність рухатися нерівною поверхнею дороги при допустимому вібраційному рівню впливу на кузов, водія і пасажирів. Від плавності ходу значно залежить середня швидкість руху, збереженість вантажів і комфортабельність поїздки.



Стійкість ТЗ проявляється під час руху нерівною дорогою (особливо слизькою). Поздовжня стійкість протидіє перекиданню відносно передньої або задньої осі, а поперечна протидіє боковому перекиданню або заносу.

Гальмівні властивості ТЗ визначають його здатність у найкоротший час знижувати швидкість аж до повної зупинки і мати при цьому найкоротший гальмівний шлях. Оціночними параметрами є довжина гальмівного шляху, максимальне сповільнення відповідно до дорожніх умов.

Паливна економічність характеризується витратою палива (маршрутною) для різних умов експлуатації. Основним показником є витрата палива в літрах на 100 км пробігу або на 1 тонно-кілометр виконаної роботи.

Важливою комплексною суспільною властивістю ТЗ є його безпека (активна, пасивна та екологічна).

Активна безпека направлена на зниження ризику потрапляння ТЗ в дорожньо-транспортну пригоду завдяки його високим тягово-швидкісним і гальмівним властивостям, доброю керованістю, стійкістю, маневреністю, оглядовістю, зовнішньою інформативністю.

Властивості пасивної безпеки (зовнішньої і внутрішньої) характеризує здатність ТЗ до зниження наслідків уже скоєних ДТП (травматизму водія, пасажирів і пішоходів, забезпеченню збереженості вантажу, запобіганню виникненню пожежі).

Екологічна безпека визначає ступінь пливу ТЗ на водія, пасажирів, людей і довкілля. Вона забезпечується конструкцією окремих систем, механізмів і їх елементів, які направлені на зниження забруднення повітряного середовища токсичними речовинами, зменшення рівня шумового і вібраційного забруднення, застосування екологічно нешкідливих матеріалів і пристосованістю ТЗ до утилізації і переробки.

Підтримання ТЗ в справному стані, усуненні несправностей, які виникають під час експлуатації, відновленні роботоздатності до наступного капітального ремонту залежать від пристосованості його для технічного обслуговування і ремонту.



1.3.

Умови експлуатації транспортних засобів

ТЗ створюються стосовно до визначених умов експлуатації. Їх конструктивна досконалість та перевізна ефективність повинна оцінюватися тими експлуатаційними умовами, для яких він був спроектований.

Різноманітність умов експлуатації ТЗ потребує різних типів і моделей ТЗ з відмінними експлуатаційними властивостями, проте всі вони направлені на забезпечення ефективності перевезень.

Для вибору типу ТЗ можна скористатися цілісною системою взаємодії основних факторів і елементів, яку можна представити множиною підсистем A_i за відповідними її рівнями (рис. 1.3).

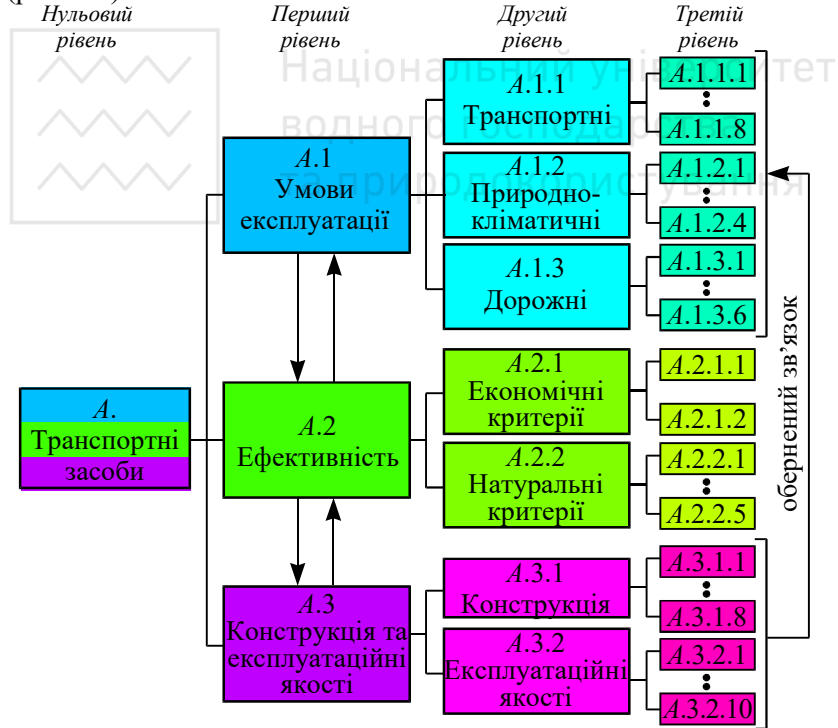


Рис. 1.3. Вибір типу ТЗ відповідно до експлуатаційних умов



Розглянемо узагальнений варіант взаємодіючої системи для здійснення вантажних перевезень, що включає такі підсистеми (кількість їх може бути більшою): A_1 – умови експлуатації; A_2 – ефективність перевізного процесу; A_3 – відповідність конструкції ТЗ експлуатаційним якістьям.

Наступний (другий) рівень більш деталізує попередню підсистему, розкладаючи її на групи, які діляться на простіші елементи (третій рівень), які можна безпосередньо застосувати (прорахувати) і надати оцінку ефективності запроєктованої системи перевезень згідно вибраного типу ТЗ.

Група зовнішніх факторів підсистеми A_1 характеризується підгрупами: транспортними, дорожніми, природнокліматичними та організаційно-технічними, кожна з яких характеризується визначеними елементами.

Група внутрішніх факторів підсистеми A_3 характеризує відповідність конструктивного виконання ТЗ заявленим експлуатаційним якістьям, необхідних для конкретних умов руху.

Група підсистеми A_2 є мірою взаємодії об'єднуючих факторів (підсистеми A_1 та A_2) і характеризується як фактор – ефективність.

Структурні елементи підгрупи транспортних умов ($A_{1.1}$) включають вид вантажу і його транспортну характеристику; партійність перевезень вантажів; обсяг і стабільність перевезень; відстань перевезень.

Елементи підгрупи природнокліматичних умов ($A_{1.2}$) виділяють зони помірного, холодного і жаркого клімату, які в свою чергу характеризуються температурою, вологістю і запиленістю повітря, кількістю опадів, швидкістю вітру, а також рядом інших особливостей.

Дорожні умови (елементи підгрупи $A_{1.3}$) характеризуються міцністю дорожнього полотна для доріг різного значення (визначає гранично допустиме осьове навантаження ТЗ та їх повну масу); рельєф місцевості (рівнина, холмистий, гірський); елементи профілю, плану доріг і габаритні обмеження (ширина проїжджої частини, кількість полос); інтенсивність руху в різні часові періоди та ін.



Організаційно-технічні елементи включають режим роботи (час перебування ТЗ в наряді, середньодобовий і річний пробіг, організацію роботи водія та ін.); умови зберігання та організацію технічного сервісу ТЗ.

Множина елементів підгрупи $A_{2.1}$ враховують безпосередні витрати на перевезення, а також пошук можливих шляхів економії трудових і паливно-енергетичних ресурсів, зниження витрат на транспортну тару, кількісне і якісне збереження вантажів.

Множина елементів підгрупи $A_{2.2}$ характеризують продуктивність ТЗ за трудоємністю, енергоємністю і металоємністю.

Конструктивні елементи підгрупи $A_{3.1}$ враховують вибір типу ТЗ для перевезення визначених вантажів (тип кузова, вага ТЗ, тип силової установки; компоновання, екологічність та ін.).

Множина елементів підгрупи $A_{3.2}$ характеризують ступінь досконалості і пристосованості даної конструкції ТЗ до визначених експлуатаційних умов його використання (вантажомісткість, швидкість руху, безпечність, паливна економічність, запас ходу, довговічність, прохідність, простота обслуговування).

1.4. Експлуатаційна надійність транспортного засобу

Найважливішою ознакою якості ТЗ є їх надійність, яка закладається при проектуванні, забезпечується у виробництві (під час виготовлення) і підтримується (зберігається) в експлуатації у поєднанні з технічним сервісом (обслуговуванням, діагностуванням і ремонтом).

Експлуатаційна надійність включає сукупність показників якості ТЗ, які дозволяють виконувати транспортну роботу, а також тривало зберігати і, за необхідності, відновлювати роботоздатність з мінімальними затратами матеріалів, праці, часу.

З надійністю пов'язаний життєвий цикл ТЗ від початку проектування до списання і утилізації



$$T_{\text{ц}} = T_p + T_e + T_c, \text{ роки,} \quad (1.1)$$

де T_p – календарний термін від початку проектування ТЗ до приймальних випробувань, роки;

T_e – тривалість серійного виготовлення ТЗ, включно з підготовкою виробництва, роки;

T_c – термін служби ТЗ, роки.

Для ТЗ в середньому життєвий цикл складає 18–24 роки. Більший життєвий цикл буде відповідати вищій експлуатаційній надійності ТЗ.

Під час експлуатації ТЗ можна оцінити рівень досконалості конструкції через надійність (це може бути безпосередньо машина, системи і механізми, складальні одиниці або навіть окремі деталі), тобто певний структурний технічний об'єкт, вибраний для дослідження.

В якості прикладного характеру досліджень на надійність, технічний об'єкт може розглядатися як технічна система, або бути елементом під час вивчення об'єкта більшого масштабу. Наприклад, коробка передач ТЗ розглядатися як система елементів (валів, підшипників, шестерень та ін.), але при оцінці ресурсних можливостей машини в цілому вона вважається елементом системи.

Надійна робота ТЗ визначається об'єктивними і суб'єктивними факторами, які часто знаходяться у складній взаємозалежності і носять імовірнісний характер.

Всі процеси, які призводять до порушення роботоздатності ТЗ носять, як правило, випадковий характер. Тому для визначення показників, які характеризують надійність ТЗ застосовують методи теорії імовірності і математичної статистика.

В загальному, імовірність чисельно характеризує можливість появи (або не появи) досліджуваної події. Розрізняють математичну (або теоретичну) та дослідну (або статистичну) імовірності.

Математична імовірність події A визначається за формулою (Гранкін 1998, с. 44; Форнальчик 2004, с. 145)



$$P(A) = \frac{M}{N}, \quad (1.2)$$

де M – кількість випадків, які сприяють появі події A ;

N – кількість всіх можливих подій.

Статистична імовірність $W(A)$ визначається за формулами (Гранкін 1998, с. 45; Форнальчик 2004, с. 145; Bertsche 2008, с. 34)

$$W(A) = \frac{m}{n} \text{ або } W(A) = \frac{m}{n} \cdot 100\%, \quad (1.3)$$

де m – кількість появ події A ;

n – загальна кількість проведених досліджень (випробувань).

Для визначення імовірності появи однієї події з групи однорідних подій використовують формулу додавання імовірностей (Гранкін 1998, с. 45; Форнальчик 2004, с. 145; Bertsche 2008, с. 35)

$$\begin{aligned} P(A_1 + A_2 + \dots + A_n) &= \\ &= P(A_1) + P(A_2) + \dots + P(A_n) = \sum_{i=1}^n P(A_i), \end{aligned} \quad (1.4)$$

де $P(A_1 + A_2 + \dots + A_n)$ – імовірність появи події A_1, A_2 або A_n ;

A_1, A_2, A_n – попарно несумісні події;

$P(A_1), P(A_2), P(A_n)$ – імовірність події A_1, A_2, A_n відповідно.

Для двох сумісних подій (Гранкін 1998, с. 46)

$$P(A + B) = P(A) + P(B) - P(AB), \quad (1.5)$$

де AB – сумісні події A і B ;

$P(A+B)$ – імовірність появи події A або B ;

$P(A), P(B)$ – імовірності появи події A чи події B , відповідно;

$P(AB)$ – імовірності сумісної появ події A і B .



Імовірність відмови ножного (робочого) гальма ТЗ з пробігом у 150 тис. км становить 0,05; а імовірність відмови ручного (стоянкового) гальма – 0,01. Визначити імовірність відмови гальмівної системи ТЗ в цілому.

Оскільки відмова ножного і ручного гальма може відбутися одночасно, тобто ці події сумісні, для визначення імовірностей появи події з групи однорідних подій застосуємо формулу додавання імовірностей:

$$P(A + B) = P(A) + P(B) - P(AB) = \\ = 0,05 + 0,01 - (0,05 \cdot 0,01) = 0,0595.$$

Для визначення імовірності сумісної появи кількох незалежних подій використовують формулу множення імовірностей (Гранкін 1998, с. 46; Форнальчик 2004, с. 146; Bertsche 2008, с. 74)

$$P(A_1, A_2, \dots, A_n) = P(A_1) \cdot P(A_2) \cdot \dots \cdot P(A_n) = \prod_{i=1}^n P(A_i), \quad (1.6)$$

де A_1, A_2, A_n – незалежні події;

$P(A_1), P(A_2), P(A_n)$ – імовірності події A_1, A_2, A_n відповідно;

$P(A_i)$ – імовірність події A_i .



Визначити імовірність безвідмовної роботи ТЗ, якщо імовірність безвідмовної роботи коробки передач вантажного ТЗ становить 0,8; а двигуна – 0,75.

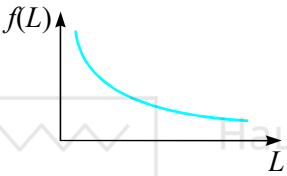
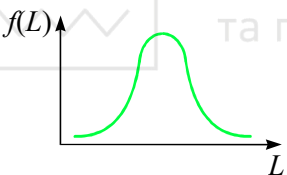
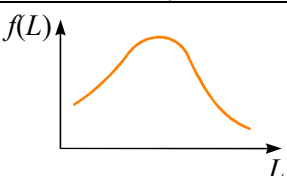
При розгляді безвідмовної роботи коробки передач та двигуна як незалежних одна від одної подій застосуємо формулу множення імовірностей

$$P(A, B) = P(A) \cdot P(B) = 0,8 \cdot 0,75 = 0,6.$$



На практиці при аналізі надійності найчастіше мають справу зі складними технічними об'єктами, в яких можливі різні фізичні причини відмов його окремих елементів. Різні види відмов описуються характерними законами розподілу, зокрема експоненціальним, Гауса, Вейбула-Гнеденко (табл. 1.2).

Таблиця 1.2
Основні закони розподілу показників надійності*

Розподіл щільності ймовірностей (диференціальна функція)	
графічний вираз	математичний вираз
Експоненціальний (однопараметричний)	
	$f(x) = \lambda \cdot e^{-\lambda \cdot L}$ <p>де λ – показник розподілу</p>
Нормальний Гауса (двопараметричний)	
	$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(L-L_{cp})^2}{2\cdot\sigma^2}}$ <p>де L – випадкова величина</p>
Вейбула-Гнеденко (трипараметричний)	
	$f(x) = \frac{b}{a} \cdot \left(\frac{L-c}{a}\right)^{b-1} \cdot e^{-\left(\frac{L-c}{a}\right)^b}$ <p>де a, b, c – відповідно параметри масштабу, форми та зсуву</p>

*Примітка: Канарчук 1991 с. 44; Гранкін 1998, с. 60; Bertsche 2008, с. 38, 42, 55

Наприклад, випадкові раптові відмови в основному підпорядковані експоненціальному закону розподілу (Гранкін 1998, с. 59). Розподіл коефіцієнта опору руху ТЗ за основними



дорогами всіх типів відповідає (або наближується) до розподілу Гауса (Платонов 1981, с. 13). Прикладом використання розподілу Вейбула-Гнеденко є встановлення ресурсу підшипника кочення, граничного стану теплових зазорів клапанного механізму (Кузнецов 1991, с. 39). Окрім того, в процесі експлуатації одного і того ж ТЗ можуть проявлятися декілька законів розподілу відмов.

Основними характеристиками випадкових величин та їх розподілу є математичне очікування і дисперсія (середнє квадратичне відхилення).

Математичним очікуванням оцінюють середнє значення числа відмов або напрацювання на відмову (Платонов 1981, с. 299; Гранкін 1998, с. 51; Форнальчик 2004, с. 149; Bertsche 2008, с. 29)



$$L_{cp} = \sum_{i=1}^n L_i \cdot P_i, \quad (1.7)$$

де L_i – випадкова величина;

P_i – імовірність i -того значення випадкової величини.

Дисперсія характеризує розсіювання випадкових подій, тобто відхилення значень від середнього (від математичного очікування). Для дискретних величин дисперсія (Платонов 1981, с. 300; Гранкін 1998, с. 52)

$$\sigma = \sum_{i=1}^n (L_i - L_{cp})^2 \cdot P_i. \quad (1.8)$$

В практичних розрахунках для зручності замість дисперсії використовується її додатній квадратичний корінь (Платонов 1981, с. 300; Гранкін 1998, с. 53)

$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^n (L_i - L_{cp})^2 \cdot P_i}. \quad (1.9)$$



Відношення середнього квадратичного відхилення σ до математичного очікування L_{cp} характеризується коефіцієнтом варіації ν (Платонов 1981, с. 300; Гранкін 1998, с. 54; Форнальчик 2004, с. 150)

$$\nu = \frac{\sigma}{L_{cp}}. \quad (1.10)$$

Кожний технічний об'єкт характеризується запасом можливого напрацювання – технічним ресурсом. Одиниці для вимірювання ресурсу вибирають відповідно до конкретної галузі і призначення ТЗ. Він може вимірюватися в одиницях напрацювання (наробітку) і в одиницях календарного часу. Для автомобільного транспорту – це пробіг в кілометрах (у випадку застосування двигуна в якості стаціонарної силової установки може оцінюватися в годинах роботи).

Згідно ДСТУ 2860-94 надійність, як комплексна властивість, характеризує здатність технічного об'єкта виконувати усі функції залежно від призначення та умов використання, і повинна забезпечувати окремо або у певному поєднанні такі властивості: безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність і збереженість (готовність).

Розкриємо зміст основних властивостей надійності технічних об'єктів примінивши для ТЗ.

Безвідмовність ТЗ полягає у збереженні роботоздатності при виконанні транспортної роботи протягом заданого напрацювання. Оціночними показниками безвідмовності є імовірність безвідмовної роботи, імовірність відмови, середнє напрацювання на відмову, потік відмов (Канарчук 1991, с. 35–36; Гранкін 1998 с. 68; Кузнецов 2001, с. 47).

Імовірність безвідмовної роботи $P(l)$ – це імовірність того, що у межах заданого напрацювання (в інтервалі від 0 до l) відмова ТЗ не виникне (Канарчук 1991 с. 35; Кузнецов 1991, с. 37; Гранкін 1998, с. 68; Bertsche 2008, с. 19)



$$P(l) = 1 - F(l), \quad (1.11)$$

де $F(l)$ – функція розподілу напрацювання ТЗ до відмови.

Статистична оцінка імовірності безвідмовної роботи ТЗ (Канарчук 1991, с. 37)

$$P(l) = \frac{(N_0 - \sum n_i)}{N_0}, \quad (1.12)$$

де N_0 – кількість об'єктів на початок спостереження;

$\sum n_i$ – кількість об'єктів, що відмовили протягом певного періоду (пробігу).



Для дослідження експлуатаційних умов роботи ТЗ було взято 10 однотипних вантажних ТЗ. В інтервалі пробігу в 100 тисяч кілометрів відмовило 3 ТЗ. Визначити імовірність безвідмовної роботи ТЗ?

Імовірність безвідмовної роботи $P(l)$

$$P(l) = \frac{(N_0 - \sum n_i)}{N_0} = \frac{(10 - 3)}{10} = 0,7.$$

Імовірність відмови $Q(l)$ – імовірність того, що за певних умов експлуатації у заданому інтервалі часу або у межах заданого напрацювання виникає хоча б одна відмова

$$Q(l) = 1 - P(l). \quad (1.13)$$

Середнє напрацювання на відмову $T_{сер}$ визначається за виразом (Канарчук 1991, с. 37; Форнальчик 2004, с. 133)

$$T_{сер} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n l_i, \text{ км}, \quad (1.14)$$

де l_i – напрацювання i -того об'єкта до відмови.



Більша кількість об'єктів для дослідження на надійність підвищує точність визначення середнього напрацювання. Інший спосіб точного визначення цієї величини – визначення закону розподілу напрацювання до відмови об'єктів від величини напрацювання.

Довговічність ТЗ кількісно оцінюється за допомогою двох груп показників: ресурсом та терміном служби.

Початковий момент часу при обчисленні ресурсу вибирають по різному. На стадії проектування за початковий момент часу приймають момент введення ТЗ в експлуатацію (початок його функціонування). Для ТЗ, що знаходяться в експлуатації, в якості початкового можна вибрати момент останнього профілактичного заходу, або момент відновлення експлуатації після капітального ремонту.

Ресурс та термін служби хоча характеризуються одним граничним станом, проте мають певні відмінності. Наприклад, два двигуни ТЗ з ресурсом 500 тис. км кожний та інтенсивністю експлуатації відповідно 50 тис. і 100 тис. км на рік будуть мати: перший – термін служби 10, другий – 5 років.

Деталі ТЗ та інших машин за їх ресурсом можуть бути поділені на наступні чотири групи (Решетов 1988, с. 54; Хітров 2014, с. 18):

1) деталі, ресурс яких неможливо або економічно недоцільно забезпечити рівним напрацюванню до капітального ремонту (фільтри, ущільнювачі, фрикційні накладки і т.д.); їх ресурс нижчий ресурсу до капітального ремонту, за ним визначають гарантійне напрацювання машини;

2) деталі, які працюють в напружених експлуатаційних умовах, однак раптовий вихід їх з ладу не впливає на безпеку (шестерні, підшипники, вали коробок передач і т.д.); їх ресурс визначає значення ресурсу до капітального ремонту;

3) деталі, вихід з ладу яких не загрожує безпеці, за їх ресурсом назначають значення ресурсу до повного списання;

4) деталі, вихід з ладу яких загрожує безпеці (гальмівна система, рульове керування і т.д.), їх ресурс повинен перевищувати ресурс до повного списання.

Відповідно до вимог ТЗ, які дають змогу конкретизувати



етапи або характер їх експлуатації, можуть назначати середній ресурс до ремонту (середній ресурс від початку експлуатації об'єкта до його першого ремонту), середній ресурс між ремонтами (між суміжними ремонтами об'єкта), середній ресурс до списання (від початку експлуатації до його списання, обумовленого граничним станом) і призначений ресурс після досягнення якого, з міркувань безпеки або економічності, експлуатація припиняється незалежно від його стану.

Основним розрахунковим показником довговічності ТЗ є гамма-відсотковий ресурс, який має або перевищує в середньому обумовлене число (γ) відсотків виробів даного типу. Наприклад, при $\gamma = 90\%$ відповідний ресурс називають 90% ресурсом. Якщо $\gamma = 50\%$, то це середній (медіанний) ресурс.

Гамма-відсотковий ресурс визначається експериментально за даними про довговічність великої групи об'єктів, як для нових, так і відновлених. Чим більше встановлена γ , тим менша тривалість випробувань. Проте для оцінки ресурсу з певною регламентованою точністю при зменшенні тривалості випробувань необхідно збільшити кількість об'єктів, що випробовують.

Ремонтоздатність оцінюється такими одиничними показниками.

Імовірність відновлення у заданий час – це час виявлення, пошуку причини та усунення наслідків відмови, який не перевищує заданого (Гранкін 1998, с. 78).

Середній час відновлення T_g визначають за формулою (Гранкін 1998, с. 78; Форнальчик 2004, с. 134)

$$T_g = \frac{1}{m} \cdot \sum_{i=1}^m t_{gi}, \text{ год}, \quad (1.15)$$

де m – кількість відмов об'єктів, виявлених і усунених;

t_{gi} – час усунення відмови, год.

Важливим показником є коефіцієнт відновлення ресурсу, який дорівнює відношенню середнього ресурсу капітально відремонтованих ТЗ t_g до їх середнього ресурсу першого



капітального ремонту (нових ТЗ) t_n (Гранкін 1998, с. 82; Хітров 2014, с. 19):

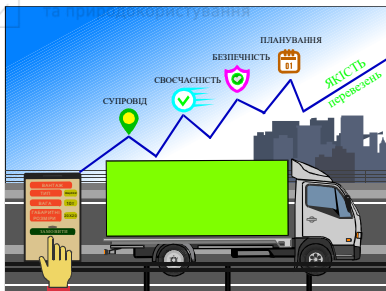
$$K_в = \frac{t_в}{t_n} \cdot 100\%; \quad K_{вр} = \frac{T_{вр}}{T_{др}} \cdot 100\%, \quad (1.16)$$

де $T_{вр}$, $T_{др}$ – відповідно міжремонтний і доремонтний ресурси ТЗ.



Контрольні запитання

1. Дайте визначення поняття «якість».
2. Перерахуйте основні показники (критерії) якості ТЗ, коротко їх охарактеризуйте.
3. Охарактеризуйте конструктивну досконалість ТЗ, наведіть приклади.
4. Дайте визначення поняття «експлуатаційні якості ТЗ».
5. Перерахуйте основні експлуатаційні якості ТЗ.
6. Вкажіть класифікаційні ознаки властивостей ТЗ.
7. Розкрийте зміст таких експлуатаційних властивостей ТЗ, як прохідність і маневреність.
8. Що розуміють під тягово-швидкісними властивостями ТЗ?
9. Що розуміється під надійністю ТЗ?
10. Що розуміють під досконалістю конструкції ТЗ?
11. Перерахуйте оціночні показники безвідмовності ТЗ.
12. Якими законами розподілу найчастіше описуються відмови окремих елементів ТЗ? Наведіть приклади.
13. Що таке гамма-відсотковий ресурс? Як він визначається?
14. Що характеризує коефіцієнт відновлення ресурсу деталей і ТЗ в цілому?
15. У чому полягає відмінність між ресурсом та терміном служби ТЗ?



РОЗДІЛ II

ПЕРЕВІЗНІ ЯКОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

2.1.

Ефективність транспортного засобу

В загальному, ефективність будь якого процесу оцінюється відношення корисного результату до затрат на його отримання.

Для оцінки ефективності ТЗ застосовують різні критерії, найчастіше вибирають конструктивні параметри або показники експлуатаційних властивостей, які залежать від конструктивних рішень.

За рівнем складності критерії ефективності поділяють на одиничні показники окремих властивостей, узагальнені, комплексні та інтегральні.

Одиничними показниками зручно давати прогнозу (попередню) оцінку конструктивної ефективності ТЗ внаслідок простоти і стабільності умов їх визначення. До них можна віднести: максимальна швидкість руху ТЗ, контрольна витрата палива, максимальна сила тяги на ведучих колесах, максимальний гальмівний шлях та ін.

Узагальнені критерії враховують конкретні дорожні умови руху ТЗ, а також показники експлуатаційних властивостей, які накладають обмеження на умови руху. В якості такого критерію приймають середню швидкість руху на маршруті (технічну, експлуатаційну).

Технічна швидкість ТЗ V_m (км/год) розраховується за формулою (Ходош 1986, с. 56; Платонов 1997, с. 54; Босняк 2010, с. 102)



- за одні i -ту їздку

$$V_m = \frac{l_{ei}}{t_{\partial,ei}}; \quad (2.1)$$

- за декількома їздками

$$V_m = \frac{\sum_{i=1}^{z_e} (l_{zi} + l_{xi})}{\sum_{i=1}^{z_e} t_{\partial,ei}}; \quad (2.2)$$

- для заданих різних дорожніх умов



$$V_m = \frac{\sum_{k=1}^n l_k}{\sum_{k=1}^n V_{mk}}, \quad (2.3)$$

де l_{ei} – довжина повної їздки ТЗ (їздки з вантажем l_{zi} і наступної за нею їздки без вантажу l_{xi}), км;

$t_{\partial,ei}$ – час руху ТЗ за повну їздку, год.;

l_k – довжина ділянок з однотипними k -ми дорожніми умовами, які визначають швидкість руху ТЗ, км;

V_{mk} – технічна швидкість ТЗ з k -ми дорожніми умовами, км/год.

Величина технічної швидкості залежить від динамічних якостей ТЗ, його технічного стану, ступеня використання вантажопідйомності, дорожніх умов, інтенсивності руху і структури транспортного потоку, частоти і тривалості зупинок, пов'язаних з регулюванням руху, кваліфікації водія, особливостей перевезеного вантажу.

Експлуатаційна швидкість ТЗ V_e (км/год) розраховується за формулою (Ходош 1986, с. 56; Платонов 1997, с. 54; Босняк 2010, с. 103)



- добова

$$V_e = \frac{l_c}{T_n}, \quad (2.4)$$

де l_c – середньодобовий пробіг ТЗ, км;

T_n – середній час знаходження ТЗ в наряді, год.

- за календарний період часу з врахуванням технології і організації перевізного процесу

$$V_e = \frac{L}{T_{\text{дв}} + T_{\text{пр}} + T_n}, \quad (2.5)$$

де $T_{\text{дв}}$ – автомобіле-години руху ТЗ;

$T_{\text{пр}}$ – автомобіле-години простою ТЗ під навантажувально-розвантажувальними операціями;

T_n – автомобіле-години простою ТЗ з технічних і організаційних причин.



Вантажний ТЗ пройшов відстань від м. Дубно (Рівненська обл.) до м. Васильків (Київська обл.) протяжністю 480 км за 10 год, з яких 8 год в русі. Після 4 год простою в м. Васильків для розвантаження відправився назад до м. Дубно, подолавши також шлях за 10 год, з яких 8 год в русі. Визначити технічну та експлуатаційну швидкість руху ТЗ?

Технічна швидкість руху ТЗ V_m

$$V_m = \frac{l_{ei}}{t_{\text{д.}ei}} = \frac{480 + 480}{8 + 8} = 60 \text{ км/год.}$$

Експлуатаційна швидкість ТЗ V_e

$$V_e = \frac{l_c}{T_n} = \frac{480 + 480}{10 + 4 + 10} = 40 \text{ км/год.}$$



В якості комплексного критерію вибирають продуктивність ТЗ W_{mp} . Функціональну залежність продуктивності ТЗ від його конструктивних параметрів можна представити наступними чином:

- для вантажних ТЗ

$$W_{mp} = A_e \cdot f(q_a, \gamma, V_m, t_{np}, \alpha); \quad (2.6)$$

- для пасажирського ТЗ

$$W_{mp} = A_n \cdot f(n, V_e, \alpha), \quad (2.7)$$

де A_e , A_n – сумарний коефіцієнт, який визначає перевізний процес, відповідно вантажного і пасажирського ТЗ (враховує річну кількість днів роботи ТЗ, час знаходження в наряді, коефіцієнт наповнення салону або кузова ТЗ та ін.);

q_a – номінальна вантажопідйомність ТЗ;

γ – коефіцієнт використання вантажопідйомності;

t_{np} – час простою ТЗ під навантажувально-розвантажувальними операціями за одну їздку;

α – коефіцієнт річного використання ТЗ;

n – загальна кількість пасажирських місць.

Інтегральний критерій дозволяє враховувати кінцевий результат і понесені витрати в єдиному вартісному вигляді, наприклад, рентабельності перевезень R (Платонов 1997, с. 55; Касаткин 2004, с. 46)

$$R = \frac{\Pi_n}{3_p}, \quad (2.8)$$

де Π_n – річний прибуток підприємства від експлуатації ТЗ, у.о.;

3_p – річні витрати на експлуатацію ТЗ, у.о.

Критерієм ефективності транспортного процесу перевезень в даних умовах може бути показник енергоємності руху K_{mp} (Кошарний 1992, с. 185)



$$K_{mp} = \frac{N_e}{W_{mp.g}}, \frac{\text{кВт}}{\left(\frac{\text{т} \cdot \text{км}}{\text{год}}\right)} \text{ або } \frac{\text{кВт}}{\left(\frac{\text{пас} \cdot \text{км}}{\text{год}}\right)}, \quad (2.9)$$

де N_e – потрібна в даних умовах ефективна потужність силової установки, кВт;

$W_{mp.g}$ – транспортна годинна продуктивність вантажного ТЗ (т·км/год) або пасажирського ТЗ (пас·км/год).

Енергоємність перевезень K_{mn} можна визначити за енергетичною складовою, наприклад, витратою пального (Ширяев 2007, с. 273)

$$K_{mn} = \frac{100 \cdot Q_{np} \cdot \rho_n \cdot \lambda}{W_{mp.c}}, \frac{\text{кДж}}{\text{т} \cdot \text{км}} \text{ або } \frac{\text{кДж}}{\text{пас} \cdot \text{км}}, \quad (2.10)$$

де Q_{np} – річна витрата палива, л;

ρ_n – густина палива, кг/дм³;

λ – теплотворна здатність палива, кДж/кг;

$W_{mp.c}$ – середньорічна продуктивність вантажного ТЗ (т·км) або пасажирського ТЗ (пас·км).

Металоємність перевезень M ТЗ характеризує затрати металу на одиницю транспортної роботи (Великанов 1977, с. 54; (Ширяев 2007, с. 274)

$$M = \frac{(m_o - m_n - m_m + m_z)}{W_{mp.c} \cdot T_a \cdot \eta_m}, \frac{\text{кг}}{1000 \text{ т} \cdot \text{км}} \text{ або } \frac{\text{кг}}{1000 \text{ пас} \cdot \text{км}}, \quad (2.11)$$

де m_o – маса ТЗ в спорядженому стані, кг;

m_n – маса неметалевих частиин ТЗ, кг;

m_m – маса паливо-рідинних заправних матеріалів, кг;

m_z – маса запасних частин і металу, що витрачається за амортизаційний термін роботи ТЗ, кг;

$W_{mp.c}$ – середньорічна продуктивність вантажного ТЗ (т·км) або пасажирського ТЗ (пас·км);



T_a – амортизаційний термін служби ТЗ, роки;

η_m – коефіцієнт використання металу на виготовлення ТЗ.

2.2.

Місткість транспортного засобу

Місткість ТЗ визначає найбільшу кількість вантажу або пасажирів, яка може бути одночасно перевезитися. Для вантажних ТЗ під місткістю розуміємо його вантажомісткість (вантажопідйомність), а для пасажирського транспорту – пасажиромісткість.

Пасажиромісткість ТЗ характеризується кількістю пасажирів, яка може одночасно перевозитися.

Під час проектування ТЗ з метою підвищення продуктивності і зниження витрат на перевезення прагнуть підвищити корисну вантажопідйомність ТЗ з одночасним зниженням власної ваги.

Закономірно, що ТЗ з однаковою вантажопідйомністю можуть мати різну власну масу. ТЗ які призначені для роботи в звичайних дорожніх умовах мають мінімальну власну масу, порівняно з ТЗ, які проектувалися для важких дорожніх умов. Це пояснюється різним запасом міцності конструкції ТЗ, заданих експлуатаційних умов роботи, навантажувальним режимом.

Для оцінки і вибору ТЗ за його місткістю необхідно врахувати не тільки номінальну вантажопідйомність (т), а також питому об'ємну вантажопідйомність (т/м³) або коефіцієнт вантажомісткості.

Номінальна вантажопідйомність визначається максимальною кількістю вантажу (у тоннах), який може бути завантажений на ТЗ. Також враховуються габаритні розміри і власна маса ТЗ, міцність його силових елементів.

Для практичних розрахунків використовують такі показники (табл. 2.1).



Таблиця 2.1

Показники вантажомісткості ТЗ*

Показник	Коротка характеристика показника	Розрахункова формула
1	2	3
Питома об'ємна вантажопідйомність q_{nut}	визначає мінімальну об'ємну масу перевезеного вантажу, при якому вантаж повністю використана вантажопідйомність ТЗ	$q_{nut} = \frac{q_a}{V_{к.а}}$
Питома площа кузова F_{nut}	визначає мінімальну кількість тонн вантажу, яку можна розмістити на кожному квадратному метрі корисної площі кузова, щоб повністю використати вантажопідйомність ТЗ	$F_{nut} = \frac{F_{к.а}}{q_a}$
Питома вантажопідйомність підлоги кузова q_f	обернена величина питомої площі кузова	$q_f = \frac{q_a}{F_{к.а}}$
Коефіцієнт вантажомісткості γ_q	показує, яка частина номінальної вантажопідйомності ТЗ використовується під час перевезення вантажу з конкретними габаритами та об'ємною вагою ($\gamma_в$ – об'ємна густина вантажу)	$\gamma_q = \frac{V_{к.а.ф} \cdot \gamma_в}{q_a}$
Коефіцієнт статичного використання вантажопідйомності γ_c	відношення фактичного завантаження ТЗ у тоннах m_ϕ до його номінальної вантажопідйомності q_a	$\gamma_c = \frac{m_\phi}{q_a}$



1	2	3
Коефіцієнт використання внутрішнього об'єму кузова η_v	вказує як співвідносяться геометричні розміри внутрішнього об'єму кузова ТЗ з розмірами самого вантажу (його тарою, упакуванням)	$\eta_v = \frac{V_{к.а.ф}}{V_{к.а}}$

* Примітка. Великонов 1977, с. 67; Ходош 1986, с. 24–26; Ширяев 2007, с. 245.

За допомогою питомої об'ємної вантажопідйомності зручно оцінювати вантажомісткість автомобілів-самоскидів і автомобілів-фургонів. Питома площа кузова найкращим чином описує вантажомісткість ТЗ з відкритими кузовами і бортовими платформами. В повсякденній практиці автомобільних перевезень, для визначення ступеня використання вантажомісткості ТЗ за одну їздку використовують коефіцієнт статичного використання вантажопідйомності γ_c , який за своїм фізичним змістом тотожний γ_q , проте для його знаходження достатньо знати тільки масу вантажу в тоннах.



ТЗ вантажопідйомністю 10 т ($q_a=10$ т) за зміну виконав 5 оборотів ($z_{об}=5$) на простому маршруті і перевіз 40 тонн вантажу. Визначити статичний коефіцієнт використання вантажопідйомності ТЗ?

Статичний коефіцієнт γ_c використання вантажопідйомності ТЗ

$$\gamma_c = \frac{m_{\phi}}{q_a \cdot z_{об}} = \frac{40}{10 \cdot 5} = 0,8.$$

Пасажиромісткість ТЗ (наприклад, автобуса) можна оцінити:

- за числом пасажирських місць (номінальною);



- за площею підлоги автобуса з розрахунку на одне місце для сидіння пасажирів;
- за вільною площею підлоги автобуса (міського і приміського) для проїзду пасажирів стоячи.

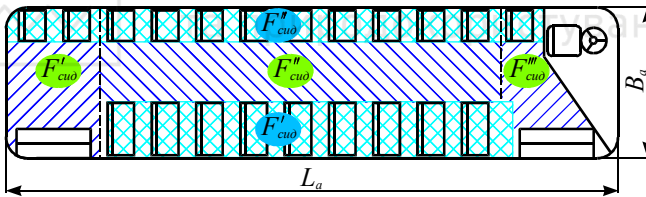
Містимість автобуса знаходиться в прямій залежності від його корисної площі, яка безпосередньо використовується для розміщення пасажирів.

Розрахункова корисна площа $F_{к.а}$ (рис. 2.1, а) міського і приміського автобуса $F_{к.а}$ визначається, як

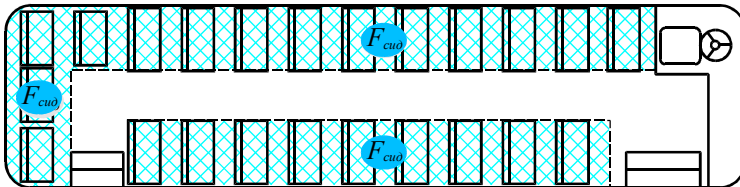
$$F_{к.а} = F_{сид} + F_{см} = (F'_{сид} + F''_{сид}) + (F'_{см} + F''_{см} + F'''_{см}), \text{ м}^2, \quad (2.12)$$

де $F_{сид}$ – площа підлоги, зайнята сидіннями (сума ділянок поверхні підлоги під пасажирськими сидіннями і перед ними, призначеної для ніг сидячих пасажирів);

$F_{см}$ – площа підлоги вільна від сидінь.



а)



б)

Рис. 2.1. Корисна площа міського (а) і міжміського (б) автобуса (показано заштрихованою лінією)



В міжміських та інших автобусах, в яких дозволено перевозити тільки сидячих пасажирів (див. рис. 2.1, б), корисною є площа тільки для розміщення сидячих пасажирів, розміщених навколо рядних сидінь бічних стінок кузова.

Чим більша при даних габаритних розмірах корисна площа салону відносно загальної площі автобуса, тим досконаліше використання його габаритів, більша місткість і досконаліше конструктивне виконання.

В свою чергу, при оцінці використання корисної площі автобуса необхідно дотримуватися діючих норм площі з розрахунку на одного пасажирів. Згідно пункту 10.4.2 ДБН Б.2.2-12 (2019) параметри посадочних площадок визначаються при нормі наповнення рухомого складу на розрахунковий строк – 4 особи/м² вільної площі пасажирського салону для міських автобусів (при повністю зайнятих місцях для сидіння).

Окрім величини корисної площі і норм площі, відведеної для кожного пасажирів, на місткість пасажирського ТЗ впливає характер планування пасажирського салону, який оцінюється коефіцієнтом місць $k_{сид}$ (Великонов 1977, с. 74)

$$k_{сид} = \frac{n_{сид}}{n}, \quad (2.13)$$

де $n_{сид}$ – кількість місць для сидіння;
 n – загальна кількість місць.

2.3.

Використання маси транспортного засобу

Необхідно також враховувати і масову складову ТЗ, яка характеризує ефективність його використання (співвідношення між його власною масою і корисним навантаженням).

Розрізняють масу ТЗ в спорядженому стані m_o , його повну масу m_a , масу шасі $m_{ш}$ і максимальну m_{max} , зокрема:

1. споряджена маса m_o – це маса повністю заправленого (паливом, маслами, охолоджуючою рідиною та ін.) і



укомплектованого (запасним колесом, інструментом і т.п.) ТЗ без вантажу і водія.

2. повна маса m_a включає споряджену масу ТЗ і його номінальну (корисну) вантажопідйомність (включаючи масу водія), $m_a = m_o + q_a$. Повна маса ТЗ з причепом визначається, як сума їх повних мас, а для ТЗ з напівпричепом – сумою спорядженої маси тягача, маси водія і повної маси напівпричепа.

3. маса шасі $m_{ш}$ – це маса не заправленого автомобіля без кузова, інструмента і запасного колеса.

4. максимальна маса або допустима (конструктивна) повна маса m_{max} визначається гранично допустимими значеннями навантажень на осі ТЗ.

Масові характеристики ТЗ оцінюють коефіцієнтом спорядженої маси:

- для вантажних ТЗ і автопоїздів коефіцієнт спорядженої маси η_q визначається як відношення спорядженої маси m_o ТЗ до його номінальної вантажопідйомності q_a (Великонов 1977, с. 76; Ширяев 2007, с. 251)

$$\eta_q = \frac{m_o}{q_a}; \quad (2.14)$$

- для пасажирських ТЗ коефіцієнт спорядженої маси η_n визначається як відношення спорядженої маси m_o ТЗ до номінальної кількості пасажирських місць n (Великонов 1977, с. 77)

$$\eta_n = \frac{m_o}{n}. \quad (2.15)$$

Хоча і вантажомісткість ТЗ (рухомого складу) є одним з головних параметрів, який визначається внутрішніми розмірами кузова, але також залежить і від об'ємної маси вантажу.

Внутрішні розміри кузова ТЗ характеризуються внутрішньою довжиною кузова l_k , його шириною b_k і висотою



h_k . Розрізняють внутрішній об'єм кузова ТЗ повний (геометричний) $V_{к.а}$ і корисний (навантажувальний) $V_{к.а.ф}$ (Ширяев 2007, с. 244):

- повний об'єм $V_{к.а}$ визначається геометричними розмірами кузова (рівний добутку довжини, висоти і ширини кузова ТЗ, або площі підлоги внутрішньої платформи кузова $F_{к.а}$ на висоту)

$$V_{к.а} = l_k \cdot b_k \cdot h_k = F_{к.а} \cdot h_k, \text{ м}^3; \quad (2.16)$$

- корисний (навантажувальний) об'єм додатково враховує коефіцієнт використання внутрішнього об'єму кузова η_v для перевезення визначеного виду вантажу

$$V_{к.а.ф} = V_{к.а} \cdot \eta_v, \text{ м}^3. \quad (2.17)$$

Залежно від виду штучних вантажів і схем їх укладання значення коефіцієнта внутрішнього об'єму кузова η_v знаходиться в межах 0,4–1,3.

Очевидно, що при завантаженні ТЗ вантажем, що виступає за його борт, корисний об'єм може бути більше повного.

Законодавчо встановлені ліміти ваги для кожної категорії ТЗ. Зокрема в пункті 22.5 Правил дорожнього руху України (2022) вказано, що заборонено перевезення подільних вантажів ТЗ та їх складами з навантаженням на одиночну вісь понад 11 т, здвоєні осі – понад 16 т, строєні осі – понад 22 т або фактичною масою понад 40 т (для контейнеровозів – навантаження на одиночну вісь – понад 11 т, здвоєні осі – понад 18 т, строєні осі – понад 24 т або фактичною масою понад 44 т, а на встановлених Укравтодором і Національною поліцією для них маршрутах – понад 46 т). Забороняється рух транспортних засобів з навантаженням на вісь понад 7 т або фактичною масою понад 24 т автомобільними дорогами загального користування місцевого значення. Осі слід вважати здвоєними або строєними, якщо відстань між ними (суміжними) не перевищує 2,5 м.



Вагові параметри ТЗ сильно впливають на термін служби дорожнього полотна (збільшення маси ТЗ супроводжується збільшенням динамічних навантажень на дорогу і зменшення терміну її служби). Наприклад, за даними служби автомобільних доріг України перевантаження вантажного автомобіля лише на 25% збільшує негативний вплив на дорогу в три рази і дорівнює впливу руху 70500 автомобілів (URL-1, URL-2).

Для утримання доріг у належному стані, окрім їх регулярного ремонту, необхідно виключити або обмежити рух невідповідних категорій ТЗ, зокрема таких, що не відповідають технічним вимогам (особливо перевантажених) з можливістю їх перевірки під час поїздки в реальному часі.

З цією метою активно розробляються різноманітні технічні пристрої для перевірки дотримання габаритно-вагових та інших параметрів, моніторингу дорожнього руху, відбору ТЗ для додаткової перевірки на контрольному пункті, ідентифікації перевізників.

Широкого розповсюдження набувають динамічні системи зважування ТЗ в русі (*Weight in Motion* або скорочено *WIM*) зокрема *WIM-Україна*, *JRP-WIM*, *Kapsch WIM* та ін. (URL-2, URL-3, URL-4).

Наприклад, автоматична динамічна система зважування в русі, встановлена на дорогах міжнародного значення нашої країни здійснює моніторинг руху транспортного потоку в режимі реального часу і дозволяє отримати необхідну інформацію про ТЗ, зокрема: фіксацію номерних знаків, дати та часу проїзду, розташування (напрямок, смуга руху), швидкість руху, загальну довжину та колісну базу, кількість осей, повну масу та навантаження на вісь, відстань між осями (URL-1, URL-2).

Головним компонентом системи *WIM* (рис. 2.2) є майданчик для динамічного зважування (апаратний комплекс). Він складається з апаратної шафи 1 з електронним обладнанням (містить джерело живлення, пристрої керування, збору і передачі інформації), опорної конструкції 2, необхідної для кріплення камери автоматичного розпізнавання номерних знаків



3, лазерних сканерів 4 вимірювання габаритних параметрів ТЗ і камери загального огляду 5. За допомогою індуктивних петель 6 відбувається захоплення ТЗ і визначаються параметри щодо швидкості і напрямку руху ТЗ, а у поєднанні з спеціальними датчиками 7 – дані про вагові параметри кожної шини на дорожнє полотно.

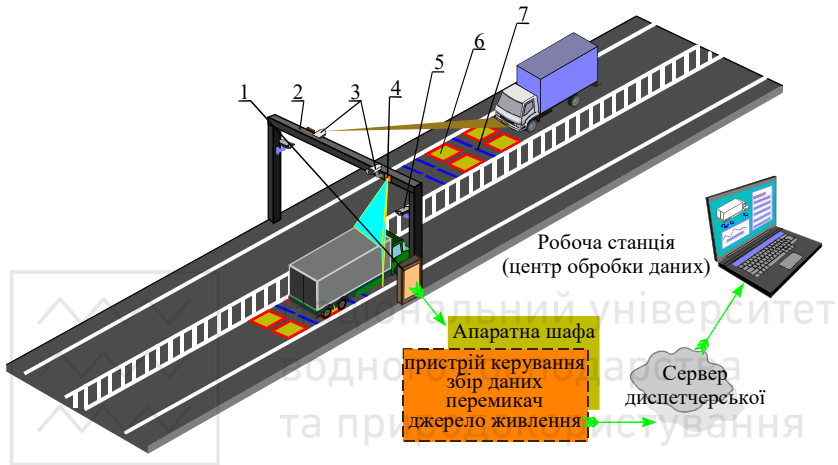


Рис. 2.2. Автоматична динамічна система зважування ТЗ в русі

Індуктивна петля – провід, який є індуктивним контуром, щоб створити індуктор. Під час проходження ТЗ відбувається зміна індуктивності циклу з передачею відповідного сигналу. Вони можуть бути використані окремо або вбудовуватись з іншими датчиками руху (URL-5).

Вагові датчик – спеціальні площадки для вимірювання ваги і колісно-осьових навантажень ТЗ. Вони встановлюються у прямокутне дорожнє полотно (URL-5).

Обмін даними майданчика для динамічного зважування і центром обробки даних здійснюється через різні системи передачі інформації (оптичні лінії зв'язку так і безпроводні).

З метою збереження автомобільних доріг додатково застосовується габаритно-ваговий контроль ТЗ за допомогою пересувних та стаціонарних габаритно-вагових комплексів.

2.4.

Габаритні розміри і компактність транспортного засобу

Габаритні розміри ТЗ (рухомого складу) визначаються найбільшими зовнішніми його обрисами. До основних габаритних розмірів відносять довжину, ширину і висоту ТЗ (рис. 2.3).

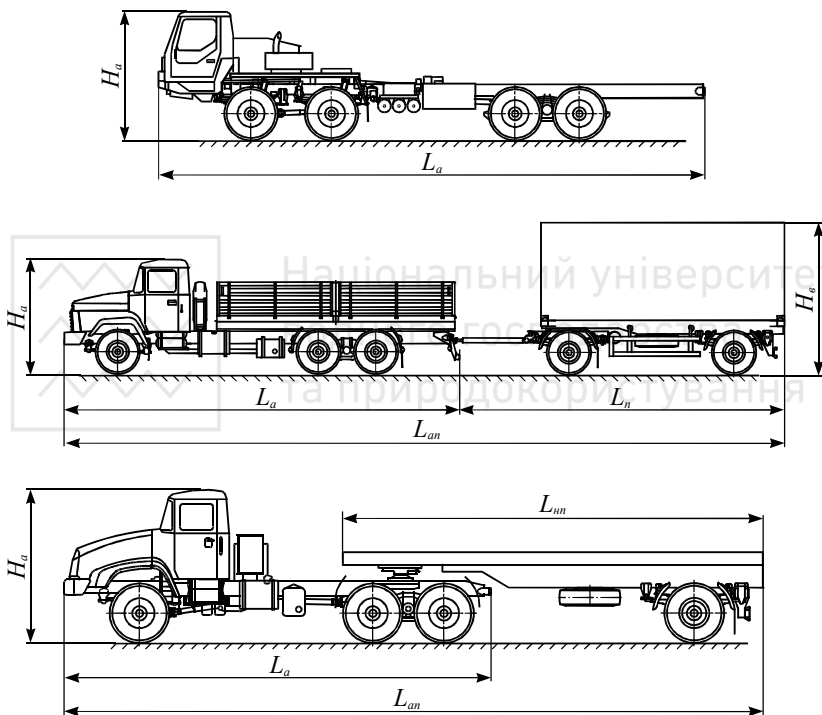


Рис. 2.3. Габаритні розміри ТЗ:

L_a – довжина ТЗ; L_n – довжина причепа;
 L_{nn} – довжина напівпричепа; L_{an} – довжина автопоїзда;
 H_a – висота ТЗ; H_6 – висота ТЗ з вантажем



Всі ТЗ, які допускаються для експлуатації дорогами загального користування повинні задовольняти вимогам, які обмежують їх габаритні розміри.

Згідно Правил дорожнього руху (пункт 22.5) ТЗ або автопоїзд з вантажем або без нього вважається великогабаритним, якщо його габарити перевищують хоча б один з параметрів (URL-6):

- за шириною 2,6 м;
- за висотою від поверхні дороги – 4 м (для контейнеровозів – 4,35 м);
- за довжиною – 22 м (для маршрутних транспортних засобів – 25 м);
- якщо вантаж виступає за задній габарит транспортного засобу більш як на 2 м.

Габаритні параметри ТЗ визначають умови формування і безпеку транспортного потоку. Оскільки характер руху ТЗ постійно змінюється внаслідок конструктивних особливостей дороги, природно-кліматичних умов, непередбаченої дорожньої ситуації, і в свою чергу потребує певного динамічного коридору його руху.

Рекомендована ширина динамічного коридору становить для легкового ТЗ – 2,8–3,1 м; вантажні ТЗ і автобуси – 3,5–4,3; великогабаритні ТЗ – 3,7–4,5 м (Афанасьєв 1983, с. 17).

Компактність ТЗ характеризує раціональність використання габаритних розмірів, що в свою чергу визначає зручність його використання, маневреність, прохідність у стиснених умовах, розміри обслуговуючих (навантажувально-розвантажувальних) площадок, необхідну площу відділення для проведення сервісного обслуговування і ремонту, розміри вільного місця для постановки його на стоянку та ін.

Компактність ТЗ визначається загальною конструктивною схемою виконання і оцінюється коефіцієнтом використання габаритної площі, коефіцієнтом використання габаритної довжини і коефіцієнтом (показником) компактності (табл. 2.2).



Показники компактності ТЗ

Показник	Коротка характеристика показника	Розрахункова формула **
Коефіцієнт (показник) компактності η_k	вантажний ТЗ	
	відношення габаритної площі ТЗ (габаритної довжини L_a і ширини B_a) до його номінальної вантажопідйомності q_a	$\eta_k = \frac{F_a}{q_a} = \frac{L_a \cdot B_a}{q_a}$
	пасажирський ТЗ	
	відношення габаритної площі ТЗ (габаритної довжини L_a і ширини B_a) до його номінальної пасажиромісткості n	$\eta_k = \frac{F_a}{q_a} = \frac{L_a \cdot B_a}{n}$
Коефіцієнт використання габаритної довжини η_{dl}	відношення внутрішньої довжини корисного простору кузова l_k до габаритної довжини ТЗ L_a	$\eta_{dl} = \frac{l_k}{L_a}$
Коефіцієнт використання габаритної площі η_e	відношення внутрішньої площі кузова ТЗ, до його загальної площі в плані F_a	$\eta_e = \frac{F_{k.a}}{F_a} = \frac{l_k \cdot b_k}{L_a \cdot B_a}$

** Примітка. Великонов 1977, с. 167–168

Внутрішня довжина корисного простору кузова l_k для автобуса вимірюється від перегородки, які відділяють водія від пасажирського салону до задньої стінки кузова (за відсутності перегородки вимірювання проводиться від панелі приладів). Для легкових ТЗ вимірювання проводять від центральної точки натисненої гальмівної педілі до спинки заднього сидіння на рівні поверхні подушки. Для вантажного ТЗ або напівпричепа довжина корисного (завантажувального) простору вимірюється



від внутрішньої сторони передньої стінки кузова до внутрішньої сторони задньої стінки. Для автопоїзда внутрішня довжина корисного простору або загальна габаритна довжина сумується.

2.5.

Зручність використання транспортного засобу

Під зручністю використання ТЗ розуміємо комплексну експлуатаційну якість, яка характеризується сукупністю певних властивостей, що визначаються його конструктивними особливостями, зокрема: готовністю до руху, запасом ходу, компактністю, легкістю керування, плавністю ходу, маневреністю, комфортністю, зручністю виконання навантажувально-розвантажувальних робіт та зручністю посадки і висадки пасажирів.

Готовність до руху характеризує пристосованість ТЗ до поїздки (виїзду з місця стоянки) і виконанню транспортної роботи у найкоротший термін. Мінімізація затрат часу на підготовку ТЗ до виїзду збільшує його продуктивність і підвищує ефективність поїздки (виконання завдання). Це особливо актуально для ТЗ служб невідкладної медичної допомоги, пожежних, аварійно-рятувальних та інших.

Тривалість підготовки ТЗ до виїзду, в основному, визначається умовами зберігання, пристосованістю його конструкції до швидкого пуску за низьких температур, рекомендованої тривалості прогріву двигуна, пускових властивостей, відповідною облаштованістю кабіни або кузова для конкретних потреб.

Суттєве значення для експлуатації відіграє запас ходу ТЗ, який визначається найбільшим пробігом (кілометражем). Як правило, запас ходу повинен відповідати найбільшому добовому пробігу для обраного типу ТЗ без проміжної заправки. При поїздки на далекі відстані за запас ходу приймається необхідна відстань між заправними пунктами. Для оцінки експлуатаційних якостей ТЗ прийнято визначати запас ходу за встановленими експлуатаційними нормами.



Легкість керування визначає умови роботи водія, тобто затрати праці на управління ТЗ. Водіння ТЗ супроводжується постійним зоровим напруженням водія, оскільки потребує контролю на змінну дорожніх умов керуючими діями, однак збільшує його втому. Зменшення втоми під час керування ТЗ підвищує безпеку руху.

Плавність ходу виизначає пристосованість ТЗ до руху з найменшими коливаннями, які виникають при їзді нерівностями дороги. Від плавності ходу залежить збереженість вантажу, рівень втоми пасажирів.

Комфортність поїздки, в першу чергу, забезпечується зручними сидіннями і вільним навколишнім простором салону ТЗ. Сидіння повинно забезпечувати зручне положення тіла водія і пасажирів, а також бути в міру пружним. Найзручніша поїздка забезпечується при відношенні коливань пасажирів на сидінні до частоти коливань кузова 1,6–2,0 (Великанов 1977, с. 158).

Комфортність також визначається достатньо надійною захищеністю водія і пасажирів від атмосферних впливів, пилу, шумів, проникненню відпрацьованих газів і парів палива, можливості підтримання відповідного мікрокліму в середині ТЗ. Широко застосовуються пристрої додаткового комфорту як встановлення системи фільтрації, вентиляції і кондиціонування повітря, освітлення, радіомовлення, наявності холодильного відділення, тощо.

Комфортність автобусів визначається чотирма класами, які позначаються символом – * (зірка), кількість яких збільшується відповідно до підвищення класу комфортності. Вищий клас позначають – ****, нижчий – * (URL-7).

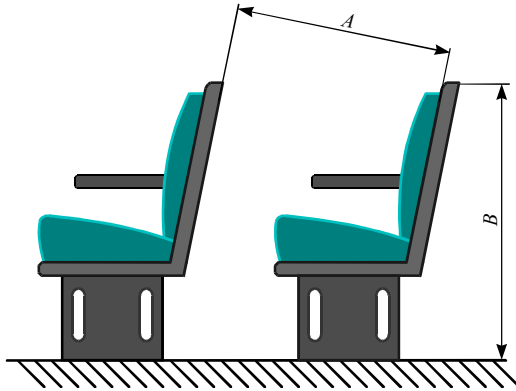
Покажемо зміну основних геометричних параметрів пасажирського сидіння залежно від класу комфортності автобуса (рис. 2.4).

Пристосованість для посадки і висадки пасажирів пасажирського ТЗ (автобусів) визначається шириною і висотою дверного проходу, напрямом розкривання дверей, числом сходинок та їх висотою, зручністю розташуванням поручнів.

Для зменшення можливості потрапляння пасажирів під колеса під час його рушання з місця задні двері автобуса



розміщують позаду задніх коліс.

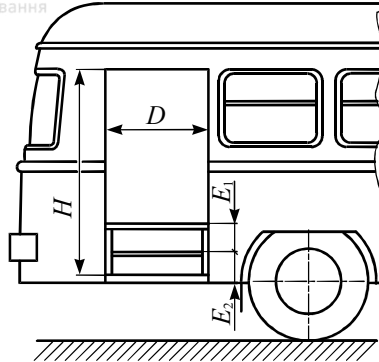


Клас комфортності автобуса (URL-7)			
*	**	***	****
Відстань A між передньою стороною спинки сидіння і задньою стороною спинки сидіння, розташованого попереду, не менше, см			
68	72	77	83
Мінімальна висота B сидіння, не менше, см			
102	115	118	118
Діапазон регулювання нахилу спинки всіх сидінь			
-	-	10 град.	10 град.
Кількість підлокітників на одне сидіння			
1	1	2	2

Рис. 2.4. Основні параметри сидіння автобуса залежно від класу комфортності

Конструктивне виконання складних дверей автобуса повинно виключати можливість забруднення одягу пасажирів. Наприклад, у відкритому положенні (під час здійснення посадки і висадки пасажирів) зсувні двері складаються таким чином, що внутрішня її частина буде направлена в сторону проходу.

Наприклад, для автобусів загального призначення, які призначені для громадських маршрутів загального користування регламентовані мінімальні розміри виходів (URL-8) визначаються його класом (рис. 2.5).



Місце вимірювання	Розміри, мм	Додаткові умови
Пасажирські двері		
Висота входу, H	Автобус класу А: 1650	Висота входу пасажирських дверей вимірюється по вертикальній прямій від поверхні найнижчої сходинки до верхнього краю середньої точки дверного прорізу.
	Автобус класу В: 1500	
Ширина, D	Одинарні двері: 650	Для автобуса класу В, у якого висота прорізу пасажирських дверей складає менше 1500 мм, мінімальна ширина одинарних дверей повинна бути 750 мм.
	Подвійні двері: 1200	
Сходинки		
Висота E_1 першої сходинки, не більше	Автобус класу А: 360 Автобус класу В та С: 400	Площа кожної сходинки повинна бути не менше 800 см ²
Висота E_2 наступної сходинки, не більше	Автобус класу А: 250 Автобус класу В та С: 350	

Рис. 2.5. Основні параметри дверей автобусів різних типів



Зручність посадки і висадки пасажирів впливає не тільки на зручності, створені для пасажирів, але і на тривалість простоїв автобусів на зупиночних пунктах.

Для міських автобусів, час який затрачається на посадку і висадку пасажирів складає значну частину загального часу, тому в конструктивному виконанні таких ТЗ передбачається декілька дверей (не менше двох), низько розташовану підлогу салону, великі накопичувальні площадки.

Для легкового ТЗ пристосованість для посадки і висадки пасажирів характеризується розмірами дверного отвору і напрямом відкривання дверей. В більшості випадків кріплення (підвішування) дверей спереду, що характеризується як більш безпечне (під час руху відкриванню дверей на ходу перешкоджає зустрічний потік повітря), також покращується оглядовість за задньою частиною ТЗ під руху заднім ходом при відкритих водійських дверях, хоча дещо погіршує зручність виходу пасажирів.

Пристосованість ТЗ для вантажно-розвантажувальних робіт – це властивість ТЗ забезпечувати виконання даних робіт з дотриманням відповідних умов і норм часу.

Пристосованість ТЗ для вантажно-розвантажувальних робіт характеризується наступними елементами його конструкції: навантажувальною висотою підлоги платформи або кузова; здатністю виконувати навантаження з різних сторін; розмірами, розміщенням і конструкцією дверей (у випадку закритого кузова); наявністю спеціальних пристроїв (підйомні борти, крани та інші) для підвищення ефективності процесу.

Оцінка пристосованості конструкції ТЗ найпоказовіша шляхом їх порівняння за типовими різновидами однакової вантажопідйомності.

Пристосованість ТЗ для виконання таких робіт визначається відповідністю конструкції і тими умовами, для яких він буде застосовуватися.

Хоча навантажувальна висота підлоги платформи або кузова ТЗ різної вантажопідйомності наразі не регламентована, але, наприклад, уніфікація висоти підлоги кузова з висотою складських навантажувальних рамп збільшує ефективність



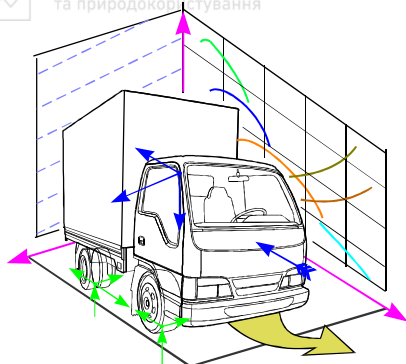
використання засобі малої механізації, зменшують час простою ТЗ.

Здатність виконувати навантаження з різних сторін для відкритої бортової платформи визначається кількістю бортів, які відкриваються, у випадку кузова фургону – кількістю і розміщенням дверей, або можливістю швидкого демонтажу і монтажу захисної конструкції (наприклад тенту з обрешетуванням).



Контрольні запитання

1. Яка різниця між одиничними і комплексними показниками ефективності перевізних можливостей ТЗ?
2. Охарактеризуйте поняття «перевізні якості ТЗ». Якими параметри вони визначаються?
3. Що таке ефективність використання ТЗ? Яким показниками вона оцінюється?
4. Від чого залежить продуктивність ТЗ.
5. Перерахуйте показники вантажомісткості ТЗ? Наведіть коротку їх характеристику.
6. Що таке споряджена маса ТЗ?
7. Що таке коефіцієнт спорядженої маси ТЗ?
8. Яка різниця повним і корисним об'ємом кузова вантаженого ТЗ?
9. Перерахуйте оціночні показники пасажиромісткості ТЗ.
10. Як розраховується корисна міського і міжміського автобусам?
11. Якими показниками характеризується компактність ТЗ?
12. Що характеризує коефіцієнт компактності?
13. Які існують класи комфортності автобуса? У чому їх відмінність? Наведіть приклади.
14. Поясніть пристосованість ТЗ для виконання вантажно-розвантажувальних робіт?



РОЗДІЛ III

ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ЯКОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

3.1. Тягово-швидкісні властивості транспортного засобу

Транспортний процес доставки вантажів і перевезення пасажирів відбувається в навколишньому середовищі саме завдяки руху ТЗ (просторової зміни положення). Для математичного опису такого виду руху в прикладній механіці приймають необхідні припущення за складом системи і характером руху, які дозволяють спростити розрахункові схеми та отримати практичні результати (передусім стосується кінематики та зв'язку ТЗ з опорною поверхнею).

Для аналізу руху ТЗ вибирають комбіновану систему координат (рис. 3.1): декартову систему $X-Y-Z$, основна площина якої $X-Y$ лежить на горизонтальній площині, та власну систему $x-y-z$, у якої початком є центр ваги ТЗ; вісь x збігається з поздовжньою віссю ТЗ, а площина $x-y$ паралельна опорній площині. Остання орієнтується щодо основної горизонтальної поверхні двома кутами α_n – підйому (поздовжнього нахилу) та β_n – косоугру (поперечного нахилу). (Литвинов 1989, с. 15; Кошарний 1992, с. 63).

Приймається, що центр ваги ТЗ (кожної ланки автопоїзда) здійснює рух в площині, копіюючи поздовжній профіль дороги, без коливань, спричинених її нерівностями. У випадку криволінійного профілю дороги ТЗ крім поступового



руху, здійснює також обертовий відносно осі, яка проходить через центр мас, в перпендикулярній площині руху

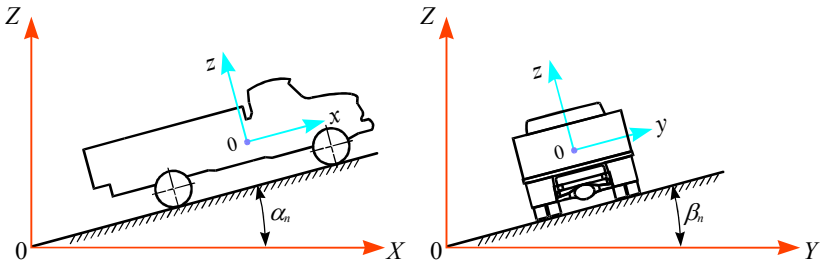


Рис. 3.1. Комбінована система координат для опису руху ТЗ

Приймають, що всі сили, які діють на ТЗ, лежать в площині руху. Це дозволяє замість просторової схеми розглядати плоску, замінюючи у кожного з мостів два колеса одним.

Рух ТЗ описують рівнянням зв'язків, які становлять математичне співвідношення між координатами точок ТЗ та їхніми похідними в часі, і виражені через кінематичні параметри та реакції зв'язків.

Рух ТЗ опорною поверхнею розглядають як активне тіло, на яке діють сили: зовнішні (щодо самого ТЗ), внутрішні активні (спричиняють рух) і пасивні реакції. Для зручності аналізу зовнішні сили і реакції розкладаються на складові за осями (колесами) власної системи координат ТЗ. Внутрішні сили розглядаються лише як фактори зовнішніх сил, що спричиняють рух.

Мірою взаємодії ведучого колеса ТЗ з опорною поверхнею є рушійна сила F_p , або так звана сила тяги (поняття «сила тяги» умовне, оскільки ТЗ свій корпус штовхає, а причіп – тягне за собою).

Залежно до дорожніх умов руху потрібно забезпечити зміну сили тяги ТЗ від максимальної $F_{p\max}$ до мінімальної $F_{p\min}$ величини



$$\frac{F_{p\max}}{F_{p\min}} = \frac{\psi_{\max}}{\psi_{\min}}, \quad (3.1)$$

де ψ_{\max} , ψ_{\min} – відповідно максимальне і мінімальне значення коефіцієнта опору дороги.

Наприклад, при експлуатації ТЗ в важких дорожніх умовах ($\psi_{\max} \approx 0,4$) і для звичайних умов руху асфальтованими дорогами ($\psi_{\min} \approx 0,02$), співвідношення сили тяги складе $F_{p\max}/F_{p\min} = 20$. Це означає, що силова установка повинна забезпечити зміну сили тяги в 20 разів (зміну в широкому діапазоні крутного моменту), яку можна забезпечити завдяки трансмісії ТЗ.

Для того, щоб виникла сила тяги, необхідно підвести до ведучих коліс ТЗ обертаючий момент M_k . Оскільки крутний момент передається від силової установки через усі ланки трансмісії ТЗ на ведучі колеса розрахункова формула матиме вигляд

$$M_k = M_e \cdot U_{tp} \cdot \eta_{tp}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.2)$$

де M_e – ефективний крутний момент силової установки, Н·м;

U_{tp} – загальне передаточне число трансмісії;

η_{tp} – к.к.д. трансмісії ТЗ.

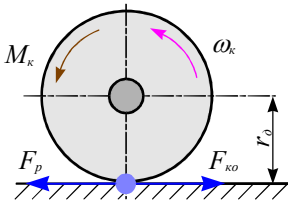


Рис. 3.2. Схема напрямку дії сили тяги на ведуче колесо

Розглянемо рух жорсткого колеса з рівномірним коченням недеформованою поверхнею (рис. 3.2). Обертаючий момент M_k діючи на привідну вісь ТЗ спричинює поворотний рух ведучого колеса. Обертаючись, колесо діє на опорну поверхню з коловою силою F_{ko} . Внаслідок

цього виникає дотична реакція опорної поверхні R_x спрямована за напрямом руху ТЗ (Mashadi 2012, с. 127)



$$R_x = F_p = F_{ко}. \quad (3.3)$$

Колова сила $F_{ко}$

$$F_{ко} = \frac{M_{\kappa}}{r_{\partial}}, \text{ Н}, \quad (3.4)$$

де r_{∂} – умовне плече дії колової сили (динамічний радіус кочення колеса), м.

Таким чином, колова сила є кількісною характеристикою навантаження колеса, і рівна поздовжній силі, діючій із сторони колеса на ТЗ при відсутності енергетичних втрат на кочення колеса і зміни його кінетичної енергії в обертовий рух.

Фізична сутність трансформування пасивної реакції в активну силу, яка рухає центр мас ТЗ, пояснюється способом теоретичної механіки. Для цього прикладемо до центру ваги ТЗ (точка С) дві протилежно направлені сили F та F_1 , однакові за модулем силі тяги F_p ведучих коліс (рис. 3.3). Це означає, що рух ТЗ відбувається під дією рушійної сили F прикладеної до центру ваги, та пари сил F_1 - F_p (реактивного моменту M_p)

$$M_p = F_p \cdot h_{\psi}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.5)$$

де h_{ψ} – координата центра ваги за висотою (відстань від опорної поверхні до центра ваги ТЗ), м.

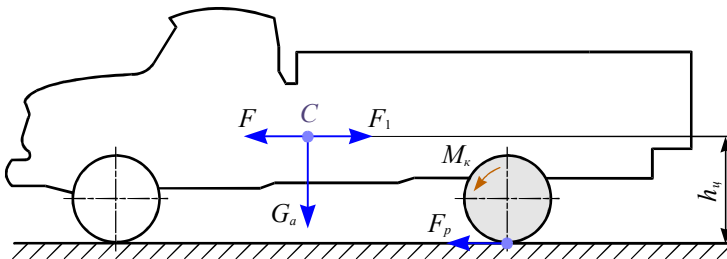
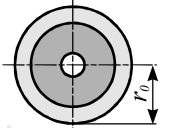
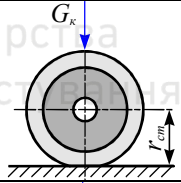
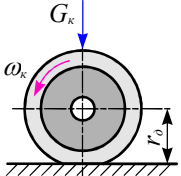
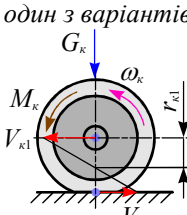


Рис. 3.3. Схема утворення рушійної сили ТЗ



Взаємодія коліс ТЗ з опорною поверхнею дороги відбувається через еластичні пневматичні шини. Внаслідок дії змінних за величиною сил, змінюється радіус кочення колеса. Розрізняють вільний, статичний, динамічний і кінематичний радіуси (табл. 3.1).

Таблиця 3.1
Радіуси кочення колеса з еластичною шиною

Параметр колеса (радіус)	Пояснення	Розрахункова схема
1	2	3
Вільний радіус, r_0	Половина діаметру найбільшого перерізу бігової доріжки колеса за відсутності будь яких навантажень і контакту з опорною поверхнею	
Статичний радіус, r_c	Відстань від осі нерухомого колеса навантаженого тільки номінальною вагою (наводиться в довідникових даних)	
Динамічний радіус, r_d	Відстань від осі колеса до опорної поверхні при його коченні	
Кінематичний радіус (радіус-вектор), r_k	Відношення поздовжньої складової поступальної швидкості колеса V_k до його кутової швидкості ω_k (радіус-вектор, який дорівнює відстані від центра колеса до миттєвої точки обертання)	один з варіантів  V_{δ} – швидкість буксування колеса



Числові значення кінематичного радіусу r_k змінюються в широких межах, від $r_k = 0$ (повне буксування) до $r_k = \infty$ (кочення коліс юзом). Експериментальним шляхом r_k знаходять підраховавши число обертів колеса n_k на відрізку шляху S

$$r_k = \frac{S}{2 \cdot \pi \cdot n_k}, \text{ м.} \quad (3.6)$$

Наближено статичний радіус кочення r_c можна розрахувати за формулою (Литвинов 1989, с. 22; Вахламов 2006, с. 32; Волков 2010, с. 25)

$$r_c = 0,5 \cdot d + \Delta \cdot \lambda_{зм} \cdot B_{ш}, \text{ мм,} \quad (3.7)$$

де d – посадочний діаметр обода, мм;

$\Delta = H / B$ (H і B – висота і ширина профілю шини, мм);

$\lambda_{зм}$ – коефіцієнт, який враховує зминання шини під навантаження.

Залежно від поєднання факторів, які навантажують колесо, розрізняють такі режими кочення:

- ведучий – до колеса прикладена сила тяги і крутний момент;
- вільний – до колеса прикладений тільки крутний момент, а поздовжня сила відсутня;
- нейтральний – до колеса прикладена штовхаюча сила і крутний момент;
- ведений – до колеса прикладена тільки штовхаюча сила;
- гальмівний – на колесо діє гальмівний момент і штовхаюча сила.

Енергія, яка підводиться до ведучих коліс під час руху ТЗ витрачається на подолання сил сумарного опору взаємодіючого дорожнього середовища, накладаючи певні обмеження щодо дії сили тяги F_p



$$\sum F_{on} \leq F_p \leq F_{зч.в}, \quad (3.8)$$

де F_{on} – сума сил опору зовнішнього середовища;

$F_{зч.в}$ – сила зчеплення коліс ведучих коліс з дорогою.

У випадку порушення обмеження можлива зупинка ТЗ (потужність двигуна буде недостатня для подолання опору) або можливе буксування ведучих коліс внаслідок недостатнього їх зчеплення з опорною поверхнею.

Фізичний зміст коефіцієнта зчеплення φ полягає у тому, що він показує, яка частина зчипної ваги ТЗ в заданих умовах руху може бути перетворена в силу тяги або гальмівну

$$F_{зч.в} = \varphi \cdot G_e, \text{ Н}, \quad (3.9)$$

де G_e – вага, яка припадає на ведучі колеса ТЗ.

На коефіцієнт зчеплення впливають тип дорожнього покриття, конструктивне виконання шин, тиск повітря в ній, рисунок протектора. Визначальними чинниками є покриття дорожнього полотна (рис. 3.4).

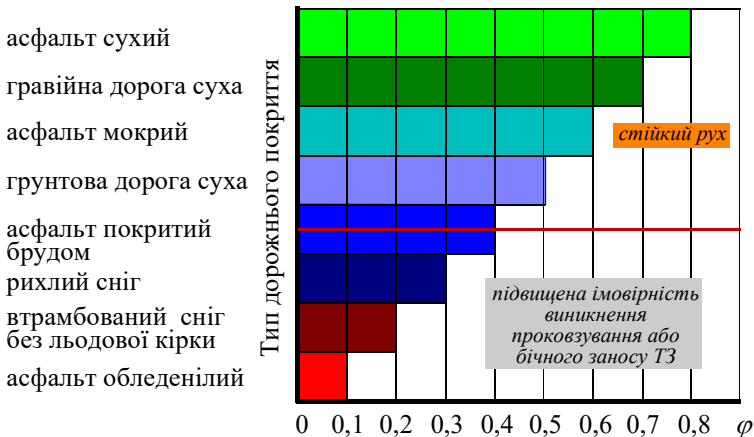


Рис. 3.4. Орієнтовні значення коефіцієнта зчеплення за типами дорожнього покриття



Рівняння, які описують рух ТЗ, добре відомі. Уточнимо їх застосування для різних умов і режимів руху. Для цього розглянемо процес руху колісного ТЗ в дорожніх умовах, характерних при організації доставки вантажів і перевезень пасажирів автомобільним транспортом. Розглянемо сили, які можуть впливати на рух ТЗ в повороті (рис. 3.5).

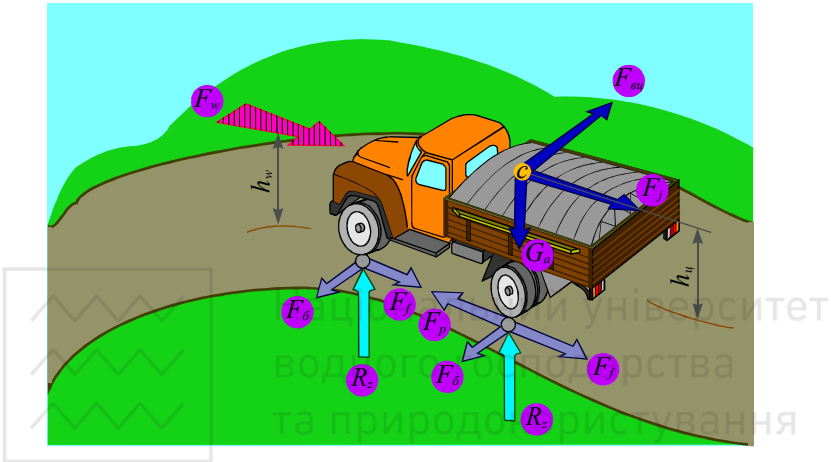


Рис. 3.5 Схема сил, які діють на ТЗ в загальному випадку руху:
 F_f – сила опору коченню коліс; F_p – сила тяги на ведучих колесах;
 F_{δ} – сила опору бічному ковзанню коліс;
 F_w – сила опору повітряного середовища; F_j – сила інерції.
 R_z – реакція дороги на опорні колеса; G_a – сила ваги ТЗ

У випадку прямолінійного руху на ТЗ чинять вплив такі сили (представимо алгебраїчною сумою сил опору ΣF_{on})

$$\Sigma F_{on} = F_w + F_f \pm F_h \pm F_j, \text{ Н}, \quad (3.10)$$

- де F_w – сила опору повітряного середовища, Н;
 F_f – сили опору коченню коліс, Н;
 F_h – сила опору підйому (спуску) дороги, Н;
 F_j – сила інерції (сила опору розгону ТЗ або гальмування), Н.



Сила опору повітряного середовища обумовлена аеродинамічним опором, величина якої залежить від швидкості ТЗ, його розмірів і конфігурації, ступеня обтічності поверхонь (кузова, кабіни, зовнішніх елементів), напрямку і характеру поривів вітру. Силу F_w , як рівнодіючу всіх складових аеродинамічного опору, прикладають в центра парусності на висоті h_w від поверхні дороги. Вона визначається виразом (Платонов 1981, с. 142; Рудзінський 1993, с. 40; Вахламов 2006, с. 45; Волков 2010, с. 57; Mashadi 2012, с. 135)

$$\begin{aligned} F_w &= C_x \cdot \rho_{пов} \cdot \lambda_m \cdot F_l \cdot \frac{V_a^2}{2} = \\ &= K_w \cdot F_l \cdot V_a^2 = W \cdot V_a^2, \text{ Н,} \end{aligned} \quad (3.11)$$

де C_x – безрозмірний коефіцієнт обтічності;
 $\rho_{пов}$ – густина повітря, $\text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$ ($1,225 \text{ кг}/\text{м}^3$);
 λ_m – коефіцієнт модулювання, $\lambda_m = 1,1-1,3$;
 F_l – найбільша площа ТЗ в поперечному перерізі (площа лобової поверхні), м^2 ;
 V_a – швидкість руху ТЗ, $\text{м}/\text{с}$;
 K_w – емпіричний коефіцієнт опору повітря (коефіцієнт обтічності), $\text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$;
 W – фактор обтічності, $\text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^2$.

Площу лобової поверхні F_l ТЗ з достатньою точністю можна визначити (Вахламов 2006, с. 46; Абишев 2016, с. 31–32):
- для вантажного ТЗ

$$F_l \approx B \cdot H_a, \text{ м}^2; \quad (3.12)$$

- для легкового ТЗ

$$F_l \approx 0,78 \cdot B_a \cdot H_a, \text{ м}^2. \quad (3.13)$$

де B – колія ТЗ, м ;

B_a – найбільша ширина ТЗ, м ;

H_a – найбільша висота ТЗ, м .



Орієнтовні значення параметрів обтічності наведено в табл. 3.2.

Таблиця 3.2

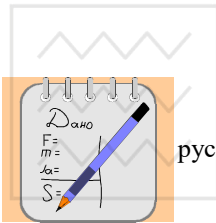
Параметри обтічності ТЗ*

Тип ТЗ	$K_w, \text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$	$F_l, \text{м}^2$	$W, \text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^2$
Вантажний	0,6–0,7	3–5	1,8–3,5
Автобус	0,25–0,4	4,5–6,5	1–2,6
Легковий	0,2–0,4	1,5–2,8	0,3–0,9

* Примітка. Литвинов 1989, с. 42; Кошарний 1992, с. 91; Рудзінський 1993, с. 42; Волков 2010, с. 58

Потужність N_w необхідна для подолання опору повітря

$$N_w = \frac{F_w \cdot V_a}{1000}, \text{ кВт.} \quad (3.14)$$



Визначити силу і потужність опору повітря при русі ТЗ із швидкістю 20 м/с.
Дано: $K_w = 0,25 \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$; $F_l = 2,3 \text{ м}^2$.

Сила опору повітря F_w

$$F_w = K_w \cdot F_l \cdot V_a^2 = 0,25 \cdot 2,3 \cdot 10^2 = 57,5 \text{ Н.}$$

Потужність N_w необхідна для подолання опору повітря

$$N_w = \frac{57,5 \cdot 10}{1000} = 0,575 \text{ кВт.}$$

Сила опору кочення колеса залежить від типу і стану дорожнього полотна, пластичної деформації шин, характеру взаємодії з опорною поверхнею, тиску повітря в шині, тертя в підшипниках кочення коліс.

Сумарна сила F_f опору кочення коліс ТЗ складається з сил опору кочення коліс кожної осі і рівна



$$\sum_{i=1}^n F_{f_i} = \sum_{i=1}^n F_{f_i} = \sum_{i=1}^n G_{\kappa i} \cdot f_i, \text{ Н}, \quad (3.15)$$

де n – кількість коліс ТЗ;

$G_{\kappa i}$ – навантаження на i -те колесо;

f_i – коефіцієнт опору кочення i -го колеса.

Силу опору кочення коліс рахують зосередженою і прикладеною до коліс в площині дороги.

Експериментально коефіцієнт $f_{ек}$ опору кочення визначають шляхом буксування ТЗ з вільним коченням коліс на горизонтальній ділянці дороги і одночасним фіксуванням величини сили опору $F_{f,ек}$ за допомогою динамометра, тоді

$$f_{ек} = \frac{F_{f.ек}}{G_a}. \quad (3.16)$$

Для малих швидкостей (до 15 м/с) коефіцієнт опору кочення приймають величиною постійною. Для більших швидкостей руху ТЗ використовується різні емпіричні формули (Литвинов 1989, с. 33; Рудзінський 1993, с. 36; Волков 2010, с. 32; Mashadi 2012, с. 133; Абишев 2016, с. 27)

$$f = f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_a^2}{1500} \right) \text{ або } f = f_0 + k_f \cdot V_a^2, \quad (3.17)$$

де f_0 – коефіцієнт опору кочення при русі ТЗ з малою швидкістю (табл. 3.3);

V_a – швидкість руху ТЗ, м/с;

k_f – константа, наближено можна прийняти $k_f = 7 \cdot 10^{-6}$ (Литвинов 1989, с. 33).

Потужність N_f , необхідна для подолання опору кочення під час руху ТЗ

$$N_f = \frac{F_f \cdot V_a}{1000}, \text{ кВт}. \quad (3.18)$$



Орієнтовні значення коефіцієнта опору кочення*

Тип дорожнього покриття	Значення коефіцієнта опору кочення	
	f_0 при $V_a = 15$ м/с	f (середнє значення)
Асфальтобетонне	0,015	0,01–0,02
Бруківка	0,025	0,023–0,030
Гравійне	0,02	0,020–0,025
Ґрунтова дорога	суха	-
	мокра	-
Пісок	-	0,10–0,30
Сніг втрамбований	-	0,07–0,10

* Примітка. Литвинов 1989, с. 32; Рудзінський 1993, с. 37; Сахно 2004, с. 8; Волков 2010, с. 31; Mashadi 2012, с. 133



Визначити силу і потужність опору кочення розрахункового ТЗ вагою $G_a = 20,9$ кН при русі з різними швидкостями $V_{a1} = 10$ м/с та $V_{a2} = 24$ м/с, якщо $f_0 = 0,015$.

Сила опору кочення:
- при $V_{a1} = 10$ м/с

$$F_{f1} = G_a \cdot f_0 = 20900 \cdot 0,015 = 313,5 \text{ Н}$$

при $V_{a1} = 24$ м/с

$$F_{f2} = G_a \cdot f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_a^2}{1500}\right) = 20900 \cdot 0,015 \cdot \left(1 + \frac{24^2}{1500}\right) = 433,9 \text{ Н.}$$

Потужність N_f , необхідна для подолання опору кочення під час руху ТЗ

- при $V_{a1} = 10$ м/с

$$N_{f1} = \frac{313,5 \cdot 10}{1000} = 3,13, \text{ кВт};$$

- при $V_{a1} = 24$ м/с

$$N_{f2} = \frac{433,9 \cdot 24}{1000} = 10,41, \text{ кВт.}$$

Характерною особливістю автомобільних доріг є наявність підйомів і спусків, які залежать від рельєфу



місцевості. Крутизна підйому визначається величиною кута α_n або ухилом дороги в частках i (наприклад $i = 2\%$; $i = 0,02$).

Під час підйому ТЗ (або його спуску) сила ваги G_a розподіляється на дві складові – паралельну дорозі ($G_a \cdot \sin \alpha_n$) і перпендикулярну їй ($G_a \cdot \cos \alpha_n$). Складову $G_a \cdot \sin \alpha_n$ називають силою опору підйому і позначають F_h (прикладена в центрі ваги на висоті h_c)

$$F_h = G_a \cdot \sin \alpha_n \approx i \cdot G_a, \text{ Н.} \quad (3.19)$$

При русі ТЗ на спуск ця сила міняє знак і стає штовхаючою (активною) силою.

Для зручності розв'язування завдань, пов'язаних з рухом ТЗ, силу опору кочення та підйому об'єднують одним поняттям – сила F_{ψ} опору дороги

$$F_{\psi} = F_f \pm F_h = f \cdot G_a \cdot \cos \alpha_n \pm G_a \cdot \sin \alpha_n, \text{ Н.} \quad (3.20)$$

Потужність N_h , необхідна для подолання підйому з ухилом i

$$N_f = \frac{F_h \cdot V_a}{1000} = \frac{i \cdot G_a \cdot V_a}{1000}, \text{ кВт.} \quad (3.21)$$



Визначити силу і потужність опору підйому розрахункового ТЗ вагою $G_a = 20,9$ кН при русі його із швидкістю $V_a = 10$ м/с на підйом, кут якого рівний $3^\circ 30'$ ($i = 0,06$).

Сила опору підйому F_h

$$F_h = 0,06 \cdot 20900 = 1254 \text{ Н.}$$

Потужність N_h , необхідна для подолання підйому з ухилом i

$$N_f = \frac{1254 \cdot 10}{1000} = 12,54 \text{ кВт.}$$



До зовнішніх сил відноситься і сила F_j інерції. У випадку поступального руху ТЗ з прискоренням

$$F_j = \frac{G_a}{g} \cdot j_a, \text{ Н}, \quad (3.22)$$

де j_a – прискорення ТЗ, м/с^2 .



Вантажний ТЗ (масою 4250 кг) рухається із швидкістю 30 км/год (8,3 м/с), розганяється до швидкості 70 км/год (19,4 м/с) за 10 с. Визначити силу, яка необхідна для його розгону.

Прискорення вантажного ТЗ

$$j_a = \frac{V_{a2} - V_{a1}}{t} = \frac{19,4 - 8,3}{10} = 1,11 \text{ м/с}^2.$$

Сила, необхідна для подання інерції ТЗ

$$F_j = m_a \cdot j_a = 4250 \cdot 1,11 = 4718 \text{ Н}.$$

При нерівномірному русі і рушанні ТЗ з місця виникають його власні сила та момент інерції, спрямовані проти руху, тоді розгорнутий вираз сили інерції F_j запишеться як (Рудзінський 1993, с. 39; Вахламов 2006, с. 47)

$$F_j = \frac{G_a}{g} \cdot j_a \cdot \delta_a = \frac{G_a}{g} \cdot j_a \cdot \left(1 + \frac{g}{G_a \cdot r_\delta^2} \cdot \sum I_i \cdot u_i^2 \right), \text{ Н}, \quad (3.23)$$

де δ_a – коефіцієнт, який враховує інерцію обертових мас ТЗ;

I_i, u_i – момент інерції і передаточне число i -тої обертової деталі (агрегату).

Від сумарної дії сил опору виникає поздовжня реакція із сторони опорної поверхні, прикладена до коліс ТЗ в площині дороги, – сила F_p тяги.



Виконуючи транспортну роботу, водій задає швидкість руху ТЗ, враховуючи різноманітні експлуатаційні умови. Сукупність властивостей, які визначають діапазон зміни швидкості руху та інтенсивності розгону ТЗ при його роботі в тяговому режимі за різних дорожніх умов називають тягово-швидкісним.

Для оцінки і аналізу тягово-швидкісних властивостей (визначення швидкостей, прискорень і граничних дорожніх умов за заданими параметрами ТЗ) найчастіше застосовують графоаналітичні методи на основі розрахунку тягової характеристики, тягового або потужнісного балансу, динамічної характеристики.

За цими характеристиками зручно визначати граничні показники тягово-швидкісних властивостей ТЗ:

- абсолютну і питому величини сили тяги;
- швидкість руху для заданого опору дорожнього полотна;
- прискорення;
- максимальний сумарний опір дороги, який може подолати на вищій передачі, в тому числі з максимальною швидкістю;
- максимальну швидкість руху;
- підйом, який може подолати ТЗ на різних передачах (в діапазоні руху).

Графічне зображення сили тяги та швидкості руху на кожній передачі називається тяговою характеристикою. Для побудови графіків використовуються розрахункові дані, зокрема:

1. Відповідність числа обертів ведучих коліс n_k ТЗ (або кутової швидкості ω_k) до числа обертів силової установки (двигуна) n_e (або кутової швидкості вала двигуна ω_e)

$$n_k = \frac{n_e}{U_{mp}} \quad \text{або} \quad \omega_k = \frac{\omega_e}{U_{mp}}, \quad \text{рад/с.} \quad (3.24)$$



2. Швидкість руху V_a ТЗ (швидкість в 1 м/с відповідає швидкості 3,6 км/год)

$$V_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{\partial} \cdot n_e}{60 \cdot u_{mp}}, \text{ м/с;}$$

$$V_a = \frac{3,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{\partial} \cdot n_e}{60 \cdot U_{mp}} \approx 0,377 \cdot \frac{r_{\partial} \cdot n_e}{U_{mp}}, \text{ км/год.} \quad (3.25)$$

3. Сила тяги F_p на ведучих колесах за умови рівномірного руху ТЗ

$$F_p = \frac{M_{\kappa}}{r_{\partial}} = \frac{M_e \cdot U_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_{\partial}}. \quad (3.26)$$

4. За розрахунковими даними будують залежність між силою тяги F_p і відповідною швидкістю руху.



Побудувати тягову характеристику легкового ТЗ (для умови рівномірного руху). Дано: передаточне число за передачами коробки передач $u_{\kappa 1} = 3,51$; $u_{\kappa 2} = 2,26$; $u_{\kappa 3} = 1,45$; $u_{\kappa 4} = 1,00$; передаточне число головної передачі $u_{гп} = 4,1$; динамічний радіус кочення колеса $r_{\partial} = 0,33$; к.к.д. трансмісії $\eta_{mp} = 0,9$. Значення крутного моменту двигуна M_e наведено в таблиці.

Параметр	Колова швидкість ω_e колінчастого вала, рад/с					
	136	220	304	388	472	556
Потужність, кВт	25,0	41,9	57,0	67,6	72,0	67,5
Крутний момент, Н·м	184	190	188	174	152	121

У випадку руху ТЗ на першій передачі при $\omega_e = 136$ рад/с та $M_e = 184$ Н·м отримаємо

$$V_I^1 = \frac{\omega_e \cdot r_{\partial}}{u_{\kappa 1} \cdot u_{zn}} = \frac{136 \cdot 0,33}{3,51 \cdot 4,1} = 3,12 \text{ м/с;}$$



$$F_{p,I}^1 = \frac{M_e \cdot u_{\kappa 1} \cdot u_{zn} \cdot \eta_{mp}}{r_{\partial}} = \frac{184 \cdot 3,51 \cdot 4,1 \cdot 0,9}{0,33} = 7230 \text{ Н.}$$

Результати виконаних розрахунків за всіма передачами зведемо в таблицю

Параметри	Колова швидкість ω_e колінчастого вала, рад/с					
	136	220	304	388	472	556
V_I , м/с	3,12	5,04	6,97	8,90	10,82	12,75
V_{II} , м/с	4,84	7,84	10,83	13,82	16,81	19,80
V_{III} , м/с	7,55	12,21	16,87	21,54	26,20	30,86
V_{IV} , м/с	10,95	17,71	24,47	31,23	37,99	44,75
$F_{p,I}$, Н	7221,67	7457,15	7378,66	6829,18	5965,72	4749,03
$F_{p,II}$, Н	4649,85	4801,47	4750,93	4397,14	3841,18	3057,78
$F_{p,III}$, Н	2983,31	3080,59	3048,16	2821,17	2464,47	1961,85
$F_{p,IV}$, Н	2057,45	2124,55	2102,18	1945,64	1699,64	1353,00

Якщо для шкали швидкості вибрати масштаб 4 мм, що відповідає 1 м/с, то для максимальної швидкості 45 м/с довжина шкали складе $l_v = 180$ мм (буде відповідати довжині шкали руху ТЗ на четвертій передачі). Таку ж довжину має шкала $\omega_{e,IV}$, крайня поділка якої відповідає кутовій швидкості колінчастого вала двигуна

$$\omega_{e,IV} = \frac{V_{IV} \cdot u_{\kappa 4} \cdot u_{zn}}{r_{\partial}} = \frac{45 \cdot 1 \cdot 4,1}{0,33} = 558 \text{ рад/с.}$$

Довжини шкал кутових швидкостей колінчастого вала для решти передач розраховуються аналогічно.

За результатами наведених розрахунків будемо тягову характеристику ТЗ (рис. 3.6).

Зауважимо, що графік тягової характеристики відповідає випадку рівномірного руху ТЗ. В експлуатаційних умовах ТЗ рухається нерівномірно, прискорено або сповільнено, і на величину сили тяги впливають сили інерції обертових деталей.

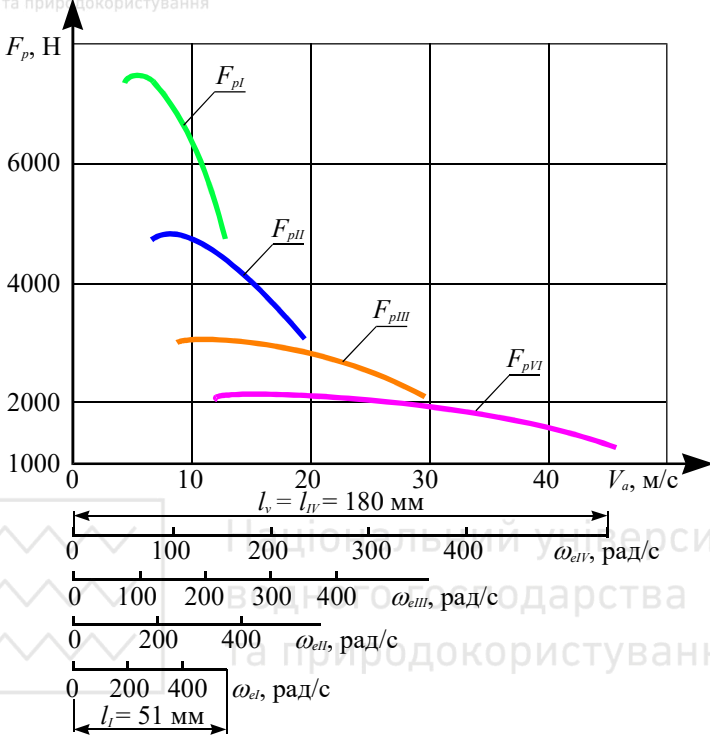


Рис. 3.6. Графічний вигляд розрахункової тягової характеристики ТЗ

Крутний момент на ведучих колесах $M_{к.о}$ при розгоні ТЗ описується залежністю (Кошарний 1992, с. 80; Абишев 2016, с. 20)

$$M_{к.о} = \eta_{mp} \cdot M_e \cdot U_{mp} - \frac{\eta_{mp} \cdot I_M \cdot U_{mp}^2 + I_2}{r_0^2} \cdot j, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.27)$$

де I_M – момент інерції маховика двигуна, Н·м·с²;

I_2 – сумарний момент інерції ведучих коліс, Н·м·с²;

j – прискорення центра колеса, рівне при прямолінійному русі прискоренню центра ваги ТЗ, м/с².



Тоді колова сила $F_{ко}$, яка діє на ведучі колеса при розгоні ТЗ запишеться як

$$F_{ко} = F_p - \frac{\eta_{mp} \cdot I_M \cdot U_{mp}^2 + I_2}{r_{\partial}^2} \cdot j, \text{ Н.} \quad (3.28)$$

Таким чином, під час розгону ТЗ колова сила $F_{ко}$ на ведучих колесах менша сили тяги F_p внаслідок затрат енергії на прискорення обертових мас силової установки і коліс. Під час сповільнення ТЗ колова сила більша сили тяги, оскільки енергія, накоплена ним під час розгону, може бути використана для продовження руху.

Вираз, який описує розподіл сили тяги ведучих коліс за окремими видами опору руху наливається тяговим балансом ТЗ. В загальному випадку руху ТЗ рівняння балансу має наступний вигляд

$$F_p = F_w + F_f \pm F_h \pm F_j, \text{ Н.} \quad (3.29)$$

Якщо дане рівняння підставити значення сили тяги і сил опору руху, виражені через конструктивні параметри ТЗ і характеристики дороги, то можна отримати розгорнуте рівняння тягового балансу ТЗ

$$\frac{M_e \cdot U_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_{\partial}} = K_w \cdot F_L \cdot V_a^2 + \frac{G_a}{g} \cdot j_a \cdot \delta_a \mp \pm f \cdot G_a \cdot \cos \alpha_n \pm G_a \cdot \sin \alpha_n. \quad (3.30)$$

У випадку приводу ведучих коліс електричним двигуном рівняння сили тяги прийме вигляд

$$\frac{M_{ел.р} \cdot U_{mp.ел} \cdot \eta_{mp.ел}}{r_{\partial}} = F_w + F_f \pm F_h \pm F_j, \quad (3.31)$$



де $M_{ел.p}$ – крутний момент електричного двигуна в тяговому режимі.

$U_{тр.ел}$ – загальне передаточне число трансмісії від електродвигуна до ведучих коліс;

$\eta_{тр.ел}$ – к.к.д. трансмісії з електричним двигуном.

Зобразимо тяговий баланс ТЗ графічно (рис. 3.7). Для цього в системі координат будують ряд кривих, що відображають залежність сили тяги від швидкості на різних передачах (див. побудова тягової характеристик), а також сили опору дороги F_{ψ} (якщо прийняти, що коефіцієнт опору кочення f не залежить від швидкості руху ТЗ, то графічним зображенням буде пряма лінія). Потім наносять значення сили опору повітря F_w над кривою F_{ψ} (значення сил сумуються). Крива $F_{\psi+w}$ визначає тягову силу, необхідну для оцінки руху ТЗ в конкретних дорожніх умовах.

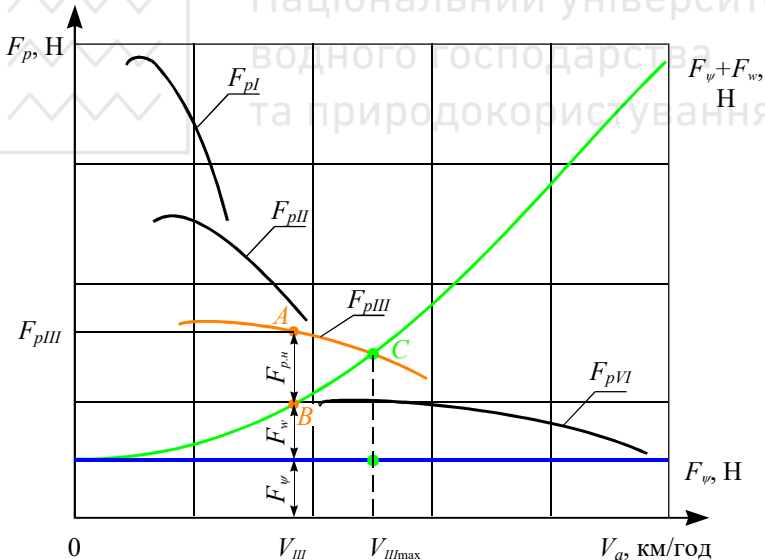


Рис. 3.7. Графічний вигляд тягового балансу ТЗ



Якщо сила тяги (наприклад для третьої передачі рівна F_{pIII} , точка *A*) більша за сумарну силу опору дороги $F_{\psi+w}$ (точка *B*), то ТЗ характеризується надлишковою тяговою силою $F_{p,n}$ (різниця сил $F_{pIII} - F_{\psi+w}$), яка може бути використана на подолання додаткового опору руху або його розгону (наприклад, на подолання сил інерції $F_{p,n} = F_j$) до досягнення певної максимальної швидкості (точка *C*).

Якщо крива сили тяги F_p буде знаходитися нижче кривої опору дороги $F_{\psi+w}$, ТЗ може рухатися тільки сповільнено.

Для аналізу динамічних властивостей ТЗ замість співвідношення сил можна використовувати розподіл тягової потужності N_m

$$N_m = N_e - N_{mp} = N_w + N_f \pm N_h \pm N_j, \text{ кВт}, \quad (3.32)$$

де N_e – ефективна потужність силової установки, кВт;

N_m – потужність втрат в трансмісії (внутрішнього опору), кВт;

N_w – потужність, яка витрачається на подолання сил опору повітряного середовища, кВт;

N_f – потужність, яка витрачається на подолання сил опору кочення коліс, кВт;

N_h – потужність, яка витрачається на подолання сил опору підйому дороги, кВт;

N_j – потужність, яка витрачається на подолання сил інерції, кВт.

Співвідношення надлишкової сили тяги до повної ваги ТЗ називається динамічним фактором

$$D = \frac{F_p - F_w}{G_a} = \psi + \frac{\delta_a}{g} \cdot j_a. \quad (3.33)$$

Максимальне значення динамічного фактору D_{max} визначається величиною найбільшого дорожнього опору ψ_{max} (для вантажних ТЗ складає 0,35–0,45; для автомобілів підвищеної прохідності може досягати 0,7–0,8; для легкових – 0,04–0,1).



У випадку рівномірного руху ТЗ (прискорення $j_a = 0$) динамічний фактор рівний величині сумарного коефіцієнта опору дороги

$$D = \psi . \quad (3.34)$$

Для руху ТЗ без буксування ведучих коліс повинна виконуватися умова

$$D_{3ч} \geq D \geq \psi . \quad (3.35)$$

За допомогою динамічної характеристики можна визначити максимальну швидкість руху для заданої дороги і граничну величину коефіцієнта опору (рис. 3.8).

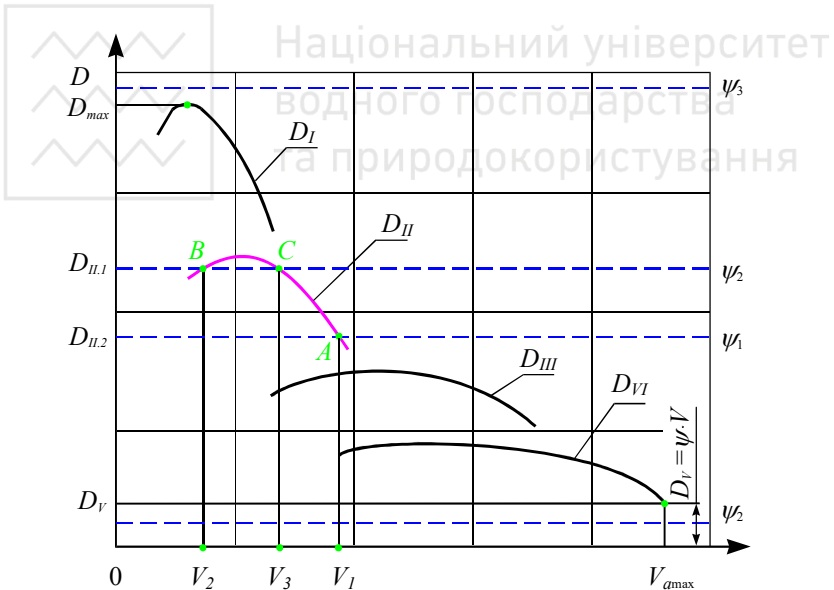


Рис. 3.8. Графічний вигляд динамічної характеристики ТЗ



Для визначення максимальної швидкості руху ТЗ наносять прямі сумарного коефіцієнта опору дороги для різних його значень від ψ_1 до ψ_4 .

Якщо опір дороги відповідає величині ψ_1 і перетинає криву динамічного фактору в точці A , то швидкість руху ТЗ складе V_1 . У випадку перетину кривої динамічного фактору в двох точках B та C (крива ψ_2) рівномірний рух ТЗ можливий при швидкості V_2 так і V_3 .

При більших значеннях величини коефіцієнта опору (крива ψ_3) рух ТЗ тільки сповільнений.

При малих значеннях величини коефіцієнта опору (крива ψ_4) рух ТЗ супроводжується його розгоном.



Визначити динамічний фактор вантажного ТЗ за умовою тяги та зчепленню коліс з дорогою та оцінити можливість його руху. Дано: маса ТЗ становить 4250 кг, в тому числі на ведучі колеса – 2975 кг; ведучі колеса розвивають силу тяги в 8245 Н; сила опору повітря – 534 Н; сумарний коефіцієнт дорожнього опору – 0,08; коефіцієнт зчеплення ведучих коліс – 0,1.

Динамічний фактор ТЗ за умовою тяги

$$D = \frac{F_p - F_w}{G_a} = \frac{8245 - 534}{4250 \cdot 9,81} = 0,185 .$$

Динамічний фактор ТЗ за умовою зчеплення коліс

$$D_{зч} = \varphi \cdot \frac{m_{вед}}{m_a} = 0,1 \cdot \frac{2975}{4250} = 0,07 .$$

Для руху ТЗ без буксування ведучих коліс повинна виконуватися умова

$$D_{зч} \geq D \geq \psi ;$$

$$0,07 \geq 0,185 \geq 0,08 .$$



Гальмівні властивості транспортного засобу

Високі вимоги до гальмівних властивостей ТЗ обумовлені їх взаємозв'язком з тягово-швидкісними властивостями. Гальмування застосовують для зменшення швидкості руху ТЗ або його утримання нерухомим відносно дороги шляхом створення і зміни штучного опору руху. Внаслідок гальмування ТЗ відбувається поглинання кінетичної енергії, яку він накопичує за час руху з певною швидкістю.

Режим, при якому до всіх або декількох коліс ТЗ прикладаються гальмівні моменти називається гальмівним режимом.

Залежно до експлуатаційних (ситуативних) умов руху ТЗ застосовуються наступні режими гальмування:

1. Робоче (службове) – режим гальмування, при якому гальмівні сили на колесах ТЗ не досягають максимально можливого значення за зчепленням. Таке гальмування основне, і складає 85–95% загального часу роботи гальмівної системи.

2. Екстрене (негайне) – режим гальмування, при якому гальмівні сили на колесах ТЗ досягають максимально можливого значення за зчепленням. Його застосовують у випадку раптової непередбаченої зміни руху ТЗ за малий відрізок часу (складає 2–4% від загального числа гальмувань).

При екстреному гальмуванні колесо знаходиться на грані юзу (повного ковзання), але ще котиться з деяким проковзуванням. Максимальне значення гальмівної сили на колесі досягається при його 15–30% проковзуванні (Вахламов 2006, с. 124).

3. Утримання на місці нерухомого ТЗ – до 5–10% (переважно застосовують стояночну гальмівну систему).

4. Тривале гальмування з невеликою інтенсивністю (до 10–40%) характерне для руху гірськими дорогами, а також для міських умов с насиченим транспортним потоком.

Для дослідження процесу гальмування зручно використати рівняння тягового балансу. При цьому рушійною силою буде сила інерції F_j (тягова сила F_p рівна нулю), а до сил опору добавиться гальмівна сила F_t (рис. 3.9).

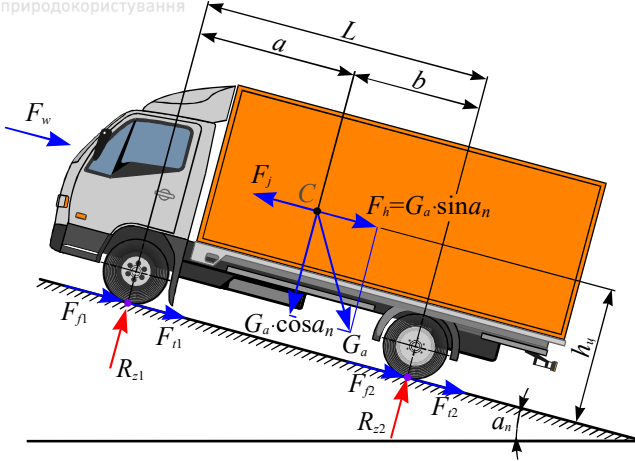


Рис. 3.9. Схема сил, які діють на ТЗ при гальмуванні:

F_{f1}, F_{f2} – сили опору коченню відповідно передніх і задніх коліс ТЗ;
 F_{t1}, F_{t2} – гальмівні сили на колесах передньої і задньої осей;
 F_h, F_w – сила опору відповідно підйому дороги і опору повітряного середовища; F_j – сила інерції

Рівняння руху ТЗ при його гальмуванні на підйом прийме вигляд

$$F_{f1} + F_{f2} + F_{t1} + F_{t2} + F_h + F_w - F_j = 0. \quad (3.36)$$

Найбільше (максимальне) значення гальмівної сили з умови зчеплення колеса з дорогою (Рудзінський 1993, с. 69)

$$F_{t \max} = F_{t1} + F_{t2} = \varphi \cdot (R_{z1} + R_{z2}) \cdot \cos \alpha_n. \quad (3.37)$$

Оскільки

$$R_{z1} + R_{z2} = G_a, \quad (3.38)$$

тоді

$$F_t = \varphi \cdot G_a \cdot \cos \alpha_n, \quad (3.39)$$



де φ – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою;
 R_z – нормальна реакція опорної поверхні на колесо, Н;
 α_n – кут підйому (поздовжнього нахилу).

Для кращого розуміння природи виникнення гальмівної сили F_t розглянемо роботу гальмівного механізму барабанного типу (рис. 3.10).

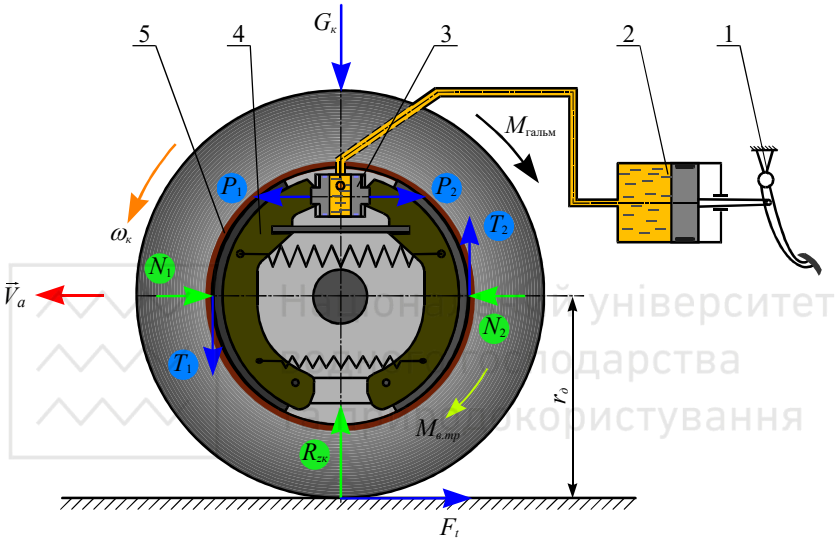


Рис. 3.10. Схема гальмівної системи з механізмом барабанного типу

При натисканні на педаль гальм 1 рідина з головного гальмівного циліндра 2 під тиском надходить до колісного циліндра 3, внаслідок чого поршні розходяться і розсувають колодки 4 (від дії розтискувальних сил P_1 і P_2), які взаємодіють з гальмівним барабаном 5. Під дією сил тертя T_1 і T_2 у гальмівному барабані 5 виникає внутрішній момент тертя $M_{в.тр}$, внаслідок дії якого виникає обертовий момент гальмування $M_{гальм}$ на колесі (оскільки барабан обертається разом із маточиною колеса). На протидію моменту $M_{гальм}$ опорна поверхня відповідає силою F_t (дотична реакція), яка є зовнішньою і прикладається до ободу колеса від полотна дороги, тобто



$$F_t = \frac{M_{\text{гальм}}}{r_{\text{д}}}, \text{ Н}, \quad (3.40)$$

де $r_{\text{д}}$ – динамічний радіус колеса, м.

Для оцінки гальмівної динамічності ТЗ визначають сповільнення ТЗ при гальмуванні (j_z , м/с²), час гальмування (t_z , с) і гальмівний шлях (S_z , м).

Сповільнення при гальмуванні – це величина, на яку зменшується швидкість ТЗ за одиницю часу (від’ємне прискорення). У процесі гальмування рушійною є сила інерції, яка завжди числено рівна сумарній гальмівній силі.

Сповільнення при гальмуванні j_z в загальному вигляді можна представити виразом



$$j_z = \frac{\varphi + \psi}{\delta_z} g, \text{ м/с}^2, \quad (3.41)$$

де ψ – коефіцієнт опору дороги;

δ_z – коефіцієнт обертових мас при гальмуванні;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$.

Наближено можна прийняти, що сповільнення ТЗ залежить тільки коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою у випадку гальмування на горизонтальній дорозі з твердим покриттям та роз’єднаним двигуном.

У випадку робочого (службового) гальмування ТЗ сповільнення складає 1,5–3 м/с², в екстрених випадках на дорогах з високим коефіцієнтом зчеплення може досягати максимального значення в 8–9 м/с² (супроводжується неприємними відчуттями у водія і пасажирів, зміщенням вантажу, підвищенням зносом шин та ін.) (Литвинов 1989, с. 68; Рудзінський 1993, с. 70; Вахламов 2006, с. 124, 128; Волков 2010, с. 133).

Якщо під час гальмування значення коефіцієнта зчеплення φ не змінюється, то сповільнення залишається постійною величиною, яка не залежить від швидкості ТЗ.



Відобразимо процес гальмування ТЗ у вигляді гальмівної діаграми (рис. 3.11).

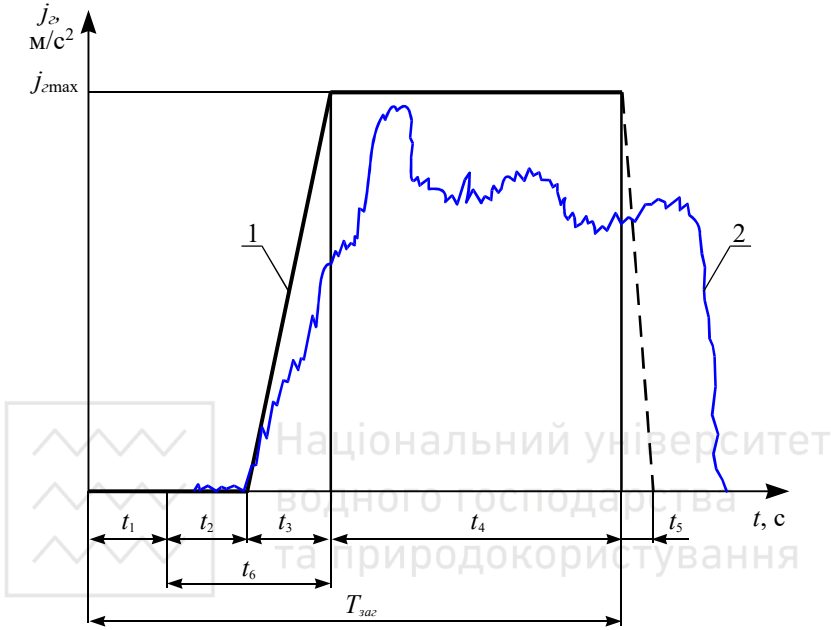


Рис. 3.11. Гальмівна діаграма ТЗ:

1 – теоретична; 2 – експлуатаційна;

- t_1 – час реакції водія (як правило не показується на діаграмі)
- t_2 – час запізненого спрацювання гальмівного приводу (від початку гальмування до моменту виникнення гальмівної сили)
- t_3 – час наростання сповільнення ТЗ
- t_4 – час гальмування з найбільшою інтенсивністю;
- t_5 – час спаду сповільнення (розгальмування);
- t_6 – загальний час спрацювання гальмівного приводу;
- $t_{\text{заг}}$ – час гальмування ТЗ до його повної зупинки

Визначальними факторами під час гальмування є дії водія і дорожні умови. Розрахункові тривалості часового періоду при гальмуванні такі (Литвинов 1989, с. 69; Рудзінський 1993, с. 70; Абишев 2016, с. 65):



– від появи сигналу про необхідність гальмування до моменту початку натискання водієм на гальмівну педаль, $t_1 = 0,2-1,5$ с;

– час переміщення елементів гальмівного приводу на величину зазорів, зростання тиску в системі, появи фрикційного контакту гальмівних механізмів. У технічно справній системі з гідроприводом і дисковими гальмівними механізмами $t_2 = 0,05-0,07$ с, з барабанными гальмівними механізмами $t_2 = 0,15-0,2$ с, в системі з пневмоприводом $t_2 = 0,2-0,4$ с);

– час, за який сповільнення збільшується від нуля до необхідного значення. Для легкових ТЗ складає $t_3 = 0,05-0,2$ с; для вантажних з гідроприводом – $t_3 = 0,05-0,4$ с; для вантажних з пневмоприводом $t_3 = 0,15-1,5$ с; для автобусів – $t_3 = 0,2-1,3$ с;

– при гальмуванні до зупинки час t_4 можна визначити за формулою $t_4 = V_{nz} / g \cdot \phi$; V_{nz} – початкова швидкість гальмування;

– після припинення гальмування (педаль гальмівної педалі відпущена) сповільнення ТЗ знижується не миттєво, а займає певний час. Для гідравлічного приводу гальм час t_5 в середньому складає $0,2-0,3$ с, а для пневматичного $1,2-2$ с (його враховують у випадку сповільнення ТЗ до певної швидкості).

Таким чином, загальний час гальмування T_{zag} до повної зупинки ТЗ

$$\begin{aligned} T_{zag} &= t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = t_1 + t_6 + t_4 = \\ &= t_1 + t_2 + \frac{t_3}{2} + \frac{V_{nz}}{j_{z,max}} = t_1 + t_2 + \frac{t_3}{2} + \frac{V_{nz}}{\phi \cdot g}, \text{ с.} \end{aligned} \quad (3.42)$$

Для наглядної оцінки гальмівних властивостей і практичного застосування, більше використовують не час гальмування, а гальмівний шлях (рис. 3.12).

Ефективність гальмування залежить від початкової швидкості гальмування, конструктивного виконання і стану гальмівних пристроїв, шин ТЗ, типу і стану дорожнього покриття, величини нахилу дороги та інших параметрів.

Тягові і гальмівні властивості взаємопов'язані, оскільки рух ТЗ відбувається з постійною зміною швидкості і потребує її



коригування шляхом ефективного гальмування відповідно до навколишньої ситуації.

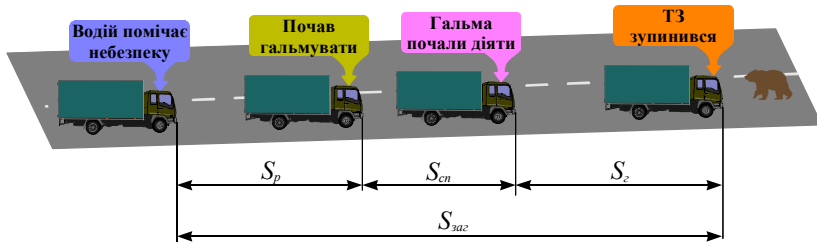
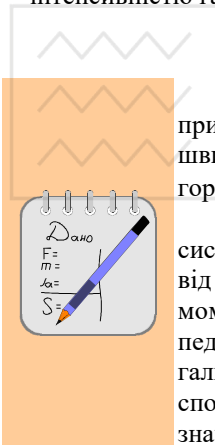


Рис. 3.12. Складові ділянки процесу гальмування і зупинного шляху:

S_p – шлях, який проходить ТЗ за час реакції водія;

$S_{сп}$ – шлях, який проходить ТЗ за час спрацювання гальмівної системи;

S_g – гальмівний шлях (шлях, який проходить ТЗ з найбільшою інтенсивністю гальмування); $S_{заг}$ – зупинний шлях (загальний шлях гальмування)



Визначити час гальмування і сповільнення ТЗ при його гальмуванні з від'єднаним двигуном із швидкості 20 м/с до повної зупинки на сухій горизонтальній дорозі з бетонним покриттям ($\varphi = 0,6$).

Дано: коефіцієнт ефективно дії гальмівної системи $K_e = 1,2$; часові періоди гальмування, зокрема, від появи сигналу про необхідність гальмування до моменту початку натискання водієм на гальмівну педаль, $t_1 = 0,8$ с; час появи фрикційного контакту гальмівних механізмів $t_2 = 0,2$ с; час, за який сповільнення збільшується від нуля до необхідного значення, $t_3 = 0,5$ с.

Зупинний час

$$T_{заг} = t_1 + t_2 + \frac{t_3}{2} + \frac{K_e \cdot V_{нез}}{\varphi \cdot g} = 0,8 + 0,2 + \frac{0,5}{2} + \frac{1,2 \cdot 20}{0,6 \cdot 9,81} = 5,3 \text{ с.}$$

Сповільнення при гальмуванні j_g

$$j_g = \frac{\varphi \cdot g}{K_e} = \frac{0,6 \cdot 9,81}{1,2} = 4,9 \text{ м/с}^2.$$



Величина гальмівного шляху S_e прямопропорційна квадрату швидкості ТЗ з моменту початку гальмування (при збільшенні початкової швидкості гальмівний шлях збільшується особливо швидко)

$$S_e = \frac{V_{nz}^2 \cdot K_e}{2 \cdot g \cdot \varphi}, \text{ м}, \quad (3.43)$$

де V_{nz} – початкова швидкість ТЗ гальмування ТЗ, м/с;

K_e – коефіцієнт ефективної дії гальмівної системи (враховує технічний стан гальмівної системи, нерівномірність розподілу гальмівних сил на колесах), приймають для легкових ТЗ – 1,2; для вантажних 1,3–1,4.

Зупинний шлях $S_{заг}$ пройдений ТЗ з моменту виявлення водієм перешкоди на дорозі до повної зупинки становить (Рудзінський 1993, с. 72; Касаткин 2004, с. 166; Вахламов 2006, с. 127; Волков 2010, с. 145)

$$S_{заг} = V_{nz} \left(t_1 + t_2 + \frac{t_3}{2} \right) + \frac{V_{nz}^2 \cdot K_e}{2 \cdot g \cdot \varphi}, \text{ м}. \quad (3.44)$$



Наприклад, при гальмуванні ТЗ з початкової швидкості $V_n = 16,7$ м/с (60 км/год) та вихідними даними $t_1 = 0,4$ с; $t_2 = 0,05$ с; $t_3 = 0,2$ с; розрахункові складові гальмівного шляху ще до початку гальмування з найбільшою інтенсивністю складуть $S_e = \Sigma V_{nz} \cdot t_i = 16,7 \cdot (0,4 + 0,05 + 0,2/2) = 9,2$ м. Таким чином, ТЗ пройшов 9,2 м, а гальмування ще немає.

Цей приклад вказує на те, що реакція водія і спрацювання гальмівної системи значно впливають на безпеку руху.

Критерієм ефективності гальмування ТЗ є досягнення рекомендованого значення гальмівного шляху, який можна визначити методом дорожніх або стендових випробувань.



Значення гальмівного шляху (S_z) згідно з ДСТУ 3649 (2011, с. 28) з метою випробувань ТЗ обчислюють за формулою

$$S_z = \frac{V_{nz}}{3,6 \cdot (t_2 + 0,5 \cdot t_3)} + \frac{V_{nz}^2}{26 \cdot j_z}, \text{ м}, \quad (3.45)$$

де V_{nz} – початкова швидкість гальмування, км/год;

t_2 – проміжок часу від початку гальмування ТЗ до моменту виникнення сповільнення (гальмівної сили), с;

t_3 – час наростання сповільнення, с;

j_z – усталене сповільнення ТЗ, м/с².

Дорожні випробування робочої гальмівної системи для автомобілів, автобусів і автопоїздів за довжиною гальмівного шляху проводяться на горизонтальній ділянці дороги з рівним, сухим, чистим цементно- або асфальтобетонним покриттям при швидкості ТЗ на початок гальмування в 40 км/год (рис. 3.13).



Рис. 3.13. Допустимі значення гальмівного шляху ТЗ (згідно ПДР 2022, с. 38; ДСТУ 3649:2010, с. 15)

Гальмівний шлях при екстремому гальмуванні ТЗ без блокування коліс з антиблокувальною системою $S_{z.ABC}$ (Кашканов, 2012, с. 135)



$$\begin{aligned} S_{z.ABC} &= V_{nz} \cdot (t_2 + 0,5 \cdot t_3) + \\ &+ \frac{\delta_a \cdot G_a \cdot (V_{nz} - 0,5 \cdot t_3 \cdot j_z)^2}{2g \left(\sum_{i=1}^n \frac{M_{zальм.i} \cdot (1-s_i)}{r_\partial} + \sum_{i=1}^n G_{ki} \cdot f_i \cdot (1-s_i) + \dots \right)} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{1}{3} \cdot K_w \cdot F_l \cdot V_w^2 + \dots \\ &\rightarrow \frac{M_r \cdot (1-s_{sr}) + \sum_{i=1}^n R_{zi} \cdot \phi_i \cdot s_i \pm G_a \cdot i}{r_\partial}, \end{aligned} \quad (3.46)$$

- де V_{nz} – початкова швидкість гальмування, км/год;
 t_2 – проміжок часу від початку гальмування ТЗ до моменту виникнення сповільнення (гальмівної сили), с;
 t_3 – час наростання сповільнення, с;
 j_z – усталене сповільнення ТЗ, м/с²;
 $M_{zальм.i}$ – гальмівний момент на i -му колесі ТЗ;
 s_i – повздовжнє проковзування на i -му колесі ТЗ;
 G_{ki} – нормальне навантаження на i -те колесо;
 f_i – коефіцієнт опору кочення для i -го колеса ТЗ;
 M_r – середній момент сил опору в трансмісії;
 s_{sr} – середнє арифметичне значення повздовжніх проковзувань ведучих коліс;
 R_{zi} – нормальна реакція на i -те колесо ТЗ;
 ϕ_i – коефіцієнт повздовжнього зчеплення i -го колеса;
 K_w – коефіцієнт опору повітря;
 F_l – площа міделя або лобова площа, яка рівна площі проекції ТЗ на площину, перпендикулярну його повздовжній осі;
 V_w – відносна швидкість повітря в момент натискання на педаль гальм;
 r_∂ – динамічний радіус кочення колеса;
 G_a – вага ТЗ;
 δ_a – коефіцієнт врахування обертових мас ТЗ;
 i – поздовжній ухил дороги.



3.3.

Паливна економічність і запас ходу транспортного засобу

Енергія визначається мірою здатності транспортного об'єкта здійснювати роботу. Із всіх видів енергії практичне застосуванням в автомобілебудуванні отримала тепла (згоряння палива), механічна та електрична з їх комбінаціями.

Одиницею енергії, як і роботи є джоуль (робота сили в один ньютон на шляху в один метр), $1 \text{ Дж} = 1 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Джерело енергії (силовий двигун) характеризується роботою, здійсненою в одиницю часу, тобто потужністю, розмірність якої вимірюють у ватах, $1 \text{ Вт} = 1 \text{ Дж/с}$.

Невід'ємним і особливим структурним елементом організації перевезень вантажів і пасажирів є ТЗ, ефективність якого залежить від виконаної транспортної роботи з найменшими енергетичними витратами (бензину або дизельного палива, електричної енергії, інших видів палива).

Загальну зміну механічної енергії E_a транспортного об'єкта у часі і просторі можна представити виразом (Кошарний 1992, с. 182; Сахно 2004, с. 89, 90; Mashadi 2012, с. 351)

$$E_a = E_k + E_n = \frac{M_a \cdot V_a^2 \cdot \delta}{2} + M_a \cdot g \cdot h, \text{ Дж}, \quad (3.47)$$

де E_k – кінетична енергія (енергія руху);

E_n – потенціальна енергія (енергія положення);

M_a – повна маса ТЗ, кг;

V_a – швидкість руху ТЗ, м/с;

δ – коефіцієнт, що враховує інерцію обертових мас ТЗ (силової установки, трансмісії, коліс), завжди більший одиниці;

h – координата просторового положення ТЗ (вертикальна координата центра мас ТЗ відносно прийнятого нульового рівня відліку), м.

Поступальний прямолінійний рух ТЗ визначається тим, що всі його точки мають однакову лінійну швидкість і описують траєкторії однакової форми. В результаті розгону ТЗ до обраної



швидкості зростає його кінетична енергія пропорційно квадрату швидкості.

Рух ТЗ відбувається в однорідному і постійному силовому полі, створеному тяжінням Землі. Потенційна енергія ТЗ набуває змін в процесі подолання підйомів дорожнього полотна (може бути додатною і від'ємною). Дія потенційної енергії сприяє переміщенню ТЗ, наприклад, накатом під час спуску з гори без використання двигуна. Іншими словами, сила земного тяжіння спрямована у бік зменшення потенційної енергії ТЗ.

Процес перетворення певного виду енергії у механічну роботу (привід рушія ТЗ) залежить від виду первісного енергетичного джерела (силової установки). Весь технологічний ланцюг перетворень вихідної виробленої енергії в механічну роботу приводу коліс ТЗ включає характерні блоки (наприклад, силову установку, трансмісію, ходову частину та ін.) з їх рівнем неефективних втрат (розсіювання енергії внаслідок процесів тертя деталей, температурного впливу, дисбалансу деталей).



ТЗ, маса якого 1400 кг, з нерухомого стану (спокою) розвиває швидкість до значення в 5 м/с.

Яка кінетична енергія ТЗ на кінцевому етапі руху?

Кінетична енергія ТЗ

$$E_k = \frac{M_a \cdot V_a^2}{2} = \frac{1400 \cdot 5^2}{2} = 17500 \text{ Дж.}$$

Дорожні умови руху і конструктивне виконання ТЗ обумовлюють зміну використання механічної енергії. Розглянемо енергетику ТЗ на основі балансу потужності, прийнявши, що механічна енергія від силової установки підводиться через трансмісію до ведучих коліс

$$N_e \cdot \eta_{mp} = N_k = M_k \cdot \omega_k, \quad (3.48)$$



де N_e – ефективна потужність силової установки, кВт;
 η_{mp} – к.к.д. трансмісії для приводу ведучих коліс;
 N_k – потужність, яка підводиться до ведучих коліс ТЗ, кВт;
 M_k, ω_k – крутний момент і кутова швидкість обертання вала рушія (ведучих коліс) відповідно.

У загальному вигляді потужність силової установки N_e витрачається на подолання опору кочення коліс (потужність N_f), підйому ТЗ (потужність N_h), опору повітря (потужність N_w) та на розгін ТЗ (потужність N_j), тобто (Сахно 2004, с. 71)

$$\begin{aligned} N_e &= N_f + N_h + N_w + N_j = N_\psi + N_w + N_j = \\ &= \frac{G_a(f \cdot \cos \alpha_n + \sin \alpha_n) \cdot V_a + K_w \cdot F_a \cdot V_a^3 + F_j \cdot V_a}{1000 \cdot \eta_{mp}}, \text{кВт.} \end{aligned} \quad (3.49)$$

Згідно виразу потужнісного балансу повне рівняння паливного (енергетичного) балансу Q_s ТЗ представимо виразом (Сахно 2004, с. 82; Волков 2010, с. 170)

$$Q_s = Q_\psi + Q_w + Q_j + Q_e, \text{ л/100 км (кВт·год/100 км),} \quad (3.50)$$

де Q_ψ – витрати палива (енергії) на подолання опору дорожнього полотна;

Q_w – витрати палива (енергії) на подолання опору повітряного середовища;

Q_j – сумарні витрати палива (енергії) на розгін ТЗ, прискорене обертання деталей трансмісії і всіх коліс;

Q_e – сумарні внутрішні витрати в силевій установці і трансмісії ТЗ (наприклад, неефективних теплових втрат у ДВЗ, механічних втрат у трансмісії внаслідок тертя деталей, необхідності приводу додаткового обладнання та ін.).

Найпростіший спосіб оцінити конструктивну досконалість ТЗ за паливною економічністю полягає у визначенні витрати палива Q_s (в літрах) або споживання енергії (в кВт·год) віднесеної до довжини пройденого шляху S_a в



конкретних дорожніх умовах. В експлуатаційній практиці для розрахунків паливної економічності приймають довжину пройденого шляху в 100 км, тоді шляхова витрата палива Q_l запишеться як

$$Q_l = \frac{Q_s}{S_a} \cdot 100, \text{ л/100 км (кВт·год/100 км)}. \quad (3.51)$$

Часто виникає необхідність в наближеному (узагальненому) підрахунку запасу ходу L_z з метою планування зупинок для заправки (зарядки) ТЗ, відпочинку водіїв, уникнення непередбачених ситуацій, які можуть мати місце при поїзді, зокрема:

- за відомою середньою шляховою витратою палива тепловим ДВЗ і місткістю паливного бака ТЗ

$$L_{z.двз} = \frac{Q_{пб} - Q_{нб}}{Q_l} \cdot 100, \text{ км} \quad (3.52)$$

або в врахуванням залишку палива в баку

$$L_{z.двз} = \frac{Q_{зб} - Q_{нб}}{Q_l} \cdot 100, \text{ км}, \quad (3.53)$$

де $Q_{пб}$ – місткість паливного бака ТЗ (у випадку повного заповнення паливом до заливної горловини), л;

$Q_{зб}$ – залишок палива в баку на момент підрахунку (або залитого в пустий бак), л;

$Q_{нб}$ – рекомендований мінімальний залишок палива в баку, л;

Q_l – середня шляхова витрата палива ТЗ, л/100 км.

- за сумарною спожитою енергією електричного ТЗ (без його підзарядки)



$$L_{з.ел} = \frac{C_{б.ел} \cdot (1 - K_{б.ел})}{Q_{л.ел}} \cdot 100, \text{ км}, \quad (3.54)$$

де $C_{б}$ – сумарна ємність накопичувача енергії (тягової акумуляторної батареї) ТЗ, кВт·год;

$Q_{л.ел}$ – рівень споживання енергії ТЗ, кВт·год на 100 км;

$K_{б.ел}$ – мінімальна резервна ємність батареї для забезпечення безпечного функціонування електричної систем ТЗ (частка від загальної ємності).

Недоліком такого визначення запасу ходу полягає в тому, що він враховує тільки загальні технічні і паспортні дані ТЗ без оцінки конкретних умов руху для кожного типу дороги, дорожньої метеорологічної ситуації, стилю водіння. В цьому випадку необхідно розрахунковий запас ходу необхідно зменшити щонайменше на 10–20%.

Наприклад, згідно даних сайту *Renault* (URL-9), для легкового електричного ТЗ марки *Zoe E-Tech electric* з тяговою батареєю ємністю 52 кВт·год здатен подолати 376 км без необхідності зарядки при швидкості руху 50 км/год і з включеним кондиціонером (температура навколишнього середовища +20° С). У випадку пониження температури навколишнього середовища до -15° С і включеним обігрівачем запас ходу складе всього 190 км, меншим в два рази.



Визначити відстань яку може подолати вантажний ТЗ, рух якого передбачено з середньою швидкістю в 60 км/год. Витрата пального при такому режимі руху становить 15 л на 100 км. Запас пального в баку 65 л, рекомендований залишок палива в баку – 5 л.

Розрахунковий запас ходу складе

$$L_{з.двз} = \frac{Q_{зб} - Q_{нб}}{Q_l} \cdot 100 = \frac{65 - 5}{15} \cdot 100 = 400 \text{ км}.$$



Визначити запас ходу без підзарядки легкового електричного ТЗ. Дано: сумарна ємність тягової акумуляторної батареї ТЗ складає 80 кВт·год; рівень споживання енергії ТЗ – 17 кВт·год на 100 км; частка резервної ємності батареї – 0,15.

Розрахунковий запас ходу складе

$$L_{з,ел} = \frac{C_{б,ел} \cdot (1 - K_{б,ел})}{Q_{л,ел}} \cdot 100 = \frac{80 \cdot (1 - 0,15)}{17} \cdot 100 = 400 \text{ км.}$$

Також запас ходу ТЗ можна визначити, виходячи з питомої енергоємності батареї віднесеної до її маси (Демидов 2016, с. 93)

$$L_{з,ел} = \frac{1}{K} \cdot \frac{G_{б,ел} \cdot W_{б,ел} \cdot \eta_{б} \cdot \eta_{а}}{G_{а}}, \text{ км,} \quad (3.55)$$

де $G_{б,ел}$ – вага батареї (накопичувача енергії) ТЗ, кг;

$W_{б,ел}$ – питома енергоємність батареї ТЗ, кДж/кг;

$\eta_{б}$ – коефіцієнт корисної дії батареї;

$\eta_{а}$ – коефіцієнт корисної дії ТЗ;

K – коефіцієнт, який визначає умови руху ТЗ (середні розрахункові значення: для міських умов – 0,71; рух магістральною дорогою – 0,42; змішаний цикл – 0,59).

Практично кожен електричний ТЗ використовує свій тип тягової батареї за ємністю, які забезпечують різний запас ходу.

Між одиницями механічної, теплової та інших видів енергії існують прямі зв'язки, наприклад 1 кал = 4,1868 Дж. Кожний вид палива характеризується теплотворною здатністю.

У всіх випадках, коли ДВЗ виробляє ефективну потужність N_e (кВт), а питома витрата палива складає g_e (г/кВт·год), при русі ТЗ буде витрачатися палива за одну годину (Сахно 2004, с. 70; Вахламов 2006, с. 82; Волков 2010, с. 170)

$$Q_{год} = \frac{g_e \cdot N_e}{1000}, \text{ кг/год.} \quad \text{або} \quad Q_{год} = \frac{g_e \cdot N_e}{1000 \cdot \rho_n}, \text{ л/год,} \quad (3.56)$$



де ρ_n – густина палива, кг/л (для бензину $\rho_n = 0,74$ кг/л, для дизеля $\rho_n = 0,825$ кг/л).

З врахуванням швидкості руху шляхова витрата палива Q_l ТЗ складатиме величину

$$Q_l = \frac{g_e \cdot N_e}{10 \cdot V_a \cdot \rho_n}, \text{ л/100 км,} \quad (3.57)$$

де V_a – швидкість руху ТЗ, км/год.

Графічне відображення залежності шляхової витрати палива Q_l від швидкості V_a рівномірного руху ТЗ при різних значеннях коефіцієнта дорожнього опору ψ називають паливною характеристикою ТЗ (рис. 3.14). Вона може бути побудована для будь якої передачі. Кожна з кривих паливної характеристики має такі характерні точки: мінімальних витрат пального за економічною швидкістю $V_{ек}$ (точка А) і витрат пального при повному навантаженні на ДВЗ, що відповідає найбільшій швидкості ТЗ $V_{a,max}$ (точка ІІ).

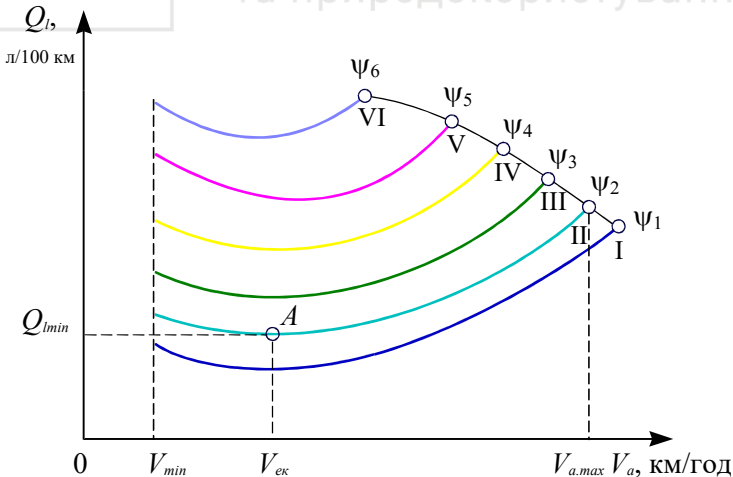


Рис. 3.14. Паливана характеристика ТЗ



Керованість транспортного засобу

Головне призначення водія полягає в керуванні ТЗ, тобто в забезпеченні перевізного процесу. Для кожної дорожньої ситуації можна говорити про бажаний для водія характер зміни (або збереження) параметрів руху ТЗ, який досягається саме завдяки процесу керування і реалізовується за допомогою органів керування. Керуючий криволінійний рух ТЗ можливий лише в разі повороту його керованих коліс.

Некерований рух, або відхилення заданого напрямку руху ТЗ може бути спричинене різними зовнішніми збуреннями, зокрема бічним поривом вітру, нерівностями покриття і особливим профілем дороги, різним коефіцієнтом зчеплення або опору кочення коліс, бічною еластичністю шини.

Для здійснення повороту, водій повинен задати певний поворотний момент на рульове колесо, значення якого залежить від зміни параметрів руху. Опір повороту рульового колеса при цьому буде називатися силовою реакцією ТЗ на керуючу дію. Виникаючі в результаті керуючого впливу зміни курсових і бічних параметрів є кінематичними реакціями ТЗ на керуючу дію (Литвинов 1989, с. 125).

Таким чином, керованість, як властивість, характеризує здатність ТЗ рухатися траєкторіями різної кривизни завдяки діям водія на органи керування.

Керованість проявляється незалежно від компонування, габаритних розмірів ТЗ і геометричних параметрів дороги. До основних факторів які впливають на керованість можна віднести: легкість керування (зменшення опору керуючим впливам); степінь повороткості (збереження заданого напрямку руху з врахуванням бічної еластичності шин) і стійкість при випадковому збуренні. Перераховані фактори залежать від конструкції і технічного стану рульового керування, кінематичної схеми підвіски коліс і приводу від рульового механізму, еластичності шин, виконання поворотно-зчіпних пристроїв. Керованість ТЗ суттєво погіршується внаслідок неправильно виставлених кутів коліс, перекосі осей, дисбалансі



коліс, наявності зазорів в рульовому приводі, невідповідного тиску повітря в шинах.

Керованість ТЗ найчастіше оцінюється такими показниками, як критична швидкість з умови керованості; поворотність; відношення кутів повороту керованих коліс; стабілізація керованих коліс.

Розглянемо вплив зовнішніх сил на передню керовану вісь (передній міст) при русі ТЗ в повороті з поверненими колесами відносно нетрального положення на середній кут θ (рис. 3.15). На передній міст діє штовхаюча сила F (складова якої F_{x1} , F_{y1}) і відцентрова сила $F_{\text{вц}1}$.

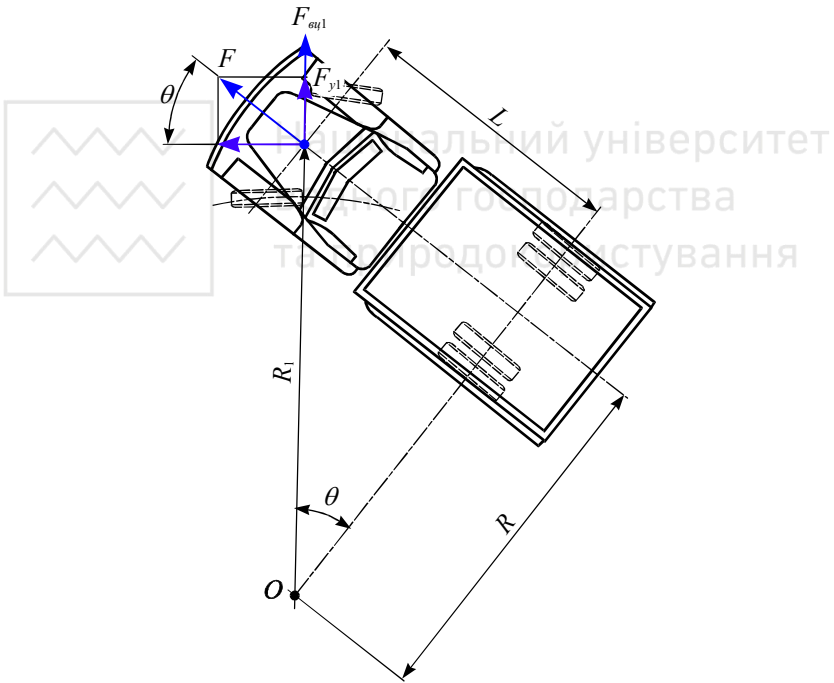


Рис. 3.15. Схема дії сил на керовану вісь при русі ТЗ в повороті

Складова F_{x1} від штовхаючої сили F паралельна площині керованих коліс і рівна силі опору кочення $F_{\text{п}}$



$$F_{x1} = F_{f1} = G_1 \cdot f, \quad (3.58)$$

де G_1 – сила ваги, що припадає на передній міст;
 f – коефіцієнт опору кочення керованих коліс.

Поперечна складова F_{y1} від штовхаючої сили F

$$F_{y1} = F_{f1} \cdot \operatorname{tg} \theta = G_1 \cdot f \cdot \operatorname{tg} \theta. \quad (3.59)$$

Відцентрова сила $F_{\text{вн1}}$ спрямована вздовж радіусу R_1 повороту середини переднього мосту

$$F_{\text{вн1}} = \frac{G_1 \cdot V_1^2}{g \cdot R_1} = \frac{G_1 \cdot V^2 \cdot \operatorname{tg} \theta}{L \cdot \cos \theta}, \quad (3.60)$$

де V_1 – швидкість руху переднього мосту, $V_1 = V \cdot R_1 / R$;

V – швидкість руху середини заднього мосту;

R – радіус повороту середини заднього мосту;

θ – кут між поздовжньою віссю ТЗ і вектором швидкості середини переднього мосту (середній кут повороту керованих коліс);

L – база ТЗ.

Сумарна дія сил F_{y1} та $F_{\text{вн1}}$ може викликати небажане бічне ковзання керованих коліс, щоб цього не сталося, необхідно дотримуватися умови

$$R_{y1} = F_{y1} + F_{\text{вн1}} \leq \sqrt{G_1^2 \cdot \varphi^2 - R_{x1}^2} \approx G_1 \sqrt{\varphi^2 - f^2}, \quad (3.61)$$

де R_{y1} , R_{x1} – відповідно поперечна і дотична реакція дороги на керовані колеса.

Швидкість, з якою ТЗ може рухатися на повороті без бічного ковзання керованих коліс називається критичною швидкістю руху ТЗ з умови керованості $V_{\text{кер}}$ (Рудзінський 1993, с. 105; Абишев 2016, с. 86)



$$V_{кер} = \sqrt{\left(\frac{\sqrt{\varphi^2 - f^2}}{\operatorname{tg} \theta} - f \right) \cdot g \cdot L \cdot \cos \theta}, \text{ м/с.} \quad (3.62)$$

Якщо швидкість ТЗ більша $V_{кер}$, то керовані колеса при повороті будуть ковзати у поперечному напрямі. Чим менший радіус повороту ТЗ, тим менша повинна бути його швидкість. При повному ковзанні, поворот передніх коліс не в змозі змінити напрям руху ТЗ і він втрачає керованість.

Критична швидкість зменшується при зростанні кута θ . При русі асфальтованими дорогами коефіцієнт зчеплення φ більший за коефіцієнт опору кочення f , тому ТЗ зберігає керованість навіть при малих радіусах повороту. Зниження критичної швидкості руху характерне для доріг з важкими умовами (пісок, сніг, обмерзле покриття).



Визначити критичну швидкість ТЗ за умови керованості, якщо $\theta = 20^\circ$ ($\operatorname{tg} 20^\circ = 0,364$; $\cos 20^\circ = 0,94$); $\varphi = 0,2$; $f = 0,04$.

Критична швидкість

$$\begin{aligned} V_{кер} &= \sqrt{\left(\frac{\sqrt{\varphi^2 - f^2}}{\operatorname{tg} \theta} - f \right) \cdot g \cdot L \cdot \cos \theta} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{\sqrt{0,2^2 - 0,04^2}}{0,364} - 0,04 \right) \cdot 9,81 \cdot 2,7 \cdot 0,94} \approx 3,5 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Головна особливість еластичного колеса полягає в тому, що воно сприймає поперечну силу із зміною напрямку руху. Внаслідок дії бічної сили F_{δ} (рис. 3.16) відбувається бічна деформація еластичної шини, в результаті чого колесо котиться під певним кутом до своєї площини і може мати вирішальне



значення при русі ТЗ криволінійною траєкторією на поворотах. В цьому випадку відбитки відмічених точок 1, 2, 3 на протекторі шини будуть зміщені під певним кутом відведення $\delta_{yв}$ відносно середньої поздовжньої площини з відповідними точками сліду 1', 2', 3'.

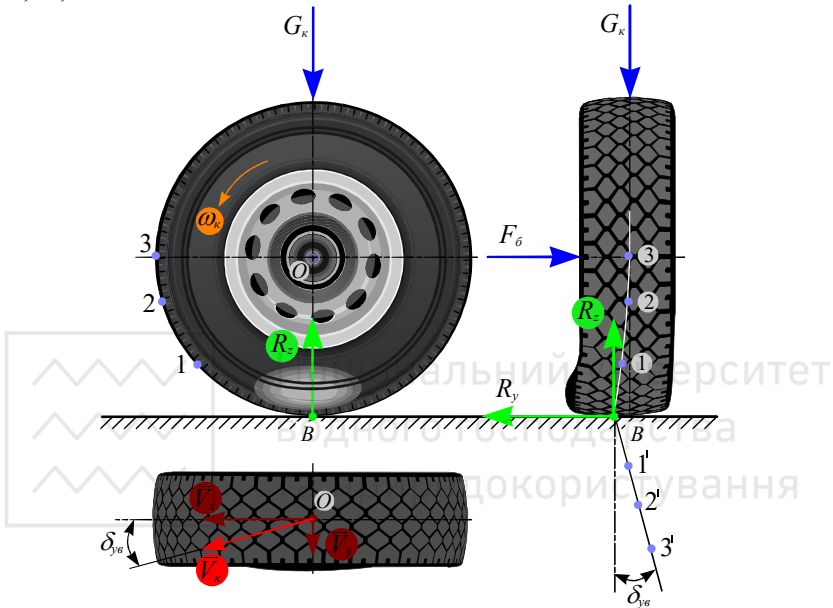


Рис. 3.16. Кочення еластичного колеса внаслідок дії бічної сили F_{δ}

Вектор швидкості колеса V_k , рівний геометричній сумі швидкостей V_x і V_y , відхиляється від площини обертання на деякий кут $\delta_{yв}$, який називається кутом відведення (Литвинов 1989, с. 132; Вахламов 2006, с. 142)

$$\delta_{yв} = \frac{F_{\delta}}{k_{yв}}, \quad (3.63)$$

де $k_{yв}$ – коефіцієнт опору бічного відведення шини (показує, яку бічну силу необхідно прикласти до колеса, щоб викликати його відведення на один градус), Н/град.



Значення коефіцієнта опору бічного відведення шин змінюється в широких межах і залежить від конструктивного виконання шин (технології виготовлення, складу шинних матеріалів, будови каркасу, висоти і ширини профіля, жорсткості боковини, тиску повітря), режиму руху ТЗ, розподілу навантаження на колеса.

Числове значення коефіцієнта $k_{yв}$ для малих кутів відведення (до $4-6^\circ$) можна рахувати постійними. Для шин легкових автомобілів він знаходиться в межах $15-40$ кН/рад, для коліс вантажних автомобілів і автобусів – $30-90$ кН/рад (Вахламов 2006, с. 142; Абишев 2016, с. 88).

Проаналізуємо вплив дії бічної сили F_6 на зміну радіусу повороту ТЗ (рис. 3.17). При повороті і відсутності бічного відведення ТЗ здійснює поворот радіусом R навколо миттєвого центра O , який знаходиться на поздовжній осі заднього мосту (точка перетину перпендикулярів OA та OB). Напрямок руху передньої осі визначається кутом θ повороту керованих коліс.

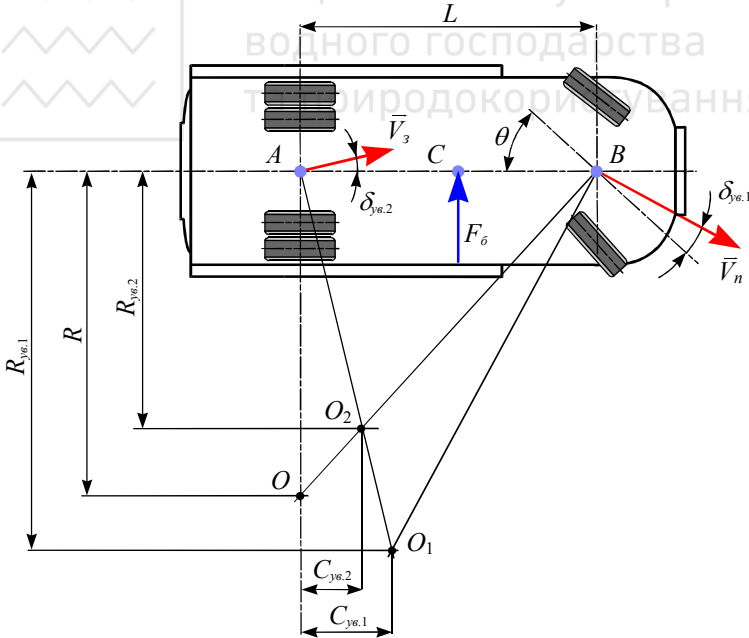


Рис. 3.17. Зміна радіусу повороту ТЗ з бічним відведенням



Дія бічної сили F_b (прикладеної в центрі ваги ТЗ, точка С) супроводжується кутовим бічним відведенням колісних осей внаслідок еластичності шин (передньої на кут $\delta_{yв.1}$, задньої – кут $\delta_{yв.2}$) і відповідну зміну миттєвого центру повороту в точці O_1 (перпендикуляр O_1A і O_1B до змінених напрямів руху осей з врахуванням їх бічного відведення) з відповідним радіусом $R_{yв.1}$ (більшим за радіус R).

У випадку бічного відведення тільки задньої осі центр повороту розміститься в точці O_2 з меншим радіусом повороту $R_{yв.2}$ порівняно з радіусом R .

Радіус повороту $R_{yв}$ ТЗ з врахування бічного відведення еластичних шин (Фролов 1997, с. 68; Волков 2010, с. 218; Литвинов 1989, с. 136)

$$R_{yв} = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_{yв.1}) + \operatorname{tg} \delta_{yв.2}} \approx \frac{L}{(\theta + \delta_{yв.2} - \delta_{yв.1})}, \quad (3.64)$$

і зміщення полюса повороту $C_{yв}$ (Литвинов 1989, с. 136; Фролов 1997, с. 68)

$$C_{yв} = \frac{L \cdot \delta_{yв.2}}{(\theta + \delta_{yв.2} - \delta_{yв.1})}. \quad (3.65)$$

За відсутності бічного відведення колеса (жорстка шина) радіус повороту $R_{yв} = R \approx L / \theta$, $C_{yв} = 0$.

Кутова швидкість повороту ω (Фролов 1997, с. 69)

$$\omega = \frac{V \cdot \theta}{L - V^2 \left(\frac{G_2}{g \cdot k_{yв.2}} - \frac{G_1}{g \cdot k_{yв.1}} \right)}. \quad (3.66)$$

Відношення ω / θ є показником чутливості ТЗ до керування.



ТЗ з еластичними шинами може відхилитися від заданої траєкторії руху навіть при нейтральному (середньому) положенні керованих коліс (кут θ рівний нулю).

Зміна траєкторії руху ТЗ може супроводжуватися недостатньою або надмірною його повороткістю.

Стійкість ТЗ, що визначається бічною еластичністю шини оцінюється коефіцієнтом повороткості η_n , і визначається відношенням величин відведення задніх і передніх коліс (Великанов 1977, с. 107; Вахламов 2006, с. 158)

$$\eta_n = \frac{G_2 \cdot k_{y\phi.1}}{G_1 \cdot k_{y\phi.2}}. \quad (3.67)$$

Для ТЗ з недостатньою повороткістю $\eta_n < 1$, а з надмірною повороткістю – $\eta_n > 1$. Більші значення коефіцієнт вказують на схильність ТЗ до заносу (меншу бічну стійкість).

Розглянемо дію бічної сили F_ϕ (наприклад, раптового пориву вітру, бокових поштовхів дороги) на характер зміни прямолінійного руху ТЗ з бічним відведенням еластичної шини.

У випадку надмірної повороткості, задня вісь ТЗ намагається відхилитися в більшу сторону порівняно з передньою (кут $\delta_{y\phi.2} > \delta_{y\phi.1}$), це призводить до порушення прямолінійного руху ТЗ і він почне змінювати траєкторію з центром в точці O_1 (рис. 3.18, а). Внаслідок зміненого руху виникає відцентрова сила $F_{\phi_{\text{вн}}}$, яка буде направлена в сторону дії бічної сили, і може спровокувати втрату стійкості ТЗ аж до його заносу.

У ТЗ з надмірною повороткістю відношення ваги, що припадає на задні колеса до коефіцієнта опору їх відведення більший ніж у передніх (кут відведення задніх коліс більший ніж в передніх)

$$\frac{G_2}{k_{y\phi.2}} > \frac{G_1}{k_{y\phi.1}}, \quad (3.68)$$

де G_1, G_2 – відповідно переднє і заднє осьове навантаження.



Для ТЗ з недостатньою поворотністю (рис. 3.18, б) дія відцентрової сили $F_{вц}$ протилежна бічній $F_{\bar{b}}$ (кут $\delta_{yв.2} < \delta_{yв.1}$). Вона намагається зменшити кути відведення осей і ТЗ зберігає прямолінійний напрям руху.

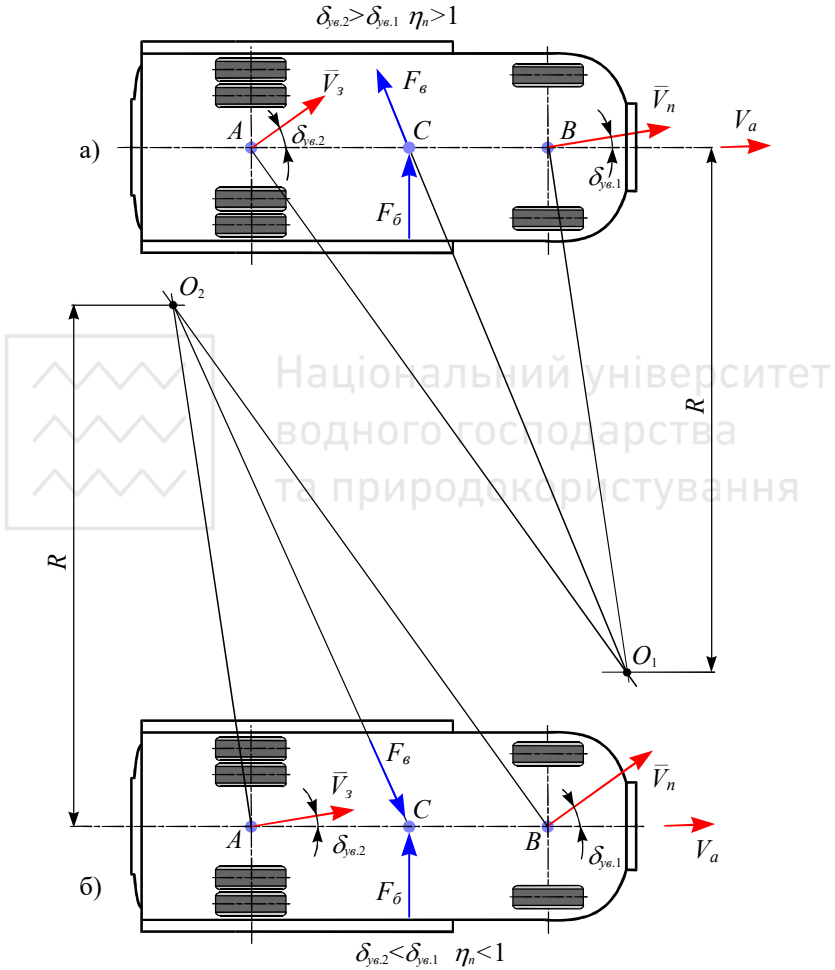


Рис. 3.18. Схема руху ТЗ з надмірною (а) та недостатньою поворотністю (б)



У ТЗ з недостатньою повороткістю відношення ваги, що припадає на задні колеса до коефіцієнта опору їх відведення менше ніж у передніх (кут відведення задніх коліс менший ніж в передніх)

$$\frac{G_2}{k_{yв.2}} < \frac{G_1}{k_{yв.1}}. \quad (3.69)$$

Кути відведення задньої ($\delta_{yв.2}$) і передньої ($\delta_{yв.1}$) осі ТЗ (Рудзінський 1993, с. 111; Фролов 1997, с. 68)

$$\delta_{yв.1} = \frac{G_1 \cdot V^2}{g \cdot k_{yв.1} \cdot R_{yв}}; \quad \delta_{yв.2} = \frac{G_2 \cdot V^2}{g \cdot k_{yв.2} \cdot R_{yв}}, \quad (3.70)$$

де $k_{yв.1}$, $k_{yв.2}$ – коефіцієнт опору бічного відведення шини відповідно переднього і заднього мостів.

Критична швидкість руху ТЗ за умови, коли він починає рухатися криволінійно, хоча керовані колеса знаходяться в нейтральному положенні (Вахламов 2006, с. 157; Волков 2010, с. 225)

$$V_{кр.yв} = \sqrt{\frac{g \cdot L}{\frac{G_2}{k_{yв.2}} - \frac{G_1}{k_{yв.1}}}}, \quad (3.71)$$

де $k_{yв.1}$, $k_{yв.2}$ – коефіцієнти опору бічного відведення передньої і задньої осі ТЗ.

Відхилення керованих коліс від нейтрального положення, що відповідає прямолінійному руху ТЗ і автоматичного повернення до нього забезпечується їх стабілізацією. Ці відхилення можливі внаслідок дій водія на рульове колесо або повою зовнішнього дестабілізуючого впливу, наприклад дією на колесо нерівностей дорожнього полотна, раптовим поривом вітру та ін.



Дія стабілізуючих моментів, як правило, дещо збільшує силу, необхідну для повороту рульового колеса, проте забезпечує його повернення у середнє положення (нейтральне) без впливу водія, тим самим покращує зручність керування (відпадає необхідність у додатковому коректуванні).

В реальних умовах, внаслідок зміни дії зовнішніх сил за величиною і напрямом, відхилення керованих коліс носять імовірнісний коливальний характер. Виникнення необхідних стабілізуючих моментів обумовлене процесами, які відбуваються при коченні колеса з відведенням його еластичної шини, зміною просторового положення ТЗ, конструктивним особливостям підвіски, а також ваговим розподілом між осями.

Якщо при прямолінійному русі ТЗ керовані колеса раптово повернуться на незначний кут (змінять своє кутове положення), це в свою чергу призведе до виникнення бічних реакцій R_y взаємодії еластичної шини з опорною поверхнею через її бічне зміщення. На протидію бічній реакції R_y виникне стабілізуючий момент M_{cui} , який намагається повернути колесо в нейтральне положення (рис. 3.19).

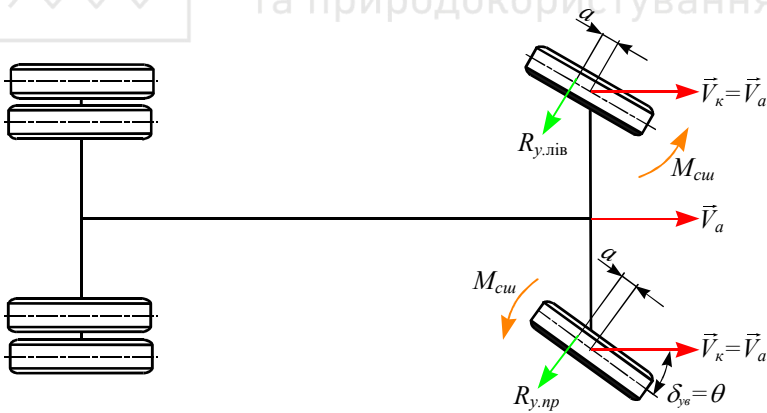


Рис. 3.19. Схема виникнення стабілізуючих моментів внаслідок випадкового повороту коліс з еластичною шиною

Стабілізуючий момент шини M_{cui} (Литвинов 1989, с. 151)

$$M_{cui} = R_y \cdot a = k_{yв} \cdot \delta_{yв} \cdot a, \quad (3.72)$$



де R_y – бічна реакція дороги на керовані колеса (рівнодіюча сила поперечних напружень);

a – плече дії реакції R_y .

Значення стабілізуючого моменту $M_{cш}$ може досягати значної величини в 200–250 Н·м при кутах відведення 4–5° (Вахламов 2006, с. 146).

Додатковий стабілізуючий момент отримують внаслідок осьового нахилу керованих коліс в поздовжній або поперечній площинах і реалізують, наприклад, за допомогою зміни кута нахилу шкворня (пальця), відносно якого повертається поворотна цапфа колеса, або зміною осі повороту важільної підвіски.

Внаслідок поперечного осьового нахилу шкворня під кутом β (рис. 3.20, а) поворот керованого колеса викликає незначне підняття балки передньої осі і потребує додаткового зусилля до рульового колеса, цьому перешкоджає вага ТЗ, яка намагається повернути колеса в положення прямолінійного руху.

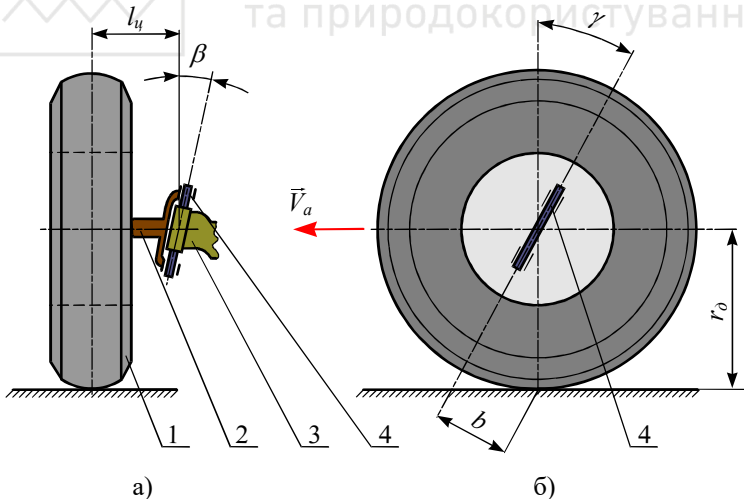


Рис. 3.20. Схема стабілізації керованих коліс за рахунок поперечного (а) та поздовжнього (б) нахилу осі: 1 – колесо; 2 – поворотний кулак; 3 – балка мосту; 4 – шкворень (палець)



Стабілізуючий ваговий момент від поперечного нахилу осі M_{cv} (Литвинов 1989, с. 153; Вахламов 2006, с. 145)

$$M_{cv} \approx G_k \cdot l_u \cdot \sin \theta \cdot \sin \beta, \quad (3.73)$$

де β – кут нахилу осі повороту керованого колеса;

l_u – довжина поворотної цапфи;

θ – кут повороту керованого колеса.

Кут поперечного нахилу осі керованих коліс β для ТЗ, як правило, приймають в межах 5–12°.

Поздовжній нахил осі (шкворня) під кутом γ (див. рис. 3.20, б) обумовлює створення додаткового плеча b дії реакції дороги, яка виникає в місці їх контакту шини з опорною поверхнею.

Стабілізуючий швидкісний момент від поперечного нахилу осі M_{cc} (Литвинов 1989, с. 152; Вахламов 2006, с. 146)

$$M_{cc} = R_y \cdot b = R_y \cdot r_d \cdot \sin \gamma, \quad (3.74)$$

де b – плече дії реакції дороги R_y ;

r_d – динамічний радіус кочення колеса;

γ – кут нахилу шкворня в поздовжній площині.

Оскільки, стабілізуючий момент пропорційний квадрату швидкості (відцентрова сила залежить від квадрату швидкості) тому його ще називають швидкісним стабілізуючим моментом. Кут поздовжнього нахилу осі повороту коліс γ зазвичай приймають рівним 0–5°.

Якщо додати всі моменти, які діють на керовані колеса, то отримаємо загальний стабілізуючий момент.

Для досягнення найменшого опору руху, зменшення зносу шин і зниження витрат пального, керовані колеса повинні котитися в певній площині відносно ТЗ. З цією метою керовані колеса встановлюють з розвалом у вертикальній та із сходженням в горизонтальній площинах, які повинні бути оптимальними для кожного ТЗ.



Маневреність транспортного засобу

Маневреність, як властивість, визначає здатність ТЗ до безперешкодного поступового криволінійного руху з врахуванням обмежень розмірів проїжджої частини або її форми.

Маневрові властивості ТЗ (особливо автопоїзда) при його криволінійному русі суттєво залежать від його структури, що характеризується кількісним і конструктивним виконанням ланок. Розрізняють транспортні і кінематичні ланки.

Транспортна ланка з двигуном є ведучою ланкою, і переміщається самостійно. Це одиночні ТЗ і сідлові ТЗ (тягачі). Транспортна ланка без двигуна – ведена ланка, яка буксирується ведучою ланкою (причепи, напівпричепи, розпуски). Залежно від положення транспортної ланки в складі автопоїзда поділяють на головну, проміжну або замикаючу.

Зв'язок між елементарними кінематичними ланками (ЕКЛ) визначається способом їх з'єднанням (наприклад, за допомогою поворотного круга, шарніру або зчпного гака), яке визначає просторове розміщення ланок.

Транспортна ланка може повністю співпадати з ЕКЛ (наприклад, одновісний причіп або напівпричіп), або включати декілька елементарних ланок (наприклад, двовісний причіп з передньою ходовою віссю і поворотним пристроєм, який з'єднаний шарнірно до рами причепа з задньою ходовою віссю).

Для визначення маневрових властивостей ТЗ найчастіше враховують прикладний характер досліджень і можливості практичного застосування, що в свою чергу накладає певні обмеження і допущення. Наприклад, рух ТЗ здійснюється виключно горизонтальною поверхнею з удосконаленим покриттям без суттєвого дорожнього опору; ЕКЛ розглядаються як абсолютно жорстке тіло; бічне відведення шини відсутнє та ін. (Закин 1986, с. 14).

Кожен ТЗ повинен бути зручним і легким в керуванні та мати хорошу маневреність, особливо під час руху в стиснених умовах, при виконанні розворотів і різких поворотів, в русі заднім ходом на криволінійних ділянках, в місцях проведення



розвантажувально-навантажувальних робіт, в зонах обслуговування, для постановки на стоянку та ін.

На маневреність ТЗ впливає довжина бази, габаритні розміри причепів і напівпричепів, кут повороту керованих коліс, величина зусилля на рульовому колесі.

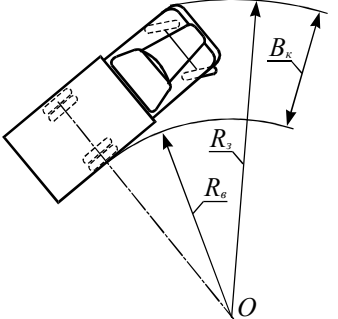
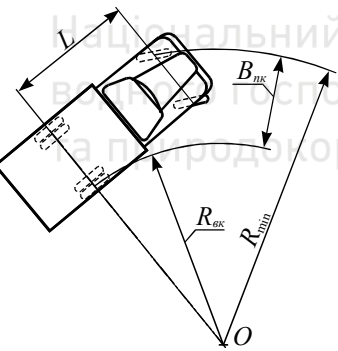
Маневреність ТЗ, як оціночна величина, характеризується радіусами повороту і поворотною шириною (табл. 3.4).

Таблиця 3.4

Основні показники маневреності ТЗ

Опис	Схема для визначення	Розрахункова формула**
1	2	3
Мінімальний радіус повороту ТЗ, R_{\min}		
відстань від центра повороту (точка O) до осі колії переднього зовнішнього керованого колеса (при максимальному куті його повороту)		$R_{\min} = \frac{L}{\sin \theta_{\max}}$ L – база ТЗ; θ_{\max} – максимальний кут повороту зовнішнього керованого колеса
Передній габаритний радіус ТЗ, $R_{3,n}$		
відстань від центра повороту (точка O) до найвіддаленішої точки передньої частини ТЗ		$R_{3,n} = \sqrt{\left(R_0 + \frac{B_a}{2}\right)^2 + (L + l_n)^2}$ R_0 – відстань до середини задньої осі ТЗ; l_n – передній вис



1	2	3
Поворотна ширина ТЗ (коридор), B_K		
Різниця між зовнішнім (R_3) і внутрішнім (R_6) габаритними радіусами повороту ТЗ		$B_K = R_3 - R_6$
Поворотна ширина ТЗ за колією коліс, $B_{нк}$		
Різниця між мінімальними радіусами повороту переднього зовнішнього (R_{\min}) і заднього внутрішнього колеса ($R_{6к}$) відносно центра повороту		$B_{нк} = R_{\min} - R_{6к}$

** Примітка. Закин 1986, с. 15, 22; Вахламов 2006, с. 165

Маневреність одиночного ТЗ більша порівняно з причіпним рухомих складом. Це пояснюється тим, що при повороті автопоїзда причіп або напівпричіп зміщується до центру повороту, збільшуючи ширину коридору B_K (рис. 3.21).

Важливою елементом маневреності ТЗ є його внутрішня вписуваність, яка визначається розмірами і формою габаритного коридору його руху.

У випадку прямолінійного руху габаритний коридор ТЗ обмежений прямими лініями, які паралельні поздовжній осі.



Габаритний коридор кругового руху визначається двома концентричними колами від зовнішніх і внутрішніх габаритних розмірів ТЗ.

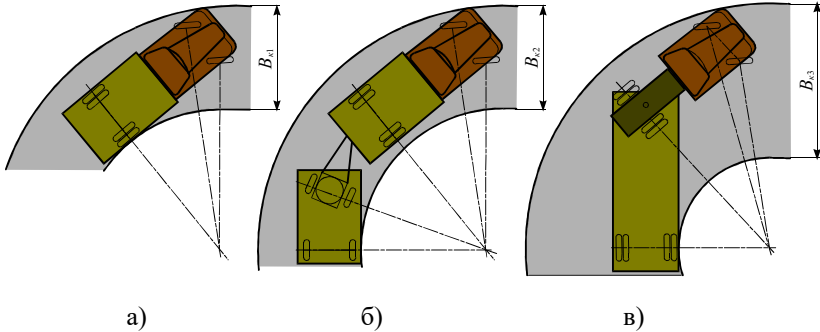


Рис. 3.21. Зміна поворотної ширини (коридору) для одиночного ТЗ (а), причіпного (б) та напівпричіпного (в) автопоїзда

Формоутворюючі параметри габаритної смуги руху визначаються кутом повороту напрямку руху, мінімальним радіусом повороту ведучої ланки ТЗ (автопоїзда), режимним параметром повороту та його геометричними параметрами.

Інтервал значень мінімальних радіусів повороту ТЗ для різних умов руху достатньо широкий, найчастіше на перехресті вулиць і доріг він становить 12–20 м, а для внутрішніх проїздів – до 14 м.

На показники маневреності тривісного ТЗ з передніми керованими колесами впливає співвідношення довжини між базою візка середнього і заднього мостів (l) і базою ТЗ (L), оптимальне значення якого становить $l / L \leq 0,3$ (Вахламов, с. 166).

Причіпні автопоїзди мають кращу маневреність, порівняно з сідловими. Наприклад, при повороті на 90° ширина смуги руху сідлового автопоїзда може бути більша на 60° , порівняно з трьохланковим (з двома причепами), а при повороті на 180° вона може зрости до 100% (Вахламов 2006, с. 166).



Прохідність транспортного засобу

Спроможність ТЗ рухатися дорогами різної якості і стану (від удосконалених до бездоріжжя), долати перешкоди у вигляді насипів, канав, вибоїн характеризується його прохідністю.

Прохідність ТЗ головним чином залежить від геометричних параметрів ТЗ, конструктивних особливостей агрегатів трансмісії, тягових властивостей, опорно-зчіпних характеристик, маневреності, стійкості і в певній мірі від якості водіння.

Тип колісного рушія, важливою складовою частиною якого є шина, головним чином впливає на прохідність, економічність і стійкість ТЗ.

Залежно від призначення ТЗ (умов експлуатації) конструктивно закладається певний рівень прохідності: звичайний, підвищений або високий. Наприклад, конструктивними ознаками ТЗ звичайної (дорожньої) прохідності є привід тільки на задні колеса (колісна формула 4×2, 6×2, 6×4), застосування дорожніх шин, використання трансмісії з простим диференціалом. ТЗ підвищеної прохідності мають привід на всі колеса (всі ведучі мости) із встановленими на них широкопрофільними шинами, в трансмісії передбачено блокування диференціалів (міжколісних і міжосьових), а також використання коробок передач з додатковим (понижувальним) рядом, роздавальних коробок.

В загальному розрізняють прохідність опорну та профільну. Опорна прохідність визначає можливість руху в складних дорожніх умовах, а профільна прохідність – до спроможності ТЗ долати нерівності дороги й перешкоди.

Опорна прохідність ТЗ оцінюється зчіпною масою, максимальною силою тяги, тиском коліс на опорну поверхню дороги, коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою.

Пересування ТЗ у важких дорожніх умовах супроводжується, перш за все, підвищеним опором кочення і нижчим коефіцієнтом зчеплення коліс з опорною поверхнею. ТЗ, які працюють в таких умовах повинні мати більшу силу тяги



і більший динамічний фактор порівню із звичайними дорожніми, тобто повинна виконуватися умова

$$\psi \leq D \leq D_{\varphi} = \frac{G_{зч.в}}{G_a} \cdot \varphi \cdot \cos \alpha_n, \quad (3.75)$$

де $G_{зч.в}$ – вага, яка припадає на ведучі колеса ТЗ, Н;

G_a – повна вага ТЗ, Н;

φ – коефіцієнт зчеплення шин з дорогою;

α_n – кут нахилу дороги, град.

Зокрема, рекомендується долати коротких важкопрохідних ділянок дороги (глибокий сніг, багнюка, нещільний ґрунт) сходу, використовуючи інерцію ТЗ. При наближенні до такої ділянки необхідно мати можливість швидко збільшувати швидкість руху ТЗ і наступним її проходженням без значного сповільнення швидкості. В таких випадках динамічні властивості відіграють вирішальне значення.

Максимальне значення динамічного фактора за тягою складає 0,25–0,35 для вантажних ТЗ дорожньої прохідності та 0,6–0,8 – для ТЗ підвищеної прохідності (Вахламов 2006, с. 189).

Найчастіше прохідність ТЗ обмежується недостатньою силою зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею і неможливістю реалізувати максимальну силу тяги. Умова руху ТЗ без буксування ведучих коліс прийме вигляд

$$G_{зч.в} \cdot \varphi > G_a \cdot \psi, \quad (3.76)$$

або

$$\frac{G_{зч.в}}{G_a} > \frac{f+i}{\varphi}, \quad (3.77)$$

де ψ – коефіцієнт сумарного дорожнього опору;

f – коефіцієнт опору кочення;

i – ухил дороги, частка.

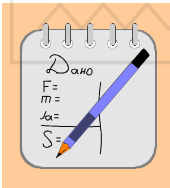


Відношення ваги, яка припадає на задні колеса ТЗ $G_{зч.в}$ до його повної ваги G_a називається коефіцієнтом зчіпної ваги $\eta_{зч.в}$ (Великанов 1977, с. 150; Кошарний 1992, с. 73)

$$\eta_{зч.в} = \frac{G_{зч.в}}{G_a}. \quad (3.78)$$

Чим більша величина коефіцієнт зчіпної ваги, тим більша вага припадає на ведучі колеса, тим менша імовірність їх буксування. Для легкових ТЗ типу 4×2 коефіцієнт зчіпної ваги становить 0,45–0,5; вантажних – 0,65–0,75 (Рудзінський 1993, с. 146). Найбільшу прохідність мають ТЗ у яких всі колеса є ведучими (повнопривідні), коефіцієнт зчіпної ваги рівний одиниці (для таких ТЗ $D_{\max} = 0,6-0,8$).

Застосування причіпного рухомого складу дозволяє збільшити загальну вагу ТЗ (автопоїзда), але не змінює зчіпну вагу, тим самим суттєво знижує прохідність.



Визначити мінімально допустиме значення коефіцієнта зчіпної ваги автопоїзда великої вантажопідйомності за умови надійного рушання з місця і руху слизькою дорогою ($\varphi=0,2$), з коефіцієнтом опору кочення $f = 0,012$ на підйомі з нахилом в 5% ($i=0,05$)

Коефіцієнт зчіпної ваги автопоїзда

$$\eta_{зч.в} \geq \left(\frac{f+i}{\phi} \right) \cdot 100 = \left(\frac{0,012+0,05}{0,2} \right) \cdot 100 = 31\%.$$

Таким чином, у випадку з ухилом дороги більше 5% автопоїзд в змозі його подати збільшивши зчіпну вагу на ведучі колеса.

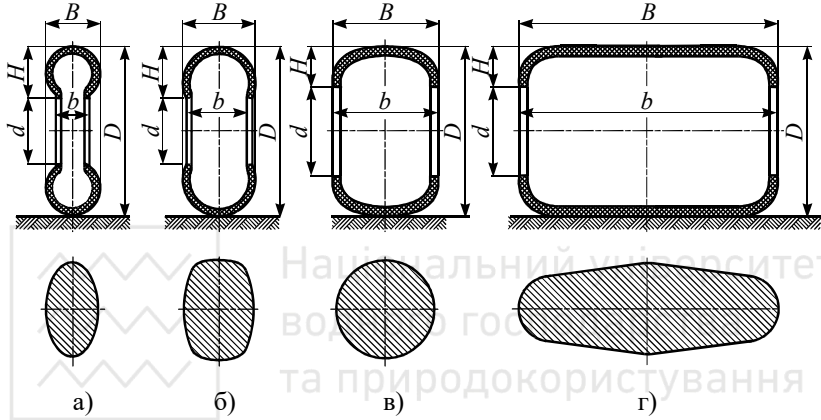
Для подолання складних ділянок дороги з м'яким покриттям (нещільним ґрунтом, снігом або піском) значний вплив на підвищення зчеплення коліс відіграє рисунок



протектора і величина питомого тиску колеса (шини) $P_{ш}$ на дорожнє полотно

$$P_{ш} = \frac{G_k}{F_{кш}}, \text{ Н/м}^2. \quad (3.79)$$

де G_k – вага ТЗ, що припадає на колесо, Н; $F_{кш}$ – площа контакту колеса (шини) з дорожнім полотном, м² (рис. 3.22, Платонов 1989, с. 105).



Питомі показники пневматичних шин різних типів

Відношення	Тороїдні (а)	Широко- профільні (б)	Арочні (в)	Пневмокатки (г)
Висота профілю до його ширини (H/B)	0,9–1,0	0,65–0,85	0,4–0,6	0,1–0,4
Зовнішнього діаметра до внутрішнього (D/d)	1,5–3,0	1,5–3,0	1,5–2,0	2–4
Ширини профілю до зовнішнього діаметра (B/D)	0,18– 0,36	0,36–0,46	0,5–0,6	0,9–2,0
Ширини обода до ширини шини (b/B)	0,7–0,8	0,8–0,9	0,9–1,0	0,9–1,0
Площі відбитку до площі під ґрунтозачепами, %	100	120–140	150–200	250–300

Рис. 3.22. Тип шин і форма площі контакту:
а – тороїдна; б – широкопрофільна; в – арочна; г – пневмокаток



Площу контакту $F_{\text{кш}}$ шини з дорожнім полотном можна визначити найпростішим способом за відбитком пофарбованого протектора шини на листку паперу після опускання на нього вивішеного колеса.

Вибір шин має вирішальне значення для умов експлуатації ТЗ. На повнопривідних ТЗ масового виробництва застосовують шини перших трьох груп, а пневмокатки – для ТЗ особливо високої прохідності. Для повнопривідних ТЗ найчастіше застосовують широкопрофільні шини.

Порівняно із звичайними тороїдними шинами площа контакту широкопрофільних шин більша на 20–40%, а рорчних – в 1,5–2 рази, пневмокатків – в 2,5–3 рази (Вахламов 2006, с. 190).

Величина питомого тиску на опорну поверхню зазвичай на 10–20% більша внутрішнього тиску повітря в шині.

При зниженні тиску з 0,3 до 0,05 МПа коефіцієнт зчеплення на м'якому ґрунті зростає від 0,17 до 0,48 (Рудзінський 1993, с. 147).

Для покращення прохідності ТЗ, збільшення коефіцієнта зчеплення коліс з опорною поверхнею застосовують також шини із спеціальним рисунком протектора та його насиченням.

Коефіцієнт насичення рисунка протектора визначається як частка навантаження, яке припадає на ґрунтозачепа, і виражається у відсотках. Для умов бездоріжжя застосовують шини з високими і широко розміщеними ґрунтозачепами (коефіцієнт насичення рисунка 15–25%), для піщаного ґрунту – невисокі і щільно розміщені ґрунтозачепа з коефіцієнтом насичення рисунка 80–90% (Вахламов 2006, с. 191).

Зчіпні властивості шин також залежать і від рисунка протектора. Розвиненість і рельєфність рисунка протектора підвищує зчіпні властивості шини. В зв'язку з цим для ТЗ різного призначення застосовують шини з різним рисунком протектора (табл. 3.5). Шини з дорожнім рисунком протектора встановлюють на ТЗ, які експлуатуються переважно на дорогах з твердим покриттям, з універсальним рисунком – для різноманітних дорожньо-ґрунтових умов, із всюдихідним – переважно ґрунтовими дорогами. Враховуючи важливість



впливу типу шин на експлуатаційні властивості ТЗ, їх основні параметри регламентуються (наприклад, допустиме навантаження на шину і тиск повітря в ній).

Таблиця 3.5

Параметри протекторів для шин різного призначення
(Платонов 1989, с. 105)

Параметри	Дорожній	Універсальний	Всюдихідний
Коефіцієнт насиченості рисунка протектора	0,6–0,8	0,5–0,7	0,5–0,6
Висота ґрунтозацепів, мм	8–15	10–20	15–25
Відношення:			
- ширини ґрунтозацепів до висоти	1,2–3	1,5–3	1,5–3
- ширини впадини до висоти ґрунтозацепів	0,5–0,8	0,3–3	0,5–4
- ширини ґрунтозацепа до ширини впадини	2–5	2–5	2–4
Кут нахилу стінок ґрунтозацепів	0,5–6	0,5–20	0,5–20

Для покращення прохідності на ґрунтах з низькою несучою здатністю передбачають систему регулювання тиску повітря в шинах, зменшення якого призводить до зменшення опору руху і покращення зчіпних властивостей. Варто відмітити, що тривалість зниження значення тиску від номінального до мінімального (або навпаки) може бути доволі значним, і зазвичай складає 10–30 хв (Платонов 1989, с. 109).

Значний вплив на прохідність ТЗ крім тягових, опорно-зчіпних властивостей необхідних для руху складними ділянками



доріг відіграють і параметри їх конструктивного виконання, які характеризують профільну прохідність (рис. 3.23, табл. 3.6).

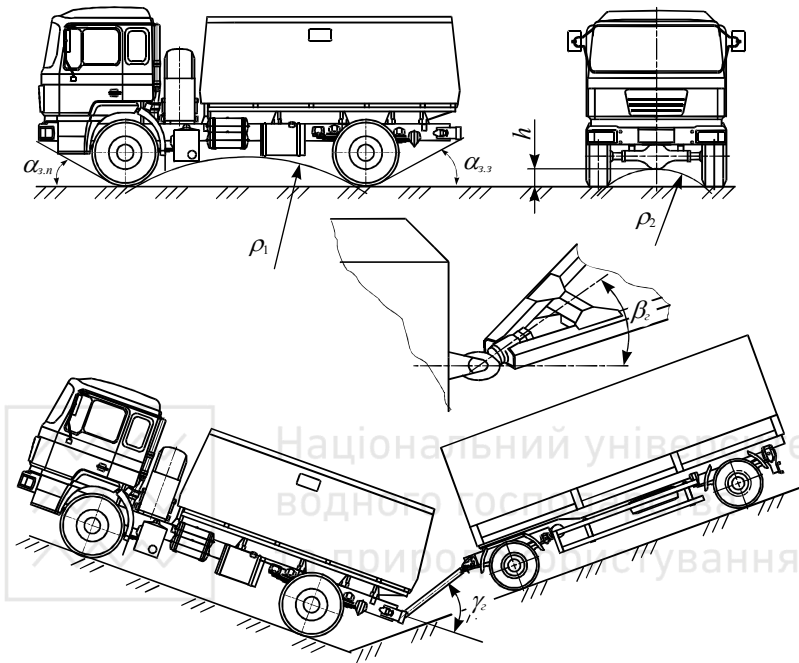


Рис. 3.23. Показники профільної прохідності ТЗ

Таблиця 3.6

Основні показники профільної прохідності ТЗ

Назва показника	Опис для визначення	Орієнтовні значення показника**
<i>1</i>	<i>2</i>	
Дорожній просвіт, h (характеризує можливість проїзду ТЗ під різними перешкодами)	Відстань між найнижчою точкою ТЗ і опорною горизонтальною поверхнею	Легкові ТЗ – $h = 185-220$ мм; Вантажні дорожні ТЗ – $h = 245-350$ мм; Вантажні підвищеної прохідності $h = 320-400$ мм і більше



1	2	3
Поздовжній ρ_1 і поперечний ρ_2 радіуси прохідності (визначають контури перешкод, які може подолати ТЗ)	Радіус циліндра, дотичного до кіл, які описані радіусами сусідніх коліс, і що проходить через точку контуру нижчої частини ТЗ	Вантажні дорожні ТЗ – $\rho_1 = 2,7-5,5$ м; Вантажні підвищеної прохідності $\rho_1 = 2,0-3,5$ м
Передній $\alpha_{з,п}$ і задній $\alpha_{з,з}$ кути прохідності (звису) (характеризують можливість подолання перешкоди з короткими підйомами і спусками)	Кут між дотичними до зовнішнього кола шин і найбільш віддаленої точки передньої і задньої частини ТЗ	Рекомендований кут переднього звису в легкових не менше 25° , у вантажних дорожніх не менше 30° . Кут заднього звису в легкових не менше 20° , у вантажних дорожніх не менше 25° . У вантажних підвищеної прохідності кут звису не менше 35°
Кут гнучкості в вертикальній γ_z і горизонтальній β_z площинах (горизонтальний кут характеризує здатність до поворотів, а вертикальний – до маневреності)	Кут відхилення осі зчпної петлі причепа від тягового гака (або опорно-сідлового пристрою з шарнірним з'єднанням напівпричепа)	Для автопоїздів з двовісним причепом: γ_z не менше $\pm 60^\circ$, β_z не менше $\pm 55^\circ$. Для сідлових: γ_z не менше $\pm 8^\circ$, β_z не менше $\pm 90^\circ$

** Примітка. URL-10, Вахламов 2006, с. 188; Волков 2010,



Прохідність ТЗ залежить і від його конструктивного виконання та закладених експлуатаційних факторів.

На прохідність ТЗ впливає співпадання ширини колії передніх і задніх коліс, що особливо відчутно при русі нещільними ґрунтовими ділянками дороги. У випадку однакової колії коліс, задні колеса рухаються вже сформованою колією від передніх коліс (рис. 3.24, а). Зазвичай колії задніх односкатних коліс мають незначне відхилення в ширині колії відносно передніх до 25–30% (Вахламов 2006, с. 193). Неспівпадання колії збільшує опір руху ТЗ, оскільки задні колеса мають розширити колію від передніх коліс, затративши додаткову енергію на руйнування вже створеного сліду і ущільнення ґрунту (рис. 3.24, б).

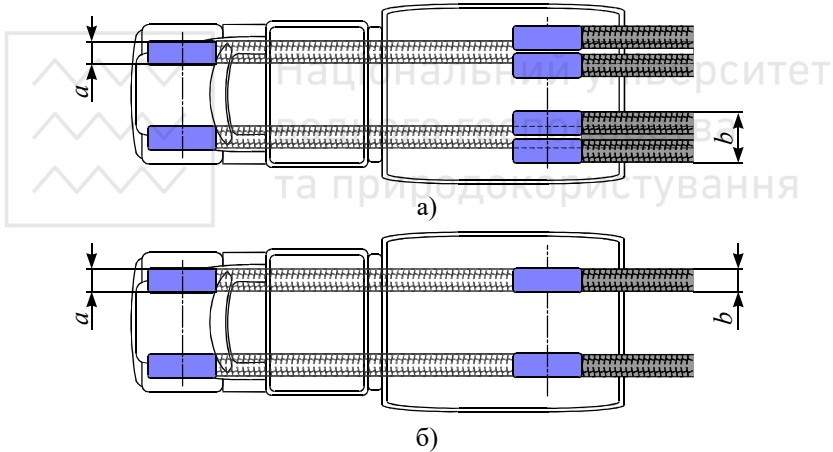


Рис. 3.24. Вплив колії передніх і задніх коліс на прохідність ТЗ у випадку її співпадання (а) та неспівпадання (б)

Досконалість конструкції ТЗ в цьому відношенні можна оцінити коефіцієнтом співпадання слідів передніх і задніх коліс η_c



$$\eta_c = \frac{a}{b}, \quad (3.80)$$

де a – ширина сліду за переднім колесом;
 b – ширина сліду після проходження переднього і заднього коліс.

Чим значення цього коефіцієнта збільшується до одиниці, тим краще співпадання передніх і задніх коліс, а відповідно, менший опір руху ТЗ і вище його прохідність. Тому, як правило, в ТЗ підвищеної прохідності застосовують одинарні скати задніх коліс з однаковою шириною колії всіх осей.

3.7.

Стійкість транспортного засобу

Під час руху ТЗ рівною горизонтальною ділянкою дороги навантаження на праві і ліві колеса однакові, однак, вони перерозподіляються при змінній траєкторії його руху. Зазвичай втрата стійкості ТЗ (ковзання, перекидання, відхилення від заданої траєкторії руху) відбувається під дією бічних сил, які можуть бути викликані нерівностями дороги (зміни характеру взаємодії шин з опорною поверхнею), раптовим сильним поривом вітру, нахилом дороги та іншими зовнішніми чинниками. Ці випадкові сили, а такої їх кінематичні наслідки прийнято називати збуренням (Литвинов 1989, с. 164).

Рух під дією заданих сил прийнято називати незбуреним. Якщо при збуренні відхилення параметрів руху ТЗ повертаються до вихідних, то такий рух називаються стійким. При інших параметрах відхилення, викликаних збуренням, які з плином часу збільшуються навіть після припинення дії збурення і не повертаються до вихідних вважають нестійким рухом. Параметри незбуреного руху, які визначають межу між стійкістю і нестійкістю, прийнято називати критичними (Литвинов 1989, с. 164–165).

Таким чином, стійкість визначається критичними параметрами руху і просторового положення ТЗ або його ланок. Критичні параметри руху ТЗ визначаються його конструкцією,



просторового положення – поперечним і поздовжнім нахилом дороги відносно горизонтальної площини.

Для оцінки стійкості ТЗ найчастіше розглядають умови стійкого руху з врахуванням бічного зміщення (ковзання коліс), кутовій швидкості, перекиданням.

Залежно від напрямку ковзання або перекидання розрізняють поздовжню і поперечну стійкість.

Втрата поздовжньої стійкості полягає в перекиданні ТЗ навколо осі передніх або задніх коліс, а втрата поперечної стійкості – в заносі або його бічному перекиданні.

Розгляне випадок втрати поздовжньої стійкості ТЗ і перекидання його навколо задньої осі при русі на підйом (рис. 3.25).

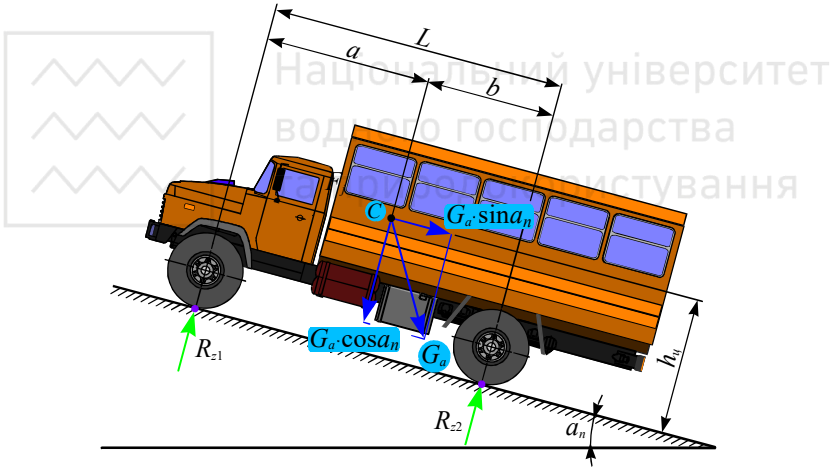


Рис. 3.25. Схема до розрахунку стійкості ТЗ в поздовжній площині (для визначення максимального кута підйому дороги)

Якщо знехтувати силою опору повітря і опору кочення і врахувати, що в момент перекидання вертикальна реакція коліс R_{z1} буде рівна нулю, то умовою перекидання ТЗ відносно осі O , що проходить через точки опори задніх коліс, буде

$$G_a \cdot \sin \alpha_n \cdot h_y > G_a \cdot \cos \alpha_n \cdot b, \quad (3.81)$$



де h_u – висота центра ваги ТЗ;

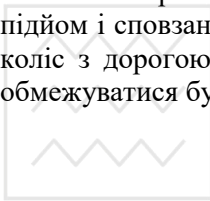
b – відстань від центра ваги до задньої осі ТЗ.

Максимальний кут підйому α_n , при якому можливе перекидання ТЗ, згідно (3.81) визначиться за формулою

$$\operatorname{tg} \alpha_n > \frac{b}{h_u}. \quad (3.82)$$

Оскільки центр ваги сучасних ТЗ розміщується низько, то перекидання у поздовжній площині малоімовірне. Відомі випадки перекидання ТЗ у випадку подолання крутих підйомів з габаритними вантажами, які значно зміщують центр ваги до задньої осі.

На практиці частіше відбувається буксування коліс на підйом і сповзання ТЗ назад внаслідок недостатнього зчеплення коліс з дорогою. Відповідно, максимальний кут підйому буде обмежуватися буксуванням ведучих коліс



$$\varphi < \frac{b}{h_c}, \quad (3.83)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою.

Критичний кут підйому ТЗ без буксування ведучих коліс $\alpha_{\text{бук}}$ (Афанасьєв 1983, с. 81):

- для одиночного ТЗ (типу 4×2)

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{бук}} = \frac{a \cdot \varphi}{L - h_u \cdot \varphi}, \quad (3.84)$$

де φ – коефіцієнт поздовжнього зчеплення коліс з дорогою.

- для причіпного автопоїзда

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{бук}} = \frac{G_a \cdot a \cdot \varphi}{G_a (L - h_u \cdot \varphi) + G_{np} (L - h_{np} \cdot \varphi)}, \quad (3.85)$$



де G_{np} – вага причепа;

a – відстань від центру мас буксирного тягача до його передньої осі;

h_{np} – висота зчіпного пристрою (буксирного гака).

ТЗ із всіма ведучими колесами (мостами) можуть долати круті підйоми навіть на мокрій і слизькій дорозі до 19° . При коефіцієнті зчеплення $\varphi = 0,3$ (асфальт покритий снігом) для автопоїздів критичний кут підйому не перевищує 6° , тому в зимовий період відбувається буксування ведучих коліс тягача автопоїзда на відносно пологих підйомах (Вахламов 2006, с. 180).

В технічній характеристиці наводять геометричні розміри розміщення центра ваги (h_y , a , b) для повністю завантаженого і порожнього ТЗ, які можна використати для розрахунків стійкості. В дійсності центр ваги дещо відрізняється, оскільки залежить від виду перевезеного вантажу, змінання шин, бічного крену кузова, стану підвіски та ін.

Критична швидкість втрати поздовжньої аеродинамічної стійкості $V_{кр.в}$ від дії сили опору повітряного середовища F_w , залежить від площі лобової поверхні ТЗ і розраховується за формулою (Рудзінський 1993, с. 96)

$$V_{кр.в} = \sqrt{\frac{B \cdot G_a}{kF \cdot h_y}}, \text{ м/с}, \quad (3.86)$$

де B – відстань між центрами контакту коліс з дорожнім полотном (колія коліс);

kF – фактор обтічності ТЗ.

Найчастіше під час руху ТЗ внаслідок дії бічної сили відбувається втрата поперечної стійкості на дорозі з поперечним нахилом і під час проходження поворотів.

Розглянемо прямолінійний рух ТЗ дорогою з поперечним нахилом β_n (рис. 3.26).

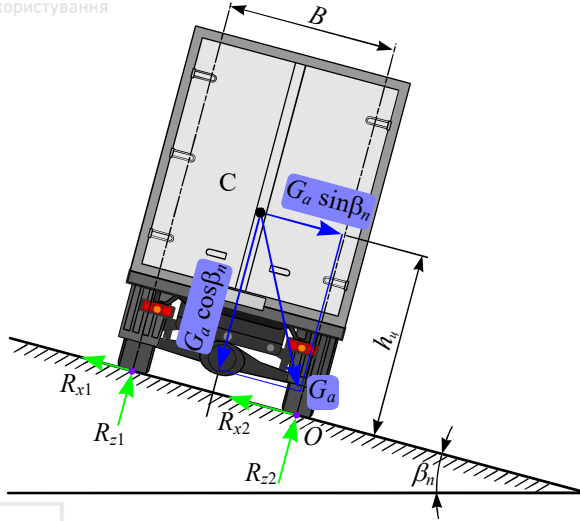


Рис. 3.26. Схема до розрахунку стійкості ТЗ в поперечній площині

Сила, яка викликає втрату поперечної стійкості, є складовою ваги, що дорівнює $G_a \cdot \sin \beta_n$. З умови рівноваги ТЗ відносно осі, що проходить через точку O опори правих коліс, отримаємо

$$R_{z1} \cdot B + G_a \cdot h_n \cdot \sin \beta_n - G_a \cdot \frac{B}{2} \cdot \cos \beta_n = 0, \quad (3.87)$$

де R_{z1} – сумарна вертикальна реакція на лівих колесах ТЗ.

В момент початку перекидання $R_{z1} = 0$. Тоді

$$G_a \cdot h_n \cdot \sin \beta_n = G_a \cdot \frac{B}{2} \cdot \cos \beta_n. \quad (3.88)$$

Критичний кут поперечного нахилу дороги β_n , при якому ТЗ може рухатися без перекидання



$$\beta_n = \arctg \frac{B}{2 \cdot h_{cy}}. \quad (3.89)$$

Конструктивний параметр $\frac{B}{2 \cdot h_{cy}} = \eta_{nc}$ прийнято

називати коефіцієнтом поперечної стійкості (Литвинов 1989, с. 170; Рудзінський 1993, с. 94; Вахламов 2006, с. 172).

Значення критичного кута нахилу дороги за перекиданням залежить від типу ТЗ, найбільше значення якого становить для легкового автомобіля (рис. 3.27).

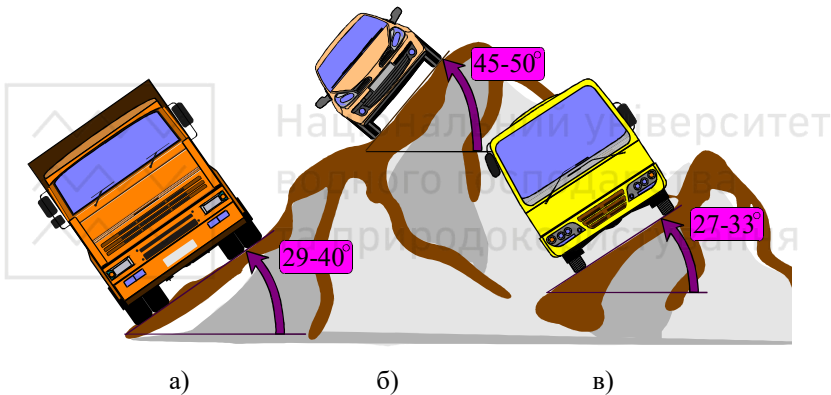


Рис. 3.27. Критичний кут поперечної стійкості за перекиданням для вантажного ТЗ (а), легкового (б) та автобуса (в)

Найчастіше відбувається бічне ковзання ТЗ, а не його перекидання. При цьому складова сила ваги $G_a \cdot \sin \beta_n$ намагається викликати ковзання ТЗ, а протидіє цьому сила зчеплення коліс з дорогою $G_a \cdot \cos \beta_n \cdot \varphi_y$

$$G_a \cdot \sin \beta_n \geq \varphi_y \cdot G_a \cdot \cos \beta_n \quad \text{або} \quad \operatorname{tg} \beta_n \geq \varphi_y, \quad (3.90)$$

де φ_y – коефіцієнт поперечного зчеплення коліс з дорогою при бічному ковзанні ТЗ.



У випадку руху ТЗ на заокругленні дороги радіусом R_c виникає відцентрова сила $F_{вц}$, яка намагається перекинути ТЗ відносно осі, що проходить через центри зовнішніх контактів коліс з дорогою (рис. 3.28).

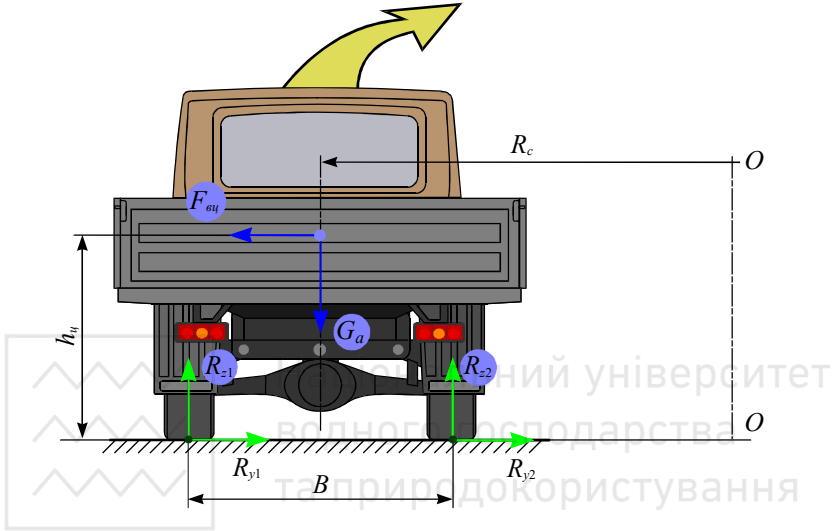


Рис. 3.28. Схема до розрахунку стійкості ТЗ при русі на повороті

Відцентрова сила $F_{вц}$ (Petrescu 2018, с. 528)

$$F_{вц} = \frac{G_a \cdot V_a^2}{g \cdot R_c}. \quad (3.91)$$

Рівність перекидного моменту (M_n) від відцентрової сили і відновного моменту ($M_в$) від сили ваги характеризується нестійкою рівновагою, порушення якої призведе до перекидання ТЗ навіть при незначному збільшенні бічної сили

$$M_n = M_в \text{ або } F_{вц} \cdot h_y = G_a \cdot \frac{B}{2}; \quad (3.92)$$



або

$$F_{вц} = G_a \cdot \frac{B}{2 \cdot h_{ц}} . \quad (3.93)$$

Для практичних цілей розраховують критичну швидкість ТЗ при русі на заокругленні дороги радіусом R_c за умови перекидання ($V_{кр.n}$) та ковзання ($V_{кр.ф}$):

- за умови перекидання (Рудзінський 1993, с. 93; Вахламов 2006, с. 170; Волков 2010, с. 244; Petrescu 2018, с. 528)

$$V_{кр.n} = 3,6 \sqrt{\frac{B \cdot g \cdot R_c}{2 \cdot h_{ц}}} , \text{ км/год} , \quad (3.94)$$

- за умови бічного ковзання (Рудзінський 1993, с. 92; Вахламов 2006, с. 169; Волков 2010, с. 246)

$$V_{кр.ф} = 3,6 \sqrt{\varphi_y \cdot g \cdot R_c} , \text{ км/год} . \quad (3.95)$$

Втрата стійкості за перекиданням небезпечніша, ніж за бічним ковзанням. Тому ТЗ проектують, щоб значення $V_{кр.ф} < V_{кр.n}$ (цього досягають за рахунок збільшення ширини колії ТЗ, перерозподілу центра ваги, застосування ругулюючої підвіски та ін.).

Критична швидкість руху ТЗ за одночасної дії заокруглення дороги та її поперечного нахилу (на віражі)

- за умови перекидання (Афанасьєв 1983, с. 74; Petrescu 2018, с. 528)

$$V_{кр.n} = 3,6 \sqrt{\frac{0,5B - tg\beta_n \cdot h_c}{h_c + 0,5B \cdot tg\beta_n} \cdot g \cdot R_c} , \text{ км/год} \quad (3.96)$$

- за умови бічного ковзання (Афанасьєв 1983, с. 73)



$$V_{кр,n} = 3,6 \sqrt{\frac{g \cdot R_c \cdot (\varphi_y - tg\beta_n)}{1 + tg\beta_n \cdot \varphi_y}}, \text{ км/год.} \quad (3.97)$$



Визначити критичну швидкість розрахункового ТЗ за умови перекидання та ковзання при русі його заокругленою дорогою радіусом $R_c = 30$ м. Дано: ширина колії коліс $B = 1,47$ м; висота центра ваги $h_{ц} = 0,6$ м; коефіцієнт поперечного зчеплення коліс з дорогою $\varphi_y = 0,8$.

Критична швидкість за умови перекидання

$$V_{кр,n} = 3,6 \sqrt{\frac{1,47 \cdot 9,81 \cdot 30}{2 \cdot 0,6}} = 69 \text{ км/год.}$$

Критична швидкість за умови бічного ковзання

$$V_{кр,\varphi} = 3,6 \sqrt{0,8 \cdot 9,81 \cdot 30} = 56 \text{ км/год.}$$

3.8.

Плавність ходу транспортного засобу

З плином часу на покритті автомобільних доріг утворюються нерівності у вигляді впадин і виступів певної форми і протяжності. На дорогах з асфальтобетонним покриттям розрізняють мікронерівності висотою 3–5 мм і довжиною 8–10 мм, а також хвилі висотою 10–12 мм і довжиною 5–8 м (Рудзінський 1993, с. 127; Вахламов 2006, с. 196;).

Нерівності дороги носять імовірний характер, і можуть спричиняти вимушені коливання ТЗ, частота яких залежить залежить від характеру нерівностей і швидкості його руху. Частота вимушених коливань $\omega_{вим}$ ТЗ, який рухається із заданою швидкістю V_a під час прозду нерівностей на ділянці довжиною S за час t опишеться рівністю



$$\omega_{\text{вим}} = \frac{1}{t} = \frac{V_a}{S}. \quad (3.98)$$

Взаємодія колеса рухомого ТЗ з нерівностями дороги супроводжується його коливанням і вібраціями, що в свою чергу впливає на збереженість вантажу, фізіологічний стан водія і пасажирів, зниження швидкості руху і його продуктивності, міжремонтного пробігу. Тому однією з вимог до сучасного ТЗ є максимальне покращення плавності і комфортабельності руху, що в свою чергу підвищить ефективність його використання.

Як показують дослідження, у вантажних ТЗ з недостатньою плавністю ходу середня швидкість руху зменшується на 40–50%, міжремонтних пробіг – на 35–40%, витрати палива збільшуються на 50–70%, а собівартість перевезень – на 50–60% (Кошарний 1992, с. 156, Рудзінський 1993, с. 122).

Від плавності ходу залежить спроможність ТЗ рухатися дорогою будь-якої якості з максимально великою швидкістю за мінімальних коливань кузова.

В загальному плавність ходу ТЗ оцінюють такими основними параметрами (Артамонов 1974, с. 256; Рудзінський 1993, с. 124; Вахламов 2006, с. 197; Абишев 2016, с. 116):

1. Період коливань T , с – час, за який кузов ТЗ робить повне коливання.

2. Частота коливань ω , Гц – число коливань (циклів) в 1 с.

3. Амплітуда коливань z_{max} , мм – найбільше відхилення (переміщення) кузова від положення рівноваги.

4. Швидкість коливань $v_{\text{кол}}$, рівна першій похідній переміщення в часі, в м/с.

5. Прискорення коливань $j_{\text{кол}}$, рівне другій похідній переміщення в часі або першій похідній швидкості коливань за часом, в м/с².

6. Швидкість наростання прискорень коливань $j'_{\text{кол}}$, рівна третій похідній переміщення в часі або першій похідній прискорення коливань в часі, в м/с³.

Щоб зясувати вплив різних чинників на коливання, розглянемо найпростішу одномасову систему у вигляді вантажу



1 вагою G_0 , зв'язаного з пружиною 2 (рис. 3.29). В статичному стані система знаходиться в рівновазі (від дії сили ваги вантажу пружина стискується на величину статичного прогину f_{cm} , яка визначається її жорсткістю c). Якщо вантаж перемістити в певне положення (наприклад, припідняти вгору), а потім різко відпустити, то він почне здійснювати коливальний рух.

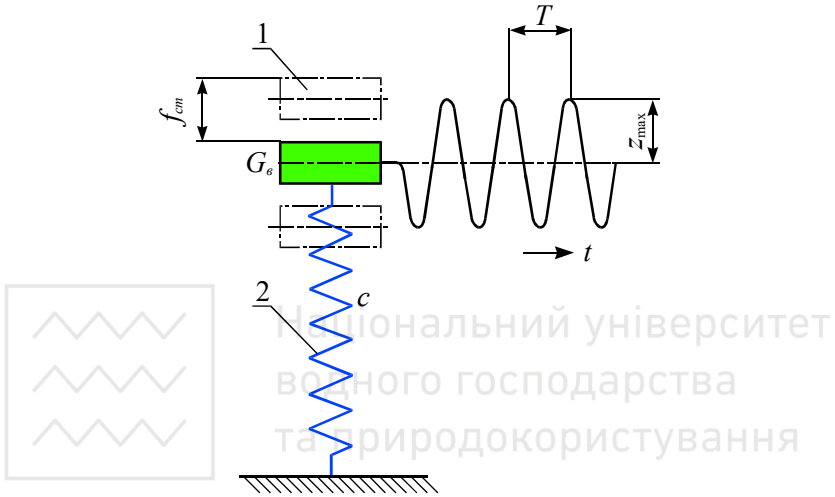


Рис. 3.29. Найпростіша одномасова гармонійна коливальна система

У сучасних вантажних і легкових ТЗ статичний прогин ресор передніх $f_{cm.n}$ та задніх $f_{cm.z}$ мостів знаходиться в межах: $f_{cm.n} = 7,5-25$ см; $f_{cm.z} = 7-18$ см (Кошарний 1992, с. 162).

Рівняння динамічної рівноваги сил, що діють на тіло, для даного випадку буде записане як

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + c \cdot z = 0. \quad (3.99)$$

Розв'язавши рівняння (3.99), отримаємо вираз вільних незгасальних коливань (не збурюваних зовнішньою силою)

$$z = z_{\max} \cdot \sin \omega t. \quad (3.100)$$



З останнього рівняння знайдемо залежності окремих параметрів плавності ходу при гармонійному коливанні
- швидкість коливань $v_{\text{кол}}$ (в м/с)

$$v_{\text{кол}} = \frac{dz}{dt} = z_{\text{max}} \cdot \omega \cdot \cos \omega t, \quad (3.101)$$

- прискорення коливань, $j_{\text{кол}}$ (в м/с²)

$$j_{\text{кол}} = \frac{d^2z}{dt^2} = -z_{\text{max}} \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t, \quad (3.102)$$

- швидкість наростання прискорень $j'_{\text{кол}}$ (в м/с³)

$$j'_{\text{кол}} = \frac{d^3z}{dt^3} = -z_{\text{max}} \cdot \omega^3 \cdot \cos \omega t. \quad (3.103)$$

На практиці використовують технічну частоту n , яка вимірюється числом коливань за 1 хв

$$n = \frac{60}{T}. \quad (3.99)$$

Частоти ω та n пов'язані між собою залежністю

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{T}; \quad n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}. \quad (3.100)$$

Для визначення власної частоти коливань вантажу достатньо знати тільки величину статичного прогину пружини $f_{\text{ст}}$, см (Кошарний 1992, с. 163; Рудзінський 1993, с. 124; Вахламов 2006, с. 198)



$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{cm}}} \cong \frac{300}{\sqrt{f_{cm}}}, \text{ хв}^{-1} \quad (3.101)$$

або в герцах (Гц)

$$n = \frac{5}{\sqrt{f_{cm}}}. \quad (3.102)$$

Відповідно, чим більший статичний прогин пружини, тим менша частота власних коливань.

Підвіска вважається задовільною, якщо у легкового ТЗ частота коливань знаходиться в межах 0,8–1,3 Гц (50–78 хв⁻¹, а для вантажного: 1,2–1,8 Гц (75–110 хв⁻¹) (Кошарний 1992, с. 163).

Для визначення плавності ходу ТЗ аналізуються диференціальні рівняння коливального руху умовної механічної системи, що формально схематизує конструкцію машини.

ТЗ розглядається як коливальна система, складена з кількох мас, зв'язаних між собою пружними та демпферними елементами. Виділяють два види мас ТЗ: підресорені та непідресорені.

Підресорені опираються на підвіску ТЗ (кузов, рама і закріплені на ній системи і механізми), а непідресорені – на дорогу (мости, колеса).

Відношення підресореної маси m_n до суми непідресорених мас m_{ni} характеризується коефіцієнтом підресорених мас ТЗ ε_n (Кошарний 1992, с. 158)

$$\varepsilon_n = \frac{m_n}{\sum_{i=1}^n m_{ni}}. \quad (3.103)$$

Після проїзду дорожніх нерівностей виникають вільні коливання ТЗ. Ці коливання є згасальними внаслідок розсіювання механічної енергії з переходом її у теплову енергію



(за рахунок рідинного тертя в гідравлічних амортизаторах, сухого тертя в ресорах і шарнірах підвіски, міжмолекулярного тертя в шинах).

Розрізняють низьку (коливання кузова) і високу (коливання осей між ресорами і шинами) частоту власних коливань ТЗ.

Вимушені коливання ТЗ виникають внаслідок дії періодичної збуджуючої сили, обумовленої хвилястістю дорожнього полотна.

Накладання частоти власних і вимушених коливань призводить до виникнення резонансних коливань, амплітуда яких майже в 1,5 рази перевищує амплітуду нерівностей і може спричинити втрату керуваності ТЗ.

Параметри коливального руху найчутливіші до таких параметрів конструкції ТЗ, як жорсткість підвіски і шини, маси підресореної та непідресореної, опору амортизаторів (табл. 3.7).

Таблиця 3.7

Вплив основних параметрів ТЗ на його коливання при періодичній збуджуючій силі (Кошарний 1992, с. 167)

Параметр	Зміна при зменшенні				
	жорсткості		маси		Опору амортизаторів
	підвіски	шини	підресорної	непідресорної	
<i>l</i>	2	3	4	5	6
Низькочастотні коливання:					
частота	+	+	0	+	-
затухання	00	+	0	+	++
Високочастотні коливання:					
частота	+	+	+	0	0
затухання	-	0	-	0	++
Переміщення кузова при низькочастотному резонансі	++	0	+	-	00



<i>l</i>	2	3	4	5	6
Прискорення при резонансах:					
низькочастотному	++	-	00	-	00
високочастотному	-	++	00	-	-
Переміщення колеса при резонансах:					
низькочастотному	++	+	-	-	0
високочастотному	0	+	-	+	00

Примітка. - - незначні зміни (у межах 0,9-1,15); + - зменшення; ++ - значне зменшення (0,6); 0 - більшення; 00 - значне збільшення (1,8)

Внаслідок впливу мікропрофіля нерівності дорожнього полотна ТЗ здійснює складні просторові коливання, які включають зворотно-поступальні і зворотно-обертові рухи відносно трьох взаємно перпендикулярних осей: поздовжньої (за віссю симетрії ТЗ) x ; поперечної y і вертикальної z . Інтенсивність коливань неоднакова в різних площинах. Найбільший вплив на водія і вантаж чинять інтенсивні вертикальні і поздовжні коливання підресорених мас ТЗ.

Зобразимо коливальну систему підресореного вантажного ТЗ (рис. 3.30) у якій підресорена частина має масу M і радіус інерції ρ відносно поперечної осі, що проходить через центр ваги ТЗ, а положення центра ваги визначається відстанню a та b до передньої і задньої осей. Кожна пара пружних елементів передньої і задньої підвісок умовно замінена на схемі пружинами з сумарною жорсткістю ресор c_{p1} і c_{p2} та шин $c_{ш1}$ і $c_{ш2}$. Непружний опір передньої і задньої підвісок характеризується коефіцієнтом опору η_1 і η_2 амортизаційної системи. Непідресорені маси позначені m_1 і m_2 .

Переміщення підресореної частини при коливаннях може бути охарактеризоване вертикальними переміщеннями центра ваги і кутовими переміщеннями підресореної маси навколо центра ваги або вертикальними переміщеннями точок підресореної частини над осями передньої і задньої підвісок.

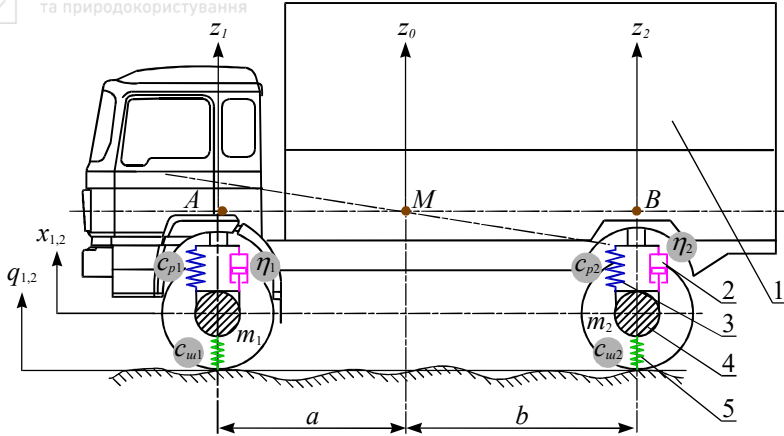


Рис. 3.30. Коливальна система підресованого вантажного ТЗ:
1 – підресована частина; 2 – гасильний елемент (амортизатор);
3 – пружний елемент (ресора); 4 – непідресована частина; 5 – шина

Для подальшого аналізу скористаємося останнім варіантом та позначимо:

z_1, z_2 – вертикальні переміщення точок A і B підресованої частини над осями коліс;

x_1, x_2 – вертикальні переміщення передніх і задніх коліс;

q_1, q_2 – поточні значення ординат поверхні дороги в зоні контакту з колесами передньої і задньої осей.

Якщо вважати, що колеса не відриваються від поверхні дороги, диференціальне рівняння коливальності ТЗ можна записати у наступному вигляді (Яценко 1978, с. 15)

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_1 + e_1 \cdot \dot{z}_2 + 2k_1 \cdot \dot{z}_1 + \omega_1^2 \cdot z_1 - 2k_1 \cdot \dot{x}_1 - \omega_1^2 \cdot x_1 &= 0 \\ \ddot{x}_1 + \frac{2k_1}{\mu_1} \dot{x}_1 + \left(\frac{\omega_1^2}{\mu_1} + \omega_{\kappa 1}^2 \right) x_1 - \frac{2k_1}{\mu_1} \dot{z}_1 - \frac{\omega_1^2}{\mu_1} z_1 &= \omega_{\kappa 1}^2 \cdot q_1 \\ \ddot{z}_2 + e_2 \cdot \dot{z}_1 + 2k_2 \cdot \dot{z}_2 + \omega_2^2 \cdot z_2 - 2k_2 \cdot \dot{x}_2 - \omega_2^2 \cdot x_2 &= 0 \\ \ddot{x}_2 + \frac{2k_2}{\mu_2} \dot{x}_2 + \left(\frac{\omega_2^2}{\mu_2} + \omega_{\kappa 2}^2 \right) x_2 - \frac{2k_2}{\mu_2} \dot{z}_2 - \frac{\omega_2^2}{\mu_2} z_2 &= \omega_{\kappa 2}^2 \cdot q_2 \end{aligned} \right\} \cdot (3.104)$$



Постійні коефіцієнти зв'язку коливальних мас, розміщених над передньою і задньою підвісками, визначаються виразами (Яценко 1978, с. 15)

$$e_1 = \frac{M_3}{M_1} = \frac{1 - \varepsilon}{\frac{b}{a} - \varepsilon}, \quad e_2 = \frac{M_3}{M_2} = \frac{1 - \varepsilon}{\frac{a}{b} - \varepsilon}, \quad (3.105)$$

де $\varepsilon = \frac{\rho^2}{a \cdot b}$ – коефіцієнт розподілу підресореної маси;

$$M_1 = M \frac{\rho^2 + b^2}{(a + b)^2}, \quad M_2 = M \frac{\rho^2 + a^2}{(a + b)^2} \quad \text{– приведені підресорені}$$

маси, розміщені над передньою і задньою підвісками;

$$M_3 = M \frac{a \cdot b - \rho^2}{(a + b)^2} \quad \text{– умовна підресорена маса, яка}$$

характеризує взаємозв'язок мас, розміщених над передньою і задньою підвісками.

У рівнянні (3.104) також позначено:

$$\omega_{1,2} = \sqrt{\frac{c_{p1,2}}{M_{1,2}}} \quad \text{– власна частота коливань підресорених мас на}$$

ресорах;

$$\omega_{\kappa 1,2} = \sqrt{\frac{c_{\kappa 1,2}}{m_{1,2}}} \quad \text{– власна частота коливань непідресорених мас}$$

на шинах;

$$\mu_{1,2} = \frac{m_{1,2}}{M_{1,2}} \quad \text{– коефіцієнти передніх і задніх непідресорених мас;}$$

$$k_{1,2} = \frac{\eta_{1,2}}{2M_{1,2}} \quad \text{– приведені коефіцієнти непружного опору}$$

підвіски.

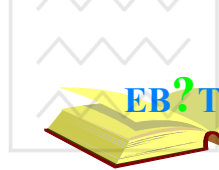
Якщо коефіцієнт розподілу підресорених мас $\varepsilon = 1$, відповідно коефіцієнти зв'язку e_1 та e_2 рівні нулю, тоді систему рівнянь представимо виразом



$$\left. \begin{aligned} \ddot{z} + 2k \cdot \dot{z} + \omega^2 \cdot z - 2k \cdot \dot{x} - \omega^2 \cdot x = 0 \\ \ddot{x} + \frac{2k}{\mu} \dot{x} + \left(\frac{\omega^2}{\mu} + \omega_k^2 \right) x - \frac{2k}{\mu} \dot{z} - \frac{\omega^2}{\mu} z = \omega_k^2 \cdot q \end{aligned} \right\} \quad (3.106)$$

Підставивши в рівняння (3.106) індекс 1 або 2, отримаємо відповідні системи диференціальних рівнянь, що описують коливання передньої і задньої частин підвіски. Таким чином, рівність $\varepsilon = 1$ є умовою незалежності коливань передньої і задньої частин підвіски (при наїзді ТЗ передніми колесами на нерівність дорожнього полотна задня підвіска практично не буде прогинатися, і навпаки).

Забезпечити високу плавність ходу можна завдяки покращенню якості дороги і удосконалення конструкції ТЗ, особливо підвіску.

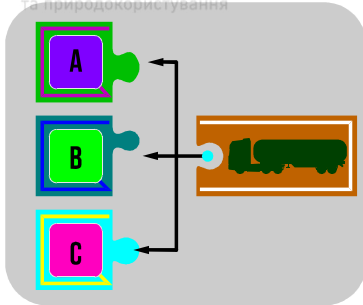


Контрольні запитання

1. Які основні положення теоретичної механіки і припущення покладені в основі теорії ТЗ для дослідження експлуатаційних властивостей?
2. Поясніть фізичну суть колової сили, тягової та рушійної сили ТЗ.
3. Поясніть фізичну природу сил опору ТЗ.
4. Як визначаються координати точок прикладання до ТЗ зовнішніх сил?
5. Опишіть характер взаємодії коліс з опорною поверхнею.
6. Поясніть фізичну суть радіуса кочення колеса.
7. Що означає поняття «тяговий баланс ТЗ»?
8. Які типи задач розв'язуються на основі теорії тяговошвидкісних властивостей ТЗ?
9. Накресліть схеми сил, що діють на ТЗ.
10. Складіть алгоритм розрахунку динамічної характеристики ТЗ.



11. Що означає поняття маневреності ТЗ і якими показниками вона оцінюється?
12. Що характеризує маневреність ТЗ і від чого вона залежить?
13. Які конструктивні фактори ТЗ впливають на його маневреність?
14. Який ТЗ маневреніший: одиночний, причіпний або сідловий автопоїзд? Поясніть чому.
15. Чим викликано погіршення прохідності ТЗ при зниженні їх маневреності?
16. Вкажіть причини порушення стійкості ТЗ.
17. Втрата якого виду стійкості ТЗ при його експлуатації найбільш імовірна і небезпечна?
18. Як впливає прохідність на середню швидкість руху, продуктивність і паливну економічність ТЗ?
19. Якими показниками оцінюється прохідність ТЗ?
20. Перерахуйте та охарактеризуйте показники поперечної стійкості ТЗ.
21. Від яких факторів залежить максимальний кут підйому ТЗ, визначений за умовами заносу або перекидання?
22. Що таке коефіцієнт поперечної стійкості ТЗ і яке його середнє значення для ТЗ різних типів?
23. Від чого залежить подовжня стійкість ТЗ?
24. Які габаритні параметри прохідності характеризують маневреність ТЗ?
25. За допомогою яких тягових і опорно-зчіпних параметрів оцінюють прохідність ТЗ для різних умов руху?
26. Якими способами і конструктивними заходами можна підвищити прохідність ТЗ?
27. Перерахуйте оціночні показники гальмівних властивостей та опишіть їх залежність від швидкості руху ТЗ.
28. Вкажіть режими і способи гальмування ТЗ.
29. Охарактеризуйте гальмівний і зупинний шляхи і в чому полягає відмінність між ними?
30. опишіть вплив різних факторів на гальмівні властивості ТЗ.
31. Яка фізична природа коливання ТЗ?
32. Які параметри коливального процесу беруть за критерій плавності ходу ТЗ?



КОНТРОЛЬНО- ТЕСТОВА ПРОГРАМА «ПЕРЕВІР СЕБЕ»

1. Який об'єм транспортного засобу рівний добутку довжини, висоти і ширини кузова ТЗ, або площі підлоги внутрішньої платформи кузова на його висоту?

- повний
- питомий
- статичний
- динамічний

2. Який об'єм транспортного засобу рівний добутку геометричного об'єму кузова на коефіцієнт використання внутрішнього об'єму кузова при даному виді вантажу?

- питомий
- статичний
- динамічний
- корисний

3. Чи може корисний об'єм кузова транспортного засобу бути більшим за геометричний?

- так
- ні
- корисний об'єм завжди рівний геометричному
- корисний об'єм не залежить від геометричного

4. Який показник визначається як відношення номінальної вантажопідйомності автомобільного транспортного засобу до повного об'єму його кузова?

- питома об'ємна вантажопідйомність
- питома площа кузова
- питома вантажопідйомність підлоги кузова
- коефіцієнт вантажомісткості



5. Який показник визначається як відношення номінальної вантажопідйомності автомобільного транспортного засобу до площі підлоги його кузова?

- питома площа кузова
- питома вантажопідйомність підлоги кузова
- коефіцієнт вантажомісткості
- коефіцієнт статичного використання

вантажопідйомності

6. Який показник визначається як відношення фактично використовуюваного (корисного) об'єму кузова автомобільного транспортного засобу при даному виді вантажу й упакування до повного об'єму кузова?

- коефіцієнт використання внутрішнього об'єму

кузова

- питома вантажопідйомність підлоги кузова
- коефіцієнт вантажомісткості
- коефіцієнт статичного використання

вантажопідйомності

7. Як називається обернена величина питомої площі кузова автомобільного транспортного засобу?

- питома вантажопідйомність площі кузова
- коефіцієнт вантажомісткості
- питома об'ємна вантажопідйомність
- коефіцієнт вантажомісткості
- коефіцієнт статичного використання

вантажопідйомності

8. Який показник визначається як відношення внутрішньої площі кузова, до всієї площі, займаної автотранспортним засобом у плані?

- коефіцієнтом використання габариту
- коефіцієнтом використання габаритної довжини
- коефіцієнтом компактності.
- коефіцієнтом статичного використання

вантажопідйомності

- коефіцієнтом вантажомісткості



9. Який показник визначається як відношення довжини кузова до довжини автомобільного транспортного засобу?

- коефіцієнтом використання габаритної довжини
- коефіцієнтом використання габариту
- коефіцієнтом компактності
- коефіцієнтом статичного використання

вантажопідйомності

- коефіцієнтом вантажомісткості

10. Який показником (коефіцієнтом) можна охарактеризувати ступінь використання вантажопідйомності транспортного засобу, який показує, яка частина номінальної вантажопідйомності АТЗ використовується під час перевезення вантажу з конкретними габаритами й об'ємною вагою?

- коефіцієнтом вантажомісткості
- коефіцієнтом статичного використання
- коефіцієнтом динамічного використання
- коефіцієнтом використання внутрішнього об'єму

кузова

- коефіцієнтом площі підлоги

11. Який показник визначається як відношення добутку корисного об'єму кузова на об'ємну густину розміщеного в ньому вантажу до номінальної вантажопідйомності автомобільного транспортного засобу?

- коефіцієнт вантажомісткості
- коефіцієнт статичного використання
- коефіцієнт динамічного використання

вантажопідйомності

- коефіцієнт використання внутрішнього об'єму

кузова

- коефіцієнт площі підлоги кузова



12. Який показник визначається відношення всієї площі, займаної автомобільним транспортним засобом у плані, до його номінальної вантажопідйомності?

- коефіцієнтом компактності
- коефіцієнтом використання габаритної довжини
- коефіцієнтом використання габариту
- коефіцієнтом статичного використання

вантажопідйомності

- коефіцієнтом вантажомісткості

13. Яку називається маса повністю заправленого (паливом, мастилом, охолоджуючою рідиною й ін.) і укомплектованого (запасним колесом, інструментом і т.п.) ТЗ без вантажу і водія?

- споряджена маса
- повна маса
- маса шасі
- допустима (конструктивна) маса

14. Який показник визначається як відношення власної маси ТЗ в спорядженому стані до його номінальної вантажопідйомності?

- коефіцієнтом спорядженої маси
- коефіцієнтом використання габаритної маси
- коефіцієнтом використання габариту
- коефіцієнтом вантажомісткості

15. Що характеризує компактність використання ТЗ?

- маневреність, прохідність ТЗ у стиснених умовах
- легкість керування ТЗ
- розміри площ відділень для організації

технічного сервісу ТЗ

- розмір вільного місця ТЗ на вулиці для його

постановки на стоянку

- всі перераховані відповіді правильні



16. Як називається властивість ТЗ зберігати протягом певного часу в установлених межах значення всіх параметрів, що характеризують здатність функціонувати у заданих режимах та умовах використання, технічного обслуговування, ремонту зберігання та транспортування?

- надійність транспортного засобу
- якість транспортного засобу
- довговічність транспортного засобу
- тягово-швидкісні властивості ТЗ

17. Як називається здатність ТЗ змінювати свій стан або положення в просторі під дією будь-яких внутрішніх або зовнішніх чинників?

- властивість ТЗ
- надійність ТЗ
- якість ТЗ
- довговічність ТЗ
- ознака ТЗ

18. Як називається здатність ТЗ зберігати роботоздатність до настання граничного стану при встановленій системі технічного сервісу?

- довговічність ТЗ
- властивість ТЗ
- надійність ТЗ
- якість ТЗ
- ознака ТЗ

19. Які властивості характеризують пристосованість ТЗ до умов експлуатації, здатності виконувати транспортні і спеціальні роботи, а також ефективності і зручності його використання?

- експлуатаційні
- транспортні
- швидкісні
- динамічні

20. Яка питома потужність (відношення потужності двигуна до повної маси машини) сучасних ТЗЗ, кВт/т?

- 6–40
- 5–10



- 15–20
 - 50–60
21. Які властивості ТЗ визначають можливість перевозити вантажі або пасажирів з найбільшою технічною швидкістю для різних дорожніх умов?
- тягово-швидкісні
 - паливної економічності
 - місткості (вантажопідйомності)
 - надійності
22. Як називається комплекс визначених відмінних властивостей ТЗ, який характеризує ступінь його споживчого удосконалення щодо визначених умов використання?
- якість ТЗ
 - експлуатаційні властивості ТЗ
 - довговічність ТЗ
 - компактність ТЗ
23. Умови експлуатації (транспортні, природнокліматичні, дорожні) – це група?
- зовнішніх факторів
 - внутрішніх факторів
 - об'єднуючих факторів
 - групових факторів
 - конверсійних факторів
24. Який вплив транспорту на екосистему?
- споживанні природних ресурсів
 - активації сприятливих природних процесів
 - вироблені природних ресурсів
 - формуванні природних ресурсів
25. Підмножина конструкційно-експлуатаційних якостей транспортних засобів відноситься до групи?
- зовнішніх факторів
 - внутрішніх факторів
 - об'єднуючих факторів
 - групових факторів
 - конверсійних факторів



26. У сучасних автомобільних двигунах питома ефективна витрата палива в середньому складає (кг/(кВт·год)):

- 0,2–0,3
- 0,02–0,03
- 2–3
- 20–30
- 10–15

27. Як називається властивість ТЗ змінювати напрямок руху при повороті рульового колеса?

- керованість
- стійкість
- маневреність
- прохідність

28. Як називається властивість ТЗ рухатися нерівною слизькою дорогою без заносів та перекидань?

- стійкість
- керованість
- маневреність
- прохідність

29. Що впливає на керованість транспортних засобів?

- сила ваги ТЗ
- конструкція рульового керування ТЗ
- тип підвіски ТЗ
- стан шин ТЗ
- всі перераховані відповіді вірні

30. Як називається здатність ТЗ протистояти бічному перекиданню або заносу?

- поперечна стійкість
- геометрична прохідність
- поздовжня стійкість
- зчпна прохідність

31. Як називається здатність ТЗ протистояти перекиданню відносно передньої або задньої осі?

- поздовжня стійкість
- геометрична прохідність
- поперечна стійкість



- статична стійкість
32. Як називається властивість ТЗ здійснювати повороти при невеликих радіусах повороту і ширині проїзду?
- маневреність
 - стійкість
 - керованість
 - прохідність
33. Який внутрішній радіус повороту (маневрування) автопоїзду порівняно з одиночним автомобільним транспортним засобом?
- менший
 - більший
 - однаковий
 - не залежить від типу ТЗ
34. Чому рівний коефіцієнт зчпної ваги для транспортних засобів із всіма ведучими колесами?
- 1
 - 2
 - 3
 - 4
35. Що характеризує коефіцієнт зчпної ваги ТЗ?
- розподіл сили ваги ТЗ на ведучі колеса
 - колісну формулу ТЗ
 - висоту центра ваги ТЗ
 - співвідношення між тяговою силою на ведучих колесах
36. Як називається властивість ТЗ рухатися нерівними дорогами без сильних коливань кузова?
- стійкість
 - плавність руху
 - маневреність
 - прохідність
37. При якій частоті власних коливань підвіски ТЗ досягається найвища плавність руху?
- 60–75 коливань за хвилину
 - 30–40 коливань за хвилину
 - 30–40 коливань за секунду



- 20–30 коливань за хвилину
- 38. Найменше значення коефіцієнта зчеплення має покриття:
 - асфальтобетонне мокре
 - гравійна суха дорога
 - ґрунтова дорога
 - обмерзла дорога
- 39. Експлуатаційна швидкість руху ТЗ – це ...?
 - умовна середня швидкість рухомого складу за час його знаходження на лінії шляху
 - умовна середня величина часу його руху до швидкості
 - умовна середня величина швидкості за час його руху
 - умовна середня величина часу його руху до пройденого шляху
- 40. Із збільшенням експлуатаційної швидкості руху ТЗ при незмінній технічній швидкості коефіцієнт використання робочого часу рухомого складу ...
 - збільшується
 - зменшується
 - збільшується за експоненціальним законом
 - зменшується пропорційно швидкості руху
- 41. Які властивості визначають активну безпеку транспортних засобів?
 - тягово-швидкісні властивості
 - гальмівні властивості
 - керованість і стійкість
 - інформаційна забезпеченість
 - всі відповіді вірні
- 42. Ефективність транспортних засобів (економічні і натуральні критерії) – це група?
 - об'єднуючих факторів
 - зовнішніх факторів
 - внутрішніх факторів
 - групових факторів
 - когнітивних факторів



43. Які автомобілі мають найбільший коефіцієнт поперечної стійкості:

- легкові
- автобуси
- вантажні високої прохідності
- позадорожні

44. Найбільше значення коефіцієнта зчеплення має покриття:

- асфальтобетонне мокре
- гравійна суха дорога
- ґрунтова дорога
- обмерзла дорога

45. Найбільше значення коефіцієнта опору кочення колеса становить для покриття:

- асфальтобетонного
- бруківка суха
- ґрунтова дорога суха
- ґрунтова дорога мокра

46. Під час руху повністю завантаженого ТЗ на горизонтальній дорозі витрата пального порівняно з порожнім транспортним засобом?

- однакова
- більша на 100%
- більша на 30–50%
- менша на 30–50%

47. Співвідношення експлуатаційної і технічної швидкостей характеризується ...

- продуктивністю перевезень
- коефіцієнтом використання транспортних засобів
- коефіцієнтом використання робочого часу

рухомого складу

- ступенем використання експлуатаційних

швидкостей руху

48. Яка повинна бути ширина динамічного коридору із збільшенням швидкості руху ТЗ

- меншою
- більшою



- однаковою
 - правильної відповіді немає
49. Чим менша ширина смуги руху ТЗ на дорозі і чим більші габарити його руху, тим швидкість руху повинна бути ...
- меншою
 - більшою
 - однаковою
 - не залежить від швидкості руху
50. В яких межах може змінюватися коефіцієнт прохідності автомобіля:
- від 0 до 1
 - від -1 до 0
 - від -1 до 1
 - від 1 до 2
51. При застосуванні динамічних поглиначів енергії коливань рівень вібрації, що впливає на водія залишається:
- збільшується
 - зменшується
 - залишається незмінним
 - завжди збільшується
52. Найменше значення коефіцієнта опору кочення колеса становить для покриття:
- асфальтобетонного
 - гравійного сухого
 - ґрунтового
 - обмерзлого
53. Здатність ТЗ здійснювати повороти при невеликих радіусах повороту і ширині проїздів (дорожніх габаритах) характеризується:
- маневреністю
 - прийомистістю
 - надійністю
 - компактністю
54. Годинна витрата пального визначається як ...?
- добуток потужності двигуна на його питому витрату пального



- добуток шляхової витрати палива на густину палива
- сума шляхової та транспортної витрати палива
- сума потужності двигуна на його питому витрату пального
- 55. Величина технічної швидкості залежить від ..
 - технічного стану і динамічних якостей рухомого складу
 - дорожніх умов, інтенсивності руху і структури транспортного потоку
 - ступеня використання вантажопідйомності
 - особливостей перевезеного вантажу
 - всі відповіді вірні
- 56. Технічна швидкість руху ТЗ показує ...
 - середню величину швидкості за час його руху
 - середню величину часу його руху до швидкості
 - середню величину швидкості до пройденого шляху
 - середню величину часу його руху до пройденого шляху
- 57. Спроможність ТЗ до швидкого збільшення швидкості руху характеризується:
 - прийомистістю
 - стійкістю
 - маневреністю
 - довговічністю
- 58. Для якого ТЗ коефіцієнт його обтічності найбільший?
 - вантажного автомобіля
 - легкового автомобіля
 - автобуса
 - автомобіля-цистерни
- 59. Здатність ТЗ працювати у важких дорожніх умовах і бездоріжжю (без буксування ведучих коліс і зачіпання нижчими точками за нерівності дороги) характеризується:
 - прохідністю
 - прийомистістю



- маневреністю
 - плавністю руху
 - стійкістю
60. Конструкція та експлуатаційні якості транспортних засобів – це група?
- внутрішніх факторів
 - зовнішніх факторів
 - об'єднуючих факторів
 - групових факторів
 - екологічних факторів
61. Здатність ТЗ рухатися по нерівним дорогам при допустимому вібраційному рівню впливу на кузов, водія і пасажирів характеризується:
- прийомистістю
 - плавністю руху
 - маневреністю
 - стійкістю
62. Із збільшенням швидкості руху ТЗ сила опору повітря?
- збільшується
 - зменшується
 - залишається сталою
 - збільшується до певної швидкості і наступним зменшенням
63. Які ТЗ мають найбільший кут звису?
- легкові
 - автобуси
 - вантажні дорожні
 - вантажні високої прохідності
64. Паливна характеристика – це графічне зображення залежності ...?
- питомої шляхової витрати палива від швидкості рівномірного руху
 - швидкості рівномірного руху від питомої витрати палива



● питомої шляхової витрати палива від швидкості рівномірного руху при різних значення коефіцієнта дорожнього опору

○ питомої витрати палива залежно від частоти обертання колінчастого вала двигуна

65. Властивість ТЗ, яка дозволяє водію уникати дорожньо-транспортних пригод (знижувати рівень ризику виникнення дорожньо-транспортних пригод) характеризується...

- активною безпекою ТЗ
- пасивною безпекою ТЗ
- екологічною безпекою ТЗ
- післяаварійною безпекою ТЗ
- виробничо-експлуатаційною безпекою ТЗ

66. Якими факторами характеризуються дорожні умови експлуатації транспортних засобів?

- елементами профілю і плану доріг
- рельєфом місцевості
- інтенсивністю руху
- режимами руху
- всі перераховані відповіді вірні

67. Якими факторами характеризуються транспортні умови експлуатації транспортних засобів?

- видом вантажу та обсягом перевезень
- відстані перевезення
- режимами роботи
- видами маршрутів
- всі перераховані відповіді вірні

68. Який режим руху прийнято рахувати тяговим?

- у випадку передачі достатньої потужності від двигуна до ведучих коліс ТЗ для подолання опору руху
- у випадку передачі максимальної потужності від двигуна до ведучих коліс ТЗ
- у випадку передачі мінімально можливої потужності від двигуна до ведучих коліс ТЗ
- у випадку передачі буксирування ТЗ



69. Які оціночні показники транспортних засобів відносяться до тягово-швидкісних?

- максимальна швидкість руху
- абсолютна і питома сила тяги
- час розгону до заданої швидкості
- прискорення під час розгону
- всі перераховані відповіді вірні

70. Як називається вираз, який описує розподіл сили тяги ведучих коліс ТЗ за окремими видами опору руху?

- тяговий баланс
- тягова діаграма
- тягові властивості
- тягова номограма

71. Як називається вираз, який описує на подолання яких опорів витрачається потужність ТЗ приведена до ведучих коліс?

- баланс потужності
- діаграма потужності
- експлуатаційні властивості
- номограма потужності

72. Як називається графічне зображення тягового балансу ТЗ в функції швидкості його руху?

- тягова діаграма
- тяговий баланс
- рівняння тягового балансу
- тягова номограма

73. Як називається графічне зображення балансу потужності ТЗ в функції швидкості його руху?

- діаграма потужності
- баланс потужності
- тягова діаграма
- рівняння балансу потужності
- номограма потужності

74. Яка зовнішня сила постійно діє на транспортний засіб?

- сила ваги
- сила тяги



- сила опору кочення коліс
 - сила опору зміни швидкості
75. Яка рушійна сила виникає як результат взаємодії ведучих коліс та дороги?
- сила тяги
 - сила ваги
 - сила опору зміни швидкості
 - будь-яка зовнішня сила
76. У якій точці прикладається сила ваги ТЗ?
- в центрі ваги ТЗ
 - в центрі ваги колеса
 - в дотичній реакції опорного колеса
 - в дотичній реакції опорної поверхні
77. Яка рушійна сила є дотичною реакцією опорної поверхні ведучого колеса з дорогою?
- сила тяги
 - сила ваги
 - сила опору повітря
 - будь-яка зовнішня сила
78. Як розподіляється навантаження на осі двохвісного порожнього вантажного ТЗ з чотирма колесами?
- приблизно однаково
 - 30% на передню вісь і 70% на задню вісь
 - 70% на передню вісь і 30% на задню вісь
 - 20% на передню вісь і 80% на задню вісь
79. Як розподіляється навантаження на осі завантаженого вантажного ТЗ із здвоєними задніми колесами?
- 30% на передню вісь і 70% на задню вісь
 - приблизно однаково
 - 70% на передню вісь і 30% на задню вісь
 - 10% на передню вісь і 90% на задню вісь
80. Коефіцієнт зчеплення визначається як...
- відношення сили зчеплення до навантаження на колесо
 - добуток сили зчеплення до навантаження на колесо



○ відношення навантаження на колесо до сили зчеплення

○ сума сили зчеплення до навантаження на колесо

81. Як визначається сила опору кочення коліс ТЗ по опорній поверхні?

○ відношення сили зчеплення до навантаження на колесо

○ добуток сили зчеплення до навантаження на колесо

○ відношення навантаження на колесо до сили зчеплення

● добуток коефіцієнта тертя кочення колеса на силу ваги ТЗ

82. Яким чином можна визначити силу опору кочення коліс ТЗ?

● визначають динамометром, буксируючи незагальмований транспортний засіб дорогою

○ визначають динамометром, буксируючи загальмований транспортний засіб дорогою

○ визначають манометром, буксируючи незагальмований транспортний засіб дорогою

○ визначають динамометром, буксируючи загальмований транспортний засіб дорогою

83. Коефіцієнт тертя кочення колеса ТЗ по піску порівняно з асфальтобетонним покриттям?

● більший

○ менший

○ однаковий

○ зростає пропорційно швидкості руху по покриттю

84. Що ілюструє динамічна характеристика ТЗ?

● вплив ступеня завантаження ТЗ на його тягово-швидкісні властивості

○ розподіл балансу потужності ТЗ в функції швидкості його руху

○ розподіл балансу потужності ТЗ в функції швидкості його руху



○ розподіл швидкості руху ТЗ для конкретних дорожніх умов

85. Як називається радіус автомобільного пневматичного колеса за параметром бігової доріжки (протектора) при відсутності будь-яких навантажень на нього?

- вільний
- статичний
- динамічний
- радіус кочення

86. Як називається радіус автомобільного пневматичного колеса за параметром бігової доріжки (протектора) навантаженого номінальною вагою?

- статичний
- вільний
- радіус кочення
- дотичний радіус

87. Як називається відстань від осі колеса до опарної поверхні при його коченні?

- динамічний радіус автомобільного колеса
- вільний радіус автомобільного колеса
- статичний радіус автомобільного колеса
- дотичний радіус автомобільного колеса

88. Які є радіуси автомобільних коліс?

- динамічний
- вільний
- статичний
- радіус-вектор
- всі перераховані відповіді вірні

89. Який показником оцінюється інтенсивність буксування?

- коефіцієнтом буксування
- коефіцієнтом ковзання
- ступенем ковзання
- уводом (відведенням) колеса

90. Яким показником оцінюється ступінь ковзання колеса?

- коефіцієнтом ковзання



- коефіцієнтом буксування
 - розподілом ваги на колесо
 - правильної відповіді немає
91. Яке відношення висоти до ширини профілю мають звичайні (тороїдні) шини?
- 0,9–1,1
 - 1,2–1,8
 - 0,5–0,7
 - 0,3–0,4
92. Яке відношення висоти до ширини профілю мають широкопрофільні шини?
- 1,2–1,8
 - 0,3–0,4
 - 1,3–1,4
 - 0,5–0,7
93. Яке відношення висоти до ширини профілю мають аромні шини?
- 1,5–1,8
 - 1,2–1,8
 - 0,5–0,7
 - 0,3–0,4
94. В яких режимах, навантажене силами і моментами, може працювати автомобільне колесо?
- веденому і ведучому
 - гальмівному
 - нейтральному
 - вільному
 - всі відповіді правильні
95. Для якого фактору енергетичні витрати на подолання опору повітря під час руху ТЗ максимальні?
- опір форми ТЗ
 - опір шорсткості поверхні ТЗ
 - опір індукції ТЗ
 - опір внутрішніх потоків
 - всі перераховані відповіді вірні
96. Які фактори впливають на силу опору руху ТЗ?
- опір форми ТЗ



- опір шорсткості поверхні ТЗ
 - опір індукції ТЗ
 - опір внутрішніх потоків
 - всі перераховані відповіді вірні
97. Що враховує безрозмірний коефіцієнт обтічності ТЗ?
- форму кузова
 - силу опору повітря
 - площу лобової поверхні ТЗ
 - густину повітря
98. Яка розмірність емпіричного коефіцієнта опору повітря?
- $H \cdot c^2 / m^4$
 - $H \cdot c^2 / m^2$
 - $H \cdot m^2 / c^2$
 - $H \cdot m^2 / c^4$
99. Яка розмірність фактора обтічності ТЗ?
- $H \cdot c^2 / m^2$
 - $H \cdot c^2 / m^4$
 - $H \cdot m^2 / c^4$
 - $H \cdot m / c$
100. Як визначається фактор обтічності ТЗ?
- добуток коефіцієнта опору повітря на площу лобової поверхні ТЗ
 - ділення коефіцієнта опору повітря на площу лобової поверхні ТЗ
 - ділення площу лобової поверхні ТЗ на коефіцієнт опору повітря
 - добуток коефіцієнта обтічності на густину повітря і коефіцієнта моделювання
101. Як визначається сила опору повітря для ТЗ?
- добуток коефіцієнта опору повітря на площу лобової поверхні ТЗ
 - ділення коефіцієнта опору повітря на площу лобової поверхні ТЗ



- ділення площу лобової поверхні ТЗ на коефіцієнт опору повітря
 - добуток коефіцієнта обтічності на густину повітря і коефіцієнта моделювання
 - добуток фактора обтічності на квадрат швидкості руху ТЗ
102. Для якого типу ТЗ коефіцієнт опору повітря найбільший?
- автопоїзда
 - легкового автомобіля
 - автобуса
 - спортивного автомобіля
103. Як називається сукупність властивостей, які визначають максимальне сповільнення ТЗ при його русі на різних дорогах в гальмівному режимі?
- гальмівні властивості ТЗ
 - надійність ТЗ
 - якість ТЗ
 - довговічність ТЗ
 - тягово-швидкісні властивості ТЗ
104. Як називається процес створення та зміни штучного опору руху ТЗ з метою зменшення його швидкості або утримання нерухомим відносно дороги?
- гальмування
 - сповільнення
 - гальмівні властивості
 - гальмівний режим
105. Як називається режим, при якому до всіх або декількох коліс ТЗ підводяться гальмівні моменти?
- гальмування
 - режим сповільнення
 - гальмівні властивості
 - зупинний режим
 - гальмівний режим
106. Яке найбільше значення сповільнення ТЗ для асфальтованих доріг (в m/c^2)?
- 9,8



- 6,8
- 7,5
- 5,5
- 5

107. Як називається відстань від геометричних осей обертання коліс відповідно переднього і заднього мосту до центру мас ТЗ?

- база ТЗ
- колія ТЗ
- центр ваги ТЗ
- радіус прохідності ТЗ

108. Як називається процес гальмування, метою якого є максимально швидка зупинка ТЗ?

- екстреним
- аварійним
- службовим
- частковим

109. Як називається процес гальмування ТЗ, метою якого є попередження дорожньо-транспортної пригоди?

- аварійним
- екстреним
- службовим
- додатковим

110. Як називається процес плавного гальмування транспортним засобом без повної його зупинки?

- частковим
- повним
- екстреним
- службовим

111. Вкажіть оціночний показник паливної економічності ТЗ?

- контрольна витрата палива
- витрата палива в міському їздовому циклі
- витрата палива в магістральному їздовому циклі
- стендова витрата палива
- всі перераховані відповіді вірні



112. Яке середнє значення сповільнення ТЗ при службовому гальмуванні (в m/s^2)?

- 2,5–3
- 1,5–2
- 3,5–4
- 5,5–6

113. Вкажіть спосіб службового гальмування транспортним засобом?

- гальмування двигуном
- гальмування з від'єднаним двигуном
- гальмування з використанням гальмівних механізмів
- гальмування з використанням допоміжної гальмівної системи

- всі відповіді вірні

114. Як називається результат керуючого впливу зміни курсових і бічних параметрів ТЗ?

- кінематичною реакцією ТЗ на керуючі впливи
- силовою реакцією ТЗ на керуючі впливи
- траєкторією керованості ТЗ
- керованістю ТЗ

115. Як називається відхилення вектора швидкості еластичного колеса від площини його обертання під дією будь-якої за величиною бічної сили?

- бічним відведенням
- дискретним відведенням
- статичним відведенням
- динамічним відведенням

116. Як називається коефіцієнт рівний бічній силі, яка викликає уведення автомобільного колеса з кутом в 1 градус?

- коефіцієнт опору відведення автомобільного колеса
- коефіцієнт відведення автомобільного колеса
- коефіцієнт поперечного зчеплення автомобільного колеса з дорогою
- коефіцієнт зусилля автомобільного колеса



117. Як змінюється коефіцієнт опору уведення автомобільного колеса із зменшенням відношення висоти протектора шини до її ширини?

- збільшується
- зменшується
- не залежить від розмірів шини
- збільшується до певної ширини шини і надалі

зменшується

118. Від чого залежить коефіцієнт опору уведення автомобільного колеса?

- від розмірів шини та її конструкції
- від нормального навантаження на шину та тиску

в ній

- від складу шинних матеріалів
- від технології виготовлення шини

● всі перераховані відповіді вірні

119. Як називається коефіцієнт рівний відношенню бічної сили, яка діє на вісь, до кута її уведення?

○ коефіцієнт опору відведення автомобільного колеса

○ коефіцієнт відведення автомобільного колеса

○ коефіцієнт поперечного зчеплення автомобільного колеса з дорогою

● коефіцієнт опору відведення осі

120. Як називається маса ТЗ навантаження від дії якої передається на дорогу через пружні елементи підвіски?

- підресорена маса
- непідресорена маса
- повна маса
- часткова маса

121. Як називається маса ТЗ навантаження від дії якої передається на дорогу безпосередньо через шини?

- підресорена маса
- повна маса
- споряджена маса
- непідресорена маса



122. Вкажіть причини виникнення коливань ТЗ?
- не зрівноваження керованих коліс
 - особливості кінематичної взаємодії підвіски і рульового керування
 - взаємодія коліс з нерівностями дороги
 - виникнення незатухаючих коливань коліс відносно шворнів при нерухомому рульовому колесі
 - всі перераховані відповіді вірні
123. Як визначається ширина динамічного коридору при повороті одиночного автомобільного ТЗ?
- різниця зовнішнього і внутрішнього габаритного радіусу повороту ТЗ
 - різниця зовнішнього і внутрішнього габаритного розміру ТЗ помноженого на коефіцієнт ширини динамічного коридору
 - різниця бази та зовнішнього розміру радіусу повороту ТЗ
 - правильної відповіді немає
124. Як називається властивість ТЗ змінювати напрямок руху без повороту керованих коліс?
- поворотність
 - керованість
 - маневреність
 - стійкість
 - плавність руху
125. Як називають поворотність ТЗ при рівних кутах відведення переднього і заднього мостів?
- нейтральна
 - недостатня
 - надлишкова
 - правильної відповіді немає
126. Як називають поворотність ТЗ для якого кут відведення переднього мосту більший за заднього мосту?
- недостатня
 - нейтральна
 - надлишкова
 - правильної відповіді немає



127. Як називають поворотність ТЗ для якого кут відведення переднього мосту менший за кут відведення заднього мосту?

- нейтральна
- недостатня
- кренова
- правильної відповіді немає
- надлишкова

128. Яке значення коефіцієнта поворотності при надлишковій шинній поворотності ТЗ?

- більший одиниці
- рівний одиниці
- менший одиниці
- всі відповіді вірні

129. Яке значення коефіцієнта поворотності при недостатній шинній поворотності ТЗ?

- більший одиниці
- рівний одиниці
- менший одиниці
- всі відповіді вірні



ТЕРМІНОЛОГІЧНИЙ СЛОВНИК

Автобус – автомобіль з кількістю місць для сидіння більше дев'яти з місцем водія включно, який за своєю конструкцією та обладнанням призначений для перевезення пасажирів та їхнього багажу із забезпеченням необхідного комфорту та безпеки (ПДР 2022, с. 3).

Автобус загального призначення – автобус, призначений для перевезення пасажирів як громадським транспортом (за маршрутами) (URL-8).

Автобус загального призначення класу А – автобус місткістю від 9 до 22 пасажирів включно, обладнаний місцями для сидіння та може мати місця для стоячих пасажирів (URL-8).

Автобус загального призначення класу В – автобус місткістю від 9 до 22 сидячих пасажирів включно і без місць для стоячих пасажирів (URL-8).

Автобус загального призначення класу С – автобус з повною конструктивною масою не більше 3,5 т та пасажировмісткістю від 9 до 12 сидячих пасажирів включно і без місць для стоячих пасажирів (URL-8).

Автомобільна дорога – частина території, в тому числі в населеному пункті, призначена для руху транспортних засобів і пішоходів, з усіма розташованими на ній спорудами (мостами, шляхопроводами, естакадами, надземними і підземними пішохідними переходами) та засобами організації дорожнього руху, і обмежена по ширині зовнішнім краєм тротуарів чи краєм смуги відводу (ПДР 2022, с. 3).



Автопоїзд – механічний транспортний засіб, що з'єднаний з одним або кількома причепами за допомогою зчіпного пристрою (ПДР 2022, с. 3).

Безвідмовність ТЗ – властивість ТЗ, яка характеризує здатність виконувати перевізницькі функції у певних умовах експлуатації впродовж заданого інтервалу часу або пробігу (Форнальчик 2004, с. 124).

Безпечна швидкість – швидкість, за якої водій має змогу безпечно керувати транспортним засобом та контролювати його рух у конкретних дорожніх умовах (ПДР 2022, с. 4).

Бічне відведення еластичного колеса – відхилення вектору швидкості еластичного колеса від площини його обертання при дії бідь якої за величиною сили (Литвинов 1989, с. 130).

Вантажний автомобіль – автомобіль, який за своєю конструкцією та обладнанням призначений для перевезення вантажів (ПДР 2022, с. 4).

Вантажно-розвантажувальна рампа – пересувний місток між підлогою та транспортом для вантажно-розвантажувальних робіт, який дозволяє виконувати загрузку за допомогою навантажувачів; складається з рами, гідравлічної системи підйому, ходових коліс, буксирного пристрою та системи безпеки (URL-12).

Вантажно-розвантажувальні роботи – комплекс заходів, спрямованих на підняття різноманітних вантажів з метою їх завантаження чи розвантаження ТЗ; такі роботи застосовуються для навантаження (розвантаження) або вивантаження вантажів вручну або за допомогою спеціалізованої техніки (вантажопідіймальних кранів і машин, навантажувачів, автоелектрокарів) (URL-12).

Вісь шкворня – вісь, відносно якої повертається поворотна цапфа колеса, незалежно від особливостей конструкції переднього мосту (Литвинов 1989, с. 152).

Водій – особа, яка керує транспортним засобом і має посвідчення водія відповідної категорії. Водієм також є особа,



яка навчає керуванню транспортним засобом, перебуваючи безпосередньо в транспортному засобі (ПДР 2022, с. 4).

Вписуваність – відповідність габаритних розмірів ТЗ габаритній смугі криволінійного руху або зовнішніх обмежень на опорній поверхні (Закин 1986, с. 4).

Габаритна смуга руху – площа опорної поверхні, обмежена проекціями зовнішньої траєкторії руху ТЗ відносно миттєвого центру кривизни і його внутрішніми габаритними розмірами (Закин 1986, с. 35).

Габаритно-ваговий контроль – перевірка габаритних і вагових параметрів транспортного засобу (в тому числі механічного транспортного засобу), причепу і вантажу на предмет відповідності встановленим нормам щодо габаритів (ширина, висота від поверхні дороги, довжина транспортного засобу) та щодо навантаження (фактична маса, осьове навантаження), яка проводиться відповідно до встановленого порядку на стаціонарних або пересувних пунктах габаритно-вагового контролю (ПДР 2022, с. 4).

Гальмівний шлях – шлях, пройдений ТЗ від початку гальмування з повністю притисненими до барабанів (дисків) колодками до його повної зупинки.

Гальмівні властивості – сукупність властивостей, які визначають максимальне сповільнення ТЗ при його русі на різних дорогах в гальмівному режимі, граничні значення зовнішніх сил, при дії яких загальмований ТЗ надійно утримується на місці або має необхідні мінімальні швидкості при русі під ухил (Литвинов 1989, с. 66).

Гальмування – зменшення швидкості руху ТЗ у разі появи перешкоди, небезпеки на дорозі, підтримання сталої швидкості в певних умовах (наприклад, під час руху на спуск), повної його зупинки або утримання нерухомим (URL-11).

Дисперсія випадкової величини – це математичне очікування квадрату відхилення цієї величини від її математичного очікування (Гранкін 1998, с. 52).

Довговічність – властивість ТЗ, яка характеризує здатність виконувати перевізницькі функції до настання



граничного стану при встановленій системі технічного обслуговування і ремонту (Форнальчик 2004, с. 125).

Дозволена максимальна маса – маса спорядженого транспортного засобу з вантажем, водієм і пасажирями, що встановлена технічною характеристикою транспортного засобу як максимально допустима. Дозволена максимальна маса автопоїзда – це сума дозволеної максимально допустимої маси кожного транспортного засобу, що входить до складу автопоїзда (ПДР 2022, с. 4).

Дорожньо-транспортна пригода – подія, що сталася під час руху транспортного засобу, внаслідок якої загинули або поранені люди чи завдані матеріальні збитки (ПДР 2022, с. 5).

Експлуатаційна швидкість – це швидкість перевезення вантажу за час роботи ТЗ (Босняк 2010, с. 103).

Елемент системи – найпростіша частина системи, окремі частини якої у рамках конкретного випадку не розглядаються (Гранкін 1998, с. 8).

Елементарна кінематична ланка автопоїзда – структурний елемент автопоїзда, який опирається на колісний хід, або складається тільки з колісного ходу, рухається власною траєкторією і визначає, сукупно з іншими елементарними ланками, кінематику руху автопоїзда опорною поверхнею (Закин 1986, с. 8).

Енергія – міра здатності об'єкта здійснювати роботу.

Ефективність роботи ТЗ – здатність здійснювати перевезення з найменшими матеріальними і трудовими затратами з дотриманням діючих норм і правил (Ширяев 2007, с. 271).

Збережуваність – це властивість ТЗ зберігати у заданих межах значення параметрів, які характеризують здатність виконувати перевізницькі функції під час і після зберігання його та (або) транспортування. (Форнальчик 2004, с. 125).

Збурення – дія на ТЗ випадкових сил різного роду та їх кінематичних наслідків (Литвинов 1989, с. 164).

Зсувні двері – двері, які відкриваються і закриваються внаслідок переміщення вздовж однієї або декількох



прямолінійних або майже прямолінійних направляючих (URL-8).

Зупинний шлях – шлях, пройдений ТЗ з моменту виявлення водієм перешкоди на дорозі до повної його зупинки.

Керованість – сукупність властивостей, які забезпечують ТЗ збереження у визначених дорожньо-кліматичних умовах потрібного напрямку руху або зміни його відповідно до дії на рульове керування (Рудзінський 1993, с. 103).

Керуючі сили – зовнішні сили, що змінюються водієм шляхом дії на органи керування ТЗ (Литвинов 1971, с. 5).

Колісний хід – одна або декілька (зазвичай дві) осей з колесами (залежна підвіска), або окремі поворотні (керовані) колеса (незалежна підвіска) (Закин 1986, с. 8).

Кут відведення еластичного колеса – кут між вектором швидкості еластичного колеса і ід площиною його обертання (Литвинов 1989, с. 130).

Легковий автомобіль – автомобіль з кількістю місць для сидіння не більше дев'яти, з місцем водія включно, який за своєю конструкцією та обладнанням призначений для перевезення пасажирів та їхнього багажу із забезпеченням необхідного комфорту та безпеки (ПДР 2022, с. 5).

Маршрутні транспортні засоби (транспортні засоби загального користування) – автобуси, мікроавтобуси, тролейбуси, трамваї і таксі, що рухаються за встановленими маршрутами та мають визначені місця на дорозі для посадки (висадки) пасажирів (ПДР 2022, с. 6).

Математичне очікування випадкової величини – сума добутків всіх можливих значень випадкової величини на відповідні їм ймовірності (Гранкін 1998, с. 51).

Місткість ТЗ – найбільша кількість вантажу або пасажирів, яка може бути одночасно перевезена ТЗ

Надійність – властивість ТЗ зберігати протягом певного часу в установлених межах значення всіх параметрів, що характеризують здатність функціонувати (виконувати транспортну роботу) у заданих режимах та умовах використання, технічного обслуговування, ремонту зберігання



та транспортування (Гранкін 1998, с. 8; Форнальчик 2004, с. 124; Bertsche 2008, с. 1).

Непідресорені маси – маси ТЗ, сили ваги яких не сприймаються підвіскою, а передаються через шину на опорну поверхню (Рудзінський 1993, с. 122).

Органи керування – органи ТЗ, за допомогою яких водій здійснює процес керування (Литвинов 1971, с. 4).

Пасажи́р – особа, яка користується транспортним засобом і знаходиться в ньому, але не причетна до керування ним (ПДР 2022, с.6).

Перевізні якості або можливості – максимальна кількість вантажу (пасажирів), що може бути перевезено ТЗ за одиницю часу при повному використанні його можливостей (Ширяев 2007, с. 271).

Підресорені маси – маси, сила ваги яких передається через пружні елементи підвіски ТЗ (Рудзінський 1993, с. 122).

Плавність ходу – спроможність ТЗ рухатися дорогою будь-якої якості з максимально великою швидкістю за мінімальних коливань кузова (Рудзінський 1993, с. 122).

Повороткість – властивість ТЗ з еластичними шинами відхилятися внаслідок відведення коліс від напрямку руху заданого положенням керованих коліс (Рудзінський 1993, с. 108).

Прискорення – приріст швидкості за одиницю часу.

Причіп – транспортний засіб, призначений для руху тільки в з'єднанні з іншим транспортним засобом. До цього виду транспортних засобів належать також напівпричепа і причепа-розпуски (ПДР 2022, с. 7).

Прохідність – спроможність ТЗ рухатися дорогами різної якості і стану з найбільшою швидкістю (Рудзінський 1993, с. 144).

Процес керування – сукупність дій водія для забезпечення бажаної зміни параметрів руху ТЗ або збереження їх постійними (Литвинов 1971, с. 4).

Радіус повороту – відстань від центру повороту до колії зовнішнього колеса (Литвинов 1989, с. 136).



Ремонт – комплекс операцій, призначених для відновлення справності або роботоздатності ТЗ, а також відновлення ресурсу деталей або складових.

Середньотехнічна швидкість – це середня швидкість руху ТЗ за час руху (Босняк 2010, с. 102)

Сповільнення при гальмуванні – величина, на яку зменшується швидкість ТЗ за одиницю часу

Стабілізація керованих коліс – властивість цих коліс чинити опір відхиленню під дією зовнішніх сил від положення, яке відповідає прямолінійному руху (нейтрального положення), і автоматично повертатися до цього положення після припинення дії зовнішніх сил (Литвинов 1989, с. 151).

Стійкість – сукупністю властивостей ТЗ, які визначають критичні параметри за стійкістю його руху і просторового положення (Литвинов 1989, с. 165).

Стійкість поперечна – здатність ТЗ протистояти бічному перекиданню або ковзанню коліс відносно його поздовжньої осі (Рудзінський 1993, с. 90).

Строк служби – календарна тривалість від початку експлуатації об'єкта або її поновлення після певного ремонту до переходу в граничний стан; вимірюється в роках (Гранкін 1998, с. 11).

Технічна система – об'єкт, який є сукупністю сумісно діючих елементів, призначених для самостійного виконання наданих функцій (Гранкін 1998, с. 8).

Технічна швидкість – це швидкість руху ТЗ в даний момент (Босняк 2010, с. 102)

Технічний об'єкт – предмет певного цільового призначення, який розглядається при проектуванні, виробництві, експлуатації, дослідженнях і випробуваннях на надійність (Гранкін 1998, с. 8).

Технічний ресурс – напрацювання об'єкта від початку експлуатації або поновлення її після певного ремонту до переходу в граничний стан; вимірюється в одиницях виміру напрацювання (наробітку) (Гранкін 1998, с. 11).



Транспортна ланка – конструктивно закінчений елемент ТЗ з чітко вираженим транспортним призначенням (Закин 1986, с. 8).

Транспортні засоби – узагальнене поняття, яке об'єднує весь рухомий склад автомобільного транспорту для організації перевезень пасажирів, доставки вантажів або виконання спеціальних функцій.

Тяговий режим руху – режим руху ТЗ, при якому від двигуна до ведучих коліс підводиться потужність, достатня для подолання опору руху (Литвинов 1989, с. 12).

Тягово-швидкісні властивості – сукупність властивостей, які визначають можливий, за характеристиками силової установки (двигуна) або зчепленню ведучих коліс з дорогою, діапазон зміни швидкості руху та інтенсивності розгону ТЗ при його роботі в тяговому режимі за різних дорожніх умов (Литвинов 1989, с. 12).

Умови експлуатації – здатність ТЗ виконувати перевезення, які визначаються поєднанням різних зовнішніх факторів.

Ходова вісь – елемент ходової частини ТЗ з веденими або ведучими колесами (Закин 1986, с. 9).

Якість – певна міра, в якій сукупність власних характеристик об'єкта (агрегату, деталі, ТЗ) направлені на задоволення вимог відповідно з його призначенням (ДСТУ ISO 9001:2015, с. 13).



ЛІТЕРАТУРА

Bertsche B. Reliability in Automotive and Mechanical Engineering : Determination of Component and System Reliability. Germany : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008. P. 492.

Dynamics of Buses – Part III / Petrescu R.V. et al. *American Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2018. № 11(2). P. 525–537. URL: <https://cutt.ly/6OHfzMa> (дата звернення: 01.11.2021).

Mashadi B., Crolla D. Vehicle powertrain systems United Kingdom : John Wiley & Sons, 2012. P. 538.

Volvo FM. Довідник по продукції. URL: <https://cutt.ly/POHfG0w> (дата звернення: 12.10.2022).

Абишев К. К., Сембаев Н. С. Эксплуатационные свойства автомобиля. Павлодар : «Кереку», 2016. 132 с.

Автомобильные транспортные средства / под ред. Д. П. Великанова. Москва : Транспорт, 1977. 326 с.

Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність / Сахно В. П., Безбородова Г. Б., Маяк М. М., Шарай С. М. Київ : В-во «КВІЦ», 2004. 174 с.

Афанасьев Л. Л., Дьяков А. Б., Иларионов В. А. Конструктивная безопасность автомобиля. Москва : Машиностроение, 1983. 212 с.

Босняк М. Г. Вантажні автомобільні перевезення. Київ : Видавничий дім «Слово», 2010. 408 с.



Вахламов В. К. Автомобили: Эксплуатационные свойства. Москва : Изд. центр «Академия», 2006. 240 с.

Волков В. П., Вільський Г. Б. Теорія руху автомобіля. Суми : Університетська книга, 2010. 320 с.

ДБН Б.2.2-12:2019. Планування та забудова територій [Чинний від 2019-10-01]. Київ, 2019. 185 с.

Демидов Н. Н., Красильников А. А., Элизов А. Д. Конструирование и расчет автомобилей и тракторов: Электромобили. Санкт-Петербург : Изд-во Политехн. ун-та, 2016. 96 с.

ДСТУ 3649:2010. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. [Чинний від 2011-07-01]. Київ, 2011. 30 с.

ДСТУ ISO 9000:2015. Системи управління якістю. Основні положення та словник термінів [Чинний від 2016-07-01]. Київ, 2016. 49 с.

Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда. Москва : Транспорт, 1986. 136 с.

Канарчук В. Е., Лудченко А. А., Курников И. П. Техническое обслуживание, ремонт и хранение автотранспортных средств. Киев : Выща шк., 1991. 359 с.

Касаткин Ф. П., Коновалов С. И., Касаткина Э. Ф. Организация перевозочных услуг и безопасность транспортного процесса. Москва : Академический Проект, 2004. 352 с.

Кашканов А. А., Кашканов В. А., Грисюк О. Г. Математична модель гальмівного шляху автомобіля при екстремому гальмуванні з АБС. *Наукові нотатки*. 2012. Вип. 36. С. 131–136. URL: <https://cutt.ly/nOHgob7> (дата звернення: 21.01.2022).

Кошарний М. Ф. Основи механіки та енергетики автомобіля. Київ : Вища шк., 1992. 220 с.

Литвинов А. С., Фаробин Я. Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. Москва : Машиностроение, 1989. 240 с.

Надійність сільськогосподарської техніки / Гранкін С. Г., Малахов В. С., Черновол М. І., Черкну В. Ю. Київ : «Урожай», 1998. 207 с.



Платонов В. Ф. и др. Машиностроение. Энциклопедия : в 40 т. Т IV-15. Колесные и гусеничные машины / под общ. ред. В. Ф. Платонова. Москва : Машиностроение, 1997. 688 с.

Платонов В. Ф. Полноприводные автомобили. Москва : Машиностроение, 1981. 312 с.

Правила дорожнього руху України : відповідає офіційному тексту. Київ : Літера ЛТД, 2022. 68 с.

Решетов Д. Н., Иванов А. С., Фадеев В. З. Надежность машин. Москва : Высш. шк., 1988. 238 с.

Рудзінський В. В. Автомобілі: Техніко-експлуатаційні властивості, аналіз конструкцій. Київ : ІСДО, 1993. 163 с.

Техническая эксплуатация автомобилей / Кузнецов Е. С., и др. Москва : Транспорт, 1991. 413 с.

Техническая эксплуатация автомобилей / Кузнецов Е. С., и др. Москва : Наука, 2001. 535 с.

Форнальчик Є. Ю., Олісевич М. С., Мاستикаш О. Л., Пельо Р. А. Технічна експлуатація та надійність автомобілів. Львів : «Афіша», 2004. 495 с.

Хітров І. О. Силабус навчальної дисципліни «Транспортні засоби» для здобувачів вищої освіти ступеня «бакалавр», які навчаються за освітньо-професійною програмою першого рівня вищої освіти за спеціалізацією 275.03 «Транспортні технології (на автомобільному транспорті)» спеціальності 275 «Транспортні технології (за видами)» галузі знань 27 «Транспорт». Рівне : НУВГП, 2021. 14 с. URL: <https://cutt.ly/FOHkPC8> (дата звернення: 15.01.2022).

Хітров І. О., Гаврик В. С., Кристопчук М. Є., Корнієнко В. Я. Ресурсо- та енергозбереження. Рівне : НУВГП, 2014. 108 с.

Ходош М. С. Грузовые автомобильные перевозки. Москва : Транспорт, 1986. 208 с.

Ширяев С. А., Гудков В. А., Миротин Л. Б. Транспортные и погрузочно-разгрузочные средства. Москва : Горячая линия – Телеком, 2007. 848 с.

Яценко Н. Н., Прутчиков О. К. Плавность хода грузовых автомобилей. Москва : Машиностроение, 1978. 112 с.



Інтернет ресурси:

URL-1. У Кіптях на М-02 буде встановлено систему зважування вантажівок у русі. *Служба автомобільних доріг у Чернігівській області* : вебсайт. URL: <https://cutt.ly/уОНоВ6М> (дата звернення: 05.08.2021).

URL-2. Система зважування в русі WiM. *Weight in Motion* : вебсайт. URL: <http://wim.in.ua/> (дата звернення: 05.08.2021).

URL-3. [JRP-WIM] Weigh In Motion System. *UDNS CO* : вебсайт. URL: <https://cutt.ly/POHp6PZ> (дата звернення: 05.08.2021).

URL-4. Kapsch presents new Weigh in Motion Solution at ITS Europe. *Weighing Review Portal* : вебсайт. URL: <https://cutt.ly/00Hp1SY> (дата звернення: 05.08.2021).

URL-5. Обладнання для вимірювальних майданчиків WiM. *Компанія CEA* : вебсайт. URL: <https://cutt.ly/UONaEED> (дата звернення: 06.08.2021).

URL-6. Умови руху великовагових і великогабаритних транспортних засобів на автомобільних дорогах загального користування державного значення Львівської області. *Служба автомобільних доріг у Львівській області* : вебсайт. URL: <https://cutt.ly/7ONa9x3> (дата звернення: 07.08.2021).

URL-7. Про затвердження Порядку визначення класу комфортності автобусів, сфери їхнього використання за видами сполучень та режимами руху : наказ М-ва транспорту та зв'язку від 12 квіт. 2007 р. № 285. *Верховна Рада України* : вебсайт. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0499-07#Text> (дата звернення: 17.09.2021).

URL-8. Про затвердження ГСТУ «Засоби транспортні дорожні. Технічні вимоги до безпеки конструкції автобусів загального призначення, які знаходяться в експлуатації» : наказ М-ва транспорту та зв'язку від 21 лист. 2001 р. № 807. *Верховна Рада України* : вебсайт. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0807361-01#Text> (дата звернення: 17.09.2021).



URL-9. Driving range, battery & charging. *Renault* : вебсайт. URL: <https://www.renault.co.uk/electric-vehicles/zoe/battery.html> (дата звернення: 12.10.2021).

URL-10. Car Parameters. *Car Construction* : вебсайт. URL: <https://www.newkidscar.com/car-calculations/car-parameters/> (дата звернення: 01.11.2021).

URL-11. Гальмування. *Рижавський міжшкільний навчально-виробничий комбінат* : вебсайт. URL: <https://cutt.ly/SOHh3X0> (дата звернення: 12.12.2021).

URL-12. Правила охорони праці під час вантажно-розвантажувальних робіт : наказ М-ва енергетики та вугільної промисловості від 19 січ. 2015 р. № 21. *Верховна Рада України* : вебсайт. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0124-15#Text> (дата звернення: 21.09.2021).





Національний університет
водного господарства
та природокористування

Навчальне видання

*Хітров Ігор Олександрович
Кристончук Михайло Євгенович
Никончук Вікторія Миколаївна*

ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ



Технічний редактор

Навчальний посібник

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Г. Ф. Сімчук

*Видавець і виготовлювач
Національний університет
водного господарства та природокористування
вул. Соборна, 11, м. Рівне, 33028.*

*Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до
державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів
видавничої продукції РВ № 31 від 26.04.2005 р.*