

629.113(075)

В 67



В.П. Волков Г.Б. Вільський

ТЕОРІЯ РУХУ АВТОМОБІЛЯ

Підручник



629.113(075)
В67

Міністерство освіти і науки України
Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Миколаївський політехнічний інститут

В. П. Волков Г. Б. Вільський

ТЕОРІЯ РУХУ АВТОМОБІЛЯ

Підручник

Затверджено Міністерством освіти і науки України
як підручник
для студентів вищих начальних закладів

НТБ ВНТУ



467497

629.113(075) В67 2015

Волков В.П. Теорія руху автомобіля



Суми
Університетська книга
2015

[629.13.01+629.13.05] (070)

УДК 629.3.018.7
ББК 39.33-01я73
В 67

Рецензенти:

А.Т. Лебедєв, д-р техн. наук, професор (Харківський державний технічний університет сільського господарства);

М.А. Подригало, д-р техн. наук, професор (Харківський національний автомобільно-дорожній університет)

Гриф надано Міністерством освіти і науки України.
Лист № 1/11-8261 від 30.08.2010 р.

Волков В. П.

В 67 Теорія руху автомобіля : підручник / В. П. Волков, Г. Б. Вільський. — Суми : Університетська книга, 2015. — 320 с. : іл. 124., бібліогр. 27, табл. 24.

ISBN 978-966-680-541-9

У підручнику відповідно до програми дисципліни “Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля” викладено її основи, які ґрунтуються на досягненні сучасної технічної науки.

Для студентів вищих технічних навчальних закладів України, що навчаються за спеціальностями “Автомобілі й автомобільне господарство”, “Колісні і гусеничні транспортні засоби”, а також фахівців, які працюють у галузі конструювання, випробування й експлуатації автомобілів.

НТБ ВНТУ
М. Вінниця

464494

УДК 629.3.018.7
ББК 39.33-01я73

ISBN 978-966-680-541-9

© Волков В. П., Вільський Г. Б., 2010
© ТОВ «ВТД «Університетська книга», 2015

З М І С Т

Вступ	7
Розділ 1. Основні експлуатаційні властивості і параметри автомобіля	12
1.1. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна	15
1.2. Коефіцієнт корисної дії трансмісії	21
1.3. Радіуси і режими кочення автомобільного колеса	24
1.4. Зчеплення колеса з опорною поверхнею	40
1.5. Координати центра мас автомобіля	45
1.6. Моменти інерції автомобіля і його частин	48
<i>Контрольні запитання і завдання для самоперевірки</i>	<i>52</i>
Розділ 2. Загальна динаміка автомобіля	53
2.1. Сили і моменти, що діють на автомобіль	53
2.2. Нормальні реакції, що діють на колеса автомобіля	61
2.3. Умови можливості руху автомобіля	64
<i>Контрольні запитання і завдання для самоперевірки</i>	<i>66</i>
Розділ 3. Тягово-швидкісні властивості автомобіля	68
3.1. Оцінні показники	68
3.2. Рівняння руху автомобіля	69
3.3. Тяговий баланс і тягова характеристика автомобіля	73
3.4. Динамічний фактор і динамічна характеристика автомобіля	76
3.5. Характеристики розгону автомобіля	83
3.6. Динамічне подолання підйомів і рух автомобіля накатом	91
3.7. Потужнісний баланс автомобіля	95

3.8. Вплив конструктивних параметрів автомобіля на його тягово-швидкісні властивості і їхній вибір	98
3.9. Вплив експлуатаційних факторів на тягово-швидкісні властивості автомобіля	110
3.10. Випробування на тягово-швидкісні властивості	112
<i>Контрольні запитання і завдання для самоперевірки</i>	<i>115</i>

Розділ 4. Тягово-швидкісні властивості автомобілів

з гідромеханічною передачею	117
4.1. Принцип дії гідромуфти	117
4.2. Принцип дії гідротрансформатора	119
4.3. Характеристика гідротрансформатора	122
4.4. Рівняння руху автомобіля з гідромеханічною передачею	128
4.5. Перспективи застосування гідромеханічних передач на автомобілях	131
<i>Контрольні запитання і завдання для самоперевірки</i>	<i>132</i>

Розділ 5. Гальмівні властивості автомобіля

5.1. Оцінні показники і нормативні вимоги	133
5.2. Енергетичний баланс автомобіля при гальмуванні	136
5.3. Рівняння руху автомобіля при гальмуванні	138
5.4. Розподіл гальмівних сил між колесами автомобіля	146
5.5. Регулювання гальмівних сил на колесах автомобіля	149
5.6. Вплив експлуатаційних факторів на гальмівні властивості автомобіля	160
5.7. Гальмівні випробування автомобіля	162
<i>Контрольні запитання і завдання для самоперевірки</i>	<i>167</i>

Розділ 6. Паливна економічність автомобіля

6.1. Оцінні показники	168
6.2. Паливний баланс і рівняння витрати палива	169
6.3. Паливно-економічна характеристика автомобіля	172
6.4. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на паливну економічність автомобіля	174

6.5. Взаємозв'язок паливної економічності з використанням альтернативних палив і екологічних норм ..	179
6.6. Випробування на паливну економічність	183
6.7. Оперативний моніторинг параметрів палива та мастила	186
<i>Контрольні запитання і завдання для самоперевірки</i>	<i>199</i>
Розділ 7. Керованість автомобіля	200
7.1. Оцінні показники	200
7.2. Умови збереження стійкості автомобільного колеса	202
7.3. Кінематика повороту автомобіля	210
7.4. Діаграма стійкості руху автомобіля на повороті з урахуванням відведення	220
7.5. Вплив коливань і кутів установки керованих коліс на керованість автомобіля	228
7.6. Випробування на керованість	237
<i>Контрольні запитання і завдання для самоперевірки</i>	<i>240</i>
Розділ 8. Стійкість автомобіля	241
8.1. Оцінні показники	241
8.2. Умови збереження поперечної стійкості автомобіля	242
8.3. Умови збереження поздовжньої стійкості автомобіля	252
8.4. Вплив експлуатаційних факторів на стійкість автомобіля	256
8.5. Випробування на стійкість	258
<i>Контрольні запитання і завдання для самоперевірки</i>	<i>260</i>
Розділ 9. Прохідність автомобіля	262
9.1. Оцінні показники	262
9.2. Профільна прохідність автомобіля	263
9.3. Опорно-зчіпна прохідність автомобіля	269
9.4. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на прохідність автомобіля	272
9.5. Випробування на прохідність	278
<i>Контрольні запитання і завдання для самоперевірки</i>	<i>280</i>

Розділ 10. Плавність ходу автомобіля	281
10.1. Оціночні показники і нормативні вимоги	281
10.2. Вільні коливання одномасової моделі	283
10.3. Вільні коливання автомобіля	287
10.4. Вплив експлуатаційних факторів на плавність ходу автомобіля	296
10.5. Випробування на плавність ходу	298
<i>Контрольні запитання і завдання для самоперевірки</i>	300
Література	301

Додаток

Приклад виконання розрахунково-графічного аналізу тягово-швидкісних властивостей автомобіля	305
--	-----

Вступ

Автомобільний транспорт, що належить до дорожньо-транспортних засобів, є невід'ємною складовою транспортної системи України, до якої входять залізничний, трубопровідний, морський, річковий, авіаційний та інші види транспорту. Автотранспортними засобами називаються машини, переміщення яких опорною поверхнею здійснюється за допомогою сили, створеної взаємодією коліс з цією поверхнею. До таких відносять одиночні автомобілі, автобуси й автопоїзди, що складаються з автомобіля-тягача й одного або кількох причепів (напівпричепів).

Різноманітність умов експлуатації обумовила широку спеціалізацію автомобілів, які відрізняються специфічними властивостями, що забезпечують їх використання в конкретних умовах з найбільшою ефективністю. Фахівцю з технічної експлуатації знання властивостей різних автомобілів допомагає вибирати ті з них, які щонайкраще відповідають характеристикам вантажу, що перевозиться, й умовам перевезень, дає можливість розробляти оптимальні методи підтримання в експлуатації тих властивостей, які закладені при проектуванні, виробництві і можуть відновлюватись у процесі ремонту.

Актуальність створення нового підручника або навчального посібника з теорії експлуатаційних властивостей обумовлена проблемами, пов'язаними з необхідністю постійного узагальнення нових теоретичних і експериментальних досліджень у цій галузі. Обсяг і зміст підручника визначений навчальною програмою спеціальностей "Автомобілі й автомобільне господарство", "Колісні і гусеничні транспортні засоби".

У підручнику розглянуто тільки одну групу властивостей – експлуатаційні властивості автомобіля. Вони характеризують можливість його ефективного використання у певних умовах і дозволяють визначити, якою мірою конструкція автомобіля відповідає вимогам експлуатації.

До основних експлуатаційних характеристик звичайно відносять: тягово-швидкісні властивості (динамічність), гальмівні властивості, паливну економічність, керованість, стійкість, прохідність, плавність ходу.

Сучасний етап розвитку теорії експлуатаційних властивостей автомобілів характеризується системним підходом до вивчення окремих особливостей експлуатаційних характеристик, оптимізацією показників експлуатаційних і технічних параметрів.

Автомобіль є частиною системи “водій – автомобіль – дорожнє середовище” (ВАДС), і його властивості виявляються у взаємодії з елементами цієї системи. Отже, системність при оцінюванні якості чи ефективності застосування автомобіля залежить від умов, у яких ця властивість виявляється. Умови експлуатації в цілому визначаються сполученням дорожніх, транспортних і природно-кліматичних факторів.

До дорожніх умов, що впливають на технічні параметри, конструкцію й експлуатаційні властивості автомобілів, відносять: характеристики профілю і плану доріг, рельєф місцевості, вид і рівність дорожнього покриття, інтенсивність руху, перешкоди руху, стабільність дорожнього стану, режими руху. Усі дороги поділяються на п'ять категорій, вимоги до яких відповідно до ДБН В 2.3-4-2000 наведені в табл. В. 1.

На дорогах застосовуються покриття таких основних типів: для доріг I–IV категорії – цементобетонні

й асфальтобетонні; для доріг III–IV категорії – асфальтобетонні і дьогтебетонні; для доріг IV–V категорії – щебеневі і гравійні; для доріг V категорії – із ґрунтів, укріплених чи поліпшених додаванням покриття.

Залежно від міцності покриття дороги загального користування допускають навантаження на одну вісь автомобіля від 11,5 кН (категорії I–II), 10 кН – на дорогах III–IV категорій і 6 кН – на дорогах V категорії. Тип покриття і стан її поверхні впливає на опір кочення, зчіпні властивості, плавність ходу, а також термін служби автомобіля.

Коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею має бути не менше ніж 0,45 (при легких умовах руху); 0,50 (при ускладнених умовах руху) і 0,55 (при небезпечних умовах руху).

До транспортних належить ціла низка специфічних умов, що характеризують організацію і перебіг транспортного процесу [6]. Вони визначаються видом перевезеного вантажу, обсягом і відстанню перевезень, партійністю відправлень, способами навантаження і розвантаження, організацією перевезень, спеціалізацією рухомого складу і збереженням вантажу, що перевозиться.

Ці умови визначають вибір типу і конструкцію рухомого складу, вантажно-розвантажувальних засобів, їх кількість, організацію перевезень і технічної експлуатації.

Усього нараховують до двадцяти видів вантажних перевезень (перевезення промислових, будівельних, сільськогосподарських та інших вантажів). Номенклатура основних видів вантажів велика і сягає близько 350 найменувань.

Таблиця В 1 – Основні технічні показники автомобільних доріг загальної мережі [11]

Показник	Категорія						
	1-а	1-б	II	III	IV	V	
Розрахункова добова інтенсивність руху, у транспортних одиницях	>10000	>10000	от 3000 до 10000	от 1500 до 3000	от 150 до 1500	до 150	
Розрахункова швидкість руху, км/год	150 $\frac{150}{120(100)}$	140 $\frac{140}{110(80)}$	120 $\frac{120}{100(60)}$	100 $\frac{100}{80(50)}$	90 $\frac{90}{60(30)}$	90 $\frac{90}{40(30)}$	
Кількість смуг руху	4,6,8	4,6	2	2	2	1	
Ширина, м	смуги руху	3,75	3,75	3,75	3,5	3	3
	проїзної частини	$2 \times 7,5;$ $2 \times 11,25;$ 2×15	$2 \times 7,5;$ $2 \times 11,25$	7,5	7	6	4,5
Найбільший поздовжній ухил (рівнева місцевість), ‰	30	40	40	50	60	60	
Найменші радіуси кривих, м							
У плані		1200	1100	800	600	300	300
У поздовжньому профілі	випуклі	30000	25000	15000	10000	5000	5000
	увігнуті	8000	5000	5000	3000	2000	2000

Примітка:

1. Значення ухилу в ‰ відповідає тангенсу нахилу дороги до горизонту, помноженому на 1000.
2. У чисельнику наведено норми для рівнинної місцевості, у знаменнику – для складних ділянок пересіченої (гірської) місцевості.

Важливою характеристикою транспортних умов є інтенсивність руху рухомого складу і щільність потоку. Інтенсивність і щільність руху впливають на швидкість руху машини.

Дорожні і транспортні умови більшою мірою впливають на середні технічні швидкості й ефективність роботи автомобілів.

Атмосферно-кліматичні умови також справляють значний вплив на роботу автомобіля. За низької температури ускладнюється запуск двигуна, відбувається

його переохолодження, підвищення в'язкості палива, загустіння мастила, більш інтенсивне зношення двигуна й інших агрегатів. Основними структурними параметрами атмосфери є температура, тиск і щільність повітря. Найбільший вплив на роботу автомобіля чинить температура навколишнього повітря.

Атмосферно-кліматичні умови класифікуються з урахуванням середньомісячної температури на найбільш холодній (січень) і найбільш теплій (липень) місяці.

Встановлено чотири кліматичні райони: холодний, помірний, помірно-теплий і жаркий. Україна належить до помірного кліматичного району із середньомісячною температурою повітря в січні -15°C (-14°C) і в липні $+8^{\circ}\text{C}$... $+25^{\circ}\text{C}$.

Загалом, це свідчить про важливість і необхідність урахування впливу умов експлуатації на експлуатаційні властивості автомобілів.

Розділ 1. ОСНОВНІ ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ І ПАРАМЕТРИ АВТОМОБІЛЯ

Експлуатаційні властивості автомобіля характеризують можливість його ефективного використання у визначених умовах і дозволяють оцінити ступінь відповідності конструкції автомобіля вимогам експлуатації.

Під *тягово-швидкісними (динамічними) властивостями* розуміють сукупність властивостей, що визначають можливі діапазони швидкостей руху і граничну інтенсивність розгону при русі автомобіля на тяговому режимі в різних експлуатаційних умовах. Чим кращі тягово-швидкісні властивості, тим менші витрати часу на перевезення. Це сприяє зростанню його продуктивності. Кінцевий оціночний показник тягово-швидкісних властивостей – середня швидкість “чистого” руху автомобіля, тобто швидкість, що розраховується без урахування зупинок і стоянок незалежно від їхніх причин.

Під *гальмівними властивостями* розуміють сукупність властивостей, що забезпечують гальмування автомобіля з максимальною інтенсивністю, утримання автомобіля в загальмованому стані на місці, а також рух автомобіля з постійною швидкістю на затяжних ухилах. Як і тягово-швидкісні властивості, вони істотно впливають на середню швидкість руху. Чим ефективніша гальмівна система, тим з більшою швидкістю може рухатися автомобіль за інших рівних умов, тим вищою є його середня швидкість. Гальмівні властивості значною мірою впливають на безпеку руху, тому їх зниження в період експлуатації і невідповідність нормативним вимогам неприпустимі.

Під *паливною економічністю* автомобіля розуміють укупність властивостей, що визначають раціональне

використання енергії палива, яке спалюється двигуном при експлуатації в різних умовах. Паливна економічність є важливою експлуатаційною властивістю, тому що витрати на паливо становлять значну частину загальної собівартості перевезень. Чим менша витрата палива, тим нижчою є вартість експлуатації автомобіля.

Під **керованістю** розуміють сукупність властивостей, що визначають характеристики реакцій автомобіля на керуючі впливи водія і зовнішні збурювання, а також витрати водієм енергії на керування автомобіля. Як і гальмівні властивості, вона пов'язана з безпекою руху і стійкістю автомобіля. Втрата керованості призводить до порушення стійкості, і навпаки.

Під **стійкістю** розуміють сукупність властивостей, що визначають числові характеристики тих граничних значень, при перевищенні яких автомобіль не повертається у вихідне положення після припинення дії збудливого сигналу. Стійкість автомобіля разом з його гальмівними властивостями і керованістю визначається безпекою руху. Найбільш імовірною є втрата поперечної стійкості, що може проявитися в поперечному перекиданні або ковзанні автомобіля. Особливого значення ця властивість набуває при русі автомобіля з великими швидкостями, на поворотах і на слизьких дорогах.

Під **прохідністю** розуміють сукупність властивостей, що визначають можливість руху автомобіля в погіршених дорожніх умовах, по бездоріжжю і при подоланні різних перешкод. Прохідність має важливе значення для автомобілів, що працюють у сільському господарстві, лісовій промисловості, на будівництві, у кар'єрах, тобто для автомобілів, що працюють здебільшого по бездоріжжю.

Під **плавністю ходу** розуміють сукупність властивостей, що забезпечують обмеження в межах

установлених норм вібронавантаженності водія, пасажирів, вантажу і вузлів автомобіля. Від плавності ходу значною мірою залежать середня швидкість руху, схоронність вантажів під час перевезення і комфортабельність їзди в автомобілі, що впливає на стомлюваність водія і пасажирів.

Наведені сім основних експлуатаційних властивостей безпосередньо пов'язані з рухом автомобіля й певною мірою визначають закономірності цього руху.

Експлуатаційні властивості автомобіля розглядаються звичайно ізольовано один від одного, що полегшує процес їх аналізу. Насправді ж експлуатаційні властивості тісно пов'язані між собою, і зміна конструктивних параметрів автомобіля, розпочата для зміни однієї з властивостей, неминуче відбивається на інших. Наприклад, стійкість поліпшується в разі зниження центра мас автомобіля, однак при цьому погіршується його прохідність. Тягово-швидкісні властивості визначають максимальну швидкість руху автомобіля, але вона ж може бути обмежена через погану стійкість чи недостатню плавність ходу. Тому кінцева оцінка автомобіля виробляється з урахуванням усього комплексу експлуатаційних властивостей.

Кожна експлуатаційна властивість залежить від трьох факторів: основних параметрів автомобіля, особливостей робочих процесів його агрегатів і технічного стану останніх.

До основних параметрів автомобіля слід віднести [17]:

- колісну формулу – складається з двох цифр, розділених знаком множення, де перша цифра – загальна кількість коліс, а друга – кількість ведучих коліс;
- вантажопідйомність, що визначається як маса перевезеного вантажу без маси водія і пасажирів у кабіні;

- споряджену масу, що визначається як маса повністю заправленого (паливом, мастилами та ін.) і укомплектованого (запасним колесом, інструментом та ін.) автомобіля, але без вантажу чи пасажирів, водія і їхнього багажу;
- повну масу автомобіля, що складається зі спорядженої маси, маси вантажу (за вантажопідйомністю) чи пасажирів (за кількістю місць), їхнього багажу, водія;
- габаритні розміри (довжину, ширину, висоту) автомобіля;
- номінальну потужність і максимальний крутний момент двигуна, при відповідних частотах обертання колінчастого вала;
- передатні числа трансмісії;
- контрольну витрату палива;
- максимальну швидкість руху автомобіля;
- радіус повороту, проведений по осі сліду зовнішнього (відносно центра повороту) переднього колеса;
- час розвантажування автомобіля до заданої швидкості;
- радіус колеса автомобіля.

Більш повний обсяг технічних характеристик, необхідний при аналізі окремих експлуатаційних властивостей, наведено в [17].

1.1. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

На сьогодні, незважаючи на інтенсивні пошуки іншого джерела енергії (паливні елементи, акумуляторні джерела живлення та ін.), на автомобілях використовуються поршневі двигуни внутрішнього згорання. Величина його потужності залежить від частоти обертання колінчастого вала, кількості і складу пальної суміші в циліндрах тощо. При дослідженні тягово-швидкісних

властивостей зміну потужності розглядають залежно від частоти обертання колінчастого вала, вважаючи, що інші параметри є оптимальними, тобто використовують швидкісну характеристику двигуна. **Швидкісною характеристикою** називають залежність зміни ефективної потужності N_e і ефективного крутного моменту M_e від частоти обертання колінчастого вала двигуна n_e . Якщо швидкісну характеристику визначають при повній подачі палива, то її називають **зовнішньою швидкісною характеристикою** на відміну від часткових швидкісних характеристик, одержуваних при неповних подачах палива. Незважаючи на те що в умовах експлуатації автомобіль велику частину часу працює при часткових навантаженнях (частковій швидкісній характеристиці), аналізуючи експлуатаційні властивості, зручно оперувати зовнішньою швидкісною характеристикою.

На зовнішній швидкісній характеристиці двигуна відрізняють такі характерні точки (рис. 1.1, а): n_{\min} – мінімальна стійка частота обертання колінчастого вала при повному навантаженні двигуна; n_M – частота обертання колінчастого вала, що відповідає максимальному крутному моменту двигуна M_{\max} ; n_N – частота обертання колінчастого вала за максимальної *потужності* N_{\max} ; M_N – крутний момент двигуна, що відповідає максимальній *потужності* N_{\max} ; n_{\max} – максимальна частота обертання колінчастого вала.

Зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала потужність і крутний момент зростають, досягаючи своїх максимальних значень, відповідно, при n_N і n_M , а потім зменшуються через погіршення наповнення циліндрів пальною сумішшю чи повітрям (дизельні двигуни) і збільшення механічних втрат у двигуні.

Тепер характер протікання потужності і крутного моменту дещо змінилися внаслідок зміни конструкції

двигуна (наприклад, установка наддування зі змінною геометрією турбіни, зміни фаз газорозподілу і величини піднімання клапанів і т.п.) (рис. 1.2).

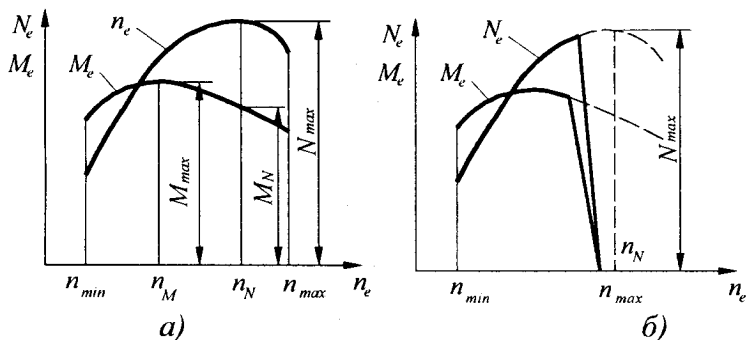


Рис. 1.1. Зовнішні швидкісні характеристики двигуна без обмежника (а) і з обмежником (б) максимальної частоти обертання колінчастого вала

Така характеристика протікання крутного моменту істотно змінює тягово-швидкісні властивості автомобіля, дозволяючи одержати стійку динаміку розгону в широкому діапазоні частот обертання колінчастого вала двигуна.

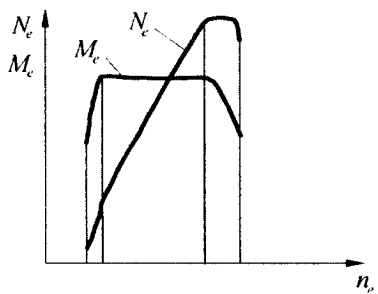


Рис 1.2. Характер протікання M_e і N_e сучасного двигуна легкового автомобіля

Двигуни легкових і вантажних автомобілів забезпечуються обмежниками максимальної частоти обертання колінчастого вала. Перші – для обмеження максимальної швидкості руху автомобіля, другі – для підвищення довговічності роботи, оскільки вони працюють з більшими динамічними навантаженнями, ніж легкові.

Дизельні двигуни мають всережимні регулятори, що обмежують мінімальну і максимальну частоту обертання колінчастого вала, а також можуть підтримувати будь-який інший режим, заданий водієм. Зовнішня швидкісна характеристика дизельного двигуна має приблизно такий вигляд (рис. 1.1, б), як і характеристика бензинового двигуна з обмежником максимальної частоти обертання.

Для існуючих конструкцій автомобільних двигунів відношення n_{max}/n_N змінюються в таких межах: 1,10–1,25 для бензинових двигунів без обмежника частоти обертання; 0,8–1,15 для бензинових двигунів з обмежником і 0,9–1,0 – для дизельних двигунів.

Здатність двигуна до подолання короткочасних перевантажень характеризує коефіцієнт пристосовуваності K_n , що є відношенням максимального крутного моменту M_{max} до крутного моменту за максимальної потужності M_N :

$$K_n = \frac{M_{max}}{M_N}. \quad (1.1)$$

Чим вищою величина K_n , тим більше можна збільшити навантаження на двигун, не побоюючись його зупинки, тим більше короткочасне піднімання зможе подолати автомобіль без переключення на нижчу передачу. Для бензинових двигунів $K_n = 1,25–1,35$; для дизельних 1,05–1,15. Кращу характеристику (за коефіцієнтом пристосування), стосовно до транспортного засобу має електричний двигун, далі – газотурбінний і внутрішнього згорання (рис. 1.3).

Швидкісні характеристики звичайно одержують експериментальним шляхом на спеціальних гальмівних стендах. Двигун установлюють на стенд і, навантаживши його за допомогою гальма, домагаються усталеної роботи при певній частоті обертання колінчастого вала.

Змінюючи навантаження при кожному значенні частоти обертання колінчастого вала, вимірюють величину

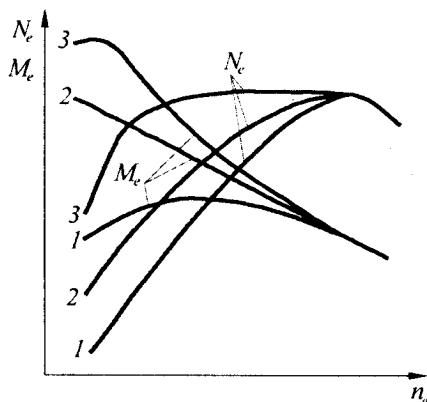


Рис. 1.3. Швидкісні характеристики двигунів, що мають однакову максимальну потужність:
 1 – внутрішнього згорання,
 2 – газотурбінного,
 3 – електричного

ефективного моменту M_e . За результатами вимірювання на графіку в координатах $M_e - n_e$ одержують криву моменту. Далі за формулою (1.2) розраховують величину ефективної потужності і будують криву $N_e = f(n_e)$:

$$N_e = \frac{M_e \cdot n_e}{9550}, \quad (1.2)$$

де n_e – поточне значення частоти обертання колінчастого вала двигуна, об./хв; M_e – поточне значення ефективного крутного моменту, Н м.

Слід зазначити, що зовнішні швидкісні характеристики, які наводяться заводами-виготівниками, визначають звичайно без вентилятора, глушника й іншого устаткування, і тому вони завищені на 10–15%.

У технічне завдання на проектування автомобіля іноді необхідно вносити характеристику двигуна, що поки не виготовляється. Метод тягового розрахунку автомобіля дозволяє знайти необхідну максимальну потужність двигуна і згідно з нею, за допомогою теплового розрахунку двигуна, можна знайти його зовнішню швидкісну характеристику. У той самий час вона може бути розрахована за емпіричними залежностями, отриманими на основі обробки й узагальнення великої кількості

характеристик реально існуючих двигунів. Однією з них для двигунів внутрішнього згорання є формула, запропонована С.Р. Лейдерманом [14]. Для її використання необхідно знати лише одну точку зовнішньої швидкісної характеристики з координатами N_{max} , n_N .

$$N_e = N_{max} \cdot \left[A_1 \cdot \frac{n_e}{n_N} + A_2 \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right], \quad (1.3)$$

де N_e і n_e – поточні значення ефективної потужності і частоти обертання колінчастого вала відповідно; A_1 і A_2 – коефіцієнти, що залежать від способу сумішоутворення в двигуні (табл. 1.1).

Таблиця 1.1 – Коефіцієнти формули (1.3)

Тип двигуна	A_1	A_2
Бензиновий	1,0	1,0
Дизельний, з нерозділеною камерою згорання	0,5	1,5
Дизельний, з передкамерою	0,6	1,4
Дизельний, з вихровою камерою	0,7	1,3

Знаючи максимальну потужність N_{max} , частоту обертання колінчастого вала за максимальної потужності n_N , коефіцієнти A_1 і A_2 , можна визначити за формулою (1.3), задавши різними значеннями n_e (наприклад, 800, 1000, 1200, 1400, і т.д.), розрахувати відповідні їм величини ефективної потужності N_e . Розрахунок зовнішньої швидкісної характеристики двигуна роблять від $n_{min} = 400 - 600$ об./хв до n_{max} .

1.2. Коефіцієнт корисної дії трансмісії

Вироблювана двигуном ефективна потужність не вся передається на колеса автомобіля через втрати потужності в трансмісії. Вони звичайно оцінюються *механічним коефіцієнтом корисної дії трансмісії* (ККД), яким називають відношення потужності на ведучих колесах автомобіля до ефективної потужності двигуна:

$$\eta_m = \frac{N_k}{N_e} = \frac{N_e - N_r}{N_e} = 1 - \frac{N_r}{N_e}, \quad (1.4)$$

де η_m – механічний ККД трансмісії; N_k – потужність на ведучих колесах автомобіля; N_e – ефективна потужність двигуна; N_r – потужність, що втрачається в трансмісії.

Потужність на ведучих колесах можна визначити з (1.4) як

$$N_k = N_e \cdot \eta_m. \quad (1.5)$$

Механічний ККД трансмісії автомобіля можна представити як добуток ККД агрегатів, що входять до неї:

$$\eta_m = \eta_{зч} \cdot \eta_{кп} \cdot \eta_k \cdot \eta_c, \quad (1.6)$$

де $\eta_{зч}$, $\eta_{кп}$, η_k , η_c – ККД зчеплення, коробки передач, карданної передачі і головної передачі відповідно.

Для багатовісних автомобілів слід ураховувати ККД роздавальної коробки та інших пристроїв, убудованих у трансмісію.

ККД зчеплення, крім процесу рушання, досить високий і становить близько 0,995. Таке саме значення має ККД карданної передачі при кутах $\sim 7...8^\circ$ між осями валів, але в разі їх збільшення, а також недостатнього мащення карданних шарнірів ККД може різко знизитися. Основні втрати потужності в трансмісії припадають на коробку

передач (роздавальної коробки) і головну передачу. ККД цих пристроїв становить 0,95–0,98 і 0,95–0,97 відповідно.

Розрізняють два види втрат потужності в трансмісії: *механічні* – втрати на тертя між зубами шестерень і частково в підшипниках тертя між ущільнювальними манжетами і валами; *гідролічні* – витрати на тертя шестерень об масло. Другий вид втрат значно зростає при збільшенні не тільки швидкості обертання валів, а й в'язкості олії, що залежить від його температури.

Втрати потужності в трансмісії знижуються в разі збільшення переданого трансмісією крутного моменту і зростають у разі збільшення швидкості обертання валів, кількості і в'язкості мастила, залитого в картери коробки передач і головної передачі. Вони також залежать від технічного стану трансмісії і ходової частини автомобіля. Так, наприклад, неправильне регулювання підшипників головної передачі, диференціала, маточин коліс призводить до зниження ККД, а отже, до збільшення втрат потужності в трансмісії.

Механічний ККД трансмісії змінюється в процесі експлуатації автомобіля. На новому автомобілі, у період приробітку, ККД дещо зростає, потім протягом тривалого часу залишається приблизно постійним, а через деякий час у результаті зносу робочих поверхонь деталей і збільшення зазорів між ними починає знижуватися.

При аналізі експлуатаційних властивостей автомобіля, що не потребують високої точності, набувають деякі середні значення ККД, що не залежать від режиму роботи трансмісії (табл. 1.2).

Таблиця 1.2 – Діапазон значень механічного ККД трансмісії

Вид автомобіля	η_m
Легкові автомобілі й АТС на їхній базі	0,92–0,95
Вантажні автомобілі й АТС на їхній базі з одинарною головною передачею	0,85–0,92
Вантажні автомобілі й АТС на їхній базі з подвійною головною передачею й автомобілі з колісною формулою 4×4	0,83–0,85
Тривісні вантажні автомобілі й АТС на їхній базі з приводом на два мости (колісна формула 6×4)	0,80–0,83
Тривісні автомобілі з колісною формулою 6×6 і АТС на їхній базі	0,78–0,80

До 90-х років ХХ століття найвище значення, порівняно з комбінованими трансмісіями (гідромеханічними, електричними й ін.) мав ККД механічної трансмісії. У наш час використовувані в автомобілебудуванні високі технології дозволяють створювати конкурентоспроможні механічним комбіновані трансмісії. Це підтверджується збільшенням частки легкових автомобілів, обладнаних гідромеханічними трансмісіями (близько 54% усіх зроблених 2000 року і прогнозується до 61% у 2010 році [5]).

1.3. Радіуси і режими кочення автомобільного колеса

Розмір і тип шин безпосередньо відбиваються на

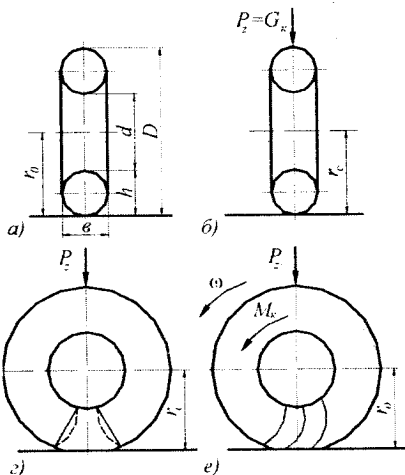


Рис. 1.4. Схема автомобільного колеса: а – у вільному стані; б, г, – навантаженого вертикальною силою P_z ; е – навантаженого вертикальною силою P_z і крутним моментом M_k

експлуатаційних властивостях автомобіля. Радіус автомобільного колеса з еластичною шиною не залишається постійним при зміні режиму роботи автомобіля. У зв'язку з цим при аналізі експлуатаційних властивостей розрізняють декілька радіусів колеса (рис. 1.4).

Вільний радіус

r_0 – це радіус колеса у вільному стані за відсутності дії на нього сил і крутного моменту (рис.1.4). Він визначається як

$$r_0 = (d/2) + \Delta \cdot b, \quad (1.7)$$

де d – внутрішній діаметр шини; b – ширина профілю шини (ці розміри можна визначити за цифрами позначення шин); Δ – коефіцієнт профільності шини, що враховує співвідношення h/b (h – висота й b – ширина профілю шини).

При нормативному навантаженні і внутрішньому тиску для шин вантажних автомобілів і автобусів $\Delta \approx 1$; для радіальних шин легкових автомобілів Δ закладено в

позначенні. Наприклад, у шини розмірністю 205/70R14, $\Delta = 0,7$.

Статичний радіус r_c (рис. 1.4, б) – відстань від осі нерухомого колеса до опорної поверхні, при дії вертикального навантаження $P_z = G_k$ (G_k – вага, що припадає на колесо). Він визначається

$$r_c = (d/2) + \Delta \cdot \sigma \cdot \lambda, \quad (1.8)$$

де λ – коефіцієнт деформації шини; $\lambda = 0,85-0,9$ для шин вантажних автомобілів, автобусів; $\lambda = 0,8-0,85$ для радіальних шин легкових автомобілів.

Динамічний радіус r_d (рис. 1.4, е) – відстань від осі колеса до площини, по якій воно котиться, при дії вертикального навантаження і крутного моменту. На рис. 1.4, з умовно показано, як відбувається скривлення ліній, нанесених на бічні шини при нерухомому колесі й у випадку підведення до нього крутного моменту $M_{кр}$. У першому випадку ми бачимо симетричну картину щодо вертикальної осі (пунктирні лінії), у другому випадку ці лінії викривляються внаслідок закручування шини в тангенціальному напрямку. Динамічний радіус зменшується при збільшенні вертикального навантаження, величини переданого крутного моменту, зниження внутрішнього тиску повітря в шині і збільшується зі зростанням частоти обертання колеса. Останнє пов'язане з розтяганням шини в радіальному напрямку в результаті дії інерційних сил.

Радіус кочення колеса r_k – це радіус деякого умовного “абсолютно твердого” колеса, що при пробуксовуванні і прослизанні має з дійсним колесом однакові кутову і лінійну швидкість. Поняття про радіус кочення вводиться для визначення дійсної лінійної швидкості колеса за його кутовою швидкістю. Ні статичний, ні динамічний радіус не дають можливості це зробити при пробуксовуванні чи прослизанні колеса.

Зв'язок між лінійною і кутовою швидкістю та радіусом твердого колеса, що котиться без пробуксовування, установлюють за відомою формулою:

$$r = V / \omega_k, \quad (1.9)$$

де r – геометричний радіус; V – поступальна швидкість; ω_k – кутова швидкість колеса.

Якщо колесо пробуксовує, то його дійсна поступальна швидкість $V_0 < V$ і, отже, радіус r_0 , розрахований за цією швидкістю, менший геометричного, тобто $r_0 < r_k$, а в разі повного буксування $V_0 > V$, а $r_0 > r$. У випадку повного ковзання $\omega_k = 0$ і $r_0 = \infty$. Таким чином, дійсну поступальну швидкість колеса розраховують тільки з використанням радіуса кочення r_k , що враховує його пробуксовування і прослизання.

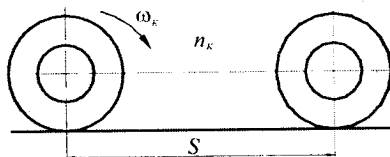


Рис. 1.5. Схема для визначення r_k

Радіус кочення звичайно визначають експериментально шляхом вимірювання пройденого колесом шляху S за n_k його обертів (рис. 1.5). Так він може бути визначений для будь-якого режиму кочення колеса:

$$r_k = \frac{S}{2\pi \cdot n_k}, \quad (1.10)$$

Радіус кочення r_k залежить від тих самих факторів, що й динамічний. Однак їх вплив на r_k більший, ніж на r_0 . Тому при розрахунку силових показників (сили, моменту) слід використовувати динамічний радіус r_0 , а кінематичних (швидкості) – радіус кочення r_k . У звичайних умовах експлуатації на дорогах із твердим покриттям пробуксовка і ковзання коліс порівняно невеликі, і радіуси колеса r_c, r_0 ,

і r_k дещо відрізняються один від одного. У зв'язку з цим при розрахунках, що не вимагають великої точності, набувають значення r замість інших.

На величину радіуса колеса впливає твердість шини [26], що становить собою відношення збільшення навантаження до викликаної ним деформації. Вона залежить від матеріалу шини, її конструкції і тиску повітря в ній, а також від твердості опорної поверхні і швидкості навантаження. Твердість шини в радіальному, окружному і бічному напрямках має різне значення (табл. 1.4). Останнім часом відзначається тенденція зниження твердості шин, викликана зміною їх конструкції й інших експлуатаційних факторів.

Таблиця 1.4 – Значення твердості автомобільних шин

Твердість шини	Автомобілі	
	легкові	вантажні
Радіальна, Н/мм	100–250	250–500
Окружна, Н·м/град	700–1000	1500–3000
Бокова, Н/мм	80–150	200–300

Для розгляду режимів кочення колеса встановимо зв'язок між силами, що діють на нього, моментами і реакціями. Розрізняють три випадки кочення колеса:

- 1) деформація опорної поверхні мала порівняно з деформацією колеса;
- 2) деформацією колеса можна знехтувати порівняно з деформацією опорної поверхні;
- 3) деформації колеса й опорної поверхні співвимірні.

Розглянемо перший випадок, найбільш типовий для автомобіля, що відповідає коченню колеса з еластичною

шиною дорогою з твердим покриттям. Вага автомобіля, яка припадає на колесо G_k , деформує шину й опорну поверхню. Унаслідок внутрішнього тертя в шині й дорозі та терті між ними робота, витрачена на їх деформацію, при розвантаженні не цілком повертається, тобто супроводжується гістерезисом. На рис. 1.6 показано характеристику пружності шини в разі її радіального навантаження і подальшого розвантаження, що встановлює залежність між вагою G_k і зумовленою нею деформацією шини Δr_c . Площі на рис. 1.6 характеризують: OAB – гістерезисні втрати на тертя між елементами шини, а також на тертя між шиною і дорогою; OAC – робота, що здійснюється при навантаженні і BAC – повернуту роботу.

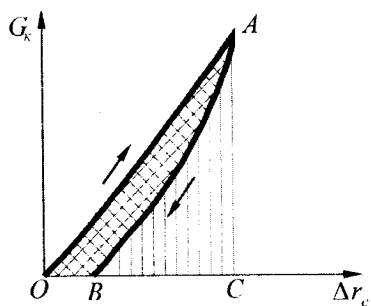


Рис. 1.6. Характеристика пружності шини

Гістерезисні втрати при коченні веденого колеса, по асфальто- чи цементобетонній дорозі становлять 90–95% загальних втрат, 3–5% втрати на тертя шини об опорну поверхню, 2–3% втрати на деформацію опорної поверхні, інші – аеродинамічні втрати обертового колеса.

У ведучого і гальмівного коліс за однакових умов втрати збільшуються здебільшого в результаті тертя в контакті тим більше, чим вищий момент передавання. При русі автомобіля на вищій передачі гістерезисні втрати не перевищують 10–15%; при передачі моменту, що дорівнює половині максимально можливого за зчепленням, становлять близько 50% загальних втрат, а при передачі моментів, близьких до максимально можливих, у кілька разів перевищують гістерезисні втрати.

При навантаженні нерухомого колеса силою P_z , рівною

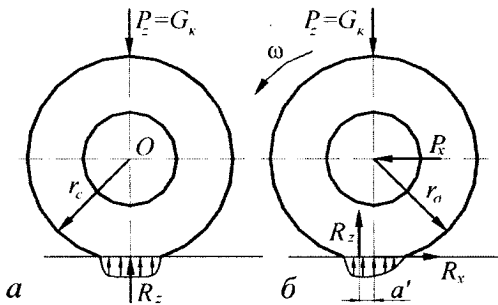


Рис.1.7. Схема розподілу елементарних реакцій у площині контакту нерухомого (а) та рухомого (б) колес

вазі G_k , що припадає на колесо (рис. 1.7, а), елементарні нормальні реакції, розташовані симетрично щодо вертикальної осі, і результуюча елементарних нормальних реакцій R_z збігаються з

вертикальною віссю колеса.

Змусимо колесо котитися, приклавши до його осі штовхальне зусилля P_x (рис. 1.7, б). При цьому у результаті тертя між шиною і дорогою в площині опорної поверхні з'являються елементарні дотичні реакції (у даному випадку представлені їх результуючою R_x), спрямовані в бік, протилежний коченню.

У передній половині площини контакту відбувається радіальне стиснення шини, супроводжуване зменшенням радіуса приблизно від r_c до r_d , а в задній половині контакту – зменшення стиснення, супроводжуване збільшенням радіуса від r_d до r_c . Унаслідок внутрішнього тертя шини і порівняно невеликого тертя між шиною і дорогою робота, витрачена на стиснення шини в передній половині площини контакту повністю не повертається в задній половині площини контакту. Це призводить до зміни епюри елементарних нормальних реакцій і зсуву результуючої R_z від осі обертання колеса на величину a' , яку називають плечем опору коченню. При цьому реакція R_z створює щодо центра обертання колеса момент опору коченню M_f , який дорівнює

$$M_f = R_z \cdot a'. \quad (1.11)$$

На підставі рівняння рівноваги моментів відносно осі колеса запишемо

$$R_z \cdot a' - R_x \cdot r_o = 0, \quad (1.12)$$

звідки

$$R_x = R_z \cdot \frac{a'}{r_o}. \quad (1.13)$$

З огляду на те що $R_z = P_z = G_k$ і $R_x = P_x = P_f$, одержимо вираз сили опору коченню P_f :

$$P_f = G_k \cdot \frac{a'}{r_o} = G_k \cdot f, \quad (1.14)$$

де $a'/r_o = f$ – коефіцієнт опору коченню.

Установлено, що на величину коефіцієнта опору коченню впливає тип покриття дороги і її стан, швидкість руху, тиск повітря в шинах, температура шини, навантаження на колесо, конструктивні особливості шини, моменти і сили, що діють на колесо.

Вплив типу покриття дороги і її стану на величину коефіцієнта опору коченню наводиться в табл. 1.5 [20].

Зі збільшенням швидкості руху колеса коефіцієнт f , як правило, зростає. Причому на рівних дорогах, при зміні швидкості від нуля до 70–80 км/год, збільшення f невелике і може вважатися постійним. Починаючи з 80–90 км/год (рис. 1.8) навіть на рівних дорогах коефіцієнт f починає швидко збільшуватися.

Таблиця 1.5 – Орієнтовні межі зміни коефіцієнта опору коченню

Тип і стан дорожнього покриття		f
Асфальтобетонна і цементобетонна дорога	у доброму стані	0,007–0,015
	у задовільному стані	0,015–0,02
Гравійна дорога в доброму стані		0,02–0,025
Бруківка в доброму стані		0,025–0,030
Ґрунтова дорога	суха укочена	0,025–0,030
	після дощу	0,050–0,15
	у період бездоріжжя	0,10–0,25
Пісок	сухий	0,10–0,30
	сирий	0,06–0,15
Зледеніла дорога, лід		0,015–0,03
Укочена сніжна дорога		0,03–0,05
Пухкий сніг		0,10–0,30

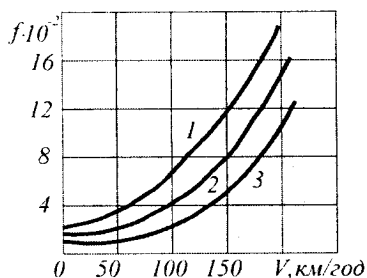


Рис. 1.8. Залежність f від швидкості руху за різних значень тиску повітря в шині (1–3 відповідно 0,15; 0,25 та 0,3 МПа)

Причина полягає в тому, що при високій швидкості руху протектор шини після виходу з контакту не встигає відновлювати своєї форми, і це супроводжується коливаннями каркаса шини за межами плями контакту. Подальше збільшення швидкості руху автомобіля призводить до появи так званої “стоячої хвилі” (радіальні коливання протектора), за наявності якої шина може зруйнуватися.

При наближених розрахунках коефіцієнт f для різних швидкостей руху пропонується визначати із залежності [20]:

$$f = f_0 + k_f \cdot V^2, \quad (1.15)$$

де f_0 – коефіцієнт опору коченню за невеликої швидкості; V – швидкість руху автомобіля. Якщо дійсне значення k_f невідоме, рекомендується приймати $k_f = 7 \cdot 10^{-6}$.

Коефіцієнт f на різних опорних поверхнях різною мірою залежить від тиску повітря в шині p_e . Зниження внутрішнього тиску повітря в шині збільшує її деформацію і зумовлює збільшення f (рис. 1.8). Це справедливо для випадку кочення колеса по твердій опорній поверхні, коли деформація шини є значно більшою від деформації поверхні. При коченні колеса по деформованій поверхні зниження тиску повітря в шині сприяє зменшенню деформації поверхні і зниженню коефіцієнта f . Отже, для шин певної конструкції залежно від стану опорної поверхні існують оптимальні тиски повітря, за яких f мінімальне.

Зі збільшенням температури шини її опір коченню знижується внаслідок зменшення гістерезисних втрат у шині й у результаті підвищення p_e . За температури 70–80 °С коефіцієнт f менший, ніж у холодних шин приблизно на 12–15% (рис. 1.9). Слід зазначити, що значення f , які наводяться в літературі, належать звичайно до цілком прогрітої шини.

За незмінного тиску p_e збільшення навантаження P_z на колесо призводить до зростання f . Збільшення навантаження на 20% номінального значення викликає підвищення коефіцієнта f приблизно на 5%, а при подальшому перевантаженні – більш інтенсивніше. Істотно зрос-тає коефіцієнт f зі збільшенням навантаження P_z на

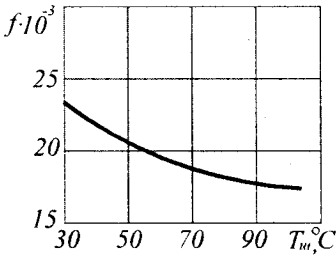


Рис. 1.9. Залежність коефіцієнта опору коченню від температури шини

деформованій поверхні. Значення коефіцієнта f залежить від великої кількості конструктивних параметрів шини, а саме: кількість шарів каркаса і маси протектора, відношення висоти профілю до ширини шини, діаметра і ширини шини, матеріалу і якості виготовлення шини. Наприклад, каркас, що виконано зі штучного

шовку, забезпечує менше значення коефіцієнта f , ніж каркас, виготовлений з бавовняної тканини. Оптимальна конструкція і висока якість виготовлення шин фірми “Мішлен” розмірності 260R508 на швидкості руху автомобіля 80 км/год дає значення $f = 0,0096$, а шин такої самої розмірності, виготовлених заводом м. Набережні Челни $f = 0,0144$ [24]. Таким чином, більш менше значення коефіцієнта f дозволяє при експлуатації автомобіля знизити витрату палива на 11–12,2%.

Поліпшення конструкції шини дозволяє знизити їхній опір коченню в два-три рази.

При дії бічних сил (поворот автомобіля, поперечний ухил дороги, бічний вітер, рух по нерівній опорній поверхні) коефіцієнт опору коченню може значно зрости в результаті бічних деформацій шин. А зі збільшенням переданого через колесо крутного моменту коефіцієнт f збільшується як у результаті більшої тангенціальної деформації, так і в результаті збільшення роботи тертя в контакті шини з опорною поверхнею.

Більш широкий аналіз дії різних факторів на величину коефіцієнта опору коченню автомобільного колеса наведено в численній науковій літературі.

Розглянемо перший випадок, найбільш характерний для автомобіля, що відповідає коченню колеса з еластичною шиною по твердій опорній поверхні. При цьому приймемо, що колесо автомобіля здійснює прискорений прямолінійний рух по горизонтальній поверхні в безповітряному просторі.

Розглянемо режим кочення веденого колеса (рис. 1.10, а).

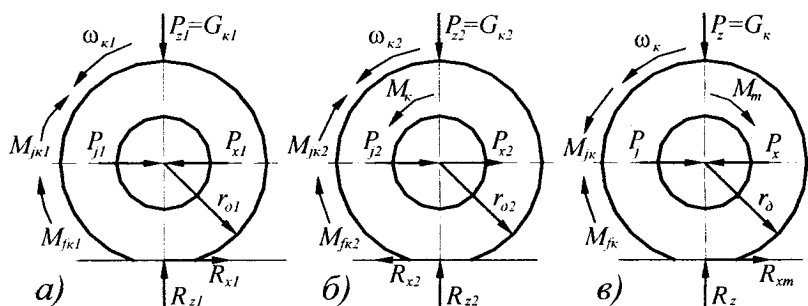


Рис. 1.10. Схема сил, що діють на ведене (а), ведуче (б) і гальмівне (в) колесо автомобіля

Колесо котиться під дією штовхальної сили P_{x1} , прикладеної до його осі, і в результаті взаємодії колеса з опорною поверхнею з'являється результуюча дотичних реакцій R_{x1} , спрямована в протилежний бік руху. Крім того, на колесо діє вертикальне навантаження $P_{z1} = G_{k1}$ (індекс 1 присвоюємо веденому колесу, індекс 2 – ведучому), результуюча нормальних реакцій R_{z1} (для спрощення схеми вважаємо, що вона діє по вертикальній осі колеса, одночасно прикладаючи до колеса момент опору коченню M_{jk1}), інерційний момент колеса M_{jk1} і сила інерції P_{j1} при поступальному переміщенні колеса (прикладена до центра мас колеса).

Для визначення результуючої дотичної реакції R_{x1} , складемо рівняння реакцій і моментів відносно осі колеса:

$$R_{x1} \cdot r_{o1} - M_{fk1} - M_{jk1} = 0, \quad (1.16)$$

де $M_{jk1} = J_{\kappa 1} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 1}}{dt}$ ($J_{\kappa 1}$ – момент інерції веденого колеса, $d\omega_{\kappa 1}/dt$ – кутове прискорення веденого колеса).

Розв'язуючи відносно R_{x1} , одержимо

$$R_{x1} = \frac{M_{fk1} + M_{jk1}}{r_{o1}}. \quad (1.17)$$

Після підстановки значень M_{fk1} і M_{jk1} рівняння перетвориться до вигляду

$$R_{x1} = \frac{R_{z1} \cdot a' + J_{\kappa 1} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 1}}{dt}}{r_{o1}} = R_{z1} \cdot \frac{a'}{r_{o1}} + \frac{J_{\kappa 1}}{r_{o1}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 1}}{dt}. \quad (1.18)$$

З огляду на те що $a'/r_{o1} = f_1$ і $R_{z1} = G_{\kappa 1}$, одержимо

$$R_{x1} = R_{z1} \cdot f_1 + \frac{J_{\kappa 1}}{r_{o1}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 1}}{dt} = P_{f1} + \frac{J_{\kappa 1}}{r_{o1}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 1}}{dt}, \quad (1.19)$$

де P_{f1} – сила опору коченню веденого колеса.

У випадку сталого режиму кочення колеса ($d\omega_{\kappa 1}/dt = 0$) рівняння спрощується до вигляду:

$$R_{x1} \cdot r_{o1} - M_{fk1} = 0; \quad (1.20)$$

$$R_{x1} = \frac{M_{fk1}}{r_{o1}} = R_{z1} \cdot \frac{a'}{r_{o1}} = R_{z1} \cdot f_1 = P_{f1}. \quad (1.21)$$

Ведуче колесо котиться під дією підведеного до нього крутного моменту M_K (рис. 1.10, б). У результаті взаємодії колеса з опорною поверхнею з'являється результуюча дотичних реакцій R_{x2} , спрямована в бік його руху. Вона є зовнішньою силою, що зумовлює поступальний рух ведучого колеса і врівноважується реакцією P_{x2} , прикладеною до осі колеса з боку автомобіля.

Як і в першому випадку, для визначення результуючої дотичної реакції R_{x2} складемо рівняння рівноваги реакцій і моментів відносно осі колеса:

$$R_{x2} \cdot r_{o2} + M_{fk2} + M_{jk2} - M_K = 0, \quad (1.22)$$

звідки

$$R_{x2} = \frac{M_K - M_{fk2} - M_{jk2}}{r_{o2}}, \quad (1.23)$$

де $M_{jk2} = J_{k2} \cdot \frac{d\omega_{k2}}{dt}$ (J_{k2} – момент інерції ведучого колеса, $d\omega_{k2}/dt$ – кутове прискорення ведучого колеса).

Після підстановки значень M_{fk2} і M_{jk2} рівняння перетворимо до вигляду:

$$\begin{aligned} R_{x2} &= \frac{M_{k2} - R_{z2} \cdot a' - J_{k2} \cdot (d\omega_{k2}/dt)}{r_{o2}} = \\ &= \frac{M_K}{r_{o2}} - R_{z2} \cdot \frac{a'}{r_{o2}} - \frac{J_{k2}}{r_{o2}} \cdot \frac{d\omega_{k2}}{dt}. \end{aligned} \quad (1.24)$$

З огляду на те що $a'/r_{\partial 2} = f_2$ і $R_{z2} = G_{\kappa 2}$ одержимо

$$\begin{aligned} R_{x2} &= \frac{M_{\kappa}}{r_{\partial 2}} - R_{z2} \cdot f_2 - \frac{J_{\kappa 2}}{r_{\partial 2}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 2}}{dt} = \\ &= \frac{M_{\kappa}}{r_{\partial 2}} - P_{f2} - \frac{J_{\kappa 2}}{r_{\partial 2}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 2}}{dt}, \end{aligned} \quad (1.25)$$

де P_{f2} – сила опору коченню ведучого колеса.

Зробивши заміну $a'/r_{\partial 2} = f_2$ і R_{z2} на $G_{\kappa 2}$ остаточно одержимо

$$R_{x2} = \frac{M_{\kappa}}{r_{\partial 2}} - P_{f2} - \frac{J_{\kappa 2}}{r_{\partial 2}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 2}}{dt}. \quad (1.26)$$

У випадку сталого руху ведучого колеса ($d\omega_{\kappa 2}/dt = 0$) рівняння (1.26) матиме вигляд:

$$R_{x2} = \frac{M_{\kappa}}{r_{\partial 2}} - P_{f2}. \quad (1.27)$$

При гальмуванні автомобіля до гальмівного колеса підводиться гальмівний момент M_m (рис. 1.10, в), спрямований проти його обертання. У результаті взаємодії колеса з опорною поверхнею з'являється результуюча дотичних реакцій R_{xm} , що спрямована в протилежний бік руху колеса і спричиняє гальмування. Вона врівноважується реакцією P_x , прикладеною до осі колеса з боку автомобіля. Для встановлення зв'язку між реакціями і моментами, що діють на колесо, складемо рівняння рівноваги відносно осі колеса

$$R_{xm} \cdot r_o + M_{jk} - M_m - M_f = 0. \quad (1.28)$$

Розв'язуючи відносно R_{xm} одержимо

$$R_{xm} = \frac{M_m + M_f - M_{jk}}{r_o} = \frac{M_m}{r_o} + P_f - \frac{J_\kappa}{r_o} \cdot \frac{d\omega_\kappa}{dt}. \quad (1.29)$$

При прискореному коченні колеса деформувальною поверхню результуюча елементарних нормальних реакцій R_{z2} , спрямована не перпендикулярно, а результуюча

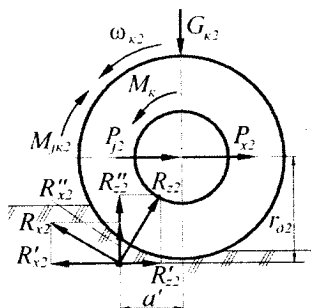


Рис. 1.11. Схема сил, що діють на ведуче колесо при коченні деформувальною поверхню

елементарних дотичних реакцій R_{x2} не паралельно напрямку руху (рис. 1.11). Точка докладання R_{z2} і R_{x2} у загальному випадку може знаходитися поза контактом шини з опорною поверхню. Розклавши R_{z2} і R_{x2} на складові R'_{z2} , R''_{z2} і R'_{x2} , R''_{x2} , рівнобіжні і перпендикулярні напрямку руху, з умови рівноваги одержимо:

$$(R''_{z2} + R''_{x2}) \cdot a' + (R'_{x2} - R'_{z2}) \cdot r_{o2} + M_{jk2} = M_\kappa; \quad (1.30)$$

$$R''_{z2} + R''_{x2} = R_{z2} = G_{\kappa2}; \quad (1.31)$$

$$R'_{x2} - R'_{z2} = R_{x2} = P_{x2} + P_{f2}. \quad (1.32)$$

Тоді результуюча елементарних дотичних реакцій визначається як

$$R_{x2} = \frac{M_\kappa}{r_{o2}} - P_{f2} - \frac{J_{\kappa2}}{r_{o2}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa2}}{dt}. \quad (1.33)$$

Для сталого режиму кочення колеса ($d\omega_{к2} / dt = 0$) рівняння спроститься до вигляду:

$$R_{x2} = \frac{M_{к}}{r_{\partial 2}} - P_{f2}. \quad (1.34)$$

Аналогічно визначаємо величину результуючої елементарних дотичних реакцій при коченні веденого колеса:

$$R_{x1} = P_{f1} + \frac{J_{к1}}{r_{\partial 1}} \cdot \frac{d\omega_{к1}}{dt}. \quad (1.35)$$

Якщо $d\omega_{к1}/dt = 0$, то

$$R_{x1} = P_{f1} \quad (1.36)$$

Очевидно, що при однаковому навантаженні $G_{к}$ опір коченню ведучого і веденого коліс на деформовану опорну поверхню є більшим, ніж на тверду, тому що витрати енергії на її пружну і пластичну деформацію не компенсуються зменшенням гістерезисних втрат у шині. Як результат, це призводить до підвищення експлуатаційної витрати палива при русі автомобіля в таких умовах.

Розглянуті основні режими кочення автомобільного колеса надалі дозволяють виконати аналіз основних експлуатаційних властивостей автомобіля.

1.4. Зчеплення коліс з опорною поверхнею

Контакт деформованого колеса з опорною поверхнею здійснюється на визначеній площадці, тому при дії, спрямованій в будь-який бік дотичної реакції цієї поверхні, відбувається ковзання деякої частини елементів шини. Зі збільшенням дотичної реакції (у тяговому чи гальмівному режимі) змінюється окружна деформація колеса і його радіус, а отже (за тієї самої кутової швидкості) змінюється і поступальна швидкість колеса. Одночасно здійснюється зміна й відносної швидкості, тобто швидкість ковзання елементів шини.

Найбільше значення дотичної реакції, яка діє в опорній поверхні і може бути реалізована колесом, визначається зчіпними властивостями між ними. Зчіпні властивості характеризуються *коефіцієнтом зчеплення* φ_x , яким називають відношення значень дотичної реакції опорної поверхні R_x до нормальної реакції на колесо (рис. 1.12):

$$\varphi_x = R_x / R_z . \quad (1.37)$$

При коченні колеса по твердій опорній поверхні основне значення має тертя між шиною й опорною поверхнею (рис. 1.12, а). У випадку кочення колеса деформованою опорною поверхнею їх взаємодія обумовлена ще й опором зрушення та глибиною занурення в опорну поверхню (рис. 1.12, б).

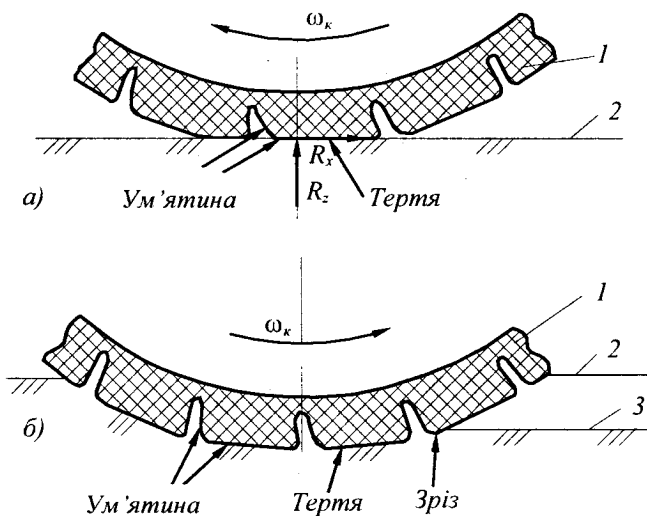


Рис. 1.12. Дотична взаємодія колеса з опорною поверхнею:
а – недеформована поверхня; *б* – деформована поверхня;
 1 – протектор шини; 2 – опорна поверхня;
 3 – деформована опорна поверхня

Фізичне поняття коефіцієнта зчеплення можна уявити як сполучення тертя кочення і тертя ковзання, що залежить від режиму кочення колеса.

При нерухомому колесі або в режимі його вільного кочення практично на всій контактній площі має місце тертя спокою (рис. 1.13, *а*)

Далі, зі збільшенням моменту, переданого колесом незалежно від його знака, у задній частині контактної площі утвориться зона ковзання, що збільшується, (рис. 1.13, *б*, *в*). Якщо момент, що передається колесом, досягає максимального значення, ковзання має місце по всій площі контакту (рис. 1.13, *г*).

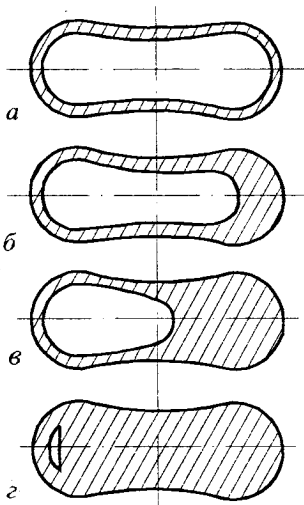


Рис. 1.13. Залежність площі ковзання колеса (заштрихована зона) від моменту, що ним передається

Інтенсивність ковзання колеса, що справляє значний вплив на зчеплення, оцінюють коефіцієнтом ковзання S . Під **коефіцієнтом ковзання колеса** S розуміють відношення швидкості ковзання V_s до швидкості кочення колеса без ковзання V_r при ведучому режимі або до його реальної швидкості центра колеса V , яка дорівнює швидкості руху автомобіля при гальмівному режимі кочення колеса.

Для ведучого режиму кочення колеса

$$S = \frac{V_s}{V_r} \cdot 100\% = \frac{V_r - V}{V_r} \times 100\% = \frac{\omega_k \cdot r_{ко} - V}{\omega_k \cdot r_{ко}} \cdot 100\% \quad (1.38)$$

Для гальмівного режиму кочення колеса

$$S = \frac{V_s}{V} \cdot 100\% = \frac{V - V_r}{V} \cdot 100\% = \frac{V - \omega_k \cdot r_{ко}}{V} \cdot 100\%, \quad (1.39)$$

де ω_k – кутова швидкість колеса; $r_{ко}$ – радіус кочення колеса без ковзання (ведений режим).

Очевидно, що коефіцієнт ковзання дорівнює нулю за відсутності ковзання: $V_s = 0$ і досягає одиниці (100%) при повному буксуванні у ведучому режимі кочення колеса ($\omega_k \neq 0$; $V = 0$) чи при гальмівному режимі з

зблокованим колесом ($\omega_k = 0$; $V \neq 0$), тобто при русі колеса без обертання.

Зі збільшенням ковзання коефіцієнт зчеплення зростає і досягає максимального значення φ_{xmax} , якщо $S_{opt} = 15-25\%$, а при повному ковзанні φ знижується на 10-25% порівняно з $\varphi_{x max}$ (рис. 1.14).

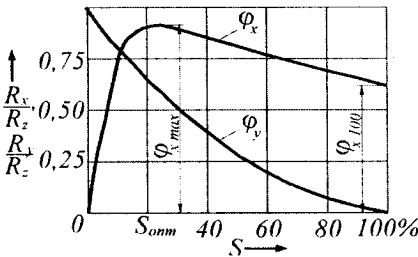


Рис. 1.14. Залежність φ_x та φ_y від ковзання (буксування)

Якщо на колесо, крім нормальної і дотичної реакції, діє дотична реакція в поперечній площині R_y , то при аналізі деяких експлуатаційних властивостей враховують коефіцієнт зчеплення в поперечній площині

$$\varphi_y = R_y / R_z, \quad (1.40)$$

характер зміни якого залежно від ковзання подано на рис. 1.14. Очевидно, що зі збільшенням ковзання зменшується здатність колеса в поперечному напрямку сприймати бічну силу, а якщо $S = 100\%$, воно дорівнює нулю.

До експлуатаційних факторів, що впливають на коефіцієнт зчеплення, відносять: тип і стан дорожньої поверхні, зношення протектора, тиск повітря в шині, швидкість руху автомобіля, нормальне навантаження на колесо.

У табл. 1.6 наведено середні значення коефіцієнтів зчеплення φ_x за 100% ковзання.

На дорозі з твердим покриттям значний вплив на коефіцієнт φ_x справляють шорсткість і вологість поверхні, пил і бруд. Коефіцієнт зчеплення на мокрій забрудненій дорозі нижчий, ніж на сухій, оскільки дія вологи (бруду) аналогічна дії мащення, що послабляє тертя. За достатньої товщини водяної плівки на шину починає діяти піднімальна гідродинамічна сила, що знижує коефіцієнт зчеплення.

Таблиця 1.6 – Значення коефіцієнта зчеплення

Дорожнє покриття	Стан	Коефіцієнт зчеплення
Асфальтобетон	сухий	0,7...0,8
	мокрый	0,45...0...0,55
Бруківка	суха	0,4...0...0,55
Щебенева	сухе	0,5...0,7
	мокре	0,3...0...0,5
Грунтова дорога	суха	0,4...0,6
	мокра	0,2...0...0,45
Пісок	сухий	0,2...0,4
	мокрый	0,35...0...0,5
Сніг укочений		0,15...0...0,25
Гладкий лід		0,08...0,2

У разі зношення протектора шини більш ніж на 50% коефіцієнт φ_x інтенсивно зменшується, а за повного зношення рисунка може знизитися до $\varphi_x = 0,15-0,20$.

Збільшення тиску повітря в шині на сухих і чистих дорогах із твердим покриттям призводить до деякого зменшення коефіцієнта φ_x , а на мокрих і брудних – до збільшення φ_x у певних межах, оскільки підвищення питомого навантаження в зоні контакту шини призводить до видавлювання вологи і бруду.

Підвищення швидкості руху колеса супроводжується значним зменшенням зчеплення (рис. 1.15). Це пояснюється тим, що при підвищенні швидкості руху на сухій поверхні гума протектора не встигає цілком зачепитися за нерівності покриття, а на мокрій поверхні утрудняється видавлювання вологи з місця контакту шини і дороги, де утворюється водяна плівка.

Зі збільшенням нормального навантаження на колесо дещо знижується коефіцієнт φ_x при русі по сухих чистих дорогах із твердим покриттям. Це пояснюється

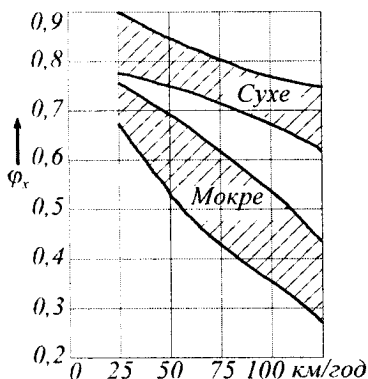


Рис. 1.15. Характер зміни φ_x залежно від швидкості руху колеса при різному стані опорної поверхні

зниженням коефіцієнта тертя гуми при збільшенні тиску. Тоді ж на мокрих і брудних дорогах може спостерігатися протилежне явище.

Вплив наведених факторів на коефіцієнт зчеплення слід враховувати при аналізі таких експлуатаційних властивостей автомобіля: тягово-швидкісні, гальмівні, прохідність, керованість і стійкість.

1.5. Координати центра мас автомобіля

При компоюванні автомобіля, оцінюванні його стійкості і в деяких інших випадках необхідно знати координати центра мас, які в процесі експлуатації можуть істотно змінюватися. Компоювання автомобіля виконується таким чином, щоб центр мас у поперечній площині по можливості знаходився на поздовжній осі автомобіля. На

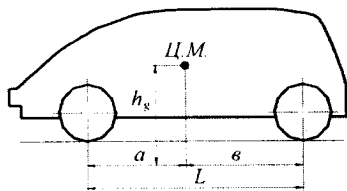


Рис. 1.16. Схема координат центра мас автомобіля

рис. 1.16 показано поздовжні координати центра мас автомобіля, що становлять відстань від передньої (a) і задньої (b) осей до проекції центра мас на горизонтальну площину, а також вертикальна координата h_g . Сума поздовжніх координат подає базу автомобіля L .

Координати центра мас можна визначити аналітичним або експериментальним шляхом. Перший метод використовують при вирішенні компоновальних і проектних завдань, другий, більш точний, при оцінці експлуатаційних властивостей автомобіля. Для цього автомобіль зважують у горизонтальному (рис. 1.17) і

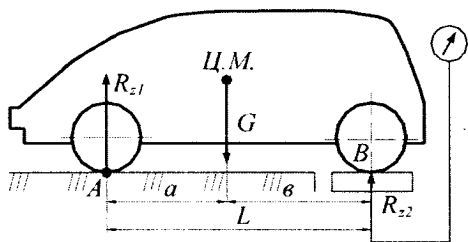


Рис. 1.17. Схема визначення поздовжніх координат центра мас автомобіля

нахиленому положеннях (рис. 1.18).

При обчисленні поздовжніх координат по черзі визначають базу автомобіля, повну вагу і навантаження, що припадає на передні $G_1 = R_{z1}$ і задні $G_2 = R_{z2}$ колеса у

горизонтальному положенні. Після чого, додаючи рівняння рівноваги щодо точок A і B (рис. 1.17), одержуємо

$$G \cdot a - R_{z2} \cdot L = 0; \quad (1.41)$$

$$a = (R_{z2} \cdot L) / G = (G_2 / G) \cdot L;$$

$$R_{z1} \cdot L - G \cdot b = 0; \quad (1.42)$$

$$b = (R_{z1} \cdot L) / G = (G_1 / G) \cdot L,$$

де G – повна вага автомобіля.

Для обчислення вертикальної координати центра мас визначається навантаження, що припадає на задню вісь

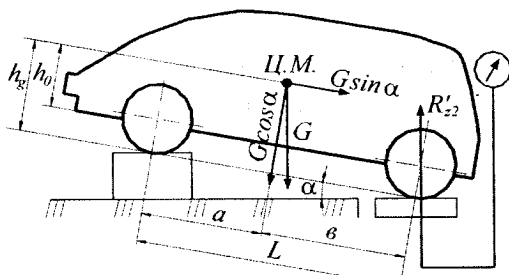


Рис. 1.18. Схема визначення вертикальної координати центра мас автомобіля

автомобіля ($G'_2 = R'_{z2}$), встановлено-го в похилому положенні (рис. 1.18). При цьому підвіску автомобіля варто заклинити, щоб виключити неточності через пружні зв'язки між колесами і кузовом.

Додамо рівняння рівноваги відносно осі передніх коліс автомобіля:

$$G \cdot \cos \alpha \cdot a + G \cdot \sin \alpha \cdot h_0 - R'_{z2} \cdot L \cdot \cos \alpha = 0. \quad (1.43)$$

Звідси

$$h_0 = \frac{R'_{z2} \cdot L \cdot \cos \alpha - G \cdot \cos \alpha}{G \cdot \sin \alpha} = \frac{(R'_{z2} \cdot L - G \cdot a)}{G \cdot \operatorname{tg} \alpha}, \quad (1.44)$$

де h_0 – висота центра мас автомобіля над площиною, що проходить через осі обертання коліс; α – кут нахилу автомобіля.

Якщо замість поздовжньої координати центра мас a в (1.44) підставити її значення із (1.41), то одержимо

$$h_0 = \frac{\left(R'_{z2} \cdot L - G \cdot \frac{R_{z2}}{G} \cdot L \right)}{G \cdot \operatorname{tg} \alpha} = \frac{(R'_{z2} - R_{z2})}{G \cdot \operatorname{tg} \alpha} = \frac{(G'_2 - G) \cdot L}{G \cdot \operatorname{tg} \alpha}. \quad (1.45)$$

Отже, вертикальна координата центра мас автомобіля визначиться як

$$h_g = h_0 + r_c = \frac{(G_2 - G) \cdot L}{G \cdot \operatorname{tg} \alpha} + r_c. \quad (1.46)$$

Діапазон приблизних значень вертикальної координати центра мас легкових автомобілів з урахуванням тенденції її зменшення становить 0,4–0,5 м, вантажних 0,6–1 м, автобусів 0,7–1,2 м (дані наведені для спорядженої маси автомобіля).

1.6. Моменти інерції автомобіля і його частин

При оцінюванні тягово-швидкісних і гальмівних властивостей, а також стійкості автомобіля необхідно знати значення моментів інерції автомобіля і його частин. Їх визначають розрахунковим шляхом чи експериментально – методом хитання чи крутильних коливань. У той самий час експериментальний метод неможливий на етапі попереднього проектування й аналізу різних варіантів технічних рішень, спрямованих на поліпшення зазначених експлуатаційних властивостей.

Момент інерції автомобіля визначається як

$$J = m \cdot i_i^2, \quad (1.47)$$

де m – повна маса автомобіля; i_i – радіус інерції автомобіля відносно i -ї осі.

Очевидно, що визначальним параметром для моменту інерції автомобіля є радіус інерції. У [5] отримані залежності для розрахунку середнього значення радіуса

інерції відносно осей z , y і x , що проходять через центр мас легкового автомобіля (рис. 1.19). При цьому зроблено припущення, що величини моментів інерції залежать від закону розподілу маси автомобіля в межах його колії, бази

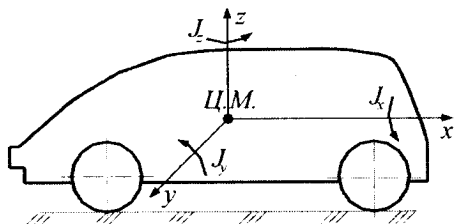


Рис. 1.19. Схема визначення моментів інерції відносно осей z , y , і x

і габаритної висоти. Значна кількість факторів, які впливають на цей розподіл, дозволяє припустити, що щільність розподілу моменту інерції відповідає нормальному закону.

Таким чином, найбільш імовірні значення моменту інерції визначаються в такий спосіб:

- відносно вертикальної осі z :

$$J_z = m \cdot i_z^2, \quad (1.48)$$

якщо

$$i_z = \sqrt{\frac{1}{2} a \cdot b + \frac{B^2}{12} \pm \frac{1}{6} a \cdot b}, \quad (1.49)$$

де a й b – поздовжні координати центра мас автомобіля; B – колія автомобіля;

- відносно поздовжньої осі x :

$$J_x = m \cdot i_x^2, \quad (1.50)$$

якщо

$$i_x = \sqrt{\frac{1}{2}(H-h) \cdot h + \frac{B^2}{12} \pm \frac{1}{6}(H-h) \cdot h}, \quad (1.51)$$

де H і h – габаритна висота і вертикальна координата центра мас відповідно;

- відносно поздовжньої осі y :

$$J_y = m \cdot i_y^2, \quad (1.52)$$

якщо

$$i_y = \sqrt{\frac{1}{2}a \cdot v + \frac{1}{3}(H-h) \cdot h \pm \frac{1}{6}a \cdot v}. \quad (1.53)$$

Для визначення моментів інерції обертових частин автомобіля використовують довідкові дані або апроксимуючі залежності, отримані в результаті статистичної обробки експериментальних даних за моментами інерції типових (табл. 1.7, [15]).

Наведені залежності досить точні, оскільки середньоквадратична похибка експериментального визначення моментів інерції перерахованих деталей методом крутильних коливань не перевищувала 2%.

Таблиця 1.7 – Апроксимуючі поліноми, що визначають моменти інерції

$J_{квп} = -0,0371 + 0,927 \cdot 10^{-3} M_e - 0,279 \cdot 10^{-5} M_e^2 + 0,350 \cdot 10^{-8} M_e^3;$ ($M_e = 50-637$ Н·м)	
$J_{квп} = 0,055 - 0,465 \cdot 10^{-3} M_e + 0,163 \cdot 10^{-5} M_e^2;$ ($M_e = 637-883$ Н·м)	
$J_{max} = -0,059 + 0,237 \cdot 10^{-2} M_e - 0,842 \cdot 10^{-5} M_e^2 + 0,167 \cdot 10^{-7} M_e^3;$ ($M_e = 50-466$ Н·м)	
$J_{max} = -0,046 + 0,0012 \cdot M_e + 0,185 \cdot 10^{-5} M_e^2;$ ($M_e = 466-883$ Н·м)	
$J_{кож.однод} = -0,00384 + 0,384 \cdot 10^{-3} M_e + 0,732 \cdot 10^{-6} M_e^2;$ ($M_e = 50-402$ Н·м)	
$J_{кож.двухд} = -0,0375 + 0,601 \cdot 10^{-3} M_e + 0,126 \cdot 10^{-5} M_e^2;$ ($M_e = 466-883$ Н·м)	
$J_{кож.однод} = 0,0737 - 1,222 \cdot D + 5,216 \cdot D^2;$ ($D = 0,170-0,342$ м)	
$J_{кож.двухд} = -3,746 + 13,051 \cdot D;$ ($D = 0,342-0,400$ м)	
$J_{вед.д.сц} = -0,0333 + 486 \cdot D - 2,577 \cdot D^2 + 5,329 D^3;$ ($D = 0,170-0,400$ м)	
$J_k = 9,196 - 0,074 \cdot R_{cm} + 0,154 \cdot 10^{-3} \cdot R_{cm}^2;$ ($R_{cm} = 0,271-0,400$ м)	
$J_k = 92 - 0,473 \cdot R_{cm} + 0,636 \cdot 10^{-3} \cdot R_{cm}^2;$ ($R_{cm} = 400-575$ мм)	
$J_H = 0,185 - 1,814 \cdot D_a + 4,803 \cdot D_a^2$	(D _a = 0,220–0,400 м)
$J_m = 0,217 - 1,84 \cdot D_a + 4,073 \cdot D_a^2$	
$J_p = 0,0364 - 0,317 \cdot D_a + 0,737 \cdot D_a^2$	

Примітка. Моменти інерції (відповідно): $J_{квп}$ – колінчастих валів із шківками вентиляторів; $J_{кож}$ – кожухів муфт у зборі; $J_{вед.д.сц}$ – ведених дисків зчеплення; J_k – коліс у зборі с шинами, J_H – помпового колеса гідротрансформатора; J_m – турбінного колеса гідротрансформатора; J_p – колесо реактора гідротрансформатора у зборі; M_e – максимальній крутний момент двигуна; D – зовнішній діаметр веденого диска зчеплення; R_{cm} – статичний радіус колеса.

Контрольні запитання і завдання для самоперевірки

1. Назвіть основні експлуатаційні властивості і параметри автомобіля.
2. Чим відрізняються зовнішні швидкісні характеристики двигуна без обмежника частоти обертання колінчастого вала і з ним?
3. Що розуміють під коефіцієнтом пристосовуваності?
4. Які фактори впливають на величину ККД?
5. Назвіть, які бувають радіуси колеса, і дайте їх визначення?
6. Що таке коефіцієнт опору і які фактори впливають на його величину?
7. Зобразіть схему сил, що діють на ведені, ведучі колеса і визначте дотичні реакції?
8. Як визначаються й від чого залежать координати центра мас автомобіля?
9. Визначте вільні радіуси коліс автомобілів ЗАЗ–1102, ВАЗ–2110, КраЗ–250, ЛАЗ–4207.
10. Визначте радіус кочення коліс автобуса ПАЗ–3201 при русі його зі швидкістю 54 км/год і кутовою швидкістю обертання коліс 32,8 1/с.

Розділ 2. ЗАГАЛЬНА ДИНАМІКА АВТОМОБІЛЯ

Загалом, під час руху на автомобіль діють вага, повітряне середовище, інерційні сили і моменти всієї його маси, а також обертових частин і реакцій опорної поверхні.

2.1. Сили і моменти, що діють на автомобіль

Схему сил і моментів, що діють на автомобіль при його прискореному русі на підйом, зображено на рис. 2.1.

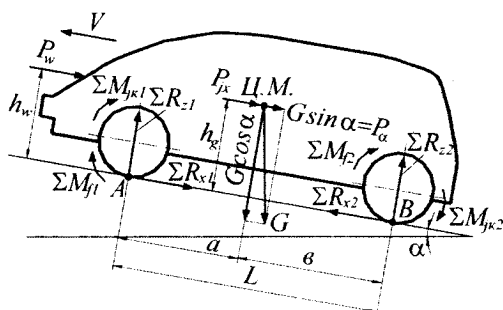


Рис. 2.1. Схема сил і моментів, що діють на автомобіль

При зображенні сил і моментів можливі такі припущення: дорожні умови під правими і лівими колесами однойменних мостів автомобіля однакові, тому всі сили, що діють на мост, можуть бути приведені до його середини; автомо-

біль симетричний відносно поздовжньої осі.

Усі силові фактори, що діють на автомобіль, можна поділити на три групи: рушійні, опору руху, нормальні до напрямку руху.

До першої групи належить сумарна дотична реакція на ведучих колесах ΣR_{x2} . Другу групу складають: ΣR_{x1} – сумарна дотична реакція на ведених колесах; сумарні моменти опору ведених ΣM_{f1} і ведучих ΣM_{f2} коліс; сумарні інерційні моменти ведених ΣM_{jk1} і ведучих ΣM_{jk2} коліс; P_α – подовжня складова ваги автомобіля (сила опору підйому); P_w – сила опору повітря; P_{jx} – сила опору поступальному прискоренню автомобіля.

До третьої групи відносять: сумарні нормальні реакції на ведені ΣR_{z1} і ведучі ΣR_{z2} колеса; $G \cdot \cos \alpha$ – нормальна складова ваги автомобіля.

Сумарна дотична реакція на ведучих колесах розраховується за формулою (1.25):

$$\Sigma R_{x2} = \frac{M_{\kappa}}{r_{\partial 2}} - \Sigma P_{f2} - \frac{\Sigma J_{\kappa 2}}{r_{\partial 2}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 2}}{dt}, \quad (2.1)$$

де ΣP_{f2} – сумарна сила опору коченню ведучих коліс; $\Sigma J_{\kappa 2}$ – сумарний момент інерції ведучих коліс.

Сумарна дотична реакція на ведених колесах визначається із (1.19):

$$\Sigma R_{x1} = \Sigma P_{f1} + \frac{\Sigma J_{\kappa 1}}{r_{\partial 1}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 1}}{dt}, \quad (2.2)$$

де ΣP_{f1} – сумарна сила опору коченню відомих коліс, $\Sigma J_{\kappa 1}$ – сумарний момент інерції ведених коліс.

Сумарні моменти опору коченню ведених і ведучих коліс визначаються, відповідно, як:

$$\Sigma M_{f1} = \Sigma R_{z1} \cdot a'; \quad (2.3)$$

$$\Sigma M_{f2} = \Sigma R_{z2} \cdot a'. \quad (2.4)$$

Сумарні інерційні моменти ведених і ведучих коліс визначаються в такий спосіб:

$$\Sigma M_{j\kappa 1} = \Sigma J_{\kappa 1} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 1}}{dt}; \quad (2.5)$$

$$\Sigma M_{j\kappa 2} = \Sigma J_{\kappa 2} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 2}}{dt}. \quad (2.6)$$

Сила опору підйому P_α – поздовжня складова ваги автомобіля, спрямована паралельно опорній поверхні і прикладена в центрі мас на висоті h_g . Профілі автомобільних доріг звичайно мають горизонтальні ділянки, що чергуються, підйоми і спуски. У дорожньо-будівельних нормах ухил звичайно виражають у тисячних (промиле, ‰). При розрахунках руху автомобіля ухил позначають символом i і задають у тисячних, сотих (відсотках) чи безпосередньо тангенсом кута $i = \operatorname{tg} \alpha = h/s$ чи ухилу $i\% = (h/s) \cdot 100$, де α , h і S – кут величини ухилу, висота підйому і довжина його по горизонталі відповідно. Наприклад, ухил однієї і тієї самої крутості може бути позначений: $i = 30\%$; $i = 3\%$; $i = 0,03$.

Якщо кути підйомів вважати позитивними, а спусків – негативними, то сила опору підйому визначається за формулою:

$$P_\alpha = G \cdot \sin \alpha. \quad (2.7)$$

Оскільки звичайно ухили дороги невеликі, приймають

$$\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = i; P_\alpha = G \cdot i. \quad (2.8)$$

Сила опору повітря (P_w) істотно впливає на тягово-швидкісні властивості автомобіля і паливну економічність, особливо при високих швидкостях руху автомобіля в нерухомому середовищі або русі автомобіля в повітряному потоці, що рухається, тобто за наявності вітру. Основною складовою опору повітря є лобовий опір (що досягає 60% загального), обумовлений стисненням повітря автомобілем, що рухається, розрідженням за автомобілем, тертям у прилягаючих до поверхні автомобіля шарах, вихороутворенням у шарах, що оточують автомобіль повітря.

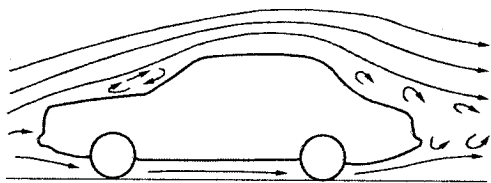


Рис. 2.2. Зразкова схема обтікання автомобіля повітрям

При русі автомобіля (рис. 2.2) повітря, розташоване попереду, стискується і виштовхується туди, де тиск є меншим, тобто нагору, вниз і в боки. Як наслідок того, що автомобіль

переміщається, за ним утворюється відносно розрідження. Ця область зі зниженим тиском потім заповнюється повітрям, що обтікає автомобіль. Оскільки переміщення маси повітря при русі автомобіля пов'язане зі зміною напрямку руху повітря, відбувається вихороутворення. Тому, чим більше при русі автомобіля утвориться вихрів повітря, тим більшу енергію потрібно витратити на переміщення повітря й, отже, тим більшою є сила лобового опору. Оскільки вихороутворення в повітрі залежить від форми тіла, що рухається в ньому, лобовий опір називають **опором форми**.

Лобовий опір здебільшого визначає витрати потужності двигуна при високих швидкостях руху, а отже, і витрату палива.

Крім лобового опору, сила P_w може бути подана такими складовими: внутрішнім опором (10–15%), що створюється потоками повітря, які проходять усередині автомобіля для вентиляції, обігріву кузова й охолодження двигуна; опором поверхневого тертя (5–10% P_w), що обумовлене силами в'язкості приграничного шару повітря, яке рухається в поверхні кузова автомобіля і залежить від розміру і шорсткості цієї поверхні; індукованим опором (5–10% P_w), викликаним взаємодією сил, які діють у напрямку поздовжньої осі автомобіля (піднімальної) і перпендикулярно цій осі (бічний); додатковим опором

(15% P_w), створюваним різними виступаючими частинами автомобіля: фарами, антеною, покажчиками повороту, ручками, номерними знаками і т.ін.

Опір повітря (сила лобового опору) визначається залежністю [10]:

$$P_w = 0,5 \cdot c_x \cdot \rho \cdot F \cdot V^2, \quad (2.9)$$

де c_x – коефіцієнт аеродинамічного (лобового) опору; ρ – щільність повітря (за температури 15 °С і барометричного тиску 0,1 МПа приймають $\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$); F – лобова площа, а саме: площа проекції автомобіля на площину, перпендикулярну до його поздовжньої осі; V – швидкість руху автомобіля.

Під **опором повітря** розуміють зосереджену силу, прикладену в точці, яку називають центром парусності автомобіля. Відстань від опорної поверхні до центра парусності називається **висотою центра парусності** h_w , або метacentром.

Оскільки в довідковій літературі відсутні значення коефіцієнта c_x , добуток $0,5c_x\rho$ приводять до коефіцієнта обтічності k_n , що еквівалентний силі опору повітря, яке діє на 1 м^2 площі автомобіля за відносної швидкості 1 м/с і має розмірність щільності $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$.

Вхідна в залежність (2.9) площа лобового опору може бути визначена за технічною документацією або приблизно за формулою:

$$F = \alpha \cdot B_z \cdot H_z, \quad (2.10)$$

де α – коефіцієнт заповнення площі: для легкових автомобілів 0,78–0,8, для вантажних 0,75–0,90, для автобусів 0,85–0,9; B_z і H_z – найбільша габаритна ширина і висота автомобіля.

При русі автомобіля в нерухомому повітряному середовищі залежність (2.9) можна подати як

$$P_w = k_n \cdot F \cdot V^2. \quad (2.11)$$

Добуток $k_n \cdot F$ називають **фактором обтічності**. Наближені значення c_x , k_n , F і $k_n \cdot F$ наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Параметри обтічності автомобілів

Автомобілі		c_x	$K_n, \text{H} \cdot \text{с}^2/\text{M}^4$	F, M^2	$K_n F, \text{H} \cdot \text{с}^2/\text{M}^2$
Легкові		0,27–0,6	0,2–0,35	1,6–2,8	0,3–1,0
Автовуси	капотного компонування	0,75–0,9	0,45–0,55		
	вагонного компонування	0,6–0,75	0,35–0,45	4,5–6,5	1,1–2,6
Вантажні автомобілі	бортові	0,9–1,15	0,5–0,7	3,0–5,0	1,8–3,5
	з кузовом фургон	0,8–1,0	0,5–0,6		
Автоцистерни		0,9–1,1	0,55–0,65		
Автопоїзди		1,4–1,55	0,85–0,95		
Перегонові		0,25–0,3	0,15–0,2		

Параметр V , що входить у вираз (2.11), при уточнених розрахунках може бути визначений як

$$V = V_1 \pm V_w, \quad (2.12)$$

де V_1 – швидкість руху автомобіля; V_w – швидкість вітру (+ зустрічний вітер; – ходовий вітер).

Найбільші коефіцієнти аеродинамічного опору характерні для автомобілів з відкритою бортовою платформою, автомобілів, що перевозять контейнери.

Слід зазначити, що в автопоїзда опір повітря порівняно з одиночним автомобілем збільшується всього лише на 20–25%. Це свідчить про те, що експлуатування автопоїзда вигідне. За однакової вантажопідйомності автопоїзда і двох однакових автомобілів опір повітря руху в першого на 75–80% менше, ніж у двох інших разом узятих.

Звичайно, коефіцієнти аеродинамічного опору c_x визначають шляхом продувки автомобіля або його моделі в аеродинамічній трубі, принципову схему якої подано на рис. 2.3.

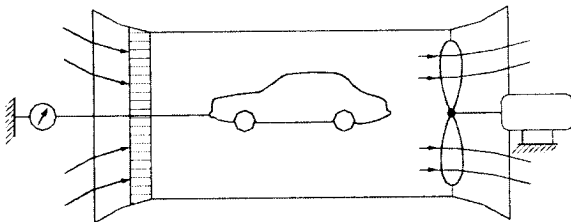


Рис. 2.3. *Схема визначення опору повітря в аеродинамічній трубі*

Встановлений у трубі вентилятор створює потік, що обтікає автомобіль, поміщений у робочу частину труби. Динамометричним пристроєм вимірюється сила, яка діє на випробуваний автомобіль чи модель і дорівнює силі лобового опору і потім розраховується коефіцієнт c_x . Недоліком цього методу є дещо занижені значення c_x , тому що умови обтікання автомобіля повітрям в аеродинамічній трубі є більш сприятливими, ніж при русі по дорозі. Більш точні результати при випробуванні в аеродинамічній трубі

дає метод імітації потоку стрічки, що рухається, або дзеркального відображення, при якому продуваються одночасно дві однакові моделі. Одну з них розміщують горизонтально вверх колесами, а іншу в нормальному положенні встановлюють на колеса першої.

Останнім часом, у зв'язку зі збільшенням середніх швидкостей руху автомобілів і підвищенням вимог до їх паливної економічності, особлива увага надається формі кузова автомобіля.

Найбільш оптимальною з погляду зниження опору повітря формою тіла є форма падаючої краплі з невеликим перетином, розташованим на відстані однієї третини довжини тіла від його переднього краю. Причому довжина тіла l повинна перевищувати його найбільший діаметр D приблизно в шість разів (рис. 2.4).

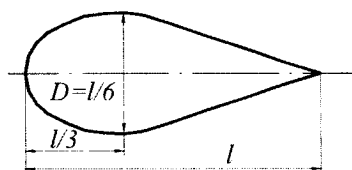


Рис. 2.4. *Схема оптимальної форми тіла*

Однак така форма для реального автомобіля неприйнятна, тому що не забезпечує необхідних функціональних властивостей. Одночасно різними компонентними, конструктивними і технологічними рішеннями намагаються наблизитися до оптимальної конструкції форми кузова автомобіля.

Сила опору поступальному розгону автомобіля R_{jk} – це сила його інерції. При прискореному русі частина потужності двигуна витрачається на подолання сил інерції маси автомобіля, що поступально рухається. У цьому випадку сила інерції є силою опору і діє вона проти напрямку руху (рис. 2.1). Слід зазначити, що при уповільненому русі енергія мас, що рухаються, додається до енергії двигуна, а сила інерції є рушійною силою і діє в напрямку руху.

Силу інерції поступально рухомої маси автомобіля подамо як

$$P_{jx} = \pm m \cdot \frac{dV}{dt}. \quad (2.12)$$

Виражаючи масу автомобіля через його силу ваги G , одержимо

$$P_{jx} = \pm \frac{G}{g} \cdot \frac{dV}{dt}, \quad (2.13)$$

де g – прискорення вільного падіння.

У формулах (2.12) і (2.13) знак плюс характеризує прискорений, а знак мінус – уповільнений рух автомобіля.

2.2. Нормальні реакції, що діють на колеса автомобіля

Значення нормальних реакцій необхідно знати при оцінюванні таких експлуатаційних властивостей, як тягово-швидкісні, прохідність, керованість і стійкість. В автомобіля, що нерухомо стоїть на горизонтальній опорній поверхні, сума статичних нормальних реакцій дорівнює

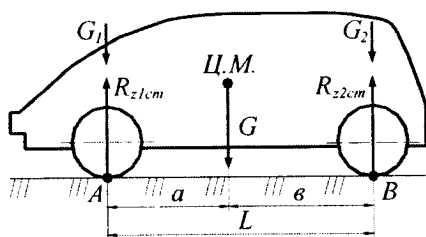


Рис. 2.5. Схема для визначення нормальних реакцій

силі ваги $G = m \cdot g$ (рис. 2.5). Тоді у двовісного автомобіля знайдемо статичні значення нормальних реакцій, розклавши G на складові G_1 і G_2 , прикладені до ведених і ведучих осей.

$$R_{z1cm} = G_1 = G \cdot \frac{b}{L}; \quad R_{z2cm} = G_2 = G \cdot \frac{a}{L}. \quad (2.14)$$

У загальному випадку руху автомобіля з прискоренням похилою поверхнею (рис. 2.1) сумарні нормальні реакції можна визначити з умов динамічної рівноваги. Для цього по черзі додаємо рівняння рівноваги відносно точки контакту коліс переднього (точка A) і заднього (точка B) мостів автомобіля з опорною поверхнею.

- $\Sigma m_A = 0;$

$$\begin{aligned} \Sigma R_{z2} \cdot L - P_w \cdot h_w - P_{jx} \cdot h_g - P_\alpha - G \cdot \cos \alpha \cdot a - \\ - \Sigma M_{f1} - \Sigma M_{jk1} - \Sigma M_{f2} - \Sigma M_{jk2} = 0. \end{aligned} \quad (2.15)$$

Вирішуючи відносно ΣR_{z2} , одержимо

$$\begin{aligned} \Sigma R_{z2} = (P_w \cdot h_w + P_{jx} \cdot h_g + P_\alpha + G \cdot \cos \alpha + \\ + \Sigma M_{f1} + \Sigma M_{jk1} + \Sigma M_{f2} + \Sigma M_{jk2}) / L. \end{aligned}$$

Аналогічним способом визначасмо ΣR_{z1} .

- $\Sigma m_B = 0;$

$$\begin{aligned} -\Sigma R_{z1} \cdot L - P_w \cdot h_w - P_{jx} \cdot h_g - P_\alpha + G \cdot \cos \alpha \cdot b - \\ - \Sigma M_{f1} - \Sigma M_{jk1} - \Sigma M_{f2} - \Sigma M_{jk2} = 0 \\ \Sigma R_{z1} = (G \cdot \cos \alpha \cdot b - P_w \cdot h_w - P_{jx} \cdot h_g - P_\alpha - \\ - \Sigma M_{f1} - \Sigma M_{jk1} - \Sigma M_{f2} - \Sigma M_{jk2}) / L. \end{aligned} \quad (2.16)$$

Зміна динамічних сумарних нормальних реакцій порівняно зі статичними є різною залежно від умов руху і деяких конструктивних особливостей автомобіля. Для оцінки цієї зміни застосовують такий узагальнений

параметр, як коефіцієнт зміни (перерозподілу) нормальних реакцій, що є відношенням сумарної нормальної реакції до ваги, яка припадає на колеса тієї самої осі:

$$m_1 = \frac{\Sigma R_{z1}}{G_1}; \quad m_2 = \frac{\Sigma R_{z2}}{G_2}, \quad (2.17)$$

де m_1 і m_2 – коефіцієнти зміни нормальних реакцій для коліс передньої і задньої осей автомобіля відповідно.

Залежно від компонування автомобіля, його навантаження й режиму руху коефіцієнти зміни нормальних реакцій можуть набувати значень, наведених у табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Характерні значення коефіцієнтів зміни реакцій

Умови руху автомобіля		m_1	m_2
Інтенсивне прискорення		0,85–0,9	1,15–1,1
Подолання автомобілем граничних підйомів	легковим	0,75–0,8	1,25–1,20
	вантажним	0,85–0,9	1,15–1,1
Автомобілі підвищеної прохідності		0,4–0,6	1,6–1,4
Автомобілі інтенсивного гальмування		1,4–1,2	0,6–0,8

При визначенні нормальних реакцій опорної поверхні для багатовісних автомобілів загальний підхід залишається таким самим, але при цьому враховуються їхні конструктивні особливості.

При оцінюванні керованості і стійкості автомобіля слід враховувати зміну величин нормальних реакцій у поперечній площині. Вони можуть змінюватися під дією крутного моменту, сил інерції, поперечного нахилу опорної поверхні, бічного вітру і т.п. Розглянемо, як

змінюються нормальні реакції на правих (R''_{z1} , R''_{z2}) і лівих (R^n_{z1} , R^n_{z2}) колесах автомобіля, що рухається прямолінійно по горизонтальній дорозі (рис. 2.6) при передачі на колеса крутного момента $M_{кр}$.

При підведенні $M_{кр}$ до карданної передачі автомобіля з'являється реактивний момент M_r , частини якого діють на ведену (M_{r1}) і ведучу (M_{r2}) осі.

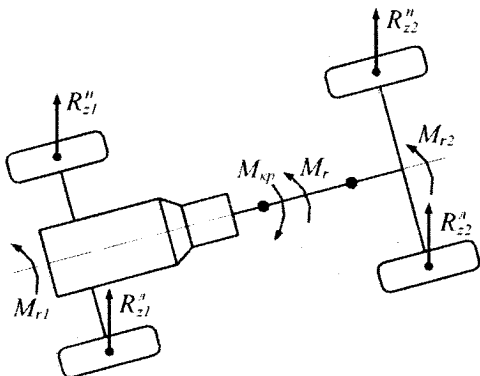


Рис. 2.6. Схема зміни нормальних реакцій на правих і лівих колесах у поперечній площині

Дія $M_{кр}$ збільшує R''_{z2} і зменшує R^n_{z2} , а дія M_{r2} – навпаки. Але $M_{кр} > M_{r2}$, тому в підсумку R''_{z2} збільшується, а R^n_{z2} зменшується. При дії M_{r1} на передню вісь R''_{z1} збільшується, а R^n_{z1} зменшується.

Звідси можна дійти висновку, що навіть при прямолінійному русі автомобіля по горизонтальній дорозі відбувається зміна нормальних реакцій у поперечній площині.

2.3. Умови можливості руху автомобіля

При рівномірному або прискореному прямолінійному русі автомобіля необхідно, щоб сумарна дотична реакція на ведучих колесах дорівнювала або була більшою від суми всіх сил зовнішнього опору.

Враховуючи поздовжні сили, що діють на автомобіль (рис. 2.1), цю умову можна записати як

$$\sum R_{x2} \geq \sum R_{x1} + P_{\alpha} + P_w. \quad (2.18)$$

Якщо розглянути рівномірний режим руху автомобіля і замість ΣR_{x2} і ΣR_{x1} підставити їхні значення, визначені раніше, одержимо:

$$\frac{M_k}{r_{o2}} - \Sigma P_{f2} = \Sigma P_{f1} + P_\alpha + P_w. \quad (2.19)$$

Далі замість $M_k = M_e \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_m$ підставимо його значення

$$\frac{M_e \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_m}{r_{o2}} = \Sigma P_{f1} + \Sigma P_{f2} + P_\alpha + P_w, \quad (2.20)$$

де u_k і u_0 – передатні числа коробки передач (у даному випадку першої передачі) і головної передачі.

Ліва частина рівняння (2.20) становить тягову силу на ведучих колесах P_k . Зробивши заміну й об'єднавши $\Sigma P_{f1} + \Sigma P_{f2}$, одержимо:

- для сталого руху –

$$P_k = P_f + P_\alpha + P_w, \quad (2.21)$$

де P_f – сила опору кочення автомобіля,

- для прискороного руху –

$$P_k > P_f + P_\alpha + P_w. \quad (2.22)$$

Припустивши, що $P_f + P_\alpha + P_w = \Sigma P$ – сумарна сила опору руху, одержимо першу умову, яка визначає можливості руху автомобіля

$$P_k \geq \Sigma P. \quad (2.23)$$

Друга умова визначає можливість реалізації тягової сили на ведучих колесах автомобіля за умовами зчеплення

$$P_x \leq \Sigma R_{z2} \cdot \varphi_x = P_\varphi, \quad (2.24)$$

де P_φ – сумарна сила зчеплення ведучих коліс автомобіля з опорною поверхнею.

Звідси випливає, що для рівномірного або прискореного руху автомобіля необхідно виконувати умови, визначені формулами (2.23) і (2.24).

Контрольні запитання і завдання для самоперевірки

1. Які сили і моменти діють на автомобіль у загальному випадку прискореного руху автомобіля на підйомі?
2. Які складові входять в силу опору повітря?
3. Як визначається лобова площа автомобіля?
4. Яка форма кузова автомобіля є найбільш оптимальною з погляду мінімального опору навколишньому середовищу?
5. Що таке коефіцієнти змін нормальних реакцій?
6. На які експлуатаційні властивості впливають зміни нормальних реакцій?
7. Які умови слід виконати для забезпечення руху автомобіля?
8. Визначте силу опору підйому, якщо кут підйому дороги, якою рухається автомобіль повною масою 24 т, дорівнює 6%.
9. Визначте фактор обтічності легкового автомобіля за швидкості руху автомобіля 80 км/год, якщо сила опору повітря становить 171 Н.

10. Визначте нормальні реакції на ведені і ведучі колеса нерухомого легкового автомобіля масою 1127 кг, якщо база автомобіля дорівнює 2,32 м, а відстань від передньої осі до вертикальної осі, що проходить через центр мас 1,2 м.

Розділ 3. ТЯГОВО-ШВИДКІСНІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОМОБІЛЯ

3.1. Оцінні показники

Тягово-швидкісні властивості автомобіля оцінюють, порівнюючи їхні показники з нормативними значеннями або з прийнятими як базові на прикладі автомобілів-аналогів.

Методи оцінки тягово-швидкісних властивостей можуть бути використані для вирішення таких завдань [20]: визначення швидкостей, прискорень і граничних дорожніх умов, за яких є можливим рух автомобіля із заданими конструктивними параметрами, а також визначення конструктивних параметрів, що забезпечують задані значення швидкостей і прискорень у заданих дорожніх умовах руху. Звичайно застосовують різні одиничні показники тягово-швидкісних властивостей автомобілів, кожний з яких дозволяє оцінювати їх у деяких експлуатаційних умовах, прийнятих за типові.

Найбільш типовими для порівняльної оцінки є такі показники [20]:

- максимальна швидкість руху;
- умовна максимальна швидкість руху;
- час розгону на заданому шляху 400, 1000 м і до заданої швидкості;
- швидкісна характеристика розгін-вибіг;
- швидкісна характеристика розгону на вищій передачі;
- швидкісна характеристика на дорозі зі змінним поздовжнім профілем;
- мінімально стійка швидкість;
- максимальний подоланий підйом;
- стала швидкість на затяжних підйомах;
- прискорення при розгоні;

- довжина динамічно подоланого підйому;
- тягове зусилля на гаку.

3.2. Рівняння руху автомобіля

Тягово-швидкісні властивості визначаються діючими на автомобіль поздовжніми силами, рівновагу яких у випадку прямолінійного прискореного руху можна подати таким чином (рис. 2.1):

$$\Sigma R_{x2} - \Sigma R_{x1} = P_{\alpha} + P_w + P_{jk}. \quad (3.1)$$

Підставивши в рівняння (3.1) раніше визначені за формулами (2.1), (2.2), (2.7), (2.11), (2.13) значення реакцій і сил і дорівнявши його до нуля, одержимо диференціальне рівняння руху автомобіля:

$$\begin{aligned} \frac{M_{\kappa}}{r_{\partial 2}} - \Sigma P_{f2} - \frac{\Sigma J_{\kappa 2}}{r_{\partial 2}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 2}}{dt} - \Sigma P_{f1} - \frac{\Sigma J_{\kappa 1}}{r_{\partial 1}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 1}}{dt} - \\ - G \cdot \sin \alpha - \kappa \cdot F \cdot V^2 - \frac{G}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = 0. \end{aligned} \quad (3.2)$$

Зробивши заміну $M_{\kappa} = (M_e - J_e \cdot (d\omega_e/dt)) \cdot u_{\kappa} \cdot u_0 \cdot \eta_m$ (де J_e і $d\omega_e/dt$ – момент інерції та кутове прискорення обертових частин двигуна) і $\Sigma P_{f1} = \Sigma R_{z1} \cdot f_1$; $\Sigma P_{f2} = \Sigma R_{z2} \cdot f_2$, перетворимо рівняння руху автомобіля до вигляду

$$\begin{aligned} ((M_e - J_e \cdot d\omega_e/dt) \cdot u_{\kappa} \cdot u_0 \cdot \eta_m) / r_{\partial 2} - \Sigma R_{z1} \cdot f_1 - \\ - \Sigma R_{z2} \cdot f_2 - \frac{\Sigma J_{\kappa 2}}{r_{\partial 2}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 2}}{dt} - \frac{\Sigma J_{\kappa 1}}{r_{\partial 1}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 1}}{dt} - G \cdot \sin \alpha - \\ - \kappa \cdot F \cdot V^2 - \frac{G}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = 0. \end{aligned} \quad (3.3)$$

Припустивши, що $f_1 = f_2 = f$, об'єднаємо сумарні нормальні реакції на ведених і ведучих колесах $\Sigma R_{z1} \cdot f_1 + \Sigma R_{z2} \cdot f_2 = (\Sigma R_{z1} + \Sigma R_{z2}) \cdot f = G \cdot \cos\alpha \cdot f = P_f$ (де P_f – сила опору коченню коліс автомобіля) і зробивши припущення, що $r_{o1} = r_{o2} = r_o$; $\omega_{k1} = \omega_{k2} = \omega_k$; $d\omega_{k1}/dt = d\omega_{k2}/dt = d\omega_k/dt$, об'єднаємо моменти інерції ведених і ведучих коліс:

$$\frac{\Sigma J_{k1}}{r_{o1}} \cdot \frac{d\omega_{k1}}{dt} + \frac{\Sigma J_{k2}}{r_{o2}} \cdot \frac{d\omega_{k2}}{dt} = \frac{(\Sigma J_{k1} + \Sigma J_{k2})}{r_o} \cdot \frac{d\omega_k}{dt} = \frac{\Sigma J_k}{r_o} \cdot \frac{d\omega_k}{dt},$$

де ΣJ_k – сумарний момент інерції всіх коліс автомобіля.

Далі запишемо рівняння (3.3) таким чином:

$$\frac{M_e \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_m}{r_o} - \frac{J_e \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_m}{r_o} \cdot \frac{d\omega_e}{dt} - G \cdot \cos\alpha \cdot f - \frac{J_k}{r_o} \cdot \frac{d\omega_k}{dt} - G \cdot \sin\alpha - \kappa \cdot F \cdot V^2 - \frac{G}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = 0. \quad (3.4)$$

Швидкість поступального руху автомобіля і кутову швидкість обертових частин двигуна ω_e виразимо через кутову швидкість колеса $\omega_k = V/r_k$ або $(d\omega_k/dt) \cdot (1/r_k) \cdot d/dt$, а $\omega_e = \omega_k \cdot u_k \cdot u_0$, або $d\omega_e/dt = (d\omega_k/dt) \cdot u_k \cdot u_0$.

Якщо ковзання коліс незначне, то можна вважати, що $r_o = r_k$ і тоді, з урахуванням вище приведенного, запишемо $d\omega_e/dt = (u_k \cdot u_0/r_o) \cdot d/dt$.

З урахуванням зроблених перетворень, об'єднаємо члени рівняння (3.4), пов'язані з інерцією поступального руху й інерцією обертових мас автомобіля:

$$\begin{aligned}
& \frac{G}{g} \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{J_e \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_m}{r_0} \cdot \frac{d\omega_e}{dt} + \frac{\Sigma J_k}{r_0} \cdot \frac{d\omega_k}{dt} = \\
& = \frac{G}{g} \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{J_e \cdot u_k^2 \cdot u_0^2 \cdot \eta_m}{r_0^2} \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{\Sigma J_k}{r_0^2} \cdot \frac{dV}{dt} = \\
& = \frac{dV}{dt} \cdot \left(\frac{G}{g} + \frac{J_e \cdot u_k^2 \cdot u_0^2 \cdot \eta_m}{r_0^2} + \frac{\Sigma J_k}{r_0^2} \right) = \\
& = \frac{G}{g} \cdot \frac{dV}{dt} \left(1 + \frac{J_e \cdot u_k^2 \cdot u_0^2 \cdot \eta_m}{r_0^2} \cdot \frac{g}{G} + \frac{\Sigma J_k}{r_0^2} \cdot \frac{g}{G} \right). \quad (3.5)
\end{aligned}$$

Частина формули (3.5), взята в дужки, є коефіцієнтом δ_j , що враховує вплив інерції обертових частин автомобіля при його прискореному русі:

$$\delta_j = 1 + \frac{J_e \cdot u_k^2 \cdot u_0^2 \cdot \eta_m}{r_0^2} \cdot \frac{g}{G} + \frac{\Sigma J_k}{r_0^2} \cdot \frac{g}{G}. \quad (3.6)$$

Очевидно, що коефіцієнт δ_j залежить від передавальних чисел коробки передач (u_k), головної передачі (u_0), моментів інерції коліс і обертових частин двигуна та повної ваги автомобіля. За відсутності даних про величини моментів інерції коефіцієнт δ_j можна обчислити за наближеною формулою:

$$\delta_j = 1 + \sigma_1 + \sigma_2 \cdot u_k^2. \quad (3.7)$$

Для одиночних автомобілів за номінального навантаження приймають $\sigma_1 = 0,03-0,05$; $\sigma_2 = 0,04-0,06$ (менші значення є характерними до більш важких автомобілів).

За часткового навантаження автомобіля, коли його вага G_x відрізняється від повної ваги G , коефіцієнт δ_{jx} обчислюють за формулою:

$$\delta_{jx} = 1 + (\sigma_1 + \sigma_2 \cdot u_k^2) \cdot \frac{G}{G_x}. \quad (3.8)$$

З урахуванням впливу коефіцієнта δ_j силу, витрачену на розгін поступально рухомих й обертальних мас автомобіля, можна подати у вигляді:

$$P_j = P_{jx} \cdot \delta_j = \frac{G}{g} \cdot \frac{dV}{dt} \cdot \delta_j. \quad (3.9)$$

З урахуванням формули (3.9) рівняння руху автомобіля можна подавати таким чином:

$$\frac{M_e \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_m}{r_d} - k \cdot F \cdot V^2 - G \cdot \cos \alpha \cdot f - G \cdot \sin \alpha - \frac{G}{g} \cdot \delta_j \cdot \frac{dV}{dt} = 0 \quad (3.10)$$

або

$$P_k - P_w - P_f - P_a - \frac{G}{g} \cdot \delta_j \cdot \frac{dV}{dt} = 0. \quad (3.11)$$

Для аналізу диференціального рівняння руху автомобіля поєднуємо $P_w + P_f + P_a = \Sigma P$ (де ΣP – сумарна сила опору руху) і запишемо його у вигляді, що дозволяє визначити характер руху автомобіля:

$$P_k - \Sigma P = \frac{G}{g} \cdot \delta_j \cdot \frac{dV}{dt}. \quad (3.12)$$

Якщо $P_k > \Sigma P$; одержуємо $P_k - \Sigma P > 0$ ($d/dt > 0$) – автомобіль рухається з прискоренням; $P_k = \Sigma P$; $\Sigma P_k - \Sigma P = 0$; ($d/dt = 0$) – рухається рівномірно, а якщо $P_k < \Sigma P$, $P_k - \Sigma P < 0$ ($d/dt < 0$) – рухається з уповільненням.

3.3. Тяговий баланс і тягова характеристика автомобіля

Диференціальне рівняння руху автомобіля (3.11) є його тяговим балансом, що зв'яже сили рушійні із силами опору.

Сили опору P_f і сила P_α для даного автомобіля залежать від типу, стану дороги, а також її профілю. Тому їх поєднують, вводячи поняття про сумарний опір дороги:

$$\begin{aligned} P_\psi &= P_f \pm P_\alpha = G \cdot f \cdot \cos \alpha \pm G \cdot \sin \alpha = \\ &= G \cdot (f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha). \end{aligned} \quad (3.13)$$

Вираз, взятий у дужки, називають *коефіцієнтом сумарного опору дороги* ψ :

$$\psi = f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha. \quad (3.14)$$

З урахуванням (3.13)

$$P_\psi = G \cdot \psi.$$

Якщо $\alpha < 10^\circ$, то вважають, що $\cos \alpha \approx 1$, а $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha \approx i$.
Тоді

$$\psi = f \pm \operatorname{tg} \alpha \quad \text{або} \quad \psi = f \pm i. \quad (3.15)$$

Переписавши рівняння (3.11) з урахуванням виконаних перетворень, одержимо

$$P_k - P_w - P_\psi - P_f = 0, \quad (3.16)$$

або

$$P_k = P_w + P_\psi + P_f, \quad (3.17)$$

яке називають *тяговим балансом автомобіля*. Цю залежність використовують при проектуванні нових і оцінюванні тягово-швидкісних властивостей існуючих автомобілів. У першому випадку згідно з вимогами до тягово-швидкісних властивостей автомобіля визначають необхідні M_e , N_e і передавальні числа трансмісії, а в другому – максимальну швидкість, прискорення, подолані підйоми й інші тягово-швидкісні показники. У цьому випадку треба знати дорожні умови, основні конструктивні параметри автомобіля і його тягово-швидкісну характеристику, що становить собою залежність $P = f(V)$ на різних передачах коробки передач. Ця характеристика є граничною тягово-швидкісною властивістю автомобіля і розраховується за параметрами зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.

Аналіз тягово-швидкісних властивостей зручно робити на підставі графічного розв'язання рівняння (3.17) тягового балансу автомобіля. Для цього тяговий баланс подаємо у вигляді графіка, на якому по осі абсцис (рис. 3.1) відкладаємо швидкість руху автомобіля, а по осі ординат – тягове зусилля P_k . За числами частоти обертання n_e , що відповідають вибраним значенням M_e , визначають швидкість автомобіля за формулою:

$$V = 0,377 \cdot \frac{n_e \cdot r_k}{u_k \cdot u_0}. \quad (3.18)$$

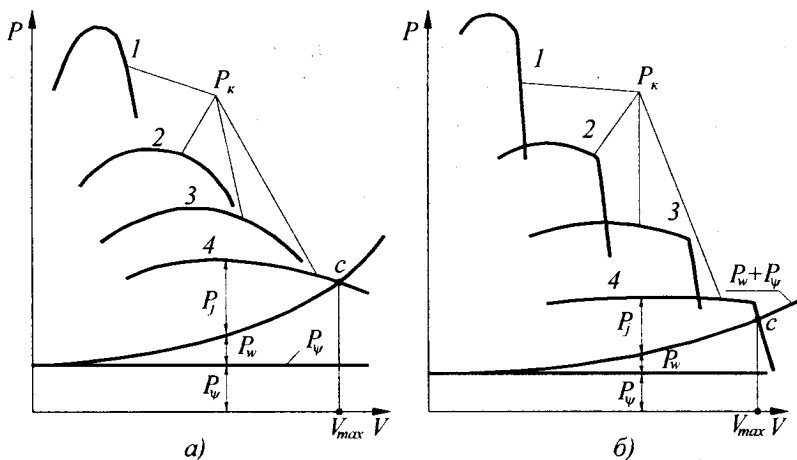


Рис. 3.1. Графік тягової характеристики автомобіля з чотиріступінчастою коробкою передач і двигуном без обмежника (а) та з обмежником (б) максимальної частоти обертання колінчастого вала

Якщо знехтувати впливом швидкості на коефіцієнт ψ , на графіку будують пряму P_{ψ} , і до неї додають значення сили опору повітря P_w , одержуючи сумарну криву значень сил $P_w + P_{\psi}$.

Відрізок P_j дорівнює різниці між $P_{\kappa 4}$ і сумою сил $P_w + P_{\psi}$, становить у визначеному масштабі запас тягового зусилля, що витрачається на розгін автомобіля. Чим більше P_j (3.9), тим більше прискорення може розвинути автомобіль у даних дорожніх умовах. У разі зміни дорожніх умов (P_{ψ}) запас тягового зусилля також зміниться, і прискорення автомобіля буде більшим або меншим.

Зі збільшенням швидкості руху автомобіля сила опору повітря інтенсивно зростає, що призводить до зменшення запасу тягового зусилля (на рис. 3.1 позначено як P_j). За деякої швидкості (точка c) тягове зусилля дорівнює сумі сил опору дороги і повітря ($P_{\kappa 4} = P_{\psi} + P_w$) і запас тягового зусилля P_j дорівнює нулю. Така картина

спостерігається в разі наявності на двигуні автомобіля обмежника частоти обертання колінчастого вала (рис. 3.1, б), де точка c знаходиться на перетині регуляторної гілки і сумарної кривої сил $P_w + P_\psi$.

З виразу (3.9) видно, що в цьому випадку прискорення також дорівнює нулю й автомобіль рухається зі сталою швидкістю V_{max} , яка для даних дорожніх умов є максимальною. Рухатися з більшою швидкістю, ніж V_{max} , він не може, бо в цьому випадку $P_\psi + P_w > P_{к4}$.

Тягова характеристика надає можливість визначити за будь-якої швидкості руху такі показники, як прискорення, коефіцієнт опору кочення (при заданому i), силу опору повітря та ін.

Якщо при експлуатації автомобіля не використовуються його граничні тягово-швидкісні властивості, то за рівнянням тягового балансу розраховують часткові характеристики і щодо них визначають необхідні показники.

3.4. Динамічний фактор і динамічна характеристика автомобіля

Тягово-швидкісну характеристику складно використовувати для порівняльної оцінки тягово-швидкісних властивостей автомобілів, що мають різну масу і тягові зусилля на ведучих колесах.

Узагальненим показником, що дозволяє не тільки оцінювати тягово-швидкісні властивості даного автомобіля, а й порівнювати між собою різні автомобілі, є динамічний фактор [14, 16, 26].

Динамічним фактором називається відношення вільного тягового зусилля до ваги автомобіля:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G} \quad (3.19)$$

Якщо припустити, що швидкість руху автомобіля невелика і $P_w = 0$, то $D = P_k/G$ становить питоме значення стискального зусилля. Переписавши залежність як $P_k - P_w = P_\psi + P_j$ і поділивши обидві частини на G , одержимо

$$D = \psi + \frac{\delta_j}{g} \cdot \frac{dV}{dt}, \quad (3.20)$$

де g – прискорення вільного падіння.

При усталеному русі ($d/dt = 0$) динамічний фактор дорівнює коефіцієнту сумарного опору дороги:

$$D = \psi = f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha. \quad (3.21)$$

Графічне зображення залежності динамічного фактора на різних передачах від швидкості руху автомобіля називається його **динамічною характеристикою** (рис. 3.2).

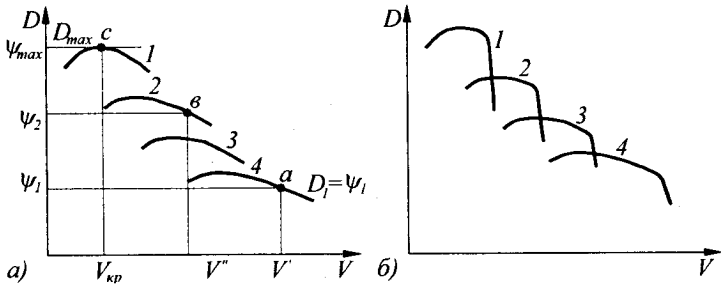


Рис. 3.2. Графік динамічної характеристики автомобіля з двигуном без обмежника (а) і з обмежником (б) частоти обертання колінчастого вала

За допомогою динамічної характеристики здійснюють аналіз таких експлуатаційних можливостей автомобіля:

- при заданих дорожніх умовах (ψ) визначають швидкість усталеного руху і передачу, на якій можливий рух;
- при заданій швидкості усталеного руху знаходять передачі і дорожні умови, за яких можливий рух автомобіля;
- визначають максимальний підйом, що може подолати автомобіль на будь-якій передачі.

Нехай дорожні умови задані коефіцієнтом сумарного опору дороги ψ_1 . Цю величину відкладаємо в масштабі динамічного фактора на осі ординат і проводимо з отриманої точки пряму, паралельну осі абсцис. Точка a перетинання прямої з однією з кривих динамічної характеристики дає швидкість V сталого руху, бо в цій точці $D = \psi_1$. Отже, при даних дорожніх умовах автомобіль може рухатися на четвертій передачі зі сталою швидкістю V , а при зміні дорожніх умов передача і швидкість руху автомобіля будуть іншими.

Якщо задана швидкість сталого руху V'' , то її величину відкладають по осі абсцис і відновлюють перпендикуляр до перетинання з відповідною кривою динамічної характеристики. Точка b перетинання цього перпендикуляра показує, що рух можливий на другій передачі по дорозі з коефіцієнтом ψ_2 .

Для визначення максимального підйому, подоланого, наприклад, на першій передачі, проводять дотичну до кривої динамічної характеристики на цій передачі, рівнобіжну осі абсцис. Перетинання дотичної з віссю ординат дає максимальний коефіцієнт сумарно опору дороги ψ_{\max} , який дорівнює максимальному динамічному фактору D_{\max} , що відповідає точці c , тобто

$$D_{\max} = \psi_{\max} = f \cdot \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max}. \quad (3.22)$$

Вирішуючи тригонометричне рівняння, знайдемо максимальний кут підйому α_{\max} , подоланого автомобілем.

$$D_{\max} - \sin \alpha_{\max} = f \cdot \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_{\max}}. \quad (3.23)$$

Піднісши в квадрат ліву і праву частини рівняння, після перетворень одержимо тригонометричне квадратне рівняння:

$$(1 + f^2) \cdot \sin^2 \alpha_{\max} - 2D_{\max} \cdot \sin \alpha_{\max} + (D_{\max}^2 - f^2) = 0. \quad (3.24)$$

Вирішуючи відносно $\sin \alpha_{\max}$, одержимо

$$\sin \alpha_{\max} = \frac{D_{\max} - f \cdot \sqrt{1 - D_{\max}^2 + f^2}}{1 + f^2}. \quad (3.25)$$

При невеликих кутах підйому можна прийняти, що $\cos \alpha = 1$, $\sin \alpha_{\max} \approx \operatorname{tg} \alpha_{\max}$. Тоді

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} \approx i \approx D_{\max} - f. \quad (3.26)$$

Максимальний підйом визначають при усталеній швидкості, що відповідає максимальному динамічному фактору. Цю швидкість називають **критичною** $V_{\text{кр}}$ (рис. 3.2). Вона розділяє область стійкого і коливального руху автомобіля. Гілка кривої динамічної характеристики, що лежить праворуч від критичної швидкості, – це область стійкого руху, а гілка, що лежить ліворуч, – нестійкого руху. Якщо автомобіль працює в області стійкого руху, то будь-яке збільшення навантаження і пов'язане з ним зниження швидкості зумовлює збільшення динамічного фактора і відновлення порушеної рівноваги між D і ψ . Якщо ж автомобіль працює в області нестійкого руху, то будь-яке збільшення навантаження призводить до

зниження не тільки швидкості, а й динамічного фактора, що може викликати зупинку двигуна, якщо вчасно не буде включена нижча передача. Тому при аналізі експлуатаційних можливостей автомобіля за динамічною характеристикою всі побудови роблять на правих гілках характеристики, тобто в областях стійкого руху.

Не завжди динамічний фактор, узятий з динамічної характеристики, може бути реалізований цілком для подолання опорів дороги. Цьому перешкоджає недостатнє зчеплення ведучих коліс з дорогою. Тому вводять поняття про динамічний фактор за зчепленням D_φ . Його одержують з (3.19) заміною P_κ силою зчеплення ведучих коліс $\Sigma R_{z2} \cdot \varphi_x$, тобто:

$$D_\varphi = \frac{\Sigma R_{z2} \cdot \varphi_x - P_w}{G}. \quad (3.27)$$

Оскільки буксування найбільш імовірно на нижчих передачах, коли швидкості автомобіля невеликі, опором повітря нехтують ($P_w = 0$). Тоді

$$D_\varphi = \frac{\Sigma R_{z2} \cdot \varphi_x}{G}. \quad (3.28)$$

З урахуванням (3.28) умова можливості руху автомобіля записується як $D_\varphi \geq D \geq \psi$. При порушенні однієї з умов рух автомобіля неможливий.

Для визначення можливості руху автомобіля без буксування коліс на динамічній характеристиці проводять горизонтальну лінію, що відповідає D_φ при заданому φ_x , як показано на рис. 3.3. У зоні, розташованій нижче від лінії D_φ , умова виконується, і буксування ведучих коліс відсутнє. Зона, що знаходиться вище від лінії D_φ , визначає неможливість тривалого руху автомобіля при заданому значенні φ_x .

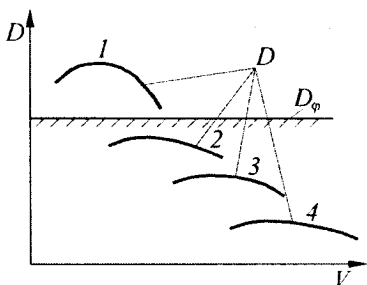


Рис. 3.3. Графік динамічної характеристики за умовою реалізації зчипних властивостей

Динамічна характеристика будується для повністю завантаженого автомобіля. Зі зміною ваги автомобіля від повної G , наприклад, до G_0 величина динамічного фактора зміниться:

$$D_0 = D \cdot \frac{G}{G_0}, \quad (3.29)$$

де D_0 і G_0 – динамічний фактор і вага спорядженого автомобіля.

Щоб при кожній зміні навантаження й умов зчеплення коліс з дорогою не перераховувати величину D , динамічну характеристику доповнюють номограмою навантажень і графіком контролю буксування (рис. 3.4).

Таке сполучення називають **динамічним паспортом автомобіля**. Для цього вісь абсцис динамічної характеристики продовжують вліво і наносять на ній шкалу навантаження. Через нульову точку шкали навантажень проводять пряму, рівнобіжну осі D , і на ній наносять шкалу динамічного фактора D_0 . Величину масштабу m_0 для шкали D_0 знаходять із співвідношення $m_0 = m \cdot G/G_0$ (де m – масштаб шкали динамічного фактора D для повністю завантаженого автомобіля). Після чого рівнозначні поділки шкал D_0 і D сполучають прямими лініями. Для побудови графіка контролю буксування використовують формули:

$$D_\phi = \frac{G_2}{G} \cdot \phi_x; \quad D_{0\phi} = \frac{G_{02}}{G_0} \cdot \phi_x, \quad (3.30)$$

де G_2 і G_{02} – вага, що припадає на ведучі колеса для цілком завантаженого і спорядженого автомобіля відповідно; D_φ і $D_{0\varphi}$ – динамічний фактор за умовою зчеплення для цілком завантаженого і спорядженого автомобіля за різних φ_x (побудову починають з $\varphi_x = 0,1$) відповідно.

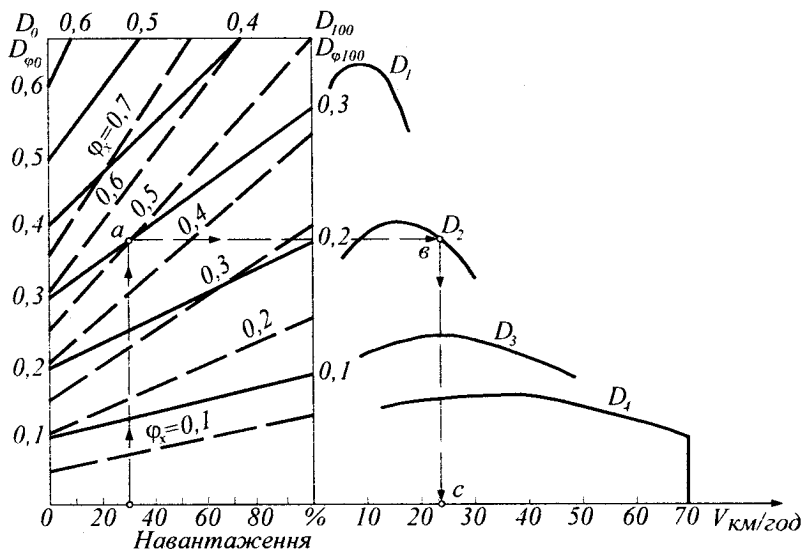


Рис. 3.4. Графік динамічного паспорту автомобіля

Значення D_φ відкладають на шкалі D , а значення $D_{0\varphi}$ – на шкалі D_0 і сполучають пунктирними лініями, на яких указують величину φ_x .

Розрахунок показників тягово-швидкісних властивостей за динамічним паспортом здійснюють таким чином. Наприклад, для визначення V_{max} з навантаженням $H = 30\%$ при коефіцієнті $\psi = 0,3$ проводять вертикальну лінію через задане значення H (величина навантаження, %) на шкалі номограми до перетинання із суцільною прямою, що відповідає заданому ψ (точка a). Із точки a проводять горизонтальну лінію до перетинання з кривою D (точка b),

звідки, опустивши перпендикуляр на вісь абсцис, одержимо шукану швидкість (точка c , $V = 27$ км/год). За похилими пунктирними лініями визначають $\varphi_{\text{хmin}}$ (у розглянутому прикладі $\varphi_{\text{хmin}} = 0,5$).

3.5. Характеристики розгону автомобіля

Раніше тягово-швидкісні властивості автомобіля оцінювалися в основному при усталеному русі. Однак при експлуатації автомобіля в міських умовах рух з постійною швидкістю становить 15–25%, 30–45% припадає на прискорений рух і 30–40% на рух накотом і гальмування.

Показниками тягово-швидкісних властивостей автомобіля при нерівномірному русі вважають прискорення, час і шлях, необхідні для руху автомобіля в певному інтервалі швидкостей.

Величину прискорення можна визначити за формулою:

$$j = dV / dt = (D - \psi) \cdot g / \delta_j . \quad (3.31)$$

На рис. 3.5 наведено графік прискорень автомобіля з чотириступінчатою коробкою передач, побудований за рівнянням (3.31) для заданих експлуатаційних умов.

Його загальний вигляд відповідає динамічній характеристиці. Однак взаємне розташування кривих є дещо іншим, тому що коефіцієнт обліку обертових мас δ_j для різних передач має різні значення. У зв'язку з цим може виявитися, що крива прискорень на другій передачі буде розташована вище (рис. 3.5, б), ніж крива, що відповідає першій передачі.

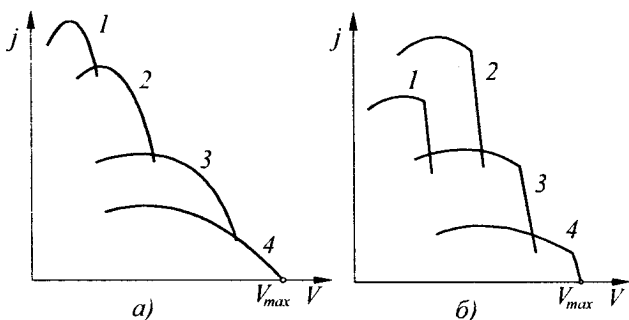


Рис. 3.5. Графік прискорень автомобіля з двигуном без обмежника (а) і з обмежником (б) частоти обертання колінчастого вала

Точки перетинання кривих прискорень на двох суміжних передачах визначають швидкості V_{1-2} , V_{2-3} , V_{3-4} , за яких слід переключати передачі для отримання максимальної інтенсивності розгону. Діапазон максимальних значень прискорень становить [16]: для легкових автомобілей: на першій передачі $2,0-2,5 \text{ м/с}^2$; на прямій $0,8-1,2 \text{ м/с}^2$; для вантажних автомобілей: на першій передачі $1,7-2,8 \text{ м/с}^2$; на прямій $0,35-0,50 \text{ м/с}^2$.

Граничні величини прискорень обмежуються зчепленням ведучих коліс з дорогою. З виразів (3.28) і (3.31) одержимо граничне за умовою зчеплення ведучих коліс з дорогою прискорення

$$j_{\varphi} = [D_{\varphi} - \psi \cdot (1 - \Sigma R_{z2} / G)] \cdot g / \delta_j. \quad (3.32)$$

Підставивши замість динамічного фактора за зчеплення його значення з (3.29), одержимо

$$j_{\varphi} = \left[\frac{\Sigma R_{z2} \cdot \varphi}{G} - \psi \cdot \left(1 - \frac{\Sigma R_{z2}}{G} \right) \right] \cdot \frac{g}{\delta_j}. \quad (3.33)$$

Для автомобіля з усіма ведучими колесами при $\alpha = 0$ маємо

$$j_{\varphi} = (g \cdot \varphi) / \delta_j. \quad (3.34)$$

З метою одержання максимального прискорення за умовами реалізації тягового зусилля на автомобілях установлюють протибуксувальну систему (ПБС). При інтенсивному прискоренні, якщо зайвий $M_{кр}$ призводить до буксування одного чи обох ведучих коліс, протибуксувальна система підтримує ковзання ведучих коліс у межах припустимого рівня (15–30%), забезпечуючи підвищення тягового зусилля і курсову стійкість автомобіля.

Прискорення автомобіля цілком характеризує динаміку його розгону. Однак для аналізу динаміки розгону різних автомобілів більш наочне уявлення дають графіки часу і шляху розгону. **Час розвантажування** (c) – це час, протягом якого автомобіль збільшує швидкість у заданих межах, а **шлях розгону** – це шлях, який автомобіль проходить при збільшенні швидкості в заданих межах.

Час і шлях розгону зручніше визначати графічним методом [14, 26]. Із загального виразу для прискорення автомобіля $j = d/dt$ одержують $dt = d/j$. Останнє співвідношення свідчить, що якщо автомобіль у даний момент розвиває прискорення j , то безкінечно мале збільшення швидкості d відбудеться за нескінченно мале збільшення часу dt . Кінцеве збільшення часу, що відповідає кінцевому збільшенню швидкості $V_n - V_0$, визначають за формулою:

$$\int_0^t dt = \int_{V_0}^{V_n} dV / j, \quad (3.35)$$

Інтеграл лівої частини виразу (3.35) розв'язується безпосередньо, а для вирішення правої частини треба знати аналітичну залежність між швидкістю і прискоренням. Такі залежності досить складні, і тому задачу розв'язують методом графічного інтегрування.

Маючи графік прискорень (рис. 3.5), будемо графік величин, обернених прискоренням (рис. 3.6, б).

Виділяємо під кривою (рис. 3.6, а) двома вертикальними прямими елементарно малу площадку шириною d і висотою $1/j$. Вираз для обчислення її площі $F_t = d/j$ аналогічний підінтегральному виразу (3.35).

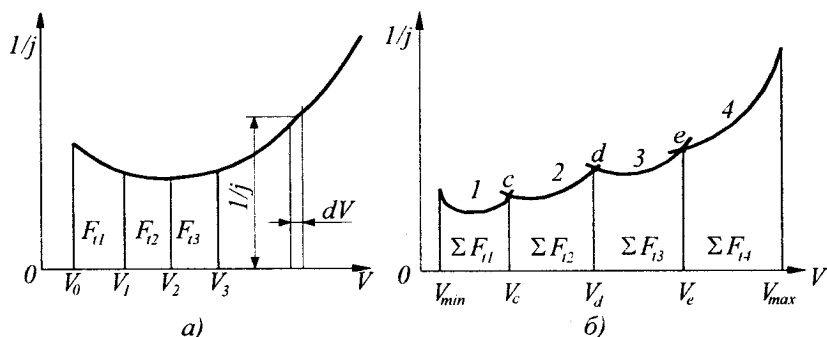


Рис. 3.6. Графік величин, обернених прискоренням автомобіля для однієї передачі (а) і для чотирьох передач(б)

Отже, площа елементарної малої площадки в обраному масштабі еквівалентна часові розгону dt , необхідному для збільшення швидкості на d . Для одержання кінцевого часу розгону в кінцевому інтервалі швидкості $V_n - V_0$ розі'ємо площу під кривою на кілька площадок із площами F_{t1} , F_{t2} , F_{t3} і т.ін. Загальний час розвантажування від V_0 до V_n визначимо підсумовуванням площадок ΣFt :

$$t = (\sum F_i \cdot m_1 \cdot m_2) / 3,6, c, \quad (3.36)$$

де m_1 і m_2 – масштаби швидкості і величин, обернених прискоренням.

Тоді час розгону від V_0 до V_1 за формулою (3.36) дорівнює $t_1 = F_{i1} \cdot m_1 \cdot m_2 / 3,6$; від V_0 до V_2 $t_2 = (F_{i1} + F_{i2}) \cdot m_1 \cdot m_2 / 3,6$, а від V_0 до V_3 $t_3 = (F_{i1} + F_{i2} + F_{i3}) \cdot m_1 \cdot m_2 / 3,6$ і т.п.

Вище часу розгону розраховувався для однієї передачі. Звичайно визначають час розгону автомобіля з місця, починаючи з першої передачі і закінчуючи вищою. У цьому випадку будують графік величин, обернених прискоренням, для всіх передач (рис. 3.6, б). Графік дозволяє знайти оптимальні з погляду динаміки розгону швидкості, за яких треба робити переключення з нижчих передач на вищі. Ці швидкості V_c , V_d і V_e відповідають точкам c , d і e перетинання кривих, обернених прискоренням, сусідніх передач. При перемиканні в точках c , d і e площі під кривими виходять найменшими, і, отже, час розгону буде також найменшим з можливого.

Час при розгоні автомобіля з місця з перемиканням передач розраховують аналогічно викладеному для однієї передачі, тобто за формулою (3.36). Однак вона не враховує часу, що витрачається на перемикання передач, який залежить від конструкції коробки передач і кваліфікації водія. За час t_n перемикання передач швидкість автомобіля знижується, але при розрахунках, що не вимагають великої точності, припускають, що вона залишається незмінною.

Час розгону на першій передачі обчислюють за формулою (3.36) без урахування часу на перемикання передач, тобто час розгону від V_{min} до V_c дорівнює

- Від V_{\min} до V_d : $t_1 = \Sigma F_{t1} \cdot m_1 \cdot m_2 / 3,6$
- Від V_{\min} до V_c : $t_{1-2} = (\Sigma F_{t1} + \Sigma F_{t2}) \cdot m_1 \cdot m_2 / 3,6 + t_n$
- Від V_{\min} до V_{\max} : $t_{1-3} = (\Sigma F_{t1} + \Sigma F_{t2} + \Sigma F_{t3}) \cdot m_1 \cdot m_2 / 3,6 + 2t_n$
 $t_{1-4} = (\Sigma F_{t1} + \Sigma F_{t2} + \Sigma F_{t3} + \Sigma F_{t4}) \cdot m_1 \cdot m_2 / 3,6 + 3t_n$.

Як підсумок до наведених вище міркувань, можна написати вираз для обчислення часу розгону в загальному вигляді з урахуванням t_n :

$$t = \Sigma F_t \cdot m_1 \cdot m_2 / 3,6 + (m_k - 1) \cdot t_n, \quad (3.37)$$

де m_k – номер увімкненої передачі.

Час t_n перемикання передач приймають рівним 0,2–0,5 з (коробки передач (КП) легкових автомобілів) і 1–1,5 з (КП вантажних автомобілів).

Протягом цього часу автомобіль рухається уповільнено, що створює на кривій часу розгону своєрідні сходишки.

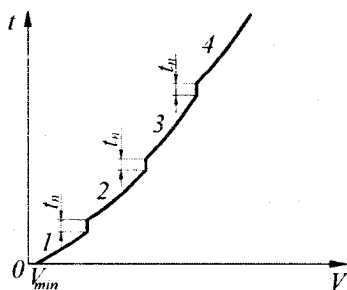


Рис. 3.7. Графік часу розгону автомобіля

За результатами розрахунків будують графік часу розгону автомобіля (рис. 3.7). Криву часу розгону на першій передачі починають будувати від мінімально стійкої швидкості V_{\min} , хоча дійсно початкова швидкість автомобіля дорівнює нулю. Розгін автомобіля від $V = 0$ до V_{\min} відбувається при

буксуючому зчепленні. Час розгону в цей період порівняно малий і ним звичайно нехтують, припускаючи, що

розгін автомобіля починається з мінімальної стійкої швидкості V_{\min} .

Шлях розгону автомобіля визначають виходячи з того, що $dS = V \cdot dt$. Це означає, що якщо в даний момент часу автомобіль розвиває швидкість V , то за нескінченно малий проміжок часу dt відбудеться безкінечно мале збільшення шляху dS . Щоб знайти кінцевий шлях розгону при зміні часу від t_0 до t_n , треба проінтегрувати обидві частини виразу

$$\int_0^S dS = \int_{t_0}^{t_n} V \cdot dt, \quad (3.38)$$

звідки

$$S = \int_{t_0}^{t_n} V \cdot dt. \quad (3.39)$$

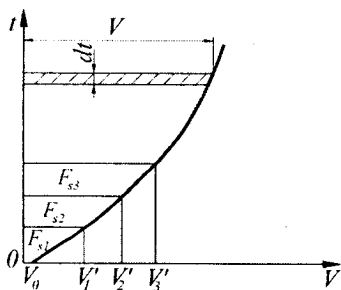


Рис. 3.8. Визначення шляху розгону автомобіля

За аналогією з визначенням часу розгону праву частину (3.39) розв'язуємо графічним інтегруванням. Для цього між кривою часу розгону і віссю ординат (рис. 3.8) двома горизонтальними прямими виділяємо елементарно малу площадку висотою dt і шириною V .

Її площа $F_s = V \cdot dt$ аналогічна підінтегральному виразові (3.39). Отже, площа елементарно малої площадки в обраному масштабі еквівалентна шляху dS , що проходиться зі швидкістю V за час dt . Кінцевий шлях розгону при кінцевій зміні часу від $t_0 = 0$ до t_n буде відповідати у тому самому масштабі площі між віссю

ординат, кривою часу розгону і горизонтальними, що відповідають початковому і кінцевому часу розгону

$$S = \int_{t_0}^{t_n} V \cdot dt = \Sigma F_3 \cdot m_1 \cdot m_3 / 3,6, \quad (3.40)$$

де m_1 і m_3 – масштаби швидкості і часу.

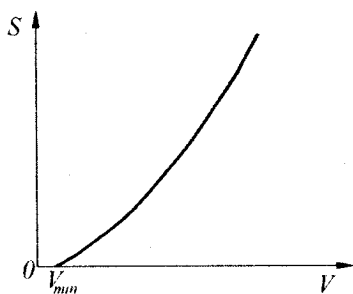


Рис. 3.10. *Графік шляху розгону автомобіля*

Використовуючи формулу (3.40), можна обчислити шлях розгону для будь-якого інтервалу часу чи для відповідного йому інтервалу швидкості. Наприклад, шлях розгону (рис. 3.8) від V_0 до V_1 дорівнює $S_1 = F_{s1} \cdot m_1 \cdot m_3 / 3,6$; до швидкості V_3 $S_3 = (F_{s1} + F_{s2} + F_{s3}) \times m_1 \cdot m_3 / 3,6$ і т.ін.

Для обчислення шляху розгону автомобіля з місця з перемиканням передач, слід взяти криву часу розгону не для однієї передачі (рис. 3.8), а для всіх його передач (рис. 3.7) і застосувати формулу (3.40). За результатами

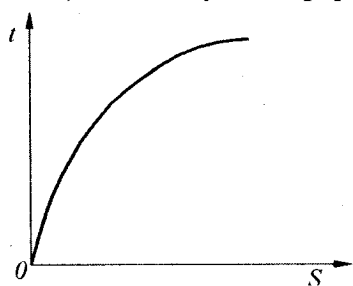


Рис. 3.10. *Графік інтенсивності розгону*

розрахунків будують графік шляху розгону (рис. 3.9). Порівняння динаміки розгону різних автомобілів зручно проводити за графіком $t = f(S)$ (рис. 3.10), що одержано з графіків часу (рис. 3.7) і шляху розгону (рис. 3.9).

3.6. Динамічне подолання підйомів і рух автомобіля накатом

При визначенні максимального підйому α_{\max} передбачалося, що автомобіль рухається з постійною швидкістю, яка дорівнює критичній. Якщо проводиться оцінювання різних автомобілів за величиною подоланого підйому, то визначається величина, і за нею робиться порівняльний аналіз.

Якщо ж величину підйому розраховують для визначення граничних динамічних можливостей автомобіля, то визначають граничний підйом, що долається автомобілем з розгону. Коли автомобіль виїжджає на підйом, то його швидкість знижується, і за рахунок кінетичної енергії він зможе перебороти більший підйом, ніж при усталеному русі. Будемо вважати, що автомобіль підходить до підйому з максимально можливою швидкістю V_{\max} для даної ділянки дороги, а в процесі подолання підйому його швидкість знижується до критичної $V_{\text{кр}}$, що відповідає максимальному динамічному фактору D_{\max} . При цьому розрізняють два випадки: $D_{\max} > \psi$; $D_{\max} < \psi$. У першому випадку автомобіль зможе подолати підйом і без розгону, за рахунок розгону підйом долається швидше, ніж при усталеному русі. У другому випадку автомобіль зможе подолати підйом тільки з розгону. Граничну величину підйому α_{noner} у цьому випадку визначають за формулою:

$$\alpha_{\text{noner}} = \alpha_{\max} + \alpha_{\text{д}} \quad (3.41)$$

де $\alpha_{\text{д}}$ – додатковий підйом, що долається за рахунок розгону.

Максимальний підйом розраховують за формулою (3.25) або (3.26). Для розрахунку додаткового підйому $\alpha_{\text{д}}$ прирівнюємо різницю кінетичних енергій, які має

автомобіль за швидкостей V_{max} і $V_{кр}$, до роботи, що здійснюється ним по подоланню додаткового підйому α_0 :

$$\frac{m(V_{max}^2 - V_{кр}^2)}{2} = G \cdot \sin \alpha_0 \cdot S_n \approx G \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \cdot S_n, \quad (3.42)$$

де m – маса автомобіля; S_n – довжина підйому; G – вага автомобіля.

Перетворивши (3.42) з урахуванням впливу коефіцієнта оберткових мас, одержимо

$$\frac{\delta_j \cdot G \cdot (V_{max}^2 - V_{кр}^2)}{g \cdot 2 \cdot 3,6^2} \approx G \cdot \operatorname{tg} \alpha_0 \cdot S_n,$$

звідки

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{\delta(V_{max}^2 - V_{кр}^2)}{26 \cdot g \cdot S_n}. \quad (3.43)$$

Очевидно, що додатковий підйом тим більший, чим вище V_{max} , менше $V_{кр}$ і коротший підйом, тобто менша S_n . Для того, щоб при визначенні граничного підйому скористатися формулою (3.26), співвідношення (3.41) виразимо через тангенси цих кутів:

$$\operatorname{tg} \alpha_{nonep} = \operatorname{tg}(\alpha_{max} + \alpha_0). \quad (3.44)$$

Після перетворення рівняння має вигляд:

$$\operatorname{tg} \alpha_{nonep} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{max} + \operatorname{tg} \alpha_0}{1 - \operatorname{tg} \alpha_{max} \cdot \operatorname{tg} \alpha_0} \approx \operatorname{tg} \alpha_{max} + \operatorname{tg} \alpha_0. \quad (3.45)$$

Використовуючи формули (3.26) і (3.45), одержимо остаточне вираження для граничного підйому

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{nonep}} \approx D_{\text{max}} + \frac{\delta(V_{\text{max}}^2 - V_{\text{кр}}^2)}{26 \cdot g \cdot S} - f. \quad (3.46)$$

Рух накатом досить широко застосовують водії міських автобусів перед плановими зупинками, що дозволяє дещо знизити загальну витрату палива.

Під час руху автомобіля накатом двигун від'єднують від трансмісії за допомогою зчеплення чи вимикання передачі в КП. Оскільки енергія двигуна не підводиться до трансмісії, то автомобіль робить уповільнений рух через опір дороги, тертя в трансмісії, ходовій частині і т.д. Не беручи до уваги втрати потужності в трансмісії, з рівняння тягового балансу (3.17), якщо $P_k = 0$, одержимо диференціальне рівняння руху автомобіля накатом

$$0 = P_w + P_\psi + \frac{\delta_j \cdot G}{g} \cdot \frac{dV}{dt}, \quad (3.47)$$

звідки

$$\frac{dV}{dt} = - \frac{P_w + P_\psi}{G \cdot \delta_j} \cdot g. \quad (3.48)$$

Унаслідок того що двигун від'єднано від трансмісії, при визначенні δ_j не враховують обертові маси двигуна і трансмісії. Сила P_ψ може бути позитивною або негативною (рух на підйом або під ухил). Тому залежно від співвідношення між абсолютними величинами P_ψ і P_w рух накатом буде уповільненим, прискореним чи сталим, d/dt – негативним, позитивним або дорівнюватиме нулю.

Диференціальне рівняння (3.48) руху автомобіля накатом легко інтегрується. Ним користуються для визначення експериментальним шляхом коефіцієнта ψ і фактора обтічності $k_n \cdot F$.

Для визначення коефіцієнта ψ автомобіль розганяють до швидкості 10–15 км/год, а потім переводять його на рух накатом до повної зупинки (приймаючи, що $P_w \approx 0$). Тоді з урахуванням, що $P_\psi = G \cdot \psi$, з (3.48), одержимо

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{g}{\delta} \cdot \psi,$$

або поділивши змінні

$$dt = -\frac{\delta_j}{g \cdot \psi} \cdot dV$$

і проінтегрувавши обидві частини отриманого рівняння:

$$\int_0^T dt = -\frac{\delta_j}{g \cdot \psi} \int_{V_H}^0 dV,$$

де T – час руху автомобіля накатом від швидкості V_H до повної зупинки.

У результаті одержимо

$$T = \frac{\delta_j}{g \cdot \psi} \cdot V_H. \quad (3.49)$$

Якщо відома швидкість V_H і T , то можна розрахувати коефіцієнт ψ за формулою:

$$\psi = \frac{\delta_j \cdot V_H}{g \cdot T}$$

Слід зазначити, що такий метод дає дещо завищені результати, тому що втрати енергії в трансмісії і ходовій частині збільшують загальний опір руху накатом.

3.7. Потужнісний баланс автомобіля

Рівняння руху автомобіля може бути представлене не тільки тяговим, а й потужнісним балансом. Між потужністю, силою і швидкістю існує залежність $N = P \cdot V$. Тому, перемноживши кожний складовий вираз (3.17) на швидкість, одержимо рівняння потужнісного балансу автомобіля:

$$P_k \cdot V = P_w \cdot V + P_\psi \cdot V + P_j \cdot V$$

або

$$N_k = N_w + N_\psi + N_j, \quad (3.50)$$

де N_k – потужність на ведучих колесах; N_w , N_ψ , N_j – потужності, що йдуть на подолання опору повітря, сумарного опору дороги і розгін автомобіля відповідно.

Складові потужнісного балансу можуть бути записані в такий спосіб:

$$N_k = N_e \cdot \eta_m = \frac{M_e \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_m}{r_o} \cdot V, \quad (3.51)$$

$$N_w = k \cdot F \cdot V^3, \quad (3.52)$$

$$N_{\psi} = G \cdot \psi \cdot V, \quad (3.53)$$

$$N_j = \frac{G}{g} \cdot \delta_j \cdot j \cdot V, \quad (3.54)$$

Виразивши потужність у кВт, силу в Н, а швидкість у км/год, запишемо рівняння (3.50) з урахуванням (3.51, 3.52, 3.53, 3.54) у вигляді:

$$\frac{M_k \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_m \cdot V}{3600} = \frac{k \cdot F \cdot V^3}{46656} + \frac{G \cdot \psi \cdot V}{3600} + \frac{G \cdot \delta_j \cdot j \cdot V}{3600 \cdot g} \quad (3.55)$$

Подано потужнісний баланс, за аналогією з тяговим балансом, графічно (рис. 3.11).

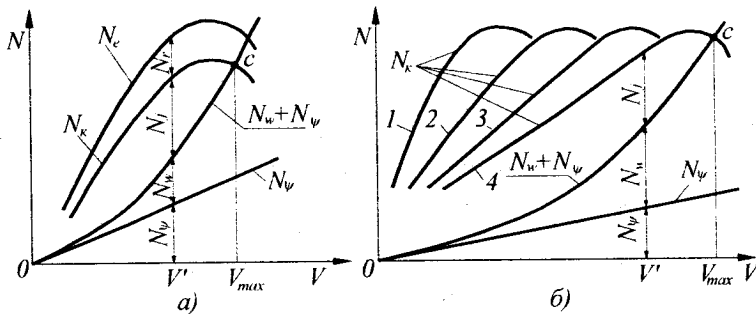


Рис. 3.11. Графік потужнісного балансу автомобіля, що відповідає одній передачі (а) і чотирьом передачам (б)

Якщо знехтувати впливом швидкості на коефіцієнт ψ , то величина потужності N_{ψ} зобразиться прямою, яка виходить з початку координат. Відрізок N_j , дорівнює різниці між N_k і сумою потужностей опорів $N_w + N_{\psi}$, становить у визначеному масштабі запас потужності на

ведучих колесах, що витрачається на розгін автомобіля. Чим більше N_j (3.54), тим більше прискорення зможе розвинути автомобіль у даних дорожніх умовах. У разі зміни дорожніх умов (N_ψ) запас потужності N_j також зміниться, і прискорення автомобіля буде більшим або меншим. Відрізок N_r становить собою потужність, що витрачається на тертя в трансмісії.

Зі збільшенням швидкості руху автомобіля потужність, витрачена на подолання опору повітря, швидко зростає, що призводить до зменшення запасу потужності. За деякої швидкості (рис. 3.11, *a*, точка *c*) потужність на ведучих колесах дорівнює сумі потужностей опорів дороги і повітря ($N_k = N_w + N_\psi$) і запас потужності $N_j = 0$. З (3.54) видно, що в цьому випадку прискорення автомобіля також дорівнює нулю, і він рухається з постійною швидкістю (V_{\max}), яка для даних дорожніх умов є максимальною. Рухатися зі швидкістю більше ніж V_{\max} автомобіль не може, тому що при цьому $N_w + N_\psi > N_k$.

Графік потужного балансу дозволяє визначити для будь-якої швидкості такі показники, як прискорення, коефіцієнт сумарного опору дороги, потужності, витрачені на подолання опору дорозі, повітря тощо. Однак різні тягові задачі зручніше розв'язувати за допомогою динамічної характеристики автомобіля.

Тягово-швидкісні властивості автомобіля можна приблизно оцінювати за допомогою питомої потужності, що становить відношення максимальної потужності двигуна до повної маси автомобіля, вираженої в тоннах, тобто

$$N_{y0} = \frac{N_{\max}}{m}. \quad (3.56)$$

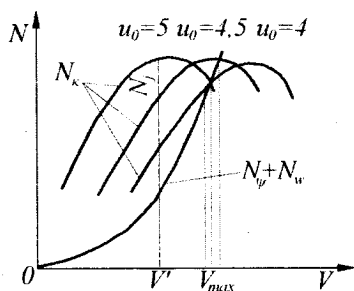
Діапазон значень питомої потужності для легкових автомобілів становить 15–62 кВт/т; для вантажних автомобілів 8–15 кВт/т; для автопоїздів 4,4–8 кВт/т. Слід

зазначити, що підвищення питомої потужності зумовлює збільшення середньої технічної швидкості автомобіля, але при цьому зростає витрата палива, швидше зношуються шини і збільшується собівартість перевезень.

3.8. Вплив конструктивних параметрів автомобіля на його тягово-швидкісні властивості і їх вибір

Аналіз рівняння руху показує, що тягово-швидкісні властивості автомобіля залежать від його конструктивних параметрів, навантаження і дорожніх умов. Вплив конструктивних параметрів перш за все обумовлюється швидкісною характеристикою двигуна, передавальними числами трансмісії, її ККД та ін.

До визначальних показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля належать його максимальна швидкість і прискорення. Розглянемо вплив передавального числа головної передачі u_0 на V_{max} і j . Зі зміною



величини передавального числа u_0 змінюються V_{max} і запас потужності N_j на ведучих колесах автомобіля, що визначають його прискорення (рис. 3.12).

Найбільша максимальна швидкість V_{max} припадає на те значення u_0 , за якого крива потужності опорів $N_w + N_ψ$ перетинається з кривою потужності на ведучих колесах за її максимальної величини.

Рис. 3.12. Графік потужнісного балансу автомобіля з різними u_0 і двигуном без обмежника частоти обертання колінчастого вала

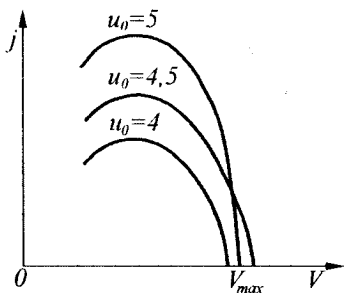


Рис. 3.13. Криві прискорень автомобіля при різних передавальних числах головної передачі

Таким передавальним числом буде $u_0 = 4,5$, збільшення чи зменшення u_0 порівняно з $u_0 = 4,5$ призводить до зменшення V_{max} . Тоді ж час величина передавального числа u_0 значною мірою впливає на динаміку розгону автомобіля. Зі збільшенням u_0 запас потужності (рис. 3.12), а отже, і прискорення (рис. 3.13), зростають.

Чим більше u_0 , тим більше за інших однакових умов прискорення j автомобіля. Однак зі збільшенням u_0 пропорційно збільшується максимальна частота обертання n_{max} колінчастого вала двигуна, що відповідає максимальній швидкості V_{max} автомобіля. Тому передавальне число головної передачі легкового автомобіля вибирають таким чином, щоб виконати тенденцію, яка окреслилася останнім часом, $n_{max}/n_N = 1,0 - 1,05$. З урахуванням цього відношення передавальне число головної передачі легкового автомобіля вибирають за формулою (3.18), у яку замість n_e і V підставляють $n_{max} = (1,0 - 1,05) \cdot n_N$ і V_{max} відповідно:

$$u_0 = 0,377 \cdot \frac{r_d \cdot (1,0 - 1,05) \cdot n_N}{u_{кв} \cdot V_{max}}, \quad (3.57)$$

де $u_{кв}$ – передавальне число КП на вищій передачі.

Двигуни вантажних автомобілів постачаються обмежниками і регуляторами частоти обертання

колінчастого вала. Тому криві зміни потужності на ведучих колесах дещо інші (рис. 3.14).

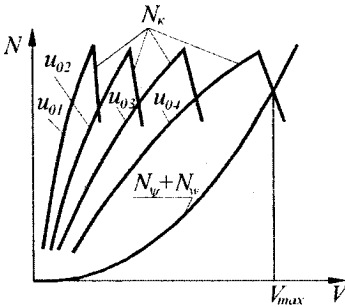


Рис. 3.14. Графік потужнісного балансу автомобіля з різними u_0 і двигуном, що має обмежник частоти обертання колінчастого вала

Точки перетинання кривої потужності опорів $N_w + N_{\psi}$ з кривими потужності на ведучих колесах визначають величини V_{max} . Тут відзначається чітка залежність V_{max} від u_0 : чим менше u_0 , тим більше V_{max} і також, як раніше (рис. 3.13), зі збільшенням u_0 прискорення зростає. Для вантажного автомобіля передавальне число головної передачі

розраховують як передавальне число легкового автомобіля, приймаючи $n_{max}/n_N = 0,8 - 1,0$:

$$u_0 = 0,377 \frac{r_d \cdot (0,8 - 1,0) \cdot n_N}{u_{кв} \cdot V_{max}}. \quad (3.58)$$

Основний недолік двигуна внутрішнього згорання, що використовується як джерело енергії на автомобілі, – низький коефіцієнт пристосованості. Він виявляється в тому, що значна зміна частоти обертання колінчастого вала призводить до незначної (у 1,25–1,35 разу) зміни крутного моменту, а це викликає необхідність перетворити в широкому діапазоні момент, переданий від двигуна до ведучих коліс. Цю функцію на автомобілях звичайно виконує механічна шестірня ступінчаста коробка передач. Серйозний недолік такої КП – обмежена кількість ступенів, що не дозволяє раціонально використовувати

потужність двигуна на різних режимах руху. Це призводить до погіршення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля. Їх можна поліпшити, застосувавши на автомобілі безступінчасту КП, що має в заданому діапазоні досить велике число передач. Переваги такої КП виявляються повною мірою, якщо необхідне передавальне число буде встановлюватися автоматично залежно від режиму руху автомобіля.

В існуючих конструкціях механічних КП із ручним керуванням кількість ступенів обмежена габаритами, вагою, складністю виконання і труднощами керування такою коробкою. Сучасний конструкторсько-технологічний рівень автомобілебудування визначив для КП легкових автомобілів 4–6 ступенів, для вантажних і автобусів 5–8 ступенів, а для автомобілів, що працюють у складі автопоїздів, 16–20 ступенів.

Вибір передавального числа першої передачі не залежить від кількості ступенів у КП, а визначається найбільшим значенням сумарного опору дороги, що має долати автомобіль на першій передачі і з мінімальною стійкою швидкістю руху. Тому необхідна умова для розрахунку передавального числа першої передачі запишеться в такий спосіб:

$$P_{\kappa.\max} \geq P_{\psi.\max} + P_w, \quad (3.59)$$

де $P_{\kappa.\max}$ – максимальне тягове зусилля на ведучих колесах автомобіля при включеній першій передачі; $P_{\psi.\max}$ – максимальна сила сумарного опору дороги.

Замінивши в (3.59) $P_{\kappa.\max}$ і $P_{\psi.\max}$ їхніми значеннями і вважаючи, що P_w при русі автомобіля на першій передачі незначна, одержимо

$$\frac{M_{e\max} \cdot u_{\kappa 1} \cdot u_0 \cdot \eta_m}{r_\partial} = G \cdot \psi_{\max}, \quad (3.60)$$

де $u_{\kappa 1}$ – передавальне число КП на першій передачі. Його визначимо з рівності (3.60)

$$u_{\kappa 1} = \frac{G \cdot \psi_{\max} \cdot r_\partial}{M_{e\max} \cdot u_0 \cdot \eta_m}, \quad (3.61)$$

При розрахунках за формулою (3.61) приймають $\psi_{\max} = 0,35-0,5$ (легкові автомобілі) і $0,35-0,4$ (вантажні автомобілі).

Крім того, передавальне число $u_{\kappa 1}$ має задовольняти умову забезпечення мінімально стійкої швидкості руху:

$$u_{\kappa 1} = 0,377 \frac{n_{e\min} \cdot r_\partial}{u_0 \cdot V_{\min}}, \quad (3.62)$$

де $n_{e\min}$ – мінімальна стійка частота обертання колінчастого вала двигуна ($n_{e\min} \approx (0,16-0,18) \cdot n_N$); V_{\min} – мінімально стійка швидкість руху ($V_{\min} = 4-5$ км/год).

Можливість реалізації тягового зусилля на колесах автомобіля при розрахованому передавальному числі $u_{\kappa 1}$ перевіряють за умовами зчеплення ведучих коліс з дорогою:

$$\frac{M_{e\max} \cdot u_{\kappa 1} \cdot u_0 \cdot \eta_m}{r_\partial} \leq \varphi \cdot G_\varphi \quad (3.63)$$

або

$$u_{\kappa 1\varphi} \leq \frac{G_\varphi \cdot \varphi \cdot r_\partial}{M_{e\max} \cdot u_0 \cdot \eta_m}, \quad (3.64)$$

де G_φ – зчїпна вага автомобіля.

Для автомобілів із заднім розташуванням ведучих мостів $G_\varphi = m_2 \cdot G_2$, з переднім ведучим мостом – $G_\varphi = m_1 \cdot G_1$, а для повноприводних автомобілів $G_\varphi = G$. Якщо $u_{к1}$ за формулою (3.61) буде більше, ніж розраховане за формулою (3.64), слід збільшити зчіпну вагу автомобіля. Якщо ж це неможливо, то приймають значення $u_{к1}$, розраховане за формулою (3.64).

Якщо передавальне число, визначене за формулою (3.62), більше знайденого за формулою (3.61) чи (3.63), воно приймається як розрахункове для першої передачі.

Якщо аналогічний розрахунок виконують для повноприводного автомобіля, то застосовують залежності, що забезпечують умови подолання автомобілем максимального сумарного дорожнього опору:

$$u_{к1} \cdot u_{р.к.н} = \frac{G \cdot \psi_{\max} \cdot r_\delta}{M_{e \max} \cdot u_0 \cdot \eta_m}; \quad (3.65)$$

- повного використання його зчіпної ваги:

$$u_{к1} \cdot u_{р.к.н} = \frac{G_\varphi \cdot \varphi \cdot r_\delta}{M_{e \max} \cdot u_0 \cdot \eta_m}; \quad (3.66)$$

- забезпечення мінімальної стійкої швидкості руху:

$$u_{к1} \cdot u_{р.к.н} = 0,377 \frac{n_M \cdot r_\delta}{u_0 \cdot V_{\min}}, \quad (3.67)$$

де $u_{р.к.н}$ – нижнє передавальне число роздавальної коробки. У цьому випадку приймають $\psi_{\max} = 0,7-0,9$; $V_{\min} = 2-3$ км/год.

Після розрахунку $u_{к1}$ задаються кількістю передач КП і розраховують передавальні числа проміжних передач. Їх вибирають з умови забезпечення максимальної інтенсивності розгону автомобіля, вважаючи, що середні

потужності при розгоні на кожній із передач однакові, тобто розгін на кожній передачі здійснюється при зміні частоти обертання колінчастого вала і потужності двигуна в тих самих межах: від n_e до n_e'' і від N_e до N_e'' (рис. 3.15).

Оскільки між частотою обертання і швидкістю автомобіля зв'язок лінійний, то залежності V від n_e для

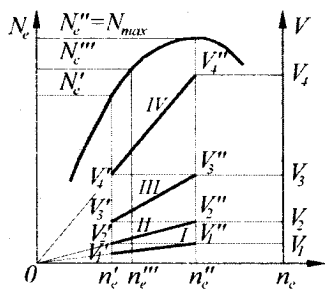


Рис. 3.15. Вибір передавальних чисел проміжних передач

кожної передачі подаються прямими лініями I, II, III, IV, що виходять з початку координат. При розгоні на першій передачі швидкість автомобіля змінюється від V_1 до V_1'' (пряма $V_1 - V_1''$), а частота обертання колінчастого вала – від n_e до n_e'' . Після досягнення швидкості V_1'' перемикають на другу передачу. Якщо знехтувати

втратою швидкості за час перемикання передач, то після зниження частоти обертання від n_e до n_e автомобіль починає розганятися на другій передачі зі швидкістю V_2 , рівною V_1'' . У процесі розгону на другій передачі автомобіль досягає швидкості V_2 , а колінчастий вал n_e і т.д. Таким чином, при розгоні на будь-якій передачі потужність двигуна змінюється в однакових межах – від N_e до N_e'' , тобто середні за розгін потужності на будь-якій передачі однакові.

З огляду на те що $V_1'' = V_2$ і $V_2 = V_3$ можна встановити співвідношення між передавальними числами КП. Використовуючи формулу (3.18), одержимо $V_1'' = 0,377 \cdot r_d \cdot n_e / u_{\kappa 1} \cdot u_0$, $V_2 = 0,377 \cdot r_d \cdot n_e / u_{\kappa 2} \cdot u_0$, $V_2 = 0,377 \cdot r_d \cdot n_e / u_{\kappa 2} \cdot u_0$, $V_3 = 0,377 \cdot r_d \cdot n_e / u_{\kappa 3} \cdot u_0$ і т.д. Прирівнявши значення V_1'' до V_2 і V_2 до V_3 , одержимо:

$$\frac{n_e''}{u_{k1}} = \frac{n_e'}{u_{k2}}, \frac{n_e''}{u_{k2}} = \frac{n_e'}{u_{k3}} \text{ і т.д.}$$

або в загальному вигляді

$$\frac{u_{k1}}{u_{k2}} = \frac{u_{k2}}{u_{k3}} = \frac{u_{k3}}{u_{k4}} = \dots = \frac{u_{k-1}}{u_k} = \frac{n_e''}{n_e'} = \text{const}. \quad (3.68)$$

Отриманий закон зміни передавальних чисел КП становить геометричну прогресію, що дає можливість за відомими передавальними числами першої і прямої передачі обчислити передавальні числа проміжних передач. Їхні значення обчислюють за формулою:

$$u_{ky} = n_e' \sqrt[n-1]{u_{k1}^{n-y}}, \quad (3.69)$$

де n – кількість ступенів в КП, y – порядковий номер передачі.

Однак на практиці часто користуються рядом, який дещо відрізняється від геометричного

$$\frac{u_{k1}}{u_{k2}} > \frac{u_{k2}}{u_{k3}} > \frac{u_{k3}}{u_{k4}} > \dots > \frac{u_{k-1}}{u_k}.$$

Нерівність свідчить про те, що передавальні числа на вищих передачах розташовані ближче одне до одного (приблизно на 5–15%), ніж на нижчих. Це обумовлено тим, що запас потужності N_j на вищих передачах (рис. 3.11, б) менший, ніж на нижчих. Тому при однаковій середній за розгін потужності двигуна (рис. 3.15) інтенсивність розгону на нижчих передачах може бути кращою, а на вищих – гіршою. Якщо зблизити передавальні числа на вищих передачах, то середня за розгін потужність

збільшиться, й інтенсивність розгону зросте. В останньому можна переконатися, записавши формулу (3.18) в іншому вигляді:

$$n_e = 2,65 \frac{u_k \cdot u_0 \cdot V}{r_0}. \quad (3.70)$$

З (3.70) випливає, що чим меншою є різниця між передавальними числами u_k вимкненої нижчої і вищої передачі, тим менше *падіння* n_e (V вважаємо постійною) і тим з більшої потужності двигуна почнеться розгін на вищій передачі (див. n_e''' і N_e''' на рис. 3.15). Припустимо, що передавальні числа першої передачі $u_{k1} = 3,67$, другої $u_{k2} = 2,10$, третьої $u_{k3} = 1,36$ і четвертої $u_{k4} = 1,0$ обрані на основі ряду (3.68). Тоді після перемикавання з першої передачі на другу частота обертання колінчастого вала знизиться з n_e до n_e' і розгін на другій передачі здійсниться з потужністю двигуна N_e до N_e' . Те саме відбувається і після увімкнення третьої і четвертої передачі. Однак, якщо передачі зближені (наприклад, $u_{k2} = 2,5$), то після увімкнення другої передачі (3.70) частота обертання колінчастого вала n_e знизиться не до n_e' а, наприклад, до n_e'' і розгін здійсниться з більшої потужності двигуна N_e''' , тобто середня за розгін потужність буде вищою. Зближення величин передавальних чисел можна виконати шляхом збільшення кількості передач. Найкращий результат дала б безступінчаста КП, що має в заданому діапазоні безкінечно велику кількість передавальних чисел. Це забезпечує автомобілю з заданими параметрами оптимальні тягово-швидкісні властивості, тому що при збільшенні або зниженні швидкості двигун може постійно працювати в режимі максимальної потужності як наслідок відповідної зміни передавального числа в безступінчастій трансмісії.

Розгін автомобіля з безступінчастою КП можна поділити на два етапи. На першому він здійснюється при постійному максимальному передавальному числі u_{max} . Двигун змінює частоту обертання від n_{min} до n , а потужність – від $N_{n_{min}}$ до N_{max} (рис. 3.16).

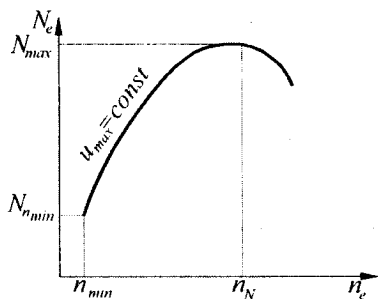


Рис. 3.16. Етапи розгону автомобіля з безступінчастою КП

зменшуючи їхню величину, можна забезпечити роботу двигуна в режимі максимальної потужності. Таким чином на другому етапі розгону передавальне число плавно зменшується, а двигун працює в режимі максимальної потужності.

Динамічна характеристика автомобіля, укомплектованого безступінчастою КП, складається з двох гілок. Перша гілка *ав* (рис. 3.17), отримана для першого етапу розгону при максимальному передаточному числі u_{max} і змінною потужністю. Друга гілка *bcde* відповідає другому етапу розгону, коли передавальне число плавно зменшується, а двигун працює в режимі максимальної потужності N_{max} .

Після досягнення двигуном режиму максимальної потужності, передавальне число КП плавно зменшується. З формули (3.70) видно, що невелике зменшення передавального числа u_k призводить також до невеликого падіння частоти обертання колінчастого вала і потужності двигуна. Маючи достатньо велике число передавальних чисел і плавно

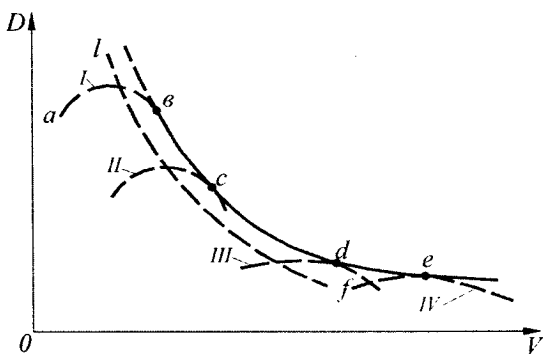


Рис. 3.17. Графік динамічної характеристики автомобіля з безступінчастою передачею

При обчисленні динамічного фактора для першого етапу у формулі (3.19) тягове зусилля P_k на ведучих колесах розраховують так, як і для східчастої КП, підставивши u_{\max} замість u_k :

$$D_{ав} = \frac{P_k - P_w}{G} = \frac{(M_e \cdot u_{\max} \cdot u_0 \cdot \eta_m) / r_d - P_w}{G}. \quad (3.71)$$

Для другого етапу розгону P_k обчислюють з формули (3.51), підставивши замість потужності на ведучих колесах N_k її максимальне значення $N_{e \max} \eta_m$

$$P_{k \max} = \frac{N_{e \max} \cdot \eta_m}{V}. \quad (3.72)$$

Формула (3.72) показує, що чисельник залишається практично постійним, і, отже, $P_{k \max}$ змінюється тільки за рахунок зміни швидкості V автомобіля за гіперболічним законом. Тоді динамічний фактор (3.72) визначається виразом

$$D_{scde} = \frac{(N_{\max} \cdot \eta_m) / V - P_w}{G} \quad (3.73)$$

Швидкість автомобіля з безступінчастої КП обчислюють на основі формули (3.18). Для першого етапу замість u_k підставляють u_{\max}

$$V_{av} = 0,377 \cdot \frac{r_d \cdot n_e}{u_{\max} \cdot u_0} \quad (3.74)$$

Для другого етапу замість n_e підставляють n_N

$$V_{scde} = 0,377 \cdot \frac{r_d \cdot n_N}{u_k \cdot u_0} \quad (3.75)$$

У формулах (3.74) і (3.75) величини n_e і u_k – змінні. Якщо порівняти динамічні характеристики (рис. 3.17) автомобіля з безступінчастою (суцільні лінії) і чотириступінчастою (штрихові лінії) КП для випадку, коли $u_{\max} = u_{k1}$, то можна дійти висновку, що на першому етапі розгону (гілка *ав*) криві динамічного фактора при установці обох КП збігаються. На другому етапі розгону характеристики збігаються лише в тому випадку, коли двигун автомобіля зі ступінчастою КП виходить на режим максимальної потужності (точки *с*, *в*, *д*, і *е*). На всіх інших режимах роботи двигуна динамічний фактор більший при установці безступінчастої КП. Таким чином безступінчата КП може забезпечити автомобілю кращі тягово-швидкісні властивості, ніж ступінчата. Однак перевага безступінчастої КП виявиться лише в тому випадку, коли її ККД буде не нижчий, ніж у ступінчастої КП. Реальні конструкції безступінчастих передач (гідродинамічні, електромеханічні та ін.) мають ККД дещо нижчий, ніж механічні ступінчасті передачі. Тому для реальної

конструкції безступінчастої передачі крива динамічної характеристики пройде нижче (штрихова лінія lf на рис. 3.17).

Маючи динамічну характеристику автомобіля з безступінчастою КП, можна обчислити його прискорення за формулою (3.31). Відмінність буде лише у визначенні коефіцієнта обліку обертових мас. Для першого етапу розгону цей коефіцієнт розраховують за формулою (3.6), замінивши в ній u_k на u_{\max}

$$\delta_{j_{as}} = 1 + \frac{J_e \cdot u_{\max}^2 \cdot u_0^2 \cdot \eta_m}{r_0^2} \cdot \frac{g}{G} + \frac{\sum J_k}{r_0^2} \cdot \frac{g}{G}. \quad (3.76)$$

На другому етапі розгону двигун працює у сталому режимі, що відповідає режиму максимальної потужності і на розгін обертових мас двигуна потужність не витрачається. Тому коефіцієнт розраховують за формулою:

$$\delta_{j_{scde}} = 1 + \frac{\sum J_k}{r_0^2} \cdot \frac{g}{G}. \quad (3.77)$$

3.9. Вплив експлуатаційних факторів на тягово-швидкісні властивості автомобіля

Заявлені виготівником величини показників тягово-швидкісних властивостей дійсні лише за певної комбінації умов руху автомобіля. Реальні ж величини показників можуть значно відрізнятись від розрахункових і експериментальних. Причинами відхилень можуть бути, наприклад, зміна технічного стану автомобіля й умов його експлуатації.

Технічний стан автомобіля визначає його придатність до виконання перевезення вантажів чи пасажирів і регламентується інструкціями з технічного обслуговування. У процесі всього терміну служби автомобіля його технічний стан погіршується через зношування деталей, порушення регулювань й інших несправностей, що знижує його експлуатаційні властивості. Так, наприклад, зношення поршневих кілець і циліндрів або нещільне прилягання клапанів, наявність нагару на стінках камери згорання, неправильна установка запалювання призводять до зменшення потужності двигуна автомобіля. При неправильному регулюванні підшипників збільшуються витрати потужності на тертя в трансмісії і ходовій частині. Частка витрат потужності в трансмісії може значно зрости при використанні мастила, що не відповідає інструкції.

Потужність двигуна може також змінюватися залежно від умов експлуатації автомобіля. При роботі автомобіля в зимовий час через низьку температуру погіршуються умови сумішоутворення палива і зростає віддача тепла в атмосферу. Робота автомобіля в умовах жаркого клімату пов'язана з перегріванням двигуна, погіршенням наповнення циліндрів двигуна через зниження щільності повітря.

Експлуатація автомобіля в гірських місцевостях ускладнена через зменшення атмосферного тиску, що призводить до погіршення наповнення циліндрів двигуна і падіння потужності.

Інтенсивність руху автотранспортних засобів є одним із головних факторів, що обмежують тягово-швидкісні властивості автомобіля. При значній інтенсивності руху на дорозі із шириною проїзної частини 7 м обгін стає неможливим, і швидкість будь-якого автомобіля визначається уже не тягово-швидкісними

властивостями, а швидкістю найбільш поширених вантажних автомобілів. Усі зазначені фактори сприяють зниженню показників тягово-швидкісних властивостей автомобіля.

3.10. Випробування на тягово-швидкісні властивості

Метою тягово-швидкісних випробувань автомобіля є визначення його тягово-швидкісної характеристики й інших показників. Визначати показники тягово-швидкісних властивостей можна як у лабораторних, так і в дорожніх умовах.

Тягова характеристика автомобіля виражає залежність тягового зусилля на ведучих колесах P_k від швидкості руху автомобіля V . Її одержують або на всіх, або на якійсь одній передачі. Спрощена тягова характеристика вказує на залежність вільного тягового зусилля P_o на гаку автомобіля від швидкості його руху.

У лабораторних умовах тягова характеристика може бути отримана при випробуванні на стенді, принципову схему якого наведено на рис. 3.18. Ведучі колеса автомобіля спираються на стрічку, перекинута через два барабани. Для зменшення тертя між стрічкою і її опорною поверхнею створюють повітряну подушку. Барабан 1 з'єднаний з електрогальмом, за допомогою якого можна плавно змінювати навантаження на ведучих колесах автомобіля.

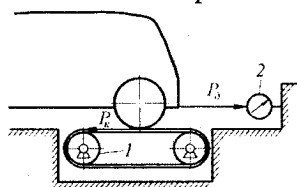


Рис. 3.18. Схема стенда для визначення тягової характеристики автомобіля

Вільне тягове зусилля вимірюють безпосередньо

динамометром 2, а повне тягове зусилля на ведучих колесах може бути розраховане за формулою:

$$P_k = P_\partial + P_f. \quad (3.78)$$

У дорожніх умовах тягово-швидкісна характеристика може бути отримана за допомогою динамометричного причепа, що буксирується випробовуваним автомобілем. Вимірюючи при випробуванні за допомогою динамометра тягове зусилля на гаку, а також швидкість руху автомобіля, можна побудувати криві залежності $P_k = f(V)$. При цьому тягове зусилля розраховують за формулою:

$$P_k = P'_\partial + P_f + P_w, \quad (3.79)$$

де P'_∂ – тягове зусилля на гаку, вимірюване за допомогою динамометра; P_f і P_w – сили опору коченню і повітрю (одержують при додаткових випробуваннях [27]).

Тягова характеристика цілком визначає тягово-швидкісні властивості автомобіля, однак її одержання пов'язане з великим обсягом випробувань. Здебільшого для оцінювання тягово-швидкісних властивостей досить визначити наведені в 3.1 показники.

Максимальну швидкість V_{\max} визначають при русі на вищій передачі в коробці передач. Розгін має бути достатнім для досягнення сталої максимальної швидкості до в'їзду у вимірювальну ділянку. Розгін і проходження ділянки роблять при повній подачі палива. Час проходження ділянки (звичайно 1 км) вимірюють за допомогою автоматичних пристроїв.

Умовну максимальну швидкість $V_{\max, \text{ум.}}$, тобто найбільшу швидкість автомобіля, що розвивається на вимірювальній ділянці довжиною 400 м після розгону з

місця з переключенням передач на шляху 1600 м при русі з повною подачею палива, визначають за середнім часом проходження вимірювальної ділянки у двох взаємопротилежних напрямках. Умовна максимальна швидкість характеризує швидкісні можливості автомобіля при обмеженому шляху розгону, тобто в умовах, що мають місце на дорогах загального користування в потоці транспорту.

Час розгону на заданому шляху 400 м, 1000 м і до заданої швидкості визначають при розгоні в тих самих умовах, у яких вимірювали попередній показник.

Швидкісну характеристику розгін-вибіг визначають при розгоні з місця з повною подачею палива до V_{\max} на шляху 2000 м і вибігу до зупинки. При розгоні перемикання передач від нижчої до вищої здійснюють при частоті n_N , потім швидким вимиканням передач автомобіль переводять у режим вибігу.

Швидкісну характеристику розгону на вищій передачі визначають при розгоні на вищій передачі від швидкості V_{\min} до швидкості, що відповідає n_N , при різкому і повному натисканні на педаль подачі палива і утриманні її в такому положенні до кінця розгону.

Швидкісна характеристика на дорозі із змінним подовжнім профілем становить залежність середньої швидкості руху від максимально допустимої (обмеження швидкості) при проїзді вимірювальної ділянки довжиною 10–15 км. Ділянка повинна мати прямолінійний профіль, причому на ньому має бути не менше ніж один підйом і спуск довжиною 600–800 м та крутість не менше ніж 4%. Мінімальна швидкість обмеження – 30 км/год, інші встановлюються кратними 10 км/год.

Мінімальну стійку швидкість руху автомобіля визначають на прямій передачі. Виміри роблять на двох

послідовно розташованих ділянках шляху довжиною 100 м кожна з відстанями між ними 200–300 м.

Максимальний підйом визначають при русі автомобіля на нижчій передачі коробки передач і додаткової коробки, якщо $V = \text{const}$, і при повній подачі палива. При цьому використовують ряд підйомів зі штучним покриттям і з поступово збільшуваним подовжнім ухилом (20, 30, 40, 50, 60%).

Стала швидкість на затяжному підйомі впливає на середню швидкість руху автомобіля і транспортного потоку (визначається на затяжному підйомі визначеної довжини). За існуючими нормативами автопоїзд із повним навантаженням при русі по сухому твердому рівному покриттю повинен долати підйом величиною 3%, довжиною не менше ніж 3 км при сталій швидкості більше або рівній 30 км/год.

Прискорення при розгоні (максимальні і середні на передачах) визначають потенційні можливості автомобіля при обгонах.

Контрольні запитання і завдання для самоперевірки

1. Якими показниками оцінюють тягово-швидкісні властивості автомобіля?
2. Які фактори впливають на величину коефіцієнта обліку обертових мас автомобіля?
3. Що називають рівнянням тягового балансу і графіком тягової характеристики автомобіля?
4. Що називають динамічним фактором і графіком динамічної характеристики автомобіля?
5. Поясніть послідовність побудови графіків прискорення, часу і шляху розгону автомобіля.

6. Що називають рівнянням потужнісного балансу і графіком потужнісного балансу автомобіля?
7. Які конструктивні параметри й експлуатаційні фактори впливають на тягово-швидкісні властивості автомобіля?
8. Визначте тягове зусилля і потужність на ведучих колесах автомобіля повною масою 24 т при русі з постійною швидкістю 60 км/год на підйом $\alpha = 3^\circ$ по дорозі з $f = 0,012$.
9. Визначте динамічний фактор автомобіля ГАЗ-53-12 при його русі по дорозі з $\Psi = 0,022$ на третій передачі з прискоренням $0,57 \text{ м/с}^2$.
10. Визначте прискорення автомобіля повною масою 1615 кг при русі на прямій передачі з $V = 80 \text{ км/год}$ по горизонтальній дорозі з $f = 0,014$, якщо тягове зусилля становить 1120 Н, а фактор обтічності $0,47 (\text{н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2)$.

Розділ 4. ТЯГОВО-ШВИДКІСНІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОМОБІЛІВ З ГІДРОМЕХАНІЧНОЮ ПЕРЕДАЧЕЮ

4.1. Принцип дії гідромуфти

На сучасних автомобілях різних типів широке застосування одержали трансмісії з гідромеханічними передачами (ГМП). ГМП складається з гідродинамічної передачі (гідромуфти або гідротрансформатора) і механічного редуктора.

При установці на автомобілі гідромуфти збільшується плавність рухання автомобіля, стійкість руху у важких дорожніх умовах з малою швидкістю при досить високій кутовій швидкості колінчастого вала двигуна і великому крутному моменті, знижуються динамічні навантаження в трансмісії.

Гідромуфта (рис. 4.1, *a*) має два робочі колеса, що знаходяться в загальному картері, заповненому робочою рідиною. Помпове колесо пов'язане з двигуном, турбінне – з ведучим валом механічного редуктора безпосередньо або через механічне зчеплення. Помпове і турбінне колеса розташовують з малим проміжком так, щоб міжлопатеві канали одного були продовженням каналів іншого. Лопати помпового колеса впливають на рідину, що, вийшовши з міжлопатевих каналів помпового колеса, попадає в міжлопатеві канали турбінного, змушуючи його обертатися. У гідромуфти крутний момент на турбінному колесі M_m , без урахування вентиляційних витрат буде дорівнювати моменту на помповому колесі M_n . У тяговому режимі частота обертання турбінного колеса n_m нижча від частоти обертання помпового n_n через наявність ковзання. Різниця частот обертань обумовлює неоднакову потужність N_n і N_m на помповому і турбінному колесах відповідно.

Таким чином, ККД гідромуфти

$$\eta_{zm} = \frac{N_m}{N_n} = \frac{M_m \cdot n_m}{M_n \cdot n_n} = \frac{n_m}{n_n}. \quad (4.1)$$

Графік залежності $\eta_{zm} = f(n_m/n_n)$ і $M_m = f(n_m/n_n)$ називають *характеристикою гідромуфти* (рис.4.1, б).

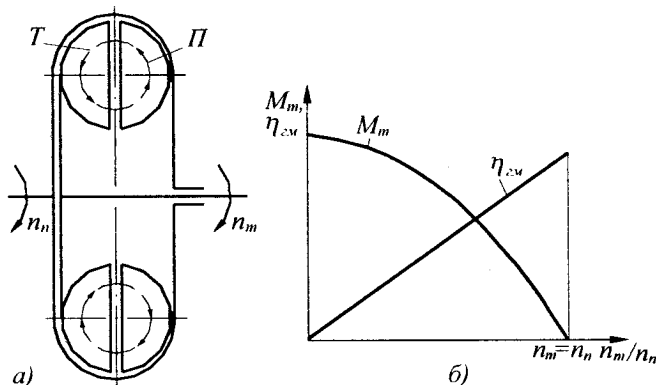


Рис. 4.1. Схема (а) і характеристика (б) гідромуфти

Конструктивні параметри гідромуфти підбирають так, що при передачі максимальної потужності двигуна $\eta_{zm} = 0,97-0,975$, а при часткових навантаженнях може досягати 0,985. При зупиненій турбіні момент M_m максимальний, а $\eta_{zm} = 0$.

Гідромуфти як самостійний механізм не одержали широкого застосування, перш за все тому, що при їх установці знижується паливна економічність автомобіля, причиною чого є неминуче прослизання при передаванні потужності, що витрачається на нагрівання рідини. При передаванні максимальної потужності втрати на прослизання можуть становити 1–3%. Другою причиною,

що перешкождала широкому застосуванню гідромуфт, було збільшення складності, місткості і вартості трансмісії.

4.2. Принцип дії гідротрансформатора

Гідродинамічним трансформатором (ГДТ) є гідродинамічна передача між двигуном і споживачем потужності. Передача енергії в ньому відбувається з одночасною автоматичною і безступінчастою зміною крутного моменту і частоти обертання.

У ГДТ відбуваються два основні процеси: спочатку механічна енергія, підведена від двигуна до ведучого вала гідротрансформатора, перетвориться на кінетичну енергію робочої рідини і далі на механічну енергію на веденому валі гідротрансформатора.

Найпростіший ГДТ (рис. 4.2, а) складається з лопатевих коліс: помпового Π , вал якого з'єднаний з колінчастим валом двигуна; турбінного T , зв'язаного з трансмісією, і реактора P , закріпленого через муфту вільного ходу з картером ГДТ.

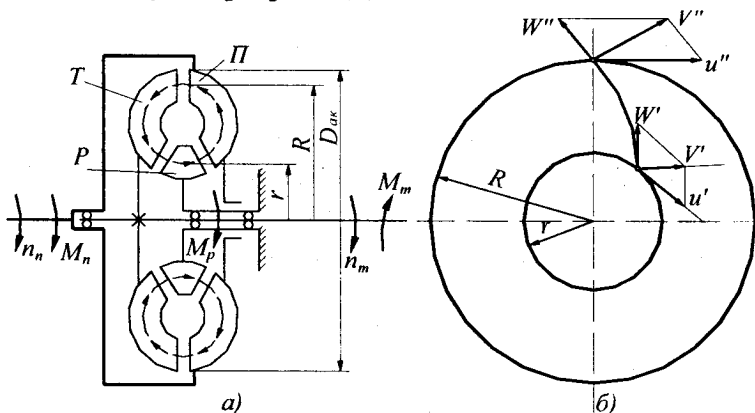


Рис. 4.2. Схема ГДТ (а) і рух частки рідини (б) по лопаті помпового колеса ГДТ

При обертанні помпового колеса рідина знаходиться в міжлопатевому просторі і під дією сил інерції починає рухатися по колу циркуляції (див. стрілки на рис. 4.2, а): з помпового колеса Π в турбінне T , з турбінного колеса – у реактор P , а з реактора знову в помпове колесо. Частина енергії рідини з турбінного колеса передається на його вал, що зв'язаний з первинним валом КП. Реактор забезпечує плавне, без ударів, надходження рідини в помпове колесо.

Для з'ясування принципу дії ГДТ розглянемо розгорнення лопатевого колеса на площину (рис. 4.2, б). Якщо через колесо протікає рідина, то на ньому створюється крутний момент, що дорівнює зміні момента кількості руху рідини:

$$M = m_{ж} \cdot (V'' R - V' r), \quad (4.2)$$

де $m_{ж}$ – маса рідини, що протікає через колеса ГДТ в одиницю часу; V' і V'' – вектори абсолютних швидкостей рідини відповідно на вході в колесо і виході з нього відповідно; r і R – плечі дії векторів абсолютних швидкостей рідини на вході і виході відповідно; u' і u'' – вектори переносних швидкостей рідини на вході і виході відповідно.

При виведенні формул для визначення величин крутних моментів на колесах ГДТ зробимо припущення [18]:

- при перетіканні рідини з одного колеса в інше відсутні його втрати, тобто витрата рідини в одиницю часу через кожне колесо однакова: $m_{ж \cdot n} = m_{ж \cdot m} = m_{ж \cdot p} = m_{ж}$;
- напрямок її потоку не змінюються, тобто параметри руху рідини при виході з помпового колеса дорівнюють параметрам входу в турбінне колесо, а на виході з нього дорівнюють параметрам входу в реактор і т.ін.

$$V_n'' \cdot R_n = V_m' \cdot r_m; V_m'' \cdot R_m = V_p' \cdot r_p; V_p'' \cdot R_p = V_n' \cdot r_n.$$

Скориставшись формулою (4.2) і першим припущенням, одержимо

$$M_n = m_{ж} \cdot (V_n'' \cdot R_n - V_n' \cdot r_n) \quad (4.3)$$

$$M_m = -m_{ж} \cdot (V_m'' \cdot R_m - V_m' \cdot r_m) \quad (4.4)$$

$$M_p = m_{ж} \cdot (V_p'' \cdot R_p - V_p' \cdot r_p) \quad (4.5)$$

де M_n , M_m і M_p – крутні моменти на помповому, турбінному і реакторному колесах відповідно.

Знак «мінус» у формулі (4.4) показує, що зміна моменту кількості руху в турбінному колесі від'ємна, тому що турбіна споживає енергію рідини.

Помноживши обидві частини формули (4.4) на -1 і додавши ліві і праві частини формул (4.3)–(4.5), а також з огляду на друге допущення, одержимо:

$$M_n - M_m + M_p = 0,$$

звідки

$$M_m = M_n + M_p. \quad (4.6)$$

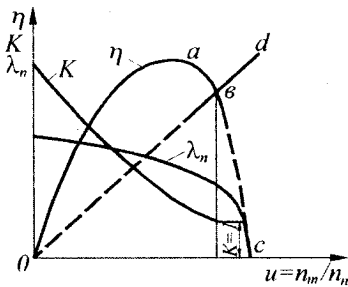
Таким чином, крутний момент на турбінному колесі дорівнює сумі крутних моментів на помповому колесі і реакторі. Найбільший крутний момент на турбінному колесі буде при русі автомобіля з місця, коли воно зупинене. У міру його розгону крутний момент на реакторі зменшується, що зумовлює зменшення моменту на турбінному колесі. За певної частоти обертання турбінного колеса рідина, впливаючи з неї, вільно проходить між лопатами реактора, не створюючи на ньому крутного моменту, тобто $M_p = 0$ і $M_m = M_n$. Подальше збільшення

частоти обертання турбінного колеса зумовлює зміну знака моменту на реакторі і до розклинення муфти вільного ходу. Реактор починає обертатися в напрямку обертання помпового і турбінного коліс, ГДТ переходить на режим гідромуфти $M_m = M_n$. Якщо реактор не встановлений на муфті вільного ходу, то при зміні знака M_p крутний момент на турбінному колесі менший від крутного моменту помпового колеса, тобто $M_m = M_n - M_p$.

4.3. Характеристика гідротрансформатора

Розрізняють три характеристики ГДТ – безрозмірну, навантажувальну і зовнішню.

Безрозмірна становить залежності ККД, коефіцієнта трансформації і коефіцієнта первинного момента від передавального відношення ГДТ (рис. 4.3). ККД – це відношення потужності турбінного колеса до помпового:



$$\eta = \frac{M_m \cdot \eta_m}{M_n \cdot \eta_n} = K \cdot u, \quad (4.7)$$

Рис. 4.3. Безрозмірна характеристика ГДТ

де η_m і η_n – частота обертання турбінного і помпового коліс відповідно; $K = M_m/M_n$ – коефіцієнт трансформації; $u = \eta_m/\eta_n$ – передавальне відношення ГДТ.

При збільшенні передавального відношення ККД ГДТ (крива *Oabc*) спочатку зростає, досягаючи максимуму (точка *a*), а потім зменшується. Якщо гідротрансформатор комплексний, тобто реактор установлений на муфті вільного ходу, то в точці *b* муфта вільного ходу розклинається і ГДТ переходить на режим гідромуфти.

Цей режим характеризується рівністю $M_m = M_n$. З (4.7) видно, що при $M_m = M_n$, $\eta = u$. Отже, залежність ККД гідромуфти від передавального відношення є прямою *Ovd*, що виходить з початку координат. Однак при малих величинах передавальних відношень u ККД гідромуфти менший від ККД ГДТ, тому використовують режим роботи останнього. У точці *в* ККД гідромуфти досягає ККД ГДТ, і при подальшому збільшенні u перевищує його. Наявність режиму гідромуфти розширює діапазон роботи гідродинамічної передачі в трансмісії автомобіля. Максимальні значення ККД ГДТ сягають 0,88–0,92, а гідромуфт 0,97–0,985.

У деяких конструкціях ГДТ передбачається блокування ГДТ – тверде сполучення помпового колеса з турбінним, тоді ККД досягає одиниці.

Коефіцієнт трансформації K має максимальне значення при русі автомобіля з місця, коли турбінне колесо нерухоме. У міру збільшення частоти обертання турбінного колеса, а отже, і u коефіцієнт трансформації зменшується і на режимі, що відповідає точці *в*, стає близьким до одиниці ($K \approx 1$). Максимальні величини коефіцієнтів трансформації ГДТ коливаються в межах 2,0–4,5. ГДТ із меншими значеннями K_{\max} використовують на легкових автомобілях (2–2,5), а з більшими (2,2–4,5) – на вантажних автомобілях, тягачах і автобусах. Наведені величини K_{\max} доводять, що гідротрансформатор без механічної КП не зможе забезпечити потрібного діапазону передавальних чисел, а отже, і необхідних тягово-швидкісних властивостей. Крім того, установка механічної КП поліпшує паливну економічність автомобіля.

Навантажувальна характеристика ГДТ становить собою залежності крутного моменту на помповому колесі від частоти обертання колінчастого вала двигуна при різних значеннях передавального відношення

і ГДТ. Крутний момент на помповому колесі виражають такою залежністю:

$$M_n = \lambda_n \cdot \rho \cdot n_n^2 \cdot D_{AK}^5, \quad (4.8)$$

де M_n – крутний момент на помповому колесі, тобто крутний момент, який необхідно прикласти до вала помпового колеса, щоб обертати його з частотою n_n ; ρ – щільність робочої рідини, залитої в ГДТ; D_{AK} – активний найбільший діаметр лопатевого колеса (рис. 4.2); λ_n – коефіцієнт моменту помпового колеса.

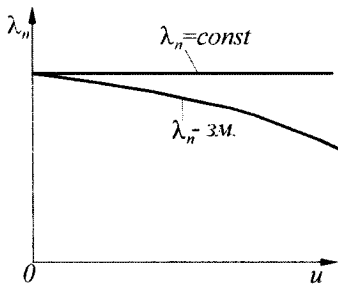


Рис. 4.4. Характеристика непрозорого і прозорого ГДТ

Якщо $\lambda_n = const$, тобто не залежить від передавального відношення u , то такий ГДТ називають **непрозорим**, якщо ж λ_n змінюється зі зміною u , то ГДТ – **прозорий** (рис. 4.4). У непрозорого ГДТ залежність M_n від n_n (4.8) виражається лише однією кривою (рис. 4.5, а), а в прозорого – сімейством кривих (рис. 4.5, б). Кожній

величині передавального відношення u ГДТ відповідає своя крива $M_n = f(n_n)$. При n_{min} крутний момент двигуна M_{e0} більший від крутного моменту M_{no} , тому колінчастий вал двигуна буде інтенсивно розганятися, доки не наступить рівність $M_e = M_n$, що відповідає частоті обертання n'_e . Якщо ГДТ непрозорий, то подальшого зростання частоти обертання колінчастого вала не відбудеться, і незалежно від збільшення передавального відношення двигун буде працювати на цьому режимі. Якщо ГДТ прозорий, то зростання передавального відношення призведе до

збільшення частоти обертання колінчастого вала до частот n''_e , n'''_e тощо при збереженні рівності $M_e = M_n$.

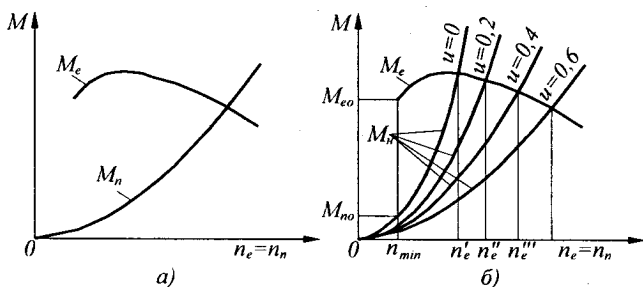


Рис. 4.5. Навантажувальні характеристики непрозорого (а) і прозорого (б) ГДТ

Прозорі ГДТ застосовують звичайно в ГМП легкових автомобілів, а непрозорі переважно використовують у вантажних автомобілях, тягачах і автобусах.

Зовнішня характеристика двигуна з ГДТ становить залежність крутного моменту на валу турбінного колеса від частоти його обертання n_m турбіни (рис. 4.6). Цю характеристику можна побудувати за даними навантажувальної характеристики (див. рис. 4.5), узявши з її координати перетинання

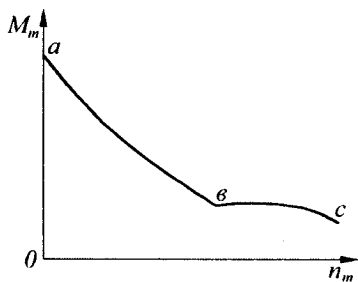


Рис. 4.6. Зовнішня характеристика двигуна з ГДТ кривих M_e і M_n , тобто залежності $M_e = M_n$ від $n_e = n_n$ для кожного значення передавального відношення (перші три стовпчики в табл. 4.1). Потім з безрозмірної характеристики ГДТ (див. рис. 4.3) для кожного значення u

знаходимо відповідну величину коефіцієнта трансформації й розраховуємо M_m .

На зовнішній характеристиці крива *ав* відповідає режиму роботи ГДТ, а крива *вс* – режиму роботи гідромуфти.

Таблиця 4.1 – Послідовність розрахунку зовнішньої характеристики ГДТ

u	$n_e = n_n$	$M_e = M_n$	$n_m = n_e \cdot u$	K	$M_m = M_e \cdot K$
0	n'_e	M'_e	0	K_{max}	$M_m \cdot max$
0,2	n''_e	M''_e	n''_m	K''	M''_m
0,4	n'''_e	M'''_e	n'''_m	K'''	M'''_m

Маючи зовнішню характеристику ГДТ, можна розраховувати дані, необхідні для побудови тягової характеристики автомобіля з гідromеханічною трансмісією. Оскільки вал турбінного колеса жорстко з'єднаний з первинним валом механічної коробки передач, то для розрахунку P_k і V досить у формулах (3.11) і (3.18) замінити M_e і n_e на M_m і n_m відповідно. Тоді

$$P_k = \frac{M_m \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_m}{r_d} = \frac{M_e \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_m}{r_d} \cdot K, \quad (4.8)$$

$$V = 0,377 \cdot \frac{r_d \cdot n_m}{u_k \cdot u_0} = 0,377 \cdot \frac{r_d \cdot n_e}{u_k \cdot u_0} \cdot u. \quad (4.9)$$

Використовуючи дані табл. 4.1, за формулами (4.8) і (4.9) знайдемо P_k і V і побудуємо тягову характеристику автомобіля з ГМП (рис. 4.7).

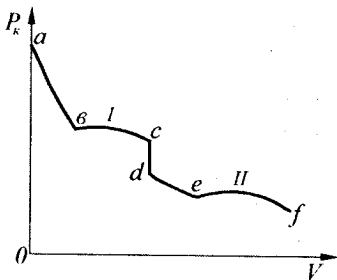


Рис. 4.7. Графік тягової характеристики автомобіля з ГМ

Криві *ав* і *bc* відносять до режимів ГДТ і гідромумфи на першій передачі відповідно, а криві *de* і *ef* – на другій. Вертикальна пряма *cd* – перемикання з першої на другу передачу за постійної швидкості.

До переваг ГДТ слід віднести:

- здатність автоматично змінювати передавальне відношення при зміні опору руху, що полегшує керування автомобілем і підвищує безпеку руху, тому що водій менше стомлюється;
- здатність гасити крутильні коливання в трансмісії і знижувати можливість передачі ударних навантажень; при установці ГДТ ресурс двигуна і трансмісії збільшується приблизно у два рази;
- підвищення прохідності автомобіля у важких дорожніх умовах у результаті безупинного підведення крутного моменту до коліс (розрив у підведенні моменту при перемиканні передач у ступінчастій коробці передач призводить до зниження швидкості руху, а часто і до повної зупинки; для рухання автомобіля в цьому випадку потрібно підвести підвищений момент до коліс для подолання сил інерції, що часто викликає буксування ведучих коліс);
- малі розміри і маса ГДТ;
- підвищення комфортабельності (плавність рухання, відсутність ривків).

Однак деякі недоліки, властиві ГДТ, не дозволяють поки що застосовувати його досить широко. До цих недоліків належать:

- нижчий, ніж у ступінчастих коробок передач ККД, причому високі значення ККД ГДТ лежать у вузьких межах. Унаслідок цього паливно-економічні властивості автомобіля в деяких умовах знижуються;
- неможливість автономного використання ГДТ на автомобілі через порівняно малий діапазон ($D = 2...3$); з цієї причини ГДТ завжди застосовується разом зі ступінчастою коробкою передач;
- складність конструкції, а отже, більш висока вартість.

ГДТ, об'єднаний зі ступінчастою коробкою передач, – гідромеханічна передача. Ступінчата коробка передач звичайно з'єднується з ГДТ послідовно. Призначення ступінчастої коробки – збільшення діапазону і забезпечення роботи ГДТ у режимі високих значень ККД на переважаючих експлуатаційних режимах, а також одержання передачі заднього ходу і нейтрального положення.

4.4. Рівняння руху автомобіля з гідромеханічною передачею

Визначимо тягове зусилля на ведучих колесах автомобіля з гідромеханічною КП при несталому русі, прийнявши за основу формулу (4.5).

Крутний момент на ведучих колесах при розгоні:

$$M'_k = \left[\left(M_e - J_e \cdot \frac{d\omega_n}{dt} \right) \cdot K - J_m \cdot \frac{d\omega_m}{dt} \right] \cdot u_k \times \\ \times u_0 \cdot \eta_m - \sum J_{k2} \cdot \frac{d\omega_{n2}}{dt}, \quad (4.9)$$

де J'_e – сумарний момент інерції обертових мас двигуна і помпового колеса ГДТ; $d\omega_n/dt$ – кутове прискорення помпового колеса ГДТ, що дорівнює кутовому прискоренню колінчастого вала двигуна; J_m – момент інерції турбінного колеса ГДТ; $d\omega_m/dt$ – кутове прискорення турбінного колеса ГДТ; $\Sigma J_{\kappa 2}$ – сумарний момент інерції ведучих коліс автомобіля; $d\omega_\kappa/dt$ – кутове прискорення ведучих коліс автомобіля.

Виразимо кутові прискорення колінчастого вала двигуна $d\omega_e/dt$, турбінного колеса $d\omega_m/dt$ і коліс $d\omega_\kappa/dt$ через прискорення d/dt поступального руху автомобіля. Аналогічно перетворенням, виконаним у п. 3.2, одержимо:

$$\omega_m = \omega_\kappa \cdot u_\kappa \cdot u_0; \quad \frac{d\omega_m}{dt} = u_\kappa \cdot u_0 \cdot \frac{d\omega_\kappa}{dt} = \frac{u_\kappa \cdot u_0}{r_0} \cdot \frac{dV}{dt}. \quad (4.10)$$

З урахуванням формули (4.10) після перетворень одержуємо кутове прискорення помпового колеса

$$\frac{d\omega_n}{dt} = \frac{d\omega_n}{dt} \cdot \frac{d\omega_m}{dt} = \frac{d\omega_n}{d\omega_m} \cdot \frac{d\omega_m}{dt} = \frac{u_\kappa \cdot u_0}{r_0} \cdot \frac{d\omega_n}{d\omega_m} \cdot \frac{dV}{dt}. \quad (4.11)$$

Підставивши в рівняння (4.9) значення $d\omega_\kappa/dt$, $d\omega_m/dt$ і $d\omega_n/dt$ відповідно зі співвідношень, наведених у п. 3.2, а також (4.10), (4.11) і поділивши обидві частини рівняння на радіус коліс r_0 , одержимо тягове зусилля на ведучих колесах при розгоні автомобіля

$$P'_\kappa = \frac{M_e \cdot u_\kappa \cdot u_0 \cdot \eta_m \cdot K}{r_0} - \frac{1}{r_0^2} \cdot \left(J'_e \cdot u_\kappa^2 \cdot u_0^2 \cdot \eta_m \cdot K \times \right. \\ \left. \times \frac{d\omega_n}{d\omega_m} + J_m \cdot u_\kappa^2 \cdot u_0^2 \cdot \eta_m + \Sigma J_{\kappa 2} \right) \cdot \frac{dV}{dt}, \quad (4.12)$$

Перший член формули (4.12) становить тягове зусилля на ведучих колесах при усталеному русі, другий член – частина тягового зусилля, що втрачається на розгон обертових мас автомобіля. При усталеному русі ($d/dt = 0$) маємо формулу (4.8). Якщо автомобіль рухається уповільнено, то замість знаків “мінус” у виразах (4.9) і (4.12) слід поставити знаки “плюс”.

За аналогією з механічною трансмісією, значення P'_κ з (4.12) підставимо в рівняння, отримане в п. 3.2, замінивши кутові швидкості ω_n і ω_m частотами обертання n_κ та n_m і розв'яжемо відносно P_κ , що розраховується за формулою (4.8):

$$P_\kappa = P_f + P_\alpha + P_w + \frac{G}{g} \cdot \frac{dV}{dt} \cdot \left[1 + \frac{J_e \cdot u_\kappa^2 \cdot u_0^2 \cdot \eta_m \cdot K}{r_0^2} \times \right. \\ \left. \times \frac{g}{G} \cdot \frac{dn_n}{dn_m} + \frac{J_m \cdot u_\kappa^2 \cdot u_0^2 \cdot \eta_m}{r_0^2} \cdot \frac{g}{G} + \frac{\sum J_\kappa}{r_0^2} \cdot \frac{g}{G} \right] \quad (4.13)$$

або

$$P_\kappa = P_f + P_\alpha + P_w + \frac{G}{g} \cdot \delta_m \cdot \frac{dV}{dt} \quad (4.14)$$

Складник рівняння (4.13), взятий в дужки, називають *коефіцієнтом обліку обертових мас* δ_m , тобто

$$\delta_m = 1 + \frac{J_e \cdot u_\kappa^2 \cdot u_0^2 \cdot \eta_m \cdot K}{r_0^2} \cdot \frac{g}{G} \cdot \frac{dn_n}{dn_m} + \\ + \frac{J_m \cdot u_\kappa^2 \cdot u_0^2 \cdot \eta_m}{r_0^2} \cdot \frac{g}{G} + \frac{\sum J_\kappa}{r_0^2} \cdot \frac{g}{G} \quad (4.15)$$

Він залежить від тих самих факторів, що й δ_j , але на нього впливають моменти інерції помпового і турбінного коліс. На відміну від δ_j , що не залежить від швидкості автомобіля, δ_m , змінюється з її зміною, тому що при цьому змінюється співвідношення між частотами обертання помпового і турбінного коліс (dn_n/dn_m), а також коефіцієнт трансформації K .

4.5. Перспективи застосування гідромеханічних передач на автомобілях

Унаслідок інтенсивного розвитку конструкцій ГМП і прогресивних технологій їх виготовлення поступово зникають основні причини (підвищена складність і вартість – наприклад, для легкових автомобілів вартість ГМП становить близько 10% вартості автомобіля і дещо підвищена витрата палива), які перешкоджають повсюдному їх застосуванню.

У наш час найбільшого поширення на легкових автомобілях (у складі ГМП), набули комплексні прозорі ГДТ із відносно невеликим перетворенням крутного моменту та високими показниками на режимі роботи гідромуфти. Такі ГДТ з'єднують з чотиришестиступінчастою автоматично перемикальною механічною КП, що має можливість адаптуватися під стиль керування автомобіля водієм (наприклад, спортивний стиль керування автомобілем, комфортний і т.ін.). Слід також зазначити, що сучасні конструкції ГМП, застосовувані на легкових автомобілях, за питомою масою (кг/кВт) наблизилися до питомої маси механічних ступінчастих КП.

На вантажних автомобілях і тягачах, що працюють у складі автопоїздів, у складі ГМП використовують

переважно комплексні непрозорі ГДТ зі значним збільшенням переданого крутного моменту або багатоступінчасті ГДТ, з'єднані зі ступінчастою механічною КП, що має не менше трьох-чотирьох автоматично перемикальних передач.

На автобусах у складі ГМП найчастіше застосовуються багатоступінчасті блоківні ГДТ, рідше комплексні, з'єднані зі ступінчастою механічною КП, що має не менше чотирьох-шести автоматично перемикальних передач.

Тенденції застосування на автомобілях таких адаптивних систем, як АБС, ПБС, круїз-контроль, темпомат тощо і поступове перетворення автомобіля в "інтелек-туальну систему" сприяє швидкому поширенню ГМП на всіх типах автомобілів.

Контрольні запитання і завдання для самоперевірки

1. Поясніть принцип дії гідромумфи і наведіть її характеристики.
2. Поясніть принцип дії ГДТ. Які його основні характеристики?
3. Назвіть основні переваги і недоліки ГДТ.
4. Зобразіть тягову характеристику автомобіля з ГМП.
5. Чим відрізняється рівняння руху автомобіля з ГМП від рівняння руху автомобіля з механічною трансмісією?
6. Які перспективи застосування ГМП?

Розділ 5. ГАЛЬМІВНІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОМОБІЛЯ

5.1. Оцінні показники і нормативні вимоги

Гальмування – процес створення і зміни штучного опору руху автомобіля з метою зменшення його швидкості або втримання нерухомим щодо опорної поверхні.

Розрізняють *екстрене* (аварійне) і *службове* гальмування. Екстрене гальмування виробляється з максимальним для даних умов уповільненням ($j = 8-9 \text{ м/с}^2$), їхня кількість звичайно не перевищує 1–3% загальної кількості гальмувань.

Службове гальмування застосовують для плавного зменшення швидкості руху автомобіля або його планової зупинки. Воно виробляється з невеликими уповільненнями ($j = 1,5-2,5 \text{ м/с}^2$), що забезпечує водієві і пасажирам необхідний комфорт.

Гальмівні властивості відносять до найважливіших експлуатаційних властивостей, що визначають активну безпеку автомобіля. Вони регламентовані міжнародними (Правила № 13 КВТ ЄЕК ООН) і національними стандартами як для нових автомобілів [7, 13], так і для автомобілів, що експлуатуються [12].

Оцінними показниками ефективності робочої і запасної гальмівних систем є стале уповільнення j_{cm} , що відповідає руху автомобіля при постійному зусиллі натискання на гальмівну педаль в умовах, визначених стандартом, і мінімальний гальмівний шлях S_2 (відстань, пройдена автомобілем від моменту натискання на педаль до зупинки). Для автопоїздів ще додають час спрацьовування τ_{cn} (час від моменту натискання на гальмівну педаль до досягнення j_{cm}) і величину сумарної гальмівної сили ΣP_2 .

При стендових випробуваннях оцінними показниками є сумарна гальмівна сила ΣP_z і час спрацювання або питома гальмівна сила $\gamma_z = \Sigma P_z / G$, час спрацювання і коефіцієнт осьової нерівномірності гальмівних сил $k_n = (P_{zл.} - P_{zn.}) / (P_{zл.} + P_{zn.})$; ($P_{zл.}$ і $P_{zn.}$ – гальмівна сила на лівому і правому колесах автомобіля відповідно).

Оцінним показником стоянкової гальмівної системи є сила ΣP_z , допоміжної – стала швидкість на спуску з зазначеними в стандарті параметрами.

Нормативні вимоги до оцінних показників автотранспортних засобів (АТЗ) встановлюють з урахуванням їх призначення і повної маси (табл. 5.1).

Таблиця 5.1 – Категорії АТЗ

Категорія	Найменування АТЗ	Повна маса, тонн
M_1	автобуси, пасажирські автомобілі і їх модифікації, а також пасажирські автопоїзди з кількістю місць для сидіння не більше 8	відповідає повній масі базової моделі
M_2	ті самі, що мають більше 8 місць для сидіння	до 5
M_3	ті самі	більше 5
N_1	вантажні автомобілі, автомобілі-тягачі і вантажні автопоїзди	до 3,5
N_2	ті самі	3,5–12
N_3	»	більше 12
O_1	причепи і напівпричепи	до 0,75
O_2	ті самі	до 3,5
O_3	»	до 10
O_4	»	більше 10

За прийнятими на цей час стандартами випробування з визначення ефективності робочої гальмівної системи поділяють на три типи: випробування – тип 0, I і II. Випробування – тип 0 призначені для оцінки ефективності робочої гальмівної системи при “холодних” (температура барабана або диска менша ніж 100 °С) гальмівних механізмах. При випробуваннях тип I і II (тип II – тільки для категорій M_2 , M_3 , N_3 і O_4) визначають ефективність робочої гальмівної системи при нагрітих (за методикою стандарту) гальмівних механізмах.

Нормативні значення ефективності робочої і запасної гальмівних систем, як нових, так і автомобілів, що знаходяться в експлуатації, відповідають випробуванням – тип 0, а при випробуваннях тип I становлять 0,8; тип II – 0,75 наведених значень у табл. 5.2.

Для автомобілів, що знаходяться в експлуатації, j_{cm} зменшена приблизно на 25%, а τ_{cp} збільшено до 0,5 с (для гальмівних систем з гідроприводом) і $\tau_{cp} \leq 0,8$ с (з іншими типами приводу) [12].

Нормативне значення S_r на дорозі з високим коефіцієнтом зчеплення з різною початковою швидкістю V_n при дії робочої гальмівної системи визначають за формулою: $S_r = A \cdot V_n + V_n^2 / 26 j_{cm}$ (де A – коефіцієнти, залежні від категорії і підкатегорії АТЗ і наведені в [7]).

Для нових АТС нормативні значення j_{cm} і S_r наведено в табл. 5.2.

Нормативні значення ΣP_2 стоянкової гальмівної системи нових автомобілів передбачають утримання їх на ухилі не менше: 25% – категорія M , 20% – N і 18% – категорія O і автопоїзди. Для автомобілів, що знаходяться в експлуатації, стоянкова гальмівна система має утримувати їх на ухилі 16% (при повній масі), а в спорядженому стані – 23% (категорія M) і 31% (категорія N).

Таблиця 5.2 – Нормативні значення j_{cm} і S_z .

Категорія	M_1	M_2	M_3	N_1	N_2	N_3
j_{cm} , м/с ² , не менше: - робочій гальмівній системі	7	6	6	5,5	5,5	5,5
- запасної гальмівній системі	2,9	2,5	2,5	2,2	2,2	2,2
S_z , м: - при включеній робочій гальмівній системі	43,2	32,1	32,1	46,9	26,5	18,4
- при включеній запасній гальмівній системі	92,9	64,4	64,4	98,3	52,7	35,2

Допоміжна гальмівна система нових автомобілів повинна самостійно забезпечити його рух зі швидкістю $V = 30 \pm 2$ км/год на ухилі 7% довжиною 6 км, а для автомобілів, що знаходяться в експлуатації, при V від 35 до 25 км/год має забезпечуватися $j_{cm} \geq 0,5$ м/с² (при повній масі) і $j_{cm} > 0,8$ м/с² (при спорядженій масі).

5.2. Енергетичний баланс автомобіля при гальмуванні

Кінетична енергія автомобіля при гальмуванні витрачається на подолання: тертя в гальмівних механізмах; опору повітря; опору коченню автомобіля; тертя в трансмісії автомобіля і тертя між шиною і дорогою.

Енергетичний баланс автомобіля при коченні коліс без блокування дорівнює [4]:

$$\frac{\delta' G \cdot V^2}{2g} = T_{cp} \cdot \frac{r_{mp}}{r_0} \cdot (1-S) \cdot S_2 + P_w \cdot S_2 +$$

$$+ G \cdot f \cdot (1-S) \cdot S_2 + \frac{M_r}{r_0} \cdot (1-S) \cdot S_2 + G \cdot \varphi_x \cdot S_2 \quad (5.1)$$

де δ' – коефіцієнт урахування обертових мас (при відключеному двигуні); T_{cp} – середнє значення результуючої сили тертя між барабаном (диском) і колодками; r_{mp} – радіус тертя; S – коефіцієнт ковзання загальмівного колеса; S_2 – довжина гальмівного шляху; M_r – середній момент сил тертя трансмісії.

У випадку блокування всіх коліс перший, третій і четвертий члени правої частини рівності (5.1) перетворюються в нуль. При цьому формула (5.1) матиме такий вигляд:

$$\frac{G \cdot V^2}{2g} = (P_w + G \cdot \varphi_x) \cdot S_2 \quad (5.2)$$

Через те що $P_w S_2$ при поданих швидкостях руху невелике, практично вся кінетична енергія автомобіля, що загальмовується, сприймається роботою тертя шин об дорогу, що спричиняє їх нагрівання і підвищене зношення.

Енергетичний баланс гальмування легкового автомобіля, що рухається з початковою швидкістю $V_n = 50$ км/год при нормативному зусиллі, прикладеному до педалі гальма, подано в табл. 5.3.

Істотне поліпшення енергетичного балансу автомобіля при гальмуванні і зниженні роботи, що витрачається на тертя між шиною і дорогою, може бути досягнуте в разі застосування регуляторів гальмівних сил, антиблокувальних систем та інших оптимізуючих цей процес пристроїв.

Таблиця 5.3 – Енергетичний баланс гальмування автомобіля (%)

Витрата кінетичної енергії автомобіля при гальмуванні	Відсутність гальмування	Гальмування	
		без блокування	із блокуванням коліс
Тертя в гальмівних механізмах	0	86	0
Опір коченню, включаючи втрати в трансмісії	87	8	0
Опір повітря	13	2	2
Тертя між шиною і дорогою	0	4	98

5.3. Рівняння руху автомобіля при гальмуванні

Зовнішні сили, що діють на автомобіль, показані на рис. 5.1. Основними силами, що забезпечують гальмування автомобіля, є сумарні дотичні реакції ΣR_{x21} і ΣR_{x22} , які діють у площині контакту коліс з опорною поверхнею і спрямовані проти руху автомобіля. Їх величина може бути різною в різних випадках гальмування ($\Sigma R_{x21} = \Sigma R_{z1} \cdot \varphi_{x1}$ і $\Sigma R_{x22} = \Sigma R_{z2} \cdot \varphi_{x2}$).

У разі екстреному гальмуванні вони можуть досягати максимальних значень $\Sigma R_{x21 \max} = \Sigma R_{z1} \cdot \varphi_{x \max 1}$ і $\Sigma R_{x22 \max} = \Sigma R_{z2} \cdot \varphi_{x \max 2}$, а при одночасному досягненні ними своїх максимальних значень на всіх колесах і $\varphi_{x1} = \varphi_{x2} = \varphi_{x \max}$ їх можна подати як

$$\begin{aligned} \Sigma R_{x21 \max} + \Sigma R_{x22 \max} &= \varphi_{x \max} \cdot (\Sigma R_{z1} + \Sigma R_{z2}) = \\ &= G \cdot \cos \alpha \cdot \varphi_{x \max} = \Sigma R_{x2 \max}, \end{aligned} \quad (5.3)$$

де $\Sigma R_{xz \max}$ – максимальне значення сумарної дотичної реакції (гальмівної сили), що діє на всі колеса автомобіля при гальмуванні з повним використанням сил зчеплення.

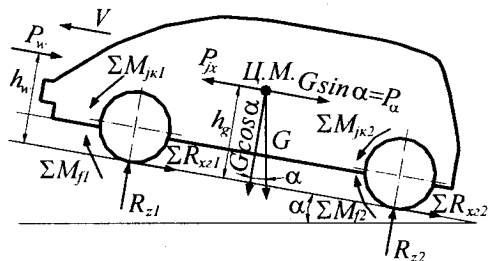


Рис. 5.1 *Схема сил і моментів, що діють на автомобіль при гальмуванні*

Розглянемо процес гальмування автомобіля з вимкненим зчепленням. У процесі гальмування на автомобіль, крім гальмівної сили, діють і поздовжні сили, динамічну рівновагу яких можна виразити рівнянням

$$\Sigma R_{xz1} + \Sigma R_{xz2} + P_w + P_\alpha = P_{jx}. \quad (5.4)$$

У (5.4) замість ΣR_{xz1} і ΣR_{xz2} підставимо їхні значення (1.29):

$$\frac{M_{c1}}{r_{o1}} + \Sigma P_{f1} - \frac{\Sigma J_{k1}}{r_{o1}} \cdot \frac{d\omega_{k1}}{dt} + \frac{M_{c2}}{r_{o2}} + \Sigma P_{f2} - \frac{\Sigma J_{k2}}{r_{o2}} \cdot \frac{d\omega_{k2}}{dt} + P_w + P_\alpha = P_{jx}, \quad (5.5)$$

де $\Sigma P_{f1} + \Sigma P_{f2} = P_f$ – сила опору коченню коліс автомобіля; ΣJ_{k1} і ΣJ_{k2} – сумарні моменти інерції ведених і ведучих коліс автомобіля.

Використовуючи ті самі припущення, що й в п. 3.2, поєднуємо:

$$\frac{\Sigma J_{\kappa 1}}{r_{o1}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 1}}{dt} + \frac{\Sigma J_{\kappa 2}}{r_{o2}} \cdot \frac{d\omega_{\kappa 2}}{dt} = \frac{\Sigma J_{\kappa}}{r_o} \cdot \frac{d\omega_{\kappa}}{dt} = \frac{\Sigma J_{\kappa}}{r_o^2} \cdot \frac{dV}{dt} \quad (5.6)$$

i

$$\frac{M_{z1}}{r_{o1}} + \frac{M_{z2}}{r_{o2}} = \frac{M_z}{r_o} = P_z, \quad (5.7)$$

де M_z і P_z – сумарні гальмівний момент і гальмівна сила на колесах автомобіля.

З урахуванням зроблених перетворень об'єднаємо члени рівності (5.5), пов'язані з інерцією поступального руху й інерцією обертових частин:

$$\begin{aligned} \frac{\Sigma J_{\kappa}}{r_o^2} \cdot \frac{dV}{dt} + P_{\text{ж}} &= \frac{\Sigma J_{\kappa}}{r_o^2} \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{G}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = \\ &= \frac{G}{g} \cdot \frac{dV}{dt} \left(1 + \frac{\Sigma J_{\kappa}}{r_o^2} \cdot \frac{g}{G} \right). \end{aligned} \quad (5.8)$$

Частина виразу (5.8), взята в дужки, становить *коефіцієнт* δ' , що враховує вплив інерції обертових частин автомобіля при гальмуванні

$$\delta' = 1 + \frac{\Sigma J_{\kappa}}{r_o^2} \cdot \frac{g}{G}. \quad (5.9)$$

Тоді силу інерції поступально рухомих й обертових частин можна виразити як:

$$P_j = P_{\text{ж}} \cdot \delta' = \frac{G}{g} \cdot \delta' \cdot \frac{dV}{dt}. \quad (5.10)$$

Зважаючи на перетвореннях (5.6)–(5.9), одержимо рівняння руху автомобіля при гальмуванні:

$$\frac{M_z}{r_0} + P_f + P_w + P_\alpha = P_j \quad (5.11)$$

чи

$$P_m + P_f + P_w + P_\alpha = P_j. \quad (5.12)$$

Процес гальмування може бути поданий не тільки рівнянням (5.11) або (5.12), а й графіком процесу гальмування, що становить залежність $j = f(t)$ (рис. 5.2). На графіку для кращої наочності показано залежність $V = f(t)$.

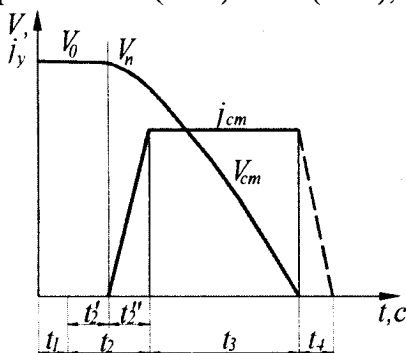


Рис. 5.2. Графік процесу гальмування автомобіля

Нехай у момент часу, що відповідає початку координат, на шляху руху автомобіля з'явилася перешкода. Час t_1 від моменту появи перешкоди до моменту впливу ноги водія на педаль гальма називають

часом реакції водія. Час t_1 залежить від індивідуальних якостей, кваліфікації водія, ступеня його втоми, дорожньої обстановки і змінюється в межах 0,2–1,5 с. При розрахунках приймають середнє значення $t_1 = 0,8$ с. Час t'_2 з моменту впливу ноги водія на педаль гальма до початку дії гальм, тобто до появи уповільнення автомобіля, називають **часом запізнювання спрацьовування гальмівної системи.** На його величину впливає тип гальмівного привода і гальмівних механізмів, а також

технічний стан гальмівної системи. Для гальмівної системи з гідравлічним приводом і дисковими гальмівними механізмами $t'_2 = 0,05-0,07$ с; з барабанными гальмівними механізмами $t'_2 = 0,15-0,20$ с; у системи з повітряним приводом $t'_2 = 0,2-0,4$ с. Час t'_2 , від появи уповільнення до його максимального значення залежить в основному від величини проміжку між гальмівними колодками і диском (барабаном), а також від стиснення застосовуваного робочого тіла. У розрахунках використовують такі значення: $t''_2 = 0,05-0,2$ с – для легкових автомобілів; $0,05-0,4$ с – для вантажних автомобілів з гідроприводом; $0,15-1,5$ с – для вантажних автомобілів із повітряним приводом; $0,2-1,3$ – для автобусів. Час $t_2 = t'_2 + t''_2$ називають **часом спрацьовування гальмівного привода**.

У гальмівних системах сучасних автомобілів час t_2 зменшують введенням пристрою допомоги при екстремому гальмуванні (*Assist brake*), що автоматично створює максимальний тиск у гальмівному приводі, якщо темп впливу на педаль гальма зростає швидше від звичайного. Це дозволяє зменшити гальмівний шлях автомобіля на 1–2 м. Час t_3 називають **часом сталого уповільнення**, а t_4 – **часом розгальмовування** ($t_4 = 0,2-2$ с, менші значення належать до гідравлічного приводу, більші – до повітряного приводу).

Сталим уповільненням j_{cm} називають середню величину уповільнення автомобіля за час сталої фази гальмування. Визначимо величину j_{cm} при екстремому гальмуванні з повним використанням сил зчеплення (див. рис. 5.2). За умови, що V невелика і $P_w = 0$, а $\delta' \approx 1,0$ (у випадку блокування коліс) з урахуванням (5.3), (2.7), (2.8) і рівності (5.4), одержимо:

$$\Sigma R_{x2\max} + P_{\alpha} = P_{jx} \text{ чи } \varphi_x \cdot G \cdot \cos \alpha + G \cdot i = \frac{G}{g} \cdot j_{cm} \quad (5.13)$$

звідки

$$j_{cm} = (\varphi_x \cdot \cos \alpha + i) \cdot g, \quad (5.14)$$

а на горизонтальній дорозі

$$j_{cm} = \varphi_x \cdot g. \quad (5.15)$$

З (5.15) видно, що величина уповільнення j_{cm} не залежить від повної ваги автомобіля G . Однак слід пам'ятати, що це можливо лише в тому випадку, якщо величини сумарних дотичних реакцій на ведених ΣR_{x21} і ведучих ΣR_{x22} колесах одночасно досягають значень сил зчеплення. Оскільки звичайно ця умова не виконується, G впливає на величину j_{cm} . Експериментами встановлено [3], що в автомобілів із повітряним гальмівним приводом збільшення маси на 1 т дає при гальмуванні з $V_n = 30$ км/год збільшення гальмівного шляху приблизно на 0,5 м, а при гідравлічному приводі – 1 м. Тому нормативні вимоги [7] враховують загальну масу автомобіля.

Далі, використовуючи рівність (5.12), визначаємо j_{cm} при службовому гальмуванні автомобіля з урахуванням впливу на нього всіх сил:

$$j_{cm} = \frac{(P_r + P_f + P_{\alpha} + P_w)}{G \cdot \delta'} \cdot g. \quad (5.16)$$

Прирівнявши кінетичну енергію автомобіля на початку гальмування до максимальної за умови зчеплення коліс з дорогою гальмівною силою, визначимо гальмівний шлях $S_{2,e}$ за час t_3 (рис. 5.2) при екстремому гальмуванні на горизонтальній дорозі, припустивши, що $P_w = 0$:

$$\frac{G \cdot V_n^2 \cdot \delta'}{3,6^2 \cdot 2 \cdot g} = \varphi_{x \max} \cdot G \cdot S_{z.e} \quad (5.17)$$

звідки

$$S_{z.e} = \frac{V_n^2 \cdot \delta'}{254 \cdot \varphi_{x \max}} \quad (5.18)$$

При раніше розглянутому випадку (рис. 5.2) і прийнятих припущеннях гальмівний шлях при екстремому гальмуванні дорівнюватиме:

$$S_{z.e} = \frac{V_n^2 \cdot \delta'}{254 \cdot (\varphi_{x \max} + i)} \quad (5.19)$$

Якщо автомобіль здійснює службове гальмування, то вираз (5.18) набуде такого вигляду:

$$S_{z.c.} = \frac{G \cdot V_n^2 \cdot \delta'}{254 \cdot P_z}$$

де $S_{z.c.}$ – гальмівний шлях автомобіля при службовому гальмуванні, а з урахуванням усіх сил, що діють на автомобіль:

$$S_{z.c.} = \frac{G \cdot V_n^2 \cdot \delta'}{254 \cdot (P_z + P_f + P_\alpha + P_w)} \quad (5.20)$$

Формули (5.18) і (5.19) показують, що основний вплив на S_z справляє швидкість V_n , з якою починається гальмування, і коефіцієнт зчеплення φ_x , причому величина швидкості впливає на довжину S_z . Зазначені формули дають оптимальні показники для випадку, коли передні і задні колеса заблоковані одночасно, а коефіцієнт зчеплення

залишається постійним у процесі гальмування. Насправді ж гальмівні сили на колесах досягають своїх максимальних значень не миттєво, і блокування коліс передньої і задньої осей відбувається не одночасно, а коефіцієнт зчеплення змінюється. Тому дійсні показники гальмування гірші від тих, які визначаються за формулами. Щоб наблизити результати розрахунків до реальних даних, Д.П. Веліканов запропонував ввести в розрахункові формули коефіцієнт ефективності гальмування K_e . Тоді, наприклад формула (5.18) матиме такий вигляд:

$$S_{e,e} = \frac{K_e \cdot V_n^2 \cdot \delta'}{254 \cdot \varphi_{x\max}}. \quad (5.21)$$

Для легкових автомобілів $K_e = 1,2$; вантажних і автобусів 1,3–1,4. При гальмуванні на дорогах з $\varphi_x = 0,1$ –0,2 $K_e = 1$.

Позначивши шляхи, пройдені автомобілем за час t_1 , t'_2 , t''_2 і t_3 (рис.5.2) S_{t1} , $S_{t'2}$, $S_{t''2}$ і S_{t3} відповідно можна записати, що зупинний гальмівний шлях $S_2 = S_{t1} + S_{t'2} + S_{t''2} + S_{t3}$.

Протягом часу $t_1 + t'_2$ початкова швидкість автомобіля V_n практично не знижується, а за t''_2 відбувається деяке її зниження. Найбільш інтенсивно вона знижується протягом часу t_3 , коли колеса автомобіля повністю загальмовані. Зупинний гальмівний шлях приблизно можна розрахувати за формулою [14]:

$$S_{2,3} = \frac{V_n}{3,6} \cdot \left(t_1 + t'_2 + \frac{t''_2}{2} \right) + \frac{K_e \cdot V_n^2 \cdot \delta'}{254 \cdot \varphi_{x\max}} \quad (5.22)$$

В основі формули (5.22) лежить залежність $S = V \cdot t$ для сталого руху. За час $t_1 + t'_2$ шлях, пройдений автомобілем $S_{t_1+t'_2} = V_n/3,6 \cdot (t_1 + t'_2)$. У цей період автомобіль рухається з постійною швидкістю без затримки.

5.4. Розподіл гальмівних сил між колесами автомобіля

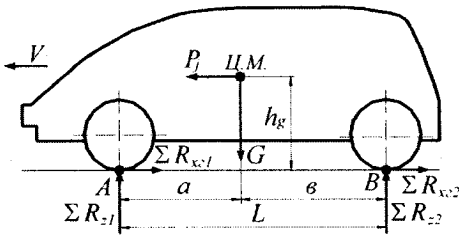


Рис. 5.3. Схема сил, що діють на автомобіль при гальмуванні

У випадку прямолінійного руху на горизонтальній дорозі, приймаючи $P_w = 0$; $P_f \approx 0$, автомобіль, що загальмовується з максимальною інтенсивністю, може бути представлений плоскою схемою сил (рис. 5.3).

З урахуванням виразів (5.3) і (5.12)

$$P_f = \sum R_{x \max} = P_{z \max} = G \cdot \varphi_{x \max} \quad (5.23)$$

З умови рівноваги автомобіля відносно центра мас або осей, що проходять через точки торкання передніх і задніх коліс з опорною поверхнею, одержимо [26]:

$$\sum R_{z1} = \frac{G \cdot (b + \varphi_{x \max} \cdot h_g)}{L} \quad (5.24)$$

$$\sum R_{z2} = \frac{G \cdot (a - \varphi_{x \max} \cdot h_g)}{L} \quad (5.25)$$

Тоді

$$\sum R_{x1 \max} = \frac{G \cdot (b + \varphi_{x \max} \cdot h_g) \cdot \varphi_{x \max}}{L}; \quad (5.26)$$

$$\sum R_{x2 \max} = \frac{G \cdot (a - \varphi_{x \max} \cdot h_g) \cdot \varphi_{x \max}}{L} \quad (5.27)$$

Вирішуючи спільно рівняння (5.26) і (5.27), знаходять залежність між $\Sigma R_{x_2 1 \max}$ і $\Sigma R_{x_2 2 \max}$ при гальмуванні автомобіля з повним використанням сил зчеплення під колесами передньої і задньої осей:

$$\Sigma R_{x_2 2 \max} = \Sigma R_{x_2 1 \max} \frac{a - \varphi_{x \max} \cdot h_g}{b + \varphi_{x \max} \cdot h_g}. \quad (5.28)$$

Рівняння (5.28) показує, у якому співвідношенні повинні знаходитися гальмівні сили на передніх і задніх осях автомобіля, щоб була забезпечена найвища ефективність гальмування.

Для характеристики розподілу гальмівної сили між осями автомобіля часто використовують відношення реакцій $\Sigma R_{x_2 1}$ і ΣR_{x_2} :

$$\beta = \frac{\Sigma R_{x_2 1}}{\Sigma R_{x_2}} = \frac{P_{c1}}{P_c}, \quad (5.29)$$

де P_{c1} і P_c – гальмівні сили на колесах передньої осі і на всіх колесах автомобіля відповідно.

Коефіцієнт β , що дістав назву коефіцієнта розподілу гальмівної сили, показує, яка частка від загальної гальмівної сили, що діє на автомобіль, припадає на передню вісь. Коефіцієнт β може бути постійним або змінним, залежно від зміни тиску в гальмівному приводі або зміни нормальних реакцій, що діють на колеса заднього моста.

З урахуванням формули (5.29) вираз для $\Sigma R_{x_2 1}$ і ΣR_{x_2} набуде вигляду:

$$\Sigma R_{x21} = \Sigma R_{x2} \cdot \beta; \quad (5.30)$$

$$\Sigma R_{x22} = \Sigma R_{x2} \cdot (1 - \beta); \quad (5.31)$$

$$\Sigma R_{x22} = \Sigma R_{x21} \cdot \frac{1 - \beta}{\beta}. \quad (5.32)$$

Підставивши в рівняння (5.29) граничні за умовами зчеплення сили $\Sigma R_{x21 \max}$ і сили $\Sigma R_{x2 \max} = G \cdot \varphi_{x \max}$, одержимо теоретично необхідну величину коефіцієнта β , за якої забезпечується найвища ефективність гальмування:

$$\beta_c = \frac{6 + \varphi_{x \max} \cdot h_g}{L}. \quad (5.33)$$

Очевидно, що для забезпечення оптимального гальмування частка гальмівної сили, що припадає на передню вісь, зі зростанням u , h_g і φ_x має збільшуватися, причому дія цих параметрів на величину β_c більш помітно виявляється у випадку короткобазних автомобілів. Графік залежності $\beta_c = f(\varphi_x)$ для вантажного автомобіля повною масою 10,5 т наведено на рис. 5.4 [22].

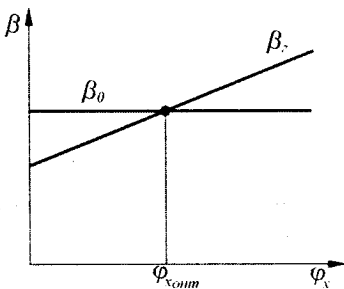


Рис. 5.4. Графік залежності β_m і β_0 для вантажного автомобіля

Графік показує, що зі зростанням коефіцієнта зчеплення від 0,05 до 0,8 відношення $\Sigma R_{x21}/\Sigma R_{x2}$ має збільшитися практично в два рази. Як і відношення гальмівних сил на передній і задній осях, коефіцієнт β у більшості сучасних автомобілів

до початку блокування коліс зберігається практично постійним ($\beta = \beta_0 = const$) і дорівнює відповідному відношенню гальмівних моментів (M_{z1} і $M_z = M_{z1} + M_{z2}$). Прийнятий для даного автомобіля постійний коефіцієнт β_0 визначається винятковими конструктивними параметрами гальмівної системи і на відміну від β_z не залежить від координат центра мас й φ_x .

Як видно з графіка, при постійному розподілі гальмівної сили дійсне відношення $\Sigma R_{xz1}/\Sigma R_{xz}$ лише при одному коефіцієнті зчеплення $\varphi_x = \varphi_{x\ onm}$ набуває теоретично необхідного значення. За інших умов зчеплення буде відбуватися або перегальмування передніх коліс (якщо $\varphi_x < \varphi_{x\ onm}$) і випередження порівняно з задніми, їхнє блокування, або їхнє недогальмування (якщо $\varphi_x > \varphi_{x\ onm}$). У такому разі першими будуть блокуватися задні колеса.

Неодночасність блокування передніх і задніх коліс є істотним недоліком постійного розподілу гальмівної сили між осями. При блокуванні передніх коліс автомобіль втрачає керуваність, а при блокуванні задніх коліс – стійкість, що є більш небезпечним. У зв'язку з цим у [13] рекомендується вибирати розподіл гальмівних сил таким чином, щоб передні колеса легкових автомобілів першими досягали блокування при $\varphi_x = 0,15-0,8$, а в інших автомобілів при $\varphi_x = 0,15-0,3$. У вантажних автомобілів, що мають повне завантаження, колеса заднього моста повинні блокуватися першими на дорогах при $\varphi_x = 0,7...0...0,8$.

5.5. Регулювання гальмівних сил на колесах автомобіля

Підвищити ефективність гальмування при одночасному поліпшенні стійкості автомобіля можна встановленням в гальмівній системі регуляторів

гальмівних сил (РГС). Вони забезпечують розподіл гальмівних сил між колесами мостів, що наближається до оптимального при екстремому гальмуванні в різних дорожніх умовах.

Для з'ясування принципу роботи, що змінює співвідношення між гальмівними силами залежно від інтенсивності гальмування і навантаження автомобіля, розглянемо рис. 5.5 [22].

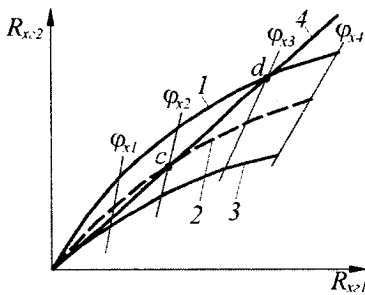


Рис. 5.5. Графік залежності між R_{x2} і R_{x1} при оптимальному і постійному розподілі гальмівних сил

На ньому показано приблизні графіки залежності $R_{x2} = f(R_{x1})$ для різних навантажувальних станів автомобіля (крива 1 – автомобіль із завантаженням на 100%, 2 – із завантаженням на 50% і 3 – без вантажу) при зміні коефіцієнта зчеплення від 0 до φ_{x4} . При побудові кривих $R_{x2} = f(R_{x1})$ значення R_{x1} , що відкладаються на осі абсцис, для

обраних координат b і різних значень φ_x , визначаються за формулою (5.26), а відповідні величини R_{x2} за формулою (5.28). Координати a , b і h_g залежать від ступеня завантаження автомобіля, виду та розташування в кузові вантажу і визначаються для кожного навантажувального стану автомобіля.

Розташування на графіку кривих 1, 2 і 3 свідчить, що співвідношення між R_{x2} і R_{x1} при гальмуванні з максимальною інтенсивністю не залишається постійним, а змінюється залежно від φ_x , a , b і h_g . Зі збільшенням b і h_g частка загальної гальмівної сили, що припадає на задню

вісь змінюється і, відповідно, на передню вісь збільшиться. Такий самий вплив на оптимальне співвідношення гальмівних сил на осях справляє і коефіцієнт зчеплення.

Реальні значення сил R_{x21} і R_{x22} визначаються з виразу (1.28)

$$R_{x21} = \frac{M_{z1} - \Sigma M_{jk1}}{r_{\delta 1}} \quad \text{і} \quad R_{x22} = \frac{M_{z2} - \Sigma M_{jk2}}{r_{\delta 2}}, \quad (5.34)$$

де M_{z1} і M_{z2} – сумарні гальмівні моменти, що підводяться до коліс передньої і задньої осей.

До початку блокування коліс на зрівноважування ΣM_{jk1} і ΣM_{jk2} витрачається досить – таки невелика частина відповідних підведених гальмівних моментів. Тому за умови $R_{x21} < \Sigma R_{z1} \cdot \varphi$ і $R_{x22} < \Sigma R_{z2} \cdot \varphi$ можна прийняти

$$R_{x21} = \frac{M_{z1}}{r_{\delta 1}} \quad \text{і} \quad R_{x22} = \frac{M_{z2}}{r_{\delta 2}}. \quad (5.35)$$

За відсутності на автомобілі РГС, співвідношення між M_{z1} і M_{z2} і гальмівними силами R_{x21} і R_{x22} відповідно аж до початку блокування коліс залишається постійним (воно обумовлене конструктивними параметрами вузлів гальмівної системи):

$$M_{z2}/M_{z1} = R_{x22}/R_{x21} = K_n = const \quad (5.36)$$

або

$$M_{z2} = K_n \cdot M_{z1}; \quad (5.37)$$

$$R_{x22} = K_n \cdot R_{x21}. \quad (5.38)$$

де K_n – коефіцієнт пропорційності [8].

У цьому випадку графік залежності $R_{x2} = f(R_{x1})$ – це пряма лінія (пряма 4 рис. 5.5), яка виходить з початку координат під кутом 45° . У точках c і d перетинання прямої 4 із кривими 2 і 1 реальні значення R'_{x1} і R''_{x1} , R'_{x2} і R''_{x2} рівні теоретично необхідним для автомобіля, завантаженого на 50 і 100% відповідно. За таких значень реальних реакцій передні і задні колеса автомобіля будуть досягати межі по зчепленню одночасно, як і у випадку оптимального розподілу гальмівних сил. Відповідні значення коефіцієнтів зчеплення φ_{x2} і φ_{x3} називають **оптимальними** $\varphi_{x\text{opt}}$ і $\varphi_{x\text{opt}}$. На ділянках oc і od кривих R_{x2} , тобто при гальмуванні на дорозі з коефіцієнтом зчеплення $\varphi_x < \varphi_{x2}$ (для 50% завантаженого автомобіля) і $\varphi_x < \varphi_{x3}$ (для 100% завантаженого автомобіля), реальні гальмівні сили на задніх колесах менші від теоретично необхідних. Задні колеса автомобіля не догальмовуються, і тому першими будуть блокуватися передні колеса. Після точок c і d при коефіцієнтах зчеплення, відповідно великих φ_{x2} і φ_{x3} , реальні гальмівні сили на колесах задньої осі більші від теоретично необхідних, що викликає їхнє випереджальне блокування порівняно з передніми. При обраному (рис. 5.5) постійному співвідношенні R_{x1} і R_{x2} у незавантаженого автомобіля (крива 3) в усьому діапазоні зміни коефіцієнта зчеплення першими будуть блокуватися задні колеса.

Оскільки гальмівні сили і відповідні їм гальмівні моменти пропорційні тиску в гальмівних контурах мостів, графік, поданий на рис. 5.5 можна побудувати в координатах p_1 (тиск у контурі передніх коліс) і p_2 (тиск у контурі задніх коліс). Такий графік (рис. 5.6) називають **робочою характеристикою** РГС [8].

Ідеальний РГС має забезпечувати регулювання тиску в контурі задніх коліс так, щоб при всіх режимах гальмування виконувалося оптимальне співвідношення між гальмівними силами (рис. 5.5). У той самий час

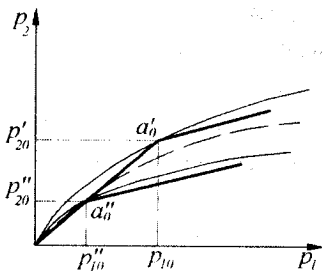


Рис. 5.6. Робоча характеристика РГС зі змінною точкою спрацювання

виконати цю умову за допомогою механічних РГС практично неможливо.

Існує досить велика кількість способів регулювання гальмівних сил і конструкцій РГС [9, 22]. Як приклад розглянемо принцип роботи РГС, що звичайно застосовуються в гальмівних

системах з гідравлічним приводом. Такі РГС встановлюють у контурі задніх коліс, що дозволяє змінювати тиск за заданим законом залежно від p_1 і навантаження, яке припадає на задній міст. За такого способу регулювання (рис. 5.6) РГС визначає положення точки спрацювання a_0 , що характеризує зміну тиску в контурах гальмівного приводу.

На початковій ділянці ($0 - a''_0$) РГС не працює, і тиски в контурах переднього і заднього мостів однакові. У точці a''_0 (автомобіль без вантажу) темп наростання тиску в контурі задніх коліс нижчий, ніж у передньому. Якщо автомобіль завантажений на 100%, початкова ділянка продовжується до точки a'_0 , у якій знову відбувається зміна темпу наростання тиску в контурах гальмівного приводу. Коефіцієнт розподілу гальмівних сил β на початковій ділянці підбирають так, щоб у завантаженого автомобіля одночасне блокування коліс відбувалося, якщо $\varphi_x = 0,35-0,45$.

Під час підбору характеристик РГС для автомобіля враховують тип гальмівного приводу й умови експлуатації. РГС повинні забезпечувати за різного завантаження

автомобіля й екстреного гальмування на дорогах з $\varphi_x = 0,15-0,8$ максимальне уповільнення при одночасному блокуванні всіх коліс автомобіля або визначальне блокування коліс переднього моста.

Слід зазначити, що застосування РГС поліпшує гальмівні властивості автомобіля, але не виключає можливості порушення його стійкості при гальмуванні.

Подальше поліпшення гальмівних властивостей здійснюється антиблокувальною системою (АБС), призначеною для забезпечення ефективного гальмування

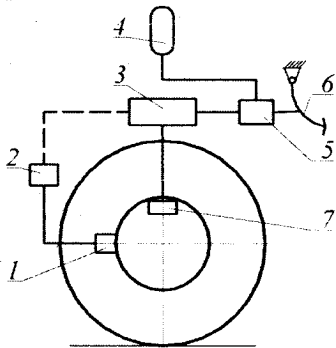


Рис. 5.7. Принципова схема АБС

автомобіля в різних умовах при збереженні стійкості. До принципової схеми АБС (рис. 5.7, [8]) належать: датчик динамічного стану колеса 1, електронний блок керування (ЕБК) 2, регулятор тиску (РТ) 3 і акумулятор робочого тіла 4, убудовані в гальмівну систему автомобіля.

АБС може працювати за різними алгоритмами. У їх основі лежить принцип релейного автоматичного керування гальмуванням зі зворотним зв'язком по динамічному стану колеса, що оцінюється за величиною чи характером зміни кінематичного параметра, який характеризує процес гальмування. Для з'ясування принципу роботи АБС розглянемо процес гальмування колеса. З цієї метою з рівняння (1.28) рівноваги гальмівного колеса за $M_f \approx 0$ одержимо:

$$\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{R_{x0} - M_z}{J_k}. \quad (5.39)$$

Очевидно, що характер обертання гальмівного колеса визначається співвідношенням двох моментів – підводжуваного до колеса M_z і моменту гальмівної сили $M_\phi = R_{xz} \cdot r_\phi$ [22]. Якщо момент M_z у принципі може набувати досить великих значень, то момент M_ϕ обмежений зчепленням колеса з дорогою $M_\phi = \Sigma R_z \cdot \varphi_{x \max} \cdot r_\phi$. Звідси для заданих інтенсивності гальмування автомобіля, навантаження на колесо й умов зчеплення існує таке граничне значення підводжуваного до колеса гальмівного моменту $M_{z, np}$, перевищення якого викликає блокування колеса, причому

$$M_{z, in} = \frac{J_k}{r_{k0}} \cdot \frac{dV}{dt} (1 - S_{opt}) + \Sigma R_z \cdot \varphi_{x \max} \cdot r_\phi, \quad (5.40)$$

де dV/dt – лінійне уповільнення автомобіля, r_{k0} – радіус колеса без ковзання (ведений режим); S_{opt} – оптимальне значення коефіцієнта ковзання.

Звідси формується завдання АБС – установити початок перевищення моменту M_z над моментом $M_{z, np}$ і автоматично зменшити приводне зусилля в гальмівному механізмі, що запобігає повному блокуванню колеса.

Визначити граничну в даних умовах гальмування величину підводжуваного гальмівного моменту без блокування колеса практично неможливо. Це ускладнює створення прямої системи регулювання гальмівного моменту або приводного зусилля відповідно до моменту за умовою зчеплення колеса. Тому застосовують спосіб запобігання ковзання автоматичним усуненням перегальмування колеса.

Найвища інтенсивність гальмування досягається, якщо кутова швидкість колеса протягом усього часу гальмування відповідає оптимальному значенню коефіцієнта ковзання S_{opt} (лінія 2, рис. 5.8). Такий режим, крім

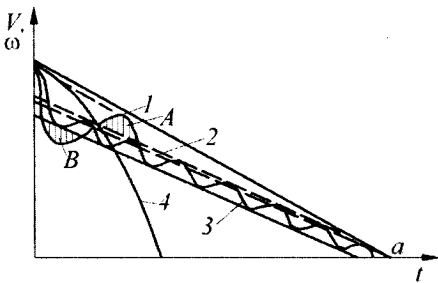


Рис. 5.8. Характеристика роботи АБС

са в точці $S = S_{opt}$ реалізувати на практиці важко. Тому завдання АБС – максимально наблизити дійсну швидкість обертання колеса (лінія 3) до тієї, яка відповідає $S = S_{opt}$. При цьому не повинно бути значних відхилень як у бік більшого ковзання колеса (зона B), так і в бік зайвого його розгальмовування (зона A).

За наявності АБС, зниження підводжуваного гальмівного моменту на колесі, що блокується, звичайно зменшується ще за $\omega_k \neq 0$. Щоб забезпечити високу ефективність гальмування, ЕБК АБС часто налагоджують так, що він одразу після початку блокування подає сигнал на розгальмовування колеса. У розглянутому прикладі ЕБК налагоджений на визначену граничну величину $d\omega_k/dt$, після перевищення якої регулятору тиску подається командний сигнал на зниження тиску в колісному циліндрі 7 (рис. 5.7). Принцип дії АБС у цьому випадку полягає в такому [22]. При натисканні на гальмівну педаль 6 і подальшому збільшенні зусилля, тиск у головному гальмівному циліндрі 5 і гальмівному приводі зростає, що викликає збільшення M_c/r_0 і R_{xz} . Припустимо, що ЕБК відрегульовано на величину уповільнення, пропорційну на графіку (рис. 5.9) різниці ординат $I - I'$. Через запізнювання системи “датчик – ЕБК – РТ – гальмо” розгальмовування колеса почнеться через деякий час τ_1 (с).

забезпечення найвищої інтенсивності гальмування, не супроводжується блокуванням колеса, що обертається аж до повної зупинки автомобіля (точка a). Режим гальмування з S_{opt} через нестійкість динамічного стану колеса

На ділянці ad' уповільнення обертання колеса супроводжується інтенсивним зменшенням гальмівної сили R_{x_2} , зростанням $-d\omega_k/dt$ і коефіцієнта ковзання колеса S . З початком розгальмовування різниця між гальмівним моментом і моментом гальмівної сили (окружний M_2/r_δ і гальмівний R_{x_2} силами, а отже, і величина $d\omega_k/dt$ зменшується (ділянка d'_2m_2), тобто подальше зниження швидкості обертання колеса (ділянка d'_1m_1) буде відбуватися з меншою інтенсивністю.

Гальмівна сила продовжує знижуватися (ділянка $d'm$), хоча й з дещо меншою інтенсивністю, ніж на ділянці ad' .

У точці m окружна сила M_2/r_δ дорівнює R_{x_2} . При цьому кутове прискорення колеса $d\omega_k/dt = 0$ (точка m_2).

Кутова швидкість ω_k досягає мінімального значення, а ковзання колеса – максимального (точка m_1 і m_3 відповідно).

При подальшому зменшенні приводних зусиль на колодках гальма сила R_{x_2} стає більшою M_2/r_δ і тоді під дією різниці моментів $\Sigma R_z \cdot \varphi_x \cdot r_\delta - M_z$ колесо набуває позитивного кутового прискорення.

Його кутова швидкість зростає, що зумовлює зменшення величини S і зростання гальмівної сили (на графіку – ділянці mn ліній R_{x_2} , ω_k , $d\omega_k/dt$, S).

Максимальна кутова швидкість, що досягається колесом у процесі розгальмовування, обмежується величиною, яка відповідає швидкості руху автомобіля в даний момент, а її поточне значення визначається ступенем загальмованості колеса.

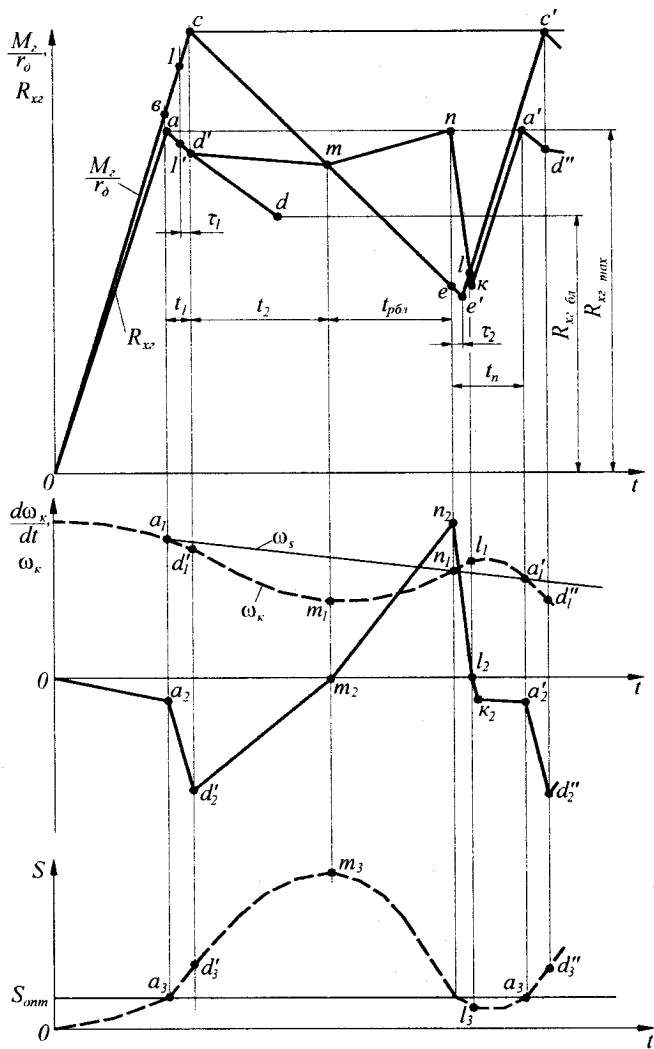


Рис. 5.9. Графік зміни M_z/r_0 , R_{xz} і параметрів обертання колеса при роботі АБС

Розблокування фактично закінчується в точці n , коли ω_k досягає значення ω_s , що відповідає оптимальному значенню ковзання колеса (точка n_3). У цей момент гальмівна сила і кутове прискорення максимальні, після чого вони різко зменшуються (ділянки nk і n_2k_2) і відповідають величині підведеного гальмівного моменту і лінійного уповільнення автомобіля (точка k і k_2). Зменшення сили R_{xz} супроводжується зниженням ковзання і деяким збільшенням ω_k (ділянки n_3l_3 і n_1l_1).

Розглянутий графік зміни параметрів при блокуванні та розблокуванні колеса виконаний при допущенні, що ЕБК припиняє подачу сигналу на розгальмовування після закінчення часу розблокування t_{pbl} , коли $d\omega_k/dt$ у процесі розгальмовування досягає максимуму. З урахуванням запізнювання системи t_2 повторне наростання окружної сили почнеться з точки e' . До точки l гальмівна сила R_{xz} залишається більшою від M_d/r_d , і $d\omega_k/dt$ зберігає позитивне значення. Кутова швидкість продовжує збільшуватися до максимуму в точці l_1 . У точці l_2 $d\omega_k/dt$ переходить через нуль і потім набуває від'ємного значення, що відповідає співвідношенню сил M_d/r_d і R_{xz} . У результаті нового загальмування колеса в точці a'_2 настає повторне блокування.

У розглянутому процесі розрізняють чотири періоди часу: t_1 – час від початку блокування до початку розгальмовування колеса; t_2 – час від початку розгальмовування до початку розблокування колеса; t_{pbl} – час розблокування колеса; t_n – час від кінця попереднього розблокування до початку нового блокування. Сумарна тривалість $t_1 + t_2 + t_{pbl} + t_n$ складає час циклу роботи АБС.

Таким чином, АБС створює пульсивний гальмівний момент, який забезпечує кочення колеса з ковзанням, близьким до оптимального, що дозволяє істотно поліпшити гальмівні властивості автомобіля і забезпечити

його стійкість при гальмуванні з максимальною ефективністю.

Сучасним інноваційним етапом, що поліпшує гальмівні властивості автомобіля, є введення в гальмівну систему багатоканальної (з індивідуальним керуванням гальмування кожного колеса) АБС із функцією СВС (контролю і розподілу гальмівних сил при проходженні повороту), системи ЕВД (електронного розподілу гальмівних сил між колесами передньої і задньої осей залежно від навантаження на них) і пристрою допомоги при екстремому гальмуванні (Assist brake).

5.6. Вплив експлуатаційних факторів на гальмівні властивості автомобіля

Експлуатаційні фактори, що справляють вплив на гальмівні властивості автомобіля, умовно можна поділити на технічні (пов'язані з технічними несправностями гальмівної системи) і дорожні.

Робота гальмівних механізмів супроводжується зношенням поверхонь фрикційних накладок і гальмівних барабанів (дисків), що призводить до утворення збільшеного проміжку. За даними [16] збільшення середнього проміжку в усіх гальмівних механізмів на 0,5 мм (автомобіль повною масою 12 т із повітряним приводом гальм) збільшує довжину гальмівного шляху приблизно на 15–20%.

На автомобілях з гідравлічним приводом зміни проміжку в гальмівних механізмах з 0,25 до 0,5 м викликає зміну часу спрацьовування гальмівного привода з 0,16–0,25 с до 0,4–0,45 с, а шлях гальмування збільшується на 25%.

Гальмівні властивості погіршуються також через потрапляння на поверхні тертя гальмівних механізмів води чи бруду. Аналіз статистичних даних показує, що із

загальної кількості ДТП, викликаних технічними причинами, близько 20% відбувається через несправність гальмівної системи.

Можливість реалізувати гальмівні сили, що розвиваються гальмівними механізмами автомобіля, залежить від стану покриття доріг і протектора шин. Мінімальна висота протектора шин автомобілів регламентована правилами дорожнього руху. Нове дорожнє покриття має шорсткувату поверхню, мікроскопічні виступи якої, вдавлюючись у шину, збільшують їхнє зчеплення з дорогою. При зношенні покриття мікронерівності згладжуються, поверхня покриття стає гладкою і коефіцієнт зчеплення зменшується. Для збільшення φ_x застосовують поверхневу обробку покриття, що полягає в розливі на дорозі в'язкого матеріалу (наприклад, рідкого бітуму), розсипанні по ньому дрібного щебеню і наступному його укоченню котками. Покриття з такою обробкою в сухому стані практично відповідає асфальтобетонному, а в мокрому стані безпечніше, оскільки величина φ_x у нього знижується менше, ніж на гладких покриттях без обробки. Мінімальні значення φ_x опорної поверхні, які повинні відповідати різним умовам руху, наведено в [11].

При русі автомобілів по дорозі з низькими значеннями φ_x зникає розходження в гальмівних властивостях автомобілів різних типів, характерне при гальмуванні на сухих покриттях.

5.7. Гальмівні випробування автомобіля

Метою гальмівних випробувань АТЗ є визначення ефективності гальмівних систем: робочої, запасної, стоянкової і допоміжної.

З метою ідентичності проведення випробувань і забезпечення порівняльного аналізу одержуваних результатів умови і методи виконання експериментів регламентуються міжнародними [13] і національними стандартами [7]. Основними нормованими параметрами є початкова швидкість гальмування і зусилля на органі керування гальмом.

Перед проведенням іспитів перевіряють технічний стан АТЗ, зокрема, його гальмівних систем, і в разі потреби роблять регулювання.

Для одержання показників, що відповідають гальмівним властивостям АТЗ в експлуатації, елементи тертя гальм нового автомобіля повинні перед випробуваннями пройти обкатування, режим якого встановлюється методикою конкретного випробування.

Ефективність робочої гальмівної системи оцінюється в процесі дорожніх іспитів величинами S_z і j_{cm} , а також ΣP_z і τ_{cm} (для причепів і напівпричепів).

Випробування, залежно від умов руху і гальмування АТЗ і, відповідно, теплового стану гальм поділяють на такі: тип 0, I, II [7, 13].

Робочу гальмівну систему випробовують на всіх режимах, а запасну – тільки на режимі тип 0.

Випробування типу 0 має на меті визначити ефективність гальмівної системи і її окремих контурів при “холодних” гальмах. *Холодними* прийнято вважати гальмівні механізми, температура яких на гальмівних поверхнях гальмівних дисків або барабанів становить 50–100 °С.

Випробування типу I проводять для визначення ефективності робочої гальмівної системи АТЗ при нагрітих гальмівних механізмах. Гальмівні механізми окремих АТЗ нагрівають шляхом послідовних гальмувань, а причепів і напівпричепів – буксуванням загальмованого причепа автомобілем – тягачем з нормованим зусиллям у зчіпному пристрої на задану дистанцію за заданої швидкості.

Нагрівання способом буксування слід проводити таким чином, щоб кількість енергії, яка поглинається гальмами за час гальмування, дорівнювала кількості енергії, поглиненій за той самий проміжок часу при гальмуванні на спуску довжиною 1,7 км із постійним ухилом 7% при швидкості 40 км/год. Швидкість при буксуванні підтримується рівною $40 \pm 1,5$ км/год, а необхідну для одержання еквівалентної кількості тепла силу тяги в зчіпному пристрої попередньо розраховують за спеціальною методикою. По завершенні процесу нагрівання виконуються два контрольні гальмування за типом 0 з інтервалом між ними не більш ніж 60 с для визначення залишкової ефективності гальмування. Випробування типу I (у зазначеному вище обсязі) для одержання достовірних відомостей доцільно проводити не менше двох разів з інтервалом, достатнім для охолодження гальм (перед наступним нагріванням).

Випробування типу II призначаються для визначення ефективності робочої гальмівної системи при русі на затяжних спусках. Як і у випадку випробувань типу I, у процесі попереднього етапу випробувань типу II нагрівають гальма, а потім проводять контрольні гальмування за методикою типу 0. Гальма нагрівають способом безупинного гальмування при швидкості 30 км/год на спуску крутістю 6% і довжиною 6 км чи буксуванням загальмованого АТЗ тягачем із заданими швидкістю і зусиллям у зчіпному пристрої. У другому

випадку безупинне гальмування здійснюють так, щоб кількість енергії, поглиненої гальмівними механізмами за час гальмування, дорівнювала кількості енергії, поглиненій за той самий проміжок часу гальмами даного АТЗ, що рухається зі швидкістю 30 км/год по спуску з постійним ухилом 6% довжиною 6 км. При цьому в АТЗ має бути ввімкнена така передача, щоб забезпечувалася максимально можлива в даних умовах ефективність гальмування двигуна, частота обертання якого не повинна перевищувати частоту обертання, що відповідає максимальній потужності двигуна.

Запасна гальмівна система призначена для використання при виході з ладу робочої гальмівної системи.

Запасну гальмівну систему випробовують при різних варіантах навмисного включення гальм одного або двох коліс, за методикою випробування типу 0, з вимкненим двигуном. Залишкову ефективність оцінюють за критеріями, встановленими у [7, 13].

Ефективність **стоянкової гальмівної системи** визначають за сумарною гальмівної сили, що розвивається гальмівними механізмами системи й опором руху. Випробовують на ділянці дороги, що має поздовжній ухил, заданої технічними умовами для цього АТЗ.

АТЗ із повним (нормальним) навантаженням установлюють на випробній дільниці послідовно в двох напрямках. Стоянкове гальмо має надійно утримувати АТС (при заданому зусиллі на органі керування) на зазначеному ухилі протягом не менше ніж 5 хв.

Ефективність **допоміжної гальмівної системи** визначають за величиною сумарної гальмівної сили, що розвивається механізмами цієї системи й опором руху. Випробування здійснюють такими методами:

- спуском загальмованого АТЗ на ділянці дороги, що має поздовжній ухил 7% і довжину 6 км. При цьому система повинна забезпечувати спуск випробовуваного АТЗ із стабільною швидкістю 30 ± 2 км/год за наявності сповільнювача і 30 ± 5 км/год при гальмуванні двигуном;
- буксуванням по горизонтальній дорозі загальмованого АТЗ за допомогою автомобіля-тягача, з'єднаного з випробовуваним АТЗ жорстким зчепом з динамометричною ланкою. При цьому повинна бути визначена стала сила тяги в зчіпному пристрої при швидкості 30 ± 1 км/год;
- частковим гальмуванням, тобто гальмуванням у заданому інтервалі швидкостей (від 35 до 25 км/год). Гальмування виробляється з увімкненою передачею в трансмісії, що відповідає тим самим вимогам, що й при випробуваннях типу II. У ході випробування фіксується уповільнення чи залежність швидкості від часу. В усіх зазначених випадках при випробуванні допоміжної гальмівної системи має бути зроблено не менше двох вимірів з інтервалами для охолодження.

Для АТЗ, гальмівна система яких має РГС або АБС, додатково проводять випробування при гальмуванні на повороті, у режимі зміни ряду руху (переставка) і на дорозі, на якій коефіцієнти зчеплення під лівими і правими колесами різні. Для гальмування на повороті дорогу розмічають, як показано на рис. 5.10, *а*. АТЗ проходить ділянку S_1 , прямолінійного руху, перехідну S_2 , ширина якої змінюється від B_1 до $B_1 + \Delta$, криволінійну, з кутом φ_3 та постійним радіусом R і виходить на кінцеву прямолінійну ділянку дороги S_4 .

Гальмування при зміні ряду проводять на ділянці, розміченій відповідно до рис. 5.10, *б*, також у чотири етапи. Перша ділянка шляху, як і раніше, є контрольною, у

другій змінюють напрямок руху, на третій (перехідній) вводять АТЗ у новий ряд і, нарешті, на четвертій контролюють прямолінійний рух. Випробування здійснюють із з'єднаним із трансмісією двигуном і при відключеному від неї, а також із частковим і повним навантаженням.

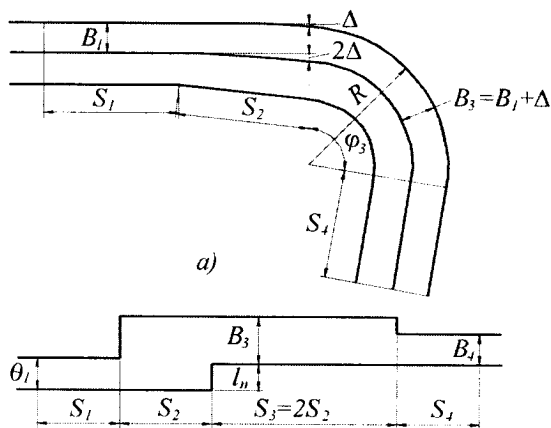


Рис. 5.10. Розмітка ділянки дороги для гальмівних випробувань

Застосовувана при випробуваннях гальм вимірювально-реєструвальна апаратура має забезпечувати можливість вимірювати і записувати основні величини, що характеризують процес гальмування, а саме: S_2 , j_{cm} , V_n , час гальмування, зміни швидкості у функції шляху або часу, зусилля на органі керування і температури гальмівних механізмів.

Контрольні запитання і завдання для самоперевірки

1. Якими показниками оцінюється ефективність робочої, запасної і стоянкової гальмівних систем?
2. На подолання яких опорів витрачається кінетична енергія автомобіля при гальмуванні?
3. Нарисуйте і поясніть схему сил і моментів, що діють на автомобіль при гальмуванні.
4. Нарисуйте і поясніть графік процесу гальмування автомобіля.
5. Визначте j і S_2 при екстремому і службовому гальмуванні.
6. Що характеризує коефіцієнт розподілу гальмівної сили?
7. Нарисуйте і поясніть графік залежності між R_{x2} і R_{x1} при оптимальному постійному розподілі гальмівних сил.
8. Нарисуйте і поясніть робочу характеристику РГС зі змінною точкою спрацьовування.
9. Визначте максимальну гальмівну силу при гальмуванні автомобіля повною масою 10 т на горизонтальній дорозі, якщо $\varphi_x = 0,8$?
10. Визначте β_2 при гальмуванні автомобіля з параметрами $h_g = 0,8$ м; $v = 1,6$ м і $L = 3,2$ м на асфальтобетонній дорозі.
11. Визначте, з якою швидкістю рухався автомобіль перед екстремим гальмуванням на сухій горизонтальній асфальтобетонній дорозі, якщо його S_2 становив 40 м, а $K_e = 1,3$?

Розділ 6. ПАЛИВНА ЕКОНОМІЧНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

6.1. Оцінні показники

Собівартість автомобільних перевезень значною мірою залежить від *паливної економічності автомобілів* – експлуатаційної властивості, що характеризує витрату палива автомобіля при русі. Вартість палива може становити від 15 до 40% усіх витрат на перевезення.

Паливна економічність автомобіля визначається такими показниками двигуна, як годинна витрата палива Q_t (маса палива, що витрачається в одну годину) і питома витрата палива g_e (маса палива, що витрачається в одну годину на одиницю потужності двигуна).

Основним вимірником паливної економічності в більшості країн є витрата палива в літрах на 100 км пройденого шляху Q'_s , а для оцінки ефективності виконання транспортної роботи використовують витрату палива на одиницю транспортної роботи Q_{mp} (відношення фактичної витрати палива до виконаної транспортної роботи).

Національним стандартом передбачені такі показники паливної економічності автомобіля:

- контрольна витрата палива (КВП);
- витрата палива в магістральному їздовому циклі на дорозі (ВПМЇЦ);
- витрата палива у їздовому циклі містом (ВПЇЦМ);
- паливна характеристика сталого руху (ПХ);
- паливно-швидкісна характеристика на магістрально-пагорбній дорозі (ПШХ).

Наведені показники не мають нормованих значень і використовуються при порівняльній оцінці рівня паливної

економічності з аналогами й оцінки технічного стану автомобілів.

КВП визначають для всіх категорій АТЗ при заданих значеннях швидкості руху для різних категорій при русі по прямій горизонтальній дорозі на вищій передачі.

ВПМІЦ вимірюють для АТЗ усіх категорій, крім міських автобусів, пробігом по вимірювальній ділянці з дотриманням режимів руху, заданих картою і схемою циклу.

ВПІЦМ оцінюють для АТЗ усіх категорій, крім автобусів і міжміських автобусів, так само, як ВПМІЦ, різною є тільки характеристика карти і схема циклу.

ПХ – залежність витрати палива Q'_s для АТЗ усіх категорій від швидкості сталого руху на вищій передачі по горизонтальній дорозі.

ПШХ – залежність витрати палива Q'_s для автопоїздів і міжміських автобусів від середньої швидкості залежно від заданої максимально допущеної $V_{дон}$ при русі по магістрально-пагорбній дорозі з заданим поздовжнім профілем.

Показники ВПМІЦ, ВПІЦМ і ПШХ дозволяють оцінювати середню витрату палива в типових умовах руху, а інші – для порівняння паливної економічності аналогів.

6.2. Паливний баланс і рівняння витрати палива

До основних факторів, що впливають на витрату палива, слід віднести механічні втрати в двигуні, трансмісії й опір руху автомобіля, що складаються з витрат на подолання сумарного опору дороги, аеродинамічного опору і сил інерції.

Паливний баланс автомобіля характеризується такою залежністю:

$$Q_{\Sigma} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \quad (6.1)$$

де Q_{Σ} – сумарна витрата палива на рух автомобіля; Q_1 – витрата палива на подолання механічних, теплових і помпових втрат у двигуні; Q_2 – витрата на подолання сумарного опору дороги; Q_3 – аеродинамічні опори; Q_4 – механічних втрат у трансмісії; Q_5 – сил інерції автомобіля.

При рівномірному русі автомобіля по горизонтальній дорозі зі швидкістю 60 км/год частина основних складових паливного балансу характеризується такими значеннями: $Q_1 = 66\%$; $Q_2 = 13,5\%$; $Q_3 = 10\%$; $Q_4 = 10,5\%$, а при русі зі швидкістю 100 км/год – 45, 20, 26 і 9% відповідно.

При відомому годинному $Q_t = g_e \cdot N_e$ і питомій витраті палива двигуном автомобіля можна визначити його витрату на одиницю пройденого шляху Q_s :

$$Q_s = \frac{Q_t}{V} = \frac{g_e \cdot N_e}{1000 \cdot V}, \text{ кг/км}, \quad (6.2)$$

де g_e – питома витрата палива, у г/кВт·год.

У зв'язку з тим що КВП традиційно вимірюється при пройдених 100 км шляху, запишемо

$$Q'_s = Q_s \cdot 100 = \frac{g_e \cdot N_e}{10 \cdot V}, \text{ кг/100км}, \quad (6.3)$$

або

$$Q'_s = \frac{g_e \cdot N_e}{10 \cdot \rho_n \cdot V}, \text{ л/100км}, \quad (6.4)$$

де ρ_n – щільність палива.

Використовуючи вирази (1.5) і (3.50), одержимо за відсутності буксування коліс рівняння витрати палива

$$Q_s' = \frac{g_e \cdot (N_\psi + N_w + N_j)}{10 \cdot V \cdot \rho_n \cdot \eta_m} \quad (6.5)$$

або

$$Q_s' = \frac{g_e \cdot (P_\psi + P_w + P_j)}{10 \cdot \rho_n \cdot \eta_m}. \quad (6.6)$$

Перетворивши (6.5) з урахуванням (3.55), отримаємо рівняння витрати палива, зручне для аналізу паливної економічності автомобіля:

$$Q_s' = \frac{g_e}{36000 \cdot \rho_n \cdot \eta_m} \cdot \left(G \cdot \psi + \frac{\kappa \cdot F \cdot V^2}{13} + \frac{G}{g} \cdot \delta_j \cdot j \right). \quad (6.7)$$

Витрата палива на 100 км пройденого шляху (6.7) не дозволяє правильно оцінити вплив корисного навантаження автомобіля на його паливну економічність. На підставі цієї формули створюється враження, що автомобіль без вантажу має кращу паливну економічність, ніж з вантажем, тому що в нього витрата палива менша на 100 км. Тому правильніше оцінювати паливну економічність витратою палива, віднесеною до одиниці транспортної роботи (тонно-кілометра чи пасажиро-кілометра). Так, для вантажних автомобілів

$$Q_{mp} = \frac{1000 \cdot Q_s' \cdot \rho_n}{m_g \cdot S_g}, \quad (6.8)$$

де m_g – маса перевезеного вантажу, т; S_g – пробіг автомобіля з вантажем, км.

6.3. Паливно-економічна характеристика автомобіля

Паливно-економічна характеристика автомобіля становить залежність витрати палива на 100 км від швидкості автомобіля при різних значеннях коефіцієнта сумарного опору дороги для сталих режимів руху (рис. 6.1).

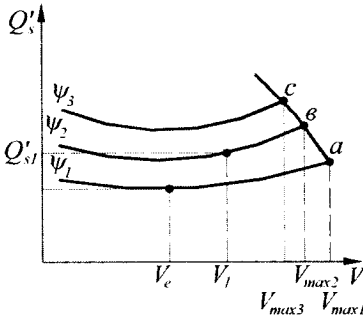


Рис. 6.1. *Графік паливно-економічної характеристики автомобіля*

Можна розв'язати й обернену задачу, тобто визначити найбільшу швидкість руху, що відповідає бажаній витраті палива. Такі задачі можуть виникнути при виявленні для автомобільних магістралей економічно доцільних швидкостей руху автомобілів з урахуванням витрати палива.

На кривих графіка (див. рис. 6.1) виділяють дві характерні точки, одна з яких дозволяє виявити швидкість руху (V_e), що відповідає мінімальній витраті палива (перегин кривих), а друга – максимальну швидкість (крайні праві точки кривих – a , b , c). Останні відповідають повній подачі палива і, отже, швидкості, більше якої автомобіль не може розвинути в даних дорожніх умовах, і повному навантаженню при економічному складі суміші.

У міру збільшення швидкості автомобіля витрата палива зменшується, досягає мінімуму і потім починає

Графік економічної характеристики дозволяє виявити витрати палива, які відповідають різним швидкостям руху. Наприклад, швидкості V_1 (рис. 6.1) на дорозі з коефіцієнтом ψ_2 відповідає витрата Q_{s1} .

збільшуватися. Такий характер зміни Q'_s пов'язаний із законом протікання питомої витрати палива g_e залежно від частоти обертання n_e колінчастого вала двигуна. Збільшення n_e спочатку зумовлює зниження g_e , а потім – його збільшення. Оскільки V пов'язана з n_e лінійним законом, то зміна g_e зі зміною V впливає на Q'_s . Під час зростання коефіцієнта ψ максимальна швидкість зменшується. На графіку точки, що відповідають максимальним швидкостям, лежать на одній обвідній кривій *авс*. Порівнюючи паливно-економічні характеристики автомобілів, можна визначити витрати палива в різних умовах руху.

Паливна економічність автомобіля з ГМП через порівняно низький ККД вхідного в нього ГДТ є дещо нижчою (на 3–7%), ніж з механічною трансмісією. Розходження в паливній економічності менші при роботі автомобіля на позаміських маршрутах і більші в місті з інтенсивним дорожнім рухом. Це пояснюється тим, що в першому випадку використовують переважно режим гідромуфти, а в другому – ГДТ. Для поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля з ГМП у коробку передач вводять один або два понижувальні ступені, а для поліпшення паливної економічності зменшують також передавальне число головної передачі. Введення знижувальних ступенів сприяє збільшенню середнього ККД ГДТ, а зниження передавального числа головної передачі – роботі двигуна на більш економічних режимах при русі з високими швидкостями. Ввівши у вираз (6.6) ККД ГДТ η_z , одержимо

$$Q'_s = \frac{g_e \cdot (P_\psi + P_w + P_f)}{10 \cdot \rho_n \cdot \eta_m \cdot \eta_z} \quad (6.9)$$

Очевидно, що чим більше η_z , тим менше Q_s . ККД ГДТ безупинно змінюється залежно від його передавального відношення u , що, у свою чергу, залежить від швидкості руху автомобіля. У той самий час на паливну економічність автомобіля з ГМП впливають не тільки величина ККД, а й режим роботи двигуна, певна питома витрата палива g_e . Вдалим узгодженням швидкісної характеристики двигуна і навантажувальної характеристики ГДТ можна забезпечити двигуну більш економічні режими порівняно з його роботою при установці механічної коробки передач. Однак вирішальний вплив на паливну економічність справляє ККД ГДТ.

6.4. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на паливну економічність автомобіля

Для оцінювання впливу різних факторів на паливну економічність автомобіля виконаємо аналіз дії на неї складових рівняння витрати палива (6.7).

Питома витрата палива g_e визначається типом, конструкцією двигуна і залежить від режиму його роботи, потужності та частоти обертання колінчастого вала. За відсутності експериментальних даних оцінювання впливів g_e на витрату палива виконують за рівнянням [16]:

$$g_e = g_N \cdot K_{об} \cdot K_{ен}, \quad (6.10)$$

де g – питома витрата палива, якщо N_{max} ; $K_{об}$ і $K_{ен}$ – коефіцієнти, що враховують зміну g_e залежно від частоти обертання колінчастого вала і ступеня використання потужності двигуна B_n відповідно.

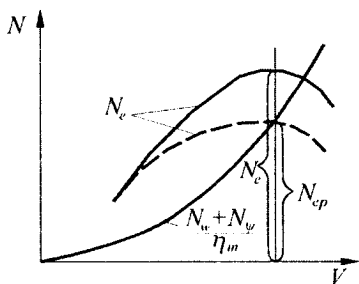


Рис. 6.2. Графік, що характеризує використання потужності двигуна

Ступенем використання потужності двигуна B_n називають відношення потужності N_{cp} (рис. 6.2), необхідної для рівномірного руху автомобіля, до потужності N_e , що розвиває двигун за тієї самої швидкості руху і повної подачі палива. Очевидно, що збільшення N_e

знижує ступінь використання потужності, унаслідок чого g_e і Q'_s зростають. Типовий характер зміни питомої витрати палива, що характеризується як κ_{en} від ступеня використання

потужності двигуна B_n , подано на рис. 6.3. З графіка випливає, що для двигунів, які працюють на бензині за малого значення B_n , питома витрата g_e збільшується порівняно з мінімальною у кілька разів, а якщо $B_n = 100\%$, збільшується на 10–15%. У дизельних двигунів g_e меншою мірою залежить від B_n , і за малих його значень відрізняється від мінімального не більше ніж у 1,5 разу.

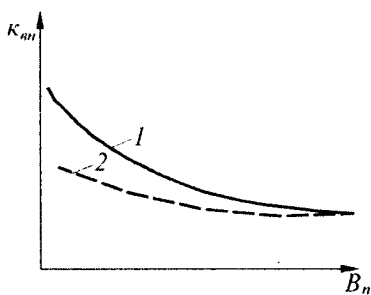


Рис. 6.3. Графік зміни κ_{en} від B_n для двигунів, що працюють на бензині (1) та дизельному пальному (2)

Ці переваги дозволяють при заміні бензинового двигуна дизельним знизити витрату палива на 25–30% у

легкового автомобіля і 30–40% у вантажного. Приблизні значення питомої витрати палива g_e при роботі двигуна на режимі максимальної потужності для сучасних двигунів, що працюють на бензині, становлять 290–340 г/кВт·год, а для дизельних 200–250 г/кВт·год.

При збільшенні маси перевезеного вантажу m_e збільшується повна маса автомобіля і, отже, N_{ψ} , що призводить до зростання витрати Q'_s (6.5). Однак збільшення Q'_s дещо відстає від зростання G , оскільки збільшується питома витрата g_e . Тому витрата Q_{mp} , віднесена до одиниці транспортної роботи (6.8), буде знижуватися (рис. 6.4). Зниження збільшується при збільшенні вантажопідйомності. У цьому випадку ступінь використання потужності двигуна B_n збільшується, і

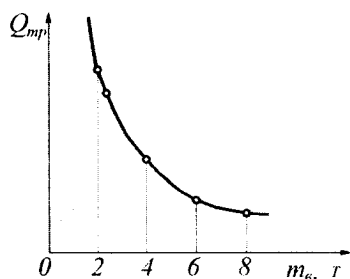


Рис. 6.4. Графік залежності $Q_{mp} = f(m_e)$

а, отже, і Q_{mp} зменшуються. Таким чином, існує протиріччя між тягово-швидкісними властивостями і паливною економічністю. Для поліпшення тягово-швидкісних властивостей необхідно збільшувати запас потужності (при цьому ступінь використання потужності двигуна зменшується), а

для поліпшення паливної економічності – зменшувати його. У той самий час зайве зниження запасу потужності може призвести до погіршення і тягово-швидкісних властивостей, і паливної економічності, тому що водієві доведеться частіше вмикати знижені передачі в КП. Це протиріччя можна зменшити, застосовуючи причепи і напівпричепи. У такому випадку вантажопідйомність АТЗ збільшується, використання потужності двигуна зростає,

що забезпечує підвищення продуктивності і поліпшення паливної економічності.

Збільшення фактора обтічності $k_n F$ викликає збільшення сили опору повітря P_w і витрати палива Q_s (6.7). Найбільший вплив цей параметр чинить на паливну економічність легкових автомобілів, що рухаються зі значними швидкостями.

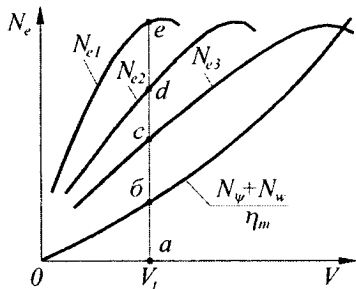


Рис. 6.5. Графік потужного балансу автомобіля при русі на різних передачах

Вплив трансмісії на паливну економічність автомобіля обумовлюється її η_m , кількістю ступенів і їхніх передавальних чисел. На рис. 6.5 наведено потужнісний баланс автомобіля при русі на різних передачах. Очевидно, що при русі автомобіля зі швидкістю V_1 на різних передачах ступінь використання потужності двигуна

B_n буде різним: на першій $B_{n1} = (ab/ae) \cdot 100\%$, на другій $B_{n2} = (ab/ad) \cdot 100\%$, на третій $B_{n3} = (ab/ac) \cdot 100\%$. Тому що $B_{n1} < B_{n2} < B_{n3}$, то і $g_{e1} > g_{e2} > g_{e3}$. Потужність, необхідна для руху з заданою швидкістю, не залежить від передавального числа трансмісії. Тому і витрата Q_s буде максимальною на першій і мінімальною на третій передачі. З усіх передач досвідчений водій вибере ту, за якої Q_s найменший. Здебільшого це вища з усіх передач, що забезпечують у даних умовах роботу двигуна з $B_n \leq 80\text{--}90\%$. Наприклад [20], якщо в легкового автомобіля повною масою 1355 кг при русі на четвертій передачі по гарній горизонтальній дорозі з $V = 40$ км/год шляхову витрату прийняти за 100%, то на третій він буде дорівнювати 112%, на другій – 170%, а на першій – 300%. Оскільки

витрата g_e залежить не тільки від B_n , а й частоти n_e , причому мінімальні значення g_e відповідають середнім частотам, то при русі з малими швидкостями іноді доцільніше використовувати більш низькі передачі.

Зі збільшенням ККД трансмісії η_m (6.7) витрата палива Q_s зменшується. ККД, як відомо, залежить від низки факторів, насамперед, від технічного стану автомобіля, від того, чи відповідає якість мастила, залитого в картери агрегатів, технічним вимогам заводу-виробника, правильності регулювань механізмів трансмісії і ходової частини. Так, наприклад, при одній непрацюючій свічці запалювання витрата палива автомобіля із шестициліндровим двигуном збільшується на 20–25%, неправильна установка кута випередження запалювання здатна призвести до збільшення витрати палива на 60–70%, а зменшення тиску повітря в шинах з 0,35 до 0,2 МПа збільшує витрату палива на 20% [16]. Тому підтримка автомобіля в технічно справному стані дозволяє значно знизити витрату палива при його експлуатації.

Методи водіння автомобіля, що залежать від кваліфікації, впливають на паливну економічність. Процес руху автомобіля складається з кількох фаз: розгону, сталого руху ($V = \text{const}$), уповільненого руху (накат, гальмування).

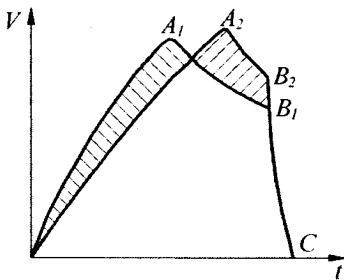


Рис. 6.6. Графік двох замкнутих циклів автомобіля

Залежно від довжини кожної фази циклу витрата палива різна.

Розглянемо два замкнуті цикли руху OA_1B_1C і OA_2B_2C (рис. 6.6). Вони розрізняються тривалістю фаз розгону (OA_1 і OA_2), накату (A_1B_1 і A_2B_2) і гальмування (B_1C і B_2C). Фази сталого руху виключені для зручності

порівняння. При однакових заштрихованих площах шляхи, пройдені в кожному циклі, однакові.

У циклі OA_1B_1C розгін більш інтенсивний, тобто завантаження двигуна більше, ніж у циклі OA_2B_2C . Крім того, при більш швидкому розгоні вдається збільшити фазу накату і почати гальмування з меншої швидкості. Як результат, у циклі OA_1B_1C краще використовується кінетична енергія, отримана автомобілем при розгоні для подолання опорів руху у фазі накату, і менша частина її перетворюється в тепло при гальмуванні. Тому паливна крива циклу OA_1B_1C краща, ніж циклу OA_2B_2C . Однак у разі занадто інтенсивного розгону пальна суміш додатково збагачується, і паливна економічність може погіршитися. У зв'язку з цим досвідчені водії прагнуть розганяти автомобіль швидко, але не з максимальними прискореннями. За даними НДІАТ, економічний розгін забезпечується у вантажних автомобілів при прискоренні 0,7–1,0, а в легкових 0,9–1,5 м/с². Залежно від частоти зупинок ступінь подачі палива при розгонах автомобіля має бути різним: у міських умовах вигідною є повна подача палива, у приміських – подача палива на 75–100%, а в магістральних на 50–70%.

6.5. Взаємозв'язок паливної економічності з використанням альтернативних палив і екологічних норм

Очевидно, що на найближче десятиліття теплові поршневі двигуни залишаться основними типами силових установок автомобілів. Це спонукає до пошуку нових шляхів розв'язання паливно-економічної й екологічної проблем. Одним із таких шляхів є перехід на нові, більш ефективні палива в межах потенційних енергосировинних ресурсів, технологічної готовності і виробничих можливостей.

На першому етапі основним паливом залишаються сучасні бензини і дизельні палива і з залученням нових компонентів і добавок, здебільшого нафтового походження. Другий етап характеризуватиметься поступовим переходом на альтернативні палива, до яких відносять:

- *вуглеводні гази природного походження*: природні і зріджені гази, а також метан і його суміші. Ці палива, частина з яких уже широко використовуються в енергетиці, дозволяють, наприклад, розширити енергетичну базу автомобільного транспорту й значною мірою поліпшити його екологічні характеристики;
- *синтетичні палива* (водень, різні спирти і т.ін.), одержувані сучасними методами на базі різних компонентів паливних копалин;
- *вторинні ресурси* – охоплюють побічні продукти переробки рідких і твердих палив (коковий, напівкоковий і нафтозаводські гази), а також продукти термічної переробки палив (гази підземної газифікації, газогенераторні і сланцеві гази).

Альтернативні паливні суміші становлять композиції традиційного палива з добавкою одного або кількох компонентів, що дозволяє знизити витрату палива до 20% і зменшити кількість токсичних речовин, що містяться в відпрацьованих газах.

Для застосування на автотранспортних засобах велику цінність становлять:

- суміші вуглецевих палив із синтетичними спиртами і різними високоенергетичними й антидетонаційними компонентами;

- водопальні суміші у вигляді емульсій різного типу, що дозволяють зменшити вміст оксидів азоту у відпрацьованих газах;
- продукти конверсії палива, що використовуються як добавки до основного палива безпосередньо на автомобілях;
- добавки водню до вуглеводно-повітряних паливних сумішей, які істотно підвищують паливну економічність і екологічну досконалість автомобіля, особливо в умовах міської експлуатації.

Сукупність зазначених заходів, спрямованих на поліпшення паливної економічності й екологічної безпеки, не дає однозначного результату. Так, наприклад, застосування на автомобілях дизельних двигунів забезпечує зниження витрати палива, але у відпрацьованих газах таких двигунів відзначається підвищений вміст оксидів азоту NO_x , вуглеводнів CH , твердих часток і особливо небезпечних ароматичних вуглеводнів (бензопірена). Підвищення ступеня стиснення, що поліпшує паливну економічність бензинових двигунів, також супроводжується збільшенням NO_x , а застосування антидетонаційних присадок у бензині для двигунів з високим ступенем стиснення призводить до викидів в атмосферу сильнодіючих токсичних солей свинцю.

У зв'язку з цим у 1993 р. КВТ ЄЕК ООН уперше встановив єдині норми для європейського співтовариства за вмістом шкідливих речовин у відпрацьованих газах, що значною мірою визначило тенденції розвитку конструкції автомобільних двигунів. У табл. 6.1 подано норми, позначені "ЄВРО-1", "ЄВРО-2" і т.д., початок терміну їх дії і граничні значення шкідливих складових.

Очевидно, що за останні 12 років (запровадження в дію норм "ЄВРО-4", 2005) вимоги за вмістом шкідливих речовин для бензинових двигунів зростають по СО у три

рази; по СН – у два рази; для дизельних двигунів по NO_x – у два рази; по твердих частках (дрібнодисперсна сажа) – у три рази. У “ЄВРО-5” (2008) закладені нормативні вимоги, яким відповідають автомобілі з витратою палива близько 3 л/100 км.

Таблиця 6.1 – Норма викиду шкідливих речовин

Норми ЕЖ ООН	Викиди, г/км				
	вуглеводні + оксиди азоту $\text{CH}+\text{NO}_x$	окси-ди азоту NO_x	вуглеводні CH	моно-оксид вуглецю CO	тверді частки
Бензинові двигуни					
ЄВРО-1 (1993)	1,13	–	–	3,16	–
ЄВРО-2 (1996)	0,5	–	–	2,2	–
ЄВРО-3 (2000)	–	0,15	0,20	2,2	–
ЄВРО-4 (2005)	–	0,08	0,10	1,0	–
Дизельні двигуни					
ЄВРО-1	1,13	–	–	3,16	0,18
ЄВРО-2	0,7/0,9	–	–	1,0	0,1 – для дизелів із прямим упрскуванням палива, 0,08 – для всіх інших дизелів
ЄВРО-3	0,56	0,50	0,06	0,64	0,05
ЄВРО-4	0,30	0,25	0,05	0,50	0,05

Кількість шкідливих речовин у відпрацьованих газах залежить не тільки від конструкції ДВЗ, а й від технічного стану систем і механізмів автомобіля, які впливають на витрату палива. Сучасна діагностика і технічне обслуговування автомобілів, що знаходяться в експлуатації, дозволяють виконати екологічні норми, визначені стандартами.

6.6. Випробування на паливну економічність

Контрольну витрату палива визначають на одному швидкісному режимі руху АТЗ, в умовах, що дозволяють одержати найбільшу порівнянність результатів, а саме: на горизонтальній прямолінійній дорозі з твердим рівним покриттям при чистому і сухому його стані. Контрольну витрату вимірюють в АТЗ із повним (номінальним) навантаженням, що рухається на вищій передачі з постійною швидкістю, яка встановлюється технічними умовами на АТЗ.

Контрольну витрату палива визначають як середнє арифметичне з результатів двох випробувань при проїзді в двох взаємно протилежних напрямках ділянки дороги довжиною 3–5 км.

Паливно-економічна характеристика сталого руху становить залежність витрати палива від швидкості АТЗ при постійному режимі руху на кожній швидкості. Виміри проводять на горизонтальній ділянці дороги з твердим рівним сухим покриттям при основних навантажувальних станах АТЗ, передбачених програмою випробувань. Залежно від виду та призначення випробувань і тягових можливостей АТЗ характеристику знімають тільки на вищій передачі або на вищій і додатково на попередній її передачі. Заїзди при кожній швидкості проводять на мірній ділянці довжиною не менше 1 км у двох взаємно протилежних напрямках. Зняття характеристики

починають з максимальної швидкості руху АТЗ, потім проводять заїзди, послідовно знижуючи швидкість через інтервали 20 км/год для легкових і 10 км/год для вантажних АТЗ й автобусів аж до мінімальної стійкої швидкості. Вимірюють час проїзду мірної ділянки і кількість витраченого палива. Підраховують фактичні швидкості руху в кожному заїзді. За отриманими даними будують характеристики для кожного напрямку руху (відповідно, при кожному навантажувальному стані автомобіля і на кожному з установлених методикою передач).

Паливно-швидкісну характеристику на магістрально-пагорбній дорозі для одержання порівнянних даних слід знімати на тій самій ділянці випробуваної дороги для всіх порівнюваних АТЗ.

При визначенні кожної точки характеристики, пробіг випробовуваного автомобіля має бути виконаний за встановленим кільцевим маршрутом довжиною 13–15 км із найбільшою можливою швидкістю, без перевищення граничної швидкості. Граничні швидкості задають кратними 10 км/год у визначеному діапазоні, починаючи з номінальної швидкості АТЗ на вищій передачі і до нижчої межі, що дорівнює 40 км/год. На спусках, щоб уникнути перевищення заданої швидкості, застосовують гальмування якимось із способів. Так само проводять заїзди на всіх режимах, що відрізняються один від іншого заданими граничними швидкостями руху. За отриманими даними підраховують середні швидкості і середні витрати палива в кожному заїзді. За підрахованим значенням середніх швидкостей і питомих витрат палива (на 1 км шляху) для кожної межі швидкості будують характеристики: швидкісну, що виражає залежність середньої швидкості від заданої граничної, і паливну, що є

залежністю середньої питомої витрати палива від середньої швидкості в заїзді.

Паливна характеристика циклічного руху визначається переважно для АТЗ, робота яких в експлуатації має циклічний характер (наприклад, міські автобуси, самоскиди, автомобілі поштової служби і т.ін.). Для них доцільно визначати витрату палива при циклічному режимі руху, що відтворює в типізованому вигляді найбільш характерні для АТЗ даного призначення експлуатаційні умови. З цією метою елементи (шлях циклу, кількість і тривалість зупинок, час руху і т.д.) експлуатаційних циклів реєструють під час спеціальних попередніх випробувань, обробляють методами математичної статистики і формують випробуваний цикл, який відтворюють при визначенні витрати палива циклічного руху.

Паливна економічність на дорогах загального користування звичайно визначається при заїздах на достатню дистанцію (50–100 км) з вимірюванням витрати палива і середньої швидкості руху за кількома типовими видами автомобільних доріг, у тому числі по автомагістралях, дорогах з нерівним твердим покриттям і т.п., а також у міських умовах. На цих дорогах вибирають найбільш характерні ділянки і на них проводять заїзди, звичайно у двох взаємно протилежних напрямках. При виконанні заїздів реєструють шлях, час руху, витрату палива, швидкісний режим.

Для вимірювання витрати палива при випробуваннях АТЗ застосовують прилади з мірними циліндрами або об'ємні лічильники-паливоміри, пристрій і роботу яких наведено в [19].

6.7. Оперативний моніторинг параметрів палива та мастила

З початку ХХІ століття в економіці держав значно посилена роль автомобільного транспорту. Перевезення вантажів на далеку відстань здійснюється автомобілями в напруженому режимі роботи систем і агрегатів.

Практично безперервна робота двигуна потребує постійної інформації про роботу системи охолодження двигуна, стан мастила в агрегатах та наявності палива в баку. Усе більш нагальною є технологічна необхідність контролю кількісного і якісного стану палива і мастила. Такий контроль характеристик паливо-мастильного стану – обов'язкова і невід'ємна складова роботи автомобіля. Від точності такого контролю значною мірою залежить економічна ефективність роботи автомобільних перевезень у цілому. Оцінка технічного стану двигуна внутрішнього згорання, а саме: визначення параметрів мастила у картері двигуна внутрішнього згорання під час його роботи, є актуальною складовою ефективного використання автомобільного транспорту.

Для вирішення цієї проблеми необхідно вимірювати кількісні і якісні характеристики палива та мастила, які знаходяться в картері і баку. До цих параметрів поряд з такими основними, як обсяг та відповідність технічним умовам, також належать положення меж поділу незмішуваних середовищ.

На сьогодні відсутні сертифіковані вітчизняні системи моніторингу параметрів палива та мастила, що дозволяють оперативно автоматизованими методами визначати їхні характеристики: рівень, обсяг, масу, температуру тощо. Практичне освоєння таких систем тільки-но починається.

Ефективним методом, що дозволяє вимірювати зазначені параметри, є метод імпульсної рефлектометрії. Суттєвими ознаками цього методу є визначення рівня середовища, що контролюється, за допомогою частково зануреного в середовище датчика; обчислення кількості за допомогою мікро-ЕОМ (обчислювача); та індикація результатів, а також визначення з допомогою діелектричної проникності якісних фізичних характеристик палива та мастила, таких, як густина, октанові і цетанові числа та інші показники. На базі цього методу розроблено рефлектометричну інформаційно-вимірювальну систему (ІВС) «САДКО» (рис. 6.7).

В основу принципу роботи системи «САДКО» покладено метод імпульсної рефлектометрії, який у подальшому дістав назву метода імпульсної поліметрії.

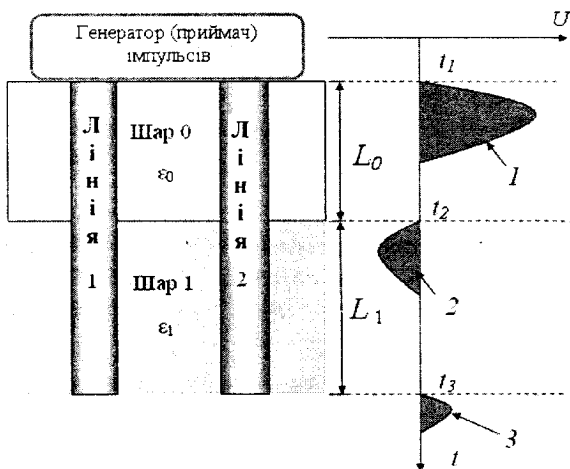


Рис. 6.7. Рефлектометрична система

Сутність метода полягає в такому. У двопровідну лінію передачі – чутливий елемент блоку вимірювальних перетворювачів рівня, установлений у резервуарі з контрольованим середовищем, – посиляється високо-частотний і малопотужний зондувальний імпульс, що поширюється по лінії зі швидкістю V , обумовленою діелектричною проникністю середовища:

$$\varepsilon V = \frac{C}{\sqrt{\varepsilon}}, \quad (6.11)$$

де $C = 3 \cdot 10^8$ м/с – швидкість поширення електромагнітної хвилі в повітрі; ε – діелектрична проникність середовища, яка заповнила простір між провідниками чутливого елемента.

На рис. 6.7: шар 0 – повітря L_0 , шар 1 – шар контрольованого середовища, середовище L_1 . 1 – зондувальний імпульс, 2 – відбиття від межі поділу середовищ, 3 – відбиття від кінця лінії, U – напруга, t – час. Генератор (приймач) імпульсів забезпечує генерацію зондувальних імпульсів (1) і прийом відбитих імпульсів (2–3). Параметри відбитих імпульсів залежать від фізико-хімічних властивостей середовища, що контролюється.

На межі поділу двох середовищ з різною діелектричною проникністю, наприклад, повітря – рідина або рідина – рідина, виникає різкий стрибок хвильового опору – неоднорідність. Неоднорідність хвильового опору виникає внаслідок заповнення матеріалом (рідиною або сипким матеріалом) простору між провідниками чутливого елемента. Імпульс відбивається від неоднорідності хвильового опору й повертається до початку лінії. Аналоговий сигнал, що містить інформацію

про зондувальний і відбитий імпульси, називається *рефлектограмою*.

Час затримки відбитого імпульсу відносно зондувального пропорційний відстані l до межі поділу двох середовищ:

$$l = \frac{V \cdot t_3}{2}, \quad (6.12)$$

де t_3 – час подвійного пробігу зондувального імпульсу до межі поділу двох середовищ. Коефіцієнт l ураховує подвійний шлях, пройдений імпульсом.

Для визначення рівня рідини й відстані до межі поділу рідких середовищ чутливий елемент опускають у резервуар з контрольованими середовищами. Від зондувального імпульсу відраховують усі інші координати. Затримка першого відбитого імпульсу T_1 відносно зондувального показує час проходження імпульсу до поверхні рідкого середовища в резервуарі, тобто до межі поділу середовищ повітря – рідина (наприклад, повітря – нафтопродукт). Затримка другого відбитого імпульсу T_2 відносно зондувального визначає час проходження імпульсу по хвилеводу до межі поділу двох рідких середовищ (нафтопродукт – підтоварна вода).

Стробоскопічне перетворення масштабу часу, використаного в ІВС, породжує низку специфічних погрішностей вимірів. Однією з причин погрішностей є нелінійність функції перетворення тимчасового тракту, яку можна подати у вигляді

$$\tau' = f[\tau, a_0(t), a_1(t), a_2(t), \dots, a_m(t)], \quad (6.13)$$

де τ' – час в еквівалентному масштабі;

τ – час у реальному масштабі;

$a_0(t), a_1(t), a_2(t), \dots, a_m(t)$ – параметри функції перетворення.

Параметри функції (6.11) змінюються в часі внаслідок дії різних зовнішніх факторів, природного старіння елементів тощо. Знання їх дозволяє визначити реальні затримки імпульсів, а отже, і положення меж поділу середовищ.

Для визначення параметрів функції перетворення використовується метод, заснований на зрушенні зондувального імпульсу вздовж діапазону роботи стробоскопічного перетворювача. При зрушенні зондувального імпульсу одночасно відбувається переміщення імпульсу, відбитого від спеціальної неоднорідності хвильового опору, введеної між генератором зондувальних імпульсів і робочою ділянкою чутливого елемента. Імпульс, відбитий від спеціальної неоднорідності, становить собою опорний імпульс, затримка якого відносно зондувального приймається за зразкову. При цьому приймається, що в реальному масштабі часу зразкова затримка є постійною величиною.

Введення спеціальної неоднорідності хвильового опору впливає на рефлектограму, одержувану в результаті зондування чутливого елемента, тому актуальним є вироблення вимог, що висуваються до значення зразкової затримки і параметрів опорного імпульсу.

Розглянемо особливості, пов'язані з формуванням зразкової затримки, використовуваної для зменшення погрішностей вимірів рефлектометричної ІВС.

Погрішність вимірів буде зменшуватися зі збільшенням кількості вузлів апроксимації функції перетворення часового тракту ІВС. Для збільшення

кількості вузлів необхідно зменшувати значення зразкової затримки. Однак межа такого зменшення обмежена роздільною здатністю. Роздільну здатність у цьому випадку визначають як мінімальну відстань між виходом генератора зондувальних імпульсів і спеціальною неоднорідністю, за якої зондувальний і відбитий імпульси спостерігаються окремо. Відомо, що роздільна здатність залежить від швидкості поширення і тривалості зондувального імпульсу (у випадку використання відеоімпульсу):

$$\Delta l_{\min} = 0,5 \cdot \vartheta \cdot t_u, \quad (6.14)$$

де ϑ – швидкість поширення зондувального імпульсу;
 t_u – тривалість зондувального імпульсу.

Мінімально можливе значення зразкової затримки дорівнюється тривалості зондувального імпульсу. Основними параметрами опорного імпульсу є його тривалість, полярність і амплітуда.

Тривалість опорного імпульсу визначається тривалістю зондувального імпульсу і характером спеціальної неоднорідності. Доцільно, щоб спеціальна неоднорідність мала активний характер, тому що в цьому випадку форми зондувального і опорного імпульсів будуть однакові. Полярність опорного імпульсу на сутність методу визначення параметрів функції перетворення впливу не має, однак поряд з амплітудою впливає на характер багаторазових відбиттів зондувального імпульсу. Зондувальний імпульс відбивається від спеціальної неоднорідності хвильового опору з коефіцієнтом відбиття

$$k_o = \frac{R - W}{R + W}, \quad (6.15)$$

де R – опір спеціальної неоднорідності;

W – хвильовий опір ділянки лінії між генератором зондувальних імпульсів і спеціальною неоднорідністю.

При цьому виникає переломлений імпульс, який поширюючись далі в чутливому елементі, відбивається від неоднорідностей хвильового опору, розташованих на межах поділів середовищ. При цьому знову виникають відбиті й переломлені імпульси. Оскільки імпульси згасають, то цей процес завершується сталим режимом.

Ці обставини слід урахувувати при виборі амплітуди опорного імпульсу. Амплітуда має бути такою, щоб відбиті від неоднорідностей хвильового опору імпульси можна було відрізнити на рівні перешкод.

Значення зразкової затримки повинно бути більшим або дорівнювати тривалості зондувального імпульсу. Полярність опорного імпульсу принципового значення не має, але при цьому впливає на процес математичної обробки рефлектограми. Амплітуду опорного імпульсу слід визначати з урахуванням параметрів неоднорідностей хвильового опору чутливого елемента.

До складу системи автоматизованого дистанційного контролю кількісних і якісних характеристик контролюваного продукту входять: персональний (бортовий) комп'ютер із програмним забезпеченням; базовий блок, вимірювальні перетворювачі рівня й температури; кабельні лінії зв'язку вимірювальних перетворювачів з базовим блоком. Структурна схема системи наведена на рис. 6.8.

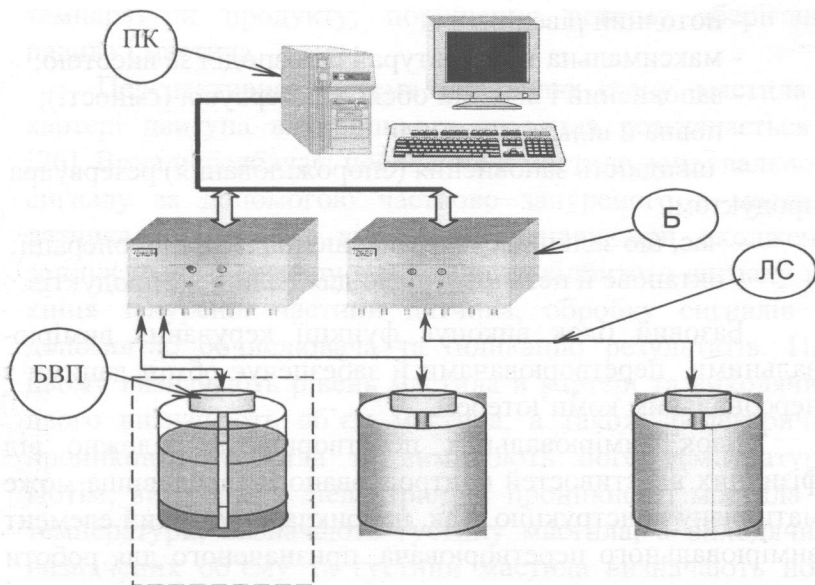


Рис. 6.8. Структурна схема системи автоматизованого дистанційного контролю палива і мастила:

ПК – персональний комп'ютер; ББ – базові блоки;

БВП – блоки вимірювальних перетворювачів;

ЛС – лінії зв'язку

Персональний (бортовий) комп'ютер служить для керування вимірювальним процесом, обробкою й видачею в наочній формі результатів вимірів. Програмне забезпечення системи виконує реєстрацію, аналіз, відображення та інші види обробки інформації, що надходять від вимірювальних перетворювачів, у тому числі розрахунків дійсних параметрів обсягу, маси тощо. Забезпечується також сигналізація критичних рівнів і реєстрація даних про систему в журналі подій. Для кожного контролюваного палива і мастила в ємності визначаються такі характеристики:

- поточний рівень;
- максимальна температура і її розподіл за висотою;
- заповнений і вільний обсяг у резервуарі (ємності);
- повна й вільна маса;
- швидкість заповнення (спорожнювання) резервуара продуктом;
- час, що залишився до завершення активної операції;
- октанове й цетанове число для паливних продуктів.

Базовий блок виконує функції керування вимірювальними перетворювачами й забезпечує обмін даними з персональним комп'ютером.

Блок вимірювальних перетворювачів залежно від фізичних властивостей контролюваного середовища може мати різну конструкцію. Так, наприклад, чутливий елемент вимірювального перетворювача, призначеного для роботи в силосах елеваторів, повинен витримувати підвищені динамічні напруги та бути стійким до роботи при високих температурах. Вимірювання температури контролюваного середовища реалізується за допомогою використання цифрових термометрів DS18B20, які випускає промисловість. Термометри з'єднані між собою в підвіску, що встановлюється усередині троса чутливого елемента рівня, що дозволяє контролювати температуру в кількох точках висот резервуара.

За допомогою систем у реальному масштабі часу здійснюється контроль параметрів зберігання: рівня, температури палива і мастила, обсягу, маси з видачею зазначеної інформації водію; відображується наявність підтоварної води в баку з нафтопродуктом; подаються аварійні сигнали при досягненні максимально припустимого рівня наповнення резервуара продуктом, переливанні ємностей, заниження мінімального рівня, перевищення максимально припустимого значення

температури продукту, порушення режиму зберігання палива і мастила.

Перспективна система контролю стану мастила в картері двигуна внутрішнього згорання розглядається в [26]. Вона передбачає: посилання в мастило зондувального сигналу за допомогою частково зануреного в мастило датчика, приймання відбитого сигналу при входженні зондувального сигналу в мастило та відбитого сигналу від кінця зануреної частини датчика, обробку сигналів за допомогою обчислювача та індикацію результатів. При цьому визначають рівень мастила в картері та виходячи з нього визначають об'єм мастила, а також діелектричну проникність мастила та вимірюють його температуру. Потім, виходячи з діелектричної проникності мастила та температури, визначають густину мастила, а виходячи з визначених об'єму та густини мастила визначають його масу. Згідно з корисною моделлю, додатково розраховують змінення тангенсу кута діелектричних втрат мастила за часом затримки відбитого сигналу при входженні зондувального сигналу в мастило відносно зондувального сигналу. Порівнюють зміну тангенсу кута діелектричних втрат мастила з даними тарувальної таблиці та визначають масову частку металевих включень у мастилі. Одночасно додатково контролюють динаміку відношення первинної маси мастила до густини мастила, що змінена в процесі роботи двигуна внутрішнього згорання, порівнюють це відношення з даними тарувальної таблиці та встановлюють масову частку води в мастилі, а за допомогою програмного забезпечення персонального комп'ютера отримують відображення всіх одержаних показників мастила на дисплеї. На рис. 6.9 відображена блок-схема системи, що реалізує спосіб оперативного моніторингу стану мастила в картері автомобіля.

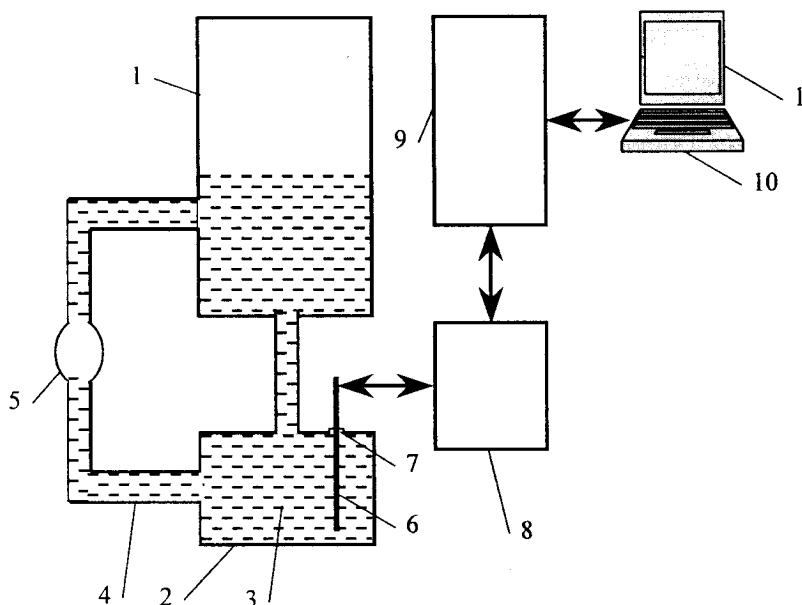


Рис. 6.9. Приклад системи контролю мастила

Система містить: двигун внутрішнього згорання 1, картер 2 з мастилом 3, трубопровід 4 з насосом 5. На картері 2 закріплено датчик 6, частково занурений у мастило 3 за допомогою ізолюючої вставки 7. Датчик 6 з'єднаний двоспрямованою лінією інформаційного обміну з генератором-приймачем 8 зондувального імпульсного сигналу. Датчик 6 може бути однопровідниковим або складатися з двох ізольованих провідників. Генератор-приймач 8 зондувального імпульсного сигналу може бути виконаний як система посилення та обробки зондувального імпульсного електромагнітного сигналу. Генератор-приймач 8 зондувального імпульсного сигналу двоспрямовано з'єднаний з обчислювачем 9, який, у свою чергу, двоспрямовано з'єднаний із системним блоком

персонального комп'ютера 10, що програмно керує діями обчислювача 9. Програмне забезпечення персонального комп'ютера також дозволяє отримувати відображення одержаних показників мастила на дисплеї 11.

Оперативний моніторинг параметрів палива та мастила здійснюють за допомогою частково зануреного в мастило (або топливний бак) 3 датчика 6: посилають зондувальний імпульсний сигнал A_1 , приймають відбитий сигнал A_2 від поверхні мастила 3 при входженні зондувального сигналу в мастило. За часом затримки відбитого сигналу A_2 при входженні зондувального сигналу в мастило 3 відносно зондувального сигналу A_1 визначають довжину незануреної частини датчика 6 як відстань до межі поділу середовищ. Виходячи з рівня мастила за тарувальною таблицею, яка міститься в обчислювачі 9, визначають обсяг мастила і визначають фізичну довжину зануреної частини датчика як різницю між відомою фізичною довжиною датчика 6 та довжиною незануреної частини.

Діелектричну проникність мастила 3 визначають як квадрат частки від ділення електромагнітної довжини 1 зануреної у мастило 3 частини датчика 6 на фізичну довжину зануреної у мастило 3 частини датчика 6. За допомогою температурного датчика визначають температуру t мастила 3. Виходячи з температури t та визначеної діелектричної проникності мастила 3 визначається густина мастила 3. З визначених обсягу та густини мастила визначається маса мастила. Усі обчислення здійснюються за допомогою обчислювача 9, роботою якого керує системний блок 9 бортового комп'ютера 10.

Додатково розраховують зміну тангенсу кута діелектричних втрат мастила. Цей показник характеризує зміну під час роботи двигуна внутрішнього згорання

діелектричної проникності мастила 3. Зміна тангенсу кута діелектричних втрат пропорційна затримкам відбитого сигналу A_2 відносно зондувального сигналу A_1 . Тангенс кута діелектричних втрат постійно зростає з появою в мастилі 3 металевих включень, які утворюються в камері згорання двигуна внутрішнього згорання та з інших деталей двигуна внутрішнього згорання і забруднюють мастило. Обчислювач 9 по затримкам відбитого сигналу A_2 відносно зондувального сигналу A_1 постійно фіксує й враховує зміну тангенсу кута діелектричних втрат.

Одночасно додатково на підставі визначених раніше об'єму та густини мастила контролюють динаміку змін відношення первинної маси мастила до густини мастила. Одержані відношення характеризують зміну масової частки води в мастилі, що контролюють. Обчислювач 9 містить попередньо одержану в лабораторних умовах тарувальну таблицю відношення первинної маси зразкового мастила до його густини. Порівнянням даних тарувальної таблиці з відношенням первинної маси мастила до його густини встановлюють реальну масову частку води в мастилі, що контролюють. За допомогою програмного забезпечення персонального комп'ютера 10 отримують відображення всіх одержаних показників мастила на бортовому дисплеї автомобіля 11.

Такими є можливості інформаційно-вимірювальної системи «САДКО», її технічні параметри дозволяють безпосередньо водію на своєму робочому місці здійснювати поточний контроль параметрів палива і мастила та оперативно керувати рухом, а також швидко реагувати на виникнення позаштатних ситуацій. Програмне забезпечення системи надає водію можливість доступу до архіву даних, відносно використання паливно-мастильних продуктів за зазначений термін. Оперативний

моніторинг параметрів палива та мастила сприяє підвищенню якості і надійності роботи автомобіля.

Використання системи забезпечує підвищення екологічної й економічної безпеки на автомобільному транспорті, а досвід роботи показує високі виробничо-технічні можливості.

Контрольні запитання і завдання для самоперевірки

1. Які показники передбачені стандартом для оцінки паливної економічності автомобіля?
2. Які складові паливного балансу автомобіля вам відомі?
3. Що таке паливно-економічна характеристика автомобіля?
4. Які конструктивні фактори впливають на паливну економічність?
5. Які експлуатаційні фактори впливають на паливну економічність?
6. Що відносять до альтернативних видів палив?
7. Який існує зв'язок між паливною економічністю й екологічними нормами?
8. Визначте годинну витрату палива двигуна, якщо $N_{e\max} = 176$ кВт і $g_e = 200$ г/кВт·год.
9. Скільки літрів бензину витратить автомобіль на 100 км шляху, рухаючись зі швидкістю 40 км/год, якщо $Q_t = 8,7$ кг/год?
10. Визначте витрату палива на пасажиро-кілометр під час руху автобуса місткістю 77 осіб зі швидкістю 50 км/год і $Q_t = 22,5$ л/год.

Розділ 7. КЕРОВАНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

7.1. Оцінні показники

Керованість, як і стійкість, пов'язана з безпекою руху автомобіля. Досить часто при втраті автомобілем керованості порушується його стійкість, і навпаки. У зв'язку з цим керованість автомобіля часто розглядають як окремий випадок загальної задачі його стійкості. Автомобіль повинен мати добру керованість на будь-якому періоді експлуатації.

Керованість залежить від бічної еластичності шин коліс, стабілізації керованих коліс, їх коливань і відповідності кінематики підвіски керованих коліс кінематиці кермового приводу. Крім того, вона залежить від зовнішніх умов (поперечного ухилу дороги, величини коефіцієнта зчеплення шин з дорогою, бічного вітру і т.п.).

Траєкторію руху автомобіля в загальному випадку можна розглядати як криволінійну з кривизною, яка постійно змінюється. Якщо кривизна траєкторії близька до нуля, **рух** умовно вважають **прямолінійним**.

Криволінійність руху обумовлена необхідністю здійснювати повороти відповідно до траєкторії, що задається водієм, а також у результаті дії зовнішніх збурювань. Такий рух автомобіля характеризується зміною в часі положення його поздовжньої і вертикальної осей, а також наявністю поздовжніх і, головним чином, поперечних прискорень.

Процес керування рухом автомобіля характеризують три групи параметрів: траєкторні, курсові та крену. На більшість цих параметрів впливають як конструктивні особливості автомобіля, так і ергономічні дані водія як керуючої ланки. Тому слід розглядати керованість автомобіля не ізольовано (як механічної системи), а як керованість системи ВАДС.

Надійність керування автомобіля забезпечується властивістю системи ВАДС зберігати стійкість керування в заданих умовах і режимах руху.

Стійкість керування автомобіля забезпечується властивістю системи ВАДС виконувати з заданою точністю на визначеному відрізку шляху закон руху, що задається. Ця властивість характеризується такими складовими: стійкість курсового керування, поперечну стійкість.

Стійкість керування траєкторією забезпечується властивістю системи ВАДС відстежувати з визначеною точністю задану траєкторію руху.

Стійкість курсового керування забезпечується властивістю системи ВАДС регулювати з заданою точністю різницю кута відведення на осях після втрати автомобілем курсової стійкості.

Для оцінки керованості існує досить багато оцінних показників. До основних оцінних показників, передбачених національними стандартами і Правилами КВТ ЄЕК ООН, відносять:

- стійкість керування траєкторії;
- стійкість курсового керування;
- стійкість керування траєкторій при гальмуванні;
- стійкість курсового керування при гальмуванні;
- граничну швидкість виконання маневру “перестановка” $V_{пр}$, км/год;
- швидкість на початку зниження стійкості керування траєкторією $V_{тр}$, км/год;
- швидкість початку зниження стійкості курсового керування $V_{курс}$, км/год.

Крім цього, існує ціла низка додаткових показників і характеристик керованості, з яких можна виділити такі:

- характеристику статичної траєкторної керованості;
- характеристику “ривок руля”;

- характеристику виходу з повороту;
- характеристику легкості рульового керування;
- граничну швидкість входу в заданий поворот;
- граничну швидкість входу в задану переставку;
- середню кутову швидкість повороту кермового колеса на прямолінійній ділянці дороги.

7.2. Умови збереження стійкості автомобільного колеса

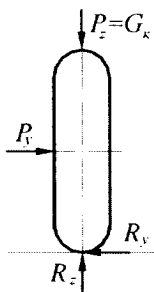


Рис. 7.1. *Схема сил, що діють на жорстке нерухоме колесо*

Розглянемо, від чого залежить стійкий рух автомобільного колеса. Припустимо, що на тверде колесо діє тільки вертикальне навантаження $P_z = G_k$ і бічна сила P_y (рис. 7.1) за відсутності дотичних сил у площині кочення колеса. Тоді максимальне граничне по зчепленню значення бічної сили визначається співвідношенням

$$P_{y_{\max}} = \varphi \cdot P_z = \varphi \cdot G_k \quad \text{або} \quad R_y = \varphi \cdot R_z. \quad (7.1)$$

Явище ускладнюється, якщо колесо навантажене не тільки вертикальною і бічною силами, але й граничною силою P_x , що діє в площині кочення колеса (тяговою чи гальмівною силою). У цьому випадку ковзання в площадці контакту колеса з опорною поверхнею виникає коли межі за умовами зчеплення досягає рівнодіюча R_{xy} подовжньої R_x і поперечної R_y реакцій (рис. 7.2).

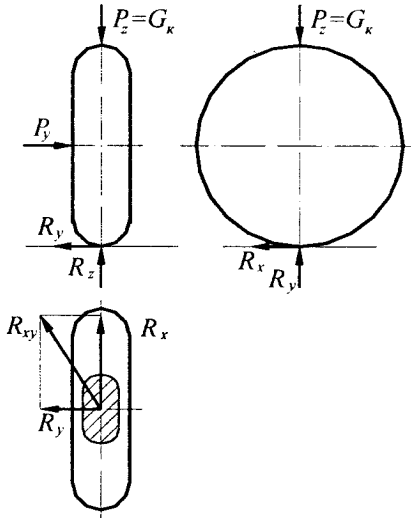


Рис. 7.2. Схема сил, що діють на жорстке колесо, яке котиться

$$P_{xy \max} = \varphi \cdot R_z \text{ чи } R_{xy \max} = \varphi \cdot G_{\kappa}; \quad (7.2)$$

$$R_{xy} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}. \quad (7.3)$$

У цьому випадку максимальна бічна сила $P_{y \max}$, яку може витримати колесо без бічного ковзання в місці контакту, або умови збереження його стійкості визначаються з співвідношень

$$P_{y \max} = R_{y \max} = \sqrt{R_{xy \max}^2 - R_x^2} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_z^2 - R_x^2} \quad (7.4)$$

або

$$P_{y \max} = \sqrt{\varphi^2 \cdot G_{\kappa}^2 - R_x^2}. \quad (7.5)$$

Зіставлення формул (7.1) і (7.5) показує, що колесо навантажене як поперечною силою P_y , так і поздовжньою силою P_x , має меншу бічну стійкість проти ковзання (ковзає вбік при меншій бічній силі $P_{y \max}$) порівняно з колесом, яке вільно котиться або є нерухомим, не навантажене поздовжньою силою P_x . Це підтверджується прикладами з практики водіння автомобіля:

- автомобіль може стояти досить стійко на слизькій дорозі з поперечним ухилом, але як тільки на ведучих колесах з'являється тягове зусилля (підведене від двигуна $M_{кр}$), ці колеса починають ковзати вниз поперечного ухилу;
- автомобіль може стійко (без бічного ковзання) здійснювати поворот на досить великій швидкості у вільному коченні, але, якщо при цьому гальмувати або підводити до коліс тягове зусилля, виникає бічне ковзання в напрямку від центра повороту внаслідок дії відцентрової (бічної) сили.

В умовах недостатнього зчеплення коліс з опорною поверхнею і високим опором коченню поворот керованих коліс не завжди може забезпечити рух автомобіля по необхідній криволінійній траєкторії. Розглянемо, у яких співвідношеннях повинні знаходитися коефіцієнт зчеплення φ , коефіцієнт опору кочення f і

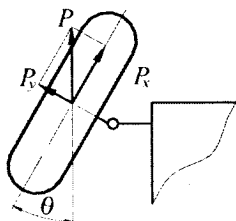


Рис. 7.3. *Схема сил, що діють на кероване колесо*

кут повороту керованого колеса θ для здійснення руху автомобіля по заданій траєкторії.

На рис. 7.3 показані сили, прикладені в горизонтальній площині з боку поворотного кулака до переднього керованого колеса автомобіля з колісною формулою 4×2 (задні колеса – ведучі). Сила, що штовхає P , рівнобіжна поздовжній осі

автомобіля і діє при створенні тягового зусилля на задніх ведучих колесах або вільному коченні. Її складові P_x і P_y спрямовані в площині колеса (P_x) та перпендикулярні (P_y). Остання викликає бічну реакцію опорної поверхні R_y , що забезпечує поворот автомобіля. Поздовжня сила P_x витрачається на подолання опору коченню. Сила P_y не повинна перевищувати максимального значення по зчепленню, обумовленого формулою (7.5). За таких умов справедливі співвідношення:

$$P_x = f \cdot R_z = P \cdot \cos \theta ; \quad (7.6)$$

$$P_y = P \cdot \sin \theta = P \cdot \operatorname{tg} \theta = f \cdot R_z \cdot \operatorname{tg} \theta . \quad (7.7)$$

Для забезпечення умови керуваності автомобіля поворотом керованих коліс необхідно, щоб відповідно до формули (7.5) виконувалися такі співвідношення:

$$P_y = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_z^2 - R_x^2} ; \quad (7.8)$$

$$f \cdot R_z \cdot \operatorname{tg} \theta \leq \sqrt{\varphi^2 \cdot R_z^2 - f^2 \cdot R_z^2} ; \quad (7.9)$$

$$f \cdot \operatorname{tg} \theta \leq \sqrt{\varphi^2 - f^2} . \quad (7.10)$$

З (7.10) випливає, що в разі недостатнього зчеплення коліс з опорною поверхнею (низьке значення φ) і високого опору кочення (високе значення f) в автомобіля з задніми ведучими колесами не можна допускати великі кути повороту керованих коліс θ . Це підтверджується практикою керування автомобілем на сипкому піску або пухкому снігу.

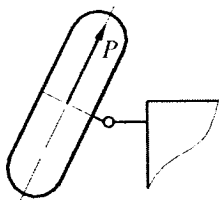


Рис. 7.4. *Схема сил, що діють на кероване ведуче колесо*

Інакше відбувається поворот автомобіля, у якого передні колеса керовані та ведучі (рис. 7.4). У такому разі тягове зусилля P виникає безпосередньо на керованому колесі і нібито втягує автомобіль у криволінійну траєкторію повороту. Цим пояснюється краща керованість автомобілів з передніми ведучими і керованими колесами.

Розглянемо, як здійснюється кочення жорсткого колеса по криволінійній траєкторії без бічного ковзання. Теоретично профіль автомобільного колеса близький до тороїдального, і, припускаючи колесо жорстким, ми тим самим визначаємо точковий контакт його з твердою і рівною опорною поверхнею.

При прямолінійному коченні колеса, природно, ніякого бічного ковзання в контактні колеса з опорною поверхнею не виникає. Якщо кочення колеса здійснюється по криволінійній траєкторії, то для відсутності бічного ковзання в місці його контакту з опорною поверхнею

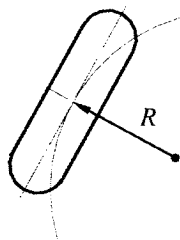


Рис. 7.5. *Схема кочення жорсткого колеса по криволінійній траєкторії без бокового ковзання*

повинна дотримуватися така умова (рис. 7.5). У будь-яку мить часу, тобто в кожній точці траєкторії, середня площина колеса повинна збігатися з дотичною до криволінійної траєкторії в цій точці, і вісь колеса при цьому буде спрямована вздовж радіусу кривини траєкторії. При цьому після нескінченно малого кутового повороту колеса і відповідної зміни

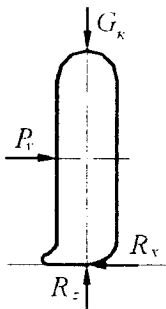


Рис. 7.6. Схема сил, що діють на еластичне колесо

положення його площини нова точка контакту колеса буде розташовуватися на необхідній траєкторії. Якщо ж площина колеса не буде дотичною, а січною стосовно траєкторії, нова точка контакту буде зміщена убік, і в площі контакту неминуче бічне прослизання. Така умова кочення колеса без бічного ковзання є визначальною при

наступному розгляді кінематики повороту автомобіля з жорсткими колесами. Раніше розглядався випадок кочення ідеалізованого колеса – жорсткого в бічному напрямку. Реальна шина має еластичність і деформується під дією бічної сили (рис. 7.6).

При коченні такого колеса площина його обертання буде зміщатися в напрямку дії бічної сили, і траєкторія переміщення центра колеса відхилитиметься від осьової площини колеса, як показано на рис. 7.7.

Кожна наступна точка контакту 1 – 2 – 3 внаслідок зігнутої осьової площини шини в зоні, близької до місця контакту, буде входити в контакт із бічним зсувом, і, відповідно, площина переміщення центра колеса буде розташовуватися під кутом δ до середньої площини колеса. Це явище називають **бічним відведенням еластичного автомобільного колеса**, що котиться, завантаженого – бічною силою, а кут δ – кутом бічного відведення.

Кут бічного відведення при коченні еластичного колеса залежить від різних факторів, але перш за все від бічної жорсткості шини і діючої на колесо бічної сили. Максимальні кути відведення шин становлять 12–20°.

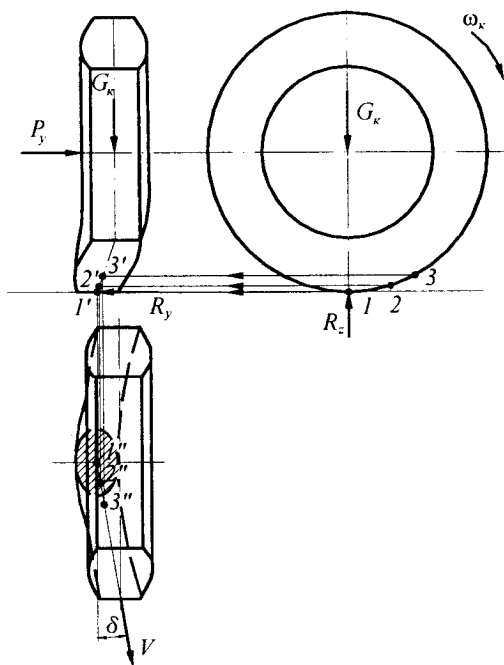


Рис. 7.7. Схема кочення еластичного колеса з бічним відведенням

На рис. 7.8 показаний типовий характер зміни кута бічного відведення δ внаслідок збільшення бічної сили P_y . Межею збільшення бічної сили, прикладеної до колеса, що вільно кочиться, є сила зчеплення шини з опорною поверхнею $\varphi \cdot G_k$. На графіку залежності кута відведення від бічної сили можна відзначити три характерні ділянки: 0 – а –

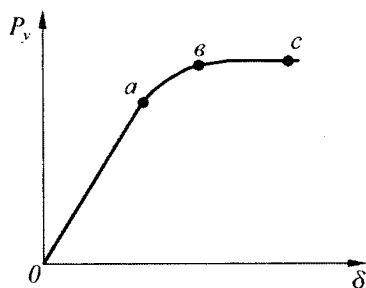


Рис. 7.8. Залежність кута відведення від бічної сили

кут відведення залежить лінійно від бічної сили; а – в – перехідна; в – с – кут відведення зростає без збільшення бічної сили.

На ділянці $0 - a$ відведення автомобільного колеса відбувається тільки внаслідок пружної деформації елементів шини без бічного ковзання елементів шини в зоні контакту з опорною поверхнею. У міру збільшення P_y з'являється поперечне проковзування шини в зоні контакту (ділянка $a - b$), а подальше збільшення бічної сили призводить до повного ковзання шини в бічному напрямку (ділянка $b - c$).

Оскільки кочення колеса з бічним ковзанням належить до хитливих режимів руху, при аналізі явища бічного відведення й оцінці його впливу на керованість і стійкість автомобіля звичайно обмежуються ділянкою $(0 - a)$.

Відношення бічної сили до кута відведення, визначене на лінійній ділянці $(0 - a)$, **називається коефіцієнтом опору відведенню колеса k_δ** :

$$k_\delta = \frac{P_y}{\delta}. \quad (7.11)$$

Коефіцієнт опору відведенню в основному залежить від розмірів і конструкції колеса, тиску повітря в шині, типу і стану дорожнього покриття, нормального навантаження, прикладеної до колеса тангенціальної сили та деяких інших факторів.

Значення коефіцієнта k_δ для шин легкових автомобілів (15–60) кН/рад, а для шин вантажівок та автобусів (60–180) кН/рад, де нижні значення стосуються шин з діагональним кордом, а верхні – з радіальним [24]. У зв'язку з більш високими значеннями тиску в шинах вантажівок еластичність коліс менше впливає на їх керованість порівняно з впливом на керованість легкових автомобілів.

7.3. Кінематика повороту автомобіля

Поворот автомобіля, тобто зміна його курсового кута, в більшості конструкцій здійснюється в результаті зміни положення керованих коліс. Гарна поворотність досягається в разі виконання низки умов: керовані колеса автомобіля повинні котитися без бічного ковзання; кермовий привод забезпечує правильне співвідношення кутів повороту керованих коліс; компоновання автомобіля. Підвіска і шини забезпечують оптимальне співвідношення між кутами відведення передніх і задніх мостів; рульове керування сконструйоване так, що водій може оцінювати сили, які діють з боку дороги на керовані колеса.

Підґрунтям побудови траєкторії повороту автомобіля з жорсткими колесами є сформульована раніше умова кочення коліс без бічного ковзання: у кожній точці криволінійної траєкторії положення площини кожного колеса визначається дотичною до криволінійної траєкторії його переміщення. Звідси випливає, що при круговій траєкторії автомобіля з чотирма колесами осі всіх коліс повинні перетинатися в одній точці – загальному миттєвому центрі повороту. На рис. 7.9 зображена схема повороту автомобіля з передніми керованими колесами, що задовольняє такій вимозі.

Визначимо співвідношення між кутами повороту зовнішнього θ_n і внутрішнього θ_e коліс стосовно центра повороту автомобіля O . Із трикутників OKC і OA , відповідно, одержимо:

$$ctg\theta_n = \frac{OK}{KC} = \frac{OK}{L}; \quad (7.12)$$

$$ctg\theta_e = \frac{OA}{AD} = \frac{OA}{L}; \quad (7.13)$$

$$ctg\theta_n - ctg\theta_e = \frac{OK - OA}{L} = \frac{l}{L} = const. \quad (7.14)$$

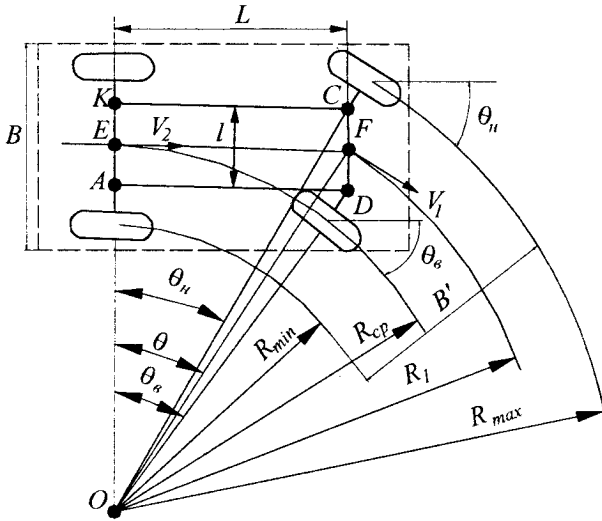


Рис. 7.9. Схема повороту автомобіля з жорсткими колесами

На схемі позначені вектори швидкостей середніх точок передньої осі V_1 і задньої осі V_2 . Вектор \vec{V}_1 відхиляється від поздовжньої осі автомобіля на кут θ – середній кут повороту керованих коліс. Миттєвий центр повороту ПРО визначається точкою перетинання перпендикулярів до векторів швидкостей \vec{V}_1 і \vec{V}_2 .

Зі схеми (рис. 7.9) визначаємо, що:

- внутрішні керовані колеса автомобіля слід повертати на більший кут θ_y , ніж кут повороту зовнішніх коліс θ_n ;
- по найбільшому радіусу R_{max} переміщується передня навантажена точка габаритного контуру автомобіля, а по найменшому радіусу R_{min} – внутрішня габаритна точка на осі задніх коліс. Тому ширина смуги руху автомобіля на повороті B' перевищує габаритну ширину B ;
- середній радіус повороту R_{cp} визначають як мінімальну відстань від миттєвого центра повороту O до поздовжньої осі автомобіля.

У припущенні, що колеса жорсткі

$$R_{cp} = OE = \frac{EF}{\operatorname{tg}\theta} = \frac{L}{\operatorname{tg}\theta}, \quad (7.15)$$

де θ – середній кут повороту передніх керованих коліс.

Для малих кутів θ , які досягаються для середніх і високих швидкостей руху автомобілів, приймають

$$\operatorname{tg}\theta = \theta \text{ і } R_{cp} = \frac{L}{\theta}. \quad (7.16)$$

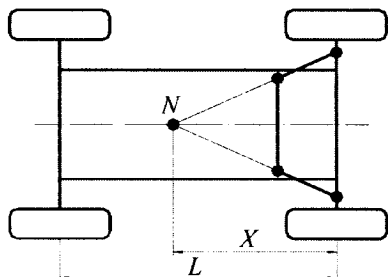


Рис. 7.10. Схема вибору параметрів рульової трапеції

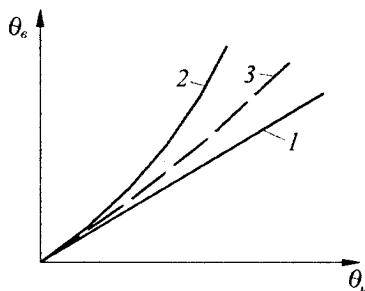


Рис. 7.11. Характер співвідношення кутів θ_n та θ_e

Для виконання першої вимоги передні керовані колеса з'єднані кермовою трапецією (рис. 7.10). Однак трапеція не забезпечує точного дотримання співвідношення θ_n і θ_e , визначеного формулою (7.14). На рис. 7.11 показані різні співвідношення θ_n і θ_e . Лінія 1 відповідає умові $\theta_n = \theta_e$, а лінія 2 – співвідношенню за формулою (7.14). Підбором елементів кермової трапеції забезпечують дійсне співвідношення кутів згідно з кривою 3. Найбільш просто це досягається вибором таких кутів нахилу поворотних важелів, щоб

у положенні, яке відповідає прямолінійному руху автомобіля, їхні осьові лінії перетиналися в деякій точці N (рис. 7.10), при цьому значення X приймають у межах $(0,7-0,9)L$.

У цьому випадку при малих кутах повороту, що відповідає переважній більшості режимів руху автомобіля, співвідношення кутів θ_n і θ_y згідно з усіма трьома залежностями практично збігаються. Для великих кутів повороту, що зустрічаються значно рідше, реальне співвідношення (крива 3) дещо відхиляється від теоретичного (крива 2), унаслідок чого відбувається незначне бічне ковзання в місці контакту при русі на повороті, яким звичайно нехтують.

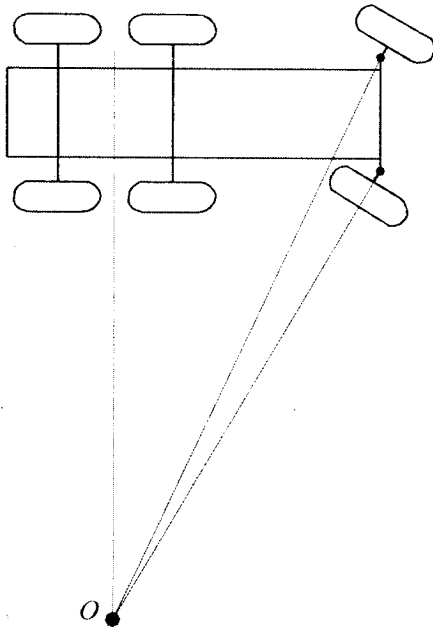


Рис. 7.12. *Схема повороту тривісного автомобіля*

Розглянемо схеми повороту різних типів автомобілів із жорсткими колесами. При повороті тривісного автомобіля (рис. 7.12) два задні мости, які виставлені на балансірній підвісці, розглядають як одну вісь, що збігається з віссю балансира підвіски. Очевидно, що при цьому неможливо повною мірою дотриматися умови кочення коліс середнього і заднього мостів на повороті без бічного ковзання, тому що їхні середні площини не будуть дотичними до траєкторії руху.

При повороті двовісного автомобіля з усіма керованими колесами (рис. 7.13) дотримується умова кочення коліс без бічного ковзання й значно зменшується радіус повороту. У той самий час задні зовнішні колеса при цьому зміщуються назовні від поздовжньої осі автомобіля, що може погіршити, наприклад, від'їзд на початку повороту автомобіля, який стояв на проїзній частині безпосередньо поблизу бордюрного каменю.

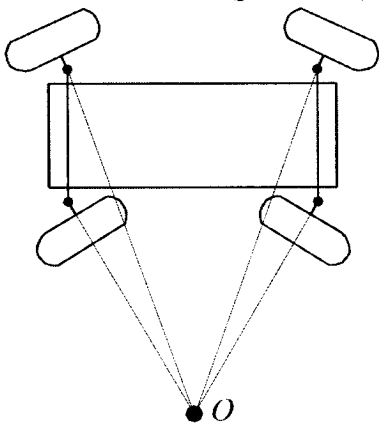


Рис. 7.13. *Схема повороту двовісного автомобіля з усіма керованими колесами*

Автомобіль з одно-вісним причепом повертає за схемою, наведеною на рис. 7.14, а з двовісним причепом і поворотним колом на передній осі – за схемою, наведеною на рис. 7.15.

У цьому випадку порівняно з одним автомобілем зменшується мінімальний габаритний радіус повороту задньої осі причепа і, відповідно, збільшується ширина смуги руху автопоїзда на повороті. Для усунення цього недоліку, особливо відчутного в причепах з подовженою базою, застосовують різні спеціальні конструкції їх поворотних пристроїв.

Розглянемо, як впливає на кінематику повороту автомобіля бічне відведення шин. При криволінійному русі по горизонтальній поверхні та за відсутності бічного вітру на автомобіль у поперечному напрямку діє тільки сила інерції P_{jy} (рис. 7.16). Складові цієї сили, що припадають на передні і задні колеса автомобіля, викликають відповідні їм кути відведення δ_1 і δ_2 , які тільки в окремому випадку рівні за величиною.

Розглянемо, як впливає на кінематику повороту автомобіля бічне відведення шин. При криволінійному русі по горизонтальній поверхні та за відсутності бічного вітру на автомобіль у поперечному напрямку діє тільки сила інерції P_{jy} (рис. 7.16). Складові цієї сили, що припадають на передні і задні колеса автомобіля, викликають відповідні їм кути відведення δ_1 і δ_2 , які тільки в окремому випадку рівні за величиною.

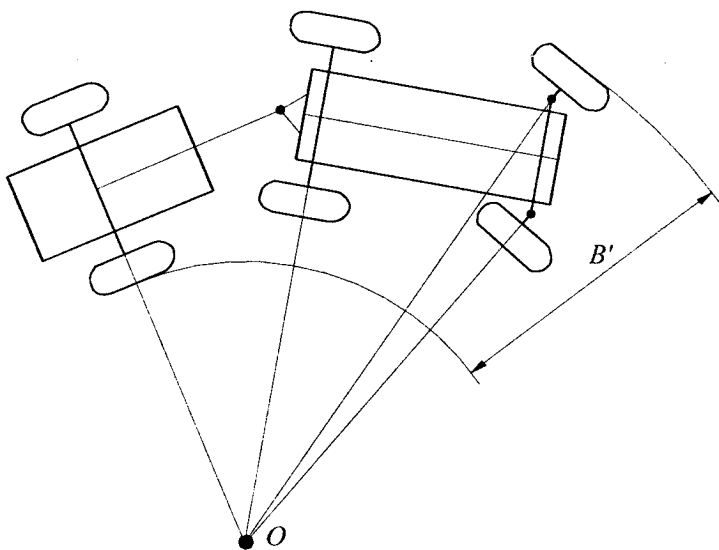


Рис. 7.14. *Схема повороту автомобіля з одновісним причепом*

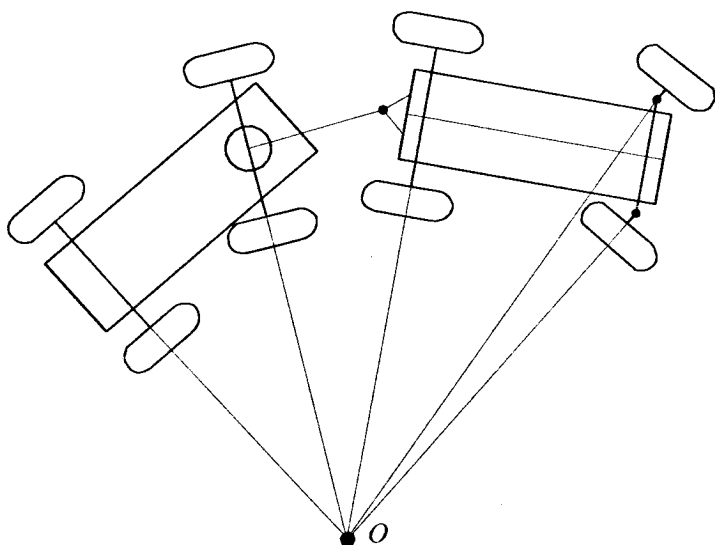


Рис. 7.15. *Схема повороту автомобіля з двовісним причепом*

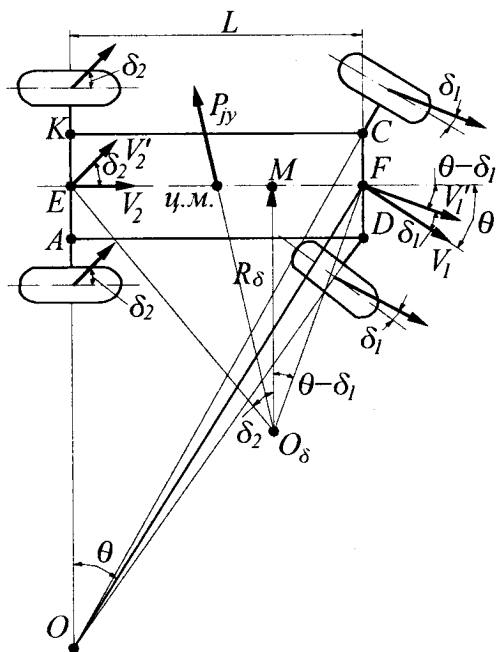


Рис. 7.16. Схема повороту автомобіля при бічному відведенні шин

Відведення правого і лівого коліс однієї осі також неоднакове, унаслідок чого вектори їх швидкостей не рівнобіжні. Для керованих коліс це, зокрема, обумовлюється й поворотом їх на різні кути.

У той самий час траєкторія руху визначається кутами відведення центрів його передньої і задньої осей, які є середніми між кутами відведення відповідних правих і лівих коліс.

За наявності бічного відведення, на такі самі кути і в той самий бік відхиляються вектори швидкостей середніх точок передньої V_1 і задньої V_2 осей. Позначимо нові вектори \vec{V}'_1 і \vec{V}'_2 . Відповідно змінюється і положення миттєвого центра повороту автомобіля, як точки

перетинання перпендикулярів до векторів швидкостей \vec{V}'_1 і \vec{V}'_2 . З урахуванням бічного відведення шин він уже буде не в точці O , а в точці O_δ . Середній радіус повороту автомобіля з урахуванням впливу бічного відведення шин R_δ , визначається довжиною перпендикуляра з миттєвого центра повороту на поздовжню вісь автомобіля, тобто буде дорівнювати відрізку $O_\delta M$, величину якого можна визначити зі схеми рис. 7.16.

У трикутнику EMO_δ кут $EO_\delta M$ дорівнює по побудові δ_2 , а в трикутнику MFO_δ кут $MFO_\delta = \theta - \delta_1$, де θ , як і на рис. 7.9 – середній кут повороту передніх керованих коліс.

Тоді

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{EM}{MO_\delta} = \frac{EN}{R_\delta}; \quad (7.17)$$

$$\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) = \frac{MF}{R_\delta}. \quad (7.18)$$

Звідси, оскільки сума $EM + MF = L$ – база автомобіля, знаходимо середній радіус повороту R_δ автомобіля з урахуванням впливу бічного відведення шин:

$$EM = R_\delta \cdot \operatorname{tg} \delta_2; \quad (7.19)$$

$$MF = R_\delta \cdot \operatorname{tg}(\theta - \delta_1); \quad (7.20)$$

$$EM + MF = L = R_\delta [\operatorname{tg} \delta_2 + \operatorname{tg}(\theta - \delta_1)]; \quad (7.21)$$

$$R_\delta = \frac{L}{\operatorname{tg} \delta_2 + \operatorname{tg}(\theta - \delta_1)}. \quad (7.22)$$

Враховуючи, що кути відведення невеликі ($5-10^\circ$), а кути повороту керованих коліс при високих швидкостях руху, коли відведення істотно впливає на керованість автомобіля, також не є великими, тангенси кутів можна замінити самими кутами, вираженими в радіанах:

$$R_\delta = \frac{L}{\delta_2 - \delta_1}. \quad (7.23)$$

Порівняння формул (7.16) і (7.23) для визначення середнього радіуса повороту автомобіля при жорстких колесах (з урахуванням впливу бічного відведення), свідчить про те, що співвідношення кутів відведення коліс передньої осі δ_1 і задньої осі δ_2 різною мірою змінюють величину середнього радіуса. Якщо кути відведення коліс передньої і задньої осей однакові ($\delta_1 = \delta_2$), середні радіуси повороту при жорстких колесах з урахуванням відведення однакові:

$$R_{cp} = R_\delta. \quad (7.24)$$

У цьому випадку бічне відведення коліс не впливає на кривину траєкторії повороту, і лише миттєвий центр повороту зміщується вперед відносно осі задніх коліс автомобіля. Такі автомобілі (рис. 7.17, *a*) визначаються як ті, що мають нейтральну поворотність. Для проходження кругової траєкторії певного радіуса R_{cp} потрібен однаковий кут повороту керованих коліс θ як при жорстких, так і з урахуванням впливу бічного відведення.

Якщо кут відведення передніх коліс δ_1 більший, ніж у задніх коліс δ_2 , знаменник у формулі (7.23) зменшується, а середній радіус повороту за рахунок впливу відведення збільшується (рис. 7.17, *б*):

$$\delta_1 > \delta_2 \rightarrow R_\delta > R_{cp} \quad (7.25)$$

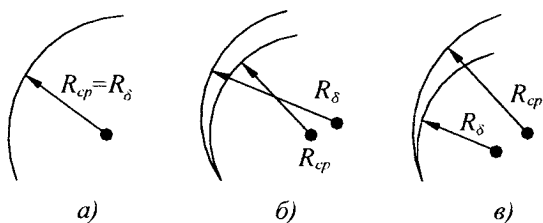


Рис. 7.17. Траскторія руху автомобіля з жорсткими (R_{cp}) та еластичними (R_{δ}) колесами при різній поворотності

Такі автомобілі визначають як автомобілі, що мають недостатню поворотність. Зрозуміло, що для проходження, повороту із заданим радіусом R_{cp} за недостатньої поворотності водій має компенсувати вплив бічного відведення великим кутом повороту керованих коліс θ_{δ} порівняно з кутом при жорстких колесах:

$$\theta_{\delta} > \theta. \quad (7.26)$$

Якщо ж кут бічного відведення передніх коліс δ_1 менший, ніж у задніх коліс δ_2 , знаменник у формулі (7.23) збільшується і середній радіус повороту за рахунок впливу відведення зменшується (рис. 7.17, в):

$$\delta_1 < \delta_2 \rightarrow R_{\delta} < R_{cp}. \quad (7.27)$$

Автомобіль при заданому куті повороту керованих коліс θ , що відповідає при жорстких колесах повороту по колу з радіусом R_{cp} , у цьому випадку за рахунок відведення буде втягуватися в більш крутий поворот з меншим радіусом R_{δ} . Тому такі автомобілі визначають як ті, що мають надлишкову поворотність, і для повороту з заданою кривизною (заданим радіусом R_{cp}) водій повинен

повертати керовані колеса на кут θ_δ , менший, ніж було б потрібно у випадку жорстких коліс:

$$\theta_\delta < \theta. \quad (7.28)$$

З викладеного вище випливає, що водій автомобіля має можливість компенсувати вплив бічного відведення на кривизну траєкторії повороту як за недостатньої, так і за надлишкової поворотності. Проте в останньому випадку теоретично можливий коливальний рух з повною втратою керованості. Дійсно, зменшення радіуса повороту R_δ , якщо $\delta_2 > \delta_1$, викликає відповідне збільшення відцентрової сили, яка обернено пропорційна радіусу повороту. Унаслідок збільшеної бічної сили зростають кути бічного відведення, що додатково зменшує радіус повороту з відповідними наслідками.

7.4. Діаграма стійкості руху автомобіля на повороті з урахуванням відведення

Оцінку стійкості руху автомобіля на повороті з урахуванням впливу бічного відведення наглядно і переконливо можна здійснити за допомогою діаграми стійкості, запропонованої Я.М. Певзнером. Основою її є графічна залежність між питомою бічною силою P_y/G і різницею кутів бічного відведення коліс задньої і передньої осі ($\delta_2 - \delta_1$). Оскільки аналіз стійкості найбільш важливий для високих швидкостей руху, коли кути повороту керованих коліс невеликі, прийняте допущення, що відцентрова сила $P_y = P_{jy}$, прикладена до центра мас автомобіля перпендикулярно його поздовжньої осі і її складові на передніх і задніх колесах пропорційні відстаням центра мас від протилежних осей – b та a відповідно:

$$P_{y1} = P_y \cdot \frac{b}{L} \quad \text{і} \quad P_{y2} = P_y \cdot \frac{a}{L}. \quad (7.29)$$

Обмежимося розглядом лише лінійної частини залежності питомої бічної сили P_y/G , що відповідає бічному відведенню (рис. 7.8). У цьому випадку для різної поворотності залежності (рис. 7.8) мають вигляд, наведений на рис. 7.18.

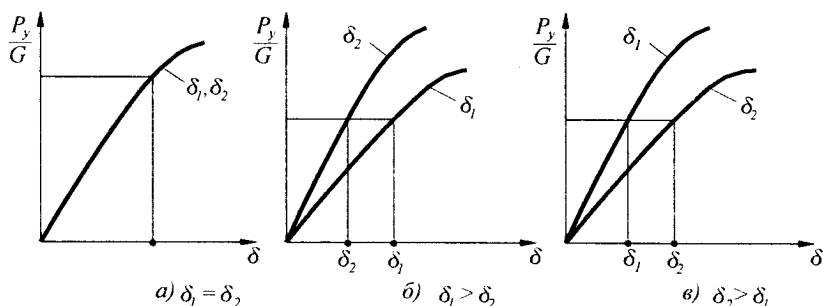


Рис. 7.18. Графіки залежності між питомими бічними силами і кутами відведення за нейтральної (а), недостатньої (б) та надмірної (в) поворотності автомобіля

На підставі рис. 7.18 одержуємо основну залежність $P_y/G = f \cdot (\delta_2 - \delta_1)$, наведену на рис. 7.19.

Для оцінки стійкості руху автомобіля на повороті за різної поворотності об'єднаємо графік на рис. 7.19 із графіком залежності питомої бічної сили P_y/G від відношення бази автомобіля до радіуса повороту L/R_δ з урахуванням відведення. При цьому припускаємо, що бічна сила P_y – відцентрова сила автомобіля масою m , що рухається на повороті радіусом R_δ зі швидкістю V (м/с) або $V/3,6$, де V (км/год):

$$P_y = \frac{m \cdot V^2}{R_\delta} = \frac{G}{g} \cdot \frac{V^2}{R_\delta} \quad (7.30)$$

або

$$\frac{P_y}{G} = \frac{V^2}{g \cdot R_\delta} \quad (7.31)$$

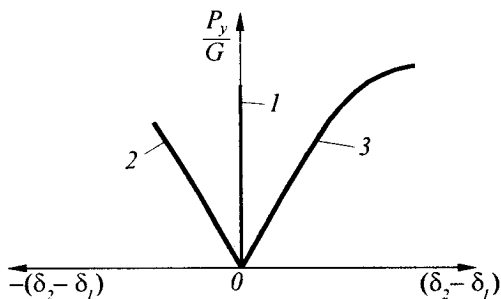


Рис. 7.19. Графік залежності між питомою бічною силою і різницею кутів відведення за різної поворотності

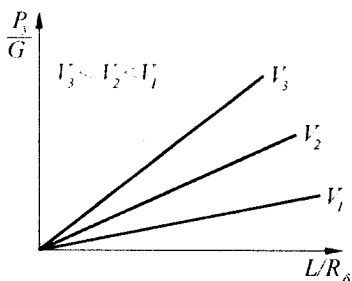
Помноживши чисельник і знаменник формули (7.31) на величину бази автомобіля L , одержимо

$$\frac{P_y}{G} = \frac{V^2}{g \cdot R_\delta} \cdot \frac{L}{L} = \frac{V^2}{g \cdot L} \cdot \frac{L}{R_\delta}, \quad (7.32)$$

що свідчить про лінійну залежність $P_y/G = f \cdot (L/R_\delta)$ для конкретного постійного значення швидкості V , оскільки $V^2/g \cdot L$ величина стала (рис. 7.20). З іншого боку, відповідно до формули (7.23)

$$\frac{L}{R_\delta} = \theta + \delta_2 - \delta_1, \quad (7.33)$$

що дозволяє на підставі діаграми стійкості визначити при даному співвідношенні кутів відведення δ_1 і δ_2 величину кута повороту керованих коліс, необхідного для повороту з конкретним радіусом R'_δ , тобто і для конкретного відношення L/R'_δ . Загальний вигляд діаграми стійкості наведений на рис. 7.21. При цьому швидкість автомобіля V_3 обрана таким чином, щоб графік (тонкі лінії) залежності $P_y/G = f \cdot (L/R_\delta)$ за цієї швидкості збігався з лінійною частиною графіка $P_y/G = f \cdot (\delta_2 - \delta_1)$, перенесеного з рис. 7.19.



Користуючись діаграмою (рис. 7.21), розглянемо, як буде проходити автомобіль з різною швидкістю поворот радіуса R'_δ , з огляду на те що відповідно до формули (7.33):

Рис. 7.20. Графік залежності $P_{yG} = f(L/R_\delta)$

$$\frac{L}{R'_\delta} = \theta' + (\delta_2 - \delta_1). \quad (7.34)$$

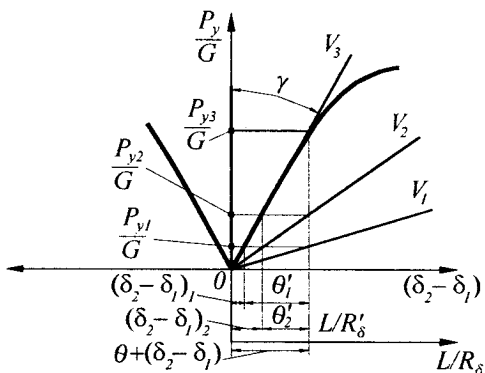


Рис. 7.21. Діаграма стійкості автомобіля

У разі надлишковії поворотності (правий квадрант), коли $(\delta_2 - \delta_1) > 0$, при швидкості руху V_1 , виникає питома бічна сила P_y/G і відповідна їй різниця кутів відведення $(\delta_2 - \delta_1)_1$, буде потрібно досягти значення кута повороту коліс $\theta'_1 = L/R'_\delta - (\delta_2 - \delta_1)_1$. За швидкості V_2 , відповідно, $\theta'_2 < \theta'_1$, оскільки розвивається значна бічна сила P_{y2} і збільшується різниця кутів відведення $(\delta_2 - \delta_1)_2$, а при швидкості V_3 , відповідно, різниця кутів відведення $(\delta_2 - \delta_1)_3 = L/R'_\delta$ і необхідний кут повороту коліс $\theta'_3 = 0$. Це означає, що за такої швидкості рух автомобіля на повороті будь-якого

радіуса стає коливальним унаслідок впливу бічного відведення. Цю швидкість визначають як критичну швидкість автомобіля з надлишковою поворотністю, за якої навіть найменші відхилення від прямолінійного руху призводять до аварійної ситуації через втрату керованості. Якщо критична швидкість перевищує реальні межі максимальної швидкості автомобіля, то надлишкова поворотність не є небезпечною, оскільки водій завжди зможе скорегувати відхилення автомобіля від заданої траєкторії зменшенням кута повороту керованих коліс. Звідси випливає необхідність визначення (розрахунку) величини критичної швидкості для оцінки безпеки автомобіля.

Тангенс кута γ між віссю ординат і лінією критичної швидкості V_3 (рис. 7.21) визначається як

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{(\delta_2 - \delta_1)}{P_y / G} = \frac{L / R_\delta}{P_y / G}. \quad (7.35)$$

Звідси

$$(\delta_2 - \delta_1) = L / R_\delta. \quad (7.36)$$

З формул (7.11), (7.29) і (7.32) знаходимо, що

$$\begin{aligned} \delta_2 &= \frac{P_{y2}}{K_{\delta 2}} = P_y \cdot \frac{a}{L \cdot K_{\delta 2}} = \\ &= \frac{G \cdot V_{\text{кр}}^2}{g \cdot R_\delta} \cdot \frac{a}{L \cdot K_{\delta 2}} = \frac{G_2}{g \cdot K_{\delta 2}} \cdot \frac{V_{\text{кр}}^2}{R_\delta}; \end{aligned} \quad (7.37)$$

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \frac{P_{y1}}{K_{\delta 1}} = P_y \cdot \frac{b}{L \cdot K_{\delta 1}} = \\ &= \frac{G \cdot V_{\text{кр}}^2}{g \cdot R_\delta} \cdot \frac{b}{L \cdot K_{\delta 1}} = \frac{G_1}{g \cdot K_{\delta 1}} \cdot \frac{V_{\text{кр}}^2}{R_\delta}, \end{aligned} \quad (7.38)$$

де $K_{\delta 1}$ і $K_{\delta 2}$ – коефіцієнти опору бічному відведенню шин передніх і задніх коліс відповідно; $G_1 = G \cdot (y/L)$ і $G_2 = G \cdot (a/L)$ – статичні навантаження на горизонтальній дорозі на колеса передньої і задньої осей відповідно; $V_{кр}$ – критична швидкість автомобіля з надлишковою поворотністю.

Із співвідношень (7.36) і (7.37) одержуємо формулу (7.39), за якою можна розрахувати величину критичної швидкості певного автомобіля:

$$V_{кр} = \sqrt{\frac{gL}{\frac{G_2}{K_{\delta 2}} - \frac{G_1}{K_{\delta 1}}}}, \text{ м/с або } V_{акр} = 3,6 \sqrt{\frac{gL}{\frac{G_2}{K_{\delta 2}} - \frac{G_1}{K_{\delta 1}}}}, \text{ км/год. (7.39)}$$

Відповідно до формули (7.39):

- чим більша база автомобіля L , тим вищим є значення критичної швидкості автомобіля з надлишковою поворотністю;
- критична швидкість є тим вищою, чим більше статичне навантаження на передні колеса G_1 порівняно з навантаженням на задні колеса G_2 і чим більший коефіцієнт опору відведенню задніх коліс $K_{\delta 2}$ порівняно з коефіцієнтом $K_{\delta 1}$ у передніх коліс.

При переході від прямого руху до руху по колу і при прямолінійному русі під дією бічної сили найкращу керованість мають автомобілі з нейтральною поворотністю.

Для одержання нейтральної поворотності без урахування впливу стискального зусилля на коефіцієнт опору відведенню достатньо рівномірно розподілити ваги по осях автомобіля ($G_1 = G_2$) і мати однакові шини всіх коліс з однаковим тиском повітря, тобто $K_{\delta 1} = K_{\delta 2}$. Такий розподіл ваги нескладно забезпечити для автомобілів із класичним компонуванням.

Для автомобілів із заднім розташуванням двигуна рівний розподіл ваги по осях одержати практично неможливо, тому на задню вісь припадає значно більша вага, ніж на передню ($G_2 > G_1$). Це призводить до значної надлишкової поворотності автомобіля. Існує кілька способів зменшити надлишкову поворотність автомобіля з заднім розташуванням двигуна і навіть в окремих випадках довести її до нейтральної. Перший – зменшити тиск повітря в шинах передніх коліс і збільшити його в шинах задніх коліс. Тут слід зазначити, що зміна тиску повітря в шинах має визначені межі, оскільки при виборі тиску повітря враховують також зношувальність шин і плавність ходу автомобіля.

Інший шлях зменшення надлишкової поворотності – застосування передньої незалежної підвіски на рівнобіжних важелях різної довжини. За наявності такої підвіски під дією бічної сили колеса нахиляються убік дії бічної сили, що призводить до збільшення кута їх відведення і, відповідно, до зменшення коефіцієнта опору відведення $K_{\delta 1}$. На задніх колесах можна застосувати незалежну підвіску на одному поперечному важелі, при якій під дією бічної сили колеса нахиляються убік протилежно бічній силі, що призводить до зменшення кута їх відведення і, відповідно, до збільшення коефіцієнта опору відведення $K_{\delta 2}$. Незалежна підвіска на двох рівнобіжних важелях рівної довжини не впливає на відведення коліс. Є й інші шляхи зменшення надлишкової поворотності, зокрема розташування стабілізатора поперечної стійкості на передній осі автомобіля.

Для передньоприводного автомобіля з переднім розташуванням двигуна вага, що припадає на передню вісь, значно більша, ніж на задню вісь ($G_1 > G_2$), що й призводить до значної недостатньої поворотності. Її можна зменшити шляхом збільшення тиску повітря в шинах

передніх коліс, а також шляхом використання відповідних підвісок передніх і задніх коліс, і в разі наявності стабілізатора поперечної стійкості на задню вісь автомобіля.

У разі повного навантаження легкового автомобіля порівняно з навантаженням, створюваним водієм і пасажиром на передньому сидінні, центр ваги автомобіля зміщується убік задньої осі, що зменшує недостатню поворотність і збільшує надлишкову.

На керованість також впливає надання автомобілю прискорення, здійснюваного збільшенням стискального зусилля ведучих коліс. За умови входу в поворот передньоприводного автомобіля з прискоренням збільшується відведення його передніх коліс і зростає схильність до недостатньої поворотності. За умови входу в поворот із прискоренням задньоприводного автомобіля або зменшується недостатня поворотність, або збільшується надлишкова.

Простежимо вплив шин на поворотність на прикладі легкового автомобіля, що має повну вагу 20 кН, колісну базу 3,2 м і розподіл ваги по осях: 49% – на передню і 51% – на задню вісь [24]. При діагональних шинах усіх коліс ($K_{\delta} = 38$ кН/град.) автомобіль має надлишкову поворотність з критичною швидкістю 278 км/год, при всіх радіальних шинах ($K_{\delta} = 48$ кН/град.) також – надлишкову поворотність з критичною швидкістю 312 км/год. З радіальними шинами на передніх колесах і діагональними на задніх автомобіль має надлишкову поворотність із критичною швидкістю 113 км/год, яка менше за його максимальну швидкість. З діагональними шинами на передніх колесах і радіальними на задніх колесах автомобіль має недостатню поворотність з характеристичною швидкістю 136 км/год. Наведені дані розраховані на підставі викладених вище формул. Отже,

даний приклад переконливо показує вплив зміни коефіцієнта K_δ на поворотність автомобіля.

Як бачимо, на всіх колесах автомобіля слід змінити шини однакової конструкції. У критичній ситуації на передні колеса необхідно установити діагональні шини, а на задні – радіальні, оскільки за критичної швидкості автомобіль втрачає керованість і стійкість, тобто виникає аварійна ситуація, а при характеристичній швидкості утруднюється керування автомобілем, що змушує водія рухатися з меншою швидкістю.

Зношені шини, які мають менший коефіцієнт опору відведенню, варто ставити на передні колеса, а незношені – на задні.

7.5. Вплив коливань і кутів установки керованих коліс на керованість автомобіля

Під час руху автомобіля по нерівній дорозі виникають не тільки вертикальні коливання коліс, а й кутові – навколо шворнів поворотних цапф. Якщо амплітуда кутових коливань значна, то можливе погіршення керованості або навіть втрата її. Кутові коливання керованих коліс можуть виникнути в результаті дії гіроскопічного моменту при нахилі площини обертового колеса через наявність на колесах неврівноважених мас і невідповідності кінематики підвіски керованих коліс кінематиці кермового приводу.

Якщо автомобіль має залежну передню підвіску, то при проїзді нерівності дороги одним колесом нахилиються площини обох обертових коліс (рис. 7.22, *а*), що призводить до виникнення гіроскопічного моменту (рис. 7.22, *б*), який прагне повернути керовані колеса навколо шворнів.

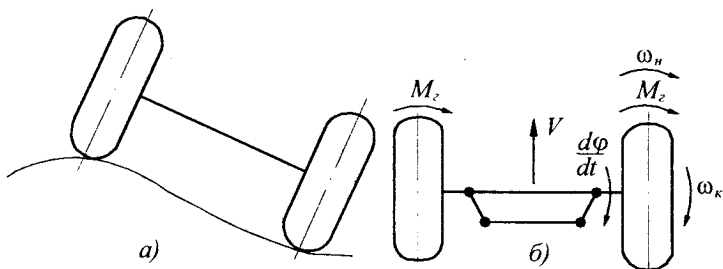


Рис. 7.22. Схема виникнення гіроскопічних моментів

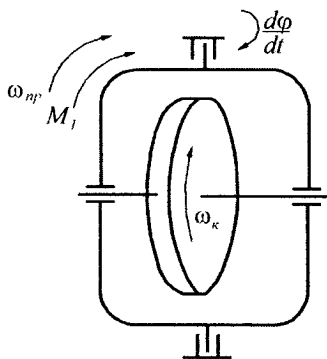


Рис. 7.23. Принципова схема гіроскопа

Гіроскоп – швидко обертовий маховик, укладений у рамку, з яким зв’язані цапфи, що дозволяють їй обертатися навколо вертикальної осі (рис. 7.23).

Гіроскоп характеризується кінематичним моментом, що дорівнює добутку моменту інерції маховика J_k відносно осі власного обертання і кутової швидкості обертання ω_k .

Якщо під дією зовнішнього моменту M_1 нахилити рамку з гіроскопом з кутовою швидкістю ω_{np} , як це показано на рис. 7.23, гіроскоп почне обертатися навколо вертикальної осі з кутовою швидкістю $d\varphi/dt$. Цей рух називають прецесією і відбувається під дією гіроскопічного моменту:

$$M_z = J_k \cdot \omega_k \cdot \frac{d\varphi}{dt}. \quad (7.40)$$

Передні колеса автомобіля, що рухається, становлять собою гіроскопи і реагують на будь-яке кутове переміщення осей. Величина M_z залежить від швидкості автомобіля, моменту інерції і кутової швидкості нахилу колеса. Аналогічно при повороті коліс у горизонтальній площині виникає гіроскопічний момент, що повертає міст автомобіля у вертикальній площині.

Таким чином, зв'язок між кутовими коливаннями керованих коліс у вертикальній і горизонтальній площині залежить від швидкості руху автомобіля і кінематики підвіски. Зі збільшенням швидкості руху автомобіля ця залежність зростає і буде тим більшою, чим більше відхиляються площини коліс від вертикальної площини при їх переміщеннях. Якщо кінематика підвіски забезпечує вертикальне переміщення коліс без зміни кутового положення їх площин у просторі, коливання у вертикальній і горизонтальній площинах будуть незалежними. Незалежними їх можна вважати і при малих швидкостях руху, коли гіроскопічні моменти коліс малі.

Кутові коливання керованих коліс навколо шворнів (рис. 7.24, *а*) можуть виникнути в разі наявності на колесі невірноваженої маси.

При обертанні колеса виникає відцентрова сила P_j , вертикальна складова P_{jz} якої прагне нахилити площину колеса (рис. 7.24, *б*) у поперечному напрямку автомобіля і викликати появу гіроскопічного моменту, а горизонтальна складова P_{jx} , що діє на плечі a_y (рис. 7.24, *в*), безпосередньо повернути керовані колеса навколо шворнів.

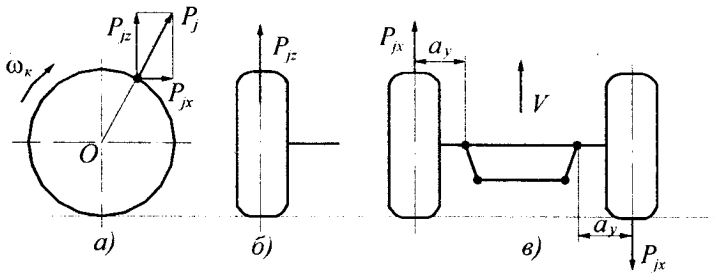


Рис. 7.24. Схема виникнення моментів що збурюються внаслідок невривноваженості

Причому завдяки обертанню колеса напрямом і величина цих складових постійно змінюються. Якщо швидкість автомобіля невелика, то відцентрова сила мала і не може викликати коливання керованих коліс. Однак при великих швидкостях виникають незатухаючі коливання керованих коліс, що погіршують або порушують керованість автомобіля. Для зменшення коливань необхідно ретельно балансувати колеса і зменшувати зазори в з'єднаннях кермового приводу, які збільшуються внаслідок їх зносу. Граничний дисбаланс колеса в зборі в легкових автомобілів має не перевищувати $5 \text{ Н} \cdot \text{см}$ і $20\text{--}30 \text{ Н} \cdot \text{см}$ у коліс вантажних автомобілів. Коливання керованих коліс виникають і внаслідок невідповідності кінематики підвіски кінематиці кермового приводу. При вертикальних коливаннях передніх коліс (рис. 7.25) шарнір 1 на кінці важеля поворотної цапфи робить коливання по траєкторії MM із центром коливань біля простого шарніра 2 ресори 3. З іншого боку, шарнір 1 належить поздовжній кермовій тязі 4 і може здійснювати коливання по траєкторії NN з центром коливань у нижньому шарнірі сошки 5. Дійсна траєкторія руху FF шарніра 1 буде відрізнятись від траєкторії MM і NN , що викликає поворот керованих коліс біля шворнів. Щоб зменшити кутові коливання коліс, необхідно сполучити або зблизити траєкторії MM і NN .

Цього можна досягти установленням простого шарніра 2 ресори 3 позаду, а серги 6 ресори – попереду чи установленням кермового механізму перед балки переднього моста. У першому випадку обидва центри траєкторії MM і NN будуть позаду відносно балки передньої осі, а в другому – попереду відносно неї.

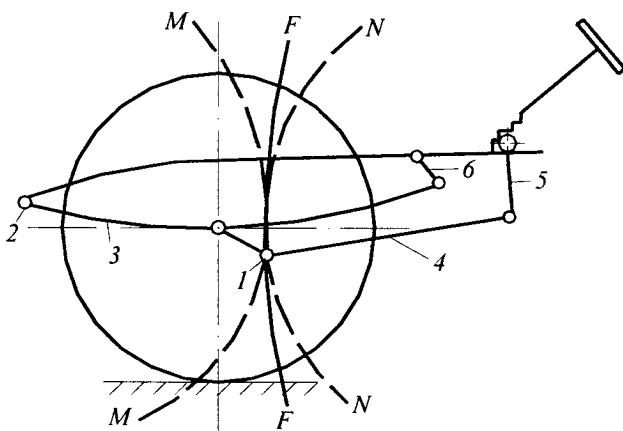


Рис. 7.25. Схема, що показує невідповідності кінематики підвіски і рульового приводу

Стабілізація керованих коліс – це здатність цих коліс опиратися відхиленню під дією зовнішніх сил від положення, що відповідає прямолінійному руху (нейтральному положенню) і автоматично повертатися до цього положення після припинення дії зовнішніх сил.

Стабілізація забезпечується нахилом осі шворня в поперечній і поздовжній площинах автомобіля, а також унаслідок стабілізуючого ефекту шин при повороті керованих коліс. Якщо вісь шворня вертикальна, то при повороті колеса на 180° (на практиці кут повороту θ керованих коліс здебільшого не перевищує 45°) точка 3 перейде в точку C (рис. 7.26) і ніякої стабілізуючої дії поворот не справляє.

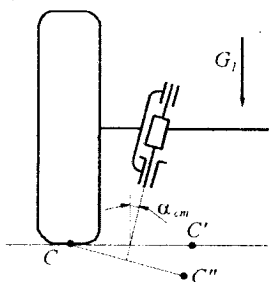


Рис. 7.26. *Схема стабілізації керованих коліс за рахунок поперечного нахилу шворня*

Якщо ж вісь шворня нахилена до вертикалі на деякий кут α_{cm} , то поворот колеса на 180° мав би викликати переміщення точки C в точку C'' . Проте, оскільки на твердій дорозі неможливе переміщення середньої точки контакту шини з дорогою нижче її рівня, то в цьому випадку відбуватиметься підйом балки переднього моста. Для її підйому потрібно прикласти додаткове зусилля до кермового колеса.

Коли ж водій відпускає кермове колесо, то під дією ваги G_1 балка опускається у своє нижнє положення, а керовані колеса повертаються в нейтральне положення. Стабілізуючий ефект залежить від величини кута α_{cm} нахилу осі шворня, який у різних автомобілів частіше за все становить $6-12^\circ$, навантаження G_1 , що припадає на передній міст, і від кута повороту керованих коліс.

При нахилі осі шворня в поздовжній площині стабілізуючий ефект забезпечується внаслідок появи так званого плеча стійкості v_β , на якому діє бічна реакція дороги R_y , прикладена в точці Z перпендикулярно до площини колеса (рис. 7.27, а). Вона забезпечує стабілізуючий момент $M'_{cm} = R_y \cdot v_\beta$. Крім того, при повороті колеса на нього діє бічна сила, що викликає бічне відведення шини. У результаті кочення колеса з деформованою шиною відбувається розподіл бічних реакцій дороги по площі контакту шини з дорогою (рис. 7.27, а).

Попереду елементи шини деформовані в бічному напрямку менше, ніж у задній частині, тому що елементи шини, які контактують з дорогою в початковий момент практично не сприймають бічні реакції.

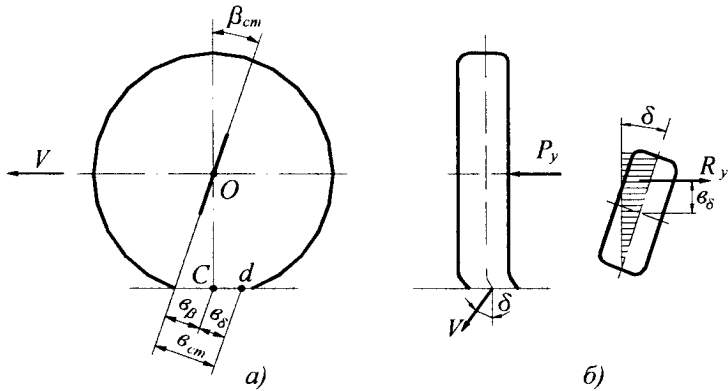


Рис. 7.27. Схема стабілізації керованих коліс унаслідок поздовжнього нахилу шворня (а) і еластичності шини (б)

У міру повороту колеса ці точки переміщуються до задньої частини відбитка шини. При цьому збільшується деформація елементів шини і, відповідно, зростає частка бічної сили, яка сприймається цими елементами. У зв'язку з тим що бічна деформація елементів, які знаходяться в задній частині контакту, більша, ніж у передньої, епюра бічних тисків набуває трикутної форми. Це призводить до того, що бічна реакція дороги зміщується в задню частину контакту шини (рис. 7.27, б) і прикладена не в точці C , а на деякій відстані ϵ_{δ} від неї – у точці d . Як наслідок сумарне плече стійкості дорівнює $\epsilon_{cm} = \epsilon_{\beta} + \epsilon_{\delta}$, а стабілізуючий момент $M_{cm} = R_y(\epsilon_{\beta} + \epsilon_{\delta}) = R_y \cdot \epsilon_{cm}$. Стабілізуючий момент навіть при невеликих кутах відведення дуже значний, тому кут нахилу осі шворня в поздовжній площині становить $0-2^\circ$, а іноді є від'ємним.

Слід мати на увазі, що на слизких дорогах стабілізуючий ефект від нахилу осі шворня в поздовжній площині і відведення зменшується. Це пояснюється зниженням величини бічної реакції R_y . Крім того, наявність плеча стійкості $\epsilon_{cm} = \epsilon_{\beta} + \epsilon_{\delta}$ може призвести за

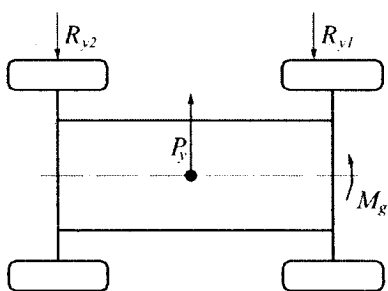


Рис. 7.28. Схема появи дестабілізуючого моменту

певних умов (дія бічної сили P_y) до появи дестабілізуючого моменту $M_g = R_{y1} \cdot v_{cm}$ (рис. 7.27, 7.28), який прагне розвернути автомобіль. У цьому разі стабілізація забезпечується тільки внаслідок нахилу осі шворня в поперечній площині.

Коливання і стабілізація керованих коліс автомобіля пов'язані з кутами їх установки, тобто з кутами розвалу і сходження. Кут розвалу (рис. 7.29, а) необхідний для того, щоб внаслідок деформації деталей переднього моста, вибору зазору в підшипниках і шкворневих з'єднаннях не відбувся нахил площин коліс у протилежний бік. Кут розвалу забезпечується відповідною конструкцією поворотної цифри. Крім того, розвал необхідний для зменшення плеча обкатування a_y , без збільшення поперечного нахилу осі шворня. Зменшення плеча обкатування знижує зусилля на кермовому колесі, необхідне для повороту автомобіля і навантаження в кермовому приводі.

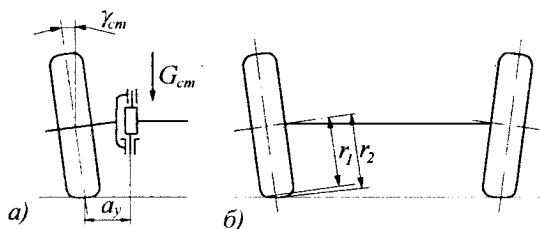


Рис. 7.29. Схема установки коліс із розвалом

Однак відзначаються й негативні наслідки, тому що керовані колеса, які мають нахил, прагнуть котитися по розбіжних траєкторіях (рис. 7.29, б), чому перешкоджає з'єднуюча їх балка переднього моста. Завдяки цьому шини керованих

коліс одержують додаткову бічну деформацію, що значною мірою збільшує коефіцієнт опору коченню і зносу шин. Це обумовлено тим, що елементи шини, розташовані ближче до осі колеса (r_1), змушені проковзувати, а елементи шини розташовані далі від осі (r_2), пробуксовувати. Тому кути розвалу звичайно не перевищують $1,5^\circ$.

Для зменшення бічної деформації шин, зниження опору кочення і зносу керуючим колесам надається сходження в горизонтальній площині, після чого вони котяться з відведенням, кут якого δ дорівнює половині кута сходження (рис. 7.30).

При цьому виникають сили $R_{y\delta}$, перпендикулярні до площин коліс, і моменти $M_\delta = R_{y\delta} \cdot \delta$, які намагаються повернути їх убік, протилежно сходженню (див. рис. 7.27).

На рис. 7.30, б показані отримані експериментально епюри елементарних бічних реакцій на колесо при його коченні з розвалом і сходженням [26]. При цьому тиск повітря в шині, вертикальне навантаження на колесо і кут його розвалу не змінювалися, а кут сходження збільшувався. У міру збільшення сходження від нуля (ліва схема) епюри елементарних поперечних сил у контакті зменшуються, досягаючи мінімуму при деякому куті, після чого знову починають зростати, але в протилежному напрямку.

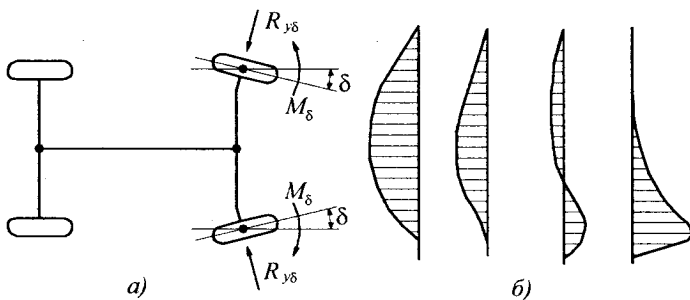


Рис. 7.30. Схема устанавлення передніх коліс із сходженням (а) і епюри елементарних бічних реакцій при розвалі та різних кутах сходження коліс (б)

Таким чином, кожному куту розвалу відповідає оптимальний кут сходження, який залежно від параметрів шин може становити в середньому 12–18% від кута розвалу.

7.6. Випробування на керованість

Випробування автомобілів на керованість регламентується відповідними нормативними документами. Випробування на стійкість керування в штатних режимах руху на дорогах полігона і на дорогах загального користування проводять на швидкісній, динамометричній, бруковій і гірській дорогах полігона і на круглому майданчику для випробувань, а також на дорогах загального користування III категорії, що охоплюють повороти малих радіусів і ділянки з нерівним покриттям.

На динамометричній дорозі виконують заїзди по визначенню показників стійкості керування траєкторією при гальмуванні, а також стійкості курсового керування при гальмуванні з поступовим збільшенням початкової швидкості через 10–20 км/год. На круглому майданчику виконують заїзди по визначенню показників стійкості керування траєкторією, стійкості курсового керування зі швидкостями до 45 або 35 км/год на радіусі 35 і зі швидкостями, відповідно, близько 55 або 35 км/год на радіусі 50 м [23]. На бруковій дорозі рівного мощення визначають значення показників стійкості керування траєкторією курсової стійкості при пробігу 8 км і швидкості, обмеженій умовами безпеки руху, але не більше ніж 80 км/год. На гірській дорозі визначають показники стійкості керування автомобілем при русі на поворотах з підвищеним значенням питомої бічної сили. На обраному маршруті доріг загального користування III категорії, що включає повороти малих радіусів і ділянки з

нерівним покриттям, визначають показники стійкості керування швидкістю, сповільненням, траєкторією, курсового керування при гальмуванні, з урахуванням того, як вливається автомобіль в транспортний потік з можливістю виконання обгонів і перебудування.

За кожним із перерахованих вище заїздів на підставі суб'єктивних відчуттів водія-випробувача визначається оцінка показника за п'ятибальною шкалою [19].

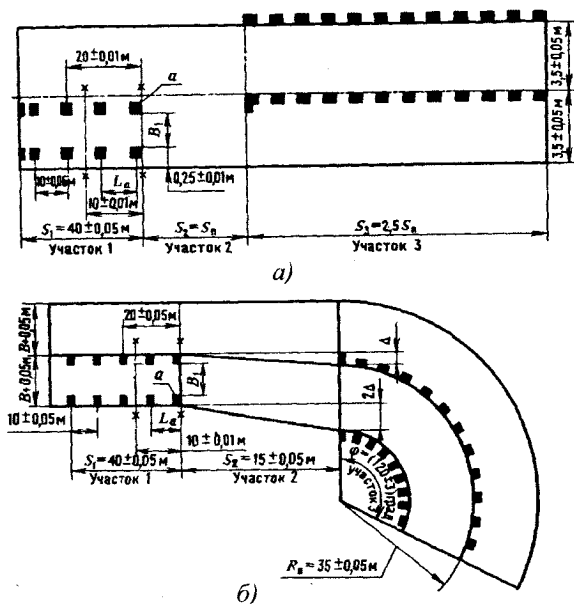


Рис. 7.31. Схема розмітки ділянок (1–3) для випробувань “перестановка” (а) і “поворот” (б)

Для визначення показників стійкості керування траєкторією і курсовим керуванням, стійкості керування траєкторією при гальмуванні, стійкості курсового керування при гальмуванні, граничній швидкості виконання маневру “перестановка”, швидкості початку

зниження стійкості керування траєкторією і швидкості початку зниження стійкості курсового керування проводять випробування в позаштатних (критичних) режимах руху. Випробування здійснюють на спеціально розміченій горизонтальній площадці з рівним сухим асфальтобетонним покриттям. Схема розмітки ділянок іспитів для виконання маневру “перестановка”, яка полягає у швидкому переході автомобіля з однієї смуги руху на іншу наведена на рис.7.31, а, а для маневру “поворот” і “гальмування на повороті” – на рис. 7.31, б.

Розмітка траєкторій здійснюється за допомогою пластикових конусів.

Ділянка 1 розмічених траєкторій (маневр “перестановка”) автомобіль проходить з постійною швидкістю при незмінних положеннях педалі подачі палива. У момент перетинання віссю передніх коліс границі ділянок 1 і 2 водій знімає ногу з педалі подачі палива і робить поворот руля для здійснення маневру.

При виконанні маневру “гальмування на повороті” водій після відпускання педалі палива починає гальмування в момент перетинання передніми колесами межі ділянок 2 і 3 і закінчує його при куті повороту автомобіля, що дорівнює 90° . Після кожного заїзду водій-випробувач виставляє за п'ятибальною шкалою комплексні оцінки показників стійкості керування траєкторією, курсового керування і стійкості керування уповільненням (при маневрі “гальмування на повороті”) і т.ін.

Крім зазначених випробувань для визначення додаткових показників і характеристик керованості АТЗ, які знаходяться на виробництві, так і відомих зразків, передбачені розширені іспити, методи проведення яких подані в [19, 27].

Контрольні запитання і завдання для самоперевірки

1. Якими показниками оцінюється керованість автомобіля?
2. Нарисуйте схему повороту автомобіля з жорсткими колесами і поясніть умови, за яких кочення коліс здійснюється без ковзання.
3. За яких умов зберігається керованість автомобіля?
4. Поясніть фізичну сутність кочення еластичного колеса з відведенням.
5. Нарисуйте схему повороту автомобіля при бічному відведенні шин і поясніть його рух за нейтральної, недостатньої і надлишкової поворотності?
6. Як впливають коливання і кути визначення керованих коліс на керованість автомобіля?
7. Визначте середній кут повороту керованих коліс автомобіля, що має базу 2,023 м і рухається із середнім радіусом 5 м.
8. На який кут необхідно повернути кермове колесо автомобіля, який має передавальне число рульового керування 18,6, базу – 4 м при його русі по траєкторії з радіусом 18 м?
9. Визначте кути повороту внутрішнього і зовнішнього колеса автомобіля з базою 4,78 м, колією 2,2 м, що рухається по траєкторії із середнім радіусом 13,4 м.
10. Визначте критичну швидкість автомобіля, якщо відстань від задньої осі до центра мас – 1,185 м, маса 13 625 кг, база автомобіля 4,52 м, коефіцієнт опору бічному відведенню передніх і задніх коліс 1,5 і 1,4 кН/град відповідно.

Розділ 8. СТІЙКІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

8.1. Оцінні показники

Стійкість тісно пов'язана з керованістю і залежить від координат центра мас автомобіля (a , y , h_g), колії B і бази L автомобіля, поперечного крену кузова або вантажної платформи, поперечного і поздовжнього кутів ухилу дороги, бічного вітру, швидкості автомобіля, кута θ повороту керованих коліс та ін.

Оцінними показниками стійкості є критичні параметри руху. Загальноприйнятої системи оцінних показників стійкості немає, тому при розгляді фізичних процесів приймають чотири основні показники [16, 20, 26]:

- 1) максимальна (критична) швидкість руху $V_{к.п}$ криволінійною траєкторією, що відповідає початку поперечного перекидання автомобіля;
- 2) максимальна (критична) швидкість руху $V_{к.к}$ криволінійною траєкторією, що відповідає початку поперечного ковзання автомобіля;
- 3) максимальний (критичний) кут косоугру β_n , що відповідає початку перекидання автомобіля;
- 4) максимальний (критичний) кут косоугру β_k , що відповідає початку поперечного ковзання коліс.

Крім наведених оцінних показників, додатково використовують й інші, що прямо або побічно характеризують стійкість:

- критичні кути поздовжнього ухилу по ковзанню і перекиданню;
- коефіцієнт поперечної стійкості;
- кут статичної стійкості по перекиданню;
- кут крену;
- швидкість появи курсових коливань;

- швидкість початку зниження стійкості проти перекидання.

Втрата стійкості виявляється в перекиданні автомобіля або ковзанні його коліс у поперечній чи поздовжній площинах. Більш імовірною є втрата автомобілем поперечної стійкості, однак у певних умовах можливою є втрата і поздовжньої стійкості. Частіше виникає ковзання коліс, рідше перекидання.

8.2. Умови збереження поперечної стійкості автомобіля

Розглянемо усталений рух автомобіля на повороті по дорозі, що має поперечний ухил (рис. 8.1). Припустимо, що автомобіль рухається від нас і повертає праворуч.

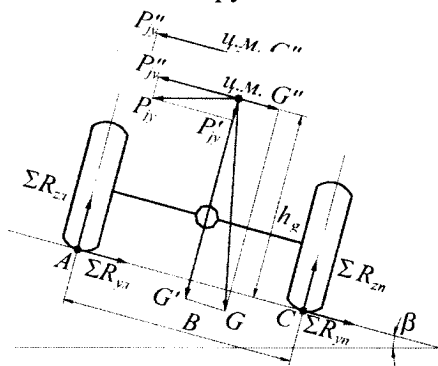


Рис. 8.1. Схема сил, що діють на автомобіль у поперечній площині

Перекидання можливе біля осі, що проходить через центри (точки A) зон контакту лівих коліс з дорогою. Автомобіль збереже поперечну стійкість (не перекинеться), якщо сума моментів усіх сил і реакцій, що діють проти часової стрілки і прагнуть перекинути його, буде меншою від суми моментів, що

діють за годинною стрілкою і прагнуть утримати його:

$$\Sigma R_{zn} \cdot B + (P''_{jy} - G'') \cdot h_g \leq (P'_{jy} + G') \cdot B/2 \quad (8.1)$$

де G' і G'' – перпендикулярна і рівнобіжна поверхні дороги відповідно, складові повної ваги автомобіля; P'_{jy} і P''_{jy} – перпендикулярна і рівнобіжна поверхні дороги відповідно, складові відцентрової сили P_{jy} (7.10).

З огляду на те що

$$G' = G \cdot \cos \beta; \quad G'' = G \cdot \sin \beta, \quad (8.2)$$

одержимо

$$\left. \begin{aligned} P'_{jy} &= P_{jy} \cdot \sin \beta = \frac{G \cdot V^2}{g \cdot R} \cdot \sin \beta; \\ P''_{jy} &= P_{jy} \cdot \cos \beta = \frac{G \cdot V^2}{g \cdot R} \cdot \cos \beta \end{aligned} \right\} \quad (8.3)$$

Для визначення критичної швидкості порівняємо ліві і праві частини виразу (8.1). Підставивши (8.2) і (8.3) у (8.1), і, з огляду на те що в момент, близький до перекидання автомобіля, $\Sigma R_{zn} \approx 0$, одержимо:

$$\begin{aligned} \frac{G \cdot V_{kn}^2}{g \cdot R} \cdot \cos \beta \cdot h_g - G \cdot \sin \beta \cdot h_g &= \\ &= \frac{G \cdot V_{kn}^2}{g \cdot R} \cdot \sin \beta \frac{B}{2} + G \cdot \cos \beta \frac{B}{2}. \end{aligned} \quad (8.4)$$

Поділивши обидві частини рівняння (8.4) на $\cos \beta$, вирішуємо його щодо критичної швидкості за умовою перекидання:

$$V_{kn} = \sqrt{\frac{B + 2h_g \cdot \operatorname{tg} \beta}{2h_g - B \cdot \operatorname{tg} \beta}} \cdot g \cdot R. \quad (8.5)$$

Очевидно, що чим меншим є кут β поперечного ухилу дороги і радіус повороту R і чим більшою є висота h_g центра мас автомобіля, тим нижча критична швидкість за умовою перекидання, і тим імовірніше перекидання автомобіля. Тому на закругленнях (віражах) при поворотах полотна автомобільної дороги матиме поперечний ухил до її середини, що дозволяє автомобілям рухатися з більш високими швидкостями без небезпеки перекидання.

При повороті на горизонтальній дорозі ($\beta = 0$) із (8.5) маємо

$$V_{\text{кр.н}} = \sqrt{\frac{B}{2h_g} \cdot g \cdot R}. \quad (8.6)$$

Слід пам'ятати, що у формулах (8.5), (8.6) значення B , h_g , R подаються в метрах, а g – м/с², тому критична швидкість руху автомобіля виразиться в м/с.

Щоб визначити максимальний кут поперечного ухилу дороги, за якого можливий прямолінійний ($R = \infty$) рух автомобіля без перекидання, необхідно в рівнянні (8.4) значення відцентрової сили прийняти рівним нулю. Тоді, поділивши обидві частини рівняння на $\cos\beta$, одержимо:

$$\text{tg}\beta_{\text{max}} = \frac{B}{2h_g}. \quad (8.7)$$

Якщо реальний кут $\beta > \beta_{\text{max}}$, то автомобіль перекинеться, а якщо $\beta < \beta_{\text{max}}$, то його поперечна стійкість збережеться.

Із залежностей (8.6) і (8.7) випливає, що стійкість автомобіля тим краща, чим ширшою є колія B і нижче розташований центр мас h_g . Величину $B/2h_g$, що характеризує поперечну стійкість (8.6), (8.7), називають **коефіцієнтом поперечної стійкості η_δ** . Бажано, щоб коефіцієнт поперечної стійкості був якомога вищий. Для

існуючих конструкцій автомобілів η_δ змінюється в таких межах [7, 13]: легкові 0,9–1,2; вантажні 0,55–0,80; автобуси 0,50–0,60.

При визначенні критичної швидкості автомобіля за умовою поперечного ковзання припустимо, що ковзання коліс передньої і задньої осей автомобіля настає одночасно. Тоді умову відсутності поперечного ковзання коліс автомобіля можна записати так (див. рис. 8.1):

$$P''_{jy} - G'' \leq \Sigma R_{vl} + \Sigma R_{yn}. \quad (8.8)$$

З огляду на те що $\Sigma R_{ylmax} = \Sigma R_{zl} \cdot \varphi_y$ і $\Sigma R_{ynmax} = \Sigma R_{zn} \cdot \varphi_y$ запишемо (8.8) у вигляді

$$P''_{jy} - G'' \leq (\Sigma R_{zl} + \Sigma R_{zn}) \cdot \varphi = (G' + P'_{jy}) \cdot \varphi_y. \quad (8.9)$$

Підставляючи в нерівність (8.9) значення вхідних у нього величин з (8.2) і (8.3), одержимо

$$\frac{G \cdot V_{\kappa\kappa}^2}{g \cdot R} \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \beta \leq G \cdot \cos \beta \cdot \varphi_y - \frac{G \cdot V_{\kappa\kappa}^2}{g \cdot R} \cdot \sin \beta \cdot \varphi_y. \quad (8.10)$$

Для одержання критичної швидкості $V_{\kappa\kappa}$ за умовою поперечного ковзання дорівнюємо ліву і праву частини нерівності (8.10), поділимо їх на $\cos \beta$ і вирішимо відносно $V_{\kappa\kappa}$:

$$V_{\kappa\kappa} = \sqrt{\frac{\varphi_y + \operatorname{tg} \beta}{1 - \varphi_y \cdot \operatorname{tg} \beta}} \cdot g \cdot R. \quad (8.11)$$

Очевидно, що чим більший кут β поперечного ухилу дороги, значення коефіцієнта зчеплення φ_y і радіус руху автомобіля на повороті, тим нижча критична швидкість за умовою поперечного ковзання, тим імовірніше ковзання коліс автомобіля. Збільшення кута β

поперечного ухилу дороги збільшує $V_{кк}$, підвищуючи стійкість автомобіля проти ковзання.

При повороті на горизонтальній дорозі ($\beta = 0$) із (8.11) одержимо

$$V_{кк} = \sqrt{\varphi_y \cdot g \cdot R}. \quad (8.12)$$

Щоб визначити максимальний кут поперечного ухилу дороги, при якому є можливим прямолінійний рух автомобіля без бічного ковзання, необхідно в нерівності (8.10) відцентрову силу взяти рівною нулеві і дорівняти ліву і праву частину. Далі, поділивши їх на $\cos\beta$, знайдемо тангенс шуканого кута:

$$tg\beta'_{max} = \varphi_y. \quad (8.13)$$

Ковзання буде передувати перекиданню в тому випадку, якщо $V_{кк} < V_{кн}$ (8.12) і (8.6) або $tg\beta'_{max} < tg\beta_{max}$ (8.13) і (8.7). Тоді:

$$\varphi_y < \frac{B}{2h_g} = \eta_\delta. \quad (8.14)$$

Для легкових автомобілів навіть на сухих дорогах із твердим покриттям умова (8.14) звичайно виконується. Але й у цьому випадку можливе перекидання, якщо ковзання коліс обмежене якоюсь перешкодою. Перекидання вантажних автомобілів найбільш імовірно під час перевезення вантажів малої питомої ваги, оскільки висота h_g центра мас підвищується і коефіцієнт поперечної стійкості знижується.

Вище використано дещо спрощену розрахункову схему (рис. 8.1). Під дією сил G'' і P''_{jy} з урахуванням пружності підвіски виникає поперечний крен кузова, унаслідок чого центр мас автомобіля зміщується в бік

зазначених сил, що призводить до зменшення $tg\beta_{max}$ і $V_{кп}$. Знаючи схему підвіски і її кутову жорсткість, можна розрахувати кут крену кузова й уточнити величини $tg\beta_{max}$ і $V_{кп}$. Для сучасних легкових автомобілів крен кузова зменшує $tg\beta_{max}$ на 3–8% і $V_{кп}$ на 2–3%. У розрахунках положення центра мас звичайно приймається розташованим посередині колії автомобіля, а в дійсності він може бути зміщений убік. Крім того, під дією бічної сили на ухилі і відцентровій силі на повороті вантаж у кузові може переміститися, що викликає додатковий зсув центра мас і зменшення $tg\beta_{max}$ і $V_{кп}$.

Для зменшення крену кузова легкових автомобілів, що мають м'яку підвіску, застосовують стабілізатори поперечної стійкості.

Раніше стійкість розглядалася в пропозиції, що ковзання коліс передньої і задньої осей автомобіля настає одночасно. Насправді втрата стійкості звичайно відбувається в результаті поперечного ковзання коліс однієї з осей.

Умова відсутності поперечного ковзання коліс передньої осі відповідає умові (7.11) збереження керуваності автомобіля. Якщо до коліс передньої осі не підведено тягове або гальмівне зусилля, ΣR_{x1} дороги мала і її можна не брати до уваги. Тоді умова (7.11) запишеться в такий спосіб:

$$P_{y1} + P_{y1} \leq \Sigma R_{y1max} = \Sigma R_{z1} \cdot \varphi_y. \quad (8.15)$$

У цьому випадку колеса автомобіля стійкіші проти поперечного ковзання.

Умова відсутності поперечного ковзання коліс задньої осі автомобіля за аналогією з (7.11)

$$P_{y2} \leq \Sigma R_{y2} = \sqrt{(\Sigma R_{z2} \cdot \varphi_y)^2 - (\Sigma R_{x2})^2}, \quad (8.16)$$

де P_{jy2} – частина відцентрової сили P_{jy} (7.11), що припадає на задню вісь автомобіля. Цю силу можна виразити як

$$P_{jy2} = P_{jy} \cdot \frac{a}{L} = \frac{G \cdot a \cdot V^2}{g \cdot R \cdot L} \approx \frac{G \cdot a \cdot \Theta}{g \cdot L^2} \cdot V^2. \quad (8.17)$$

На задні ведучі колеса завжди діє значна тангенціальна реакція ΣR_{x2} дороги, тому вони більш схильні до поперечного ковзання. Коли ж ведучі колеса буксують ($\Sigma R_{x2} > \Sigma R_{z2} \cdot \varphi_y$), бічна реакція дороги ΣR_{y2} дорівнює нулеві (8.16) і поперечна стійкість порушується, тому що колеса починають сковзати навіть за незначної бічної сили.

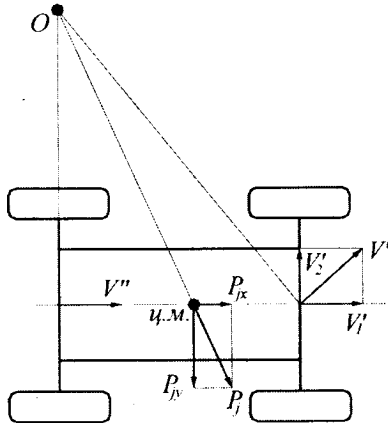


Рис. 8.2. Схема заносу передніх коліс автомобіля

З'ясуємо, ковзання коліс якої осі автомобіля є більш небезпечним. При ковзанні передніх коліс (рис. 8.2) автомобіль прагне повернутися щодо миттєвого центра повороту O , розташованого ліворуч за рухом. Відцентрова сила P_{jy} , яка виникає, спрямована у бік протилежний вертикальній складовій швидкості заносу V'_2 , зменшує занос, що почався, і він автоматично припиняється.

Занос задніх коліс більш небезпечний, тому що відцентрова сила P_{jy} , що виникла (рис. 8.3), діючи в той самий бік, що й вертикальна складова швидкості заносу V''_2 , збільшує його. Для усунення заносу водій повинен повернути керовані колеса в бік заносу (див. штрихові контури коліс на рис. 8.3), і радіус повороту збільшується з R до R' .

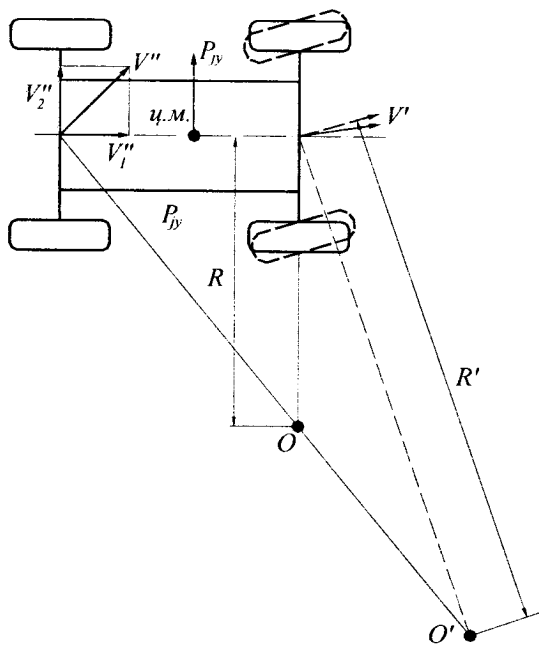


Рис. 8.3. Схема заносу задніх коліс автомобіля

Однак цей маневр необхідно проводити обережно, щоб не викликати заносу у протилежний бік.

У разі одночасного ковзання передніх і задніх коліс з однаковою швидкістю автомобіль рухається прямолінійно, але здійснює рух під кутом до колишнього напрямку. У цьому випадку відцентрової сили не виникає, але протидіяти заносу поворотом рульового колеса вже не можна, оскільки зміна положення ковзних керованих коліс не може вплинути на траєкторію руху автомобіля. Одночасне ковзання всіх коліс найбільш імовірно в разі його інтенсивного гальмування. Тому для збереження стійкості і керованості в гальмівну систему автомобіля вбудовується кілька систем (АБС, CBS, EBD, СДС), принцип роботи деяких з них розглянуто в п. 5.5 і далі.

У наш час на ряд автомобілів як стандартне устаткування встановлюють систему динамічної стабілізації курсової стійкості (СДС), що забезпечує поперечну стійкість автомобіля за будь-яких умов на своїй смузі руху. В основу її роботи покладено те, що бічне ковзання однієї з осей – це обертання автомобіля навколо його вертикальної осі. За допомогою датчиків, встановлених у визначених місцях автомобіля, СДС визначає його хитке положення і стабілізує рух при заносі, при русі нерівною дорогою і т.п.

Датчик швидкості обертання автомобіля навколо вертикальної осі – це основа СДС, але, крім нього, для функціонування системи необхідні й інші:

- датчик кута повороту рульового колеса, що дає інформацію про траєкторію руху, яка задається водієм;
- датчик швидкості обертання коліс (використовуються датчики АБС), що визначає швидкість руху;
- датчик поперечного прискорення автомобіля, що реєструє будь-яке бічне переміщення автомобіля (слід зазначити, що при одночасному ковзанні передньої і задньої осей обертання автомобіля відсутнє, датчик швидкості обертання “мовчить”, а з датчика поперечного прискорення сигнал надходить у блок керування (БК);
- датчик тиску гальмівної рідини, що повідомляв про гальмівне зусилля на окремих колесах автомобіля при роботі СДС.

Робота СДС здійснюється в такий таким спосіб: сигнали з датчиків надходять в електронний БК, зв'язаний за мультиплексною лінією з блоком керування двигуном і автоматичною трансмісією, звідки він одержує поточні дані крутного моменту ДВЗ, положення дросельної заслінки і відомості про увімкнену передачу. По цій самій лінії СДС може коригувати роботу БК двигуна і БК

автоматичної трансмісії. Наприклад, “порадити” трансмісії переключитися на зимовий режим роботи при русі автомобіля по слизькій поверхні.

БК СДС постійно порівнює фактичну поведінку автомобіля з розрахунковою і, якщо він відхиляється від розрахункової траєкторії, СДС повертає його назад. Це робиться двома шляхами: точно розрахунковим гальмівним імпульсом, що прикладається до одного або кількох коліс, або зменшенням крутного моменту ДВЗ.

Гальмівний імпульс виробляється пристроєм, створеним на базі гідроагрегата противобуксувальної системи (ПБС), відрізняючись тим, що може загальмувати будь-яке колесо, тоді як у ПБС імпульс подається лише на ведучі колеса.

СДС виправляє помилки водія і стабілізує автомобіль у разі бічного ковзання на мокрому, крижаному, гравійному чи будь-якому несприятливому покритті дороги за всіх режимів руху – гальмуванні, розгоні або русі накатом.

Розглянемо роботу СДС у випадку, наприклад, заносу задньої осі (рис. 8.4, а). Автомобіль, що має зайву поворотність, входить у поворот із надто високою швидкістю, унаслідок чого виникає бічне ковзання. Це означає, що величина сигналу датчика обертання навколо вертикальної осі перевищує очікувану величину, і БК класифікує такий стан автомобіля як ненормальний. Стабілізація автомобіля здійснюється за таким алгоритмом: спочатку БК зменшує крутний момент двигуна що дозволяє збільшити поперечні дотичні реакції R''_{y2} і R''_{y2} , які діють на колеса з боку дороги.

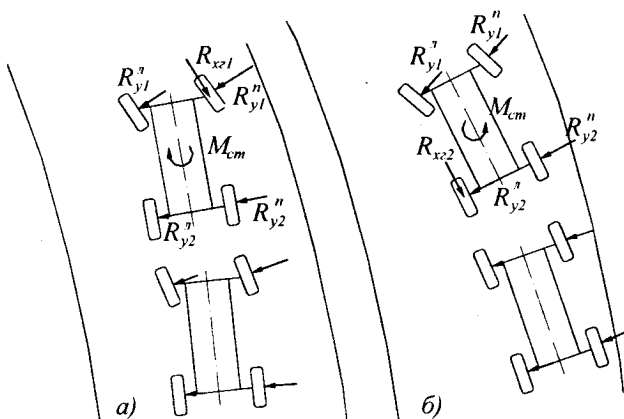


Рис. 8.4. Схема руху автомобіля при роботі СДС

Якщо цього недостатньо для припинення заносу, СДС автоматично пригальмовує зовнішнє переднє колесо. Дотична реакція, яка виникає, R_{xz1} створює стабілізувальний момент M_{cm} , який відновлює траєкторію руху, що задається. Одночасно відбувається деяке зниження швидкості руху, і величина сигналу з датчика обертання дорівнює розрахунковій, подальше втручання СДС у керування автомобілем більше не потрібно. На рис. 8.4, б подається схема роботи СДС при заносі передньої осі автомобіля з недостатньою поворотністю. Алгоритм роботи СДС збігається з розглянутим раніше.

8.3. Умови збереження поздовжньої стійкості автомобіля

Втрата поздовжньої стійкості виявляється в перекиданні автомобіля або ковзанні його коліс у поздовжній площині. Перекидання автомобіля в поздовжній площині менш імовірно, ніж у поперечній.

Найчастіше автомобіль втрачає стійкість у результаті буксування чи поздовжнього ковзання (сповзання) коліс після в'їзду його внаслідок розгону на підйом, що має слизьку поверхню.

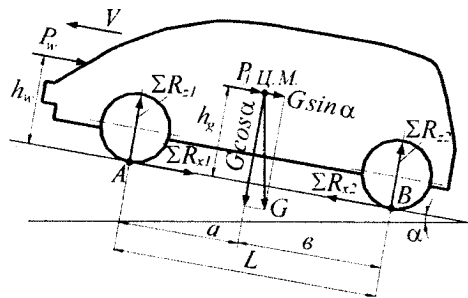


Рис. 8.5. Схема сил у загальному випадку руху

Розглянемо прискорений рух автомобіля на ухилі (рис. 8.5), не беручи до уваги опір коченню. Перекидання можливе відносно осі, яка проходить через центри (точки B) зон контакту задніх коліс з

дорогою, якщо сума моментів усіх сил і реакцій, які діють відносно осі BB за годинною стрілкою, буде більшою від суми моментів, що діють проти неї.

Умова збереження поздовжньої стійкості запишеться як:

$$\begin{aligned} \Sigma R_{z1} \cdot L + P_w \cdot h_w + P_j \cdot h_g + G \cdot \sin \alpha'_{\max} \cdot h_g \leq \\ \leq G \cdot \cos \alpha'_{\max} \cdot b. \end{aligned} \quad (8.18)$$

При русі на підйомі швидкість і прискорення автомобіля невеликі, тому силами P_w і P_j можна знехтувати. У момент початку перекидання нормальна реакція ΣR_{z1} дороги на передні колеса практично дорівнює нулю ($\Sigma R_{z2} \approx 0$), і все навантаження автомобіля сприймається задніми колесами, тобто $\Sigma R_{z2} \approx G \cdot \cos \alpha'_{\max}$. З урахуванням цих зауважень з (8.18) маємо

$$G \cdot \sin \alpha'_{\max} \cdot h_g \leq G \cdot \cos \alpha'_{\max} \cdot b. \quad (8.19)$$

Поділивши обидві частини нерівності (8.19) на $\cos\alpha'_{max}$, одержимо умову збереження поздовжньої стійкості без перекидання

$$\operatorname{tg}\alpha'_{max} \leq \frac{v}{h_g}. \quad (8.20)$$

Максимальні кути підйому, що здатні долати сучасні автомобілі, звичайно не перевищують 45° . Приймаючи в (8.20) $\alpha'_{max} = 45^\circ$, матимемо $h_g \leq v$. Таким чином, якщо висота h_g центра мас менша від його відстані від задньої осі, то автомобіль не зможе перекинутися назад. Однак на практиці перекидання може відбутися, наприклад, у результаті зсуву вантажу на вантажній платформі назад. У цьому випадку умову $h_g \leq v$ збереження подовжньої стійкості буде порушено.

Перекидання автомобіля вперед при русі під ухил у разі різкого гальмування його коліс можливе відносно осі, яка проходить через центри зон контакту передніх коліс з дорогою. Воно ще менш імовірне, ніж перекидання автомобіля назад, тому що умова збереження поздовжньої стійкості набуде вигляду:

$$\operatorname{tg}\alpha'_{max} \leq \frac{a}{h_g}. \quad (8.21)$$

У легкових автомобілів $a \approx v$, а у вантажних a значно більше від v . Тому в останніх умова (8.21) виконується з великим запасом. Однак насправді автомобіль може перекинутися вперед при русі під ухил з великою швидкістю внаслідок кінетичної енергії, якщо на шляху ковзання коліс виникне перешкода.

Як уже зазначалося, втрата подовжньої стійкості можлива через буксування ведучих коліс або ковзання (сповзання) автомобіля, який в'їхав внаслідок розгону на

підйом, що має слизьку поверхню. Умова збереження поздовжньої стійкості (відсутність ковзання або буксування) (див. рис. 8.5) автомобіля з задніми ведучими колесами запишеться як:

$$G \cdot \sin \alpha''_{\max} \leq \Sigma R_{z2} \cdot \varphi_x. \quad (8.22)$$

Підставивши в (8.22) замість ΣR_{z2} її значення, одержимо

$$G \cdot \sin \alpha''_{\max} \leq \frac{G \cdot a \cdot \cos \alpha''_{\max}}{L - \varphi_x \cdot h_g} \cdot \varphi_x. \quad (8.23)$$

Поділимо обидві частини нерівності на $\cos \alpha''_{\max}$, тоді

$$\operatorname{tg} \alpha''_{\max} \leq \frac{a \cdot \varphi_x}{L - \varphi_x \cdot h_g}. \quad (8.24)$$

Виконання цієї умови для конкретного автомобіля залежить перш за все від величини коефіцієнта зчеплення φ_x .

З огляду на безпеку руху бажано, щоб ковзання коліс передувало перекиданню. У цьому випадку у водія буде більше часу для вжиття необхідних заходів. Ковзання передує перекиданню, якщо

$$\operatorname{tg} \alpha''_{\max} < \operatorname{tg} \alpha'_{\max}. \quad (8.25)$$

Підставивши в (8.25) значення $\operatorname{tg} \alpha''_{\max}$ і $\operatorname{tg} \alpha'_{\max}$ відповідно з (8.24) і (8.21), одержимо

$$\frac{a \cdot \varphi_x}{L - \varphi_x \cdot h_g} < \frac{b}{h_g}. \quad (8.26)$$

Після перетворень

$$\varphi_x < \frac{b}{h_g}. \quad (8.27)$$

Таким чином, ковзання передує перекиданню, якщо коефіцієнт зчеплення φ_x менший від відношення v/hg , що звичайно конструктивно виконується. Однак, як і при розгляді поперечної стійкості, слід зазначити, що, незважаючи на виконання умови (8.27), перекидання може відбутися, якщо ковзання коліс обмежене якоюсь перешкодою.

8.4. Вплив експлуатаційних факторів на стійкість автомобіля

З численних факторів, що змінюються при експлуатації автомобіля, на стійкість значною мірою впливає технічний стан шин і гальмівної системи (гальмівні механізми) [16].

У міру зношення протектора шин погіршується зчеплення коліс з дорогою і збільшується імовірність бічного заносу. Коефіцієнт зчеплення шини, протектор якої зношений до повного зникнення рисунка, майже вдвічі менший від коефіцієнта зчеплення нової шини.

Неправильне регулювання гальмівних механізмів може викликати різну величину гальмівних моментів на колесах правої і лівої сторін автомобіля, а виниклий при цьому повертальний момент призведе до втрати стійкості. Нерівномірність гальмівних сил на передніх колесах небезпечніша, ніж на задніх. Якщо в автомобіля загальмовано лише одне заднє колесо, наприклад, праве (див. рис. 8.6, *a*, воно заштриховане), а друге котиться вільно, то автомобіль буде відхилитися праворуч від прямолінійного руху.

Відстань S від центра мас до загальмованого колеса при цьому буде зменшуватися, а отже, буде зменшуватися й повертальний момент, створюваний силою інерції P_j . У разі несправності одного з передніх гальмівних механізмів

(рис. 8.6, б) автомобіль також буде відхилятися від прямолінійного напрямку руху. Однак плече моменту в процесі руху збільшується, що сприяє подальшому відхиленню автомобіля в бік.

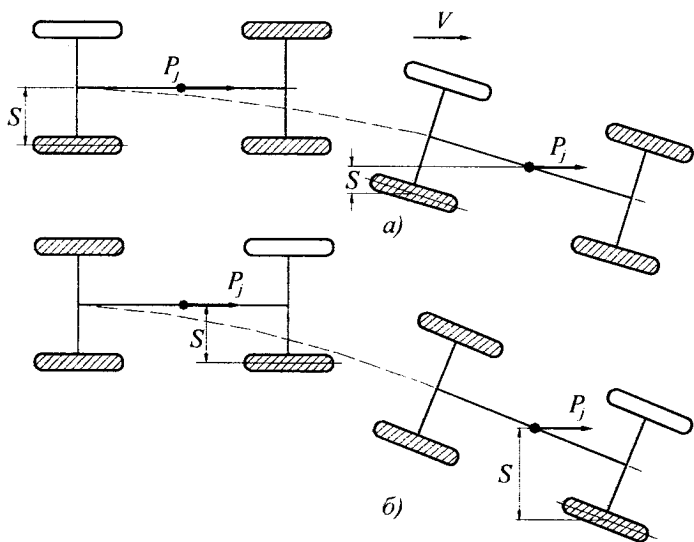


Рис. 8.6. Рух автомобіля при гальмуванні з неправильним регулюванням гальмівних механізмів

Кутове відхилення автомобіля, що зростає зі збільшенням початкової швидкості гальмування при несправному передньому гальмі, у кілька разів більше, ніж при несправному задньому гальмі [16]. Припустима нерівномірність між колесами однієї осі автомобіля не повинна перевищувати 15% найбільшого значення гальмівної сили [7].

Подібне явище виникає в разі потрапляння коліс однієї сторони загальмованого автомобіля на слизьку ділянку дороги, тоді як колеса другої сторони знаходяться на покритті з великим значенням φ_x .

Поперечна стійкість при гальмуванні також може бути порушена через неправильний розподіл вантажу в кузові, що призводить до появи повертального моменту, створеного силою інерції.

8.5. Випробування на стійкість

Під час руху автомобіля в різних умовах на нього впливають, з одного боку, керувальні впливи, тобто дії водія, з іншого – збурювальні впливи (з боку дороги і повітряного середовища). Залежно від того, як реагує автомобіль на ці збурювання, його рух може бути стійким або нестійким. Стійкість автомобіля тісно пов'язана з керованістю, тому що чим вища стійкість, тим більша імовірність наближення фактичних параметрів руху автомобіля до дій водія.

Випробування автомобілів на стійкість регламентовані відповідними нормативними документами і стандартами.

Спочатку випробовують автомобіль на поперечну (статичну) стійкість на стенді з платформою, що нахилється. Автомобіль устанавлюється на платформі і закріплюється пристосуваннями для страхування. Далі платформа поступово нахилється з інтервалами кута нахилу $\leq 5^\circ$, аж до початку відриву від опорної поверхні коліс однієї сторони автомобіля. У процесі випробувань при кожному положенні платформи вимірюють кути нахилу платформи і кути нахилу автомобіля у двох (передньому і задньому) перетинах. У заключному положенні платформи, що відповідає куту перекидання автомобіля, додатково вимірюють бічні деформації шин коліс, що навантажуються. За отриманими даними

обчислюють кути крену підресореної маси і кут крену в центрі мас.

Оцінювання статичної стійкості автомобіля проти перекидання здійснюється шляхом порівняння отриманих величин показників стійкості з нормативними значеннями, неоднаковими для різних категорій АТЗ.

Показники стійкості проти перекидання ($V_{кп}$) і ковзання ($V_{к}$) визначають під час руху автомобіля круговими траєкторіями з радіусом 35 і 50 м. Залежно від категорії АТЗ і типу дороги швидкість може змінюватися від 30 до 45 км/год на радіусі 35 м і від 35 до 55 км/год на радіусі 50 м. Умовами випробувань передбачено, що автомобіль рухається траєкторією на сталій швидкості при незмінній подачі палива в циліндри двигуна. У кожному заїзді реєструється швидкість автомобіля, кути повороту рульового колеса, бічне прискорення автомобіля в момент відриву колеса від дороги, кут крену. Відрив колеса, виходи автомобіля за межі коридору відзначаються спостерігачем, що знаходиться на ділянці випробувань поза автомобілем.

Наступним етапом є визначення граничної швидкості $V_{к}$, за якої виникає поперечне ковзання і курсові коливання автомобіля. При цьому автомобіль виконує заданий розміткою маневр (схема розмітки близька до показаного на рис. 7.20, б). У момент перетинання передніми колесами автомобіля межі між ділянками 1 і 2, водій звільняє педаль керування подачею палива і починає повертати рульове колесо для виконання маневру. Перед заліковими заїздами виконують попередні заїзди для визначення швидкості, при якій починається ковзання, і водій змушений його коригувати, а також курсові коливання автомобіля. Початкову швидкість залікових заїздів приймають на 5 км/год меншою від кінцевої швидкості попередніх заїздів. У наступних заїздах

швидкість збільшують з інтервалом 1–3 км/ч. У процесі випробувань вимірюють і реєструють швидкість автомобіля на ділянці 1, кут повороту рульового колеса; момент перетинання передніми колесами автомобіля межі між ділянками 1 і 2. Результатом випробувань є значення максимальної (критичної) швидкості V_k , що відповідає початку поперечного ковзання.

Далі визначають граничну швидкість руху при виконанні автомобілем маневру переходу з однієї смуги руху на сусідню (“переставка”), при якій починається поперечне ковзання. Схема розмітки випробної ділянки в основному відповідає наведеній на рис.7.22, а.

Контрольні запитання і завдання для самоперевірки

1. Якими показниками оцінюється стійкість автомобіля?
2. Визначте критичну швидкість за умовою перекидання при усталеному русі автомобіля на повороті по дорозі, що має поперечний ухил.
3. Визначте критичну швидкість за умовою ковзання при усталеному русі автомобіля на повороті, що має поперечний ухил.
4. Ковзання якої осі автомобіля є більш небезпечним?
5. У чому полягає принцип роботи системи динамічної стабілізації (СДС) автомобіля?
6. Визначте умову збереження подовжньої стійкості автомобіля по перекиданню і ковзанню?
7. Які експлуатаційні фактори впливають на стійкість автомобіля?
8. Визначте максимальний кут поперечного ухилу дороги, по якій автомобіль УАЗ–31512, що має $h_g = 1,374$ м і

- $B = 1,6$ м, може рухатися прямолінійно без перекидання.
9. Визначте критичну швидкість за умовою перекидання автомобіля МАЗ–53371, що має $h_g = 1,41$ м, при русі по горизонтальній дорозі на повороті радіусом 30 м.
 10. Визначте можливість підйому автомобіля ЗИЛ–431410 по сніжній дорозі під кутом 30° за умовами перекидання і сповзання, якщо $h_g = 1,1$ м, а відстань задньої осі до центра мас 1,2 м.

Розділ 9. ПРОХІДНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

9.1. Оцінні показники

Прохідність автомобіля – комплексна властивість, що пов'язана з його здатністю ефективно виконувати транспортну роботу у важких дорожніх або позадорожніх умовах.

За рівнем прохідності всі автомобілі умовно прийнято поділяти на три групи [1, 8]:

- 1) *автомобілі обмеженої прохідності* – двовісні й тривісні з неведучою передньою віссю (типу 4×2; 6×4), призначені для експлуатації на дорогах із твердим покриттям;
- 2) *автомобілі підвищеної прохідності* – двовісні і тривісні з усіма ведучими осями (типу 4×4 і 6×6), що конструктивно дещо відрізняються від першої групи. Звичайно такі автомобілі створюються на базі автомобілів першої групи, а підвищення прохідності забезпечується приводом на всі колеса й іншими конструктивними рішеннями;
- 3) *автомобілі високої прохідності*, що мають спеціальне компонування або конструкцію – чотиривісні або багатовісні з усіма ведучими осями, а також напівгусеничні й автомобілі-амфібії.

Прохідність поділяється на профільну й опорно-зчипну. *Профільна прохідність* характеризує можливість переборювати нерівності шляху, перешкоди і вписуватися в необхідну смугу руху. *Опорно-зчипна прохідність* визначає можливість руху в погіршених дорожніх умовах і по деформованих ґрунтах.

Профільну прохідність автомобілів оцінюють за такими показниками [8, 20]: дорожнім просвітом, переднім і заднім звисом, кутом переднього і заднього звису, подовжнім радіусом прохідності, найбільшим кутом

подоланого ухилу, найбільшим кутом подоланого косогору, вертикальним і горизонтальним кутами гнучкості (визначаються для автопоїздів).

Досить часто до показників профільної прохідності автомобілів додатково відносять поперечний радіус прохідності, кут перекосу мостів, коефіцієнт збігу слідів передніх і задніх коліс.

Для автомобілів підвищеної прохідності показниками профільної прохідності є ширина подоланого в поперечному напрямку рову і висота подоланої граничної перешкоди.

До опорно-зчіпних параметрів прохідності належать такі оцінні показники: зчіпна вага, коефіцієнт зчіпної ваги, питома потужність, потужність опору коченню, потужність опору руху, потужність утворення колії, повне тягове зусилля, вільне тягове зусилля, коефіцієнт вільного тягового зусилля. Іноді використовують такий додатковий показник, як тиск коліс на дорогу.

Для повнопривідних автомобілів основним показником опорно-зчіпної прохідності є тягово-швидкісна характеристика на заданій ділянці дороги, що визначає залежність питомої сили тяги на гаку від швидкості руху на різних передачах.

9.2. Профільна прохідність автомобіля

Профільна прохідність залежить від компонування автомобіля і його геометричних параметрів, що визначаються за компонувальними кресленнями або шляхом виміру натурних зразків. Усі виміри проводяться при повному навантаженні автомобіля на горизонтальній площадці з твердим і рівним покриттями. Геометричні параметри прохідності показано на рис. 9.1.

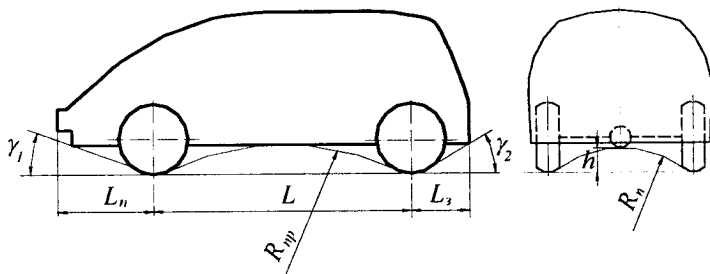


Рис. 9.1. Геометричні параметри прохідності автомобіля

Дорожній просвіт h – відстань від опорної поверхні до найбільш низької точки автомобіля, розташованої між колесами. Звичайно це точки під картерами головних передач ведучих мостів і в місцях розташування ресор. Дорожній просвіт визначає можливості руху деформованими дорогами і подолання зосереджених перешкод.

Передній L_n і задній L_s звиси (рис. 9.1) визначаються відстанню від крайньої точки контуру передньої (задньої) виступаючої частини по довжині автомобіля до площини, що перпендикулярна опорній поверхні і проходить через центри передніх (задніх) коліс. Чим менші звиси, тим менш імовірно є втрата контакту коліс з поверхнею при подоланні перешкод.

Кут переднього γ_1 і заднього γ_2 звисів визначаються між опорною поверхнею і площиною, дотичною до окружностей зовнішніх діаметрів передніх (задніх) коліс і точці контуру передньої або задньої частини автомобіля. Вони характеризують можливість подолання перешкод з короткими підйомами і спусками. Чим більше кути звису, тим більша крутість коротких нерівностей, що долає автомобіль, не зачіпаючи виступаючими частинами нерівності при в'їзді і з'їзді з нього.

Поздовжній радіус прохідності R_{np} – радіус умовної циліндричної поверхні, через яку автомобіль може проїхати, не зачіпаючи її найнижчою точкою, розташованою в його середній точці. Чим менше R_{np} , тим більш круті нерівності може подолати автомобіль.

Типові значення дорожнього просвіту, кутів переднього і заднього звису, подовжнього радіуса прохідності наведено в табл. 9.1.

Таблиця 9.1 – Геометричні параметри прохідності автомобіля

Тип автомобіля	Величина дорожнього просвіту h , мм	Кути звисів при повному навантаженні, град		Радіус поздовжньої прохідності R_{np} , м
		передній γ_1	задній γ_2	
Легковий	160–210	20–35	15–25	2–4,5
Вантажний:				
малої і середньої вантажопідйомності (1,5–5 т)	200–260	35–55	20–30	1,5–3,0
великої і особливо великої вантажопідйомності (8–12 т)	270–300	30–40	20–35	3,0–5,0
високої прохідності	250–400	40–50	30–45	1,5–3,5
Автобус (довжина від 7,0 до 16,5 м)	240–270	10–20	8–13	4,0–8

Найбільший кут подоланого підйому залежить від тягового зусилля, що розвивається ведучими колесами автомобіля і від кута його поздовжньої стійкості, що визначає можливість перекидання щодо задньої осі.

Автомобілі й автопоїзди здатні переборювати підйоми при $\varphi = 0,6-0,7$ такої крутості: автопоїзди з неповноприводними тягачами – $11...13^\circ$; одиночні неповноприводні автомобілі – $20...25^\circ$; автопоїзди з повноприводними тягачами – $15...20^\circ$; повноприводні автомобілі – $27...35^\circ$

Нормативними документами визначено, що автопоїзди повинні переборювати підйоми з твердою опорною поверхнею не менше 18% ($10,2^\circ$), а окремі автомобілі – 25% (14°).

Найбільший кут подоланого автомобілем косогорю визначається умовами стійкості руху по перекиданню $tg\beta_{max} > \eta_\delta$ або ковзанню $tg\beta_{max} > \varphi_x$ (він розглянутий у п. 8.2).

Кути **гнучкості у вертикальній β_v і горизонтальній α_z площинах** характеризують прохідність автопоїзда по нерівностях шляху, здатність його до поворотів і

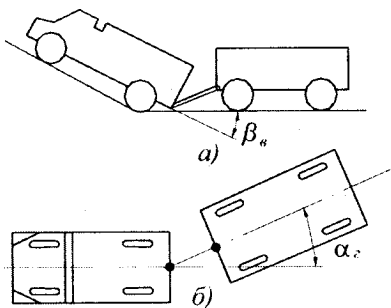


Рис. 9.2. Схема вузлів гнучкості автопоїзда

визначаються кутами можливого відхилення дишла причепа від осі тягово-зчіпного пристрою автомобіля-тягача (рис. 9.2). Для сидельного автопоїзда кути гнучкості визначаються відповідними граничними положеннями поздовжніх осей автомобіля-тягача і напівпричепа у вертикальній і горизонтальній площинах.

Нормативними вимогами для причіпних автопоїздів з двовісним причепом загальнотранспортного призначення кути гнучкості у вертикальній площині повинні бути не менше $\pm 40^\circ$; а в горизонтальній площині не менше $\pm 55^\circ$; для сидельних автопоїздів кут вертикальної гнучкості повинен бути не менше $\pm 8^\circ$; а кут горизонтальної гнучкості $\pm 90^\circ$.

Поперечний *радіус прохідності* R_n (рис. 9.1) – радіус циліндра, що є достатнім до коліс одного моста і проходить через точку контуру нижньої частини автомобіля, визначає прохідність через нерівності, ширина яких порівнянна з колією автомобіля.

Кут перекосу мостів ζ (рис. 9.3) визначається як сума кутів перекосу переднього і заднього мостів відносно горизонтальної площини. Він характеризує здатність автомобіля пристосовуватися до нерівностей місцевості без утрати контакту коліс з дорогою. Крім того, перекіс осей ведучих коліс викликає перерозподіл навантажень на колеса, що за наявності звичайних диференціалів призводить до значного зменшення тягового зусилля по зчепленню і зниженню прохідності.

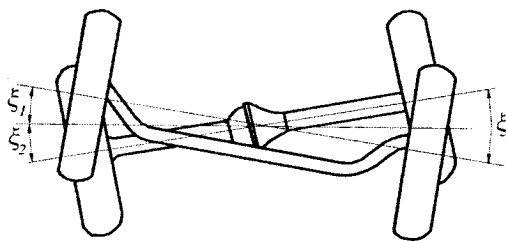


Рис. 9.3. Схема кутів перекосу мостів автомобіля

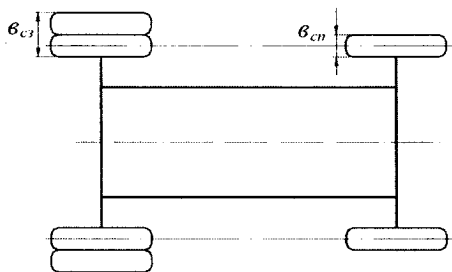


Рис. 9.4. Схема для визначення коефіцієнтів збігу слідів коліс

Коефіцієнт збігу слідів передніх і задніх коліс $\eta_c = v_{cn}/v_{c3}$, (рис. 9.4) (де v_{cn} і v_{c3} – ширина сліду за передніми і задніми колесами відповідно). Чим ближчий η_c до одиниці, тим менший опір руху автомобіля на деформованому ґрунті.

Ширина рову і висота подоланої граничної перешкоди. Можливість подолання рову визначається числом і розташуванням мостів, розміром коліс і положенням центра мас автомобіля за базу. Для двовісних і тривісних автомобілів ширина подоланого рову залежить від розмірів коліс. Випробування показують, що такі автомобілі здатні долати рів з міцними краями шириною до 1–1,3 радіуса колеса (великі значення характеризують автомобілі з усіма ведучими колесами).

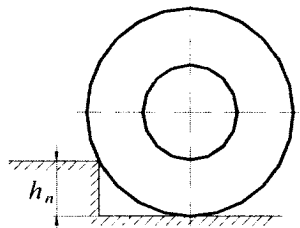


Рис. 9.5. Схема подолання колесом порогової перешкоди

Висота h_n подолання автомобілем порогової перешкоди (рис. 9.5) залежить здебільшого від розмірів колеса і твердості краю порогу. Максимальна висота подоланого неповноприводним автомобілем порогу становить 0,3–0,5 радіуса колеса, а повноприводними 0,5–0,8.

Для автомобілів підвищеної і високої прохідності обов'язковим є такий параметр, як глибина подоланого броду, що залежить від конструкції автомобіля. При відповідному конструктивному виконанні глибина подоланого броду досягає 1,6–1,8 м.

9.3. Опорно-зчїпна прохідність

Опорно-зчїпні параметри автомобіля характеризують його прохідність під час руху деформованими ґрунтами (пісок, рілля, заболочена місцевість та ін.).

Для оцінки опорно-зчїпних параметрів скористаємося умовами можливості руху (2.22) і (2.24), припустивши що автомобіль здійснює рівномірний рух з невеликою швидкістю ($P_w \approx 0$) по горизонтальній дорозі:

$$P_f \leq P_k \leq P_\varphi. \quad (9.1)$$

Підставивши у вираз (9.1) значення сил P_f , P_k , і P_φ , одержимо

$$G \cdot f \leq \frac{M_e \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_m}{r_0} \leq G_{зч} \cdot \varphi, \quad (9.2)$$

де $G_{зч}$ – вага, що припадає на ведучі колеса автомобіля.

Поділивши всі складові виразу (9.2) на G , одержимо:

$$f \leq \frac{M_e \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_m}{r_0 \cdot G} \leq K_{зч} \cdot \varphi, \quad (9.3)$$

де $K_{зч} = G_{зч}/G$ – коефіцієнт зчїпної ваги, що вважається найважливішим показником опорно-зчїпної прохідності автомобіля (табл. 9.2).

$$\text{Якщо } P_w = 0, \text{ то } \frac{M_e \cdot u_k \cdot u_0 \cdot \eta_m}{r_0 \cdot G} = \frac{P_k}{G} = D, \text{ що}$$

дозволяє (9.3) записати в остаточному вигляді:

$$f \leq D \leq K_{зч} \cdot \varphi. \quad (9.4)$$

Отримана формула дозволяє оцінити дію різних факторів на опорно-зчїпну прохідність автомобіля.

З метою підвищення коефіцієнта $K_{зч}$ і, отже, поліпшення прохідності, на задню ведучу вісь вантажного автомобіля розподіляють велику частину ваги (для автомобілів 4×2 – 2/3 на ведучі колеса, для автомобілів 6×4 – 3/4) порівняно з передньою віссю і застосовують двосхилі колеса.

Таблиця 9.2 – Значення коефіцієнта зчїпної ваги для різних автомобілів і різного навантаження

Тип автомобіля		$K_{зч}$
Легковий, задньоприводний, класичного компонування при навантаженні:	2 особи на передньому сидінні + багаж 160 кг	0,46–0,47
	5 осіб + багаж 40 кг	0,53–0,57
Легковий, передньоприводний, при навантаженні:	2 особи на передньому сидінні + багаж 160 кг	0,56–0,64
	5 осіб + багаж 40 кг	0,50–0,54
Вантажний 4×2 і 6×4 з осьовим навантаженням менше 60 кН:	порожній	0,50–0,55
	при повному навантаженні	0,72–0,76
Автопоїзд:	з осьовим навантаженням 60 кН повністю вантажений	0,40–0,43
	з осьовим навантаженням 100 кН повністю вантажений	0,27–0,31
Повноприводний		1,00

З цією самою метою автомобілі підвищеної прохідності виконуються повноприводними, причому часто з однаковим навантаженням на всі осі за відсутності двоскатних коліс.

Очевидно (9.4), що при підвищенні φ_x прохідність поліпшується, тому для цього застосовуються шини зі спеціальним рисунком протектора, на колеса надіваються ланцюги противоковзання, браслети і т.п.

При підвищенні динамічного фактора (питомого тягового зусилля) прохідність поліпшується за трьома причинами:

- 1) збільшення динамічного фактора забезпечує можливість руху важкопрохідною ділянкою з більш високою швидкістю, за якої час дії навантаження на ґрунт менший і менша деформація ґрунту й опір руху;
- 2) при більш високому питомому тяговому зусиллі скорочується кількість переключень передач, рідше відбувається розрив силового потоку і виникають пікові навантаження на ґрунт;
- 3) більш високі тягово-швидкісні властивості підвищують ефективність використання кінетичної енергії для подолання особливо важких ділянок.

Діапазон динамічного фактора дорожніх автомобілів становить близько 0,3–0,45, автомобілів підвищеної прохідності 0,6–0,9 і високої прохідності до 1,0.

Найбільш поширеним для оцінки опорно-зчіпних параметрів додатковим показником є середній тиск колеса в контактi, що дорівнює відношенню нормальної реакції опорної поверхні до контурної площі контакту $p_k = R_z/F_k$. Чим менший тиск, тим менший майже для всіх випадків руху опір рухові.

Інші показники опорно-зчіпної прохідності за змістом збігаються з показниками і параметрами тягово-швидкісних властивостей автомобіля (див. розділ 8).

9.4. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на прохідність автомобіля

Для зменшення опору коченню необхідно, щоб колія коліс усіх осей була однаковою, а тиск у контакті шин передніх коліс, які прокладають колію, був на 20–30% менший, ніж задніх, що котяться по вже ущільненому ґрунті. Це досягається в основному відповідним розподілом ваги автомобіля між його осями і різним тиском повітря в шинах передніх і задніх коліс.

Зменшення питомого тиску колеса на дорогу досягається зниженням внутрішнього тиску в шинах, збільшенням профілю і діаметром шин, збільшенням кількості осей і коліс автомобіля. На автомобілях підвищеної прохідності встановлюють спеціальні шини великого діаметра і профілю, внутрішній тиск яких може змінюватися від 0,05 МПа при русі по м'яких ґрунтах до 0,3 МПа при русі по дорогах із твердим покриттям. Такі шини в сполученні з централізованою системою регулювання, що дозволяє під час руху змінювати внутрішній тиск у шинах, значно підвищують прохідність автомобіля.

Застосування незалежної підвіски забезпечує кращу пристосованість коліс до нерівностей дороги, тобто більш повне використання ваги автомобіля для збільшення зчеплення.

Прохідність автомобіля залежить від схеми і типу трансмісії, що визначає плавність передачі крутного моменту від двигуна до ведучих коліс. Найбільш несприятливою в цьому випадку є механічна трансмісія, за якої можливі розриви потоку потужності при переключенні передач, різкі коливання крутного моменту при руханні з місця. Гідродинамічні, гід्रोоб'ємні й

електричні трансмісії забезпечують плавну передачу крутного моменту до ведучих коліс.

В автомобілів підвищеної і високої прохідності всі колеса є ведучими. У приводі до ведучих коліс звичайно використовують міжколісні і міжосьові диференціали. Наявність міжколісного диференціала погіршує прохідність, оскільки максимальне тягове зусилля, що розвивається колесами моста, обмежується зчепленням колеса,

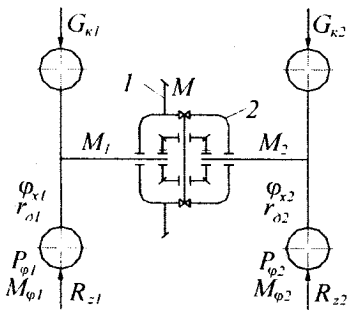


Рис.9.6 Схема роботи міжколісного диференціала

що знаходиться на поверхні з найменшим коефіцієнтом зчеплення. Припустимо (рис. 9.6), що на колеса автомобіля діє вертикальне навантаження $G_{κ1} = G_{κ2} = R_{z1} = R_{z2} = 10 \text{ кН}$, $r_{o1} = r_{o2} = 0,5 \text{ м}$, умови зчеплення коліс визначаються коефіцієнтами $\varphi_{x1} = 0,6$ і $\varphi_{x2} = 0,2$. До веденої шестірні головної передачі 1, з'єднаної з

коробкою диференціала 2, підводиться крутний момент $M = 4 \text{ кНм}$, що нарівно ($M_1 = M_2 = 2 \text{ кНм}$) розподіляється між колесами автомобіля. Для оцінювання можливості реалізації максимального тягового зусилля по зчепленню лівими $P_{\varphi 1}$ і правим $P_{\varphi 2}$ колесами запишемо

$$P_{\varphi 1} = R_{z1} \cdot \varphi_{x1} \quad \text{і} \quad P_{\varphi 2} = R_{z2} \cdot \varphi_{x2}. \quad (9.5)$$

Звідси

$$M_{\varphi 1} = P_{\varphi 1} \cdot r_{o1} = R_{z1} \cdot \varphi_{x1} \cdot r_{o1} = 10 \cdot 0,6 \cdot 0,5 = 3 \text{ кНм};$$

$$M_{\varphi 2} = P_{\varphi 2} \cdot r_{o2} = R_{z2} \cdot \varphi_{x2} \cdot r_{o2} = 10 \cdot 0,2 \cdot 0,5 = 1 \text{ кНм}.$$

Наведений приклад показує, що до лівого і правого коліс слід було б підводити різні за величиною крутні моменти $M_{\phi 1}$ і $M_{\phi 2}$, але конструкція диференціала не дозволяє це зробити. Тому в розглянутому прикладі ліве колесо може бути нерухомим ($M_2 = 2 \text{ кНм} \leq M_{\phi}$), а праве буксувати ($M_2 = 2 \text{ кНм} > M_{\phi}$).

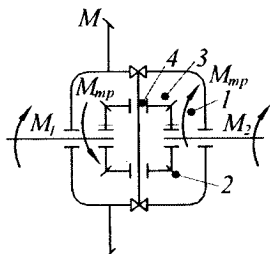


Рис.9.7 Схема дії тертя в міжколісному диференціалі

Розглянемо вплив тертя в диференціалі на прохідність автомобіля (рис. 9.7). Тертя відбувається між напівосьовими шестернями і коробкою диференціала (позначено точкою з позицією 1); між зубами шестерень-сателітів і напівосьовими шестернями 2; між сателітами і коробкою диференціала 3 і між сателітами і їх віссю 4. Це тертя дещо змінює розподіл моменту M , що підводиться до диференціала по півосях при їхньому відносному обертанні. Для розглянутого диференціала будуть справедливими такі співвідношення:

$$M_1 = 0,5 \cdot (M - M_{mp}); \quad (9.6)$$

$$M_2 = 0,5 \cdot (M + M_{mp}), \quad (9.7)$$

де M_1 – крутний момент на півосі, що забігає; M_2 – крутний момент півосі що відстає; M_{mp} – момент тертя в диференціалі (рис. 9.7).

Змінюючи величину тертя в диференціалі, можна змінювати і співвідношення моментів на півосях. Колесо, що знаходиться в гірших за зчепленням з дорогою умовах, звичайно буксує, тобто має більшу швидкість обертання, ніж друге. Для збільшення сумарного тягового зусилля

слід прагнути збільшити тертя в диференціалі, що дозволить поліпшити прохідність автомобіля.

Величину тертя в диференціалі оцінюють коефіцієнтом блокування, що становить відношення крутного моменту на півосі, яка відстає, до крутного моменту на півосі, що забігає:

$$K_{\delta} = M_2 / M_1. \quad (9.8)$$

Коефіцієнт блокування простих шестерних диференціалів дорівнює 1,07–1,1, кулачкових 2,5–3,0, черв'ячних 6–15 [1]. Для блоківних і самоблоківних диференціалів при різних швидкостях обертання коліс весь момент передається через піввісь, що відстає ($K_{\delta} = \infty$).

При установці міжосьових диференціалів сумарне гальмове зусилля, що розвивається всіма колесами автомобіля, буде визначатися максимальним тяговим зусиллям колеса, що знаходиться в найбільш несприятливому з погляду зчеплення положенні, і коефіцієнтами блокування диференціалів. При блокувальних же міжосьових і міжколісних диференціалів максимальне тягове зусилля коліс автомобіля дорівнюватиме сумі тягових зусиль усіх ведучих коліс. Тому у важких дорожніх умовах руху при блокованому приводі прохідність автомобіля помітно поліпшується. У цьому випадку ведучі колеса завжди обертаються з однаковою кутовою швидкістю, але якщо радіуси кочення коліс з якоїсь причини будуть неоднакові, то їхня колова швидкість буде різною. У результаті цієї кінематичної невідповідності при прямолінійному русі автомобіля по рівній дорозі крутний момент може розподілятися між ведучими колесами в різний спосіб. При цьому більше колесо завжди залишається ведучим, а менше може стати веденим і навіть гальмівним, дотична реакція на якому протилежна напрямку руху.

Така кінематична невідповідність може викликати буксування ведучих і ковзання гальмівних коліс, а також супроводжується появою **циркуляції потужності**.

На рис. 9.8 [26] показано схему сил і потужностей, що виникають під час руху повноприводного автомобіля з жорсткими колесами різних радіусів ($r_1 > r_2$) при блокованому приводі. У цьому випадку дотична реакція передніх коліс ΣR_{x1} буде спрямована в бік руху автомобіля, а задніх коліс – ΣR_{x2} може бути спрямована в той самий чи протилежний бік, залежно від величини опору руху.

Якщо для проходження всіма колесами однакового шляху колеса меншого радіуса повинні ковзатися, то вони є гальмівними.

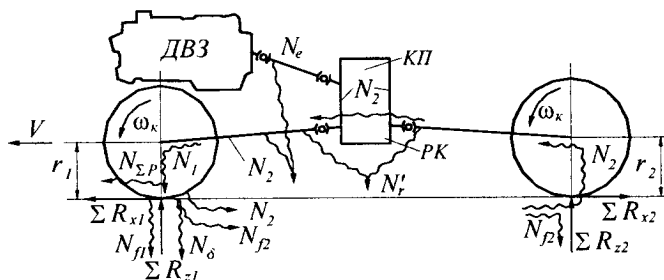


Рис. 9.8. Схема сил і потужностей, дія яких на автомобіль супроводжується появою циркуляції потужності

При цьому умова можливості рівномірного руху автомобіля матиме вигляд

$$\Sigma R_{x1} = P_w + P_a + \Sigma R_{x2}. \quad (9.9)$$

Зі збільшенням опору руху дотична реакція ведучих передніх коліс ΣR_{x1} буде збільшуватися, поки не досягне максимального значення, що дорівнює силі зчеплення $\Sigma R_{x1} \cdot \varphi_x$.

При цьому до передніх ведучих коліс має бути підведена потужність

$$N_1 + N_{f1} + N_\sigma + N_w + N_\alpha + N_{f2} + N_2, \quad (9.10)$$

де N_1 і N_2 – потужності, що витрачаються на подолання опору коченню передніх і задніх коліс; N_σ – потужність, що витрачається на буксування ведучих коліс; N_2 – потужність, що витрачається на подолання опору руху гальмуючих коліс.

Максимальне значення потужності N_σ визначається силою зчеплення і швидкістю буксування ведучих коліс, дорівнює різниці колових швидкостей передніх і задніх коліс автомобіля:

$$N_\sigma = \Sigma R_{x1} \cdot \varphi_x \cdot (r_1 - r_2) \cdot \omega_k \quad (9.11)$$

де ω_k – кутова швидкість коліс.

Потужність N_2 розраховується за формулою:

$$N_2 = \Sigma R_{x2} \cdot r_{o2} \cdot \omega_k \quad (9.12)$$

або з урахуванням (9.9)

$$N_2 = (\Sigma R_{x1} - P_w - P_\alpha) \cdot r_2 \cdot \omega_k. \quad (9.13)$$

Максимальне значення цієї потужності

$$N_{2\max} = (\Sigma R_{x1} \cdot \varphi - P_w - P_\alpha) \cdot r_2 \cdot \omega_k. \quad (9.14)$$

У результаті дотичного впливу опорної поверхні на гальмівні колеса потужність N_2 повертається в трансмісію і разом з потужністю двигуна N_e знову підводиться до ведучих коліс автомобіля (див. рис. 9.8).

У такий спосіб у замкнутому контурі, утвореному ведучими колесами, опорною поверхнею, гальмівними колесами і частиною трансмісії, виникає циркуляція потужності. Додатково навантажуючи трансмісію і шини автомобіля, вона викликає підвищене тертя і їх зношення, крім того, буксування коліс призводить до збільшення витрати палива.

У реальних умовах, унаслідок тангенціальної еластичності шин, відбувається вирівнювання їхніх радіусів кочення, і циркуляція потужності практично не виникає.

Нині прохідність автомобіля може бути значно поліпшена встановленням диференціалів з керованим розподілом крутного моменту між осями і колесами, системами з автоматичним керуванням блокуванням міжколісних і міжосьових диференціалів і т.п.

9.5. Випробування на прохідність

У випробуваннях на прохідність визначають показники роботи автомобіля на твердій нерівній поверхні, покритих снігом ділянках, по бруду, піску і в заболоченій місцевості. Для автомобілів підвищеної і високої прохідності розглядають можливості подолання вертикальних перешкод і заданих технічними умовами підйомів і водяних перешкод.

При цих випробуваннях велике значення мають такі показники: швидкості руху, можлива вантажопідйомність, витрата палива на одиницю шляху і робота автомобіля в тонно- чи пасажиро-кілометрах.

При визначенні геометричних параметрів прохідності автомобіль устанавлюють на горизонтальній площадці [19]. Далі за характерними точками його нижнього контуру, що знаходиться в межах бази, у площинах осей передніх і задніх коліс, а також у переднього і заднього звисів, при повному (номінальному) навантаженні автомобіля вимірюють

дорожні просвіти. Одночасно для контролю вимірюють непостійні параметри, зміна яких залежно від навантаження відбивається на величині просвітів: статичні радіуси коліс, стріли прогину пружних елементів підвіски. Найменший просвіт уводять у технічну характеристику автомобіля з вказівкою, яку саме точку (вузол, агрегат) він характеризує.

Поздовжній радіус прохідності R_{np} визначається графічним шляхом по схематичному (у зменшеному масштабі) кресленню нижнього контуру автомобіля за номінального навантаження. У тривісних автомобілів з балансирною підвіскою осей R_{np} визначають додатково при піднятій до упора в обмежники середньої осі. Окружності проводять: одну – дотичну до коліс передньої і середньої осі і через нижчу точку в межах бази, іншу – дотичну до коліс усіх трьох осей. За цими двома радіусами прохідності (другий іноді називають радіусом пристосовуваності коліс) визначають більш небезпечний з погляду можливості випадок проходження автомобіля через циліндричну перешкоду (“горбатий” місток).

Кути переднього γ_1 і заднього γ_2 звисів визначають безпосереднім вимірюванням, застосовуючи плоский твердий щит і кутомірний інструмент. В автомобілів обмеженої прохідності, зокрема, в автобусів великої місткості, для яких характерні порівняно малі значення дорожніх просвітів і кутів звису, необхідно робити додаткові вимірювання цих параметрів у положеннях повного прогину (до обмежників) пружних елементів, послідовно передньої і задньої підвісок. При цьому можуть бути виявлені небезпечні контакти звисів з поверхнею при “галопуванні” автобуса на хвилястих ділянках дороги і при роботі з максимальним пасажирським навантаженням.

Для тривісних автомобілів за спеціальною методикою [19] визначають кінематичні якості підвіски коліс, а

для автопоїздів – кути відносної рухливості ланок у горизонтальній і вертикальній площинах.

Важливою складовою випробувань на прохідність є визначення тягових і опорно-зчіпних параметрів прохідності. До них належать: максимальна питома сила тяги на гаку, максимальний подоланий підйом, коефіцієнт зчеплення коліс із ґрунтом, коефіцієнт буксування і деякі інші параметри. (Їхнє обґрунтування розглянуто в розділі 3.) Методи випробувань з визначення кількісних значень цих параметрів (для окремих видів АТЗ) стандартизовані.

Контрольні запитання і завдання для самоперевірки

1. Якими показниками оцінюється профільна прохідність автомобіля?
2. Якими показниками оцінюється опорно-зчіпна прохідність автомобіля?
3. Які експлуатаційні фактори впливають на прохідність автомобіля?
4. Які конструктивні фактори впливають на прохідність автомобіля?
5. Як впливає на прохідність автомобіля міжколісний диференціал?
6. Як впливає тертя в міжколісному диференціалі на прохідність автомобіля?
7. Поясніть умови появи і фізичну сутність циркуляції потужності.
8. Визначте коефіцієнт зчіпної ваги автомобіля ЗАЗ–11022 за умови розподілу повної маси порівно між його осями.
9. Визначте можливість руху автомобіля УАЗ–31512 по горизонтальній піщаній дорозі, що характеризується коефіцієнтом сумарного опору дороги 0,65.
10. Визначте можливість руху автомобіля підвищеної прохідності ЗІЛ–131Н на зтяжний підйом величиною 30° .

Розділ 10. Плавність ходу автомобіля

10.1. Оцінні показники і нормативні вимоги

Оцінні показники плавності ходу автомобіля повинні характеризувати вплив коливань на водія і вантаж, що перевозиться.

На сьогодні існує багато оцінних показників плавності, однак жоден з них не дозволяє досить повно оцінити цю експлуатаційну властивість автомобіля. Труднощі полягають у тому, що дані показники повинні установлювати функціональний зв'язок між суб'єктивними відчуттями людини, що знаходиться в автомобілі, характером коливань кузова і параметрами автомобіля, які забезпечують ці коливання.

Дослідження показали, що на плавність ходу впливають різні параметри вертикальних коливань кузова: амплітуда, частота, швидкість, прискорення. Ці параметри відносять до основних показників вібронавантаженості водія, пасажирів, вантажів і кузова. Оцінку рівня вібронавантаженості здійснюють за середніми квадратичними значеннями прискорень коливань (віброприскорень) чи швидкостей коливань (віброшвидкостей) у вертикальному і горизонтальному напрямках.

Людський організм сприймає коливання залежно від частоти по-різному. У зоні низьких частот сприйняття коливань пропорційне прискоренням, у зоні середніх частот – швидкостями, а в зоні високих частот – переміщенням. Вважається [8, 20, 26], що людина найбільш чутлива до вертикальних коливань у діапазоні частот 4–8 Гц і горизонтальних 1–2 Гц, тому норми допустимих віброприскорень і віброшвидкостей неоднакові для різних частот коливань. Частоти групують в октавні смуги, кожна з яких визначається середньою геометричною величиною

граничних для даної смуги частот. Нормативні вимоги віброприскорень і віброшвидкостей у перших п'яти октавних смугах (за тривалості робочого дня 8 год), що виникають при русі різних автомобілів, наведено в табл. 10.1.

Таблиця 10.1 – Нормативні вимоги до оцінних показників плавності ходу автомобіля

Показники	Номер октави				
	I	II	III	IV	V
Середні геометричні значення частот смуг, Гц	1	2	4	8	16
Припустимі значення віброприскорень, m/s^2					
- вертикальних	1,1	0,79	0,57	0,6	1,14
- горизонтальних	0,39	0,42	0,8	1,62	3,2
Припустимі значення віброшвидкостей, m/s^2					
- вертикальної	0,2	0,071	0,025	0,013	0,011
- горизонтальної	0,063	0,035	0,032	0,032	0,032

У тих випадках, коли реальні значення показників перевищують нормативні, час роботи, при якому зберігається працездатність і викликане вібрацією стомлення не призводить до зниження продуктивності праці, зменшується з 8 год до таких значень: при перевищенні припустимих норм у 1, 4 рази – до 2 год, у 2 рази – до 1 год., у 4 рази – до 15 хв.

Для попередження переміщень незакріплених вантажів необхідно, щоб вертикальні прискорення підлоги вантажної платформи не перевищували величини прискорення вільного падіння ($9,81 \text{ m/s}^2$).

10.2. Вільні коливання одномасової системи

Коливальна система автомобіля і її математичний опис склався досить давно. Тут ці питання розглянуті спрощено, без висвітлення проміжних рішень, з прагненням швидше одержати остаточні результати, що дозволяють виявити дію різних чинників на плавність ходу автомобіля. З докладним математичним описом коливальної системи автомобіля можна познайомитися в роботах [23, 25].

Розглянемо коливальний рух одномасової системи, що має один ступінь свободи і є тілом з інерційною масою m , що спирається на пружину з твердістю C (рис. 10.1, а) [21]. Надалі ця система буде використана для опису коливань автомобіля.

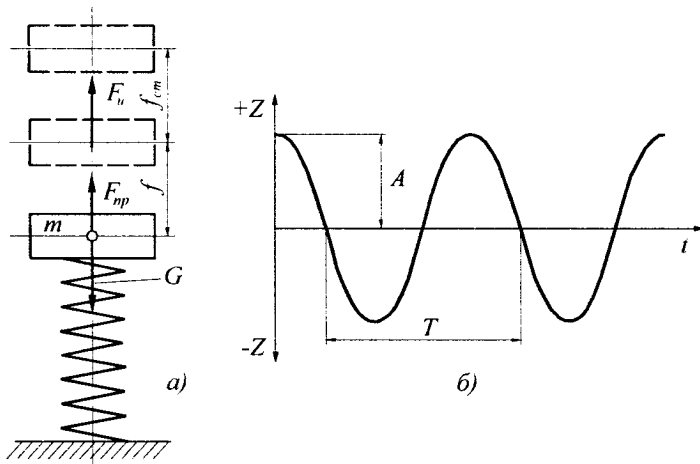


Рис. 10.1. Схема одномасової незгасальної коливальної системи (а) і її часова характеристика (б)

У стані спокою під дією ваги G пружина здобуває статичний прогин f_{cm} , чому відповідає середнє значення положення тіла. Виведемо тіло зі стану рівноваги, стиснувши і відпустивши пружину, надавши тілу можливість переміщатися вгору та вниз. У кожен момент руху тіло буде знаходитися в стані динамічної рівноваги під дією трьох сил: F_{np} – пружності пружини, ваги G і сили інерції F_i . Рівняння динамічної рівноваги сил, що діють на тіло, буде записане як:

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + (z - f_{cm}) \cdot C - G = 0, \quad (10.1)$$

де z – поточна змінна координата положення тіла відносно його нейтрального положення.

У зв'язку з тим що $f_{cm} \cdot C = G$, рівняння (10.1) набуде такого вигляду:

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + \frac{C}{m} \cdot z = 0. \quad (10.2)$$

Це рівняння є рівнянням вільних коливань, тобто не збурюваних періодично якоюсь зовнішньою силою. У результаті інтегрування рівняння (10.2), позначивши $\sqrt{C/m} = \omega$, одержують:

$$z = A \cdot \sin \omega \cdot t, \quad (10.3)$$

де ω – кутова частота власних (вільних) гармонійних коливань, рад/с, що дорівнює кількості повних коливань, здійснюваних протягом 2π секунд.

Рівняння (10.3) визначає гармонійні незгасальні коливання, що становлять собою зміну переміщення z у

часі t (рис. 10.1, б). Найбільше відхилення z становить амплітуду коливання A , а час повного коливального руху – період коливань T . **Гармонійними коливаннями** називають коливання, виражені функцією синуса або косинуса. Вільні коливання за відсутності їх згасання називають **власними коливаннями**, а їх частоту – **власною частотою**.

Оскільки ω становить собою кількість повних коливань за час 2π секунди, то кількість повних коливань у хвилину, які називаються **технічною частотою коливань**, дорівнюватиме

$$n = \frac{30}{\pi} \cdot \omega = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{C}{m}}. \quad (10.4)$$

Оскільки $C = G/f_{cm}$ і $m = G/g$, при лінійній характеристиці пружини одержимо:

$$n = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{f_{cm}}} = \frac{30}{\sqrt{f_{cm}}}, \quad (10.5)$$

де f_{cm} – статичний прогин пружини.

Для одержання згасальних коливань до системи слід ввести силу, пропорційну швидкості переміщення тіла. Таку силу створює гідравлічне тертя, одержуване на автомобілі за допомогою амортизатора (рис. 10.2, а).

У цьому випадку рух тіла, що становить вільні згасальні коливання, описує рівняння динамічної рівноваги:

$$m \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} + \mathcal{D} \cdot \frac{dz}{dt} + C \cdot z = 0, \quad (10.6)$$

де \mathcal{D} – коефіцієнт гідравлічного тертя (коефіцієнт демпфування).

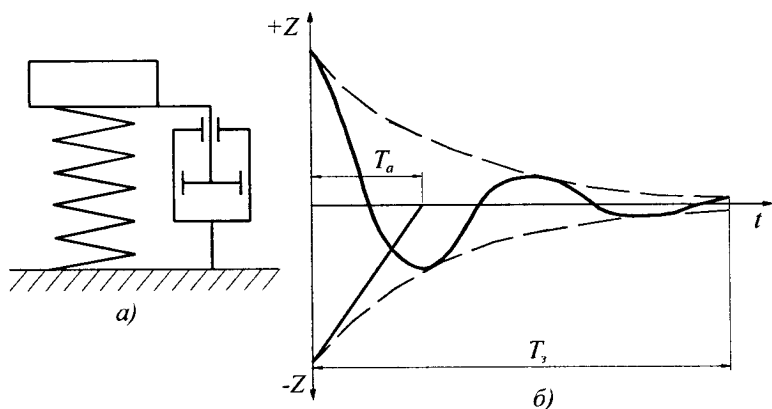


Рис. 10.2. Схема одномасової згасальної коливальної системи (а) і її часова характеристика (б)

Розв'язуючи це рівняння, одержимо

$$z = A_0 \cdot e^{-\sigma t} \cdot \sin \sqrt{\omega^2 - \sigma^2} \cdot t, \quad (10.7)$$

де $\sigma = g/2m$ – множник згасання коливань; t – час; A_0 – амплітуда в початковий момент часу; $e = 2,71$ – основа натурального логарифма.

Амплітуда зменшується за експонентою (рис. 10.2, б). Час згасання $T_z \approx 3T_a = 3/\sigma$. Кутова частота згасальних коливань відрізняється від кутової частоти незгасальних коливань і буде дорівнювати

$$\omega_3 = \sqrt{\omega^2 - \sigma^2}, \quad (10.8)$$

а технічна частота згасальних коливань матиме вигляд:

$$n_3 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C}{m} \frac{g^2}{4m^2}}. \quad (10.9)$$

10.3. Вільні коливання автомобіля

Автомобіль є складною динамічною коливальною системою, що містить велику кількість мас, з'єднаних різноманітними пружними зв'язками. Під час руху всі маси автомобіля здійснюють більш-менш інтенсивні лінійні і кутові коливання в різних площинах. Порушення коливань відбувається в результаті взаємодії з дорогою, а також через нерівномірність роботи двигуна й агрегатів трансмісії.

Для аналізу вільних коливань прийнято користуватися спрощеною плоскою моделлю автомобіля, що складається з трьох мас: підресорної M_0 і двох непідресорних m_1 і m_2 (рис. 10.3, а).

Підресорна маса складається з мас агрегатів автомобіля, водія і вантажу, навантаження від якою передається на опорну поверхню через пружні елементи підвіски. Непідресорна маса складається з маси агрегатів і деталей, навантаження від яких не передається на опорну поверхню через пружні елементи підвіски. Агрегати і деталі, що складають підресорну масу, у сукупності розглядають як тверде тіло.

Усі непідресорні маси автомобіля становлять у середньому 12–20% маси його кузова, двигуна й інших підресорених частин, тоді як жорсткість підвіски звичайно в п'ять-вісім разів менша від жорсткості шин. Через це частота вільних коливань непідресорних мас на порядок вища, ніж кузова, і вони можуть не враховуватися. Крім того, не будемо враховувати гідравлічне тертя, створюване амортизаторами. Тоді коливальна схема автомобіля матиме вигляд, наведений на рис. 10.3, б. При цьому передня і задня опори підресорної маси автомобіля повинні мати жорсткості C_{np1} і C_{np2} , які враховують відповідні жорсткості підвісок C_{n1} і C_{n2} , а також шин C_{u1} і C_{u2} .

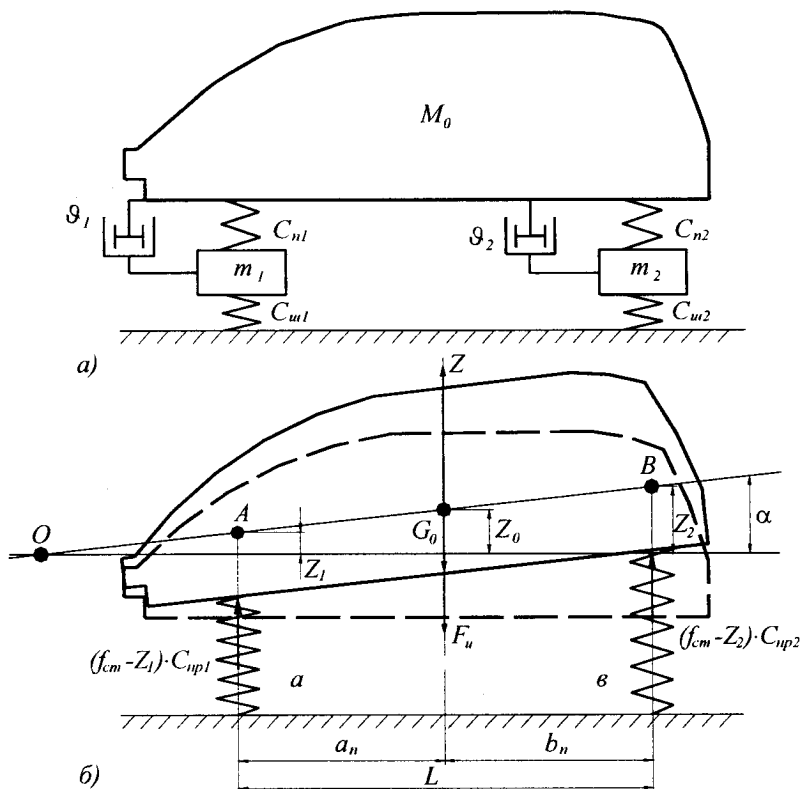


Рис. 10.3. Схема системи зв'язаних коливань автомобіля з урахуванням невідресорних мас (а) і без їх врахування (б)

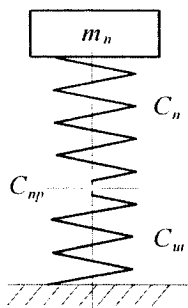


Рис. 10.4. Схема для визначення наведеної жорсткості підвіски і шин

Для визначення цих наведених жорсткостей, розглянемо систему, яка складається з маси, що спирається на дві послідовно встановлені пружини, що представляють собою підвіску і шини, жорсткості яких відповідно рівні C_n і $C_{ш}$ (рис. 10.4).

Сумарний статичний прогин обох пружин під дією ваги G дорівнює:

$$f = f_n + f_{ш} \quad \text{чи} \quad \frac{G}{G_n} + \frac{G}{G_{ш}}, \quad (10.10)$$

де f_n і $f_{ш}$ – статичні прогини підвіски і шин.

Звідси наведена жорсткість обох пружин, тобто підвіски і шин, дорівнюватиме:

$$C_{нр} = \frac{C_n \cdot C_{ш}}{C_n + C_{ш}}. \quad (10.11)$$

Жорсткість пружних елементів підвісок сучасних автомобілів становить $C_n = 20\text{--}60$ кН/м, вантажних – від 150 до 400 кН/м, а жорсткість шин $C_{ш} = 100\text{--}500$ кН/м. Через наявність шин наведена жорсткість знижується на 10–15% порівняно з жорсткістю пружних елементів підвіски.

Коливання автомобіля, відповідно до розрахункової схеми, можна подати у вигляді відрізка AB , що проходить через центр мас автомобіля, причому його точки A і B поширюються над опорами передньої і задньої осі.

Коливальна система має два ступені свободи: переміщення z_0 центра маси і кут α повороту відрізка AB відносно штрих-пунктирної базової лінії, що відповідає положенню відрізка AB при нерухомому кузові. Кузов, а отже, відрізок AB може в процесі коливань повертатися навколо точки O , що знаходиться поза базою автомобіля, як показано на рис. 10.3, б, так і всередині бази. В останньому випадку при позитивному переміщенні z_1 точки A точка B буде мати від'ємне переміщення z_2 .

Власні коливання підресорної маси автомобіля описуються системою з двох диференціальних рівнянь [24]:

$$M_0 \cdot \frac{e^2 + \rho_y^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_1}{dt^2} + M_0 \cdot \frac{a \cdot e - \rho_y^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_2}{dt^2} + C_1 z_1 = 0; \quad (10.12)$$

$$M_0 \frac{a^2 + \rho_y^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_2}{dt^2} + M_0 \cdot \frac{a \cdot e - \rho_y^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_1}{dt^2} + C_2 z_2 = 0, \quad (10.13)$$

де a й e – відстані від передньої і задньої осі автомобіля до центра мас підресорної маси; $\rho = \sqrt{J_y / m_0}$ – радіус інерції підресорної маси відносно горизонтальної осі, що проходить через центр мас перпендикулярно до подовжньої площини автомобіля; J_y – момент інерції підресорної маси щодо тієї самої осі.

Оскільки похідні обох координат z_1 і z_2 входять у кожне рівняння (10.12) і (10.13), то система, що описується цими рівняннями, є зв'язаною. У цьому випадку зв'язаними, тобто залежними один від одного, є коливання точок A і B . При виникненні коливань однієї точки відразу виникають коливання іншої точки. При збурюванні коливань передньої точки A центр коливань звичайно лежить у межах бази автомобіля, а при збурюванні

коливань задньої точки B центр коливань звичайно лежить за межами бази перед автомобілем. Частота коливань, центр яких лежить у межах бази, є високою, а частота коливань, центр яких лежить за межами бази, – низькою. Коливання кожної з точок становлять суму двох синусоїдальних коливань з різною амплітудою і частотою. При додаванні коливань і збігу їхніх фаз вони “підсилюють один одного”, і, навпаки, коли коливання, що додаються, виявляються протилежними по фазі, вони “гасять один одного”. У результаті виникають коливання з періодично змінною високою або низькою амплітудою, високими і низькими прискореннями (рис. 10.5), що погіршує плавність ходу автомобіля.

Щоб поліпшити плавність ходу і щоб коливання точки над однією віссю не відбивалися на коливаннях точки над іншою віссю, необхідно мати

$$a \cdot v - \rho_y^2 = 0 \text{ або } a \cdot v = \rho_y^2.$$

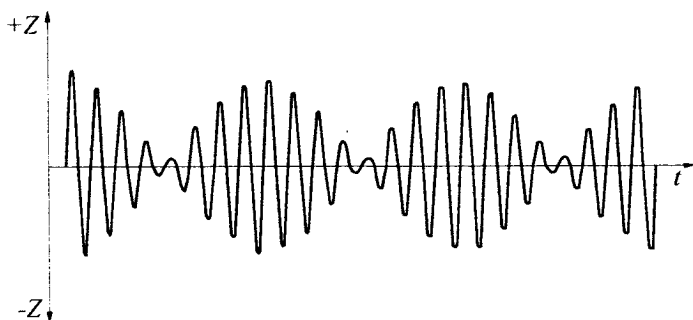


Рис. 10.5. *Графік зв'язаних коливань осі автомобіля, що виникають у результаті додавання коливань*

У цьому випадку рівняння (10.12) і (10.13), що описують вільні коливання точок A і B , з урахуванням що $L_2/(\epsilon_2 + a \cdot \epsilon) = L/\epsilon$, будуть такими:

$$\frac{d^2 z_1}{dt^2} + \frac{C_1 \cdot L}{M_0 \cdot \epsilon} \cdot z_1 = 0; \quad (10.15)$$

$$\frac{d^2 z_2}{dt^2} + \frac{C_2 \cdot L}{M_0 \cdot a} \cdot z_2 = 0. \quad (10.16)$$

Згідно з цими рівняннями при порушенні коливань точки A відрізок AB буде повертатися відносно нерухомої точки B . Коливання точки A не будуть передаватися точці B . При порушенні коливань точки B відрізок AB буде повертатися відносно нерухомої точки A і коливання точки B не будуть передаватися точці A . Отже, коливання передньої і задньої точок відбуваються незалежно одне від одного і їх можна розглядати як коливання двох окремих систем, що й можна проілюструвати схемою (рис. 10.1) і її описом – формулою (10.3). У вираз (10.15) увійшла частина підресорної маси $m_{n1} = M_0 \cdot \epsilon/L$, що припадає на точку A , а у вираз (10.16) – частина підресорної маси $m_{n2} = M_0 \cdot a/L$, що припадає на точку B .

У зв'язку з наведеним частота кутових вільних коливань точок A і B (рад./с) дорівнює:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{C_1 \cdot L}{M_0 \cdot \epsilon}}; \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{C_2 \cdot L}{M_0 \cdot a}} \quad (10.17)$$

і частота технічних коливань за хвилину

$$n_1 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C_1 \cdot L}{M_0 \cdot \epsilon}}; \quad n_2 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C_2 \cdot L}{M_0 \cdot a}}. \quad (10.18)$$

Пружна характеристика підвіски становить залежність вертикального переміщення колеса від навантаження на колесо при нерухомому кузові. Для незалежної підвіски пружну характеристику розраховують за жорсткістю пружного елемента до кінематики важільної системи підвіски. При лінійній пружній характеристиці підвіски технічну частоту коливань точок A і B над осями автомобіля розраховують за статичним прогином f_{cm} підвіски з формули (10.5).

Для зменшення ходу підвіски і простору, що відводиться для її повного ходу, застосовуються підвіски з нелінійною характеристикою. При незалежній підвісці нелінійну характеристику звичайно одержують за допомогою додаткових пружних елементів (рис. 10.6, a), що виготовляються з гуми або пористого поліуретану.

Додаткові пружні елементи відрізняються від обмежників ходу стиснення і ходи відбою тим, що починають діяти значно раніше і на більшому ходу підвіски. Підвіска з додатковими пружними елементами забезпечує нелінійність на початковій і кінцевій ділянках пружної характеристики (рис.10.6, b). У районі статичного навантаження характеристика лінійна й має постійний коефіцієнт жорсткості C .

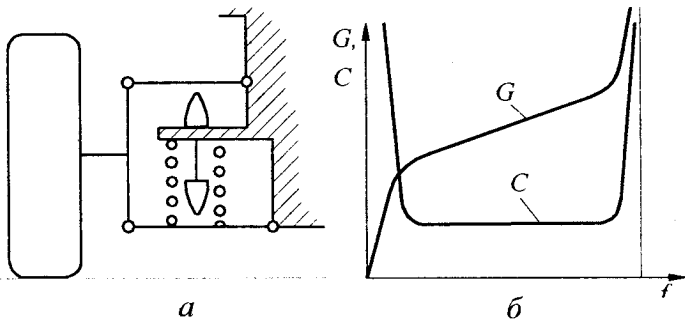


Рис. 10.6. Схема підвіски (a), що має пружну нелінійну характеристику (b)

За наявності нелінійної характеристики підвіски технічну частоту коливань не можна визначати за формулою (10.5) і статичним прогином f_{cm} , а слід скористатися формулами (10.18), у яких наведені жорсткості C_1 і C_2 відповідають лінійній ділянці характеристики підвіски. У разі збільшення навантаження на автомобіль, тобто маси M_0 , частота коливань n_1 і n_2 відповідно до формули (10.18) зменшується.

Точність дотримання умови $\rho_y^2 = a \cdot v$, що забезпечує незалежність коливань, оцінює коефіцієнт розподілу невідресорних мас:

$$E_y = \frac{\rho_y^2}{a \cdot v}. \quad (10.19)$$

Коливання передньої і задньої частини автомобіля практично можна вважати незалежними, якщо $E_y = 0,8-1,2$, чим і задовольняють більшість сучасних легкових автомобілів.

Здається, що за рахунок відповідного вибору f_{cm} або C_1 і C_2 нескладно одержати будь-яку оптимальну частоту коливань. Для вантажних автомобілів це не завжди вдається зробити через застосування дуже довгої ресори, що забезпечує необхідний прогин f_{cm} . Збільшення довжини ресори зменшує її міцність, а збільшення товщини ресори для забезпечення її міцності призводить до зменшення прогину підвіски f_{cm} . З цієї причини частота коливань підвісок вантажних автомобілів перевищує необхідну і становить 90–145 кол./хв. На автобусах з метою одержання задовільної плавності ходу застосовуються підвіски з пневматичними пружними елементами, що забезпечують малу частоту коливань, а за рахунок регулювання тиску в пневмобалонах – незалежність частоти коливань від

навантаження автобуса і постійну відстань посадкової сходинки від дороги.

Незалежні коливання точок A і B (рис. 10.3, б) з різною частотою й амплітудою визначають кутові коливання відрізка AB . При малій швидкості автомобіля кутові коливання посилюються зі зменшенням відношення частот коливань n_1/n_2 , а при великій швидкості автомобіля кутові коливання зменшуються при зменшенні відношення n_1/n_2 . З цієї причини для сучасного легкового автомобіля при навантаженні дві особи приймають $n_1 = 55\text{--}80$ кол./хв і $n_2 = 68\text{--}100$ кол./хв.

Іноді пружну характеристику підвіски виконують з постійно наростаючою жорсткістю. Така підвіска, яку ще називають прогресивною, зберігає за різних навантажень приблизно незмінну частоту коливань, зумовлює мінімальну зміну нахилу кузова і, отже, мінімальної зміни напрямку світла фар. Для одержання прогресивної підвіски на легкових автомобілях застосовують пружини з профільованим на конус прутком, бочкуваті й конічні пружини, а також циліндричні зі змінним кроком між витками. На вантажних автомобілях частковий ефект прогресивної підвіски створюють застосовувані підресорники.

Гідравлічне тертя, створюване амортизаторами, призводить до згасання коливань і, відповідно, до (10.9) до зміни їх частоти. Однак зменшення частоти становить 3–4%, що дозволяє приблизно розраховувати частоту коливань підвіски за (10.18), нехтуючи гідравлічним тертям, створюваним амортизатором.

У конструкції підвісок сучасних легкових автомобілів передбачено ступінчасте регулювання жорсткості амортизаторів, що дозволяє залежно від рівності дорожнього покриття змінювати характеристику підвіски.

При виконаному аналізі не враховувався вплив на плавність ходу непідресорних мас (рис. 10.3, а). Коливання

підресорних і непідресорних мас взаємопов'язані. Перші мають велику амплітуду і низьку частоту, другі – малу амплітуду і високу частоту. Додавання цих коливань незначною мірою впливає на загальний характер процесу коливань підресорних мас – зберігається колишня частота коливань підвіски і їхній час загасання. Додаткові високочастотні коливання через малу амплітуду гасяться подушкою сидіння і можуть бути невідчутні для людини. З метою підвищення плавності ходу, найголовніше для зменшення ударів на дорозі з нерівностями – непідресорні маси слід за можливістю зменшувати.

10.4. Вплив експлуатаційних факторів на плавність ходу автомобіля

Основною причиною коливань автомобіля є нерівності дороги, які можуть мати різну конфігурацію залежно від типу дороги і її стану.

На дорогах з цементно- і асфальтобетонним покриттям розрізняють нерівності переважно двох видів: нерівності висотою 3–5 мм і довжиною близько 8–10 мм (мікронерівності) і нерівності висотою 10–12 мм і довжиною близько 5–8 м (хвилі). На дорогах з інтенсивним рухом хвилі можуть утворитися через один-два роки після укладання покриття і спричинити погіршення плавності ходу автомобіля.

Під час руху автомобіля по дорозі з нерівностями, що чергуються, виникають змушені коливання, частота яких залежить від характеру нерівностей і швидкості автомобіля.

Коливання кузова автомобіля також визначається коливаннями непідресорних мас, особливо в зоні низьких частот. У зоні високих частот (400–500 кїл/хв) непідресорні

маси також зазнають значних коливань, амплітуда яких майже в 1,5 разу перевищує амплітуду нерівності, що призводить до відриву коліс від дороги. У цьому випадку на кузов автомобіля діють більші прискорення, оскільки водія і пасажирів можна захистити за допомогою пружного сидіння і спинки.

Незадовільний технічний стан ходової частини автомобіля може стати причиною значного погіршення плавності ходу. Так, наприклад, у разі недостатнього змащення між листами ресор вантажного автомобіля виникає велике тертя, що сприяє збільшенню частоти коливань. За несправності амортизаторів після проїзду автомобілем нерівностей його кузов довго розгойдується на ресорах і його коливання згасають повільно. Якщо нерівності на дорогах чергуються і частота викликаних ними поштовхів близька до власної частоти коливань, можливе виникнення резонансу і різке збільшення коливань як підресорних, так і непідресорних мас, що може також призвести до відриву коліс від дороги. Як результат, поряд із погіршенням плавності ходу, може погіршитися керованість і стійкість автомобіля.

Плавність ходу автомобіля залежить також від величини корисного навантаження, зі зміною якої значно змінюються величина підресорної маси, положення центра мас і деформація пружних елементів підвісок. Особливо потужний вплив навантаження на плавність ходу позначається у вантажних автомобілів, у яких вага, що припадає на задню вісь, змінюється кілька разів, тоді як вага, що припадає на передню вісь, незмінна.

10.5. Випробування на плавність ходу

Методи випробувань АТЗ на плавність ходу регламентовані відповідними національними стандартами. При випробуваннях АТЗ повинен бути комплектним, обкатаним (пробіг не більши 10 тис. км) і технічно справним.

Випробують автомобіль у дорожніх і лабораторних умовах. При цьому реєструють абсолютні і відносні переміщення, швидкості коливальних процесів, і в ході обробки отриманих результатів визначаються необхідні параметри.

Випробування здійснюють на таких типах доріг:

I – з асфальтобетонним або цементобетонним покриттям у гарному стані (середня квадратична висота нерівностей $0,6 \cdot 10^{-2}$ м);

II – брукова мощена дорога, бруківка без вибоїв (середня квадратична висота нерівностей $1,1 \cdot 10^{-2}$ м);

III – брукова мощена дорога, бруківка з вибоями (середня квадратична висота нерівностей $2,9 \cdot 10^{-2}$ м).

Швидкості руху, при яких реєструються показники плавності ходу, установлюють з урахуванням категорій автомобіля і типу випробної ділянки. Наприклад, для легкових автомобілів на дорозі з гарним покриттям (I) їх приймають рівними 50, 70 і 90 км/год, а для автобусів 30–90 км/год. На дорозі зі зношеним покриттям (II) для легкових автомобілів швидкості 30, 45, 60 і 75 км/год, а для автобусів і вантажних автомобілів – 30, 45, і 60 км/год. На ділянках із бруковим покриттям у поганому стані (III) швидкості руху прийняті рівними 10, 20, і 30 км/год. Довжини ділянок, на яких реєструються параметри плавності ходу, встановлені при випробуваннях на гарній дорозі (I) і рівному бруковому шосе (II) рівними 1 км, а на дорогах інших типів і менших швидкостей руху – 0,7, 0,5 і 0,25 км.

Для узагальнення показників по плавності ходу автомобіля за середньоквадратичними прискореннями, що отримані на різних типах доріг з вантажем і без вантажу, вводять вагові коефіцієнти δ_i , які враховують тривалість випробувань на різних дорогах. У цьому випадку середньоквадратичне прискорення

$$\bar{\sigma} = \left(\sum_{i=1}^m \sigma_i^2 \delta_i \right)^{0,5}, \quad (10.20)$$

де σ_i – середньоквадратичні прискорення, отримані на різних типах доріг. Значення δ_i для різних автомобілів при випробуваннях з вантажем і без нього наведено в [19].

Перевагою випробувань на дорогах є те, що умови їх проведення близькі до дійсних умов роботи автомобілів, хоча результати таких випробувань не завжди можна порівняти, тому що профіль і стан доріг у процесі експлуатації змінюються.

При лабораторних випробуваннях визначають параметри вертикальної пружності підвіски і шин, характеристики поперечної кутової пружності підвіски, параметри вільних коливань підресорних і непідресорних мас автомобіля. Устаткування і методики одержання необхідних параметрів і характеристик досить різноманітні і подаються в спеціальній літературі [19, 27].

Контрольні запитання і завдання для самоперевірки

1. Якими показниками оцінюється плавність ходу автомобіля?
2. Що називають технічною частотою коливань?
3. Яким рівнянням описуються незгасальні коливання одномасової системи?
4. Яким рівнянням описуються вільні згасальні коливання одномасової системи?
5. Якими диференціальними рівняннями описуються власні коливання підресорної маси автомобіля?
6. Які пристрої забезпечують незалежній підвісці нелінійну характеристику?
7. Який вплив на плавність ходу роблять коливання невіднесених мас автомобіля?
8. Визначте жорсткість задньої підвіски вантажного автомобіля, якщо жорсткість передньої підвіски $C_{n1} = 3700$ Н/см, а відстань від центра мас до передньої і задньої осей, відповідно: $a = 210$ см; $b = 120$ см. При цьому центр мас автомобіля збігається з центром пружності.
9. Визначте статичний прогин передньої підвіски легкового автомобіля, якщо вага, що припадає на передні колеса, дорівнює 9 кН, а жорсткість $C_{n1} = 450$ Н/см.
10. Визначте наведену жорсткість підвіски і шин вантажного автомобіля, якщо жорсткість кожного пружного елемента підвіски $C_n = 500$ Н/см, а жорсткість шин $C_w = 4500$ Н/см.

Література

1. Агейкин Я. С. Проходимость автомобилей / Я. С. Агейкин. – М. : Машиностроение, 1981. – 232 с.
2. Автомобиль и сервис. – 2002. – № 10. – С. 42–45.
3. Андреев В. Б. Теория автомобиля / В. Б. Андреев. – Красноярск : Изд-во Краснояр. ун-та, 1984. – 148 с.
4. Бухарин Н. А. Автомобили / Бухарин Н. А., Прозоров В. С., Щукин М. М. – Л. : Машиностроение, 1973. – 504 с.
5. Вільський Г. Б. Інноваційні портові технології : навчальний посібник / Г. Б. Вільський. – Одеса : Фенікс, 2008. – 140 с.
6. Волков В. П. Статический анализ радиусов инерции легковых автомобилей : сб. научн. тр. : Автомобильный транспорт. – Х. : ХНАДУ, 2002. – Вып. 9. – С. 33–36.
7. Говорущенко Н. Я. Системотехника проектирование транспортных машин / Н. Я. Говорущенко, А. Н. Туренко. – Х. : ХНАДУ, 2002. – 166 с.
8. Гордеев Б. М. Портові системи моніторингу параметрів сипучих, рідких і газоподібних вантажів. Портові технології та техніка мореплавання : зб. наук. праць / Б. М. Гордеев, Г. Б. Вільський. – Одеса : «ВидавІнформ», 2007. – С. 28–33.
9. ГОСТ 22895–77. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности. – М. : Из-во стандартов, 1986. – 19 с.
10. Гришкевич А. И. Автомобили: Теория : учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Мн. : Высш. шк., 1986. – 208 с.
11. Гуревич Л. В. Тормозное управление автомобиля / Л. В. Гуревич, Р. А. Меламуд. – М. : Транспорт, 1978. – 152 с.
12. Гухо В. Г. Аэродинамика автомобиля / В. Г. Гухо ; пер. с нем. – М. : Машиностроение, 1987. – 424 с.

13. Державні будівельні норми України. Автомобільні дороги. ДБН В.2.3.-4-2000. Держбуд України. – К., 2000. – 115 с.
14. ДСТУ–3649–97. Средства транспортные дорожные. Эксплуатационные требования безопасности к техническому состоянию и методы контроля. – К. : Госстандарт Украины, 1998. –18 с.
15. Единые предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения / Правила ЕЭК ООН, № 13. – Изд-во ООН, 1973. –11 с.
16. Застосування методу імпульсної рефлектометрії для виміру рівня і межі поділу рідких середовищ / Б. М. Гордєєв, Ю. Д. Жуков, Е. О. Прищепов // Електромеханіка. – 1995. – № 4.
17. Зимелев Г. В. Теория автомобиля / Г. В. Зимелев. – М. : Машгиз, 1959. – 312 с.
18. Иванов С. Н. Аппроксимирующие зависимости для определения моментов инерции / С. Н. Иванов, П. И. Баженов // Автомобильная промышленность. – 1992. – № 10. – С. 19–20.
19. Илларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля / В. А. Илларионов. – М. : Машиностроение, 1966. – 280 с.
20. Краткий автомобильный справочник НИИАТ / Понизовкин А. Н., Власко Ю. М., Ляликов М. Б. и др. – М. : Машгиз, 1994. –312 с.
21. Лapidус В. И. Гидромеханические передачи автомобилей / В. И. Лapidус, В. А. Петров. – М. : Машгиз, 1961. – 214 с.
22. Лаптев С. А. Комплексная система испытаний автомобилей. – М. : Из-во стандартов, 1991. – 172 с.

23. Литвинов А. С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.
24. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с.
25. Ломака С. И. Автоматизация процесса торможения автомобиля / Ломака С. И., Алекса Н. Н., Гецович Е. М. – К. : УМК ВО, 1988. – 88 с.
26. Мигулин В. В. Основы теории колебаний / В. В. Мигулин. – М. : Наука, 1988. – 392 с.
27. Пат. України № 31240 від 25.03.2008 р. на корисну модель «Спосіб контролю стану мастила у картері двигуна внутрішнього згорання» / Вільський Г. Б., Гордєєв Б. М., Жуков Ю. Д., Леонтєв А. В.
28. Петров В. А. Теория автомобиля : учебное пособие / В. А. Петров. – МГОУ, 1996. – 180 с.
29. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля / Р. В. Ротенберг. – М. : Машиностроение, 1972. – 392 с.
30. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля / Б. С. Фалькевич. – М. : Гос. научно-техн. изд-во машиностроительной литературы, 1963. – 239 с.
31. Цимбалин В. Б. Испытания автомобилей / Цимбалин В. Б., Кравец В. Н., Кудрявцев С. М. – М. : Машиностроение, 1978. – 199 с.

ДОДАТОК

Приклад виконання розрахунково-графічного аналізу тягово-швидкісних властивостей автомобіля

Оцінку тягово-швидкісних властивостей автомобіля (на прикладі легкового автомобіля ЗА3–11022) здійснюємо графічним методом. З довідника [17] і даного навчального посібника виписуємо дані, необхідні для розрахунково-графічного аналізу (табл. 1).

Таблиця 1 – Вихідні дані для автомобіля

Повна маса m , кг	1127
Максимальна потужність $N_{e \max}$, кВт	39
Частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальній потужності n_e , об./хв	5400
Передавальні числа коробки передач:	
- u_{k1}	3,454
- u_{k2}	2,056
- u_{k3}	1,333
- u_{k4}	0,969
- u_{k5}	0,73
Передавальне число головної передачі u_0	3,875
Шини	155/70R13
Статичний радіус коліс $r_{ст}$, м	0,263
Габаритні розміри:	
- ширина, м	1,554
- висота, м	1,41
ККД трансмісії, η_T	0,9
Коефіцієнт сумарного опору дороги ψ_{vmax}	0,014
Коефіцієнт опору повітря k_n , Н·с ² /м ⁴	0,29

Для побудови графіка зовнішньої швидкісної характеристики ДВЗ використовуємо формулу (1.3), яка дозволяє за відомими координатами однієї точки характеристики ($N_{e\max}$ і n_N) відтворити криву потужності. Поточні значення n_e вибирають у діапазоні від $n_{e\min}$ до $n_{e\max}$, розбиваючи його на довільну кількість ділянок (6–8).

Визначивши N_e для прийнятих значень n_e , обчислюють відповідні значення крутного моменту двигуна

$$M_e = 9550 \cdot \frac{N_e}{n_e}$$

Результати розрахунків зводять у табл. 2 і будують графік зовнішньої швидкісної характеристики ДВЗ $N_e = f \cdot (n_e)$ і $M_e = f \cdot (n_e)$, що показана на рис. 1.

Таблиця 2 – Результати розрахунку параметрів зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

Параметри	n_e , об/хв	$A_1 \cdot (n_e/n_N)$	$A_2 \cdot (n_e/n_N)^2$	$(n_e/n_N)^3$	$A_1 \cdot (n_e/n_N) + A_2 \cdot (n_e/n_N)^2 - (n_e/n_N)^3$	N_e , кВт	M_e , Н·м
Значення параметрів	800	0,1481	0,0219	0,0033	0,1668	6,5069	77,6765
	1600	0,2963	0,0878	0,0260	0,3581	13,9649	83,3533
	2400	0,4444	0,1975	0,0878	0,5542	21,6132	86,0024
	3200	0,5926	0,3512	0,2081	0,7357	28,6907	85,6240
	4000	0,7407	0,5487	0,4064	0,8830	34,4368	82,2179
	4800	0,8889	0,7901	0,7023	0,9767	38,0905	75,7843
	5600	1,0370	1,0754	1,1153	0,9972	38,8910	66,3231
	6400	1,1852	1,4047	1,6648	0,9251	36,0774	53,8343

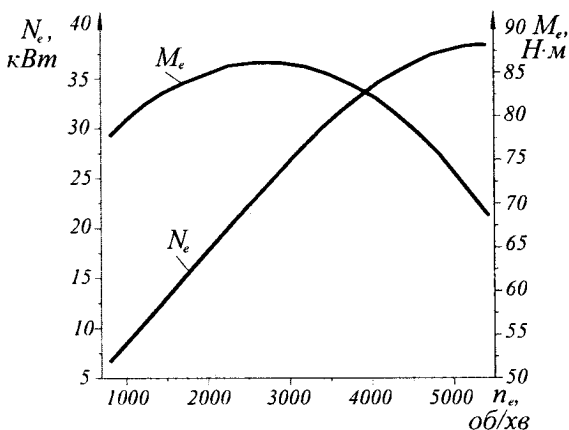


Рис. 1. Графік зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

При побудові графіка тягового балансу для різних передач і швидкостей руху розраховують значення складових рівняння тягового балансу (3.17).

Тягове зусилля на ведучих колесах визначають як:

$$P_{\kappa} = \frac{M_e \cdot u_{\kappa} \cdot u_0 \cdot \eta_m}{r_d}$$

Силу сумарного опору дороги визначають за формулою:

$$P_{\psi} = \psi_{v_{\max}} \cdot G$$

У розрахунках не враховується вплив швидкості руху на коефіцієнт опору коченню, тому приймаємо $\psi_{v_{\max}} = 0,014$; тоді $P_{\psi} = 0,014 \cdot 11056 = 154,8$ Н.

Силу опору повітря визначають згідно з (2.11), а силу інерції поступально рухальної маси автомобіля за (2.12). При побудові й аналізі графіків тягового балансу значення сили інерції поступально рухомої маси не розраховують, а визначають як різницю тягового зусилля P_{κ} і суми сил опорів руху ($P_{\psi} + P_w$).

Графік тягового балансу і всі наступні будують у функції швидкості автомобіля V , яка пов'язана з частотою обертання колінчастого вала ДВЗ залежністю (3.18).

Динамічний фактор автомобіля D визначається для різних передач і швидкостей руху за формулою (3.20).

Змінні по швидкості величини P_{κ} , P_w і D розраховують за наведеними вище формулами, результати зводять у табл. 3 з побудовою графіків тягового балансу (рис. 2) та динамічної характеристики (рис. 3).

Таблиця 3 – Результати розрахунку тягового балансу і динамічної характеристики автомобіля

Параметри						
	I	II	III	IV	V	VI
	V , км/год	P_{κ} , Н	P_w , Н	$\frac{P_{\kappa}-P_w}{H}$	D	$P_{\psi}+P_w$, Н
Значення параметрів	На першій передачі					
	5,93	3557,71	1,36	3556,35	0,32	156,14
	11,85	3817,71	5,44	3812,27	0,35	160,22
	17,78	3939,05	12,24	3926,81	0,35	167,03
	23,71	3921,72	21,77	3899,95	0,35	176,55
	29,63	3765,71	34,01	3731,70	0,34	188,79
	35,56	3471,04	48,98	3422,07	0,31	203,76
	41,49	3037,70	66,66	2971,04	0,27	221,44
	47,41	2465,70	87,07	2378,63	0,22	241,85
	На другій передачі					
	9,96	2117,73	3,84	2113,90	0,19	158,62
	19,91	2272,50	15,36	2257,14	0,20	170,14
	29,87	2344,73	34,56	2310,17	0,21	189,34
	39,83	2334,41	61,43	2272,98	0,21	216,21
	49,78	2241,55	95,99	2145,56	0,19	250,77
	59,74	2066,15	138,22	1927,92	0,17	293,01

Продовження табл. 3

Значення параметрів	I	II	III	IV	V	VI
	69,70	1808,20	188,14	1620,06	0,15	342,92
	79,65	1467,71	245,73	1221,98	0,11	400,51
	На третій передачі					
	15,36	1373,03	9,13	1363,89	0,12	163,92
	30,71	1473,37	36,54	1436,83	0,13	191,32
	46,07	1520,20	82,21	1437,99	0,13	236,99
	61,43	1513,51	146,14	1367,36	0,12	300,93
	76,78	1453,30	228,3498	1224,95	0,11	383,13
	92,14	1339,58	328,8237	1010,75	0,09	483,61
	107,49	1172,34	447,57	724,77	0,07	602,35
	122,85	951,59	584,58	367,01	0,03	739,36
	На четвертій передачі					
	21,13	998,10	17,29	980,81	0,09	172,07
	42,25	1071,04	69,14	1001,90	0,09	223,93
	63,37	1105,08	155,57	949,51	0,09	310,35
	84,50	1100,22	276,57	823,65	0,08	431,35
	105,62	1056,45	432,13	624,32	0,06	586,91
	126,75	973,79	622,27	351,52	0,03	777,05
147,87	852,21	846,97	5,24	0,0005	1001,76	
169	691,74	1106,25	-414,51	-0,0375	1261,03	
На п'ятій передачі						
28,04	751,92	30,46	721,46	0,07	185,24	
56,08	806,87	121,83	685,05	0,06	276,61	
84,12	832,52	274,11	558,41	0,05	428,89	
112,16	828,85	487,30	341,55	0,03	642,0809	
140,21	795,88	761,40	34,48	0,0031	916,19	
168,25	733,60	1096,42	-362,82	-0,0328	1251,20	
196,29	642,02	1492,35	-850,34	-0,0769	1647,13	
224,33	521,12	1949,20	-1428,1	-0,1292	2103,98	

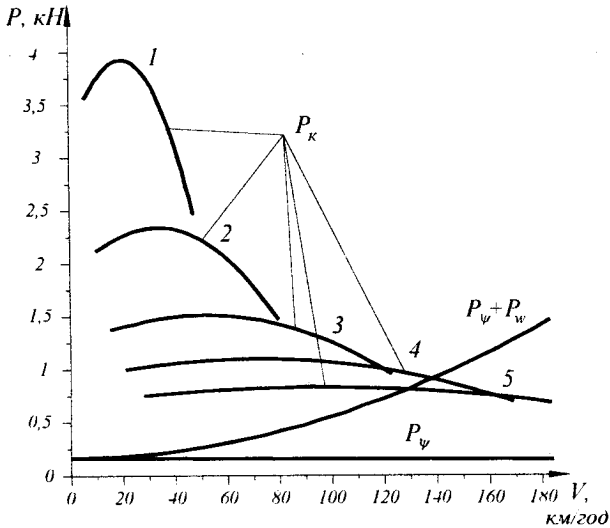


Рис. 2. Графік тягового балансу автомобіля

Характеристики розгону автомобіля становлять собою графіки прискорень часу і шляху розгону в функції швидкості.

Прискорення j для різних передач і швидкостей визначають за значеннями D з табл. 3, використовуючи формулу (3.81).

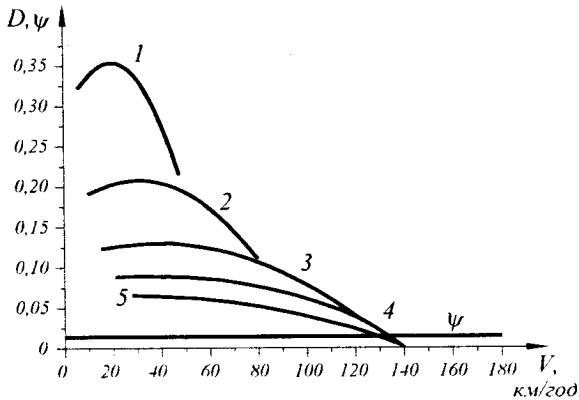


Рис. 3. Графік динамічної характеристики автомобіля

Розрахункові дані для побудови графіка прискорень зводять у табл. 4, де наводять значення величин, обернених прискоренням $1/j$ (див. п. 3.5), які будуть використані при визначенні часу розгону автомобіля.

За даними табл. 4 будують графіки прискорень (рис. 4) і величин, обернених прискоренням (рис. 5).

Таблиця 4 – Результати розрахунку прискорень і величин, зворотних прискоренням

Параметри				
I	II	III	IV	V
V , км/год	D	$D \cdot \psi$	j , м/с ²	$1/j$, с ² /м
На першій передачі ($\delta_1 = 1,5172$)				
5,9264	0,3217	0,3077	1,9893	0,5027
11,8529	0,3448	0,3308	2,1390	0,4675
17,7793	0,3552	0,3412	2,2060	0,4533
23,7057	0,3527	0,3387	2,1903	0,4566
29,6321	0,3375	0,3235	2,0919	0,4780
35,5586	0,3095	0,2955	1,9108	0,5233
41,4850	0,2687	0,2547	1,6470	0,6071
47,4114	0,2151	0,2011	1,3006	0,7689
На другій передачі ($\delta_2 = 1,2091$)				
9,9562	0,1912	0,1772	1,4377	0,6955
19,9123	0,2042	0,1902	1,5429	0,6481
29,8685	0,2090	0,1950	1,5818	0,6322
39,8247	0,2056	0,1916	1,5545	0,6433
49,7808	0,1941	0,1801	1,4610	0,6845
59,7370	0,1744	0,1604	1,3013	0,7685
69,6932	0,1465	0,1325	1,0753	0,9300
79,6494	0,1105	0,0965	0,7832	1,2768

Продовження табл. 4

На третій передачі ($\delta_3 = 1,1111$)				
I	II	III	IV	V
15,3563	0,1234	0,1094	0,9656	1,0356
30,7125	0,1300	0,1160	1,0239	0,9767
46,0688	0,1301	0,1161	1,0248	0,9758
61,4250	0,1237	0,1097	0,9684	1,0327
76,7813	0,1108	0,0968	0,8546	1,1701
92,1375	0,0914	0,0774	0,6836	1,4629
107,4938	0,0656	0,0516	0,4552	2,1968
122,8500	0,0332	0,0192	0,1695	5,9002
На четвертій передачі ($\delta_4 = 1,0776$)				
21,1248	0,0887	0,0747	0,6802	1,4702
42,2495	0,0906	0,0766	0,6976	1,4336
63,3743	0,0859	0,0719	0,6544	1,5281
84,4990	0,0745	0,0605	0,5508	1,8156
105,6238	0,0565	0,0425	0,3866	2,5864
126,7485	0,0318	0,0178	0,1620	6,1729
147,8733	0,0005	-0,0135	-0,1231	-8,1207
168,9980	-0,0375	-0,0515	-0,4688	-2,1332
На п'ятій передачі ($\delta_5 = 1,0613$)				
28,0409	0,0653	0,0513	0,4738	2,1107
56,0819	0,0620	0,0480	0,4433	2,2557
84,1228	0,0505	0,0365	0,3375	2,9634
112,1637	0,0309	0,0169	0,1561	6,4041
140,2047	0,0031	-0,0109	-0,1006	-9,9422
168,2456	-0,0328	-0,0468	-0,4327	-2,3109
196,2866	-0,0769	-0,0909	-0,8403	-1,1900
224,3275	-0,1292	-0,1432	-1,3233	-0,7557

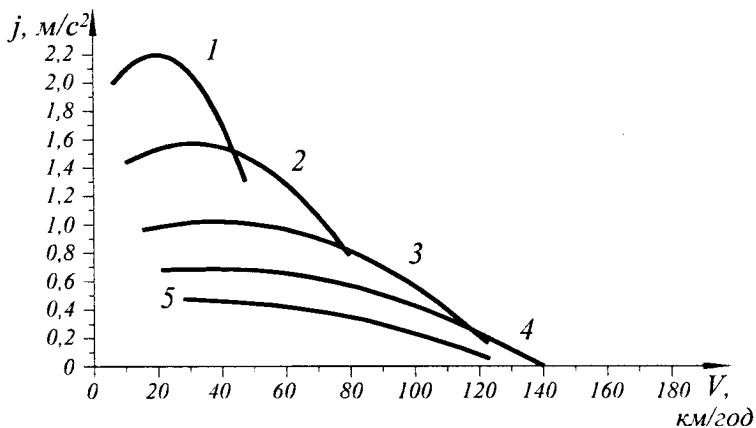


Рис. 4. Графік прискорень автомобіля

Методика розрахунку і побудови графіків часу та шляху розгону викладені в п. 3.5 навчального посібника. Результати розрахунку зводять у табл. 5 з побудовою графіків часу (рис. 6) і шляху (рис. 7) розгону.

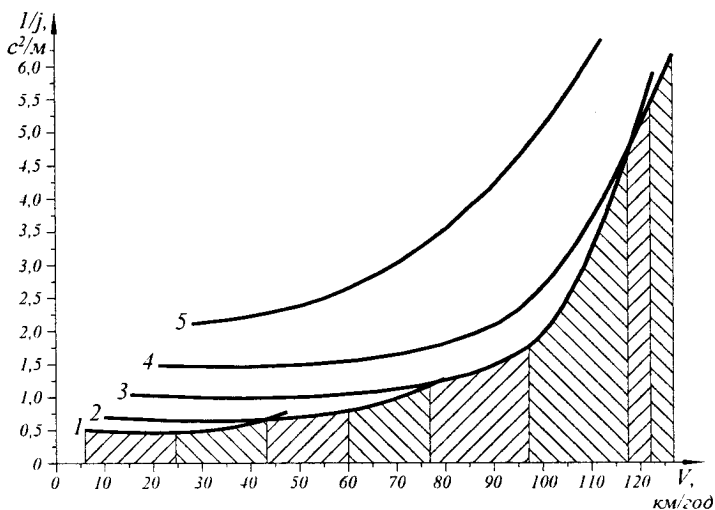


Рис. 5. Графік величин, обернених прискоренням автомобіля

Таблиця 5 – Результати розрахунку часу і шляху розгону автомобіля

Значення	Параметр						
	V , км/год	Розрахунок часу			Розрахунок шляху		
		$F_{ti,2}$, мм ²	$\Sigma F_{ti,2}$, мм ²	t , с	F_{si} , мм ²	ΣF_{si} , мм ²	S , м
$V_{min}=5,9$	0	0	0,0	0	0	0,0	
24,5	8,7	8,7	8,7	89,8	89,8	89,8	
43,1	9,8	18,5	18,5	294,7	384,5	384,5	
60,5	12,5	30,9	30,9	606,6	991,0	991,0	
78,0	17,0	47,9	47,9	1140,1	2131,1	2131,1	
97,7	28,3	76,2	76,2	2460,5	4591,6	4591,6	
117,4	56,5	132,7	132,7	6128,0	10719,6	10719,6	
122,1	23,4	156,1	156,1	2792,6	13512,1	13512,1	
126,8; $0,87 \cdot V_{max}$	27,1	183,2	183,2	3358,1	16870,2	16870,2	

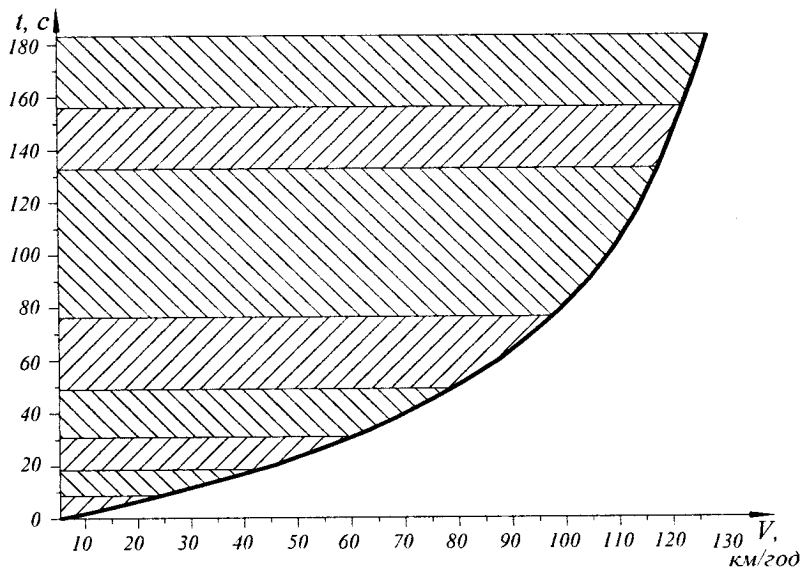


Рис. 6. Графік часу розгону автомобіля

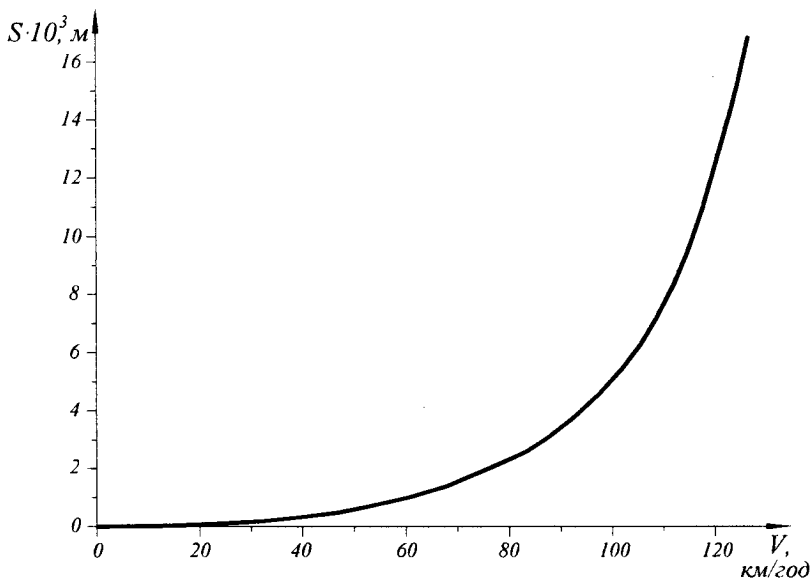


Рис. 7. Графік шляху розгону автомобіля

При побудові графіка балансу потужності для різних передач і швидкостей руху розраховують значення складових рівняння цього балансу (3.50, 3.51, 3.52, 3.53). Значення потужностей $N_\psi + N_w$ розраховують з використанням величин $P_\psi + P_w$, вибраних з табл. 3 для вищої передачі з метою забезпечення всього діапазону швидкостей руху автомобіля. Отримані значення величин N_ψ і N_w підсумовують.

З табл. 3 беруть також значення швидкостей руху автомобіля на всіх передачах, які відповідають прийнятним раніше величинам частоти обертання колінчастого вала ДВЗ. Дані розрахунків зводять у табл. 6 з подальшою побудовою графіка балансу потужності автомобіля (рис. 8).

На підставі графіка балансу потужностей будують такі залежності потужностей від швидкості руху автомобіля: $N_e = f(V)$ – виключно для вищої передачі; $N_k = f(V)$ – для всіх передач; $N_\psi = f(V)$ і $N_\psi + N_w = f(V)$. Потужність N_j визначається за графіком як різниця $N_j = N_k - (N_\psi + N_w)$, а потужність, що втрачається в трансмісії $N_r = N_e - N_k$.

Таблиця 6 – Результати розрахунків складових балансу потужностей

Параметр										
$n_e \cdot 10^2$, об/хв	N_e , кВт	N_k , кВт	V , км/год					N_ψ , кВт	N_w , кВт	$N_\psi + N_w$, кВт
			u_{k1}	u_{k2}	u_{k3}	u_{k4}	u_{k5}			
8	6,5	5,9	5,9	10,0	15,4	21,1	28,0	0,9	0,1	1,0
16	14,0	12,6	11,9	19,9	30,8	42,3	56,1	1,8	0,8	2,6
24	21,6	19,5	17,8	29,9	46,1	63,4	84,1	2,7	2,7	5,5
32	28,7	25,8	23,7	39,8	61,4	84,5	112,2	3,6	6,5	10,1
40	34,4	31,0	29,6	49,8	76,8	105,6	140,2	4,5	12,7	17,2
48	38,1	34,3	35,6	59,7	92,1	126,8	168,3	5,5	21,9	27,4
56	38,9	35,0	41,5	69,7	107,5	147,9	196,3	6,4	34,8	41,2
64	36,1	32,5	47,4	79,7	122,9	169	224,3	7,3	51,9	59,2

За допомогою одержаних підсумків та графіків виконуємо аналіз тягово-швидкісних властивостей автомобіля.

Із зовнішньої швидкісної характеристики визначимо значення максимального крутного моменту, $M_{e \max}$, частоту обертання n_e колінчастого вала при максимальному крутному моменті, та момент при максимальній потужності M_N . За значеннями $M_{e \max}$ і M_N обчислюють коефіцієнт пристосованості двигуна. Ці величини складають: $M_{e \max} = 85 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $n_N = 2700 \text{ об/хв}$; $M_N = 68 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

$$\kappa = \frac{M_{e \max}}{M_N} = \frac{85}{68} = 1,25.$$

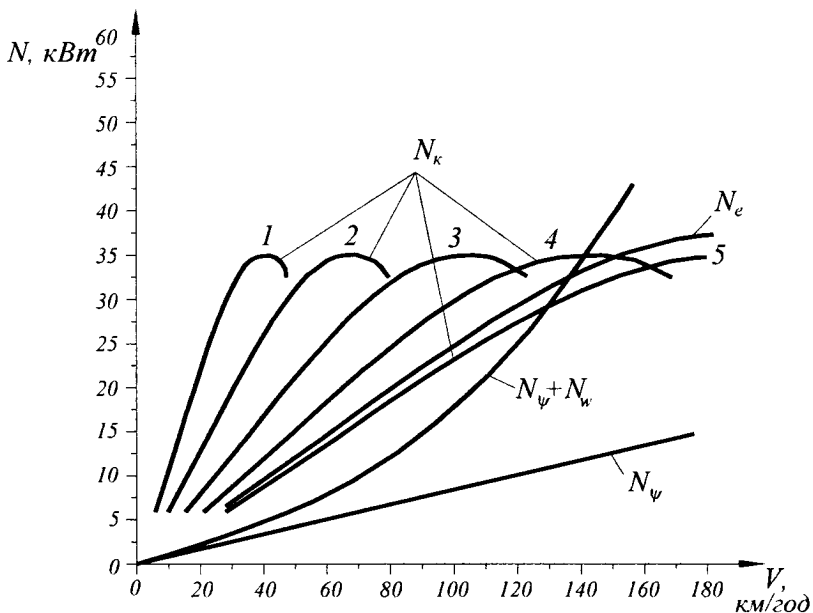


Рис. 8. Графік балансу потужностей автомобіля

Отримане значення максимального крутного моменту більше від реального, що обумовлено наближеністю розрахункової формули.

За графіком силового балансу визначимо максимальну швидкість руху автомобіля для заданих дорожніх умов ($\psi_{v \max} = 0,014$). Вона дорівнює $V_{\max} = 140$ км/год. Її можна визначити також за графіками динамічної характеристики, прискорень і потужного балансу. При правильній побудові зазначених залежностей максимальні значення швидкостей будуть для всіх графіків однакові.

За графіком динамічної характеристики для кожної передачі визначають максимальний сумарний опір дороги $\psi_{\max i}$, який може подолати автомобіль, критичну швидкість $V_{кр i}$ і максимальний подоланий подовжній ухил дороги $i_{\max i}$ при коефіцієнті опору коченню $f = 0,10$ (грунтова дорога після дощу). Максимальний подоланий поздовжній ухил

дороги визначають за формулою (3.15). Для більшої наочності отримані значення ухилу представляють у відсотках.

Для автомобіля ЗАЗ-11022 наведені параметри становитимуть: $\psi_{\max 1} = D_{\max 1} = 0,36$; $V_{кр1} = 22$ км/год; $i_{\max 1} = 0,36 - 0,10 = 0,26 = 26\%$; $\psi_{\max 2} = D_{\max 2} = 0,21$; $V_{кр2} = 30$ км/год; $i_{\max 2} = 0,21 - 0,10 = 0,11 = 11\%$; $\psi_{\max 3} = D_{\max 3} = 0,13$; $V_{кр3} = 40$ км/год; $i_{\max 3} = 0,13 - 0,10 = 0,03 = 3\%$; $\psi_{\max 4} = D_{\max 4} = 0,09$; $V_{кр4} = 47$ км/год; $i_{\max 4} = 0,09 - 0,10 = -0,01 = -1\%$; $\psi_{\max 5} = D_{\max 5} = 0,07$; $V_{кр4} = 45$ км/год; $i_{\max 5} = 0,07 - 0,10 = -0,03 = -3\%$.

Негативні значення ухилу означають, що рух на четвертій і п'ятій передачах у даних дорожніх умовах неможливий.

За графіком прискорень визначають максимальне прискорення $j_{\max i}$, для кожної передачі, та оптимальні швидкості переходу $V_{пер}$ з однієї швидкості на іншу на даній дорозі. За допомогою графіків часу і шляху розгону для прийнятого дорожнього опору визначають час і шлях розгону автомобіля до швидкості 100 км/год відповідно. У наведеному прикладі наведені параметри становитимуть:

$j_{\max 1} = 2,2$ м/с²; $V_{пер1-2} = 45$ км/год; $t_{100} = 80$ с; $j_{\max 2} = 1,6$ м/с²; $V_{пер2-3} = 80$ км/год; $S_{100} = 5000$ м; $j_{\max 3} = 1,05$ м/с²; $V_{пер3-4} = 115$ км/год; $j_{\max 4} = 0,7$ м/с²; $V_{пер4-5} = 165$ км/год; $j_{\max 5} = 0,5$ м/с².

**Волков Володимир Петрович
Вільський Геннадій Борисович**

Навчальне видання

Теорія руху автомобіля

Підручник

Головний редактор В.І. Кочубей
Редактор М.А. Шерба
Комп'ютерна верстка О.С. Чернявський
Дизайн обкладинки і макет В.Б. Гайдабрус

Підписано до друку 07.04.2015.
Формат 60х90 ¹/₁₆, Папір офсетний.
Друк офсетний. Ум. друк. арк. 20,0. Обл.-вид. арк. 15,8.
Додрук. Замовлення № Д15-04/29

Відділ реалізації
Тел./факс: (0542) 65-75-85
E-mail: info@book.sumy.ua

ТОВ «ВТД «Університетська книга»
40009, м. Суми, вул. Комсомольська, 27
E-mail: publish@book.sumy.ua
www.book.sumy.ua

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК № 489 від 18.06.2001

Віддруковано на обладнанні ВТД «Університетська книга»
вул. Комсомольська, 27, м. Суми, 40009, Україна
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 489 від 18.06.2001