

В.П. Сахно, Г.Б. Безбородова, М.М. Маяк, С.М. Шарай

АВТОМОБІЛІ

ТЯГОВО-ШВИДКІСНІ ВЛАСТИВОСТІ
ТА ПАЛИВНА ЕКОНОМІЧНІСТЬ



**В.П. Сахно, Г.Б. Безбородова,
М.М. Маяк, С.М. Шарай**

АВТОМОБІЛІ

**ТЯГОВО-ШВИДКІСНІ ВЛАСТИВОСТІ
ТА ПАЛИВНА ЕКОНОМІЧНІСТЬ**

Київ 2004

УДК 629.33.03(075.8)

ББК 39.33

Т99

В.П.Сахно, Г.Б.Безбородова, М.М.Маяк, С.М.Шарай Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність /Навч. посібник/. — К: В-во "КВІЦ", 2004, 174 сторінки. Іл. 15. Табл.19. Бібліограф. 30. Назв. 30

ISBN 966-7192-55-5

У навчальному посібнику представлені теоретичні та методичні положення для обчислень на ПК показників тягово-швидкісних властивостей та паливної економічності автомобілів різних типів. Викладено методики розрахунків, що призначені для обґрунтування вибору конструктивних параметрів автомобіля на етапі ескізного проектування. Розроблено методи, якими можливо перевіряти ефективність використання палива виготовленими моделями автомобілів в очікуваних умовах експлуатації при здійсненні транспортних операцій. Посібник підготовлений для студентів, які навчаються згідно освітньо-професійним програмам бакалавра, спеціаліста, магістра по напрямкам «Інженерна механіка» і «Транспортні технології» за спеціальностями:

- автомобілі та автомобільне господарство;
- колісні та гусеничні транспортні засоби;
- двигуни внутрішнього згоряння;
- організація перевезень і управління на автомобільному транспорті.

Затверджено Радою навчально-методичного Кабінету вищої освіти Міністерства освіти і науки України як навчальний посібник для студентів автотransпортних спеціальностей

Укладачі: *Сахно Володимир Прохорович,*
Безбородова Горислава Борисівна,,
Маяк Микола Михайлович,
Шарай Світлана Михайлівна

Загальна редакція та підготовка до друку *Сахно В.П.*

Рецензенти: доктор технічних наук професор, завідувач кафедри «Трактори і автомобілі» Національного аграрного університету *Філіпов А.З.*,
доктор технічних наук професор, заступник директора з наукової роботи ДП «ДержавтотрансНДІпроект» *Рудзінський В.В.*

ISBN 966-7192-55-5

ВСТУП

Світовий автомобільний парк складається із сотень мільйонів одиниць автотransпортних засобів (далі вони скорочено названі АТЗ). Незважаючи на різноманітність типів автомобілів /вантажні, пасажирські, спеціалізовані, спеціальні/, їм притаманна спільна риса — транспортне призначення. Автомобілем потрібно перевезти вантаж, пасажирів або обладнання з одного місця до визначеного замовником другого місця переважно за короткий відрізок часу, із можливо нижчою витратою паливно-мастильних матеріалів, при зручному використанні, повній безпеці руху та охороні навколишнього середовища. Поставлені вимоги до АТЗ задовольнити досить складно, тому це завдання вирішують компромісними шляхами, які беруть свій початок на стадії конструювання, а далі продовжуються і мають розвиток у виробництві, організації технічного обслуговування, управлінні перевезеннями.

Професійна підготовка майбутнього спеціаліста передбачає набуття ним знань основ теорії експлуатаційних властивостей автомобіля і практичних навичок її застосування в конструкторських розробках та у постановці раціонального використання рухомого складу на автомобільному транспорті. Таке спрямування має даний навчальний посібник, присвячений вивченню тягово-швидкісних властивостей та паливної економічності автомобілів, які доцільно сумісно розглядати для учбових цілей у одному посібнику.

Ефективність використання автомобіля характеризується його транспортною продуктивністю. В сучасний період розрізняють конструктивну продуктивність, якою визначено найвищі потенційні можливості, закладені в конструкцію автомобіля, та окремо експлуатаційну продуктивність, фактично реалізовану в конкретних умовах експлуатації автотransпортного засобу. Досягнута при проектуванні конструктивна продуктивність автомобіля відповідає

умовам його «вільного» руху (без будь яких непередбачених обмежень) із можливо високою технічною швидкістю руху та номінальною вантажопідйомністю. На її забезпечення зорієнтовані при проектуванні автомобіля вибрані структурні параметри, компоновка, масові дані, розробки окремих вузлів та агрегатів. За рівнем впливу на конструктивну продуктивність автомобіля основними є тягово-швидкісні властивості, від яких залежать максимальні можливі швидкості руху автомобіля на кожній з однорідних ділянок дороги, а потім інтегрально-середня швидкість по всьому маршруту з ділянками шляху різного типу і якості. На конструктивну продуктивність мають вплив і такі експлуатаційні властивості автомобіля як прохідність, плавність ходу, гальмові якості, стійкість, керуваність, маневреність. При певних обставинах їх вплив призводить до обмежень чисельних величин швидкості АТЗ. Експлуатаційна продуктивність автомобіля в реальних умовах транспортної роботи переважно не співпадає з її максимальним рівнем, визначеним конструктивною продуктивністю. Головна причина в тому, що під впливом багатьох факторів досягнута швидкість АТЗ набуває менших значень, аніж визначена при конструктивному тяговому розрахунку. Крім того, не за всяких умов використовується номінальна вантажопідйомність автомобіля. В зв'язку з цим експлуатаційну продуктивність визначають виходячи із фактичної середньої швидкості руху автотранспортного засобу при його використанні з повним або частковим завантаженням.

Паливна економічність автомобіля безпосередньо оцінює ефективність використання АТЗ завдяки тому, що нею визначено енергетичні витрати на транспортний процес. При конструюванні автомобіля впроваджують такі прогресивні рішення, якими поруч із досягненням конструктивної продуктивності будуть максимально обмеженими витрати паливно-мастильних матеріалів. При експлуатації рухомого складу здійснюють технічні та організаційні заходи з метою ефективного використання паливної економічності АТЗ.

Відповідні методи розрахунків тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля базуються на близькій співкупності теоретичних положень динаміки та енергетики руху автотранспортного засобу. Вони стисло розглянуті у розділах 1 та 4 даного посібника. Тяговий розрахунок автомобіля на стадії конструювання, якому присвячено зміст розділу 2, має своїм логічним продовженням

висвітлені у розділі 3 сучасні методики визначення показників тягово-швидкісних властивостей АТЗ. Для оцінки паливної економічності автомобілів в процесі дорожніх випробувань нових моделей призначений комплекс систематизованих у розділі 5 нормованих показників та характеристик. Окремо зосереджено у розділі 6 розгляд ефективності використання палива для транспортної роботи автотранспортних засобів різного призначення. В заключному розділі 7 вміщено методичні рекомендації студентам відносно застосування ПК для вирішення поставлених задач, підготовки вихідних даних до розрахунків, методів математичного аналізу їх результатів. До всіх розділів введено вказівки на основні підручники та науково-технічну літературу. З метою удосконалення учбового процесу в напрямі розвитку індивідуальних здібностей та підвищення зацікавленості студентів в даному посібнику вміщено понад 60 оригінальних задач, що базуються на учбовому матеріалі розділів 1,4,5,6 та використанні ПК із математичними пакетами. Рішення запропонованих задач сприятиме активізації роботи студентів на учбових заняттях і для самоперевірки засвоєння матеріалу дисциплін із суміжних автотранспортних спеціальностей. Учбовий посібник зорієнтований на різні ступені вузівської підготовки за денною і заочною формою навчання. Однак він придатний і для дистанційного методу навчання завдяки тому, що створений також і в електронному варіанті із частковим програмним забезпеченням для ПК.

Учбовий посібник підготовлено в Національному транспортному університеті. В ньому узагальнено багаторічний досвід наукової та учбово-методичної роботи в автодорожніх вузах.

Окремі розділи учбового посібника склали: В.П.Сахно (р. 1, 2, 3.1...3.6, 3.13, 7.4); Г.Б.Безбородова (р. 4, 5, 7.1, 7.2, 7.5); М.М.Маяк (р. 6.1, 6.2, 6.5); С.М.Шарай (р. 1.4, 3.7...3.12, 6.3, 6.4). Підготовка видання — В.П.Сахно.

Розділ 1.

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ ДИНАМІКИ
ПРЯМОЛІНІЙНОГО ПОСТУПАЛЬНОГО РУХУ
АВТОМОБІЛЯ

1.1. Диференційне рівняння руху автомобіля

Більшість показників тягово-швидкісних властивостей характеризує поведінку АТЗ в різних неусталених режимах руху.

В зв'язку з цим для розрахунку названих показників необхідно диференційне рівняння руху АТЗ.

Диференційне рівняння, котре використовується в теорії автомобіля, справедливе для прямолінійного руху і тому може бути використане для моделювання руху АТЗ на ПК в умовах визначення основних оціночних показників тягово-швидкісних властивостей:

$$\frac{dv}{dt} M_a \delta_{06} = P_{\text{ко}}(V) - P_0(V, V^2) \pm G_a \sin \alpha, \quad (1.1)$$

де M_a — маса автомобіля /автопоїзда/; δ_{06} — коефіцієнт, що враховує обертові маси АТЗ; $P_{\text{ко}}(V)$ — повна колова сила на ведучих колесах АТЗ; $P_0(V, V^2)$ — сума сил опору руху АТЗ, що залежать від швидкості його руху; $G_a \sin \alpha$ — сила опору підйому; G_a — сила тяжіння від повної маси АТЗ; α — кут нахилу поверхні дороги; V —

швидкість руху АТЗ; $\frac{dv}{dt}$ — прискорення АТЗ.

Зважаючи на те, що аналітичну функцію для сили $P_{\text{ко}}(V)$ точно визначити неможливо, зазначене диференційне рівняння (1.1) другого порядку із сталими коефіцієнтами є таким, що в загальному випадку не інтегрується. Проте його інтегрування можна провести, якщо вважати, що функція $P_{\text{ко}}(V)$ задана або визначена, наприклад, коли розглядати роботу двигуна за швидкісною зовнішньою характеристикою. В такому випадку розв'язок рівняння буде залежати від великої кількості параметрів, які доцільно розбити на дві групи.

До першої групи віднесені конструктивні параметри автомобіля та вихідні характеристики робочих процесів його агрегатів, що впливають на остаточні показники руху АТЗ.

Конструктивні параметри існуючих АТЗ (габаритні, масові, параметри трансмісії, обтічності та ін.) та числові характеристики робочих процесів в агрегатах автомобіля при розв'язанні рівняння приймаються як задані величини. Вони визначаються за технічними характеристиками АТЗ із довідників, за результатами вимірювань та експериментів.

Другу групу складають параметри, що характеризують дорожні умови та взаємодію коліс АТЗ з опорною поверхнею. Ці параметри характеризують елементи поздовжнього профілю і плану дороги, інтенсивність транспортного потоку на дорогах, кількість смуг руху, мікропрофіль нерівностей покриття, змінні властивості коліс автомобіля, несучу здатність та міцність покриття та ін. До цієї групи дещо умовно віднесені параметри взаємодії коліс автомобіля із опорною поверхнею — коефіцієнти опору кочення та зчеплення. Умовність полягає в тому, що значення цих коефіцієнтів залежать не тільки від якості поверхні руху, але і від конструктивних характеристик шин, режимів руху та інших факторів. Проте при рішенні рівняння ці параметри необхідно віднести до другої групи, зважаючи на те, що їх числові характеристики будуть визначатися в кожному окремому випадку в залежності від умов руху АТЗ.

Таким чином, для вирішення рівняння руху АТЗ необхідно визначити повну колову силу та сили опору руху відносно лінійної швидкості руху автомобіля.

1.2. Сили опору руху автомобіля

До сил опору руху автомобіля відносять сили опору кочення, опору повітря, підйому та сили взаємодії в зчіпному пристрої автомобіля-тягача.

1.2.1 Сила опору кочення коліс

Силою опору кочення АТЗ P_f називають суму сил опору кочення всіх його коліс, тобто

$$P_f = \sum_{i=1}^n P_{fki} = \sum_{i=1}^n R_{ki} f_{ki}, \quad (1.2)$$

де P_{ki} — сила опору кочення i -того колеса АТЗ; R_{ki} — нормальна реакція опорної поверхні на i -те колесо; f_{ki} — коефіцієнт опору кочення i -того колеса; n — число коліс АТЗ.

Якщо прийняти коефіцієнти f_{ki} всіх коліс однаковими, і зважаючи на те, що $f_{ki} = f_i \sum R_{ki} = M_a g \cos \alpha$, одержимо

$$P_f = M_a g f \cos \alpha \quad (1.3)$$

Рекомендовані до розрахунків значення коефіцієнтів опору кочення та зчеплення наведені в табл. 1.1.

При русі АТЗ зі швидкістю до 50 км/год коефіцієнт опору кочення можна вважати сталим. Інтенсивне підвищення коефіцієнта f має місце при швидкостях понад 100 км/год.

Запропоновано декілька емпіричних залежностей для визначення коефіцієнта f_v при високих швидкостях руху. Наведемо деякі з них:

Таблиця 1.1
Орієнтовні узагальнені характеристики дорожніх умов

Вид покриття та стан дороги	Коефіцієнти	
	f	$\varphi_{\max}$
1	2	3
Цементно- та асфальтобетонне:		
сухе гладке	0,012...0,025	0,5...0,6
сухе шорстке	0,020...0,025	0,7...0,9
вологе	0,020...0,025	0,4...0,5
мокре	0,022...0,025	0,3...0,4
брудне	0,025...0,028	0,2...0,3
засніжене	0,028...0,035	0,2...0,3
обледеніле	0,020...0,025	0,05...0,1
Щебінь або гравій:		
оброблений в'язучим матеріалом, сухий	0,020...0,025	0,6...0,7
не оброблений в'язучим матеріалом, сухий	0,025...0,030	0,5...0,6
брудний	0,030...0,040	0,4...0,5
засніжений	0,030...0,050	0,3...0,4
обледенілий	0,030...0,040	0,1...0,2
Брук:		
сухий		
мокрый	0,025...0,035	0,4...0,5
брудний	0,025...0,035	0,3...0,4
засніжений	0,035...0,055	0,2...0,3
обледенілий	0,035...0,055	0,2...0,3
сухий піщаний масив	0,030...0,040	0,05...0,15
	0,20...0,25	0,40...0,45

$$f_v = a_f + b_f(0,01V)^{2,5}; \quad f_v = 0,01 \left(1 + \frac{V}{160}\right);$$

$$f_v = f [1 + (0,006V)^2]; \quad f_v = f k_f V,$$

де a_f, b_f, k_f — коефіцієнти, значення яких визначають для кожного типу і розміру шини в залежності від внутрішнього тиску в шині; V — швидкість автомобіля, км/год; f — коефіцієнт опору кочення при малій швидкості.

Якщо перемножити ліву та праву частини рівняння (1.3) на швидкість руху АТЗ, то одержимо потужність опору кочення:

$$N_f = P_f V = \frac{M_a g f \cos \alpha V}{1000}, \quad \text{кВт} \quad (1.4)$$

1.2.2. Сила опору підйому дороги

Сила опору підйому дороги — складова сили тяжіння автомобіля, що направлена паралельно опорній поверхні та прикладена в центрі мас. Якщо кути підйомів вважати додатніми, а ухилів — від'ємними, сила опору підйому визначиться із виразу:

$$P_h = M_a g \sin \alpha \quad (1.5)$$

Крутизну профіля характеризують ухилом — тангенсом кута нахилу поверхні дороги до горизонтальної площини. У документації на будівництво доріг ухил звичайно виражають в тисячних (промиле, ‰). При розрахунках руху автомобіля ухил позначають буквою i та задають в тисячних, відсотках або просто в значеннях тангенса кута ухилу. Наприклад, ухил однієї і тієї ж крутизни може бути позначений: $i = 30 \text{ ‰}$, $i = 3\%$, $i = 0,03$. Останнє позначення є найкращим. Зважаючи на те, що ухили дороги не великі, приймають

$$\sin \alpha \approx i, \quad P_h = M_a g i.$$

Якщо перемножити обидві частини рівняння (1.5) на V та поділити на 1000, одержимо потужність у кВт, що витрачається на подолання опору підйому:

$$N_i = P_n V = \frac{M_a g i V}{1000}, \text{ кВт} \quad (1.6)$$

В ряді випадків при розрахунках тягово-швидкісних властивостей автомобіля доцільно розглядати разом сили опору кочення та підйому. Суму цих сил опору називають силою опору дороги, а суму коефіцієнтів опору кочення і підйому називають коефіцієнтом опору дороги, тобто:

$$P_\psi = M_a g (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) = M_a g \psi \quad (1.7)$$

$$\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha = f \cos \alpha \pm i \quad (1.8)$$

Потужність опору дороги визначається із виразу:

$$N_\psi = P_\psi V = \frac{M_a g \psi V}{1000}, \text{ кВт}$$

1.2.3. Сила опору повітря

Сила опору повітря руху автомобіля виникає внаслідок його взаємодії з навколишнім середовищем. Рівнодіючу всіх елементарних сил, що діють на поверхню автомобіля, називають повною аеродинамічною силою:

$$P_w = C_w F q, \quad (1.9)$$

де $q = \rho \frac{V^2}{2}$ — швидкісний напір, кг/с², який дорівнює кінетичній енергії кубічного метра повітря, що рухається із швидкістю, чисельно рівною швидкості руху автомобіля відносно повітряного середовища, м/с; ρ — щільність повітря, кг/м³; F — площа Міделя (для автомобілів приймається рівною площі проекції автомобіля на площину, що перпендикулярна його поздовжній осі), м²; C_w — безрозмірний коефіцієнт повної аеродинамічної сили.

Проекцію P_n сили P_w на вісь X називають силою опору повітря або силою лобового опору, тобто

$$P_n = \frac{C_x}{2} \rho F V^2, \quad (1.10)$$

де C_x — безрозмірний коефіцієнт лобового опору повітря; V — відносна швидкість повітря.

Формули для визначення проекцій сили P_n на вісі Y та Z відрізняються від формули (1.10) тільки коефіцієнтом C .

Якщо прийняти $\rho = \text{const}$ (згідно ГОСТ 4401-81, на рівні моря $\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$), то коефіцієнт $0,5 C_x \rho = K_B$ можна вважати таким, що залежить тільки від форми кузова та кута натікання повітря τ . Цей коефіцієнт називають коефіцієнтом обтічності. Згідно з формулою (1.10) коефіцієнт K_B є еквівалентним силі опору повітря, що діє на 1 м² площі автомобіля при відносній швидкості 1 м/с. Поміж коефіцієнтами C_x та K_B існує чисельна залежність $K_B = 0,61 C_x$.

Наближені значення K_B та C_x для різних типів АТЗ при куті натікання, що дорівнює нулю, наведені в табл. 1.2.

При русі автомобіля в нерухомому повітряному середовищі відносна швидкість повітря $V_n = V$. Тоді

$$P_n = K_B F V^2 \quad (1.11)$$

Добуток $K_B F$ називають фактором обтічності.

Площа F , що входить в формулу (1.11) може бути визначена із технічної документації на АТЗ, а при її відсутності — наближено із виразу

$$F = \alpha B_r H_r, \quad (1.12)$$

де α — коефіцієнт заповнення площі: для легкових автомобілів $\alpha = 0,78 \dots 0,80$; для вантажних $\alpha = 0,85 \dots 0,90$ (більші значення приймаються для автомобілів більшої вантажопідйомності); B_r , H_r — найбільші ширина та висота автомобіля.

Таблиця 1.2
Коефіцієнти лобового опору повітря та обтічності АТЗ (C_x , K_B)

Тип автотранспортного засобу	Коефіцієнти	
	C_x	K_B , Нс/м ⁴
Легкові автомобілі	0,3...0,6	0,20...0,35
Автобуси:		
капотної компоновки	0,75...0,90	0,45...0,55
вагонної компоновки	0,60...0,75	0,35...0,45
Вантажні автомобілі:		
бортові	0,90...1,15	0,50...0,70
з кузовом фургон	0,80...1,00	0,50...0,60
автоцистерни	0,90...1,10	0,55...0,65
Автопоїзди	1,40...1,55	0,85...0,95
Спортивні автомобілі	0,25...0,30	0,15...0,20

При наявності вітру у формулі (1.11) швидкість автомобіля V необхідно замінити геометричною сумою V_p швидкостей автомобіля V та повітря V_B :

$$V_p = \sqrt{V^2 + V_B^2 + 2VV_B \cos \beta_V} \quad (1.13)$$

де β_V — кут між напрямком вітру та поздовжньою віссю автомобіля. Коефіцієнт K_B в цьому випадку повинен відповідати куту навіювання, що обчислюється за формулою:

$$\tau = \arcsin \left(\frac{V_B}{V} \sin \beta_V \right).$$

Приймаючи при зустрічному вітрі $\beta_V = 0$, $V_p = V + V_B$, тоді при попутному вітрі $\beta_V = 180^\circ$, $V_p = V - V_B$.

Потужність, що витрачається на подолання опору повітря, в загальному випадку дорівнює

$$N_n = P_n V = \frac{K_B F V^3}{1000}, \text{ кВт} \quad (1.14)$$

1.2.4. Сили взаємодії в зчіпному пристрої автомобіля-тягача

Для окремих ланок автопоїзда зовнішніми є також сили P_c взаємодії в зчіпному пристрої. Для різних ланок автопоїзда ці сили можуть мати різні напрямки та величини. Для тягача, що транспортує причіп або напівпричіп сила P_c є силою опору руху. Вона дорівнює сумі сил опору руху, що діють на всі причепа (напівпричепа) автопоїзда. На причіп (напівпричіп) з боку тягача діє сила P_c , що є рушійною, а з боку заднього причепа /напівпричепа/, якщо такий є, — сила опору. Значення сили P_c можна визначити в результаті розв'язання рівняння руху кожної окремої ланки автопоїзда.

1.3. Вихідні параметри та сили, що входять до рівняння руху автомобіля

Описані в розділі 1.2 сили опору руху АТЗ, як такі, що залежать від швидкості руху автомобіля — P_f і P_w , а також такі, що не залежать від неї, а саме P_p , P_c , сумісно визначають введену в рівнянні (1.1) суму $P_0(V, V^2)$ сил опору руху АТЗ. Окрім неї потрібно встановити значення параметрів M_a , $\delta_{об}$ та силу $P_{ко}$.

1.3.1. Коефіцієнт обертових мас АТЗ $\delta_{об}$ визначається з виразу

$$\delta_{об} = 1 + \frac{I_m U_T^2 \eta_m + \sum I_{ki}}{M_a r_d r_k} \quad (1.15)$$

де r_d та r_k — відповідно динамічний радіус та радіус кочення колеса; U_T — передаточне число трансмісії на певній передачі; I_{ki} — момент інерції колеса; η_m — механічний коефіцієнт корисної дії трансмісії; I_m — момент інерції маховика двигуна і деталей трансмісії, що із ним зв'язані.

Динамічний радіус колеса (в першому наближенні) дорівнює статичному радіусу, тобто $r_d = r_c$, а останній наводиться у відповідних ГОСТах на шини. При відсутності цих даних r_d наближено обчислюють із формули

$$r_d = 0,5d + \lambda_{ш} B_{ш},$$

де d — діаметр ободу (вказується в позначенні шини); $B_{ш}$ — ширина профілю шини; $\lambda_{ш}$ — радіальна деформація профілю, $\lambda_{ш} = 0,89 \dots 0,9$.

Радіус кочення визначається експериментально вимірюванням шляху S , що проходить колесо АТЗ за число n_k обертів:

$$r_k = \frac{S}{2\pi n_k}$$

Моменти інерції маховика I_m двигуна та коліс I_k наводяться в спеціальній літературі. Зокрема для дизелів $I_m = 1,6 \dots 4,8 \text{ кгм}^2$ (КамАЗ-740, ЯМЗ-236, ЯМЗ-238); для коліс з шинами 260—508, 300—508, 320—508 I_k відповідно дорівнює 12, 19, 21 кгм^2 .

При відсутності даних про моменти інерції двигуна і коліс орієнтовно обчислюють коефіцієнт обертових мас:

$$\delta_{об} = 1 + (0,04...0,06)U_{\epsilon}^2 + 0,03...0,05.$$

Передаточні числа коробки передач $U_{ки}$ та трансмісії U_T наводяться в технічній характеристиці АТЗ.

1.3.2. Коефіцієнт корисної дії ККД трансмісії η_m в першому наближенні можна задавати наступними значеннями:

- легкові автомобілі 0,92...0,96
- вантажні двовісні автомобілі (4 × 2)
з одинарною головною передачею 0,90...0,92
- вантажні двовісні автомобілі
з подвійною головною передачею 0,86...0,88
- вантажні трьохвісні автомобілі 0,82...0,84

1.3.3. Повна маса автотранспортного засобу M_a складається із власної маси M_0 і маси M_B вантажу або пасажирів. Вони наводяться в технічній літературі.

На стадії проектування АТЗ приймають незмінною номінальну масу вантажу згідно з технічним завданням, а власну масу ретельно обґрунтовує конструктор з метою її максимального зниження.

1.3.4. Повна колова сила на ведучих колесах АТЗ $P_{ко}$ з достатньою для практичних розрахунків точністю і з урахуванням умов експлуатації сучасних автотранспортних засобів може визначатися з формули тягової сили:

$$P_{ко} \approx P_T = \frac{M_K U_T \eta_m}{\tau_d}, \quad (1.16)$$

де M_K — момент двигуна; U_T — загальне передаточне число трансмісії.

Таким чином, для отримання залежності $P_{ко} = f(V)$ вихідними даними послуговують залежність $M_K = f(\omega)$ та рівняння зв'язку між швидкістю руху та кутовою швидкістю колінчастого вала двигуна:

$$V = \frac{\omega r_k}{U_T}.$$

1.4. Швидкісні характеристики автомобільного двигуна

Як вихідну залежність краще використовувати реальну швидкісну зовнішню характеристику (рис. 1.1а, 1.1б), яку одержують в результаті стендових випробувань, що проводяться по спеціальним стандартним методикам. Даними методиками регламентується комплектація двигуна, тобто перелік приладів, що залишаються на двигуні при стендових випробуваннях, а також методика обробки даних випробувань.

У відповідності до ГОСТ 14846-81 при визначенні потужності брутто із двигуна знімають глушник, радіатор, вентилятор та прилади, що обслуговують автомобіль (компресор, насос підсилювача та інше). Крім цього, результати випробувань приводяться до нормальних умов, тобто тиску навколишнього середовища 760 мм ртутного стовпчика, температури повітря 15° С та відносної вологості 50 %. Математичною обробкою даних стендових випробувань можливо отримати апроксимуюче рівняння для швидкісної зовнішньої характеристики двигуна з достатньо високим ступенем наближення. Але слід врахувати, що реальні розходження будуть більш значними, тому що в процесі роботи не залишаються незмінними витрати частини потужності двигуна на роботу допоміжних приладів і устаткування, а умови експлуатації двигуна на автомобілі відрізняються від приведених до нормальних за ГОСТ 14846-81. Внаслідок

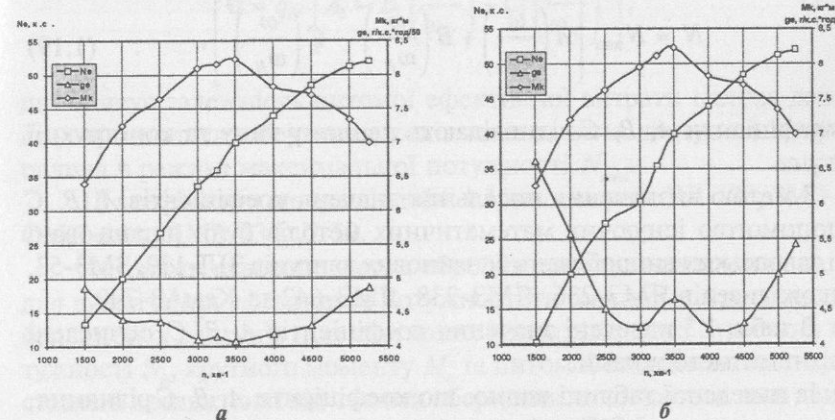


Рис. 1.1а. Зовнішні швидкісні характеристики двигунів:
а — MeM3-245, б — MeM3-246

цього реальна потужність, що передається від двигуна через трансмісію на ведучі колеса при будь-якому значенні частоти обертання колінчастого вала буде меншою у порівнянні з потужністю, яка відповідає тій же частоті обертання за зовнішньою швидкісною характеристикою (брутто). При цьому зменшення потужності прогресивно зростає із збільшенням частоти обертання колінчастого вала двигуна. Із емпіричних залежностей, що використовуються для побудови швидкісної зовнішньої характеристики двигуна, найбільш відоме рівняння Р.С.Лейдермана:

$$N = N_{\max} \left[A \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right) + B \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 - \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^3 \right], \quad (1.18)$$

де N та ω — поточні значення потужності та частоти обертання колінчастого вала двигуна; ω_N — частота обертання колінчастого вала при максимальній потужності; A, B — коефіцієнти, що характеризують тип двигуна.

Швидкісна зовнішня характеристика, що побудована за наведеною залежністю, не буде враховувати витрат потужності двигуна на роботу допоміжних агрегатів автомобіля. Ці витрати відображені в емпіричному рівнянні, що запропоноване І.О.Бескіним для визначення поточної потужності двигуна:

$$N = N_{\max} \left[A \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right) + B \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 - C \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^3 \right], \quad (1.19)$$

де коефіцієнти A, B, C відповідають певному типу та конструкції двигуна.

З метою визначення чисельних значень коефіцієнтів A, B, C за допомогою існуючих математичних методів були опрацьовані дані заводських випробувань бензинових двигунів ЗІЛ-130, ЗМЗ-53, а також дизелів ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, ЯМЗ-642 та КамАЗ-740.

В табл. 1.3 наведені значення коефіцієнтів A, B, C , обчислені за різними методиками.

Із наведеної таблиці видно, що коефіцієнти A, B, C рівняння, запропонованого І.О.Бескіним, дають занижені значення потужності двигуна в межах частот обертання, що є близькими до мак-

симальних. Так, при відношенні потокової ω та максимальної ω_N частот, що наближається за своїм значенням до одиниці, сума коефіцієнтів, що визначають потужність двигуна, складає 0,70...0,73 для бензинових двигунів і 0,74...0,77 — для дизелів. Тому ці коефіцієнти не можна прийняти для розрахунків. Запропоновані нами коефіцієнти A', B', C' дають значення потужності двигуна, що є близькими до дійсних.

В табл. 1.3 наведені також значення коефіцієнтів A_1, B_1, C_1 рівняння

$$q = q_N \left[A_1 - B_1 \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right) - C_1 \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 \right], \quad (1.20)$$

що описує залежність питомої ефективної витрати палива двигуном від частоти обертання колінчастого вала двигуна і витрати палива в режимі максимальної потужності $N_{\max}$.

Ці коефіцієнти наведені в табл. 1.3 для двигунів ЗІЛ-130, ЗМЗ-53, СМД-14А, ЯМЗ-236, Д-50.

Авторами створено метод обробки експериментальних даних для визначення ефективної потужності та питомої витрати палива бензинових двигунів при часткових навантаженнях. Значення потужності N_a , крутного моменту M_a та питомої витрати палива представлені в залежності від частоти обертання колінчастого вала двигуна ω і його навантаження, що представлене відносною величиною кута відкриття дросельної заслінки α .

Таблиця 1.3

Коефіцієнти емпіричних рівнянь для визначення швидкісної зовнішньої характеристики та питомої витрати палива двигуном

Емпіричні коефіцієнти	Тип двигуна	
	Бензиновий	Дизель
Рівняння (1.18)		
A	1,00	0,50
B	1,00	1,50
Рівняння (1.19)		
A	0,92	0,45
B	0,93...0,96	1,49...1,52
C	1,15	1,20
Рівняння (1.19)		
A'	0,93	0,48
B'	0,95	1,50
C'	1,05	1,18
Рівняння (1.20)		
A_1	1,20	1,55
B_1	1,00	1,55
C_1	0,80	1,00

Наведені в табл. 1.4 вирази для визначення потужності двигуна N_a і питомої витрати палива q_a — універсальні, тобто можуть бути використані для різних типів бензинових двигунів.

Часткові швидкісні характеристики дизелів визначаються сталим положенням важеля управління паливоподачею, яке відрізняється від положення, що відповідає повній подачі палива. По аналогії із бензиновими двигунами потужність дизеля на часткових навантаженнях визначається відносним ходом рейки паливного насоса Δ_1 , яке уявляє собою відношення поточного ходу до повного при максимальній потужності двигуна.

Емпіричні залежності ефективної потужності двигуна і питомої витрати палива в функції частоти обертання колінчастого вала двигуна ω і відносного ходу рейки паливного насоса Δ_1 при роботі дизеля на часткових навантаженнях одержані шляхом математичної обробки заводських характеристик дизелів ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, ЯМЗ-642 і КамАЗ-740.

Для різних значень Δ_1 і частот обертання ω рівняння відносної потужності записано у вигляді:

Таблиця 1.4

Залежності для визначення потужності та питомої витрати палива бензинового двигуна на часткових навантаженнях

Вихідні залежності	Коефіцієнти рівняння
1	2
$N_a = N_{\max} \left[N_0 + N_1 \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right) + N_2 \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 \right]$	$N_0 = -0,075 - 0,309\alpha + 0,2574\alpha^2 + 0,125\alpha^3 - 0,1734\alpha^4$
	$N_1 = 1,022 + 7,165\alpha - 21,12\alpha^2 + 25,5\alpha^3 - 10,54\alpha^4$
	$N_2 = -3,3 + 5,97\alpha - 2,04\alpha^2 - 13,34\alpha^3 + 7,78\alpha^4$
$q_a = q_N \left[q_0 + q_1 \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right) + q_2 \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 \right]$	$q_0 = 3,327 - 13,64\alpha + 29,9\alpha^2 - 28,3\alpha^3 + 9,84\alpha^4$
	$q_1 = -20,3 + 125,9\alpha - 293,61\alpha^2 + 295,9\alpha^3 - 108,2\alpha^4$
	$q_2 = 37,6 - 238,76\alpha + 559,5\alpha^2 - 565,2\alpha^3 + 207,2\alpha^4$

$$\frac{N}{N_{\max}} = N_0 + N_1 \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right) + N_2 \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 \quad (1.21)$$

Аналогічно записане рівняння відносної витрати палива для дизеля:

$$\frac{q}{q_N} = q_0 + q_1 \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right) + q_2 \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 \quad (1.22)$$

В табл. 1.5 наведені значення коефіцієнтів N_0 , N_1 , N_2 для різних значень Δ_1 , а в табл. 1.6 наведені значення коефіцієнтів q_0 , q_1 , q_2 .

Подальша обробка результатів апроксимації емпіричних даних полягала у визначенні коефіцієнтів $N_0(\Delta_1)$, $N_1(\Delta_1)$, $N_2(\Delta_1)$, $q_0(\Delta_1)$, $q_1(\Delta_1)$, $q_2(\Delta_1)$ як функцій відносного ходу рейки паливного насоса (Δ_1).

Як показав аналіз, найменша основна похибка апроксимації досягається при використанні полінома третього ступеня для відносної потужності і полінома четвертого ступеня — для відносної витрати палива, тобто

$$y = A_{11} + A_{12}\Delta_1 + A_{13}\Delta_1^2 + A_{14}\Delta_1^3 + A_{15}\Delta_1^4, \quad (1.23)$$

де A_{11} , ..., A_{15} — сталі коефіцієнти, які залежать від величини відносного ходу рейки паливного насоса Δ_1 .

Коефіцієнти поліномів наведені в табл. 1.7.

Таблиця 1.5

Коефіцієнти рівняння (1.21) для різних значень Δ_1

Δ_1	$N_0(\Delta_1)$	$N_1(\Delta_1)$	$N_2(\Delta_1)$	Основна похибка
1	2	3	4	5
0,1	-0,02741	0,19835	-0,07029	0,00195
0,2	-0,06192	0,41434	-0,15074	0,00436
0,3	-0,08595	0,60249	-0,21492	0,00598
0,4	-0,10375	0,78888	-0,26268	0,00687
0,5	-0,12776	0,95780	-0,32685	0,00892
0,6	-0,15186	1,14360	-0,38806	0,01107
0,7	-0,17671	1,33183	-0,45074	0,01235
0,8	-0,20600	1,55474	-0,52388	0,01306
0,9	-0,22649	1,71117	-0,57910	0,01550
1,0	-0,25789	1,91771	-0,65373	0,01762

Таблиця 1.6

Коефіцієнти рівняння (1.22) для різних значень Δ_1

Δ_1	$q_0(\Delta_1)$	$q_1(\Delta_1)$	$q_2(\Delta_1)$	Основна похибка
0,2	1,70964	-1,40527	1,35820	0,00757
0,3	1,45853	-1,07300	0,96119	0,00519
0,4	1,20794	-0,59690	0,62239	0,01292
0,5	1,14393	-0,57283	0,56866	0,00584
0,6	1,08591	-0,48380	0,47164	0,00816
0,7	1,06637	-0,48484	0,44179	0,00656
0,8	1,08223	-0,53894	0,45373	0,00360
0,9	1,11554	-0,60752	0,47910	0,00188
1,0	1,15875	-0,65681	0,49851	0,00385

Таблиця 1.7

Коефіцієнти емпіричного рівняння (1.23) для визначення ефективної потужності двигуна та питомої витрати палива при часткових навантаженнях дизеля в залежності від величини відносного ходу рейки паливного насоса

Коефіцієнти	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	Основна похибка
1	2	3	4	5	6	7
$N_0(\Delta_1)$	0,00049	-0,3434	0,1878	-0,1223	-	2,2
$N_1(\Delta_1)$	0,00023	2,1080	-0,5400	0,3500	-	0,8
$N_2(\Delta_1)$	-0,00075	-0,7760	0,3480	-0,2260	-	1,7
$q_0(\Delta_1)$	2,86200	-8,0420	13,7690	-10,9300	3,5	2,5
$q_1(\Delta_1)$	-2,76000	8,2865	-8,1600	-0,0191	2,0	3,3
$q_2(\Delta_1)$	3,1898	-13,2800	24,8200	-21,2190	7,0	7,8

Як результат, швидкісну (зовнішню та часткову) характеристику дизеля можна побудувати за його максимальною потужністю $N_{\max}$, частотою обертання при максимальній потужності ω_N та питомою витратою палива q_N :

$$N(\Delta_1) = N_{\max} \left[N_0 + N_1 \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right) + N_2 \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 \right];$$

$$q(\Delta_1) = q_N \left[q_0 + q_1 \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right) + q_2 \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 \right].$$

Значення коефіцієнтів $N_0, N_1, N_2, q_0, q_1, q_2$ наведені в табл. 1.7.

Після визначення потужності обчислюють крутний момент двигуна за виразом:

$$M_k = 1000 \frac{N}{\omega}$$

В розрахунках показників тягово-швидкісних властивостей більш зручним є використання залежності $M_k = f(\omega)$ у вигляді

$$M_k = a\omega^2 + b\omega + c, \quad (1.24)$$

де a, b, c — сталі коефіцієнти, котрі визначають за допомогою інтерполяційної формули Лагранжа:

$$a = \frac{M_{\min}}{A_{11}} + \frac{M_{\max}}{A_{12}} + \frac{M_N}{A_{13}},$$

$$b = \frac{(\omega_N + \omega_M)M_{\min}}{A_{11}} + \frac{(\omega_{\min} + \omega_N)M_{\max}}{A_{12}} + \frac{(\omega_M + \omega_{\min})M_N}{A_{13}},$$

$$c = M_{\min} \frac{(\omega_N + \omega_M)}{A_{11}} + M_{\max} \frac{(\omega_{\min} + \omega_N)}{A_{12}} + M_N \frac{(\omega_M + \omega_{\min})}{A_{13}},$$

де $A_{11} = \omega^2_{\min} - \omega_{\min}(\omega_N + \omega_M) + \omega_M\omega_N$,

$$A_{12} = \omega^2_M - \omega_M(\omega_{\min} + \omega_N) + \omega_N\omega_{\min},$$

$$A_{13} = \omega^2_N - \omega_N(\omega_M + \omega_{\min}) + \omega_M\omega_{\min},$$

$M_{\min}, \omega_{\min}$ — крутний момент та усталена мінімальна частота обертання колінчастого вала двигуна $\omega_{\min} = (0,3 \dots 0,4)\omega_N$.

З урахуванням залежностей $M_k = f(\omega)$ та $V = F(\omega)$ тягова сила на ведучих колесах визначиться:

$$P_T = A_i V^2 + B_i V + C_i, \quad (1.25)$$

де $A_i = a \frac{U_i^3 \eta_m}{r_d r_k^2}$, $B_i = b \frac{U_i^2 \eta_m}{r_d r_k}$, $C_i = c \frac{U_i \eta_m}{r_d}$, U_i — передаточне відношення трансмісії на i -й передачі.

1.5. Силовий баланс АТЗ

При складанні рівняння руху автопоїзд, якщо не має необхідності визначати сили P_c в зчпному пристрої, можна, вважаючи ці сили внутрішніми, замінити його одним автомобілем, який має масу $M_{\text{ан}}$, що дорівнює масі автопоїзда. В цьому випадку рівняння руху можна записати у вигляді:

$$M_{anj} = X_2 - X_1 - P_h - P_n, \quad (1.26)$$

де X_1, X_2 — дотичні реакції на колесах переднього та заднього мостів у тягача автопоїзда.

Після розкриття реакцій X_1, X_2 рівняння руху записують у вигляді:

$$P_T = P_f + P_h + P_n + P_j = P_\psi + P_h + P_j, \quad (1.27)$$

де P_T — тягова сила на ведучих колесах автомобіля, $P_T = \frac{M_{кв}}{r_d}$; $M_{кв}$ —

крутний момент на ведучих колесах автомобіля, $M_{кв} = M_k U_{mp} \eta_m$; U_{mp} — загальне передаточне відношення механізмів трансмісії автомобіля; η_m — механічний ККД трансмісії; r_d — динамічний радіус колеса.

Рівняння (1.27) називають рівнянням силового або тягового балансу автотранспортного засобу.

В тих випадках, коли є необхідність визначення сил P_c взаємодії в зчіпних пристроях, необхідно скласти рівняння руху кожної ланки автопоїзда. При аналізі тягових властивостей автотранспортного засобу знання сил P_c необхідне для визначення нормальних реакцій, що діють на колеса кожної із осей автопоїзда.

Рівняння силового балансу тягача записується у вигляді:

$$P_T = P_{пт} + P_{ft} + P_{вт} + P_{jt} + P_{ст}, \quad (1.28)$$

де $P_{ст}$ — сила взаємодії в зчіпному пристрої тягача.

Індекс «т» в правій частині рівняння показує, що дані величини відносяться тільки до тягача. Рівняння руху причепа має вигляд:

$$M_n j = P_{ст} - P_{fn} - P_{hn} - P_{nn} - P_{cn}, \quad (1.29)$$

де M_n — маса причепа; $P_{hn} = M_n g \sin \alpha \approx M_n i$ — сила опору підйому причепа; P_{nn} — сила опору повітря причепа; P_{cn} — сила взаємодії в задньому зчіпному пристрої, яка направлена проти руху причепа; $P_{fn} = M_n g f \cos \alpha$ — сила опору кочення коліс причепа.

По аналогії з рівняннями силового балансу автотранспортного засобу рівняння силового балансу причепа можна записати у вигляді

$$P_{cm} = P_{hn} + P_{fn} + P_{nn} + P_{jn} + P_{cn}, \quad (1.30)$$

де

$$P_{jn} = M_n \delta_{2n} j_n, \quad \delta_{2n} = 0,04 \left(\frac{n_{кп}}{n_{кт}} \right), \quad (1.31)$$

де $n_{кп}$ — число коліс причепа; $n_{кт}$ — число коліс тягача.

Враховуючи те, що значна частина сили опору повітря сприймається автомобілем-тягачем, то коефіцієнт обтічності причепа слід брати меншим, ніж тягача ($K_{вп} = 0,25 K_{вт}$).

Розрахунки слід починати із заднього причепа, для якого $P_c = 0$. Сила $P_{ст}$ заднього причепа рівна, але протилежна по знаку силі $P_{ст}$ наступного причепа і т.д. Якщо прийняти це до уваги, то силу $P_{ст}$, що діє на тягач, можна знайти із рівняння:

$$P_{ст} = \sum M_n g \sin \alpha + \sum M_l g f_v \cos \alpha + \sum P_{nn} + \sum M_n \delta_{2n} j_a, \quad (1.32)$$

де $\sum M_n$ — сумарна маса всіх причепів; $\sum P_{nn}$ — сумарна сила опору повітря всіх причепів.

Силою, що примушує автомобіль рухатися, є колова сила на ведучих колесах P_{ko} (1.16). Від ведучих коліс до рами автомобіля передається поздовжня сила P_{x2} , що забезпечує подолання автомобілем сил опору його руху:

$$P_{x2} = P_n + P_h + P_j + P_{x1}, \quad (1.33)$$

де P_{x1} — сила, потрібна для забезпечення кочення ведених коліс

$$P_{x1} = f R_{x1} + \sum_{i=1}^k \frac{I_{ki}}{r_d} \frac{d\omega_k}{dt} \quad (1.34)$$

Підставивши (1.16) та (1.34) в (1.33), одержимо:

$$\begin{aligned} \frac{M_k u_m \eta_m}{r_d} - \left(\gamma M_k + I_m \frac{u_m}{r_d} \eta_m \frac{d\omega}{dt} \right) - \sum_{i=1}^n \frac{I_{ni}}{r_d} \frac{d\omega_n}{dt} = \\ = P_f + P_h + P_n \sum_{i=1}^n \frac{I_{ni}}{r_d} \frac{d\omega_n}{dt} + M_a \frac{dv}{dt}, \end{aligned} \quad (1.35)$$

де n та k — кількість ведучих та ведених коліс; γ — коефіцієнт, що враховує зниження крутного моменту внаслідок неусталеного режиму роботи двигуна (у розрахунках допустимо задавати $\gamma \approx 1$).

Використовуючи співвідношення $\omega_k = \frac{V}{r_k}$, $\omega_k = \frac{\omega}{u_m}$, після перетворення одержимо:

$$\begin{aligned} \frac{M_k u_m \eta_m}{r_d} = P_f + P_h + P_n + \\ + M_a \left[1 + \frac{(\gamma M_k + I_m) u_m^2}{M_a r_d r_k} \eta_m + \sum_{i=1}^z \frac{I_k}{M_a r_k r_d} \right] \frac{dV}{dt} \end{aligned} \quad (1.36)$$

Позначимо

$$\delta = \left[1 + \frac{(\gamma M_k + I_m) u_m^2}{M_a r_d r_k} \eta_m + \sum_{i=1}^z \frac{I_k}{M_a r_k r_d} \right], \quad (1.37)$$

де z — загальна кількість коліс.

Силу, що витрачається на розганяння мас автомобіля, які рухаються поступально та обертально, можна записати так:

$$P_j = \delta M_a \frac{dV}{dt} \quad (1.38)$$

Враховуючи (1.35) та (1.38), рівняння (1.33) можна подати у вигляді:

$$P_T = P_f + P_h + P_j + P_n. \quad (1.39)$$

Рівняння (1.39) називається рівнянням силового балансу АТЗ.

1.6. Тягова і динамічна характеристики АТЗ

Графічне зображення силового балансу в координатах $V_a - P_p$ називають тяговою характеристикою автомобіля.

Головним недоліком тягової характеристики є те, що її неможливо використовувати для порівняльної оцінки тягово-швидкісних властивостей автомобіля, оскільки в автомобілів з різною повною масою будуть різні колові сили на ведучих колесах. Тому замість неї використовують динамічну характеристику автомобіля (рис. 1.2), яка показує змінювання від швидкості V його динамічного фактора, визначеного за рівнянням:

$$D = \frac{P_T - P_n}{G_a} = \frac{P_a}{G_a}, \quad (1.40)$$

де $P_a = P_T - P_n$ — залишкова сила тяги, котра може бути використана на подо-

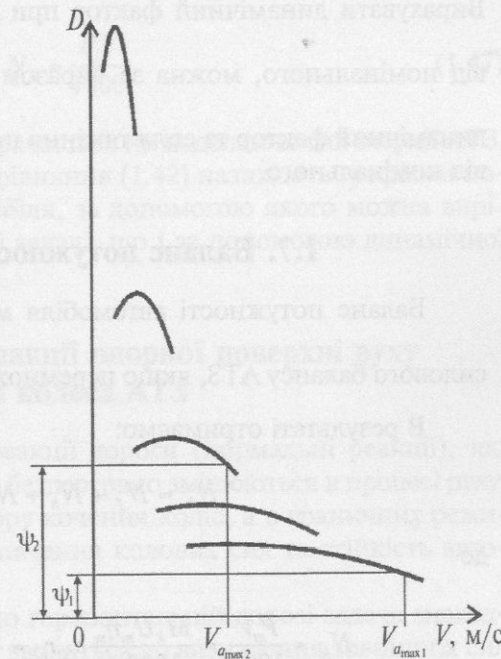


Рис. 1.2. Динамічна характеристика автомобіля

лання сил опору дороги та розганання автомобіля; G_a — сила тяжіння від повної маси автомобіля.

Приймаючи до уваги рівняння тягового балансу автомобіля, вираз для динамічного фактору можна записати так:

$$D = f \cos \alpha \pm \sin \alpha \pm \frac{\delta}{g} \frac{dV}{dt}, \text{ або } D = \psi \pm \frac{\delta}{g} \frac{dV}{dt} \quad (1.41)$$

При усталеному русі $D = \psi$, що дозволяє зразу знайти максимальну швидкість руху автомобіля в заданих умовах. Так, коефіцієнтам ψ_1 і ψ_2 відповідають швидкості $V_{a \max 1}$ і $V_{a \max 2}$.

За допомогою динамічної характеристики можна порівнювати тягово-швидкісні властивості автомобілів з різною повною масою. У той же час, слід зазначити, що при змінюванні навантаження автомобіля змінюється і його динамічна характеристика. Вирахувати динамічний фактор при навантаженні, що різниться

від номінального, можна за виразом $D' = D \frac{G'}{G_a}$, де D' та G' — динамічний фактор та сила тяжіння при навантаженні, відмінному від номінального.

1.7. Баланс потужності автомобіля

Баланс потужності автомобіля можна одержати із рівняння силового балансу АТЗ, якщо перемножити всі його члени на $\frac{V}{1000}$.

В результаті отримаємо:

$$N_k = N_f + N_h + N_n + N_j, \quad (1.42)$$

де

$$N_k = \frac{P_m V}{1000} = \frac{M_k U_m \eta_m}{1000 r_d} \omega_k r_k = \frac{M_k \omega_e \eta_m}{1000 r_d} r_k = N \eta_m \frac{r_k}{r_d}, \quad (1.43)$$

N_k — повна тягова потужність, кВт;

$$N_f = \frac{P_f V}{1000} = \frac{M_a g f \cos V}{1000}, \quad (1.44)$$

N_f — потужність, яка витрачається на подолання опору кочення коліс;

$$N_h = \frac{P_h V}{1000} = \frac{M_a g \sin \alpha}{1000} V \approx \frac{M_a g i}{1000} V, \quad (1.45)$$

N_h — потужність, що витрачається на подолання підйому дороги;

$$N_n = \frac{P_n V}{1000} = \frac{k F V^3}{1000}, \quad (1.46)$$

N_n — потужність, яка витрачається на подолання опору повітря;

$$N_j = \frac{P_j V}{1000} \quad (1.47)$$

N_j — потужність, яка витрачається на подолання сил інерції АТЗ.

Графічне зображення рівняння (1.42) називають графіком потужнісного балансу автомобіля, за допомогою якого можна вирішувати ті ж експлуатаційні задачі, що і за допомогою динамічної характеристики.

1.8. Нормальні реакції опорної поверхні руху на колеса АТЗ

Нормальні складові реакції дороги (нормальні реакції), які діють на колеса автомобіля, безперервно змінюються в процесі руху. Вони визначають сили опору кочення коліс, а в граничних режимах руху — максимальні значення колових сил та стійкість автомобіля.

При русі автомобіля по горизонтальній дорозі задача знаходження нормальних реакцій зводиться до визначення зовнішніх сил та моментів, котрі діють на автомобіль, та складання рівнянь моментів відносно вертикальної осі коліс одного з мостів автомобіля.

Наприклад, для знаходження нормальної реакції R_{z2} під задніми колесами відповідно до схеми, наведеної на рис. 1.3, слід скласти рівняння моментів відносно опорних точок передніх коліс.

Для автопоїзда, який складається з тягача та причепа, можна записати:

$$R_{z2}L = P_n h_g + P_j h_g + P_h h_g + G_a a \cos \alpha + P_{nn} h_{kp} + P_{nnz}(L + c) + M_{f1} + M_{f2} \quad (1.48)$$

Звідки

$$R_{z2} = \frac{1}{L} [P_n h_g + P_j h_g + P_h h_g + G_a a \cos \alpha + P_{nn} h_{kp} + P_{nnz}(L + c) + M_{f1} + M_{f2}] \quad (1.49)$$

Якщо прийняти

$$P_{nnz} = 0; P_{nn} = (f \pm i)G_n + M_n \frac{dV}{dt} + \frac{\sum I_k}{r_d} \frac{dV}{dt};$$

$$M_{f1} + M_{f2} = M_f = fG_a r_d; \sin \alpha = i; \cos \alpha = 1,$$

то з рівняння (1.49) одержимо:

- для автопоїзда

$$R_{z2} = \frac{1}{L} [(a + f r_d)G_a + (G_a h_g + G_n h_{kp})i + (M_a h_g + \delta_n M_n h_{kp}) \frac{dV}{dt} + f G_n h_{kp} + P_n h_g], \quad (1.50)$$

$$\text{де } \delta_n = 1 + \frac{\sum I_{kn}}{r_d M_n};$$

- для одиночного автомобіля

$$R_{z2} = \frac{1}{L} [(a + f r_d \pm i h_g)G_a + M_a h_g \frac{dV}{dt} + P_n h_g] \quad (1.51)$$

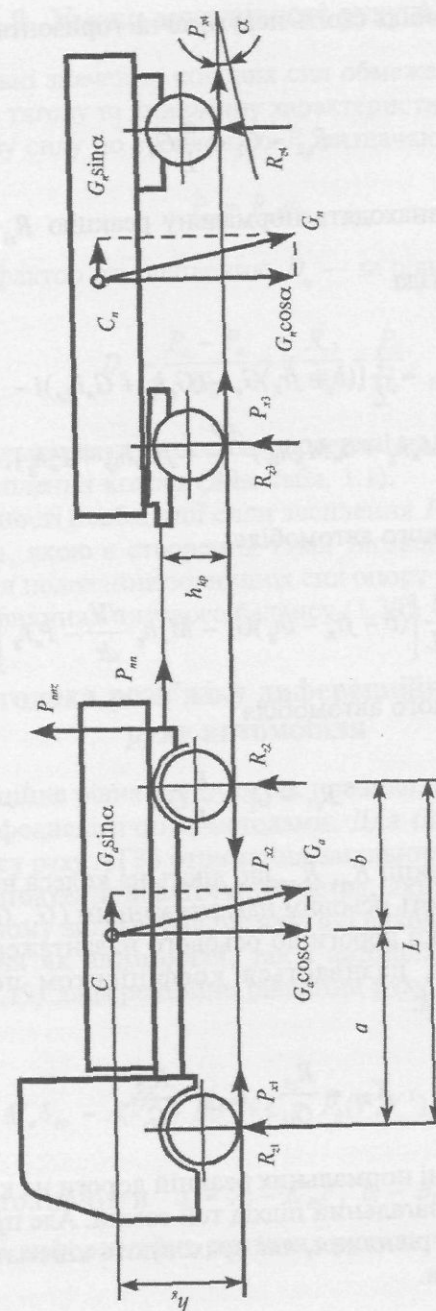


Рис. 1.3. До визначення нормальних реакцій опорної поверхні на колеса ДТЗ

Якщо автомобіль стоїть нерухомо на горизонтальній поверхні, тоді:

$$R_{z2} = G_2 = \frac{a}{L} G_a \quad (1.52)$$

Аналогічно знаходять нормальну реакцію R_{z1} під передніми колесами:

- для автопоїзда

$$R_{z1} = \frac{1}{L} [(b + fr_d) G_a - (G_a h_g + G_n h_{kp}) i - (M_a h_g + \delta_n M_n h_{kp}) \frac{dV}{dt} - f G_n h_{kp} + P_n h_g]; \quad (1.53)$$

- для одиночного автомобіля

$$R_{z1} = \frac{1}{L} [(b - fr_d - ih_g) G_a - M_a h_g \frac{dV}{dt} - P_n h_g]; \quad (1.54)$$

- для нерухомого автомобіля

$$R_{z1} = G_1 = \frac{b}{L} G_a. \quad (1.55)$$

Нормальні реакції R_{z1} , R_{z2} , що діють на колеса нерухомого автомобіля, дорівнюють осьовим навантаженням (G_1 , G_2). Відношення нормальної реакції дороги до осьового навантаження автомобіля, що рухається, називається коефіцієнтом перерозподілу нормальних реакцій:

$$K_{R1} = \frac{R_{z1}}{G_1}, \quad K_{R2} = \frac{R_{z2}}{G_2}. \quad (1.56)$$

При визначенні нормальних реакцій дороги на колеса багато-вісних автомобілів загальний підхід той самий. Але при цьому слід скласти додаткові рівняння, які враховують кінематику підвіски та її характеристики.

1.9. Умови можливості руху АТЗ

Максимальні значення колових сил обмежені умовами зчеплення. Тому на тягову та динамічну характеристики наносять лінії P_φ та D_φ . Колову силу по зчепленню P_φ визначають як

$$P_\varphi = R_{z2} \varphi, \quad (1.57)$$

а динамічний фактор по зчепленню D_φ — за рівнянням:

$$D_\varphi = \frac{P_\varphi - P_n}{G_a} = \varphi \frac{R_{z2}}{G_a} - \frac{P_n}{G_a}, \quad (1.58)$$

де R_{z2} — нормальна реакція опорної поверхні на ведучі колеса; φ — коефіцієнт зчеплення колеса (див. табл. 1.1).

При наявності необхідної сили зчеплення P_φ має виконуватися друга умова, якою є створення такої тягової сили P_T , що буде достатньою для подолання зовнішніх сил опору рухові автомобіля, визначених рівнянням тягового балансу (1.39).

1.10. Методика розв'язку диференційного рівняння руху автомобіля

Диференційне рівняння руху, як правило, розв'язують графічним або графоаналітичним методами. Для більш поглибленого аналізу процесу руху АТЗ і отримання загальних залежностей доцільно використовувати аналітичний метод, який дозволяє розглянути в загальному вигляді ряд питань, які виходять за межі тягового дослідження як автомобіля, так і автопоїзда. З урахуванням залежності (1.19) диференційне рівняння руху АТЗ записується у вигляді:

$$\frac{dV}{dt} M_a \delta_{vp} = A_1 V^2 + B_1 V + C_1 - P_0(V, V^2) \pm G_a \sin \alpha. \quad (1.59)$$

Якщо позначити $a_1 = A_1 - K_B F$, $b_1 = B_1 - K_f M_a g$, $c_1 = C_1 - f_0 M_a g$, тоді диференційне рівняння руху запишеться у вигляді

$$\frac{dV}{dt} M_a \delta_{вр} = a_1 V^2 + b_1 V + c_1 \quad (1.60)$$

Основною змінною в цьому рівнянні є лінійна швидкість руху. В зв'язку з цим для інтегрування рівняння всі члени його правої частини повинні бути виражені відносно лінійної швидкості руху.

Рівняння (1.60) використовують для розв'язку задач, що пов'язані як з усталеним рухом АТЗ (тоді ліва частина рівняння дорівнює нулю, і диференціальне рівняння перетворюється в алгебраїчне), так і з несталим рухом (прискорений рух, уповільнений рух). Рівняння (1.60) дозволяє визначити різні показники тягово-швидкісних властивостей як тих, які нормовані держстандартами, так і тих, що рекомендовані різними дослідниками.

1.11. Задачі для засвоєння учбового матеріалу розділу 1

Загальні теоретичні положення прямолінійного поступального руху автомобіля складають фундаментальну основу для визначення переважної більшості показників його техніко-експлуатаційних властивостей. З метою глибокого засвоєння положень розділу 1 визначено окремі завдання у вигляді простих і більш складних задач, для вирішення яких достатньо скористатися персональним комп'ютером та простим програмуванням. У запропонованих задачах звертається увага на реальні фізичні процеси взаємодії автомобіля з дорогою і повітряним середовищем, функціонування системи «двигун-трансмсія» в різних умовах переміщення АТЗ. Визначення діючих на автомобіль зовнішніх сил та його балансу потужності, розв'язання поставлених задач допомагає виконавцеві осмислити та запам'ятати термінологію динаміки автомобіля, відповідні математичні залежності та рівняння. При цьому корисно зафіксувати у своїй пам'яті призначення найважливіших параметрів та експериментальних коефіцієнтів, пов'язаних із розрахунками характеристик руху АТЗ. Методичні рекомендації стосовно підготовки вихідних даних та вирішення задач систематизовано викладені у розділі 7.

Задача 1.1. Автомобіль (тип та марку автомобіля обрати самостійно) при усталеному поступальному русі послідовно проїздить по горизонтальних відрізках маршруту, що мають покриття: а) рівне асфальтобетонне; б) бруківка; в) піщаний масив. Обчислити в кожному випадку, яка потрібна повна колова сила тяги автомобіля та

на якій передачі її можна досягти. У висновках оцінити вплив відповідного коефіцієнту опору кочення коліс (див. табл. 1.1) на вибір передачі. Обчислити та порівняти потрібну потужність двигуна при русі із швидкістю 20 км/год.

Задача 1.2. Автопоїзд у складі автомобіля-тягача КамАЗ-5320 і причепа ГKB-8350 рухається по дорозі з асфальтобетонним покриттям і переїздить з горизонтального відрізка на підйом дороги $i = 0,05$. Визначити методом розрахунків: а) яку передачу потрібно водієві включити на початку; б) чи можливо подолати повну довжину (600 м) цього підйому без переключення на нижчу передачу, якщо здійснити попередній розгін автопоїзда до потрібної для цього швидкості. Встановити її значення, починаючи від швидкості 45 км/год.

Задача 1.3. Легковий автомобіль ВАЗ-2109 досягає на горизонтальній дорозі I категорії усталеної швидкості, максимальної за технічною характеристикою. Визначити колову силу та використану потужність для подолання опору повітря та порівняти з силою та потужністю опору кочення коліс. Для продовження такого аналізу повторити розрахунки при швидкостях руху 0,75; 0,50; 0,25 від максимальної, а також при умові збільшення коефіцієнту обтічності та лобової площі F на 15 % при встановленні багажника. Побудувати графіки залежності $F_n = f(V)$, $N_n = f(V)$, $f = f(V)$.

Задача 1.4. При розгоні автомобіля ГАЗ-5327 на ведучих колесах реалізується достатня колова сила P_T . Визначити величину сили опору при розгоні P_j та обчислити досягнуте прискорення автомобіля у варіантах: а) друга передача; максимальний крутний момент двигуна M_{kmax} ; коефіцієнт опору дороги $\psi = 0,02$; б) вища передача, крутний момент двигуна — $0,75 M_{kmax}$; $\psi = 0,035$. Опір повітря рухові автомобіля допустимо не враховувати.

Задача 1.5. Для заданого автомобіля обчислити та порівняти складові частини силового балансу у варіантах руху: а) максимальна швидкість на вищій передачі, $\psi = 0,025$; б) подолання підйому $i = 0,06$ при $f = 0,015$; в) розгін на 2-ій передачі, при M_{kmax} , $\psi = 0,02$; г) горизонтальний піщаний масив, $\psi = 0,25$, усталена швидкість руху на 1-ій передачі. По всіх варіантах підрахувати потрібну повну окружну колову силу P_T .

Задача 1.6. Для окремих випадків усталеного руху заданого вантажного автомобіля типу 4×2 по дорозі необхідно визначити: на якій передачі та з якою найбільшою швидкістю можливо подолати ділянки шляху, що характеризуються коефіцієнтом опору руху: 0,02; 0,04; 0,12.

Задача 1.7. Для заданого автомобіля розрахувати на усіх передачах його тягову характеристику та побудувати її графік. З використанням рівняння силового балансу графічним методом визначити наступні параметри руху автомобіля: а) максимальна можлива швидкість руху при коефіцієнті опору дороги — 0,015; 0,035; 0,18; б) максимальні підйоми, які долаються автомобілем на кожній передачі при коефіцієнті опору кочення коліс 0,025; в) прискорення на другій та вищій передачах при коефіцієнті $f = 0,02$. За одержаними результатами оцінити тягові властивості автомобіля при використанні кожної ступені трансмісії.

Задача 1.8. Для заданого автомобіля обчислити параметри та побудувати графік динамічної характеристики. Визначити із використанням рівняння динамічного фактора та графічним методом такі чисельні показники тягових можливостей автомобіля: а) максимальний опір дороги $\psi_{\max}$; б) максимальні підйоми, що долаються на кожній передачі при коефіцієнті $f = 0,02$; в) максимальну швидкість усталеного руху при коефіцієнті $\psi = 0,04$; 0,08; 0,12; 0,18.

Задача 1.9. Зробити розрахунки та побудувати номограму динамічної характеристики автомобіля при змінному навантаженні. Провести порівняння тягових властивостей, вказаних у задачі 1.8, у випадках використання автомобіля: а) без навантаження; б) з номінальним навантаженням; в) з причепом масою 0,5; 0,8; 1,0 від номінальної його вантажопідйомності.

Задача 1.10. Для випадку прискореного руху заданого автомобіля на підйомі дороги порівняти та дати аналіз складових частин балансу потужності. Розглянути 3—4 варіанти зміни умов руху, заданих такими значеннями вихідних параметрів: коефіцієнт опору кочення коліс — 0,02; 0,035; підйом дороги — 0,0; 0,03; 0,06; швидкість руху та прискорення — на другій передачі (10 км/год; 1,5 м/с²), третій передачі (30 км/год; 0,8 м/с²), вищій (прямій) передачі (60 км/год; 0,04 м/с²).

Задача 1.11. Встановити розрахункові значення нормальних опорних реакцій R_{z1} , R_{z2} і коефіцієнту перерозподілу реакцій K_{R2} для заданого автомобіля типу 4×2 у випадку розгону на третій передачі по дорозі з параметрами $f = 0,02$; $i = 0,04$ та $j = 0,6$ м/с². Перевірити можливість руху автомобіля у разі, коли на обledenілому покритті коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з дорогою знизився до $\varphi = 0,10$. Для вирішення задачі використати рівняння нормальних реакцій, силового балансу і умов забезпечення руху автомобіля.

Задача 1.12. Для заданого вантажного автомобіля типу 4×2 визначити: а) на якій передачі, з якою найбільшою швидкістю можливо подолати відрізок шляху з параметрами $f = 0,03$ та $i = 0,04$; б) чи можливий рух при умовах пункту «а», якщо через засніження покриття коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою знизився до $\varphi = 0,15$; в) які значення нормальних опорних реакцій R_{z1} , R_{z2} і коефіцієнту перерозподілу реакцій K_{R2} діятимуть на автомобіль у випадку розгону на 3-ій передачі по дорозі з параметрами $f = 0,02$, $i = 0,03$ і прискоренням $j = 0,6$ м/с².

Задача 1.13. Для заданого вантажного автомобіля передбачені його модифікації для різних дорожніх умов експлуатації. Зокрема, розглядається варіант встановлення ведучих мостів, які різняться на 8—12 % передаточним числом U_0 головної передачі, допускаючи відхилення у максимальній швидкості руху до 10—15 %. Характеризуючи типові умови руху автомобіля коефіцієнтом опору дороги 0,02—0,035—0,05, проаналізувати вплив параметру U_0 (в трьох варіантах) на можливість руху автомобіля на вищій передачі та очікувану максимальну швидкість руху АТЗ. Зробити висновок про раціональний вибір значення U_0 .

Задача 1.14. Розрахувати та побудувати графіки динамічної характеристики автомобіля за відомими конструктивними параметрами у двох варіантах — при встановленні коробки передач з двома різними кількостями передач (3 та 5 у легкового і 5—8 (10) у вантажного автомобілів). Оцінити вплив цього фактору на тягові показники та швидкісні якості автомобіля, доцільність збільшення кількості ступенів в трансмісії.

Задача 1.15. Провести розрахунки динамічного фактора і динамічної характеристики автомобіля за умовою зчеплення ведучих коліс з поверхнею дороги при значеннях коефіцієнту зчеплення — 0,1; 0,25; 0,50; 0,75. З метою порівняння впливу конструктивних параметрів здійснити розрахунки та порівняння результатів у варіантах: а) для неповноприводного автомобіля ВА3-2109 при $K_{R2} = 1,1$ і 1,2; б) для повноприводного автомобіля ВА3-2121.

Розділ 2. ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЯ

2.1. Вибір та обґрунтування вихідних даних до тягового розрахунку при конструюванні автомобіля

Для автомобілів, що проектуються, конструктивні параметри визначаються в такій послідовності.

Власну масу автомобіля визначають:

$$M_0 = M_B q,$$

де M_B — вантажопідйомність автомобіля, т; q — коефіцієнт тари (приймається з табл. 2.1).

Якщо вказана у завданні вантажопідйомність автомобіля не збігається з наведеною в таблиці 2.1, то коефіцієнт q , що відповідає заданій вантажопідйомності, можна визначити на підставі даних таблиці 2.1 побудувавши на міліметровому папері залежність $q = f(M_B)$.

Для повноприводних автомобілів значення коефіцієнта q наведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2

$M_B, \text{т}$	1,5	3,0	5,0	8,0	12,0
q	1,15	0,80	0,70	0,65	0,62

Колісна формула автомобіля	4×4	6×6	8×8
q	1,6...1,7	1,4...1,5	1,3...1,4

Власну масу легкового автомобіля визначають в залежності від робочого об'єму двигуна, а автобусів — від їх довжини та призначення, орієнтуючись на однотипні існуючі конструкції з урахуванням перспектив розвитку автомобілів даного класу.

Повна маса автомобіля визначається як:

- для вантажних автомобілів

$$M_a = M_0 + M_B \quad (2.1)$$

- для легкових автомобілів та автобусів

$$M_a = M_0 + M_{BH} + M_{П}, \quad (2.2)$$

де M_{BH} — маса вантажу, $M_{BH} = 10n$; $M_{П}$ — маса пасажирів разом з водієм, $M_{П} = 75n$; n — число пасажирів.

За повною масою автомобіля та допустимим осьовим навантаженням (регламентуються Держстандартами та другими нормативними документами) визначають кількість мостів автомобіля. При визначенні кількості мостів бажано орієнтуватися на виконані конструкції і вибирати кількість ведучих мостів мінімальною. В цьому випадку конструкція трансмісії спрощується, а її коефіцієнт корисної дії — зростає.

Кількість мостів та взаємне розташування кабіни та двигуна визначають компоновальну схему вантажного автомобіля (рис. 2.1, 2.2). При цьому враховують, що автомобілі з колісними формулами 4×4, 6×6, 8×8 мають на всіх осях одинарні колеса.

Після вибору компоновальної схеми автомобіля визначають навантаження на його осі, приймаючи до уваги, що:

$G_2 = (0,70...0,75)G_a$ — для компоновальних схем, зображених на рис. 2.1а при двоскатних колесах задніх осей;

$G_2 = (0,66...0,70)G_a$ — для компоновальної схеми, зображеної на рис. 2.1б при двоскатних колесах задньої осі;

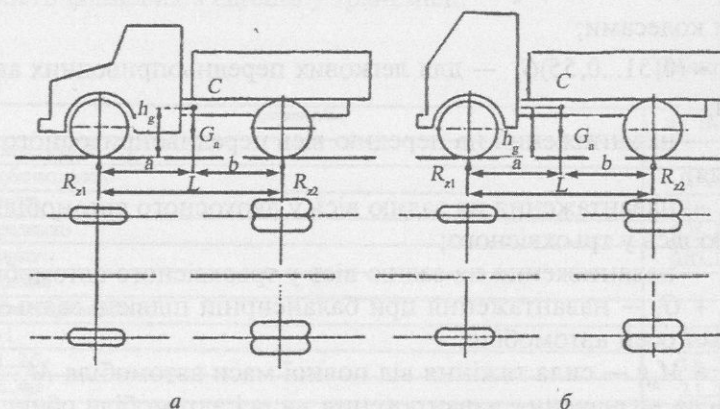


Рис. 2.1. Компоновальні схеми двовісних автомобілів: а — з кабіною за двигуном; б — з кабіною над двигуном

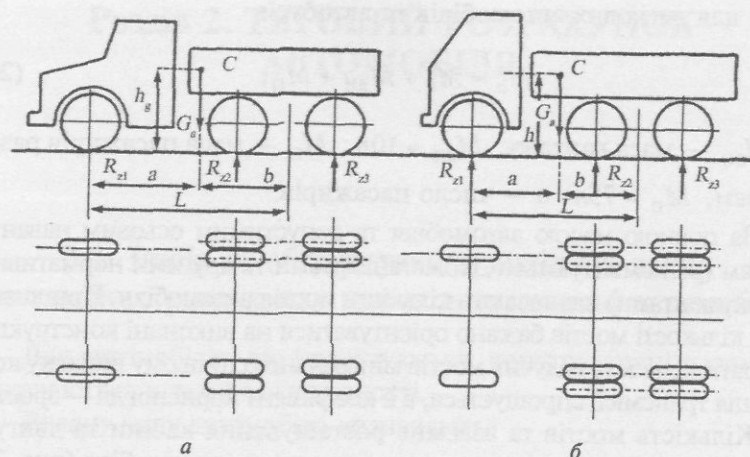


Рис. 2.2. Компонувальні схеми тривісних автомобілів:
а — з кабіною за двигуном; б — з кабіною над двигуном

$G_2 + G_3 = (0,75...0,78)G_a$ — для компоновальних схем, зображених на рис. 2.2а, 2.2б при двоскатних колесах на середній та задній осях;

$G_2 + G_3 = (0,68...0,74)G_a$ — для автомобілів з колісною формулою 6х6;

$G_2 = (0,50...0,56)G_a$ — для легкових автомобілів із задніми ведучими колесами;

$G_1 = (0,51...0,55)G_a$ — для легкових передньоприводних автомобілів;

G_1 — навантаження на передню вісь передньоприводного автомобіля;

G_2 — навантаження на задню вісь у двохосного автомобіля та середню вісь у трьохвісного;

G_3 — навантаження на задню вісь у трьохвісного автомобіля;

$G_2 + G_3$ — навантаження при балансирній підвісці задньої та середньої осей автомобіля;

$G_a = M_a g$ — сила тяжіння від повної маси автомобіля M_a .

Після визначення навантаження на осі автомобіля обчислюють навантаження на одне колесо осі

$$G_k = \frac{G_i}{n} \quad (2.3)$$

де G_i — навантаження на i -ту вісь автомобіля; n — кількість коліс на осі.

По більшому навантаженню на колесо вибирають тип та розмір шин, керуючись державними стандартами. Вказаний в стандарті статичний радіус колеса r_c в подальших розрахунках приймають рівним динамічному радіусу r_d та радіусу кочення колеса r_k .

Базу, колію, висоту та ширину автомобіля вибирають орієнтуючись на виконанні конструкції. За геометричними параметрами обчислюють площу F поперечного перерізу автомобіля та фактор обтічності W (див. розділ 1.2.3):

Орієнтовні значення фактора обтічності наведені в табл. 2.3.

Механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) залежить від кількості і властивостей кінематичних пар, що передають механічну енергію від колінчастого вала двигуна до ведучих коліс автомобіля:

$$\eta_m = 0,98^k 0,97^l 0,995^m 0,999^n \quad (2.4)$$

де k — кількість пар циліндричних шестерень, через які передається в трансмісії крутний момент, коли автомобіль рухається на певній передачі; l — кількість пар конічних (гіпоідних) шестерень у трансмісії; m — кількість карданних шарнірів у трансмісії; n — кількість шліцевих з'єднань у трансмісії.

Таблиця 2.3

Тип автомобіля	W , Нс ² /м ²
Легкові, класів:	
- особливо малого	0,5...0,6
- малого	0,6...0,7
- середнього	0,75...0,78
- великого	0,85...0,95
Вантажні:	
вантажопідйомність, т	
- до 1	1,2...1,5
- 1,1...2,5	1,6...2,0
- 2,6...4,0	2,1...2,8
- понад 4,0	2,9...3,5
Автобуси середньої та великої пасажиромісткості з кузовом вагонного типу	2,9...3,6

2.2. Визначення потужності двигуна та побудова його швидкісної зовнішньої характеристики

Потрібну ефективну потужність двигуна автомобіля, що проектується, визначають за вказаними величинами $V_{\max}$, ψ_v із рівняння потужнісного балансу при русі автомобіля з максимальною швидкістю:

$$N_v = \frac{\psi_v G_a V_{\max} + K_B F V_{\max}^3}{1000 \eta_m}, \text{ кВт} \quad (2.5)$$

де ψ_v — коефіцієнт опору дороги за максимальної швидкості $V_{\max}$ автомобіля.

Потужність N_v відповідає частоті обертання колінчастого вала двигуна ω_v , за якої швидкість руху автомобіля буде максимальною. У дизелів максимальну частоту обертання підтримує регулятор, забезпечуючи рівність

$$\omega_N = \omega_v, \quad N_{\max} = N_v,$$

де $N_{\max}$ — максимальна потужність двигуна; ω_N — частота обертання колінчастого вала за максимальної потужності. Проектуючи вантажні автомобілі з дизелем, приймають $\omega_N = 220 \dots 260 \text{ с}^{-1}$.

У бензинових двигунів легкових автомобілів та автобусів частота обертання ω_N визначається рівністю потужності N_K , що підводиться до ведучих коліс автомобіля, та сумою потужностей N_ψ і N_n , що потрібні для подолання автомобілем опорів дороги та повітря. При цьому N_v менше від $N_{\max}$, а ω_v більше від ω_N . Тому при проектуванні приймають $N_{\max} = 1,1 N_v$ і $\omega_N = 440 \dots 500 \text{ с}^{-1}$.

Максимальну потужність $N_{\max}$ та відповідну їй частоту обертання ω_N бензинових двигунів вантажних автомобілів обмежують з метою підвищення довговічності двигуна. Тоді для таких двигунів можна також прийняти

$$N_{\max \text{ об}} = N_v; \quad \omega_{\text{Ноб}} = 310 \dots 330 \text{ с}^{-1},$$

де $N_{\max \text{ об}}$ — максимальна потужність двигуна з обмежувачем частоти обертання колінчастого вала; $\omega_{\text{Ноб}}$ — частота обертання при потужності $N_{\max \text{ об}}$.

Коли ж виникає потреба побудувати повну криву потужності швидкісної зовнішньої характеристики бензинового двигуна вантажного автомобіля, то приймають $N_{\max} = 1,01 \dots 1,02 N_{\max \text{ об}}$; $\omega_N = 1,03 \dots 1,04 \omega_{\text{Ноб}}$; $\omega_v = 1,15 \dots 1,20 \omega_N$.

Швидкісну зовнішню характеристику двигуна будують за наближеними формулами:

$$N = N_{\max} \frac{\omega}{\omega_N} \left[a + b \frac{\omega}{\omega_N} - \left(\frac{\omega}{\omega_N} \right)^2 \right], \text{ кВт}; \quad (2.6)$$

$$M_K = 1000 \frac{N}{\omega}, \text{ Нм}; \quad q_e = K_{\text{об}} q_{eN}, \text{ г/(кВт} \cdot \text{год)},$$

де $N_{\max}$ — максимальна потужність двигуна, кВт (для бензинового двигуна вантажного автомобіля $N_{\max} = N_{\max \text{ об}}$); ω — обрані поточні значення частоти обертання колінчастого вала двигуна, с^{-1} (6—7 значень у межах від $\omega_{\min} = 80 \text{ с}^{-1}$ до $\omega_N = \omega_{\text{Ноб}}$); N , M_K , q_e — поточні значення відповідно потужності, крутного моменту та питомої витрати палива за обраної частоти обертання; a , b — сталі коефіцієнти (табл. 2.4); $K_{\text{об}}$ — коефіцієнт впливу частоти обертання вала двигуна

Таблиця 2.4

Значення коефіцієнтів a і b

Коефіцієнт	Тип двигуна			
	Бензиновий		Дизель	
	легкового автомобіля та автобуса	вантажного автомобіля	вантажного автомобіля та автобуса	легкового автомобіля
a	0,9	1,0	0,7	0,6
b	1,1	1,0	1,3	1,2

на на питому витрату палива (табл. 2.5); q_{eN} — питома витрата палива, $\text{г/(кВт} \cdot \text{год)}$, при максимальній потужності двигуна, $q_{eN} = 330 \dots 360$ у бензинових двигунів, $q_N = 220 \dots 240$ — у дизелів.

Таблиця 2.5

Значення коефіцієнта $K_{об}$

ω / ω_N	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
$K_{об}$	1,12	1,0	0,96	0,96	1,0	1,15

Результати розрахунків для побудови швидкісної зовнішньої характеристики двигуна зводять у табл.2.6.

Таблиця 2.6

Параметри швидкісної зовнішньої характеристики двигуна

$X_i = \omega_i / \omega_N$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
ω_i, c^{-1}									
$N_i, кВт$									
$M_{ki}, Нм$									
$q_{ei}, г/(кВт \cdot год)$									

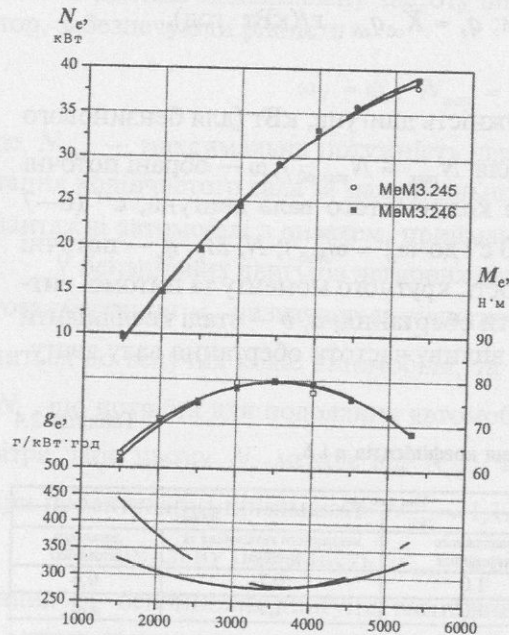


Рис. 2.3. Зовнішні швидкісні характеристики двигунів MeMZ

Зразок швидкісної зовнішньої характеристики двигуна, побудованої за виразом (2.6) показано на рис. 2.3.

2.3. Визначення кількості передач і передаточних чисел трансмісії автомобіля

Мінімальне передаточне число визначають з умови забезпечення заданої максимальної швидкості руху автомобіля:

$$U_{TP \min} = \frac{\omega_{\max} r_k}{V_{\max}} \quad (2.7)$$

де $\omega_{\max}$ — максимальна частота обертання колінчастого вала двигуна, c^{-1} (для бензинового двигуна вантажного автомобіля $\omega_{\max} = \omega_{N_{об}}$, для дизеля $\omega_{\max} = \omega_N$); $V_{\max}$ — максимальна швидкість автомобіля, м/с; r_k — радіус кочення колеса, м (приймають $r_k = r_c = r_d$).

Одночасно

$$U_{TP \min} = U_{K \min} U_{dk \min} U_0, \quad (2.8)$$

де $U_{K \min}$ — мінімальне передаточне число коробки передач; $U_{dk \min}$ — мінімальне передаточне число додаткової коробки, а коли вона відсутня $U_{dk \min} = 1,0$; U_0 — передаточне число головної передачі.

Якщо передбачається застосувати тривальну коробку передач з останньою передачею прямою, то приймають $U_{K \min} = 1,0$. За двовальної коробки передач (легкові передньопривідні автомобілі) $U_{K \min} = 0,7...0,96$. Коли на вантажних автомобілях застосовується тривальна коробка передач у поєднанні з додатковою коробкою (подільником або демультіплікатором), $U_{K \min} = 0,71...0,82$.

Прийнявши $U_{K \min}$ і $U_{dk \min}$, обчислюють

$$U_0 = \frac{U_{TP \min}}{U_{K \min} U_{dk \min}}. \quad (2.9)$$

Максимальне передаточне число $U_{TP \max}$ визначають з умови подолання автомобілем найбільшого опору дороги:

$$U_{TP \max} = \frac{\psi_{\max} G_a r_d}{M_{K \max} \eta_m}, \quad (2.10)$$

де $\psi_{\max}$ — максимальне значення коефіцієнта опору дороги (приймають $\psi_{\max} = 0,25...0,3$ для легкових автомобілів, автобусів і ван-

тажних автомобілів загального призначення; $\psi_{\max} = 0,45 \dots 0,56$ — для автомобілів підвищеної прохідності); $M_{K\max}$ — максимальне значення крутного моменту двигуна, Нм.

Обчислену величину $U_{TP\max}$ перевіряють за умови зчеплення ведучих коліс автомобіля з полотном дороги:

$$U_{TP\max} < \frac{\varphi G_{\text{вед}} r_d}{M_{K\max} \eta_m}, \quad (2.11)$$

де φ — коефіцієнт зчеплення коліс з полотном дороги; $G_{\text{вед}}$ — сила тяжіння від повної маси автомобіля, що припадає на ведучі колеса (для автомобілів з колісною формулою 4×2 — $G_{\text{вед}} = G_2$; для передньоприводних $G_{\text{вед}} = G_1$; для повноприводних автомобілів $G_{\text{вед}} = G_a$).

Якщо наведена нерівність виконується, то обчислену величину $U_{TP\max}$ можна приймати для подальших розрахунків, якщо ж ні, то розрахунок слід повторити, обравши меншу величину $\psi_{\max}$ та вказавши, на яких дорогах автомобіль можна експлуатувати.

Виходячи з того, що

$$U_{TP\max} = U_{K\max} U_{dk\max} U_0, \quad (2.12)$$

де $U_{K\max} = U_{k1}$ — передаточне число першої передачі, можна вибрати $U_{dk\max}$ — максимальне передаточне число додаткової коробки передач (для повноприводних автомобілів $U_{dk\max} = 1,3 \dots 1,4$). Якщо додаткова коробка передач відсутня, $U_{dk\max} = 1,0$, знаходять передаточне число першої передачі:

$$U_{k1} = \frac{U_{TP\max}}{U_0}. \quad (2.13)$$

Якщо передаточні числа в коробці передач підбирають за законом геометричної прогресії, то кількість передач знаходять з виразу

$$n = \frac{\log U_{K\min} - \log U_{k1}}{\log q} + 1, \quad (2.14)$$

де q — знаменник геометричної прогресії, $q = \frac{\omega_M}{\omega_N}$ — для вантажних

автомобілів та автобусів з карбюраторними двигунами; $q = \frac{\omega_M}{\omega_{\max}}$ —

для легкових автомобілів та автобусів з карбюраторними двигунами.

В тому випадку, коли остання передача пряма, передаточні числа проміжних передач знаходять з виразу:

$$U_{kj} = \sqrt[n-j]{U_{k1}^{n-j}}, \quad (2.15)$$

де j — порядковий номер проміжної передачі; n — число передач у коробці, U_k .

Якщо ж остання передача прискорююча, а передостання — пряма, тоді

$$U_{kj} = \sqrt[n-2]{U_{k-1}^{n-1-j}}. \quad (2.16)$$

Після остаточного вибору потужності двигуна і передаточних чисел трансмісії визначають показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля.

Розділ 3. ТЯГОВО-ШВИДКІСНІ ВЛАСТИВОСТІ АТЗ

3.1. Показники тягово-швидкісних властивостей АТЗ

Тягово-швидкісні властивості АТЗ характеризують його здатність до руху під дією поздовжніх сил ведучих коліс.

Ця група показників складається із тягових властивостей, що забезпечують можливості АТЗ долати підйоми та буксирувати приче-пи, і швидкісних властивостей, що дозволяють АТЗ здійснювати розгон, рухатись по інерції /вибіг/ і з високими швидкостями.

Для попередньої оцінки тягово-швидкісних властивостей ви-користовують питому потужність АТЗ, що являє собою відношен-ня максимальної потужності двигуна в кВт (к.с) до повної маси АТЗ в тонах (N/G_a).

В нормативних документах та технічній літературі рекоменду-ються такі показники тягово-швидкісних властивостей АТЗ:

1. Швидкісна характеристика «розгін—вибіг».
2. Швидкісна характеристика на останній і передостанній пе-редачах.
3. Швидкісна характеристика на дорозі зі змінним поздовжнім профілем.
4. Максимальна швидкість.
5. Прискорення при розгоні.
6. Умовна максимальна швидкість.
7. Час розгону на шляху 400 і 1000 м.
8. Час розгону до заданої швидкості.
9. Мінімальна стійка швидкість.
10. Максимальний долаємий підйом.
11. Усталена швидкість на зтяжних підйомах.
12. Сила тяги на гаку.
13. Довжина динамічно долаємого підйому.

Кожний показник тягово-швидкісних властивостей характе-ризує поведінку АТЗ в одному з режимів руху, а в сукупності вони

визначають середню швидкість, котра є узагальнюючим показни-ком тягово-швидкісних властивостей.

Вище наведені показники тягово-швидкісних властивостей виз-начать шляхом інтегрування диференційного рівняння руху АТЗ.

3.2. Визначення швидкісної характеристики «розгон—вибіг»

У відповідності з нормативними документами показники тя-гово-швидкісних властивостей визначають на прямолінійних ділян-ках дороги. Характеристики розгону встановлюють на горизон-тальних ділянках дороги ($\alpha = 0$), тому диференційне рівняння руху АТЗ записується у вигляді:

$$\frac{dV}{dt} M_a \delta_{BP} = a_i V^2 + b_i V + c_i, \quad (3.1)$$

де $a_i = A_i - K_B F$, $b_i = B_i - K_f M_a g$, $c_i = C_i - f_a M_a g$.

Після розділу змінних та інтегрування правої і лівої частин ди-ференційного рівняння одержимо вирази для розрахунку часу роз-гону АТЗ в діапазоні від початкової швидкості V_H до кінцевої V_K :

$$\tau = M_a \delta_{BP} \int_{V_H}^{V_K} \frac{dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i}. \quad (3.2)$$

Даний інтеграл є табличним і вирішується в залежності від знаку дискримінанту Δ .

При $\Delta = b_i^2 - 4a_i c_i < 0$,

$$\tau = \frac{2M_a \delta_{BP}}{\sqrt{-\Delta}} \operatorname{arctg} \frac{2a_i V + b_i}{\sqrt{-\Delta}} \Big|_{V_H}^{V_K}. \quad (3.3)$$

При $\Delta > 0$ можливі два варіанти розв'язку:

$$\tau = \frac{M_a \delta_{BP}}{\sqrt{\Delta}} \ln \left| \frac{2a_i V + b_i - \sqrt{\Delta}}{2a_i V + b_i + \sqrt{\Delta}} \right| \Big|_{V_H}^{V_K} \quad (3.4)$$

або

$$\tau = \frac{M_a \delta_{BP}}{a_i(p-q)} \ln \left| \frac{V-p}{V-q} \right|_{V_H}^{V_K}, \quad (3.5)$$

де p та q — корені рівняння $a_i V^2 + b_i V + c_i = 0$.

Для визначення шляху розгону слід ліву частину диференційного рівняння помножити та розділити на dS :

$$\frac{dV}{dS} \frac{dS}{dt} M_a \delta_{BP} = a_i V^2 + b_i V + c_i. \quad (3.6)$$

Але $\frac{dS}{dt} = V$, тому після розділу змінних та інтегрування рівняння (3.6) одержимо:

$$S = M_a \delta_{BP} \int_{V_H}^{V_K} \frac{V dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i}. \quad (3.7)$$

Інтеграл цієї формули є табличним. Шлях розгону в діапазоні зміни швидкостей $V_H + V_K$ визначиться:

$$S = M_a \delta_{BP} \left\{ \frac{1}{2a_i} \ln |a_i V^2 + b_i V + c_i| \Big|_{V_H}^{V_K} - \frac{b_i}{2a_i} \int_{V_H}^{V_K} \frac{dV}{a_i V^2 + b_i V + c_i} \right\}. \quad (3.8)$$

Якщо урахувати, що інтеграл в цій формулі, помножений на $M_a \delta_{BP}$, визначає час розгону τ , одержимо формулу для визначення S в такому вигляді:

$$S = \frac{1}{2a_i} \left\{ M_a \delta_{BP} \ln |a_i V^2 + b_i V + c_i| \Big|_{V_H}^{V_K} - b_i \tau \right\}. \quad (3.9)$$

При розрахунках часу і шляху розгону початкова швидкість на нижній передачі $V_H = 0$, а кінцева V_K відповідає номінальній кутовій швидкості двигуна ω_N , тобто:

$$V_{Kl} = \frac{\omega_N r_K}{U_m}.$$

Аналіз експериментальних характеристик розгону АТЗ показує, що час t_n переключення передач складає 0,5...5 с. Зниження швидкості за час переключення передач можна визначити як

$$V_{пер} = 9,3 \psi t_i,$$

де ψ — коефіцієнт опору дороги.

Тоді початкова швидкість на кожній послідовчій передачі складатиме

$$V_{Hi+1} = V_{Kl} - V_{пер}.$$

При «вибігу» диференціальне рівняння руху АТЗ записується у вигляді

$$\frac{dV}{dt} M_a \delta'_{BP} = -M_a g(f_0 K_f V) - K_B F V^2 - P_{fx}, \quad (3.10)$$

де P_{fx} — сила опору від втрат потужності в трансмісії при «вибігу».

Це рівняння може бути представлене у такому ж вигляді як і при розгоні

$$\frac{dV}{dt} M_a \delta'_{BP} = a' V^2 + b' V + c', \quad (3.11)$$

де при $P_{fx} = const$: $a' = -K_B F$, $b' = -M_a g K_f$, $c' = -M_a g f_0 - P_{fx}$.

При відсутності експериментальних даних величину P_{fx} для автомобілів типу 4×2 можна наближено визначити за експериментальною залежністю:

$$P_{fx} = (2 + 0,025V) M_a g 10^{-3}, \text{ Н.}$$

Для автомобілів типу 4×4 сила P_{fx} в 1,5...2 рази, а у автомобілів типу 6×6 — в 2...3 рази більше сили P_{fx} відповідного базового автомобіля типу 4×2. Таким чином, час та шлях «вибігу» можуть бути

розраховані за тими ж формулами, що і при розгоні, за умови, що початкова швидкість «вибігу» дорівнює кінцевій розгону АТЗ на шляху 2000 м, а кінцева швидкість «вибігу» дорівнює нулю. Коефіцієнт урахування обертових мас при «вибігу» визначається:

$$\delta'_{\text{вр}} = \frac{r_k}{r_d} + \frac{\sum I_k}{M_a r_k r_d}.$$

3.3. Визначення швидкісної характеристики на останній і передостанній передачах

Для розрахунку швидкісної характеристики на останній та передостанній передачах використовують формули (3.2) та (3.9). У відповідності з нормативними документами розгон АТЗ починається з мінімальної усталеної швидкості руху на передачі, тобто з $V_H = V_{\text{min}}$ і закінчується на максимальній швидкості, тобто $V_K = V_{\text{max}}$.

Математичні умови стійкості руху з мінімальною швидкістю визначаються наступною системою рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} P'_{\text{Koi}} &= \sum P_i, \\ \frac{dP'_{\text{Koi}}}{dV} &\leq \frac{d \sum P_i}{dV} \end{aligned} \right\}, \quad (3.12)$$

де P'_{Koi} — повна колова сила на ведучих колесах при допущенні, що криві зовнішніх і часткових характеристик моменту двигуна паралельні; $\sum P_i$ — сума сил опору руху в умовах визначення характеристик розгону на останній та передостанній передачах.

Повна колова сила

$$P'_{\text{Koi}} = K(A_i V^2 + B_i V + C_i), \quad (3.13)$$

де K — коефіцієнт, що враховує хід педалі подачі палива.

Сума сил опору руху визначається:

$$\sum P_i = M_a g(f_0 + K_f V) + K_B F V^2. \quad (3.14)$$

Після диференціювання (3.13) і (3.14) та розв'язання системи рівнянь (3.12) одержимо:

$$V_{\text{min } y} = - \frac{M_a g f_0 A_i - K_B F C_i}{M_a g K_f A_i - K_B F B_i} + \sqrt{\left(\frac{M_a g f_0 A_i - K_B F C_i}{M_a g K_f A_i - K_B F B_i} \right)^2 - \frac{M_a g (f_0 B_i - K_f C_i)}{M_a g K_f A_i - K_B F B_i}}. \quad (3.15)$$

Слід зауважити, що при деяких характеристиках $M_K = f(\omega)$ мінімальна стійка швидкість, що обчислена за виразом (3.15), може статися нижчою, ніж мінімальна стійка кутова швидкість колінчастого валу під навантаженням. В цьому випадку необхідно обчислити значення мінімальної стійкої швидкості, що відповідає мінімальній кутовій швидкості вала двигуна, $\omega_{\text{min}} = 80 \dots 110$ рад/с. Максимальну швидкість V_{max} розраховують за рівнянням (3.19).

3.4. Визначення швидкісної характеристики автомобіля на дорозі із змінним поздовжнім профілем

У відповідності до нормативних документів швидкісна дорога задається ймовірносним розподілом і ухилу.

Спрощена модель швидкісної дороги може складатися з дев'яти ділянок, сукупність ухилів яких відповідає приведеному нормальному закону. Число ділянок для моделі визначалось, виходячи з вимог нормативних документів про необхідність на швидкісній дорозі одного підйому та одного спуску довжиною 500...700 м з ухилом 4...5 % (табл. 3.1).

Таблиця 3.1

Ділянка маршруту	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Довжина ділянки, м	630	1040	1500	2320	3020	2320	1500	1040	630
Ухил, %	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4

Між іншим, як показали результати проведених розрахунків, наведених даних недостатньо для повного описання швидкісної дороги, тому що середня швидкість АТЗ на швидкісній дорозі залежить і від послідовності ділянок. Аналіз результатів розрахунку

та експерименту показав, що послідовність ділянок маршруту повинна бути:

$$2-1-9-4-5-7-8-3-6$$

Для визначення середньої швидкості руху АТЗ по сукупності ділянок, які складають швидкісну дорогу, необхідно розрахунком визначити час проходження кожної ділянки, а потім поділити всю довжину маршруту на загальний час його проходження і отримати середню швидкість руху. При розв'язку цієї задачі використовують диференціальне рівняння руху (3.1) з коефіцієнтами:

$$a_i = A_i - K_B F; \quad b_i = B_i - K_f M_a g \cos \alpha; \quad c_i = C_i - M_a g (f \cos \alpha \pm \sin \alpha).$$

Звідси витікає можливість використання формул (3.2) і (3.9), що визначають шлях та час руху АТЗ при заданій початковій швидкості V_H і кінцевій швидкості руху V_K . В ряді випадків ці формули можуть бути непридатними. Дійсно, в задачі, яка розглядається, виникають випадки, коли відомі довжина ділянки S_i і початкова швидкість V_H , а невідомими параметрами є час руху по ділянці та кінцева швидкість V_K . Розв'язати диференціальне рівняння АТЗ в цих умовах чисто аналітично не вдається, тому час руху по ділянці заданої довжини визначають методом послідовних наближень.

Шлях розгону автомобіля в заданому інтервалі швидкостей визначається:

$$S_i = \left(\sqrt{\Delta_i} - \frac{P_i}{2} t_m \right) - \frac{\delta_i G_a}{d_i} \ln \left| \frac{1 - D_i e^{\frac{2a_i \sqrt{\Delta_i} t_m}{\delta_i G_a}}}{1 - D_i} \right|, \quad (3.16)$$

де

$$D_i = \frac{V_H + \frac{P_i}{2} - \sqrt{\Delta_i}}{V_H + \frac{P_i}{2} + \sqrt{\Delta_i}}, \quad P_i = \frac{b_i}{d_i}, \quad t_m = t_0 + \Delta t m, \quad m = 0, 1, 2, \dots, n, \quad t_0 = \frac{S_i}{V_H}.$$

Швидкість автомобіля в кінці інтервалу

$$V_{km} = \frac{2\sqrt{\Delta_i}}{2a_i \sqrt{\Delta_i} t_m} - \left(\frac{P_i}{2} + \sqrt{\Delta_i} \right). \quad (3.17)$$

Приймаючи $m = 0, 1, 2, \dots, n$, розрахунки ведуть до тих пір, поки

$$|S_i - S_m| \leq \epsilon,$$

де S_i — довжина ділянки маршруту за умовами задачі; S_m — шлях розгону автомобіля за час t_m ; ϵ — задана похибка розрахунку ($\epsilon \leq 0,1 \%$).

Середня швидкість на ділянці S_i

$$V_{ci} = \frac{S_i}{t_m}.$$

Середня швидкість на маршруті

$$V_c = \frac{\sum S_i}{\sum t_i},$$

де t_i — час проходження i -ої ділянки маршруту.

3.5. Визначення максимальної швидкості руху

Максимальна швидкість досягається на вищій передачі при

$\frac{dV}{dt} = 0$. При цьому диференціальне рівняння (3.1) перетворюється в алгебраїчне $a_i V^2 + b_i V + c_i = 0$, корені якого є:

$$V_{1,2} = \frac{-b_i \pm \sqrt{b_i^2 - 4a_i c_i}}{2a_i}. \quad (3.18)$$

Для сучасних автомобілів $a_i < 0$. Тому

$$V_{\max} = \frac{-b_i - \sqrt{b_i^2 - 4a_i c_i}}{2a_i}. \quad (3.19)$$

3.6. Визначення прискорення при розгоні автомобіля

Величина прискорення на заданій i -тій передачі для будь-якого значення швидкості руху при розгоні автомобіля може бути визначена за допомогою диференційного рівняння руху (3.1):

$$j = \frac{1}{G_a \delta_i} (a_i V^2 + b_i V + c_i). \quad (3.20)$$

Максимальне прискорення в процесі розгону на заданій передачі знаходимо як ординату точки екстремуму функції $j = f(V)$, тобто

$$\frac{dj}{dV} = \frac{1}{G_a \delta_i} (2a_i + b_i) = 0, \quad (3.21)$$

звідки

$$V = -\frac{b_i}{2a_i}.$$

Підставимо це значення швидкості в рівняння (3.1) і після перетворень одержимо формулу для визначення максимального прискорення в процесі розгону автомобіля на заданій передачі:

$$j_{\max} = \frac{1}{G_a \delta_i} \left(c_i - \frac{b_i^2}{4a_i} \right). \quad (3.22)$$

Середнє прискорення автомобіля при розгоні на заданій передачі може бути обчислено за формулою:

$$j_{\text{ср}} = \frac{1}{G_a \delta_i} \frac{\int_{V_H}^{V_K} (a_i V^2 + b_i V + c_i) dV}{V_K - V_H} \quad (3.23)$$

або

$$j_{\text{ср}} = \frac{1}{G_a \delta_i} \left[\frac{a_i}{3} (V_K^2 + V_K V_H + V_H^2) + \frac{b_i}{2} (V_K + V_H) + c_i \right]. \quad (3.24)$$

3.7. Визначення умовної максимальної швидкості, часу розгону на шляху 400 і 1000 м та часу розгону до заданої швидкості (показники 6, 7, 8)

Всі три оціночні показники визначають із характеристики «розгон—вигіб» або по відповідним формулам (3.2) та (3.9).

3.8. Визначення максимального підйому, що долається автомобілем

Максимальний підйом долається при усталеному русі на нижчій передачі і тому $\frac{dV}{dt} = 0$. Зважаючи на те, що швидкість руху при подоланні максимального підйому незначна, приймаємо, що $P_n = 0$. З урахуванням цього диференціальне рівняння руху (3.1) перетворюється в алгебраїчне, і приймає вигляд:

$$A_i V^2 + B_i V + C_i - G_a g (f_0 + K_f V) \cos \alpha - G_a \sin \alpha g = 0.$$

Звідки

$$G_a g \sin \alpha = a_i'' V^2 + b_i'' V + c_i'',$$

де

$$a_i'' = A_i; \quad b_i'' = B_i - G_a g K_f \cos \alpha; \quad c_i'' = C_i - G_a g f_0 \cos \alpha.$$

Вважаючи коефіцієнти a_i'' , b_i'' та c_i'' заданими, знаходимо першу похідну по швидкості та прирівнюємо її нулю:

$$\frac{dG_a g \sin \alpha}{dV} = 2a_i'' V + b_i'' = 0,$$

звідки

$$V = -\frac{b_i''}{2a_i''}.$$

Після підстановки цього виразу в вихідне рівняння одержимо:

$$\sin \alpha_{\max} = \frac{1}{G_a \delta_i} \left(c_i'' - \frac{b_i''^2}{4a_i''} \right),$$

або

$$\sin \alpha_{\max} = \frac{1}{G_a \delta} \left(C_i - G_a g f_0 \cos \alpha - \frac{(B_i - G_a g K_f \cos \alpha)^2}{4A_i} \right). \quad (3.25)$$

Зважаючи на те, що в правій частині рівняння (3.25) є члени з $\cos \alpha$, то $\alpha_{\max}$ визначаємо методом послідовних наближень (перше наближення $\cos \alpha = 1$, друге $\cos \alpha = \cos \alpha_{\max 1}$ і т.д., поки $(\cos \alpha_{\max 1} - \cos \alpha_{\max 1-2}) \leq \varepsilon$), де ε — задана точність розрахунку.

3.9. Визначення усталеної швидкості руху при подоланні заданого підйому

В цьому випадку $\frac{dV}{dt} = 0$ і диференційне рівняння руху (3.1) перетворюється в алгебраїчне, в якому

$$a_i = A_i - K_B F; \quad b_i = B_i - G_a g K_f \cos \alpha; \quad c_i = C_i - G_a g (f \cos \alpha \pm \sin \alpha).$$

При цьому швидкість усталеного руху визначається як

$$V_{\text{уст}} = \frac{-b_i - \sqrt{b_i^2 - 4a_i c_i}}{2a_i}. \quad (3.26)$$

3.10. Визначення сили тяги на гаку

Можлива сила тяги на гаку АТЗ визначається в заданих дорожніх умовах і при $\frac{dV}{dt} = 0$. Тому диференційне рівняння руху приймає вигляд:

$$a_i V^2 + b_i V + c_i + P_{\text{кр}} = 0, \quad (3.27)$$

в якому коефіцієнти a_i , b_i , c_i підраховують із формул

$$a_i = A_i - K_B F; \quad b_i = B_i - G_a g K_f; \quad c_i = C_i - G_a g f_0. \quad (3.28)$$

Максимальна сила тяги на гаку відповідає швидкості

$$V = -\frac{b_i}{2a_i} \quad (3.29)$$

і дорівнює

$$P_{\text{кр max}} = C_i - \frac{b_i^2}{4a_i}. \quad (3.30)$$

3.11. Визначення довжини динамічно долаємого підйому

Якщо необхідно визначити граничні динамічні можливості в подоланні підйомів АТЗ, слід розглядати процес подолання підйому в динаміці. В цьому випадку довжина підйому залежить не тільки від тягових властивостей АТЗ і дорожніх умов, але і від кінетичної енергії, яку він накопичив до початку підйому, тобто від швидкості АТЗ на початку підйому.

Таким чином, показником тягово-швидкісних властивостей АТЗ є довжина підйому S_a визначеної крутизни α , що долається з початковою швидкістю, рівною максимальній в даних дорожніх умовах.

Диференційне рівняння руху АТЗ в цьому випадку має вигляд виразу (3.1) з коефіцієнтами, що визначаються за виразами (3.28). Гранична довжина підйому визначається з рівняння (3.9). Початкова швидкість V_H розраховується як максимальна усталена в заданих умовах, тобто по формулі (3.19). Кінцева швидкість V_K визначається поставленими в задачі умовами.

Якщо шукають довжину підйому при умові продовження руху АТЗ після подолання підйому на заданій передачі по наступному горизонтальному відрізу дороги, то кінцевою швидкістю V_K є мінімальна усталена швидкість на даній передачі, для розрахунку якої можна використати формулу (3.15). Якщо розраховуємо граничну довжину підйому, який проходить АТЗ на даній передачі до повної його зупинки, то кінцева швидкість $V_K = 0$.

3.12. Визначення середньої швидкості руху АТЗ

Середня швидкість визначається умовами руху та можливостями автомобіля на кожній із передач. В зв'язку з цим розв'язок задачі визначення середньої швидкості АТЗ можна шукати на основі співставлення сил опору руху та тягових сил, які може розвинути АТЗ на ведучих колесах.

Розв'язання поставленої задачі складається із розгляду ряду послідовних питань із метою визначення:

- опору руху та сумарного опору;
- довжини ділянок дороги, які долаються на кожній передачі;
- часу руху на кожній із передач;
- середньої швидкості АТЗ на заданому маршруті.

При розрахунках середньої швидкості руху приймають наступні припущення:

- ділянка маршруту долається тільки на i -ій передачі, на якій виконується умова

$$D_{i+1} \leq \psi < D_i; \quad (3.31)$$

- при виконанні умови (3.31) швидкість на передачі змінюється в межах

$$V_{i-1} \leq V_i < V_{i+1}, \quad (3.32)$$

де D_{i+1} , D_i та V_{i-1} , V_{i+1} , V_i — динамічний фактор та швидкість руху на відповідних передачах; ψ — коефіцієнт сумарного опору дороги;

- переключення з i -ої передачі на більш високу або нижчу обумовлюється тільки коефіцієнтом сумарного опору дороги;

- переключення на більш високу передачу здійснюється в точці маршруту, де існує рівність $D_{i+1} = \psi$. При цьому на наступній ділянці має місце нерівність $D_{i+1} > \psi$. Перехід на більш низьку передачу виконується при $D_i = \psi$, якщо в наступному $D_i < \psi$;

- час переключення передач не враховується.

Ці припущення дозволяють спростити розв'язок задачі та визначають можливість порівняння тягових сил на ведучих колесах з силами опору руху.

Перш ніж приступити до розв'язання задачі, необхідно підготувати наступні вихідні дані:

1. Стосовно автомобіля:

- максимальна потужність двигуна $N_{\max}$;
- максимальний крутний момент $M_{K_{\max}}$ та частоти обертання колінчастого вала двигуна, що відповідають максимальній потужності ω_N та максимальному моменту ω_M ;
- передаточні числа трансмісії;
- коефіцієнт корисної дії трансмісії η_m ;
- конструктивні параметри автомобіля: коефіцієнт обтічності, габаритні розміри, база та колія, власна маса та вантажопідйомність.

2. Стосовно маршруту:

- тип покриття дороги;
- категорії дороги.

На основі даних щодо автомобіля будують його динамічну характеристику та визначають вихідні дані за наступними виразами:

- швидкість автомобіля при заданій частоті обертання дви-

$$\text{гуна } V = \frac{\omega r_K}{u_T};$$

- тягова сила на ведучих колесах $P_T = \frac{M_K u_T \eta_m}{r_d}$;

- сила опору повітря $P_{\Pi} = K_B F V^2$;
- динамічний фактор $D = \frac{P_T - P_{\Pi}}{G_a}$;
- питома сила тяги $\gamma_p = \frac{P_T}{G_a}$.

Залежно від вихідних даних щодо коефіцієнту дорожнього опору руху автомобіля можливо використовувати дискретні або імовірні методи розрахунку середньої швидкості руху автомобіля.

При дискретному методі розрахунку необхідно мати таблицю значень коефіцієнтів опору дороги ψ_i та відповідні їм значення довжини ділянок маршруту S_i . Шлях пошуку відповідної до ψ_i швидкості V_i заснований на порівнянні $D_{i+1} \leq \psi_i < D_i$ і здійснюється на ПК по відповідному алгоритму або графоаналітичним методом.

При використанні графоаналітичного методу будують динамічну характеристику автомобіля з графіком навантаження та гістограму розподілу коефіцієнтів опору руху по довжині шляху, (рис. 3.1). Кут нахилу прямої, що характеризує певне навантаження автомобіля, визначають за виразом

$$\alpha = \arctg \frac{G_{ai}}{G_a},$$

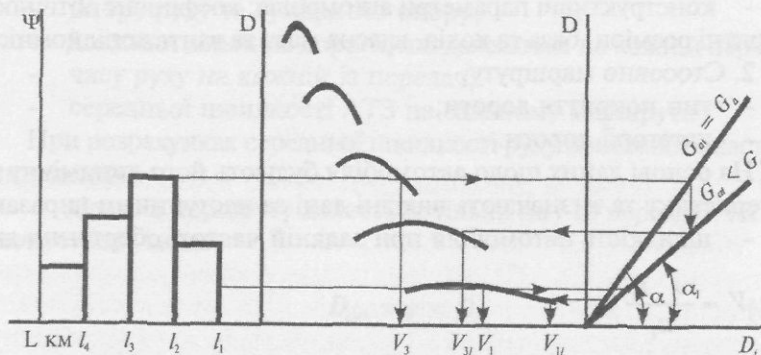


Рис. 3.1. Графік для розрахунку середньої швидкості руху автомобіля на маршруті

де G_{ai} — сила тяжіння автомобіля, яка відповідає його певному навантаженню.

Шлях пошуку швидкості V_i на окремих ділянках маршруту при певному навантаженні показаний на рис. 3.1 стрілками.

Після визначення V_i обчислюють час руху на кожній ділянці маршруту $t_i = \frac{S_i}{V_i}$, загальний час руху $T = \sum t_i$ та середню швидкість

$$V_{cp} = \frac{S}{T}.$$

Середню технічну швидкість обчислюють за виразом:

$$V_T = \lambda V_{cp}, \quad (3.33)$$

де λ — коефіцієнт, який враховує зменшення швидкості автомобіля в реальних умовах та для забезпечення безпеки руху.

Якщо використовують імовірні методи розрахунку, то величини опору руху визначають на основі даних про маршрут та описують нормальним законом розподілу коефіцієнта опору дороги по довжині шляху, тобто

$$f(\psi) = \frac{1}{\sigma_\psi \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\psi - m_\psi)^2}{2\sigma_\psi^2}}, \quad (3.34)$$

де m_ψ та σ_ψ — математичне очікування та середнє квадратичне відхилення коефіцієнта опору дороги ψ .

Закон розподілу коефіцієнта опору дороги дозволяє визначити ділянки S_p , що долаються на i -ій передачі.

Для цього позначимо через K_i відносний шлях руху АТЗ на i -ій передачі

$$K_i = \frac{S_i}{S}. \quad (3.35)$$

Довжина ділянки S_p для якої умови сприяють руху на i -ій передачі, буде залежати від імовірності попадання величини коефіцієнта сумарного опору дороги ψ в межі можливостей i -ої передачі, тобто

$$S_i = SP(D_{i+1} \leq \psi < D_i), \quad (3.36)$$

де $P(D_{i+1} \leq \psi < D_i)$ — імовірність попадання величини ψ в межі можливостей i -ої передачі.

З урахуванням цього

$$K_i = \int_{i+1}^i f(\psi) d\psi \quad (3.37)$$

або

$$S_i = K_i S.$$

Проте знання довжини ділянки S_i ще не дозволяє визначити швидкість АТЗ. На цій ділянці величина швидкості може прийняти будь-яке значення в межах від V_{i-1} до V_i . При цьому кожне окреме значення швидкості представляється випадковою величиною. Як і всяка випадкова величина, що підпорядковується будь-якому закону розподілу, величина швидкості може бути охарактеризована середнім значенням, тобто

$$V = \int_{V_{i-1}}^{V_i} V f_i(V) dV. \quad (3.39)$$

При нормальному законі розподілу швидкості на передачі

$$V_{ср_i} = 0,5 \left(1 + \frac{1}{q_i} \right) V_i = l_i V_i, \quad (3.40)$$

де $f_i(V)$ — закон розподілу швидкості на передачі;

$$q_i = \frac{V_i}{V_{i-1}}, \quad (3.41)$$

V_i, V_{i-1} — максимальні швидкості на i -ій та $i-1$ передачах;

l_i — коефіцієнт, який ураховує тип закону розподілу швидкості на передачі.

Середня швидкість руху автомобіля на всьому маршруті

$$V_c = \frac{0,27 N_{уд} \eta_m \sum_{i=1}^n K_i d_i}{\gamma_{piN} \sum_{i=1}^n K_i d_i}, \quad (3.42)$$

де $N_{уд} = \frac{N_{max}}{G_a}$ — питома потужність автомобіля; γ_{piN} — питома

сила тяги на i -ій передачі при роботі двигуна в режимі максимальної потужності.

3.13. Тягово-швидкісна характеристика автомобіля

Методика побудови та використання тягово-швидкісної характеристики автомобіля розроблена Е.І. Борзаківським на кафедрі «Автомобілі» КАДІ, де вона широко апробована в учбовому процесі та у наукових дослідженнях.

Швидкісна характеристика автомобіля, по аналогії із зовнішньою швидкісною характеристикою встановленого на ньому двигуна, повинна визначати зовнішні параметри роботи автомобіля як транспортного засобу. При заданій потужності двигуна N швидкість V руху автомобіля буде змінюватися в залежності від тих питомих сил опору, які йому зустрічаються на шляху слідування. Якщо позначити через $\gamma_f, \gamma_h, \gamma_j, \gamma_n$ числові значення відповідних відношень до сили тяжіння від повної маси автомобіля відомих із розділу 2 сил опору кочення коліс P_f , підйому дороги P_h , при розгоні P_j та повітряного середовища P_n , питома сумарна сила опору руху γ_c автомобіля складе:

$$\gamma_c = \gamma_f + \gamma_h + \gamma_j + \gamma_n, \quad \gamma_c = \psi + \frac{\delta}{g} \frac{dV}{dt} + \frac{K_B F V^2}{G_a}, \quad (3.43)$$

де

$$\gamma_f = \frac{P_f}{G_a} = f \cos \alpha; \quad \gamma_h = \frac{P_h}{G_a} = \sin \alpha; \quad \psi = \gamma_f + \gamma_h; \\ \gamma_j = \frac{P_j}{G_a} = \frac{\delta}{g} \frac{dV}{dt}; \quad \gamma_n = \frac{P_n}{G_a} = \frac{K_B F V^2}{G_a}. \quad (3.44)$$

Для скорочення будемо в подальшому тексті називати параметр γ_c питомим опором руху автомобіля. Потужність, що необхідна для руху автомобіля із швидкістю V при подоланні питомого опору руху γ_c , визначиться за виразом:

$$N = \frac{\gamma_c G_a V}{1000 \eta_m}, \quad (3.45)$$

де η_m — коефіцієнт корисної дії (ККД) трансмісії; N — ефективна потужність двигуна, що необхідна для руху автомобіля із швидкістю V .

Згідно з (3.45) при фіксованих значеннях N , G_a , η_m добуток $\gamma_c V$ чисельно має бути постійним, тобто $\gamma_c V = \text{const}$. Ті чи інші зміни питомого опору руху автомобіля з певною швидкістю призводять до необхідності змінити відповідно з виразом (3.45) використану потужність двигуна. Зазначимо, що теоретично можлива швидкість руху не завжди досягається в реальних експлуатаційних умовах, за яких її часто обмежують вимушено, згідно з правилами безпеки дорожнього руху, при наявності перешкод та з інших причин. Проте такі випадки виключені із подальшого розгляду.

Наявністю механічного кінематичного зв'язку через трансмісію автомобіля між його ведучими колесами та колінчастим валом двигуна, що обертається з кутовою швидкістю ω_c , зумовлює такі залежності:

$$V = \omega_k r_k = \frac{\omega_e}{U_{TP}} r_k = \frac{\pi n_e}{30 U_{TP}} r_k; \quad \omega_k = \frac{\omega_e}{U_{TP}}; \quad N_k = N \eta_m; \quad (3.46)$$

$$N = \frac{M_p \omega_n}{1000 \eta_m}; \quad M_p = \frac{M_n U_{TP} \eta_m}{r_k},$$

де ω_k , N_k , M_k — відповідно кутова швидкість, потужність на ведучих колесах та сумарний крутний момент на всіх ведучих колесах; U_{TP} — загальне передаточне число трансмісії; r_k — радіус кочення ведучих коліс; N_e , M_e — потужність та крутний момент на валу двигуна; n_e , ω_e — кількість обертів та кутова швидкість валу двигуна.

Під час руху автомобіля в його механічній трансмісії ступінчасто змінюють передаточне число U_m шляхом переключення передач. Чим більше ступенів в трансмісії, тим ширшим буде ряд її передаточних

чисел. Нагадаємо, що якщо двигун внутрішнього згоряння зміг забезпечити широкий діапазон зміни крутного моменту, тоді було б можливим обійтись зовсім без коробки передач, обмежившись мінімумом передаточних чисел в трансмісії. Проте, у двигунів сучасних автомобілів коефіцієнт пристосованості двигуна по крутному моменту при повній подачі палива — малий, якщо не розглядати роботу на часткових навантаженнях. Крім того, йому відповідає малий інтервал зміни частоти обертання колінчастого вала двигуна, а відповідно і обмежене регулювання швидкості руху автомобіля.

Виходячи з вище наведених положень, під швидкісною характеристикою автомобіля потрібно розуміти відображення зміни швидкості V поступального переміщення автомобіля та відповідного їй використання потужності N двигуна у функції питомого опору руху γ_c . Саме останній параметр γ_c являє собою таку об'єктивну величину, яка здатна впливати на решту розглянутих факторів, тісно пов'язаних з процесом руху автомобіля, зокрема на кінематичні зв'язки у трансмісії, використання потужності двигуна, обмеження швидкості руху за вимогами безпеки та інші.

Тягово-швидкісна характеристика автомобіля зображає функції $V = f(\gamma_c)$, $N = f(\gamma_c)$ у вигляді номограми, розміщеної у чотирьох квадрантах (рис. 3.2). На цій номограмі наводиться не тільки абсолютна величина потужності, а відносна, що обчислена у відсотках як відношення поточного значення потужності двигуна N_i до максимального — $N_{\max}$ при повній подачі палива:

$$N = \frac{N_i}{N_{\max}} 100, \quad (3.47)$$

де N_i — поточне значення потужності двигуна, визначене по швидкісній зовнішній характеристиці при заданій кутовій швидкості ω_i колінчастого вала.

У лівому верхньому квадранті зображена швидкісна зовнішня характеристика двигуна, встановленого на заданому автомобілі, у функціях $N_k = f(\omega)$, $M_k = f(\omega)$, $q_c = f(\omega)$. У правому верхньому квадранті рис. 3.2 по осі абсцис відкладено незалежну величину — питомий опір руху γ_c автомобіля в інтервалі його зміни від нульового до найбільшого заданого значення і в залежності від нього зміни відносного використання N потужності двигуна на кожній передачі в коробці передач, яке відповідає кожному із значень γ_c .

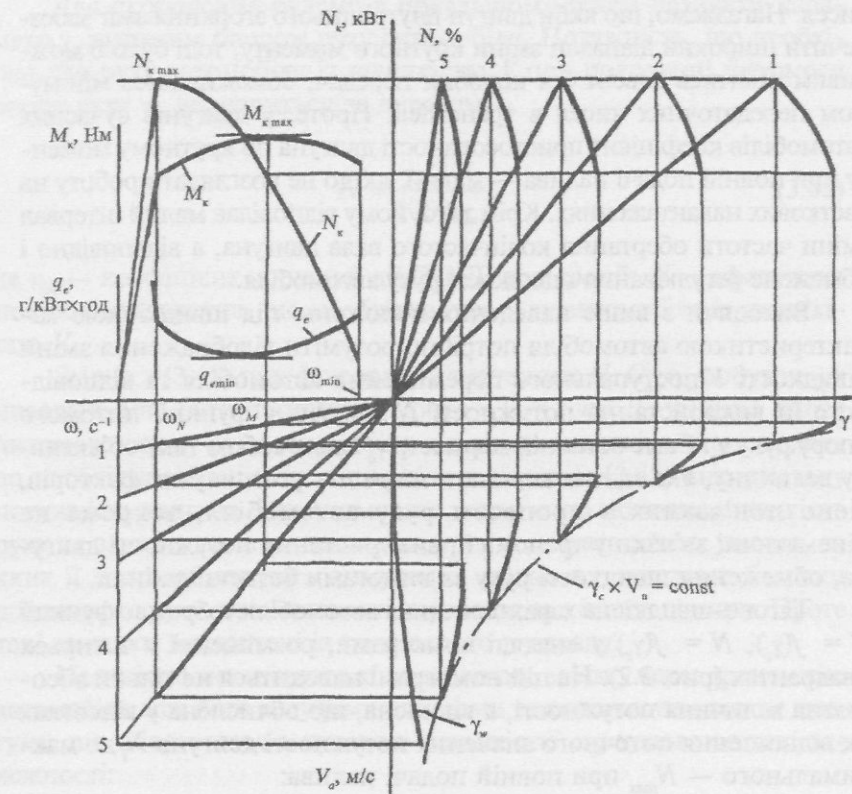


Рис. 3.2. Тягово-швидкісна характеристика автомобіля

Для попереднього розрахунку даних до побудови графіків у першому квадранті вихідну формулу одержуємо із виразу (3.45):

$$\gamma_c = \frac{1000 \eta_m N}{G_a V}. \quad (3.48)$$

На підставі залежностей (3.45) і (3.46) можливо зробити заміну у виразі (3.48) параметрів N і V їх розгорнутими виразами. Тоді після скорочення та упорядкування запишемо таку формулу для проміжних обчислень

$$\gamma_c = \frac{M_k U_{TP} \eta_m}{r_d G_a}. \quad (3.49)$$

Побудову графіків у правому верхньому квадранті рис. 3.2 починають із значень γ_c при максимальній потужності $N_{\max}$ двигуна, тобто 100% її використання. При цьому у формулу (3.49) досить підставити відповідний до $N_{\max}$ крутний момент M_N . Повторюючи розрахунок для кожного значення передаточного числа трансмісії, одержимо стільки ж значень γ_c . Їх відкладають в масштабі по осі абсцис, далі проводять вертикалі до перетину з горизонталлю проти 100 відсотків використаної потужності, а визначені таким чином точки з'єднують прямими лініями із початком координат — точкою 0.

Зважаючи на те, що робочою є зона двигуна в межах від $M_{\text{кmax}}$ до M_N , необхідно побудувати залежність N у відсотках від γ_c і для цієї зони. Для цього криву крутного моменту в межах від $M_{\max}$ до M_N розбивають на 3...4 точки (M_1, M_2, M_3, M_4), обчислюють величини γ_c ($\gamma_{c1}, \gamma_{c2}, \gamma_{c3}, \gamma_{c4}$) для кожної із передач трансмісії і відкладають їх на осі абсцис. Ступінь використання потужності двигуна знаходять як точку перетину вертикалі, що проходить через відповідне значення крутного моменту M_1, M_2, M_3, M_4 з кривою потужності (точки N_1, N_2, N_3, N_4). З точок N_1, N_2, N_3, N_4 проводять горизонталі до перетину з вертикалями, що відповідають значенням $\gamma_{c1}, \gamma_{c2}, \gamma_{c3}, \gamma_{c4}$ для кожної із передач. Отримані таким чином точки з'єднують плавною кривою, яка і буде показувати, як змінюється ступінь використання потужності двигуна в залежності від питомого опору руху γ_c (рис. 3.2).

Зображені у правому верхньому квадранті графіки $N = f(\gamma_c)$ мають той фізичний зміст, що вказують на контури відносного використання потужності двигуна на автомобілі в залежності від питомого опору його руху в різних умовах експлуатації. В цілому, графіки правого верхнього квадранту (рис. 3.2) визначають тягові потенційні можливості автомобіля до подолання максимального для кожної передачі опору руху та зумовлене ним раціональне використання різних ступенів у трансмісії автомобіля. Точки перетину прямих, що показують ступінь використання потужності двигуна, з вертикалями, проведеними через відповідні значення γ_c , вказують на такі значення питомого опору руху, за яких необхідно переключати передачі в коробці передач (вверх та вниз) для більш

раціонального використання потужності двигуна. Ці графіки наочно показують, наскільки доцільно підібрані окремі передачі у трансмісії автомобіля з точки зору найбільш повного використання потужності двигуна.

Крім визначення потенційних тягових можливостей автомобіля, швидкісна характеристика наочно показує очікувані показники щодо досягнення раціональних швидкостей руху автомобіля при використанні різних ступенів трансмісії. Для цього поряд із графіками верхнього правого квадранту використовуються графіки із двох нижніх квадрантів номограми.

У лівому нижньому квадранті зображена діаграма, що визначає швидкості руху автомобіля на кожній передачі в залежності від кутової швидкості колінчастого вала двигуна. При цьому кут швидкості збільшується від нуля до свого максимального значення на графіку зправа наліво. Відповідно для швидкості руху автомобіля нанесено масштабну шкалу по вертикальній осі від нуля вниз. Кількість променів на діаграмі співпадає із числом ступенів у трансмісії. При заданій кутовій швидкості вала двигуна досить опустити перпендикуляр до перетину з променями діаграми, а з цих точок провести горизонталі до осі ординат, щоб визначити кінематичні швидкості руху автомобіля по передачах.

У правому нижньому квадранті графічно зображені співвідношення між питомим опором руху γ_c та найбільшою відповідною йому швидкістю V автомобіля при використанні всіх ступенів (передач) трансмісії та роботі двигуна по зовнішній швидкісній характеристиці. Співвідношення та зв'язок між значеннями γ_c та V допустимо розглядати, зважаючи на зв'язок між питомим опором руху і повною питомою силою тяги γ_p на ведучих колесах автомобіля. Рух автомобіля забезпечений саме при умові, що $\gamma_p = \gamma_c$, тобто наявності рівних значень питомих сил опору та сили тяги автомобіля, що створюється в контактні коліс з дорогою, завдяки дії підведеного від двигуна крутного моменту. На цій підставі здійснюють розрахунок питомої тяги за виразом (3.49), тобто так само як і при побудові правого верхнього квадранту. Відповідна до різних значень крутного моменту двигуна кут швидкості колінчастого вала вводиться до формули (3.46) для швидкості руху автомобіля.

Зображена на рис. 3.2 у нижньому правому квадранті ламана лінія складена із прямолінійних та криволінійних відрізків. Перші відповідають сталій кутовій швидкості ω_{eN} обертання вала двигу-

на, що відповідає його максимальній потужності $N_{\max}$. Зміни питомої сили тяги на прямолінійних відрізках забезпечені регулюванням потужності та крутного моменту з допомогою зменшення або збільшення подачі палива (дроселювання) двигуна. На криволінійних відрізках до виразу (3.49) підставляють значення крутного моменту M_1, M_2, M_3, M_4 по зовнішній швидкісній характеристиці між точками M_{KN} та $M_{K\max}$, а до формули (3.46) — відповідні кутові швидкості ω_c обертання колінчастого вала. У цьому ж квадранті побудована крива залежності питомого опору повітря γ_{Π} від швидкості руху V , обчислена за формулою (3.44). Відстань, виміряна між кривими γ_{Π} та γ_c при фіксованій швидкості автомобіля, визначає відповідний йому динамічний фактор.

Розділ 4. ПАЛИВНА ЕКОНОМІЧНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

4.1. Рівняння витрати палива при русі автомобіля

Вартість палива складає до 14—20 % від усіх витрат на автомобільні перевезення, тому необхідно його використовувати з максимальною ефективністю для виконання транспортної роботи. Із зниженням витрати палива автомобілями також зменшуватимуться викиди шкідливих речовин в атмосферу, і це покращить екологію довкілля. Паливна економічність автотранспортного засобу визначає ступінь раціонального використання палива при перевезеннях у різних експлуатаційних умовах.

Для розрахунку оціночних показників паливної економічності автомобіля необхідне рівняння витрати палива.

В усіх випадках, коли двигун виробляє ефективну потужність N , кВт, а питома витрата ним палива складає q_e , г/кВт·год, при русі автомобіля буде витрачатися палива за одну годину

$$Q_{\text{год}} = \frac{q_e N}{1000}, \text{ кг/год}; \quad Q_{\text{год}} = \frac{q_e N}{1000 \rho_T}, \text{ л/год}, \quad (4.1)$$

де ρ_T — щільність палива, кг/м³.

Для проїзду автомобілем загальної відстані у 100 км із швидкістю поступального руху V , км/год, необхідна кількість палива складатиме величину

$$Q_s = \frac{q_e N}{10 V \rho_T}, \text{ л/100 км}. \quad (4.2)$$

Загальна потужність N двигуна, яка використовується при русі автомобіля на подолання сил зовнішнього опору, відповідно до балансу потужності (див. розділ 1.7) може включати такі складові

частини: N_{Tr} — втрати потужності у трансмісії; N_f — потужність опору кочення коліс; N_h , N_n , N_j — потужність відповідно для подолання підйому дороги, опору повітря та на розгін АТЗ. Із цих складових частин обов'язково мають бути враховані постійно наявні втрати потужності у трансмісії ($N_{Tr} = N \eta_m$) і на подолання опору кочення коліс N_f та повітря N_n згідно формул (1.46), (1.48). А складові частини у вигляді витрат для подолання підйому N_h та на розгін автомобіля N_j відповідно до виразів (1.47), (1.49) включаються у величину N для відображення конкретних особливостей умов поступального руху автомобіля. У загальному вигляді використану сумарну потужність N двигуна можливо представити як

$$N = \frac{M_a g (\sin \alpha + f \cos \alpha) V + K_B F V^3 + P_j V}{1000 \eta_m}. \quad (4.3)$$

Після підстановки виразу (4.3) в формулу (4.2) показника Q_s витрати палива та скорочення на швидкість V , одержуємо:

$$Q_s = \frac{q_e}{10 \rho_T} \cdot \frac{M_a g (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) + K_B F V^2 + P_j}{\rho_T 1000 \eta_m}. \quad (4.4)$$

Замінивши у виразі (4.4) силу P_j виразом (1.38) та розмірність V із м/сек на км/год, записуємо:

$$Q_s = \frac{q_e}{10^4 \cdot 3,6 \eta_m \rho_T} \times \left(M_a g (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) + \frac{1}{3,6^2} K_B F V^2 + \delta_{BP} M_a \frac{dV}{dt} \right). \quad (4.5)$$

У вираз (4.5) часто доцільно вводити сумарний коефіцієнт опору дороги $\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha$, тоді рівняння витрат палива АТЗ в загальному вигляді буде таким

$$Q_s = \frac{q_e}{10^4 \cdot 3,6 \eta_m \rho_T} \cdot \left(M_a g \psi + \frac{K_B F V^2}{3,6^2} + \delta_{BP} M_a \frac{dV}{dt} \right). \quad (4.6)$$

Рівняння (4.6) дозволяє оцінювати кількісний вплив основних факторів на паливну економічність автомобіля у різних режимах.

При усталеній швидкості руху автомобіля на горизонтальній дорозі будуть відсутні сили опору P_h , тому рівняння (4.6) спрощується до вигляду

$$Q_s = \frac{q_e}{10^4 \cdot 3,6 \cdot \eta_m \rho_T} \cdot \left(M_a g f + \frac{1}{3,6^2} K_B F V^2 \right). \quad (4.7)$$

Для усталеного руху на підйомі дороги маємо, що

$$Q_s = \frac{q_e}{10^4 \cdot 3,6 \cdot \eta_m \rho_T} \cdot \left(M_a g \psi + \frac{1}{3,6^2} K_B F V^2 \right). \quad (4.8)$$

4.2. Вихідні параметри, що визначають витрату палива автомобілем

Формули (4.3—4.8) містять змінний параметр — повну масу АТЗ M_a . Інколи для зручності краще її виразити через суму складових частин, позначених так: споряджена маса автомобіля M_o або сідельного тягача $M_{от}$, маса вантажу M_B в кузові автомобіля, повна маса завантаженого причепа $M_{пр}$ або напівпричепа $M_{пп}$. Тоді замість параметру M_a в рівняння (4.6—4.8) підставлятимуться вирази:

- для одиночного автомобіля $M_a = M_o + M_B$;
- для причіпного автопоїзда $M_{ап} = M_o + M_B + M_{пр}$;
- для сідельного автопоїзда $M_{ап} = M_{от} + M_{пп}$.

Рівняння витрати палива (4.6) визначає її чисельне значення в безпосередній залежності від різнорідних факторів, які чітко поділяються на конструктивні параметри конкретної моделі АТЗ (q_e , η_m , M_o , K_B , F , $\delta_{вр}$) та експлуатаційні характеристики умов і режимів

його поступального руху (ψ , V , $\frac{dV}{dt}$, M_B , $M_{пр}$, $M_{пп}$, ρ_T). Той або

інший кількісний вплив окремих факторів виявляється шляхом аналізу чисельних результатів розрахунку витрат палива АТЗ. Тенденція якісного впливу різних факторів видна вже із розгляду самої структури рівнянь витрат палива АТЗ, в зв'язку з чим звернемо увагу на такі переважні напрямки.

Загальна паливна економічність автомобільного двигуна відіграє велику роль у витратах палива автомобілем, що підтверджується рівняннями (4.5—4.8). Головний показник економічності двигуна — питома витрата палива q_e — стоїть в цих рівняннях як множник перед дужкою із сумою досить великих чисельних величин (завдяки впливу повної маси M_a автомобіля). Саме тому навіть невисокі абсолютні значення зміни параметру q_e будуть кожного разу впливати на кінцевий параметр Q_s — витрату палива АТЗ. Можливо більш точному визначенню параметру q_e має приділятися велика увага.

З іншої сторони збільшення коефіцієнту корисної дії трансмісії η_m , який входить до знаменника дробу перед дужками, має позитивний вплив на зниження показника Q_s . Відомо, що для найбільш поширеної механічної трансмісії автомобілів ККД знаходиться в межах 0,85—0,95. Більш складні типи трансмісій (гідрооб'ємна, електромеханічна) мають ККД порядку 0,75—0,85. З інших важливих конструктивних параметрів в рівняннях (4.5—4.8) слід вказати на споряджену масу M_o і коефіцієнт обтічності K_B . На їх зменшення постійно спрямовані пошуки в конструюванні нових автомобілів.

При експлуатації різноманітних моделей АТЗ, конструктивні параметри яких вже визначені, на витрату палива Q_s головним чином впливають такі експлуатаційні характеристики умов використання автомобіля, як швидкість V та прискорення J_a руху, а особливо коефіцієнт ψ опору дороги, який помножується на повну масу M_a . Висвітлені у розділі 3 методи визначення та завдання у розрахунках величин коефіцієнту ψ , а також параметрів руху V , J_a , цілком зберігають свою роль для розгляду витрати палива автотранспортним засобом. Вибір того чи іншого методу залежатиме від постановки вирішуваної задачі та сформульованих до неї експлуатаційних умов. Значення щільності палива ρ_T кг/м³, задаються середніми величинами — для бензинів — 0,73, а для дизельного палива — 0,86 (літне паливо) та 0,83 (зимове паливо).

Характеристика паливної економічності автомобільного двигуна є визначальною для встановлення поточних значень питомої витрати q_e в розрахунках величин Q_s . При виробленні необхідної для руху автомобіля ефективної потужності двигуна в його циліндрах спалюється певна кількість рідкого або газового палива. Вказані витрати не залишаються постійними, а навпаки, безперервно змінюються залежно від навантаженості та швидкісного режиму роботи двигуна.

Кількість палива, в грамах, яка витрачена на вироблену за годину одиницю потужності двигуна, кВт, називають питомою ефективною витратою палива q_e . Цей нормований, широко розповсюджений показник паливної економічності двигуна, який має розмірність г/кВт·год, обчислюють за даними стендових лабораторних випробувань. В кожному швидкісному режимі випробувань двигуна вимірюють годинну витрату палива $G_{\text{год}}$ та ефективну потужність N , яку розвиває при цьому двигун, тоді $q_e = G_{\text{год}}/N$. За такими даними складаються зведені таблиці для побудови навантажувальної характеристики двигуна. На відповідних графіках q_e зображають в функції двох аргументів — кутової швидкості ω_e та ступеня використання I потужності двигуна.

Навантажувальна характеристика двигуна безпосередньо відтворює особливості впливу типу робочого процесу, фаз газорозподілення, системи паливopодачі, ступеня стиску та інших елементів конструкції на питому витрату палива. Досягнутий на заводі, можливо високий початковий рівень його паливної економічності, надалі буває ефективно реалізованим тільки при вдалому його використанні в загальній системі «автомобіль—дорога—двигун—трансмсія—водій». Таке складне і відповідальне завдання вирішують конструктори при проектуванні автомобіля, а працівники експлуатації та водії — при наступному використанні АТЗ.

Для того, щоб встановлений на автомобілі двигун забезпечував економічні витрати палива, бажано досягти такого протікання мінімального рівня функції $q_e = f(\omega_e, I)$, яке співпадало б з найчастішими значеннями швидкості руху автомобіля і використаної потужності двигуна. Тому мабуть не випадково менший рівень питомої витрати палива зосереджено в середньому інтервалі кутової швидкості колінчастого валу двигуна, навіть при різному використанні його потужності. Підвищення показника q_e при великій кутовій швидкості пов'язане із збагаченням горючої суміші, зростанням витрат енергії на тертя деталей і привід допоміжних механізмів двигуна. Збільшення питомої витрати палива q_e при малій кутовій швидкості обумовлено підвищенням витрати тепла, погіршенням якості змішування палива з повітрям в циліндрах. З другого боку, питома витрата палива двигуном дуже чутлива до ступеня використання його потужності I . Для паливної економічності автомобіля більш задовільним буде використання потужності двигуна в межах $I = (0,4 - 0,9)N_{\text{max}}$. Значно підвищені значення q_e при малому навантаженні двигуна викликані

збагаченням складом горючої суміші, збільшеними тепловими та відносними механічними втратами енергії. При великому навантаженні двигуна (понад $0,9N_{\text{max}}$) в цілях підвищення літрової потужності примусово збагачується горюча суміш, наприклад, економайзером в карбюраторі або системою впорскування палива.

Для обчислення показників та досліджень паливної економічності АТЗ розроблено відповідні засоби використання навантажувальної характеристики в підрахунках на ПК. Виявилось доцільним застосувати математичну обробку експериментальних даних по залежності $q_e = f(\omega_e, I)$, з її наступним узагальненням емпіричними рівняннями. Наведемо відомий метод такої апроксимації.

В практиці інженерних розрахунків та для учбових цілей досить поширена методика, що розроблена в Московському автомобільно-дорожньому технічному університеті (МАДІ) для визначення ефективної питомої витрати палива за простим емпіричним виразом:

$$q_e = q_{eN} K_{\text{об}} K_{\text{и}}, \quad (4.9)$$

де q_{eN} — питома витрата палива при максимальній потужності двигуна N_{max} , г/кВт·год; $K_{\text{об}}$ — емпіричний коефіцієнт, що визначає вплив на значення q_e відносної кутової швидкості X_i обертання колінчастого валу; $K_{\text{и}}$ — емпіричний коефіцієнт впливу на значення q_e ступеню використання I потужності двигуна.

Середні значення питомої витрати палива q_{eN} , яка відповідає максимальній потужності N_{max} двигуна, залежно від його типу складають: для бензинових двигунів — 330...360 г/кВт·год, для дизелів — 220...240 г/кВт·год.

Безрозмірний коефіцієнт $K_{\text{об}}$ для бензинових двигунів і дизелів обчислюється за емпіричними рівняннями:

$$K_{\text{об}} \approx 1,25 - 0,99X_i + 0,98X_i^2 - 0,24X_i^3, \quad (4.10)$$

а безрозмірний коефіцієнт $K_{\text{и}}$ — за рівняннями:

- для карбюраторних двигунів

$$K_{\text{и}} = 3,27 - 8,22I + 9,13I^2 - 3,18I^3; \quad (4.11)$$

- для дизелів

$$K_{\text{и}} = 1,2 + 0,14I - 1,8I^2 + 1,46I^3, \quad (4.12)$$

де X_i — відносна кутова швидкість колінчастого валу; I — ступінь використання потужності двигуна.

Відносна кутова швидкість X_i в рівнянні (4.12) відповідає значенням поточної швидкості V_i руху автомобіля, попередньо обчисленої вище за рівнянням (1.62), і кутовій швидкості ω_{ei} , розрахованої за виразом (1.17). Щоб знайти величину X_i необхідно розділити параметр ω_{ei} на кутову швидкість $\omega_{eN'}$, що відповідає максимальній потужності $N_{\max}$ двигуна і вказану в його технічній характеристиці.

Ступінь використання потужності двигуна I дорівнює відношенню обчисленої за рівнянням (4.3) фактичної потужності N_i двигуна до тої потужності N' , яку можливо було б досягти двигуном при повній подачі палива і поточній кутовій швидкості ω_{ei} , відповідній до швидкості V_i руху АТЗ. Нагадаємо, що про визначення фактичної потужності N_{ei} за виразом (4.3) вже було сказано вище, а значення найбільшої потужності N_{ei} можливо обчислити за емпіричним рівнянням (1.19) з розділу 1.4 відповідно до кутової швидкості ω_{ei} . Відношення $I = N_i / N'$ визначає фактичну ступінь використання потужності двигуна, тому після підстановки його в рівняння (4.11) або (4.12) одержуємо емпіричний коефіцієнт $K_{\text{и}}$. Після цього обчислюється питома витрата палива q_e за формулою (4.9).

Викладений вище метод відрізняється високим рівнем осереднення експериментальних даних, які є єдиними взагалі відповідно для бензинових двигунів та дизелів. В зв'язку з цим, неможливо визначити значення q_e для окремих конкретних моделей, які різняться своєю конструкцією і особливостями робочого процесу. Враховуючи цю обставину, для більш поглиблених досліджень паливної економічності різних типів АТЗ застосовують безпосередньо апроксимацію навантажувальних характеристик для встановлених для них двигунів.

4.3. Обчислення паливних витрат автомобіля з використанням оборотної економічної характеристики двигуна

Незалежно від розглянутої вище навантажувальної характеристики двигуна, його паливну економічність визначають також за допомогою оборотної економічної характеристики. Методика її побудови базується на експериментальних даних лабораторних випробувань двигунів, які проводять у відповідності до діючих норма-

тивних документів. За визначеною навантажувальною характеристикою після нескладних розрахунків можна отримати оборотну економічну характеристику. Для цього необхідно мати значення годинної витрати палива $Q_{\text{год}}$, кг/год, та ефективної потужності N двигуна, кВт, зафіксованої відповідно до кількості обертів n_e колінчастого валу. Для кожного із значень n_e буде обчислено ряд відповідних витрат палива q_0 за один оберт валу, розрахованих як відношення $Q_{\text{год}}$ до кількості обертів валу n_e , хв⁻¹:

$$q_0 = \frac{16,7 Q_{\text{год}}}{n_e}, \text{ г/об} \quad (4.13)$$

Відповідний до значення q_0 крутний момент двигуна визначається як $M_k = 1000 \cdot N/n_e$, що дозволяє побудувати оборотну економічну характеристику. Для неї за наслідками математичної обробки експериментальних даних із випробувань різних моделей двигунів встановлена така емпірична залежність:

$$q_0 = q_{ox} + v M_k; \quad (4.14)$$

$$q_{ox} = q'_{ox} V_h; \quad q_0 = q'_{ox} V_h + v M_k, \quad (4.15)$$

де q_{ox} — витрата палива при холостому ході двигуна, г/об; q'_{ox} — питома оборотна витрата палива, г/об·л; V_h — робочий об'єм (літраж) двигуна, л; M_k — крутний момент на валу, кНм; v — емпіричний коефіцієнт.

Вираз (4.14) для оборотної витрати палива q_0 двигуном вказує на безпосередній вплив на неї крутного моменту, який знімається з колінчастого валу. А залежності (4.15) наочно ілюструють наявність збільшення оборотної витрати палива q_0 по мірі зростання робочого об'єму (літражу) V_h двигуна.

Для бензинових двигунів параметр q_{ox} у виразі (4.14) практично має постійне значення — 0,0065...0,0080 г/об·л. Коефіцієнт v допустимо вважати незалежним від кутової швидкості колінчастого валу для потужності двигуна не вище 0,75—0,85 від максимальної і приймати однаковим в межах 0,0035...0,0050 г/кНм·об.

Для обчислень витрати палива автомобілем, л/100 км, запи-
суються такий початковий вираз:

$$Q_s = 0,001 \frac{q_0}{\rho_T} n_{100}, \quad (4.16)$$

де q_0 — оборотна витрата палива, в грамах, за один оберт валу двигуна; ρ_T — щільність палива, кг/м³; n_{100} — сумарна кількість обертів колінчастого валу двигуна при проходженні автомобілем 100 км шляху, об/100 км.

Значення змінного параметру n_{100} допустимо встановити за виразом

$$n_{100} = n_e \frac{100}{V} 60, \quad (4.17)$$

де V — середня швидкість руху автомобіля на 100-кілометровому відрізку шляху, км/год; n_e — кількість обертів валу двигуна, хв⁻¹, що відповідає до швидкості V .

Для визначення залежності між величинами V і n_e використана відома формула (1.17) і на її основі записано

$$V = \frac{2\pi r_k n_e}{60 U_T} 3,6, \quad (4.18)$$

де U_T — загальне передаточне число трансмісії автомобіля; r_k — радіус кочення ведучих коліс, м.

Якщо підставити залежність (4.18) до виразу (4.17) та провес-ти скорочення на параметр V із чисельним упорядкуванням, тоді одержимо:

$$n_{100} = 15,910^3 \frac{U_T}{r_k}. \quad (4.19)$$

Після заміни в (4.16) множника q_0 його виразом із (4.15) та підста-новки на місце параметру n_{100} формули (4.19), можливо записати:

$$Q_s = \frac{15,9 U_T}{r_k \rho_T} (q'_{ox} V_h + v M_k), \quad (4.20)$$

де M_k — ефективний крутний момент двигуна, який реалізується при русі автомобіля із швидкістю V .

Щоб знайти значення використаного при русі АТЗ крутного моменту M_k на валу двигуна для підстановки до формули (4.20), попередньо треба обчислити необхідний крутний момент M_p на ведучих колесах автомобіля. Для цього визначають при заданих умовах його руху сили опору, що входять до силового балансу АТЗ, користуючись формулами (1.2), (1.5), (1.10), (1.38). За рівнянням (1.41) підраховують суму усіх діючих сил опору руху, якою вста-новлюється потрібна сила P_p тяги на ведучих колесах автомобіля. Це дозволяє обчислити спочатку необхідний крутний момент M_p на ведучих колесах АТЗ

$$M_p = P_p r_d, \quad (4.21)$$

де r_d — динамічний радіус колеса, м.

Зокрема, при прямолінійному прискореному русі автомобіля на підйомі дороги:

$$M_p = (P_f + P_h + P_n + P_j) r_d = \\ = \left[M_a g (f \cos \alpha + \sin \alpha) + K_B F V^2 + M_a \delta_{об} \frac{dV}{dt} \right] r_d.$$

Після визначення моменту M_p для АТЗ із механічною транс-місією нескладно встановити відповідний йому крутний момент M_k двигуна для підстановки у формулу (4.20):

$$M_k = \frac{M_p}{U_T \eta_m}. \quad (4.22)$$

Кінцево отримано вираз для витрати палива Q_s автомобілем, при складанні якого використана оборотна економічна характери-стика його двигуна, у вигляді

$$Q_s = \frac{15,9}{r_k} \frac{U_T}{\rho_T} \left(q'_{ox} V_h + v \frac{M_p}{U_T \eta_m} \right). \quad (4.23)$$

Одержаний вираз (4.23) не підміняє розглянуті у розділі 4.1 рівняння витрати палива автомобілем (4.5—4.8), але при цьому роз-

ширює методику дослідження його паливної економічності за рахунок аналізу нових впливаючих чинників. Зокрема, безпосередньо виявляється суттєвий кількісний вплив літража V_h двигуна на паливну економічність АТЗ. Збільшення V_h забезпечує більш високу максимальну потужність двигуна, що позитивно позначається на тягово-швидкісних властивостях автомобіля. Поряд із цим, при русі АТЗ з неповним завантаженням або при малому опорі дороги запас потужності двигуна може помітно недовикористовуватись, внаслідок чого будуть підвищені питомі витрати палива двигуном та показник Q_s для автомобіля.

Рівняння (4.23) вказує на збільшення витрат палива Q_s (при однаковому значенні крутного моменту M_k двигуна) прямо пропорційно використаному передаточному числу U_r трансмісії. Таким чином, математично визначена доцільність руху АТЗ на більш високій передачі в трансмісії із меншим загальним передаточним числом. Наявність у рівнянні (4.23) величини сумарного крутного моменту M_p на ведучих колесах автомобіля є зручним для пошуків при його конструюванні оптимальних параметрів шин з метою зменшення загального моменту опору кочення коліс. Наприклад, для автомобілів підвищеної прохідності, обладнаних централізованою системою змінювання тиску повітря у спеціальних шинах, визначені його оптимальні значення для умов переміщення по деформованим ґрунтовим поверхням та бездоріжжі. Згідно виразам (4.20), (4.23) за результатами досліджень показана залежність витрати палива автомобілів від параметрів криволінійного руху (радіус повороту; швидкість руху; використана передача). Із аналізу розрахункових даних з'ясовано, що при маневруванні із малими радіусами повороту (до 100 м) автомобілем витрачається на 20–30 % більше палива у порівнянні з прямолінійним рухом. Вказана різниця зменшується до 6–15 % при радіусах траєкторії в межах від 100 до 400 м та до 4–5 % для радіусів 600–800 м, досягаючи 2–3 % на дорожніх закругленнях великої кривизни. При цьому певну, але невелику роль відіграють тип та літраж двигуна, швидкість руху, ККД трансмісії і маса автомобіля.

4.4. Паливний баланс автотранспортного засобу

Паливний баланс автомобіля дозволяє проаналізувати окремі складові частини загальної витрати палива Q_s і знаходити засоби їх скорочення, враховуючи цілий комплекс факторів, які залежать не тільки від конструктивних параметрів автомобіля, але і умов його руху. З такої точки зору паливний баланс АТЗ тісно пов'язаний з рівнянням витрати палива, наведеним у розділі 4.1.

З метою більшої зручності у складанні паливного балансу автомобіля доцільно ввести до нього ефективну питому витрату палива q_e двигуном у виразі, складеному із двох частин:

$$q_e = q'_e + q''_e, \quad (4.24)$$

де q'_e — витрата палива, необхідна для подолання механічних, теплових та інших витрат енергії в самому двигуні при заданому режимі роботи; q''_e — витрата палива, пов'язана із зовнішнім завантаженням двигуна від всіх вузлів трансмісії автомобіля.

Для наступних розрахунків паливного балансу автомобіля параметри q'_e , q''_e можливо чисельно визначити, використавши ефективний ККД η_e робочого процесу двигуна, який дорівнює добутку індикаторного η_i та механічного η_x ККД двигуна. Важливим є те, що ефективний ККД одночасно вказує як на економічність реального робочого циклу (через η_i), так і на різноманітні допоміжні витрати потужності (механічні, теплові, насосні) в самому двигуні (через η_x). Якщо відома загальна потужність двигуна N , яка знімається з його колінчастого валу на трансмісію АТЗ, тоді можливо визначити, що

$$q''_e = q_e \eta_e. \quad (4.25)$$

За цієї умови знаходимо значення параметру

$$q'_e = q_e - q''_e = q_e \cdot (1 - \eta_e). \quad (4.26)$$

Для двигунів, які працюють на рідкому паливі, встановлене таке співвідношення між питомою ефективною витратою палива q_e , ефективним ККД η_e та теплотворною здатністю H_u використаного палива:

$$q_e = \frac{3600}{H_{\text{и}} \eta_e}, \text{ тоді } q_e'' = q_e \eta_e = \frac{3600}{H_{\text{и}}}. \quad (4.27)$$

Після визначення параметра q_e'' , нескладно встановити, що

$$q_e' = q_e - q_e'' = q_e - \frac{3600}{H_{\text{и}}}. \quad (4.28)$$

Використовуючи одержані вирази для параметрів q_e' , q_e'' рівняння (4.24) для показника Q_s паливної економічності АТЗ запишемо, як таке, що складається з двох членів у правій частині

$$Q_s = \frac{27,8 \left(q_e - \frac{3600}{H_{\text{и}}} \right) N}{V \rho_T} + \frac{10^5 N}{V \rho_T H_{\text{и}}}, \quad (4.29)$$

де введено розмірності: N , кВт; V , м/с; $H_{\text{и}}$, МДж/кг; ρ_T , кг/м³.

В рівнянні (4.29) перша складова визначає кількість палива, л/100 км, яке витрачається в зв'язку з недосконалістю робочого процесу двигуна, а також на привід його допоміжних агрегатів. Чисельно на ці витрати впливають тип двигуна, його температурний та швидкісний режим, загальне навантаження. Друга частина рівняння (4.29) визначає кількість палива, л/100 км, необхідну для вироблення ефективної потужності двигуна, що витрачається на подолання усіх видів опору переміщення автотранспортного засобу, які входять до балансу потужності АТЗ, а також на прокручування деталей трансмісії.

Повне рівняння паливного балансу АТЗ має такий вигляд при узагальнених позначеннях його складових частин:

$$Q_s = Q_{se} + Q_{\text{ш}} + Q_{\text{сп}} + Q_{\text{сп}} + Q_{\text{ст}} + Q_{\text{ск}}, \quad (4.30)$$

де Q_{se} — витрата палива на подолання неефективних теплових, насосних, механічних витрат енергії у двигуні та на привід допоміжного обладнання (водяний насос, генератор, компресор та ін.); $Q_{\text{ш}}$, $Q_{\text{сп}}$, $Q_{\text{сп}}$, $Q_{\text{ст}}$, $Q_{\text{ск}}$ — витрати палива відповідно на подолання опору дороги та повітряного середовища, внаслідок прискорення

руху АТЗ (розгін) та прискореного обертання деталей трансмісії і всіх коліс.

Рівняння (4.30) визначає енергетичний баланс АТЗ у його паливному представленні в загальному вигляді. Окремі складові частини рівняння (4.30) мають певний фізичний зміст відповідно до процесу руху заданого АТЗ. Вони визначаються роздільно за наступними виразами:

- витрати палива на подолання витрат енергії в двигуні:

$$Q_{se} = \frac{27,8 \left(q_e - \frac{3600}{H_{\text{и}}} \right) N}{V \rho_T}, \quad (4.31)$$

де q_e — питома ефективна витрата палива, г/кВт·год, відповідна до потужності N ; $H_{\text{и}}$ — теплотворна здатність палива, МДж/кг;

- витрати палива на подолання опору кочення коліс та підйому дороги (опір дороги):

$$Q_{\text{ш}} = \frac{100 M_a g}{\eta_m \rho_T H_{\text{и}}} (f \cos \alpha + \sin \alpha) = \frac{100 M_a g \psi}{\eta_m \rho_T H_{\text{и}}}, \quad (4.32)$$

де η_m — ККД трансмісії АТЗ; M_a — повна маса АТЗ, кг.

- витрати палива на подолання опору повітря:

$$Q_{\text{сп}} = \frac{50 C_x \rho_B F V^2}{\eta_m \rho_T H_{\text{и}}}, \quad (4.33)$$

де C_x — коефіцієнт лобового опору повітря АТЗ (дані таблиці 1.2); ρ_B — щільність повітря, кг/м³; F — площа поперечного перерізу автомобіля, м².

- витрати палива при розгоні АТЗ, тобто внаслідок руху АТЗ з прискоренням dV/dt :

$$Q_{\text{сп}} = \frac{10 M_a}{\eta_m \rho_T H_{\text{и}}} \frac{dV}{dt} \quad (4.34)$$

- витрати палива на прискорене обертання деталей трансмісії, що мають сумарний момент інерції J_{TP} :

$$Q_{ST} = \frac{100 J_{TP} U_{TP}^2 \eta_m}{r_k^2 \rho_T H_{II}} \frac{dV}{dt}, \quad (4.35)$$

де $U_{TP} = U_{KJ} U_{ДП} U_0$, визначається для передач, які використані при русі АТЗ; r_k — радіус кочення коліс, м.

- витрати палива на прискорене обертання всіх k коліс із сумарним моментом інерції $\sum I_{ki}$:

$$Q_{SH} = \frac{100}{\eta_m \rho_T H_{II}} \frac{dV}{dt} \sum_{i=1}^k \frac{I_{ki}}{r_{ki}^2}. \quad (4.36)$$

За наведеними виразами (4.31—4.36) забезпечено незалежний і роздільний аналіз впливу введених до них параметрів на чисельне значення кожної складової частини паливного балансу. По її відношенню до загальної витрати палива Q_s визначається суттєвість, тобто питома вагомість даних витрат залежно від змінних умов експлуатації АТЗ. Саме за паливним балансом буде зручно перевіряти відповідність поміж типом, максимальною потужністю, економічністю двигуна та конструктивними параметрами того автомобіля, на якому він встановлений. Цей баланс також наочно показує відносний вплив швидкості руху, опору дороги, прискорення АТЗ на складові частини та загальні витрати палива в змінних умовах експлуатації.

Особливо показовим виявляється вплив вищеназваних факторів на паливний баланс причіпного автопоїзда в складі бортового автомобіля-тягача та одного-двох причепів, тому що його повну масу можна змінювати в широкому інтервалі окремих значень. Для оцінки таких змін зручно скористатися коефіцієнтом $\Gamma_{ан}$ навантаження автопоїзда, визначеним як відношення його загальної маси $M_{ан}$ до повної маси M_a навантаженого автомобіля-тягача. Остаточного складемо таке розгорнуте рівняння паливного балансу причіпного автопоїзда:

$$Q_s = \frac{27,8 \left(q_e - \frac{3600}{H_{II}} \right) N}{V_{ан} \rho_T} + \frac{980 M_{ан} \Gamma_{ан}}{\eta_m \rho_T H_{II}} (f_{ан} \cos \alpha \pm \sin \alpha) +$$

$$+ \frac{50 C_{x \rho_B} F V_{ан}^2}{\eta_m \rho_T H_{II}} \pm \frac{100 M_{ан} \Gamma_{ан}}{\eta_m \rho_T H_{II}} \frac{dV}{dt} \pm \frac{100 J_{TP} U_{TP}^2 \eta_m}{r_{da} r_{ka} \rho_T H_{II}} \frac{dV}{dt} \pm$$

$$\pm \frac{100}{\eta_m \rho_T H_{II}} \frac{dV}{dt} \left(\sum_{i=1}^n \frac{I_{KT}}{r_{dT} r_{KT}} + \sum_{i=1}^m \frac{I_{KPP}}{r_{дП}^2} \right), \quad (4.37)$$

де $M_{ан}$ — загальна маса автопоїзда, кг; $r_{дн}$ — динамічний радіус коліс, м; I_{TP} , I_{KT} , I_{KPP} — відповідно обертальні маси деталей трансмісії, коліс тягача та причепа; n , m — кількість коліс тягача та причепа.

Рівняння паливного балансу АТЗ та його складових частин використовуються як незалежні математичні моделі для розрахунків на ПК.

До математичних виразів паливного балансу АТЗ та його окремих складових частин входять різноманітні параметри. Вивчення впливу цих параметрів на загальну витрату палива зручно здійснювати за трьома основними напрямками. Перший з них об'єднує параметри впливу робочого процесу автомобільного двигуна на його паливну економічність. До другого напрямку відносяться такі фактори, від яких залежить ККД трансмісії, що характеризує витрати енергії при передачі потужності двигуна до ведучих коліс. Третій напрямок охоплює велику кількість параметрів та факторів, якими визначаються всі зовнішні витрати енергії при подоланні сил опору руху автотранспортного засобу. Різномановиті можливості послідовного, роздільного аналізу витрат палива по основним напрямкам з метою пошуку шляхів їх скорочення як при конструюванні, так і при експлуатації АТЗ визначають важливі переваги використання розглянутого паливного балансу.

4.5. Енергетичний баланс при поступальному русі автомобіля

Паливна економічність транспортного засобу наочно і безпосередньо виявляє досягнутий рівень раціонального використання енергії. Здатність до самостійного переміщення у просторі по дорогах забезпечена встановленим на автомобілі двигуном із силовим приводом, що передає до коліс достатню для руху механічну енергію, вироблену за рахунок витраченого палива. В кінцевому підсумку складається повний енергетичний баланс поміж первісною, використаною енергією палива (а нею буває хімічна, електрична, тепла, кінетична або ін.) та реалізованою енергією для руху автотransпортного засобу. Кількісні та якісні характеристики складових частин у енергетичному балансі формуються відповідно до законів класичної механіки та згідно із початковими умовами відносно положення та швидкості транспортного засобу. Через безперервні зміни цих умов для різних типів АТЗ важливо обґрунтовано визначати окремі частини енергетичного балансу, складати їх аналітичні вирази, а наступним аналізом знаходити нові засоби для вкрай необхідного, актуального поліпшення енергетики перспективних автомобілів.

Поступальний прямолінійний рух довільного АТЗ розглядаємо як зовнішню прояву миттєвого (квазістатичного) стану системи «середовище—водій—автомобіль» (СВА) або «середовище—водій—автомобіль—управління» (СВАУ), обґрунтованих далі у розділі 7.1. На можливий швидкісний режим руху АТЗ мають вплив зовнішні сили та моменти, при цьому не однаковим чином взаємодіють поміж собою різні види енергії.

Для переміщення автомобіля використовується енергія E_d , вироблена двигуном, а також за сприятливих обставин — набута при проходженні попереднього шляху кінетична E_k і потенціальна E_p енергії. У різному своєму складі та розмірах в енергетичному балансі обов'язково буде присутнім безповоротне розсіювання E_r деякої частини механічної енергії з різноманітних об'єктивних причин. Вони обумовлені як самою конструкцією даного автомобіля, так і явищами, що супроводжують його взаємодію з дорогою і оточуючим повітрям. Окрема важлива роль в енергетичному балансі АТЗ належить періодичним, часто значним, витратам енергії через необхідність примусового помітного зниження швидкості руху.

Тоді для поглинання кінетичної енергії АТЗ за допомогою гальмової системи разом з іншими засобами створюється витрата енергії E_T в процесі гальмування. Для зручності наступного розгляду виведених складових частин E_d , E_k , E_p , E_r , E_T енергетичного балансу нагадаємо ряд відомих положень.

Енергія (як і робота) має розмірність $[E] = [m][V^2] =$

$$= \frac{\text{г} \cdot \text{см}^2}{\text{сек}^2} (\text{ерг}). \text{ В системі СІ використана її одиниця — джоуль, що}$$

представляє собою роботу сили в 1 Н (ньютон) на шляху в 1 м: $1 \text{ Дж} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м} = 10^7 \text{ ерг}$. Якщо за одиницю сили взято кілограм, то відповідною одиницею енергії буде кілограмометр ($1 \text{ кГм} = 9,8 \text{ Дж}$), тобто це буде робота, створена силою 1 кГс на шляху 1 м. Джерело енергії характеризується роботою, здійсненою в одиницю часу. Вона має найменування — потужність — і виміряна у ваттах

$$\text{тах (вт)} - 1 \text{ вт} = 1 \frac{\text{Дж}}{\text{сек}}. \text{ Потужність двигунів для автотransпортних}$$

засобів задають у кіловаттах (кВт), а виконану двигуном протягом однієї години роботу називають кіловат-годиною (кВт·год).

Відібрана від двигуна енергія E_d забезпечує поступальне переміщення АТЗ в так званому тяговому режимі (див. розд. 1.1, 1.3, 1.5). Завдяки безперервному автономному надходженню механічної енергії, реалізується тягова сила на ведучих колесах, і автомобіль здатен досягати самої високої поточної і середньої швидкості, передбаченої наявними тягово-швидкісними властивостями. Основні характеристики сучасних двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), вибір їх параметрів та оптимальних режимів роботи висвітлені у розділах 1.4, 2.2, 3.13, 4.2, 4.4.

Оскільки тяговий режим руху АТЗ можливо створити тільки за умови витрат рідкого, газоподібного або твердого палива, безперервно ведуться пошуки і розробки до їх скорочення за різноманітними напрямками. Оригінальними удосконаленнями робочих процесів і конструкцій двигунів внутрішнього згоряння досягають певного підвищення ККД і паливної економічності. Переваги існуючого типажа ДВЗ у вигляді менших габаритів і маси, високої надійності, споживанні недорогих і альтернативних сортів палива та інше досі ще сприяють їх домінуючому застосуванню на автотransпортних засобах. Однак невідкладно слід скорочувати обсяги спо-

живання для АТЗ природного нафтового палива. Крім того, вже вичерпані практично резерви для такого подальшого зниження обсягу і складу шкідливих викидів ДВЗ, якого вимагають жорсткі державні норми по зменшенню токсичності відпрацьованих газів. Наведемо приклади таких конструктивних розробок у світовому автомобілебудуванні.

В різних варіантах вже створено «гібридний легковий автомобіль», оснащений електроприводом від акумуляторних батарей, до роботи якого автоматично підключається зменшеної потужності двигун внутрішнього згоряння, причому тільки після досягнення мінімально допустимої для руху «на прямій» швидкості. В трансмісії автомобіля встановлено двомасовий оригінальних маховик, а електромотор працює також і як генератор, тому при плавному сповільненні підзаряджаються акумуляторні батареї. На такому автомобілі досягнуто знижені витрати палива і шкідливі викиди, а тягово-швидкісні властивості поліпшені електроприводом. Відомо також, що екологічні характеристики легкових автомобілів значно покращилися на таких серійних зразках, у яких водень використано на двигуні внутрішнього згоряння як додаткове паливо поруч із бензином. Таким шляхом проявляється вірогідно очікуваний перехід до «віку водню».

У різних країнах розгорнуто масштабні роботи з докорінного, перспективного рішення проблеми перетворення енергії та значного обмеження емісії відпрацьованих газів у силових установках автомобіля. Провідні фірми демонструють дослідні зразки, на яких ДВЗ замінені двигунами з паливними елементами та більш екологічними видами приводу автомобіля. Викладемо коротко сучасні відомості щодо такої альтернативи сучасним ДВЗ. У паливних елементах не відбувається згоряння палива з надмірним нагрівом, а забезпечена керована хімічна реакція поміж киснем і воднем (паливом), внаслідок якої утворюються пари води. При цьому генерується електрична енергія, а одержаний електричний струм приводить в дію електромотор, і вже від нього далі через привід передається механічна енергія для забезпечення руху автомобіля. Паливні елементи працюють при відносно невисокій температурі, мають значну питому потужність та ККД, що майже вдвічі більший за існуючий у ДВЗ. А викиди ними токсичних речовин набагато зменшені порівняно із бензиновим двигуном. На шляху поширеного впровадження установок із паливними елементами для авто-

мобільної техніки, окрім зниження їх високої вартості, невідкладним залишається завдання вибору джерела відносно чистого водню. Технічно можливо одержати його електролізом із води (регенерація) або виробляти із природного газу метанолу з використанням бортової установки-реформінга, чи іншим способом. Для хімічної реакції в паливних елементах кисень може бути заготовленим не тільки у вигляді запасу в балонах, але і добутий із атмосферного повітря. Однак і тут існують проблеми, бо кисню міститься в атмосфері тільки біля 20 %; потрібен також компресор з додатковим відбором енергії, а саме повітря вже забруднено домішками CO_2 та дорожнім пилом. Таким чином, перспективні пошуки триватимуть у широких масштабах, за різними напрямками.

Після розгляду тягового режиму руху АТЗ з використанням енергії E_d від силової установки та витратою для цього палива, відповімо на запитання: чи можливі інші варіанти? Так, автомобіль здатен долати певні, обмеженої довжини ділянки дороги, витрачаючи за сприятливих обставин свою набуту раніше кінетичну E_k та потенціальну E_n енергію. При цьому поточна швидкість руху АТЗ у більшості випадків буде зменшуватись, зросте час подолання такої ж довжини шляху, яка відповідала б тяговому режиму, а за рахунок цього поменшає не набагато середня швидкість в рейсі. Проте вказані невеликі вади переміщення АТЗ періодичним накатом або вибігом в значній мірі компенсуються досягнутою економією невитраченого палива. В зв'язку із цим, стисло розглянемо ряд положень відносно використання кінетичної та потенційної енергії автомобіля в різних умовах.

Поступальний прямолінійний рух автомобіля визначається тим, що всі його точки мають однакову лінійну швидкість і описують траєкторії однакової форми. Таке переміщення виявляє першу ступінь волі транспортного об'єкту, але поруч буде існувати і друга ступінь волі у вигляді можливого обертального руху окремих мас в усіх системах автомобіля. В результаті розгону до обраної швидкості V при використанні потужності двигуна зростає кінетична енергія E_k повної маси M_a автомобіля, досягаючи значення, представленого спрощено виразом:

$$E_k = \frac{1}{2} M_a V^2 \delta_k, \quad (4.38)$$

де δ_k — коефіцієнт, що враховує вплив обертових мас АТЗ на зростання величини E_k , є завжди більшим за одиницю.

Коефіцієнт δ_k належить обчислювати конкретно по кожній моделі АТЗ з урахуванням ознак конструкції його агрегатів та кінематики обертального руху окремих мас. По кожній із них кінетична енергія тіла, що обертається, як відомо, буде підрахована у вигляді добутку $0,5 I \Omega^2$, у якому I визначає момент інерції тіла відносно осі обертання, а Ω — кутова швидкість обертання тіла. Величина δ_k залежатиме від кількості, розмірів і розміщення обертових мас на автомобілі та від того, яке відносне положення займають вісі їх обертання.

При заданій масі M_a автомобіля кінетична енергія E_k чисельно знижується по мірі сповільнення із зменшенням швидкості V руху, а при її нульовому значенні буде вичерпаною. Навпаки, внаслідок інтенсивного розгону автомобіля, особливо до рівня високої швидкості, різко зростатиме пропорційна її квадратові кінетична енергія, але кожного разу на такий неусталений процес руху витрачаються чималі обсяги палива. З точки зору поліпшення енергетики автомобіля виявляється раціональним дотримуватися по можливості усталених швидкостей руху, витриманих в економічному або динамічному діапазоні (див. розд. 4.1, 4.4) з урахуванням дорожньої ситуації та передбачених і вже очікуваних її змін на наступних близьких та далеких відрізках шляху.

Потенційна енергія E_{Π} автомобіля набуває зміни в процесі подолання підйомів на поздовжньому профілі дороги, для чого необхідно витратити певну механічну енергію, вироблену двигуном. Фактично відбувається рух АТЗ в однорідному і постійному силовому полі, створеному притягінням Землі. Сили поля скрізь мають однакову величину, незмінний напрямок і незалежні від часу. Важливо розуміти, що робота сил поля земного тяжіння не залежить від виду шляху, по якому відбувається перенос у просторі транспортного об'єкту. Вона буде визначена тільки положенням початкової та кінцевої точок переносу, а це залежить від ухилу (кута) підйому або спуску дороги. При цьому, якщо буде змінено напрям переносу, робота вочевидь змінить свій знак.

Здійснена силами поля робота при переміщенні будь-якої матеріальної частинки від певної точки 0 в іншу точку P у фізиці позначається через $-U$. Величина U , яку взято із протилежним знаком, називається потенційною енергією частинки в точці P .

Таким чином, результат дії сили тяжіння Землі може бути вираженим в залежності від координат знаходження АТЗ в просторі такою формулою:

$$E_{\Pi} = M_a g (z_1 - z_0) = M_a g z, \quad (4.39)$$

де z_1, z_0 — відповідно координати положення автомобіля, визначені висотою над рівнем моря на широті 45° в кінці та на початку підйому дороги; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — постійна величина прискорення сили тяжіння.

Оскільки напрямок переміщення АТЗ вгору по підйому дороги є протилежним відносно напрямку дії силового поля земного тяжіння, тобто вони не співпадають по своєму спрямуванню, тому вищевизначена величина E_{Π} має знак $(+)$ і вважається у фізиці позитивною, а з точки зору математики — додатною. Внаслідок зростання координати z_1 буде збільшуватися потенційна енергія автомобіля, бо здійснює цей процес механічна енергія, відібрана від двигуна на ведучі колеса АТЗ. Під дією енергії E_{Π} стає потім можливим переміщення автомобіля по ухилу дороги — в накаті. По мірі зниження координати z_1 стає меншою і величина E_{Π} , поки кінцево не буде нульовою при $z_1 = z_0$ на горизонтальній дорозі. Іншими словами, сила земного тяжіння спрямована у бік зменшення потенційної енергії АТЗ.

Повну енергію АТЗ визначає сума кінетичної і потенційної енергії. При цьому можливо здійснювати взаємний перехід одного виду до другого, наприклад, коли застосовуються прийоми динамічного подолання підйому дороги (див. розділи 3.8, 3.11) або розгону АТЗ на спуску дороги без використання двигуна. Кінетична енергія автомобіля є величиною суттєво тільки додатною, тоді як потенційна енергія може бути як додатною, так і від'ємною, залежно від напрямку ухилу дороги, що долається АТЗ. Перспективи поліпшеної реалізації кінетичної та потенційної енергії автомобіля з метою скорочення витрати палива закладені в комп'ютерних бортових комплексах для оптимізації режимів руху через автоматизоване управління системою «двигун—трансмсія».

Поступальне переміщення АТЗ по дорозі, що забезпечене своїм автономним джерелом механічної енергії, постійно супроводжують необертові витрати (у вигляді тепла, шумів та інших явищ), які названо далі в співкупності розсіюванням енергії E_p . Відповідні його складові

частини будуть визначатися процесами тертя в силовому приводі автомобіля, силами та моментами опору кочення коліс по дорозі, проти-дією повітряного середовища. У розділах 1.2, 1.5, 1.7, 4.1, 4.4 висвітлено основи названих процесів та методичні положення для обчислень відповідних витрат потужності двигуна, що дозволяє в наступному окреслювати чисельну величину E_p . У кожній ситуації виникають різні співвідношення поміж наявною для використання механічною енергією (E_d , E_k , E_n) та її витратами E_p . А в залежності від цього забезпечуються режими прискореного, усталеного або сповільненого руху АТЗ.

Удосконаленням конструкції перспективних автомобілів передбачається багато заходів до зниження рівня витрат V_p . Особливу увагу приділяють впровадженню новітніх матеріалів і технологій, удосконаленню агрегатів автомобіля. Ці заходи дозволяють поступово не тільки зменшити його власну споряджену масу M_0 , але і покращити відносні масові показники (M_0/M_B , M_d/M_B). Останнім часом в цьому напрямі перспективним постає розвиток транспортних засобів великої та надвеликої вантажопідйомності повною масою до 40...50 т (двох- і триланкові автопоїзди). Значний прогрес досягнуто в їх конструюванні за модульним принципом формування із готових секцій кузовів та ретельно відпрацьованих фірмами окремих агрегатів єдиного автопоїзду.

З іншої точки зору, при змінних умовах експлуатації різних видів АТЗ резервами зниження величини E_p залишаються кардинальні поліпшення мережі та якості автомобільних доріг, їх технічного стану, а також облаштування структурами керування рухом транспортних потоків.

Із послідовним розглядом енергетичного балансу тісно пов'язані, на наш погляд, витрати енергії при гальмуванні E_T . Вони будуть визначатися безпосередньо із використаними технічними засобами його здійснення. Найбільш часто застосовується робоча гальмова система автомобіля. Для цих умов було запропоноване Є.А.Чудаковим таке загальне рівняння енергетичного балансу при гальмуванні автомобіля за відсутності блокування коліс:

$$R_A = R_T + R_W + R_f + R_r + R_\varphi. \quad (4.40)$$

Згідно (4.40), кінетична енергія R_A автомобіля, що здійснює свій рух по горизонтальній дорозі, витрачається на такі види роботи: тертя колодок з гальмовими барабанами R_T ; опір повітря поступальному пе-

реміщенню автомобіля та обертанню його коліс R_W ; опір кочення коліс R_f ; тертя в трансмісії R_r ; тертя внаслідок ковзання шин по дорозі R_φ . Аналізом рівняння (4.40) показано, що його складові частини змінюють свою величину в залежності від сили натискання водієм гальмової педалі. Серед засобів сповільнення автомобіля без застосування гальм відомі накат із від'єднанням двигуна від трансмісії або частіше достатньо тільки знизити до мінімуму подачу палива у двигун, використовуючи роботу в ньому сил тертя і певною мірою «компресію». Інколи попередньо встигають переключитися на одну із нижчих передач.

В процесі інтенсивного сповільнення гальмовою системою доцільно акумулювати для наступного використання частину наявної кінетичної енергії АТЗ. Для такої «регенерації» енергії створено ряд неординарних конструкцій на різних транспортних об'єктах. Неоднозначно доведена реальність надання значної механічної енергії великій обертovій масі (у вигляді розгону маховика), з наступною її реалізацією для переміщення автомобіля на деяку незначну відстань. Наприклад, за таким принципом було розроблено туристичний автобус із додатковою маховою масою, який виправдав себе при експлуатації в гірській місцевості в Швейцарії. Різноманітні можливості пов'язані із електричним приводом автомобіля, зокрема за допомогою встановлених на ньому пристроїв для зарядки акумуляторних батарей. Перспективні розробки гальмових систем АТЗ передбачають їх електричний привід в дію, а в цьому теж можуть бути резерви для регенерації енергії.

Узагальнюючи розгляд енергетичного балансу АТЗ, слід визначити як головний шлях до його докорінного поліпшення саме нестримне впровадження бортових комп'ютерних комплексів із запрограмованим управлінням усіма системами автомобіля в режимах руху з оптимальними параметрами. При цьому окремо мають бути використані спеціально розроблені системи на швидкісних дорогах та автоматизація управління від супутників.

4.6. Задачі до засвоєння учбового матеріалу розділу 4

Задача 4.1. Обчислити годинну витрату палива двигуном $Q_{\text{год}}$ вантажного дизельного автомобіля за виразом (4.1) при русі в дорожніх умовах, що потребують використання ефективної потужності двигуна $N = 36$ кВт при питомій витраті палива q_e в середньому 235 г/кВт·год. Щільність дизельного палива — 860 кг/м³.

Задача 4.2. Визначити за формулою (4.2) кількість витраченого автомобілем бензину Q_s , л/100 км, для випадку проїзду відрізка шляху з використаною потужністю двигуна $N = 20$ кВт при середній питомій витраті палива $q_e = 320$ г/кВт·год та швидкості руху $V = 60$ км/год. Щільність бензину — $0,73$ кг/м³. Для порівняння, повторити розрахунок величини Q_s за умови встановлення дизеля на автомобілі, для якого показник $q_e = 210$ г/кВт·год.

Задача 4.3. За викладеними у розділі 3.2 методичними вказівками провести розрахунки питомої витрати палива q_e двигуном згідно формул (4.9)—(4.12) та зробити порівняння одержаних результатів. Для обраної моделі автомобіля задачу вирішувати у кількох варіантах усталеного руху (при $\psi = 0,03$) зі швидкістю 30, 60, 90 % від максимальної за технічною характеристикою.

Задача 4.4. Легковий автомобіль рухається по дорозі з коефіцієнтом опору $\psi = 0,025$ із усталеною швидкістю 70 км/год на вищій передачі. В різних рейсах не залишається однакою повна маса автомобіля M_a внаслідок того, що на ньому перевозяться: а) два пасажери; б) 5 пасажирів; в) 5 пасажирів та 150 кг багажу; г) додатково до вказаного в п. «в» буксирується причеп масою 350 кг. Використовуючи відповідні рівняння з розділів 4.1, 4.2, обчислити витрату палива, л/100 км, у зазначених випадках, а потім порівняти варіанти «г» і «б». У початкових даних робити зміни параметрів C_x , F .

Задача 4.5. Для повністю завантаженого пасажирями заданого легкового автомобіля обчислити витрати палива Q_s , л/100 км, при заданих варіантах швидкості руху 40, 60, 90, 120 км/год, але для різних значень коефіцієнту ψ опору дороги: 0,015; 0,035. Здійснити по кожному із прикладів порівняння впливу на величину Q_s змінних значень V і ψ .

Задача 4.6. При визначенні на стадії ескізного проекту раціональної схеми трансмісії для 1,5-тонного вантажного автомобіля, загальна маса якого становить 3500 кг, потрібно прийняти до уваги вплив коефіцієнту корисної дії (ККД) на паливну економічність. З цією метою необхідно порівняти при $V = 45$ км/год витрати палива в таких варіантах механічної трансмісії: а) вища ступінь — пряма передача, схема приводу 4×2 або 4×4; б) вища ступінь — прискорююча передача; в) наявність або відсутність колісного редуктора. Варіанти «а», «б» повторити для двигунів — бензинового і дизеля, з урахуванням впливу різниці в масі двигуна і трансмісії. Значення ККД трансмісії обчислити за формулою (2.6).

Задача 4.7. За результатами обчислення показника Q_s витрати палива заданим вантажним автомобілем з'ясувати кількісний вплив на неї зниження ККД трансмісії в експлуатаційних умовах (непрогрітий стан або відхилення в регулюванні агрегатів, завищений рівень трансмісійного мастила та ін.). Розглянути різні типи АТЗ в таких випадках руху по дорозі з коефіцієнтом опору $\psi = 0,03$: а) вища передача, повне навантаження, швидкість руху 0,7 і 0,9 від максимальної; б) перша передача; в) третя передача, максимальна швидкість АТЗ. Відомості про величини ККД — в розділі 2.1. У різних варіантах задавати кілька значень ККД: від номінального для даного типу трансмісії до зниженого на 20 та 40 %.

Задача 4.8. Провести розрахунки з метою оцінити вплив сухого дорожнього покриття на витрати палива легковим та вантажним автомобілями при швидкості поступального руху 50 км/год, виходячи з заданого коефіцієнту f опору кочення коліс. Середні значення цього коефіцієнту наведені в табл. 1.1. Типи покриття: асфальтобетонне, оброблений в'язучим матеріалом щебінь, бруківка. Для порівняння обчислити показник Q_s при швидкості руху 90 км/год, при цьому врахувати залежність коефіцієнта f від швидкості руху АТЗ.

Задача 4.9. Максимальні проектні значення підйому i складають по категоріям доріг: перша — 0,04; друга — 0,06; третя, четверта — 0,07. При умові однакового типу дорожнього покриття (асфальтобетонне — $f = 0,02$) визначити роздільно витрати палива різними типами автомобілів (легковий, вантажний, автобус середнього класу) на максимальному підйомі. Порівняти одержані результати з умовами руху по горизонтальній дорозі ($i = 0$). Завдання розв'язувати при таких значеннях повної маси АТЗ: з порожнім кузовом та із вантажем M_B — 0,25; 0,50; 1,0 від номінальної вантажопідйомності.

Задача 4.10. Для заданого вантажного автомобіля з дизелем розрахувати за відповідним рівнянням з розділу 4.1 витрату палива Q_s в момент розгону по ділянці дороги з коефіцієнтом опору дороги $\psi = 0,02$, використовуючи першу, другу, вищу передачі. Попередньо треба обчислити середнє прискорення автомобіля по передачах, обравши початкову швидкість автомобіля на кожній з вищевказаних передач рівною 0,5 від максимально можливого значення (див. розділ 3.6).

Задача 4.11. Для усталеного руху легкового автомобіля малого класу на вищій передачі по горизонтальній дорозі ($f = 0,015$) та на

другій — по підйому ($i = 0,07$) обчислити витрату палива Q_s за методикою із розділу 4.3. Прийняти параметри оборотної економічної характеристики двигуна на рівні коефіцієнтів — $q_{ox} = 0,005$ г/об.л, $\nu = 0,004$ г/кНм·об, а умовно можливі значення робочого об'єму (літража) від 1,1 до 2, 5 літрів. Оцінити вплив літража двигуна на величину Q_s .

Залача 4.12. Причіпний автопоїзд в складі вантажного бортового автомобіля і двовісного причепа рухається з усталеними швидкостями в різних дорожніх умовах, які відповідно характеризуються середнім коефіцієнтом $\psi_{сер}$ опору дороги. Чисельні значення швидкості руху розраховані за методикою із розділу 1.10, а складові частини витрат палива автопоїздом — відповідно до розділу 4.4. Результати обчислень паливного балансу зведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Дорожні умови руху автопоїзду	Витрати палива л/100 км			
	Q_s	Q_{se}	Q_{sd}	Q_{sp}
Дорога з асфальтобетонним покриттям ($\psi_{сер} = 0,02$)	28,1 (58)	18,2 65,2	7,7 27,6	1,2 4,3
Грунтова профільована дорога, з сухою поверхнею $\psi_{сер} = 0,035$	49,9 (37)	30,1 60,2	18,9 38,0	0,9 1,8

Для заданих дорожніх умов в табл. 4.1 вказані в чисельнику загальна витрата палива Q_s та її складові частини Q_{se} , Q_{sd} , Q_{sp} , л/100 км. У знаменнику дробу під значенням Q_s записана у дужках швидкість руху V , км/год, а під значеннями решти даних — відношення, у відсотках, витрат Q_{se} , Q_{sd} , Q_{sp} до загальної витрати Q_s . Потрібно здійснити послідовне порівняння та оцінку наведених у табл. 4.1 даних. Письмово поясніть фізичні причини паливних витрат та вкажіть конкретно впливаючі на них параметри. Корисно звернути увагу на з'ясування таких обставин. Згідно із табличними даними, основна частка загальної витрати палива Q_{se} (60—65 %) зумовлена необхідністю покриття теплових, механічних, насосних та інших витрат енергії при роботі автомобільного двигуна. Витрата палива Q_{sd} , пов'язана з коефіцієнтом ψ дорожнього опору руху автопоїзда, збільшується внаслідок погіршення якості проїздної частини шляху. Необхідні для подолання опору повітряного середовища витрати Q_{sp} палива зменшуються по мірі зниження швид-

кості руху автопоїзда, а їх значення набагато нижчі від інших частин витрати палива Q_s .

Залача 4.13. Для заданого легкового автомобіля малого класу розрахувати складові частини паливного балансу при усталеному русі з повним навантаженням на вищій передачі з максимально можливою швидкістю при коефіцієнті опору дороги: 0,015; 0,035; 0,05. По систематизованим в таблицю даним оцінити вплив конструктивних і дорожніх факторів на відношення кожної із складових частин балансу до повної витрати палива (у відсотках). З метою порівняння результатів розглянути встановлення на автомобілі бензинового двигуна або дизеля. Побудувати та співставити відповідні діаграми складових частин паливного балансу автомобіля.

Залача 4.14. Для легкового автомобіля середнього класу розрахувати складову витрати палива Q_{sp} на подолання опору повітря при швидкості руху: 40—60—80—100—120—160 км/год. Коефіцієнт лобового опору повітря C_x (табл. 1.2) та площу F поперечного перерізу автомобіля задати у варіантах: а) стандартний автомобіль; б) з багажником на даху; в) з причепом. Побудувати графік залежності Q_{sp} від швидкості V руху.

Залача 4.15. Для вантажного автомобіля при заданих початкових даних зробити обчислення та оцінити (у відсотках) сумісний вплив коефіцієнту опору дороги ψ і повної маси M_a на витрату палива Q_{sd} при змінах ψ : 0,02-0,035-0,08-0,12. Значення маси M_a взяти в крайніх межах: а) $M'_a = M_o$ (споряджений автомобіль без вантажу) та б) $M''_a = M_o + M_{BH}$ (при номінальній вантажопідйомності).

Залача 4.16. При поступальному русі автомобіля по дорозі в різних циклах реалізуються такі можливі режими як розгін, рух з усталеною швидкістю, сповільнення, повне гальмування. При цьому на режими руху також впливатиме поява окремих підйомів та спусків на поздовжньому профілі дороги. Завдання: 1) скласти таблицю типових циклів руху автомобіля, що розрізняються загальною сукупністю та чередуванням у кожному циклі різних швидкісних режимів; 2) по кожному циклу встановити і записати в таблицю очікувані складові частини енергетичного балансу АТЗ (див. розділ 4.5); 3) шляхом порівняння енергетичних витрат виділити більш економічні цикли руху АТЗ, що сприяють економії паливних ресурсів.

Розділ 5. ПОКАЗНИКИ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

5.1. Номенклатура оціночних показників та характеристик паливної економічності АТЗ

В нормативних документах із методів випробувань паливної економічності автотранспортних засобів, зокрема у ГОСТ 20306-90, рекомендуються наступні показники (з розмірністю витрати палива у літрах, віднесеної до 100 км шляху):

- 1.1. Контрольна витрата палива.
- 1.2. Витрата палива в магістральному циклі на дорозі.
- 1.3. Витрата палива в міському циклі на дорозі.
- 1.4. Витрата палива в міському циклі на стенді.
- 1.5. Паливна характеристика усталеного руху.
- 1.6. Паливно-швидкісна характеристика на магістрально-гребкуватій дорозі.

Із наведених вище оціночних показників можливо визначати із певним наближенням показники 1.1, 1.5 розрахунковим методом. Такі розрахунки корисні конструктору АТЗ з метою орієнтовної оцінки його паливної економічності, очікуваної при вибраних параметрах автомобіля. У викладеній в розділах 5.2 і 5.3 методиці розрахунку показників 1.1, 1.5 витримані загальні вимоги ГОСТу 20306-90 щодо умов руху автотранспортного засобу при дорожніх випробуваннях. Загальні положення відносно експериментального визначення та застосування показників 1.2—1.4 та 1.6 висвітлені у розділі 5.4. Відомі у технічній літературі «економічна характеристика автомобіля» та інші показники розглянуті у розділах 5.5, 5.6.

5.2. Контрольна витрата палива автотранспортним засобом

Контрольна витрата палива обов'язково наводиться в технічній характеристиці кожної моделі автотранспортних засобів і визначається при фіксованих умовах випробувань відповідно з діючими нормативними документами. Її чисельне значення певною мірою

характеризує можливий мінімальний рівень витрат палива автомобілем, досягнутий на стадії конструювання. Це є зручним показником для наочного прямого порівняння різних моделей автомобілів в ідентичних умовах руху, чим часто користуються зокрема в цілях комерційної реклами. У відповідності із вимогами до проведення дорожніх випробувань автомобіля розрахована контрольна витрата палива, л/100 км, прирівнюється до витрати палива при заданих усталених швидкостях руху автомобіля на вищій передачі по прямій горизонтальній дорозі з твердим гладким покриттям. Залежно від типу автотранспортного засобу нормуються усталені швидкості руху для визначення контрольної витрати палива, табл. 5.1.

Таблиця 5.1

У випадках, коли максимальна швидкість автомобіля наближена або нижча від заданої в табл. 5.1, останню замінюють меншим значенням, кратним десяти.

Контрольна витрата палива встановлюється розрахунковим методом при значенні повної маси автомобіля, яка дорівнює сумі його спорядженої маси M_0 із нормованою масою вантажу $M_{\text{вн}}$. Вибір останньої визначено тим, що при дорожніх випробуваннях по визначенню контрольної витрати палива автомобілем нормується маса $M_{\text{вн}}$ його завантаження на такому рівні:

- автомобілі з повною масою до 3,5 т повинні мати масу вантажу, що складає 0,5 вантажопідйомності, але не менше 180 кг;
- автомобілі з повною масою понад 3,5 т повинні мати повну номінальну масу вантажу.

В учбових цілях далі розглянуті формалізація задачі та алгоритм до визначення показника 1.1.

Формалізація задачі. Контрольна витрата палива АТЗ розраховується безпосередньо за рівнянням (4.7) з розділу 4.1. Відповідно до нормованих за ГОСТ вимог відносно усталеного руху АТЗ, в це рівняння включені тільки дві складові частини фактичних витрат потужності двигуна, а саме, на подолання опору кочення коліс та

Тип автомобіля	Швидкість руху, км/год
Автомобілі з повною масою до 3,5 т	90 та 120
Автомобілі вантажні та автопоїзди (окрім повнопривідних) з повною масою більше 3,5 т; автобуси приміські та місцевого сполучення	60 та 80
Автобуси міські	40 та 60
Автопоїзди магістральні, автобуси міжміські та туристичні	60 та 80
Автомобілі повнопривідні з повною масою більше 3,5 т	40 та 60

опору повітря при русі автомобіля. Витрати потужності на прискорення АТЗ відсутні тому, що задано тільки усталені швидкості руху. В рівняннях також не введено опір руху від підйому дороги через те, що розглядається переміщення автомобіля по горизонтальній прямолінійній дорозі.

Вказівка на високу якість дорожнього покриття (тверде, гладке) дає підставу прийняти до розрахунків мінімальне значення коефіцієнта опору кочення коліс АТЗ при встановлених на ньому пневматичних шинах. Для врахування залежності цього коефіцієнта від швидкості руху, як показано в розділі 1.2.1, задаються відповідними параметрами — f , K_K .

При розрахунку із конструктивних параметрів АТС приймаються такі їх значення: ККД трансмісії η_m , питома витрата палива q_{eN} при максимальній потужності двигуна, сила тяжіння G_0 від спорядженої маси M_0 , радіус кочення ведучих коліс r_K , передаточні числа трансмісії — головної передачі U_0 , вищої ступені у коробці передач U_{KB} та додаткового редуктора U_{DP} (при наявності). Названі конструктивні параметри АТЗ встановлюються за технічною документацією для виконаного зразка, а повна маса M_a обчислюється як сума спорядженої маси M_0 та нормованого, вказаного вище навантаження M_{BH} .

Розрахунок кутової швидкості ω_{ei} колінчастого валу двигуна по заданим швидкостям із табл. 5.1 проводиться за співвідношенням (1.17) з розділу 1.3. Щільність палива ρ_T визначається за стандартами для того сорту палива, яке встановлене для даного АТЗ.

Алгоритм розв'язання задачі включає послідовні розрахунки контрольної витрати палива відповідно до двох наведених в табл. 5.1 значень усталеної швидкості руху при заданих початкових даних. В алгоритмі витримана така послідовність операцій:

1. Введення значень M_0 , η_m , K_B , F , f , q_{eN} , U_{TP} , N_{max} , ω_{eN} .
2. Введення розрахункових швидкостей руху V_{p1} , V_{p2} для АТЗ відповідно до його типу та повної маси згідно табл. 5.1 з обчисленням кутових швидкостей ω_{e1} , ω_{e2} .
3. Обчислення коефіцієнту f_i опору кочення коліс при розрахункових швидкостях V_{p1} , V_{p2} , а також сили тяжіння від повної маси $G_a = g(M_0 + M_{BH})$ при нормованій масі M_{BH} вантажу.
4. Розрахунок поточної потужності N_i двигуна, необхідної для руху АТЗ із заданими швидкостями V_{p1} , V_{p2} , а також найбільшої

потужності N' , можливої при кутових швидкостях ω_{e1} , ω_{e2} , і ступеню використання потужності двигуна $I_i = \frac{N_i}{N'}$.

5. Визначення відношень $\frac{\omega_{e1}}{\omega_{eN}}$, $\frac{\omega_{e2}}{\omega_{eN}}$ та емпіричних коефіцієнтів $K_{обр}$, $K_{иг}$.

6. Розрахунок питомої витрати палива двигуном q_{e1} , q_{e2} (див. розділ 4.2).

7. Організація обчислень контрольної витрати палива Q_{K1} , Q_{K2} відповідно до швидкостей V_{p1} , V_{p2} .

8. Виведення результатів Q_{K1} , Q_{K2} .

9. Кінець розрахунків.

Для існуючих зразків і моделей АТЗ одержані результати слід порівняти з аналогами (див. розділ 7) та дати оцінку технічного рівня АТЗ за його паливною економічністю.

На стадії конструювання нового зразка автомобіля можливо скористатися показником — контрольна витрата палива — для удосконалення вибору конструктивних параметрів. Зокрема, зручно оцінювати вплив на неї робочого процесу двигуна, його максимальної потужності, типу і ККД трансмісії, спорядженої маси і коефіцієнта обтічності автомобіля. Для скорочення обсягу розрахунків на ПК доцільно сформулювати оптимальні варіанти, додержуючись методичних рекомендацій з розділу 7.3.

5.3. Паливна характеристика усталеного руху АТЗ

Паливна характеристика АТЗ належить до нормованих за ГОСТ показників паливної економічності АТЗ. Така паливна характеристика є графічним зображенням залежності витрати палива Q_{ϕ} від швидкості V , км/год, в усталеному русі АТЗ на вищій передачі по горизонтальній дорозі з твердим, гладким покриттям. Для побудови графіку паливної характеристики (рис. 5.1) за експериментальними чи розрахунковими числовими даними нормовано такі масштаби:

- швидкість — 0,5 км/год в 1 мм;
- витрата палива: для автомобілів повної маси понад 3,5 т — 0,2 л/100 км в 1 мм; для автомобілів повної маси до 3,5 т — 0,1 л/100 км в 1 мм.

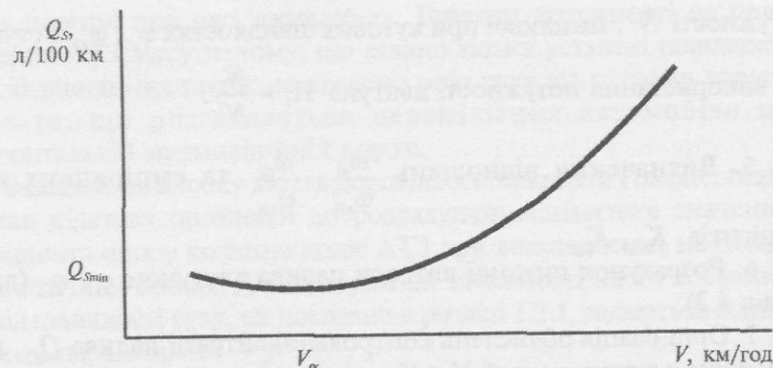


Рис. 5.1. Паливно-економічна характеристика автомобіля

Після плавного з'єднання відкладених за цим масштабом точок однією лінією, буде побудовано графік паливної характеристики АТЗ в зазначених умовах руху.

Для різних типів автомобілів досить типово виглядає графічна залежність витрат палива від швидкості руху АТЗ на паливній характеристиці. Так, її менший рівень припадає на центральну частину графіка, де діапазон швидкостей буде відповідати зоні середньої кутової швидкості колінчастого вала двигуна, за якої знижена ефективна питома витрата палива. При невисокій швидкості руху автомобіля не тільки недовикористовується запас потужності двигуна, але і число обертів вала залишається низьким, що призводить до погіршення робочого процесу і зростання витрат палива. Особливо інтенсивне і помітне таке зростання при високій швидкості, коли має місце значне підвищення опору руху АТЗ від повітряного середовища та опору кочення коліс. Одночасно збільшується ефективна витрата палива двигуном внаслідок збагачення горючої суміші з метою підвищення його потужності, а це стає другою основною причиною високих паливних витрат АТЗ.

Необхідні для побудови паливної характеристики дані одержують експериментально або розрахунковими методами. В першому випадку необхідно проводити дорожні випробування виготовленого зразка автотранспортного засобу, дотримуючись таких обов'язкових вимог:

- усталений рух АТЗ здійснюється на вищій передачі;

- маса навантаження АТЗ встановлюється за нормативами, діючими при випробуванні контрольної витрати палива (див. розділ 5.2);
- швидкості усталеного руху автомобіля визначаються за 6—8 значеннями, причому до них включено мінімальну та максимальну швидкості на вищій передачі, а в інтервалі між ними задають значення, які будуть кратні для легкових автомобілів — 20 км/год, для інших типів АТЗ — 10 км/год;
- випробувальна ділянка дороги повинна мати однакові характеристики із визначеними для показника 1.1 — контрольної витрати палива.

В розрахунковому методі одержання паливної характеристики АТЗ необхідно витримати такі самі вимоги, які вказані вище для дорожніх випробувань. Ця умова реалізується в самому засобі розрахунку, а головне, при визначенні вихідних даних. Слід додати, що згідно нормативних документів необхідність визначення паливної характеристики АТЗ на інших передачах, окрім вищої передачі, встановлюється програмою дорожніх випробувань. Для розрахунків це означає можливість вибору інших передаточних чисел в трансмісії та відповідних 6—8 швидкостей руху, кратних 10. В цих документах, окрім того, дозволяється визначити по графіку паливної характеристики АТЗ нормований показник — контрольну витрату палива.

Формалізація задачі. Розрахунки витрат палива здійснюються за рівнянням (4.7) з розділу 4.1 для усталеного руху по горизонтальній дорозі. Обираючи для розрахунку 6—8 значень швидкості АТЗ, в їх масив включають максимальну та мінімальну швидкість на вищій передачі, а проміжні значення задають кратними для легкових 20 км/год, а інших типів автомобілів — 10 км/год. Для існуючих моделей АТЗ максимальна швидкість наведена в його технічній характеристиці, яку вміщено в інструкції з експлуатації, каталогах. Мінімальну швидкість слід обчислити за виразом (1.17) з розділу 1.3, задаючи орієнтовно мінімальну кількість обертів колінчастого вала для встановленого на АТЗ типу двигуна. Наприклад, вона складає 1000—1100 хв⁻¹ для бензинового двигуна, 800—900 хв⁻¹ для дизеля. За виразом (1.17) потрібно далі обчислити кутові швидкості ω_{ei} , відповідні до розрахункових швидкостей, що необхідно для визначення питомої витрати палива q_{ei} .

За рівнянням із розділу 1.2.1 обчислюють коефіцієнт f_i при розрахункових швидкостях, більших за 50 км/год. У вихідні дані

до розрахунку витрати палива вміщують конструктивні параметри q_{eN} , K_B , F , f_p , U_0 , U_{KB} (вищої передачі), r_k , M_0 , η_m , N_{max} , ω_{eN} . За нормативними документами при випробуваннях АТЗ для побудови паливної характеристики передбачено масу M_B їх завантаження, наведену вище у розділі 5.2. Виходячи з цих параметрів, слід обчислити повну масу АТЗ, як $M_a = M_0 + M_B$, а потім $G_a = gM_a$.

В зв'язку із зміною витрат потужності двигуна для переміщення АТЗ для кожної із 6—8 розрахункових швидкостей слід встановити відповідну питому витрату палива q_{ei} двигуна. Для цього застосовують викладену в розділі 4.2 методику визначення q_{ei} . Для побудови графіка «паливна характеристика АТЗ» розрахункові значення витрат палива та відповідних швидкостей руху АТЗ повинні виводитись сумісно у вигляді єдиної таблиці, а краще, з одночасним зображенням графіка на дисплеї.

Алгоритм розв'язання задачі передбачає послідовний розрахунок витрати палива для масиву із 6—8 вибраних швидкостей руху при незмінних конструктивних параметрах АТЗ. Цей алгоритм має спільну основу з розрахунком контрольної витрати палива (див. розділ 5.2), внаслідок однакових нормованих дорожніх умов руху та використання вищої передачі. В зв'язку із змінними значеннями швидкостей виконавцем по чергово вводяться кожне із значень їх масиву.

В результатах, виведених таблицею на дисплей, вказується не тільки витрата палива, а і відповідна їй швидкість руху. За командою по цим даним може бути побудований графік паливної характеристики АТЗ.

В алгоритм розв'язання задачі включено такі послідовні операції:

1. Обчислення мінімальної швидкості руху АТЗ на вищій передачі, визначення за технічною документацією максимально можливої швидкості та формування всього масиву.

2. Введення 6—8 розрахункових швидкостей V_{pi} , передаточних чисел U_0 , U_{KB} , радіусу коліс r_k та обчислення відповідних кутових швидкостей ω_{ei} .

3. Обчислення коефіцієнту f_i опору кочення коліс при розрахункових швидкостях (більше 50 км/год) та повної сили тяжіння G_a з вантажем нормованої маси M_{BH} .

4. Введення вихідних даних до розрахунку витрати палива: q_{eN} , K_B , F , f_p , U_0 , U_{KB} , M_a , η_m , N_{max} , ω_{eN} , V_{pi} , ω_{ei} , U_{DP} , ρ_T .

5. Організація циклів по розрахунку питомої витрати палива q_{ei} двигуном відповідно до масиву заданих V_{pi} , ω_{ei} .

6. Організація циклу обчислень витрат палива Q_{Si} при відповідних швидкостях V_{pi} та формування їх в таблицю.

7. Виведення таблиці розрахункових результатів.

8. Побудова на дисплеї графіку «Паливна характеристика АТЗ» з витриманням встановленого масштабу для Q_{Si} , V_{pi} .

9. Кінець циклу.

5.4. Визначення витрати палива АТЗ в магістральному і міському циклах на дорозі та показника 1.6

У відповідності із нормативними документами показники 1.2, 1.3, 1.6 визначають шляхом дорожніх випробувань АТЗ, а показник 1.4 — в лабораторних умовах на спеціальному стенді. Методи таких випробувань зручно розглянути далі на основі положень із ГОСТ 20306-90.

Дорожні ділянки для вимірювань витрати палива в магістральному і міському циклах мають бути прямолінійними, горизонтальними, із цементо- або асфальтобетонним гладким, сухим і чистим покриттям. Для вимірювань показників 1.2, 1.3 вибирають контрольні відрізки дороги довжиною не менше 4000 м із наявними на кінцях під'їзними ділянками. У приймальних випробуваннях використовується динамометрична дорога автополігону НАМІ. Технічними засобами дослідження забезпечується допустима похибка вимірювань не більше 1 % для витрати палива, швидкості руху та кутової швидкості вала двигуна і 0,5 % — для шляху і часу. В період випробувань АТЗ атмосферні умови мають відповідати встановленим вимогам. Відповідні розділи ГОСТу містять загальні положення до підготовки випробувань та вказівки відносно управління водієм агрегатами автомобіля.

Швидкісні режими руху нормуються оперативною картою та графічною схемою усього циклу для кожного типу АТЗ. У світовій практиці розроблено багато схем магістрального і міського циклів, проте вони наділені чималою кількістю спільних рис, що дозволяє порівнювати одержані результати випробувань АТЗ. Характерним є включення до циклу типових фаз руху: розгін; усталена швидкість; сповільнення за допомогою двигуна або гальмівної системи; повна зупинка. Послідовне виконання названих фаз (операцій) встановлено через певні відстані шляху.

Наведені на рис. 5.2 приклади магістрального і міського циклу згідно ГОСТ 20306-90 для автотранспортних засобів з повною масою понад 3,5 т вказують на суттєві відмінності поміж ними, що впливатиме також і на витрату палива. В магістральному циклі АТЗ рухається без зупинок у діапазоні досить великих швидкостей, при цьому проїзд із усталеними швидкостями АТЗ в цілому охоплює понад 70 % загальної довжини циклу. В міському циклі шлях в режимі усталеного руху скорочений, а головне, він перери-

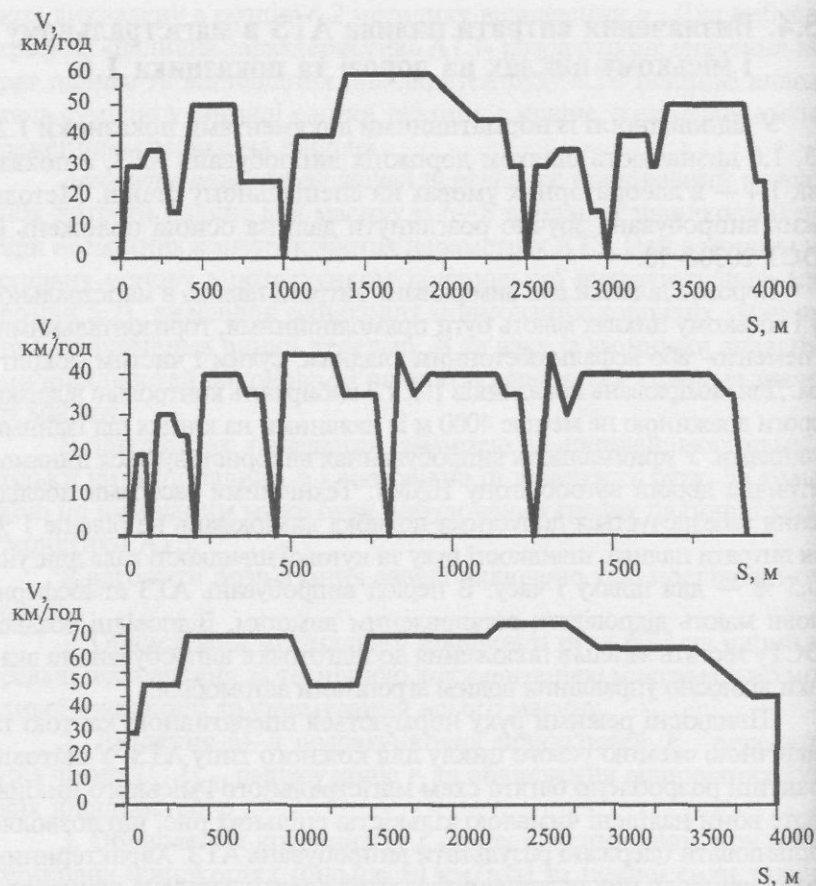


Рис. 5.2. Схеми їздових циклів:

а — міського для вантажних автомобілів повною масою більше 3,5 т; б — міського для міських автобусів; в — магістрального для автомобілів повною масою більше 3,5 т і міжміських автобусів

вається кількома повними зупинками. Найбільша швидкість автомобіля не перевищує 60 км/год, допустиму за правилами дорожнього руху. У ГОСТ 20306-90 роздільно визначені їздові цикли для автомобілів повною масою до і вище 3,5 т, автобусів міжміських і міських та автопоїздів повною масою понад 3,5 т.

Випробування АТЗ на стенді з біговими барабанами для визначення показника 1.4 в міському циклі здійснюється згідно із окремою оперативною картою і схемою. Змінний швидкісний режим встановлений в залежності від порядкового номера операцій і відведеного на кожну із них часу, в секундах.

Максимальна швидкість складає 50 км/год і, крім того, передбачені повні зупинки. Методикою випробувань регламентовані найкращі способи управління подачею палива і гальмівною системою автомобіля, поопераційний порядок проведення досліджень, використання коробки передач та інші особливості здійснення їздового циклу.

Стенд з біговими барабанами обладнаний гальмівним пристроєм, що надає можливість відтворити опори руху АТЗ із заданою точністю +3 %, зберігаючи стабільність роботи та дотримання відібраної потужності на постійному рівні протягом всього періоду випробувань при заданій швидкості. Стенд має регулююче обладнання, яким можливо імітувати інерційні сили опору в процесі розгону автомобіля. Спеціальні прилади задають програму руху, ведуть облік пройденого шляху і часу. Вимірювання витрати палива АТЗ здійснюється з допустимою похибкою +1 %. Через високу початкову вартість виготовлення і значні експлуатаційні витрати такими стендами користуються потужні автомобілебудівні заводи і фірми для випробувань та наукових пошукових досліджень для створення оригінальних моделей АТЗ та вдосконалення раніше розроблених агрегатів. В цьому напрямі стендові випробування набули значного поширення для легкових автомобілів.

Експериментально визначені показники 1.2, 1.3, 1.4 дозволяють оцінити паливну економічність АТЗ при фіксованих ідентичних режимах руху, тому їх включають до технічної характеристики автомобіля. Вони використовуються також для контролю відповідності паливних витрат тим граничним нормативам, які встановлені на державному рівні окремих країн та міжнародною комісією ЄЕК ООН. Наведемо такий приклад.

В сучасний період в автомобілебудуванні діє показник, так званий «середній європейський стандарт» (за скороченою назвою

«коефіцієнт СЕС»). Його обчислюють як середню арифметичну величину за експериментальними даними витрати палива для легкового автомобіля. Витрату палива при усталених швидкостях руху до 90 і 120 км/год (показник 1.1) додають до подвоєного значення витрати палива в міському циклі (показник 1.3), а потім ділять на число чотири. Граничні величини коефіцієнта СЕС встановлюють в якості обов'язкового стандарту для досягнутого середнього рівня паливної економічності по кожній новій моделі легкового автомобіля. Його абсолютне значення неухильно знижується. Зокрема, раніше розповсюджений на невеликі легкові автомобілі з дизелем коефіцієнт 5,5 л/100 км вже зменшено до 4 л/100 км, а у перспективі він має бути на рівні 3 л/100 км.

Показник 1.6 — паливно-швидкісна характеристика на магістрально-горбкуватій дорозі — визначається переважно у порівняльних випробуваннях автомобілів, для чого використовують швидкісну дорогу автополігонів. По вимірювальній ділянці довжиною 13—15 км, на якій позовжні ухили не перевищують 4 %, проводять заїзди автомобіля із допустимими фіксованими швидкостями руху. Вони задаються в інтервалі від номінальної швидкості на вищій передачі до 40 км/год кратними до десяти. На графіку відкладають по осі абсцис вибрані швидкості руху АТЗ, а по осі ординат — експериментально визначені для них відповідні дані про витрату палива Q_s , л/100 км, та середню швидкість $V_{\text{ср}}$, км/год, проїзду АТЗ по випробувальній ділянці. Така характеристика є необхідною для приймальних випробувань нових моделей АТЗ, зокрема в цілях порівняння їх із існуючими однотипними моделями.

Номенклатура оціночних показників паливної економічності автомобіля одночасно із методами дорожніх випробувань послідовно доводяться до рівня стандартів. Поруч із цим, слід вказати, що розробка методів розрахунку розглянутих показників є складною задачею через наявність при русі АТЗ значного обсягу неусталених режимів роботи двигуна в циклах. Відомі дослідження в цьому напрямі висвітлені в технічній літературі. Наукові розробки з даного питання проводяться на кафедрі термодинаміки і двигунів НТУ.

5.5. Економічна характеристика автомобіля

На запропонованій академіком Є.А.Чудаковим економічній характеристиці (рис. 5.3) показано графічні залежності витрати палива на кожній із передач для руху автомобіля з повним номінальним навантаженням і різною усталеною швидкістю V при фіксованому коефіцієнті ψ опору дороги.

Такими залежностями охоплюється широкий діапазон величин коефіцієнту ψ опору дороги, у якому потрібно буде використовувати для руху автомобіля не тільки вищу, але і кожну із нижчих передач. Економічна характеристика зручно оцінює вплив параметрів системи «двигун—трансмсія» на паливну економічність АТЗ, бо кожна лінія на рис. 5.3 показує залежність витрати палива від усталеної швидкості руху автомобіля при одному із значень коефіцієнта опору дороги. Верхня лінія, якою з'єднуються крайні точки кривих $Q_s = f(V, \psi)$ для кожної передачі, відповідає граничній роботі двигуна із повною подачею палива, при максимальній кутовій швидкості обертання колінчастого валу.

Завдяки охопленню різних величин змінного коефіцієнту опору дороги, економічна характеристика автомобіля надає досить повну і широку інформацію щодо зв'язку між параметрами його конструкції та витратою палива у різних дорожніх умовах. На рис. 5.3 доцільно обирати для окремого розгляду певні угруповання кривих Q_s по кожній передачі трансмісії автомобіля. Визначивши подібні лінії витрат палива на різних передачах при однакових коефіцієнтах дорожнього опору, можливо порівнювати вплив передаточних чисел трансмісії. Крім того, не складно аналізувати залежність витрати па-

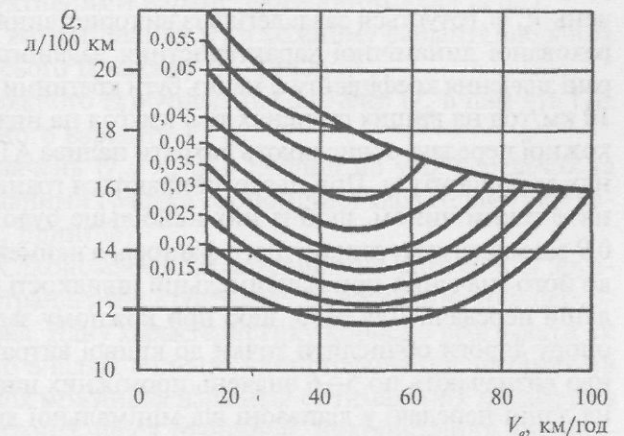


Рис. 5.3. Економічна характеристика автомобіля (фрагмент для умов руху на вищій передачі)

лива від швидкості руху автомобіля на різних передачах в діапазоні від самих кращих до складних дорожніх умов. Засобом такого аналізу зручно знаходити такі економічні швидкості руху, яким відповідають найменші значення витрати палива автомобілем, проте остаточний їх вибір потребує забезпечення очікуваної високої продуктивності роботи АТЗ.

Системне порівняння сімейств кривих $Q_s = f(V, \psi)$ дозволяє визначити, а потім кількісно оцінити результати економії палива, які може забезпечити раціональне використання більш високих передач в однакових дорожніх умовах руху автомобіля. Розгляд вищезазначених технічних питань із використанням економічної характеристики сприятиме на стадії конструювання автомобіля більш обґрунтованому визначенню його параметрів, а при наступній експлуатації вже виготовлених моделей АТЗ — точніше узгоджувати очікувану паливну економічність із дорожніми умовами транспортного процесу.

Для розрахунку і побудови економічної характеристики автомобіля далі наведено ряд методичних рекомендацій. Необхідний масив значень витрати палива має бути розрахованим за умови усталеного руху АТЗ згідно із рівнянням (4.8) послідовно для усіх ступенів коробки передач, але виключаючи найнижчу передачу наявної додаткової коробки або розподільника. Кожний окремий варіант обчислюється для одного значення вибраної швидкості V руху автомобіля та одного коефіцієнту ψ опору дороги. Масив значень V, ψ готується заздалегідь із використанням попередньо розрахованої динамічної характеристики заданого автомобіля. Вибрані значення коефіцієнту ψ мають бути кратними 0,01, а швидкості — 10 км/год на вищих ступенях та 5 км/год на нижчих ступенях. Для кожної передачі обчислюють витрати палива АТЗ при 4—5 значеннях коефіцієнту ψ . При цьому обираються граничні кратні значення ψ таким чином, щоб із них найбільше було близьким до 0,8—0,9 від максимуму динамічного фактора, а найменше — найближчим до його значення при максимальній швидкості руху автомобіля на даній передачі. Для того, щоб при кожному заданому коефіцієнті опору дороги обчислити точки до кривої витрат палива, попередньо визначають по 5—6 значень проміжних швидкостей руху АТЗ на даній передачі у діапазоні від мінімальної до максимально досяжної при вибраному коефіцієнті опору дороги. Швидкості необхідно визначити аналітичним способом згідно методики із розділів

1.10 та 3.5, виходячи з умови $\psi_i = D_i$ при усталеному русі, коли $\frac{dV}{dt} = 0$. В усіх розрахунках до повної маси M_a включають споряджену масу M_0 та номінальну вантажопіємність $M_{вн}$.

У загальному алгоритмі розв'язання задачі застосованою в ньому логічною послідовністю обчислень передбачається багаторазове виконання основного етапу обчислювального процесу — розрахунку витрати палива Q_s , після введення кожного чергового варіанту заданих параметрів V, ψ . В алгоритм включають такі послідовні операції:

1. Завдання початкових значень конструктивних параметрів та коефіцієнтів до розрахунку швидкісної зовнішньої характеристики двигуна, динамічної характеристики заданого автомобіля, витрати палива (див. розділи 1.4, 1.6, 4.1, 4.2).

2. Одержання розрахункових даних та побудова графіка динамічної характеристики автомобіля.

3. Формування та введення до ПК масиву вибраних значень коефіцієнта опору дороги та визначених для кожної передачі 5—6 величин розрахункової швидкості руху автомобіля.

4. Обчислення значень питомої витрати палива q_e двигуном згідно із викладеною у розділі 4.2 методикою для усього масиву одержаних у пункті 3 значень швидкості руху V при відповідних величинах коефіцієнту ψ . Поеднання одержаного масиву q_e із необхідними конструктивними параметрами автомобіля із п. 1.

5. Розрахунок витрат палива Q_s в кожному варіанті вибраних значень V, ψ для усього їх масиву (по циклу).

6. Внесення кожного із обчислених значень Q_s в пам'ять ПК відповідно до заданого варіанту V, ψ .

7. Зведення значень Q_s, V, ψ в таблиці по усіх передачах та побудова за цими даними графіка економічної характеристики автомобіля (дисплей, принтер).

У розрахунках економічної характеристики автомобіля зручно застосовувати стандартне програмне забезпечення для персональних комп'ютерів. Дану характеристику корисно розглядати як засіб порівняльного аналізу в процесі конструювання автомобілів для вибору із кількох можливих варіантів оптимальних параметрів двигуна та передаточних чисел трансмісії. Використання вже визначених по існуючим зразкам АТЗ економічних характеристик надає можливість прогнозувати паливні витрати при їх експлуатації при

широкому спектрі дорожніх умов, а на цій підставі точніше визначити раціональні маршрути перевезень вантажів та потрібні запаси паливних ресурсів.

5.6. Запас ходу автомобіля

Паливну економічність АТЗ характеризують у практичних цілях ненормованою величиною запасу ходу, який прирівнюється орієнтовно до очікуваної відстані, км, що можна подолати на одній заправці баку. Для хороших дорожніх умов допустимо розрахувати запас ходу як відношення об'єму баку, л, до контрольної витрати палива, л/100 км, вказаних у технічній характеристиці кожної моделі автомобіля. Визначений за таким способом запас ходу знаходиться у межах 550—650 км для легкових автомобілів малого і середнього класу, вантажних автомобілів з бензиновим двигуном. Обладнані дизелем бортові АТЗ з повною масою 12 т і більше забезпечені запасом ходу 920—1000 км, а великовагові автопоїзди — до 1500 км.

Запас ходу наближено дозволяє визначитись у необхідному загальному обсязі палива і наступних заправках для заданого маршруту перевезень. До зниження запасу ходу в різних експлуатаційних умовах призводять такі відомі несприятливі фактори як підвищений опір дороги руху АТЗ, його перевантаження, низька температура атмосферного повітря. Інколи досить негативним є вплив на запас ходу нераціонального управління автомобілем з боку водія. Але відомо, що економічними методами керування роботою системи двигун—трансмсія, використанням прийому «наката» можливо досягати скорочення поточних витрат палива АТЗ в межах до 10...15 % і відповідно збільшити запас ходу. Важливо, що все більше сучасних типів і моделей АТЗ обладнуються спеціальними пристроями, від яких водієві подаються безперервно зорова інформація про поточну витрату палива двигуном та «поради» стосовно динамічного або економічного розгону автомобіля, оптимальних моментів переключення передач, чітко узгоджених із швидкісним режимом роботи двигуна. В бортовому комп'ютері розраховуються дані відносно пройденого шляху та сумарної витрати палива, необхідні для оцінки наступної заправки баків автомобіля.

На наш погляд, поширеного застосування заслуговує показник паливної економічності автомобіля, яким визначається довжина пройденого шляху при певній витраті палива. Доречно нага-

дати, що Зімелев Г.В. запропонував назву для цього показника — «економічний фактор автомобіля» (по аналогії з динамічним фактором) і навів таку розрахункову залежність:

$$\mathcal{E} \text{ км/л} = \frac{100}{Q \text{ л/100 км}}. \quad (5.1)$$

Показник $\mathcal{E}$ може бути обчисленим за викладеною у розділах 4.1, 4.2 методикою з урахуванням не тільки параметрів конструкції АТЗ, але і дорожньо-експлуатаційних умов та режимів руху. За таким показником спрощується контроль витрати палива, порівняння ефективності використання однотипних моделей автомобіля та оцінка запасу ходу.

У зарубіжному автомобілебудуванні широко розповсюджений показник, що визначається відношенням пройденого шляху в милях до витрати палива в галонах. Наприклад, для оцінки економічності автомобіля в США при значеннях 1 миля = 1,86 км та 1 галон = 3,78 л даний показник дорівнює $\text{миля/галон} = 0,43 \text{ км/л}$. Одночасно зустрічається і зворотня розмірність — 1 галон/миля = 2,35 л/км та галон/100 миль, поруч із однозначно застосованим у вітчизняній практиці показником в системі SI — л/100 км.

Проведені на кафедрі автомобілів НТУ дослідження показника з розмірністю км/л визначили зручність його впровадження для комплексної оцінки впливу на паливні витрати АТЗ раціональних параметрів управління з боку оператора-водія. Особливо наочно це виявилось при використанні додаткового бортового обладнання типу нескладного приладу — економетра. Показано, що систематичне скорочення паливних витрат досягається таким шляхом на рівні 3...4 % при русі автомобіля по хорошим дорогам. Зростаюче поширення електронних систем для управління на сучасних легкових автомобілях роботою двигуна та автоматичною трансмісією забезпечило значний прогрес у їх паливній економічності. Такі системи можуть частково корегувати в цьому напрямку керувальні дії з боку водія, навіть без його відома.

При експлуатації рухомого складу слід періодично перевіряти реальний рівень його паливної економічності, користуючись показником км/л. Для цього за нескладною методикою можливо вимірювати «контрольний пробіг», км, при витраті малого фіксованого об'єму палива (3...5 л). Випробування АТЗ слід здійснити на

горизонтальній гладкій дорозі на вищій передачі з усталеною швидкістю руху в діапазоні 50–60 км/год.

5.7. Задачі до розділу 5

Задача 5.1. Вивчити методику та виконати розрахунок контрольної витрати палива заданих автомобілів (вантажні, легкові). Порівняти результати з даними для моделей-аналогів, оцінити рівень паливної економічності об'єктів. Повторити розрахунки контрольної витрати палива для заданої моделі автомобіля і оцінити можливе її зменшення шляхом вдосконалення конструктивних параметрів: а) зниженням коефіцієнту опору кочення коліс на 20 %; б) зменшенням спорядженої маси M_0 і коефіцієнту обтічності C_x на 15 %; в) підвищенням ККД трансмісії на 12 %. Допустимо змінювати названі конструктивні параметри як поодиночі, так і в різній сукупності, використовуючи для складання матриці варіантів методичні рекомендації з розділу 7.3.

Задача 5.2. Для заданого автомобіля встановити на підставі розрахунків можливість кількісно (абсолютно і у відсотках) знизити контрольну витрату палива застосуванням більш вдосконаленого робочого процесу двигуна. Варіанти для порівняння: бензиновий, дизель, турбонаддув, підвищена економічність карбюраторного двигуна на 20 %, та інші. В розрахунках параметра q_e потрібно охарактеризувати різні типи двигунів відповідним значенням питомої витрати палива q_{eN} при максимальній потужності N_{max} .

Задача 5.3. Здійснити обчислення та порівняння контрольної витрати палива з метою технічної консультації споживачів, бажаючих більш обґрунтовано вибрати для купівлі модель легкового автомобіля. Параметри моделей наведені у їх паспорті. Типовими варіантами для порівняння можуть прийматися: а) легкові автомобілі з різницею в спорядженій масі G_0 і максимальної потужності двигуна до 20 %; б) моделі з різними типами двигуна — бензиновий (карбюраторний, з впорскуванням палива), з турбонаддувом, дизель; в) моделі з близькою спорядженою масою (різниця до 15 %) та різним літражем двигуна (різниця до 40 %) з відповідною максимальною потужністю. Крім розрахованої контрольної витрати палива, зробити порівняння зібраних відомостей відносно показників в міському і магістральному (заміському) циклах, середнього європейського стандарту (коефіцієнт СЕС), розглянутих у розділах 5.4 та наведених у каталогах.

Задача 5.4. Для вантажного дизельного автомобіля з повною масою 7,5 т розрахувати контрольну витрату палива при нормованих швидкостях руху 60 та 80 км/год за умов використання вищої та найближчої зниженої передачі в трансмісії. Проаналізувати одержані розрахункові дані.

Задача 5.5. Для легкового автомобіля визначити контрольну витрату палива при нормованій швидкості руху 90 км/год на прямій та прискорювальній передачі. З метою порівняння аналогічно виконати умовний розрахунок при швидкості руху 60 км/год на трьох останніх передачах (імітуються обмеження ПДР для міських умов руху).

Задача 5.6. На підставі розрахунків контрольної витрати палива оцінити кількісно її зміни при умовах: а) зниженого температурного режиму двигуна (зростання q_{eN} на 12 %); б) недостатнього до норми тиску повітря в шинах (підвищення коефіцієнту опору кочення коліс на 20 %); в) збільшення загальної поверхні лобового опору автомобіля на 30 % (тент, багажник); г) зниження ККД трансмісії на 15 % (непрогріті агрегати, порушені регулювання).

Задача 5.7. За викладеною в розділі 5.3 методикою для заданого зразка автомобіля розрахувати і побудувати графік паливної характеристики. Виділити на осі абсцис діапазон швидкостей руху, відповідних зменшеним витратам палива. Обчислити ступінь зростання (у відсотках) цих витрат від мінімального до максимального значення на паливній характеристиці. Відповідно до викладеної у розділі 5.2 методики при нормованих швидкостях руху для заданого автомобіля визначити графічним способом по розрахованій паливній характеристиці контрольну витрату палива. Порівняти ці результати з даними для автомобілів-аналогів.

Задача 5.8. При визначенні паливної економічності АТЗ дорожніми випробуваннями (ГОСТ 20306-90) дозволяється вимірювати в разі необхідності такі дані, за якими буде встановлена паливна характеристика автомобіля не тільки на вищій, але і на інших передачах. З метою оцінки впливу вибраної передачі на витрати палива АТЗ, л/100 км, провести розрахунки та побудову паливної характеристики автомобілів по таким варіантам початкових даних: а) легковий автомобіль, передачі 1, 2, 3, 4, два пасажири; б) вантажний автомобіль з власною масою 1,5 т та навантаженням 50 % від номінальної маси вантажу, з карбюраторним двигуном на 1, 3, 4 передачах.

Задача 5.9. Для вантажних автомобілів з повною масою $4 \div 6 \div 10 \div 16$ т та міжміського автопоїзда великої вантажопідйом-

ності (24 т) розрахувати паливні характеристики за викладеною у розділі 5.3 методикою. Необхідні конструктивні параметри вибрати із каталогів технічних характеристик по сучасним поширеним моделям. Розмістити на спільному графіку розраховані паливні характеристики, проаналізувати кількісні співвідношення між одержаними даними і зробити у письмовій формі висновки відносно впливу на витрату палива таких факторів: а) вантажопідйомності автомобіля; б) максимальної швидкості руху; в) типу двигуна; г) повної маса АТЗ. Продовжуючи такий порівняльний аналіз, обґрунтувати діапазон бажаної економічної швидкості для вантажних автомобілів і автопоїздів, враховуючи нижченаведені методичні вказівки до цього завдання.

Навіть попередній загальний розгляд паливних характеристик показує, що менші витрати палива відповідають швидкостям руху в інтервалі 28—45 км/год. Проте дотримання таких невисоких швидкостей руху призведе до штучного заниження середньої швидкості АТЗ, що безпосередньо погіршує ефективність їх використання. Отже «економічний» швидкісний режим не може бути переважним, бо як відомо при більш високих середніх швидкостях руху автомобілів скорочується витрачений час для перевезення вантажу, тому буде підвищеною їх транспортна продуктивність. Таким чином, до розгляду питання про «економічну» швидкість руху автомобіля на вищій передачі потрібен подвійний підхід, а саме, з одночасним урахуванням наміру зменшити витрату палива, в л/100 км, та доцільності реалізації високої транспортної продуктивності АТЗ. Практичний досвід показує, що на сучасному рівні розвитку дорожньої мережі та інтенсивності транспортних потоків виправдовуються швидкості руху вантажних автомобілів на рівні до 0,65...0,75 (а міжміських автопоїздів 0,8—0,9) від їх максимально можливої швидкості. Поряд з цим слід підкреслити, що саме паливна характеристика дає наочні свідчення про помітні переваги дизеля перед бензиновим двигуном, особливо при використанні на вантажних автомобілях, автопоїздах, автобусах великої місткості. Різниця в абсолютних значеннях витрати палива, л/100 км, складає до 25—30 %. Крім того, у АТЗ з дизелем менш інтенсивно зростають ці витрати при підвищених швидкостях руху.

Залача 5.10. Відповідно до викладеної в розділі 5.5 методики виконати розрахунок та побудувати графік економічної характеристики заданого зразка вантажного автомобіля. Уважно розглянути

структуру і відносне розміщення графічних залежностей $Q_s = f(V, \psi)$ по всіх передачах, викласти письмові пояснення свого погляду на фактори, які впливають на ці залежності.

Залача 5.11. Для автобуса малої місткості розрахувати і зробити графік економічної характеристики при значеннях коефіцієнту опору дороги $0,02 \div 0,05 \div 0,10$. Розглядаючи умови експлуатації в містах і населених пунктах та діючи вимоги Правил дорожнього руху, по графіку економічної характеристики провести порівняння витрати палива Q_s при фіксованих значеннях швидкості 20, 40, 60 км/год. Для цього потрібно провести відповідні вертикалі та виписати у таблицю значення Q_s : а) при змінному коефіцієнті опору дороги та однаковій швидкості руху; б) при використанні різних ступенів коробки передач та однакових значеннях коефіцієнту ψ . Внести одержані відомості в загальну таблицю, обчислити та вписати до неї найбільшу різницю між значеннями Q_s (у відсотках).

Залача 5.12. За розрахованими даними для легкового автомобіля малого класу побудувати економічну характеристику на передостанній вищій передачі в інтервалі значень коефіцієнту опору дороги від 0,012 до 0,07. Далі на кожній із кривих відмітити точки із мінімальним значенням витрати палива Q_s , з'єднати їх потім пунктирною лінією. Обміркувати, що буде доцільним: завжди жорстко дотримуватися саме таких «економічних» швидкостей руху, чи при дещо збільшених паливних витратах підвищити їх рівень, досягаючи середню швидкість автомобіля в межах 0,75—0,85 від максимального значення.

Залача 5.13. Провести порівняльну оцінку відносних показників, описаних у розділі 5.6 і технічній літературі, та запропонувати заходи для їх практичного використання. Базуючись на матеріалах із розділів 4.1, 4.2, 5.2, формалізувати задачу і скласти перелік розрахункових операцій до алгоритма по визначенню показника з розмірністю км/літр.

Залача 5.14. Для різних типів сучасних автотранспортних засобів у першому наближенні обчислити запас ходу, км, як відношення повної місткості паливних баків до контрольної витрати палива. Відповідні довідкові дані можливо виписати із технічних характеристик та каталогів, з публікацій в періодичних виданнях автомобільного профіля.

Залача 5.15. При поїздках на різних типах автомобілів, не обладнаних бортовим комп'ютером, часто перед водієм виникають

такі практичні запитання: а) яку орієнтовну відстань S_x можливо подолати, витративши повну заправку паливом баків автомобіля Z_6 , л (як варіант — часткова заправка або поточна кількість палива); б) який запас палива потрібно передбачити для подолання всього рейсу (в прямому і зворотньому напрямках) або до найближчого пункту заправки на маршруті; в) через який час $T_{\text{зап}}$ виникне потреба у заправці паливом автомобіля за різних умов поїздки (повний бак; доливання у дорозі; наявність певного рівня палива).

Поставлені питання мають наближені відповіді після нескладних арифметичних підрахунків, якщо для них задати вихідні значення годинної витрати палива $Q_{\text{год}}$, середньої швидкості $V_{\text{сер}}$ автомобіля, місткості бака Z_6 і показника наявності в ньому палива $Z_{\text{поточ}}$:

$$S_x = Z_6 \frac{V_{\text{сер}}}{Q_{\text{год}}}; \quad T_{\text{зап}} = \frac{Z_{\text{поточ}}}{Q_{\text{год}}}.$$

Чисельні значення $V_{\text{сер}}$, $Q_{\text{год}}$ визначаються водієм за своїми записами заправок та спостереженнями за показниками спідометра.

Розділ 6. ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ПАЛИВА ДЛЯ ТРАНСПОРТНОЇ РОБОТИ РУХОМОГО СКЛАДУ

6.1. Вимірники експлуатаційних паливних витрат автотранспортними засобами (АТЗ)

Фактично досягнута реалізація потенційних можливостей паливної економічності АТЗ у наступній їх експлуатації в значній мірі залежатиме від заданих дорожніх умов руху і організаційних засад всього перевізного процесу. В зв'язку із цим, досягнутий рівень використання паливних ресурсів у транспортній роботі окремо взятого автомобіля потребує самостійного розгляду із застосуванням відповідних методик та оціночних вимірників.

В сучасний період склалася тенденція розглядати вимірники використання палива АТЗ при їх експлуатації за такими головними напрямками: а) відносно одиниці транспортної роботи (100 ткм або 1000 пас.км); б) по відношенню до одиниці шляху у здійсненому пробігу (в км або 100 км); в) за комплексними формулами з урахуванням опосереднених параметрів руху і витрат палива АТЗ. В такій послідовності викладені у наступних розділах кожного окремого напрямку відомі розробки оціночних вимірників. При цьому для розгляду віділена обмежена їх сукупність, яка набула практичного поширення та має обґрунтованість до впровадження в практику експлуатації різних типів АТЗ у широкому спектрі транспортних операцій. У розділах 6.1...6.4 викладені відомості щодо вищеназваних вимірників.

Ефективність використання палива по відношенню до прийнятої одиниці транспортної роботи АТЗ оцінюється так званими питомими вимірниками:

- для вантажних автомобілів і автопоїздів

$$W_B = \frac{Q}{M_B L_B}; \quad (6.1)$$

- для автобусів

$$W_{\Pi} = \frac{Q}{N_{\Pi} L_{\Pi}}, \quad (6.2)$$

де Q — підсумкова витрата палива АТЗ за пробіг, в літрах; M_B — маса перевезеного вантажу, т; L_B , L_{Π} — загальний пробіг АТЗ, км, з вантажем або пасажирями; N_{Π} — сумарна кількість перевезених пасажирів.

При різних обсягах перевезень показник W_B зручно представляти у розмірності л/ткм або л/100 ткм, а показник W_{Π} — в л/1000 пас.км.

Для конкретного пояснення розглянемо приклад застосування показника W_B з метою порівняння його залежності від експлуатаційних умов при вивезенні сільськогосподарської продукції з агрополів. Згідно із даними експериментальних досліджень, проведених В.Є.Силенко в Київському автомобільно-дорожньому інституті, на

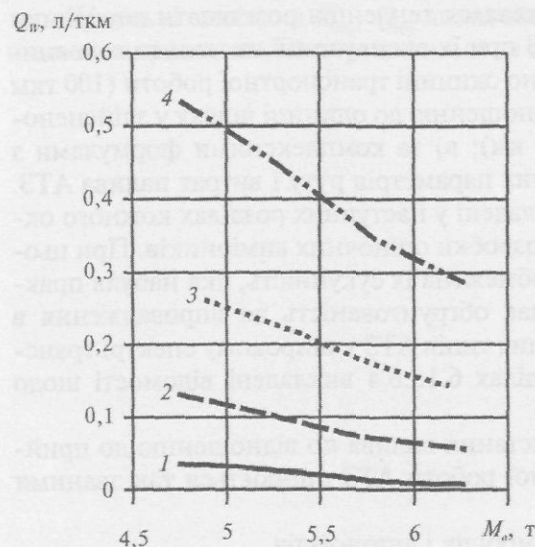


Рис. 6.1. Залежність питомої витрати палива від повної маси автомобіля та дорожніх умов перевезень:

1 — асфальтобетонне покриття; 2 — булижне шосе; 3 — ґрунтова дорога; 4 — поле після збирання зернових і зелених культур

кузова автомобіля перевезеною масою M_B вантажу. Таким чином, максимальне використання номінальної вантажопідйомності АТЗ є найбільш ефективним для зниження питомої витрати палива, особливо по відношенню до великовагових автомобілів та автопоїздів. Одночасно, не виправданою є експлуатація рухомого складу з перевищенням номінальної вантажопідйомності АТЗ, бо це практично не дає зниження питомого показника Q_w , проте призводить до зростання лінійної витрати палива, л/100 км, та передчасної амортизації автотранспортного засобу.

Із наведеного прикладу видно, що на рівні автотранспортного підприємства (АТП) показником W_B можливо користуватися за умови наявності фактичних даних відносно маси перевезених вантажів та відстаней їх доставки по окремих видах транспортної роботи для різних моделей АТЗ. Подібний аналіз можливий також і за розрахунковими даними параметру Q , включеного до формули (6.1). Відповідні методики та математичні залежності викладені у розділах 1.10, 3.5, 3.9, 4.1, 4.2, 5.2. Для встановлення вихідних параметрів до розрахунку значення Q на персональному комп'ютері (див. розділ 7.2) попередньо належить задати дорожні умови на маршруті перевезень чисельними значеннями коефіцієнту ψ , опору руху послідовно по ділянках шляху l_i . Тоді для розрахунку швидкості руху АТЗ можливо звернутися до методики, викладеної в розділі 3.12, а витрати палива Q обчислити із рівняння (4.8). Параметри M_B , L_B слід встановити, виходячи із конкретних особливостей перевізного процесу. Послідовно проведеними розрахунками вимірника W_B для різних типів і моделей автотранспортних засобів можливо одержати вагоме обґрунтування до їх оптимального вибору з урахуванням критерію ефективного використання палива в конкретних дорожніх умовах експлуатації АТЗ.

Викладені вище положення поширюються і на використання вимірника W_{Π} , л/1000 пас.км, для оцінки питомих паливних витрат на автобусні перевезення. Комплексну методику розрахунків та аналізу показника W_{Π} запропоновано на кафедрі транспортних систем і маркетингу НТУ. Розроблені алгоритм та програми для ПК забезпечують розрахунки витрати палива Q автобусом при його русі в окремому їздовому циклі, складеному із послідовних фаз: рушання з місця; розгін; рівномірний рух із наближеною до усталеної швидкістю; уповільнення накатом і наступне гальмування до зупинки. По встановленій витраті палива Q можливо обчисли-

ти за формулою (6.2) вимірник W_{Π} , якщо відомі пробіг L , та кількість N_{Π} перевезених автобусом пасажирів. Можливості його застосування проілюстровані наведеними далі прикладами, з яких видно, що за результатами обчислень вимірника W_{Π} зручно аналізувати швидкісні та паливні показники циклічного руху по маршрутах автобусів різного типу при їх змінному навантаженні пасажирями.

Якщо наближено прирівняти відстань поміж двома сусідніми зупинками і довжину шляху для одного їздового циклу, то за розрахованим вимірником W_{Π} можливо оцінити розміщення зупинок вздовж маршруту. Збільшення шляху циклу з 500 до 800 м сприяє зниженню паливних витрат на 12...15 % та зростанню середньої швидкості руху автобусів на 14...20 %. В інтервалі шляху циклу від 1000 до 1200 м вказані зміни не перевищують 5...7 %. У автобусів малої місткості (мікроавтобуси, 10...12 пасажирів) досягається підвищення в 1,15...1,2 рази середня швидкість руху в циклі, проте питомі витрати складають 12...16 л/1000 пас.км проти 6...8 л/1000 пас.км для автобусів середньої місткості з дизелем. Без помітного погіршення вимірника W_{Π} можливо дотримуватися на міських перевезеннях швидкості усталеного руху автобусів не більшої, ніж обмежена за Правилами дорожнього руху.

Для поліпшення організації автобусного сполучення важливе значення має оптимальна узгодженість поміж реальними пасажиропотоками у різні години доби і використаними на конкретних маршрутах типами автобусів. В застосованих методах при вирішенні такого комплексного технічного завдання корисним складовим елементом є порівняльна оцінка витрати палива за показником W_{Π} . Для цього величина W_{Π} розраховується на певній довжині їздового циклу при змінних заданих значеннях кількості пасажирів, які перевозяться. При розрахунках допустимо розглядати як абсолютну їх кількість, так і по відношенню (у %) до номінальної (максимальної) пасажиромісткості даного автобуса, що є зручним для порівняння різних типів автобусів.

Розглянемо приклад обчислення вимірника W_{Π} для циклу довжиною 800 м при швидкості усталеного руху на рівні 45 км/год. Для всіх типів автобусів виявляється значне погіршення витрати палива, в л/1000 пас.км, внаслідок зменшення кількості перевезених пасажирів. При цьому воно зберігається ще помірним у зоні завантаження від номінального до 60...70 %, проте через подальше зниження (менше 40 %) кількості пасажирів вимірник W_{Π} вже зро-

стає в 1,6...1,8 рази і більше. До впливу цього фактора більш чутливі автобуси середньої і особливо великої пасажиромісткості у порівнянні із мікроавтобусами. Чисельні дослідження за розробленою методикою подають важливі дані для поглибленого обґрунтування вибору типу і кількості автобусів, а також їх співвідношення за пасажиромісткістю на заданій маршрутній мережі, а це сприятиме більш ефективному використанню паливних ресурсів.

6.2. Норми витрат палива на автомобільному транспорті

Вимірники експлуатаційних паливних витрат, віднесені до одиниці шляху у здійсненому пробігу АТЗ, в л/100 км, застосовуються для нормування витраченого автомобільного палива. Тривалий час на їх основі формувалися система управління витратою палива (СУРАТ) і різноманітні технології ресурсозбереження на автомобільному транспорті. Позитивні результати нормування паливних витрат можуть бути використані вже у нових економічних умовах господарювання АТП, як засіб систематичного заощадження нафтопродуктів при перевізних процесах у різноманітних умовах експлуатації рухомого складу. Практичний досвід визначає, що нормування витрат палива забезпечує безперервну звітність та контроль за його раціональним використанням. На основі таких відомостей технічні служби АТП здійснюють заходи щодо економії паливних та грошових ресурсів, планують потреби в них на очікувані види та обсяги перевезень.

Загальні методи і наукові підходи до нормування використаних матеріальних ресурсів висвітлені у технічній літературі, вивчаються у відповідних дисциплінах. Це дозволяє зосередити увагу саме на методологічних питаннях чисельного розрахунку окремих видів норм для оцінки витрати палива по різних типах автомобілів. В учбових цілях допустимо спершу розглянути поставлене питання на підставі діючих в сучасний момент офіційних документів і положень, а потім, проаналізувати можливий подальший розвиток нормування витрат палива. На автомобільному транспорті введено в дію на рівні директивного офіційного документу затверджені Міністерством транспорту України (наказ № 43 від 10.02.1998 р.) норми витрат палива і мастильних матеріалів, призначені для підприємств, організацій та установ (юридичних осіб) різної форми власності. Основною одиницею вимірювання паливних витрат

у цих нормах закладено літри на 100 км пробігу. Для рухомого складу, що використовується зараз автотранспортними підприємствами, по конкретним моделям (модифікаціям) автомобілів визначені базові лінійні норми, якими початково встановлено допустимі міри споживання палива в певних умовах перевезень. Сумісно із базовими нормами розроблена система додаткових нормативів і корегуючих коефіцієнтів, за допомогою яких при обчисленні нормативної витрати палива будуть чисельно враховані такі важливі чинники як виконана автомобілем транспортна робота, кліматичні, дорожні та інші особливості умов експлуатації. Нормативні витрати палива обчислюють за відповідними формулами згідно із встановленою у даному документі методикою для окремих груп автомобілів. Вихідні відомості до розрахунку норм визначають із записів у подорожніх листах на рейси автомобілів, по реєстрації здійснених на АЗС обсягів заправок, накладним на перевезені вантажі або за іншими документами.

Формалізація задачі. Нормативна витрата палива кінцево виражена в об'ємних одиницях (л, м³). Вона визначає обсяг рідкого або газового палива, який має бути витрачений автомобілем для здійснення певного пробігу з виконанням певної транспортної або спеціальної роботи. При цьому будуть конкретно враховані умови використання даного транспортного засобу. Для обчислень нормативної витрати складені формули, які розрізняються для різних типів автомобілів, проте співпадають за загальною структурою. Це означає, що в кожену формулу обов'язково включена базова лінійна норма, л/100 км, на пробіг S автомобіля. Починаючи з базового рівня, далі нараховують додаткові витрати за допомогою інших норм та поправочних коефіцієнтів. У правильному виборі розрахункової формули та введених до неї складових параметрів з їх чисельними значеннями і полягає формалізація задачі.

Вищеназаний документ містить значну за обсягом кількість таблиць для вибору базової лінійної норми H_s (на пробіг у 100 км) у відповідності з типом та конструктивними параметрами автомобілів. Таблиці складені роздільно для транспортних засобів загального призначення (автомобілі легкові, автобуси, вантажні бортові, тягачі, самоскиди, фургони, вантажопасажирські) та для спеціальних і спеціалізованих автомобілів (окремо для моделей, що виконують спеціальні роботи під час стоянки або під час руху). Основною ознакою для вибору базової норми є її індекс та існую-

ча назва моделі (модифікації) автомобіля, поєднані із наведеними в таблицях ідентифікаційними даними, зокрема такими, як робочий об'єм та максимальна потужність двигуна, тип коробки передач та інші. Документом дозволено встановлювати тимчасову норму витрат палива для автомобілів нової моделі, оригінальної конструкції і не серійних зразків, що відрізняються від базової моделі своєю спорядженою масою.

Окрім базової лінійної норми для автомобілів встановлюються інші види норм, за допомогою яких враховано таке додаткове збільшення паливних витрат:

H_w — на виконання транспортної роботи при русі автомобіля з вантажем, розрахованої на 100 тонно-кілометрів (ткм);

H_c — на одну тонну спорядженої маси у випадках зміни спорядженої маси автомобіля, причепа або напівпричепа;

H_z — на їзду з вантажем автомобілів-самоскидів, що враховує їх маневрування та операції завантаження і розвантаження (на кожен їзду — 0,25 л рідкого палива);

H_{sg}, H_{ob} — відповідно на пробіг при виконанні спеціальної роботи під час руху або на стоянці спеціальних і спеціалізованих автомобілів;

H_{on} — на роботу незалежного обігрівача.

Коефіцієнти коригування норм витрат палива вводяться з метою урахування дорожніх, погодно-кліматичних і особливих експлуатаційних факторів, тому їх вибір пов'язано із типом автомобілів, видами перевезень. Ці поправочні коефіцієнти застосовують у формі відсотків, і таким способом підвищують або знижують базове значення лінійної норми. До випадків, коли збільшуються норми витрати палива автомобілем, відносяться, наприклад, такі коефіцієнти із різною величиною відсотків: а) в зимових умовах у залежності від фактичної температури повітря — від 0° С до -10° С — до 5 %, від -10° С до -20° С — 5...10 %, від -20° С і нижче — 10...15 %; б) робота в умовах міста з населенням до 0, 5 млн. чол. — до 5 %, а більше 1,0 млн чол. — до 15 %; в) робота, що потребує частих зупинок або знижених швидкостей руху — до 10 %; г) робота в важких дорожніх умовах — до 20 %, а в період сезонного бездоріжжя, снігових заметів, при паводках та інших стихійних лихах — до 35 %. Норми витрат палива зменшуються для роботи за межами приміської зони по дорогах із твердим покриттям в залежності від їх виду — на 5—15 %. Кінцево розраховується сумарний коефіцієнт

коригування K_z , що дорівнює абсолютній сумі визначених кількох надбавок, і надалі вводиться в розрахунок нормативних витрат Q палива. Відповідні формули розрізняються по основних типах автотранспортних засобів.

Для легкових автомобілів і автобусів:

$$Q_H = 0,01H_S S(1 + 0,01K_z), \quad (6.3)$$

де H_S — базова лінійна норма, л/100 км; S — пробіг автомобіля, км.

Для бортових вантажних автомобілів і сідельних тягачів у складі автопоїздів, автомобілів-фургонів та вантажопасажирських автомобілів:

$$Q_W = 0,01(H_{\text{ван}} S + H_W W)(1 + 0,01K_z), \quad (6.4)$$

де W — обсяг транспортної роботи, обчислений як $W = G_{\text{ван}} S_{\text{ван}}$ за пробіг $S_{\text{ван}}$ з вантажем масою $G_{\text{ван}}$, ткм; H_W — норма на виконання транспортної роботи, що в залежності від виду палива становитиме: бензин — 2,0 та дизельне паливо — 1,3 л/100 км; зріджений нафтовий газ — 2,5; стиснений природний газ — 2,0 м³/100 ткм; $H_{\text{ван}}$ — лінійна норма витрати палива на пробіг автопоїзда, л/100 км, визначена для спорядженої маси $G_{\text{пр}}$ причепа або напівпричепа як

$$H_{\text{ван}} = H_S + H_\xi G_{\text{пр}}, \quad (6.5)$$

при цьому допустимо прирівнювати значення H_ξ до H_W .

Для автомобілів-самоскидів та самоскидальних автопоїздів:

$$Q_H = 0,01H_{\text{самс}} S(1 + 0,01K_z) + H_Z Z, \quad (6.6)$$

де Z — кількість їздок з вантажем; $H_{\text{самс}}$ — лінійна норма витрати палива самоскидального автопоїзда, обчислена для заданих значень спорядженої маси $G_{\text{пр}}$ причепа або напівпричепа, т, і вантажності причепа ζ , т, за виразом

$$H_{\text{самс}} = H_S + H_W (G_{\text{пр}} + 0,5\zeta). \quad (6.7)$$

Для спеціальних і спеціалізованих автомобілів визначають нормативні витрати палива за відповідною методикою і формулами, що дозволяють врахувати їх тип і призначення.

Алгоритм вирішення задачі по обчисленню нормативної витрати палива включає такі операції:

1. Ідентифікація вибраного для розгляду зразка рухомого складу із вміщеними у таблицях директивного документу даними по типах і моделях автомобілів.

2. Визначення основних експлуатаційних характеристик транспортної або спеціальної роботи автомобіля за такими ознаками: дорожні умови руху; обсяг виконаної транспортної роботи, ткм; споряджена маса, т, (відносно базового автомобіля); пробіг, км; наявність маневрування та здійснення операцій по завантаженню і розвантаженню на кожну їзду з вантажем (для автомобілів-самоскидів); робота технологічного обладнання (на спеціальних автомобілях); використання в зимовий період незалежних обігрівачів з витратою палива на автобусах і легкових автомобілях та інші.

3. Вибір розрахункової формули для нормативної витрати палива за вимогами із п. 1 та введених до неї додаткових норм і поправочних коефіцієнтів.

4. Обґрунтування чисельних значень базової лінійної та інших норм і наступний розрахунок сумарного коефіцієнту коригування з використанням основних характеристик транспортного процесу із п. 2.

5. Обчислення нормативної витрати палива автомобілем.

6. Виведення результатів.

7. Кінець розрахунків.

Використанням ПК досягається значне зменшення часу для розрахунку нормативної витрати палива при роботі наявного в даному автотранспортному підприємстві рухомого складу при виконанні різних видів перевезень. Обов'язково слід сформулювати відповідний банк ідентифікаційних даних згідно п.п. 1, 2, а у пам'яті ПК ввести інформаційні матеріали із нормативного документу (табличні дані, коригуючі коефіцієнти). Для розрахунків за розробленими програмами для ПК корисно застосувати можливості спеціальних пакетів.

Розглянута методика нормування паливних витрат автомобілів здатна задовольнити в певній мірі сучасні потреби автотранспортних господарств у вирішенні ряду технічних питань із обліку, контролю і прогнозу споживання паливних ресурсів. Подальшими розробками можливо уточнити або оновити базові лінійні норми та коригуючі коефіцієнти з урахуванням заміни рухомого складу, од-

нак в цілому не буде усуненим значно опосередкований, наближений характер визначених за даною методикою норм витрат палива. В подальшому слід очікувати ширше впровадження методу встановлення так званих маршрутних норм, заснованих на статистичних дослідженнях по конкретних видах перевезень, особливо при їх великих обсягах. Важливими передумовами для таких розробок є зростаюче застосування на нових моделях автомобілів контрольних приладів для реєстрації поточної та загальної витрати палива і параметрів транспортної роботи (паливоміри, тахографи, бортові комп'ютерні системи). З практичної сторони виправданим є створення в складі штату співробітників автотранспортного підприємства самостійної групи для пошуку і впровадження нових заходів по економічному використанню паливно-мастильних матеріалів.

6.3. Середня кілометрова витрата палива автомобілями

З метою підвищення ефективності використання паливних ресурсів на автомобільному транспорті важливо розглядати паливну економічність рухомого складу із сумісним урахуванням впливу дорожніх умов та різноманітних випадкових факторів. Для такої оцінки універсальним показником є середня кілометрова витрата палива $q_{\text{ксер}}$, л/км, якою характеризується його використання по відношенню до типових категорій складності дорожніх умов на маршрутах перевезень. Далі розглянемо розроблену В.П.Сахно і С.М.Шарай методику розрахунків показника $q_{\text{ксер}}$.

Із застосуванням статистичних характеристик маршрутів перевезення вантажів певним рухомим складом встановлюються зміни коефіцієнту опору дороги ψ по всій їх довжині. Для доріг, що проходять по рівнинній місцевості, ймовірносний безперервний розподіл коефіцієнту ψ відповідатиме нормальному закону розподілу (див. розділ 3.12). Для інших категорій рельєфу місцевості (слабо-когорбистий, горбистий, різкопересічний, гірський) використані рівняння зміщеної кривої Аньязі або апроксимуючі поліноми.

До розробленого узагальненого алгоритму розрахунку на ПК показника $q_{\text{ксер}}$, наведеному у блок-схемі (рис. 6.2), встановлено такі головні теоретичні передумови і положення:

- для процесу поступального руху автомобіля розглядаються змінні режими роботи двигуна (бензинового або дизеля) не тільки по швидкісній зовнішній, але і на часткових характеристиках;

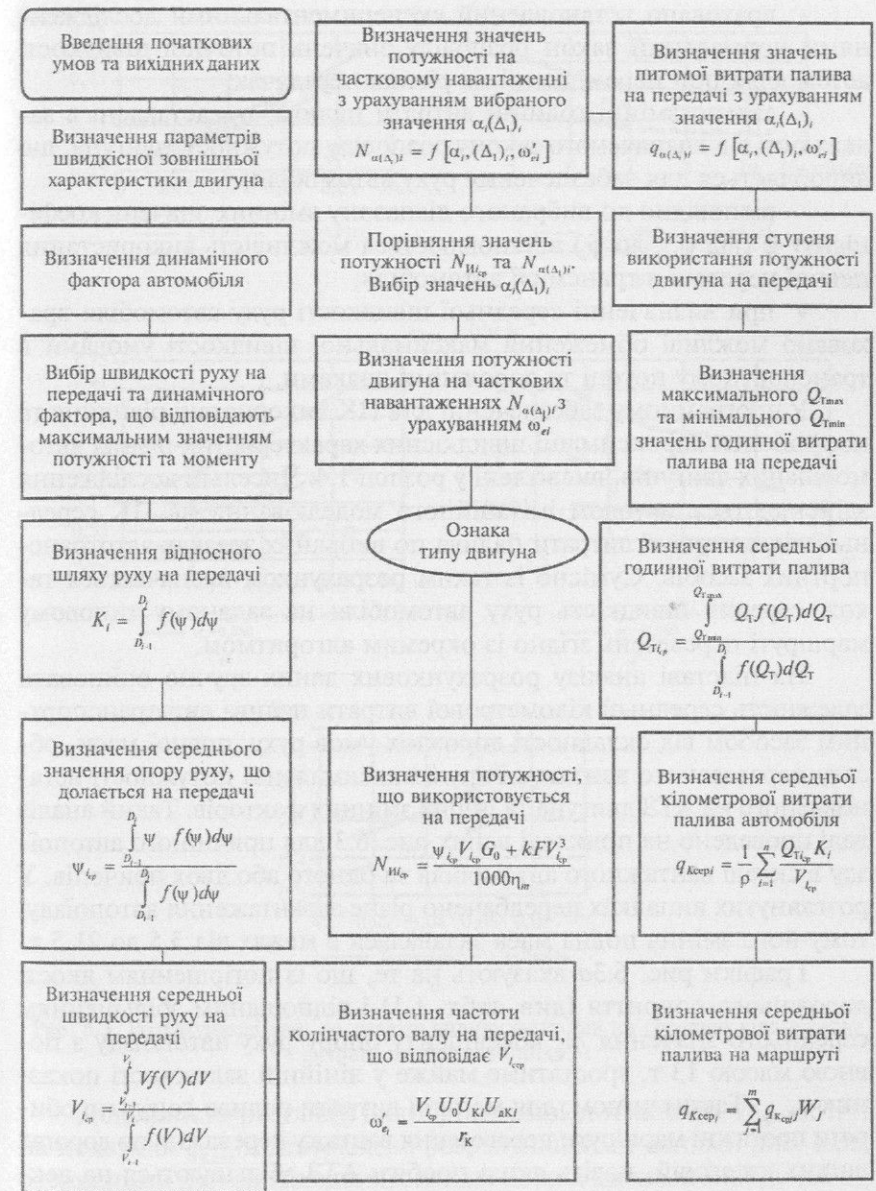


Рис. 6.2. Блок-схема алгоритму розрахунку середньої кілометрової витрати палива автомобілем

- враховано встановлений експериментальними дослідженнями нормальний закон розподілу значень поточної швидкості автомобіля при переміщенні на різних передачах;

- задано змінні годинні витрати палива, представлені в залежності від визначеного закону розподілу потужності двигуна, що виробляється для забезпечення руху автомобіля;

- відповідно до вибраного діапазону змінних значень коефіцієнту ψ (від ψ_{i+1} до ψ_i) встановлюється можливість використання певної передачі в трансмісії автомобіля;

- при визначенні середньої швидкості руху автомобіля враховано можливі обмеження максимальної швидкості умовами в транспортному потоці та дорожніми знаками.

У програмному забезпеченні для ПК використані рівняння та коефіцієнти апроксимації швидкісних характеристик різних автомобільних двигунів, висвітлені у розділі 1.4. Чисельні дослідження здійснюються методом імітаційного моделювання на ПК середньої кілометрової витрати палива по вибраних зразках автотранспортних засобів. Сумісно із таким розрахунком визначається також середня швидкість руху автомобіля на заданому типовому маршруті перевезень згідно із окремим алгоритмом.

На підставі аналізу розрахункових даних зручно оцінювати залежність середньої кілометрової витрати палива автотранспортним засобом від складності дорожніх умов руху, повної маси, обсягу перевезеного вантажу, типу і максимальної потужності встановленого на АТЗ двигуна та інших змінних факторів. Такий аналіз далі проведено на прикладі даних рис. 6.3 для причіпного автопоїзду в складі вантажного автомобіля та одного або двох причепів. У розглянутих випадках передбачено різне завантаження автопоїзду, тому його змінна повна маса задавалася в межах від 5,5 до 21,5 т.

Графіки рис. 6.3а вказують на те, що із погіршенням якості дорожнього покриття (див. табл. 1.1) і відповідним збільшенням середнього значення m_ψ коефіцієнту опору руху автопоїзду з повною масою 13 т, зростатиме майже у лінійній залежності показник $q_{\text{ксер}}$. Таким чином, для меншої витрати палива доцільно обирати протяжні маршрути перевезення вантажу переважно по дорогах вищих категорій, навіть якщо пробіги АТЗ збільшуються на декілька десятків кілометрів. Надзвичайно важливо уникати довготривалої експлуатації автомобілів на ґрунтових дорогах та при зношеному нерівному стані дорожнього покриття.

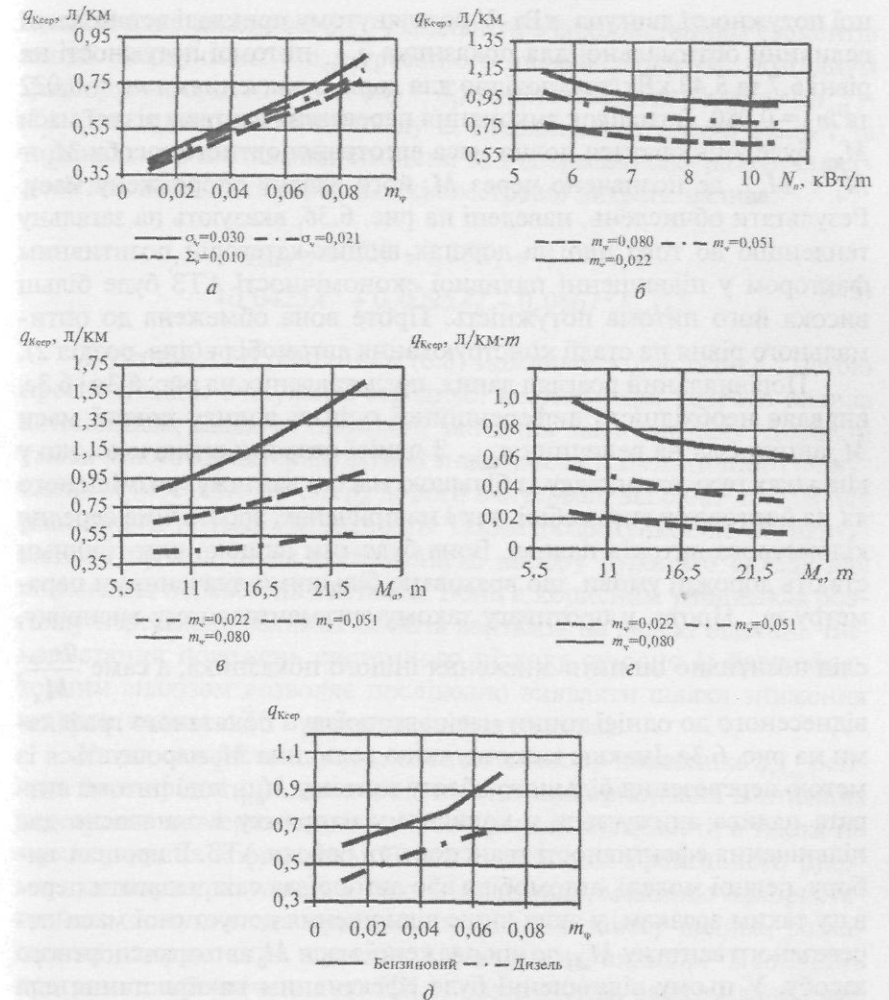


Рис. 6.3. Розрахункові дані до аналізу впливу факторів на середню кілометрову витрату палива автопоїздом

Доцільність розгляду впливу питомої потужності N_π , кВт/т, на показник $q_{\text{ксер}}$ підтверджена розрахунковими даними рис. 6.3б, одержаними при однакових значеннях повної маси автопоїзду (16 т), але за умови можливого встановлення різних зразків двигуна. При цьому очікувана зростаюча питома потужність визначена як відношення до повної маси АТЗ, т, поступово збільшуваної максималь-

ної потужності двигуна, кВт. У розглянутому прикладі встановлені величини оптимальної для показника $q_{\text{ксер}}$ питомої потужності на рівні 6,7 та 8,43 кВт/т відповідно для доріг із значеннями $m_{\psi} = 0,022$ та $m_{\psi} = 0,080$. Внаслідок виконання перевезень вантажу різної маси $M_{\text{вп}}$ буде змінюватися повна маса автотранспортного засобу $M_A = M_0 + M_{\text{вп}}$, де позначено через M_0 його власну споряджену масу. Результати обчислень, наведені на рис. 6.3б, вказують на загальну тенденцію до того, що на дорогах вищих категорій позитивним фактором у підвищенні паливної економічності АТЗ буде більш висока його питома потужність. Проте вона обмежена до оптимального рівня на стадії конструювання автомобіля (див. розділ 2).

Порівняльний розгляд даних, представлених на рис. 6.3в і 6.3г, виявляє необхідність диференційної оцінки впливу повної маси M_A автопоїзда на величину $q_{\text{ксер}}$. З однієї сторони визначено, що у випадках руху автопоїзда із більшою масою вантажу, розміщеного як на бортовому автомобілі, так і на причепах, зростатиме середня кілометрова витрата палива. Вона буде тим вищою, чим гіршими стають дорожні умови, що враховано більшими значеннями параметру m_{ψ} . Проте, у протиположному такому аргументованому висновку, слід позитивно оцінити зниження іншого показника, а саме $\frac{q_{\text{ксер}}}{M_A}$,

віднесеного до однієї тонни маси автопоїзда і показаного графіками на рис. 6.3г. Інакше кажучи, якщо величина M_A наростає із метою перевезення більшого обсягу вантажу $M_{\text{вп}}$, тоді питома витрата палива знижується у корисному напрямку і одночасно дає підвищення ефективності транспортної роботи АТЗ. В процесі вибору певної моделі автомобіля або автопоїзда слід надавати перевагу таким зразкам, у яких вище відношення допустимої маси перевезеного вантажу $M_{\text{вп}}$ до спорядженої маси M_0 автотранспортного засобу. У цьому відношенні буде ефективним використання для міжміських та міжнародних перевезень великовагових автопоїздів із вантажопідйомністю 20—40 т. Як видно із рис. 6.3д, значне зниження (до 20—30 %) середньокілометрової витрати палива досягається застосуванням дизеля та заміна ним бензинових двигунів.

Згідно із розробленою методикою, можливо аналізувати вплив сукупності конструктивних і експлуатаційних факторів на середню кілометрову витрату палива у відповідності із планом повного факторного експерименту 2^3 за коефіцієнтами рівняння регресії (див. розділ 7.3). У наведеному нижче прикладі одержані на ПК розра-

хункові дані показника $q_{\text{ксер}}$ узагальнені з використанням елементів теорії експерименту та регресійного аналізу. Зокрема, розглянуті фактори — дорожні умови ($m_{\psi} = X_1$) та повна маса автопоїзда ($M_{\text{ап}} = X_2$). Для причіпного автопоїзда із спорядженою масою 5,625 т та номінальною вантажопідйомністю 12 т одержане таке рівняння регресії для показника середньої кілометрової витрати палива:

$$q_{\text{ксер}} = 0,718 + 0,25X_1 + 0,164X_2 + 0,0425X_1^2 + 0,0095X_2^2 + 0,06675X_1X_2. \quad (6.8)$$

В умовах АТП рівнянням (6.8) можливо скористатися з метою прогнозування очікуваної середньої кілометрової витрати палива автопоїздом, задаючи проміжні значення маси вантажу. Дорожні умови мають характеризуватися значеннями математичного очікування m_{ψ} коефіцієнту опору дороги в інтервалі від 0,022 до 0,08 для рівнинного рельєфу місцевості. Таким розрахунковим обґрунтуванням підвищується достовірність вибору рухомого складу для виконання перевезень вантажів. Воно є корисним у випадках розгляду перевезень великих обсягів вантажів на далекі відстані. Використання положень системного підходу сумісно із багатофакторним аналізом дозволяє послідовно виявляти шляхи зниження витрати палива АТЗ в експлуатаційних умовах.

Універсальність та узагальнений характер показника $q_{\text{ксер}}$ роблять його придатним для вирішення питань організації вантажних перевезень по мережі доріг у цілому регіоні місцевості, а також по «транспортних коридорах». Поряд із вибором ефективного рухомого складу з урахуванням такого показника, можливо використати його значення для прогнозу потрібного запасу палива, розміщення заправочних пунктів і резервних складів. Необхідне програмне забезпечення до ПК із розгорнутим банком даних має розроблятися на рівні відповідних відомств з можливим використанням вищевикладених методичних рекомендацій.

6.4. Умовна питома продуктивність АТЗ

Для комплексної експлуатаційної оцінки досягнутого рівня реалізації паливної економічності та тягово-швидкісних властивостей автомобіля розглядається показник — умовна питома продуктивність. Із наукових робіт Я.Є.Фаробіна відомий такий матема-

тичний вираз, що визначає «умовну питому продуктивність» для автопоїзда:

$$W'_Q = \frac{G_a V_{\text{ср}}}{Q_s} 100 \text{ ткм}^2/\text{л} \cdot \text{год}, \quad (6.9)$$

де G_a — повна маса автопоїзда, т; $V_{\text{ср}}$ — середня швидкість руху автопоїзда (без урахування зупинок), км/год; Q_s — середня витрата палива, л/100 км.

Показник W'_Q має складну розмірність — 100 ткм²/л·год. З фізичної сторони він трактується автором як аналогічний коефіцієнтові корисної дії, що є узагальнюючим показником досконалості роботи будь-якої машини. Поряд із цією трактовкою, можливо розглянути формулу (6.9) під іншим кутом зору, а саме як відношення досягнутої годинної продуктивності, ткм/год, до такої кількості витраченого палива, л, яка знадобилася на проїзд автомобілем кожних 100 км відстані по заданому маршруту. Тоді відносно розмірності цього показника допустимі інші пояснення. Якщо привести одиниці маси, т, і швидкості, км/год, до системи СІ, то одержимо в чисельнику, який дорівнює $G_a V_{\text{ср}}$, розмірність кількості руху АТЗ, кгм/с. Це припущення дозволить вважати, що величина у чисельнику еквівалентна необхідній тепловій енергії, отриманій спалюванням у двигуні певної кількості літрів автомобільного палива, щоб подолати на АТЗ кожну із відстаней довжиною по 100 км. Тобто, за виразом (6.9) умовна питома продуктивність дозволяє сумісно оцінити досягнутий рівень використання паливної економічності та тягово-швидкісних властивостей автомобіля, визначений через питому продуктивність здійсненої транспортної роботи в заданих дорожніх умовах.

На достовірність та інформативну доцільність застосування показника W'_Q суттєво впливатиме застосована методика його чисельного розрахунку. Зміст такої методики визначатиметься її цільовим призначенням, тому спочатку далі стисло викладемо розробки її положень Я.Є.Фаробіним.

У відповідності із рекомендаціями автора, при застосуванні формули (6.9) для проведення аналізу на стадії ескізного проектування автомобіля, достатньо задавати дорожні умови руху АТЗ однаковою фіксованою моделлю базового маршруту. Тоді параметри

$V_{\text{ср}}$, Q_s конкретно можливо визначити відносно типової траси на автомобільному полігоні для державних випробувань нових зразків АТЗ. Іншими варіантами дорожніх умов допустимо використати типові міжміські маршрути по дорогах вищої категорії достатньо довгої протяжності, на яких досягаються стабільні значення розрахункових величин середньої швидкості та середньої витрати палива. Для цих обчислень була розроблена математична модель руху АТЗ, покладена в основу алгоритму та програмного забезпечення на ПК.

У наведених автором матеріалах розрахований показник W'_Q складав чисельно на ділянках міжміських доріг з горбкуватим рельєфом від 48 до 51,5, а на рівнинному рельєфі доріг — від 56 до 60, 100 ткм²/л·год, для різних зразків міжнародних великовагових автопоїздів. Вивчення опублікованих Я.Є.Фаробіним досліджень дає підстави для загального висновку про те, що важлива перевага показника W'_Q згідно (6.9) полягає в урахуванні «фактору часу», завдяки введеній до нього середній швидкості руху АТЗ. Справді, за однакових початкових умов (масовий стан АТЗ, опір дороги, маршрутизація) досягнуте підвищення середньої швидкості руху автомобіля скорочує загальні витрати часу на кожний виконаний рейс по доставках певного обсягу вантажу. Таке скорочення часу позитивно впливатиме на збільшення транспортної роботи автомобіля за одну робочу зміну, тиждень або рік. Оскільки до обсягу такої роботи прийнято відносити суму постійних витрат (заробітна плата, амортизаційні відрахування та інше), то саме через збільшення $V_{\text{ср}}$ можна впливати послідовно на зниження собівартості перевезень.

На основі розглянутих вище положень співробітниками НТУ розроблялася методика застосування показника (6.9), зорієнтована на підвищення ефективності використання палива в експлуатаційних умовах автомобільних перевезень. Саме сумісне урахування цілої низки впливаючих чинників є особливо суттєвим для більш раціонального вибору рухомого складу при виконанні автомобільних перевезень, а також їх ефективної маршрутизації з урахуванням вантажопідйомності використаних АТЗ. Для удосконалення технологічного процесу перевезень постало доцільним деталізувати постановку питання відносно «питомої продуктивності» АТЗ, пов'язавши її із трансформованими в формулі (6.9) параметрами. Одночасно зроблена заміна позначення показника на $U_{\text{п}}$ та присвоєно йому найменування «паливний індекс». Для виводу фор-

мули визначення показника U_{Π} збережено його загальну структурну побудову подібною до виразу (6.9). Проте, відносно визначення його структурних параметрів (G_a , $V_{\text{ср}}$, $Q_{\text{ср}}$), сформульовані зовсім інші вихідні передумови із тим, щоб вони висвітлювали транспортний процес автомобільних перевезень. Головними передумовами прийняті такі положення:

- процес розглядається для реально виготовленого автотранспортного засобу, конструктивні параметри якого наперед задані технічною характеристикою як фіксовані величини;
- повна маса АТЗ буде змінною залежно від завантаження і складається у вигляді суми величин

$$M_a = M_0 + M_{\text{BH}}\gamma, \quad (6.10)$$

де M_0 — власна (споряджена) маса автотранспортного засобу, т; M_{BH} — номінальна допустима маса навантаження АТЗ; γ — коефіцієнт використання вантажопідйомності АТЗ для конкретних умов перевізного процесу;

- середня технічна швидкість V_T руху АТЗ визначена без зупинок розрахунковим методом, проте скоригована через емпіричний коефіцієнт її обмеження $K_{\text{об}}$ об'єктивними дорожніми умовами;
- середня витрата палива Q_s обчислена через середню кілометрову витрату $q_{\text{Кср}}$ (див. розділ 6.3), тобто $Q_s = 100q_{\text{Кср}}$.

Із встановленими передумовами складено наступний вираз для показника із найменуванням «паливний індекс»:

$$U_{\Pi} = \frac{(M_0 + M_{\text{BH}}\gamma)V_T K_{\text{об}}}{100q_{\text{Кср}}}. \quad (6.11)$$

Одержана формула (6.11) надає зручності до диференційованого розрахунку умовної питомої продуктивності АТЗ на так званих розвізних та збірних маршрутах. В першому технологічному циклі перевезений вантаж послідовно по частинах розвантажується на об'єктах доставки. Тому коефіцієнт γ буде зменшуватись. В другому циклі вантаж накопичується, а коефіцієнт γ зростає. Кожне змінне значення γ має своїм незаперечним наслідком певну зміну розрахункових значень швидкості руху $V_{\text{іср}}$ і витрат палива $q_{\text{іср}}$, тому йому конкретно відповідатиме інший паливний індекс.

Поруч із цим, з другої сторони, у формулі (6.11) при одно-

значному коефіцієнті γ змінюються параметри V_T , $q_{\text{Кср}}$ залежно від заданого середнього коефіцієнту m_{ψ} опору дороги на різних маршрутах, описаних статистично-ймовірносними моделями. Для такої категорії маршрутів багатоваріантні розрахунки на ПК поточних величин швидкості руху і витрати палива заданим АТЗ можливо здійснити за методиками із розділів 3.12, 6.3. Окремі маршрути перевезень бувають задані у вигляді послідовно розміщених n відрізків доріг, кожний із яких довжиною l_i відрізняється своїм значенням коефіцієнту ψ_i опору дороги. За такої умови виконується дискретне почергове обчислення швидкості руху V_i та витрати палива Q_{s_i} по n відрізках маршруту, а потім визначаються їх середні значення V_T , $q_{\text{Кср}}$. Методичні положення для таких розрахунків викладені у розділах 3.9, 3.12, 4.1, 4.2.

З використанням показника (6.11) для різних дорожніх умов можливо порівнювати обрані маршрути доставки вантажів. При цьому слід врахувати вплив співвідношень пройденої відстані з вантажем та в порожньому стані, який не визначають загальновідомі показники Q_s , л/100 км, W_B , л/ткм. Розгляд цих завдань залежно від типу та конструкції рухомого складу здатний поглибити та посилити підстави до його раціонального вибору.

Запропонований показник U_{Π} згідно формули (6.11) придатний для визначення не тільки розрахунками на ПК, але і на підставі чисельних даних, взятих із звітних документів, складених безпосередньо в автотранспортних підприємствах для конкретних умов перевезень при експлуатації різних типів АТЗ. Така оцінка у порівнянні констатуватиме існуючий стан використання палива для дуже різних, важко порівнюваних умов транспортної роботи АТЗ. Саме з таких міркувань необхідна цілісна методика для розгляду цього питання з метою розрахункового обґрунтування заходів до поліпшення перевізного процесу з урахуванням економії палива.

6.5. Задачі до розділу 6

Задача 1. Для вантажного автомобіля встановлено експериментальним методом питомий вимірник $Q_{\text{и}}$, л/ткм, ефективності використання палива в різних дорожньо-експлуатаційних умовах (рис. 6.1). Кожне окреме значення $Q_{\text{и}}$ обчислене як відношення виміряної в досліді витраченої кількості автомобільного палива, в літрах, до транспортної роботи, ткм, що є добутком обсягу ванта-

жу W_B , т, на відстань L_B їздки з ним. Скориставшись масштабом графіку рис. 6.1, встановити по кривим 1...4 окремі чисельні значення Q_W , які відповідають повній масі m_a автомобіля 4,5 і 6,0 т, та систематизувати їх в єдиній таблиці. Далі обчислити кратність збільшення Q_W за даними кривих 2, 3, 4 по відношенню до кривої 1 для різної величини m_a , а результати записати відповідним числом у послідовних рядках таблиці. Проаналізувати одержані відомості, письмово оцінити суттєвість впливу типу і стану дорожніх умов руху автомобіля на ефективність паливних витрат. Звернути увагу на позитивну роль здійснення перевезень із збільшеною масою вантажу, визначеною як $m_B = m_a - m_0$, якщо споряджена m_0 маса автомобіля складала 2,5 т.

Залача 2. Орієнтуючись на зафіксовані у шляховому листі відомості щодо здійсненого в різних рейсах пробігу L_B , км, автомобіля з масою вантажу M_B , т, та відповідною витратою палива Q , л, обчислити за формулою (6.1) показник W_B ефективності використання палива. Для цього потрібно розділити чисельну величину Q на добуток $P_B = M_B \cdot L_B$, яким визначена транспортна робота автомобіля. На прикладі наведених нижче відомостей обчислити показник W_B в простому циклі перевезень по однаковому маятниковому маршруту протяжністю $L_B = 30$ км для бензинового автомобіля-фургона вантажопідйомністю 2,5 т. У трьох рейсах зафіксовані такі чисельні параметри — M_B , т, P_B , ткм, Q , л: N1–2,5+75+8,5; N2–1,5+45+7,5; N3–0,5+15+6,9. Одержані обчисленнями менші показники W_B відповідають кращій ефективності використання палива по відношенню до одиниці транспортної роботи автомобіля.

Залача 3. Показник ефективності використання палива W_B при експлуатації автотранспортного засобу на розвізних (збірних) або комбінованих маршрутах залежатиме чисельно від характеристик організації перевезень. В кожному окремому завданні до них відносяться такі відомості: довжина L_B , км, пробігу з вантажем; відстань пробігу l_1 до першого пункту доставки; відстані $l_2...l_n$ поміж усіма послідовно розміщеними n пунктами; початкова маса вантажу W_1 , т, та її значення $W_2...W_n$ після чергового розвантаження при проїздах відрізків шляху поміж першим та n -ним пунктами; загальна витрата палива Q_d при проїзді усієї довжини маршруту.

Оскільки показник W_B обчислюється як відношення величини Q , л, до сумарної транспортної роботи автомобіля P , ткм, її належить

попередньо обрахувати по заданих характеристиках розвізного маршруту. Для цього слід встановити та просумувати здійснену транспортну роботу $P = \sum P_i = \sum W_i l_i$ по всіх відрізках шляху між n пунктами доставки вантажу. Крім того, підкреслюємо, що обчислення витрати палива Q автомобілем аналітичним відомим методом (див. розділ 4.2) буде дуже складним через наявність багатьох вищевказаних характеристик процесу перевезень. Враховуючи інженерне порівняльне призначення показника W_B , допустимо визначити величину Q як значно наближену до нормативної витрати палива даною моделлю автомобіля при заданих умовах перевезень. А для розрахунків таких норм зручно користуватися діючою методикою Мінтрансу та методичними вказівками із розділу 6.2 та до задач 6—11. Обчислення і аналіз показника W_B надає додатковий критерій для формування таких розвізних маршрутів, що дозволяють заощаджувати паливні ресурси. Доцільно скласти алгоритм до таких розрахунків з використанням ПК і уніфікованих пакетів програм для різних комбінованих сполучень характеристик розвізних маршрутів.

Залача 4. За розробленою комплексною методикою (див. розділ 6.1) обчислено вміщені у табл. 6.1 показники циклічного руху автобусів з номінальним повним навантаженням по маршруту протяжністю 10 км.

Послідовно порівняйте наведені показники з метою оцінки впливу на них конструктивних факторів — пасажиромісткості автобуса і тип двигуна. Далі слід охарактеризувати доцільність використання на маршрутах із різними пасажиропотоками (пас/год) розглянутих вище автобусів малої (№ 1) та середньої (№ 2, 3) пасажиромісткості.

Залача 5. Питомий показник ефективності використання палива $W_{п, л/1000 пас.км}$, при пасажирських перевезеннях суттєво залежатиме

Таблиця 6.1

Конструктивні параметри автобусів і оцінчі показники	Варіанти		
	№1	№2	№3
1	2	3	4
Номінальна пасажиромісткість (чол.)	13	67	69
Тип двигуна на автобусі	бензиновий		дизель
Середня швидкість руху по маршруту, км/год	31,8	29,6	29,8
Транспортна продуктивність $P, \frac{пас.км}{год}$	413,4	1980	2055
Питома витрата палива $W_{п, \frac{л}{1000 пас.км}}$	12,8	7,5	6,2

від узгодженості поміж реальним пасажиропотоком на конкретному маршруті та вибраними для його обслуговування типами і кількістю автобусів. Нагадаємо, що чисельно показник W_{Π} дорівнює відношенню загальної витрати палива Q , л, автобусом до добутку сумарної кількості перевезених пасажирів N_{Π} на відповідну довжину пробігу L_{Π} , км (див. розділ 6.1). В задачі пропонується для нижченаведеного прикладу проаналізувати змінюваність показника W_{Π} при різній кількості перевезених пасажирів N_{Π} дизельним автобусом (номінальною пасажиромістськістю 70 чел.) по однаковому маршруту в циклічному русі. Наводимо розраховані значення показника W_{Π} у варіантах:

Кількість пасажирів N_{Π}	70	50	30	20	10	5
Показник W_{Π}	6,5	9,8	12,4	18,5	36,8	66,4

Доцільно побудувати графічну залежність $W_{\Pi} = f(N_{\Pi})$ з тим, щоб виділити на ній межі раціонального або небажаного завантаження автобуса, виходячи із наявних значень показника W_{Π} . З позицій ресурсозбереження обмірковувати організаційні заходи відносно більш ефективного вибору типу автобусів для широкої зміни пасажиропотоків на маршрутах протягом годин доби, особливо у великих містах.

Задача 6. До обраних моделей серійних легкових автомобілів малого, середнього, великого класу обчислити нормативну витрату палива Q_H , в літрах на 100 км з урахуванням дорожніх, кліматичних і інших експлуатаційних факторів. Через поправочні коефіцієнти до базового значення норми для цього доцільно поодиночі або сумісно розглянути поїздки в зимовому періоді року, у гірській місцевості, в умовах міста, за межами приміської зони, на дорогах різних категорій і типів покриття. В кожному прикладі необхідно обрахувати кінцево сумарний коригуючий коефіцієнт K_{Σ} . Із діючої методики Мінтрансу використати формулу (3) і таблиці А1, А2. Проаналізувати зв'язки чисельного значення норм із конструктивними факторами легкових автомобілів, особливо із типом і потужністю двигуна, спорядженою масою, обтічністю кузова та інше. За визначеною нормативною витратою палива корисно спрогнозувати орієнтовні грошові затрати на річну або сезонну експлуатацію власного легкового автомобіля в залежності від пробігу.

Задача 7. У відповідності із діючою методикою Мінтрансу за формулою (4) і таблицями А3, А4 послідовно розрахувати і порівняти нормативну витрату палива Q_H для вибраних зразків авто-

бусів малої та особливо великої пасажиромістськості. До вибраних варіантів мікроавтобусів включити розгляд моделей з однаковою або близькою пасажиромістськістю та різними двигунами (бензиновий, дизель). Умови експлуатації автобусів врахувати вибором коефіцієнтів коригування норм (окремо та сумарно): для роботи в умовах міста; з частими технічними зупинками, пов'язаними з посадкою і висадкою пасажирів; для поїздок за межами приміської зони по дорогах з покриттям із цементу- і асфальтобетону або бітумомінеральної суміші, щебеню; для роботи в зимових умовах при низькій фактичній температурі повітря. В останньому випадку слід урахувати додаткову норму на роботу незалежного, наявного на великому автобусі обігрівача, л/год, за даними Додатку Г.

Задача 8. Оволодіти умінням та навичками поточного оперативного розрахунку, з використанням ПК на рівні автотранспортного підприємства, нормативних витрат палива для бортових вантажних автомобілів і сідельних тягачів у складі автопоїздів, автомобілів-фургонів та вантажопасажирських автомобілів. Діючою методикою Мінтрансу надані рекомендації до розрахунку таких норм для випадків транспортної роботи, що обліковується в тонно-кілометрах, і встановлена спільна формула (5), розглянута у розділі 6.2 як вираз (6.6).

Базова лінійна норма H_{Σ} витрати палива на пробіг автомобіля (без причепа) для певної моделі вибирається із таблиці А5 або А6. Обсяг виконаної транспортної роботи W , ткм, належить обчислити за одним із відомих в теорії перевезень методом, враховуючи характеристики заданого транспортного процесу. Лінійна норма H_{Σ} на пробіг автопоїзда обраховується окремо як сума значення H_{Σ} із добутком $H_{\Sigma} \cdot G_{\Pi P}$ норми витрати палива H_{Σ} на одну тонну спорядженої маси $G_{\Pi P}$, т, причепа або напіпричепа і значенням G_a . Важливо не допустити при цьому помилку у виборі базової лінійної норми H_{Σ} . Так, для причіпного автопоїзду її слід вибрати із таблиці А5, А6 до моделі того бортового автомобіля, який буксирує причеп. А для сідельного автопоїзда, що має напівпричіп, наведено таблицю А7, де вміщені базові лінійні норми до різних моделей сідельних тягачів. Норму H_{Σ} на одну тонну спорядженої маси в залежності від виду палива прирівнюють відповідній нормі H_w на виконання транспортної роботи: бензин — 2,0 л/100 ткм; дизельне паливо — 1,3 л/100 ткм; зріджений нафтовий газ — 2,5 л/100 ткм; стиснений природний газ — 2,0 м³/100 ткм.

До формули (6) обов'язково вводиться чисельне значення сумарного коефіцієнту K_z коригування норм витрат палива. Його визначають алгебраїчною сумою окремих поправочних коефіцієнтів, наведених у формі відсотків підвищення або зниження базового значення норми. Введені корегуючі коефіцієнти слід обирати після ретельного аналізу умов транспортного процесу в кожному конкретному варіанті, бо вони дозволяють урахувати вплив дорожніх, кліматичних та інших експлуатаційних факторів на розрахунок норм витрати палива згідно із даною методикою Мінтрансу. Для її глибшого засвоєння рекомендується скласти і розв'язати задачі у вигляді 4...6 прикладів до кожного типу вантажних автомобілів та автопоїздів, передбачаючи варіанти виконання різної транспортної роботи по кільком видам маршрутів перевезень.

Задача 9. Використовуючи засіб порівняльного аналізу розрахованих значень норм витрати палива для різних моделей бортових вантажних автомобілів, причіпних автопоїздів та сидельних автопоїздів визначити можливі організаційні і технічні засоби для заощадження нафтопродуктів при перевізному процесі в різних експлуатаційних умовах. В такому напрямі розглянути раціональний вибір типу рухомого складу та оптимальну маршрутизацію перевезень при виконанні ним транспортної роботи. Допоміжним до орієнтовного порівняння вимірником питомих паливних витрат допустимо використовувати обчислене відношення розрахованої норми до максимальної (номінальної) вантажопідйомності автомобіля (автопоїзда), яку доцільно розглянути у широкому діапазоні для різного обсягу перевезень. Рішення такої задачі у першому наближенні достатньо буде базувати на використанні діючої методики Мінтрансу для розрахунків норм витрати автомобільного палива, на даних із каталогів з технічними характеристиками сучасного рухомого складу та на застосуванні основ теорії транспортних процесів і систем.

Задача 10. Нормативна витрата палива Q_n для автомобілів-самоскидів та самоскидальних автопоїздів може бути обчислена за формулою (6) і даними таблиці А8 діючої методики Мінтрансу. Проте підкреслимо, що нею передбачені нижчевказані відмінності у визначенні базової лінійної норми витрати палива. Для одиночного самоскида така норма H_s встановлена на його пробіг S , км, з урахуванням транспортної роботи (л/100 км). Для самоскидного автопоїзда до значення H_s додається також норма, визначена на

транспортну роботу і споряджену масу причепа або напівпричепа за відповідним математичним виразом. Крім того, для кожного типу самоскида буде додана певна норма витрати палива на Z їздок з вантажем, чим враховується маневрування і виконання операцій завантаження і розвантаження. Окремими поправочними коефіцієнтами, наведеними у вигляді відсотків підвищення або зниження базового значення норми, будуть враховані дорожні, кліматичні та інші експлуатаційні фактори для конкретних умов роботи самоскидів. З метою більш детального вивчення даної методики доцільно виконати розрахунки нормативних витрат для 6—8 моделей самоскидів у широкому діапазоні вантажопідйомностей, розглядаючи різні види маршрутизації перевезень з різноманітними вантажами.

Задача 11. За діючою методикою Мінтрансу обчислити нормативні витрати палива для спеціальних автомобілів, які за своєю конструкцією та обладнанням призначені для здійснення певних робочих функцій під час стоянки. При розрахунках скористатися формулою (7) та чисельними даними із таблиці Б1 для лінійної норми, л/100 км, на заданий пробіг спецавтомобіля і окремої норми, л/год, на роботу обладнання. За обчисленими нормативними витратами здійснити їх порівняння для 6—8 моделей (вишки телекопінні, крани автомобільні, пожежні, паливозаправники, цистерни, цементовози та інші), при цьому за особистим вибором прийняти 3—4 значення часу роботи обладнання за його призначенням.

Задача 12. Визначити нормативну витрату палива Q_n для спеціальних автомобілів, що виконують роботу під час руху (поливомийні, піскорозкидачі, плунжерно-щіткові снігоочисники, підмітально-прибиральні). Норми розрахувати згідно із діючою методикою Мінтрансу по формулі (9) і даними із таблиці Б2, де вказані норма H_s на пробіг без виконання роботи, л/100 км, та додаткова норма H_{sc} на роботу спеціального обладнання. Відповідні експлуатаційні умови слід врахувати через поправочні коефіцієнти для роботи на дорогах зі складним планом, в період низьких температур повітря, із частими технологічними зупинками, при понижених швидкостях руху (до 20 км/год). Далі доцільно співставити (у %) визначені вищевказаних норм H_s , H_{sc} та оцінити вплив на них типу базового шасі, на якому встановлено обладнання, та умов експлуатації спеціального автомобіля.

Задача 13. Для більш повного вивчення методики Мінтрансу рекомендуємо ознайомитися з розробленими в ній положеннями щодо визначення тичмасових лінійних норм витрати палива для моделей автомобілів, які не є серійними, або мають спеціальне обладнання, не передбачене в даному документі.

Задача 14. Розглянути викладену у розділі 6.3 методику обчислень середньої кілометрової витрати палива $q_{\text{ксер}}$ та наведені на графіках 6.2 результати її розрахунку на ПК. Використовуючи визначені по графікам чисельні значення $q_{\text{ксер}}$, встановити кратність їх зміни в залежності від таких факторів: а) ускладнення дорожніх умов руху АТЗ, що визначено збільшеним математичним очікуванням m_ψ коефіцієнта опору дороги (від 0,02 до 0,10); б) змінювання відношення $q_{\text{ксер}}$ до $M_{\text{ап}}$ на різних дорогах, де $m_\psi = 0,022 \pm 0,051 \pm 0,08$; в) використання різного типу двигуна для автопоїзду. Крім того, слід спрогнозувати середньостатистичну необхідну потребу в паливі для перевезень по довгих маршрутах (500...1500 км) при двох значеннях параметру m_ψ . Рішення задачі викласти у письмовому вигляді, із кінцевими висновками щодо доцільності застосування показника $q_{\text{ксер}}$ для організації перевезень на різних мережах доріг або в регіонах.

Задача 15. В розділі 6.3 наведено таке рівняння регресії для визначення середньої кілометрової витрати палива залежно від зміни факторів – дорожні умови ($m_\psi = X_1$) та повна маса автопоїзду ($M_{\text{ап}} = X_2$):

$$q_{\text{ксер}} = 0,718 + 0,25X_1 + 0,164X_2 + \\ + 0,0425X_1^2 + 0,0095X_2^2 + 0,06675X_1 \cdot X_2.$$

Дане рівняння дійсне в межах змінювання факторів m_ψ від 0,022 до 0,08 та $M_{\text{ап}}$ від 6 до 16 т, тому дозволяє в умовах автотранспортного підприємства обчислювати показник $q_{\text{ксер}}$ при різному завантаженні автопоїзда та змінних дорожніх умовах його руху. Здійснивши розрахунки середньокілометрової витрати палива за вищенаведеним рівнянням у 10 варіантах обраних значень m_ψ та $M_{\text{ап}}$, систематизувати результати у зведену таблицю та побудувати на ПК відповідні графіки. Кінцево охарактеризувати вагомість впливу факторів m_ψ та $M_{\text{ап}}$ як по графіках рис. 6.3, так і чисельним аналізом відповідних коефіцієнтів перед факторами X_1 , X_2 в рівнянні регресії.

Задача 16. Використовуючи доступні можливості програмування на ПК, створити математичне забезпечення для розрахунків і аналізу середньокілометрової витрати палива $q_{\text{ксер}}$ та середньої швид-

кості $V_{\text{сер}}$ руху автотранспортного засобу на маршруті, описаному нормальним законом розподілу коефіцієнту опору дороги. При вирішенні поставленої задачі використати методики, викладені в розділах 3.12, 6.3, та відомості із наукової літератури. Проведені за створеними математичними моделями багатоваріантні розрахунки співставити і порівняти із практичними або експериментальними середньостатистичними даними з метою оцінки достовірності. Розробити пропозиції щодо використання одержаних результатів та самої методики у плануванні організації автомобільних перевезень по міжнародних «транспортних коридорах».

Задача 17. Ознайомитися за матеріалами із розділу 6.4 з викладеними обґрунтуваннями, методикою обчислення і практичним призначенням запропонованого Я.Є.Фаробіним показника W_0 «умовна питома продуктивність» АТЗ. На підставі наведених його значень порівняти різницю (у %) ефективності перевезень велико-ваговими автопоїздами на маршрутах по дорогах, що проходять на регіонах місцевості із рівнинним рельєфом, у порівнянні із горбкуватим рельєфом. Нагадаємо, що чисельні величини показника W_0 були відповідно визначені автором в межах від 56 до 60 та від 48 до 51,2 т·км²/л·год, де кожне більш високе значення відноситься до використання автопоїздів з повною масою 40...50 т.

Задача 18. В розділі 6.4 викладені постановка питання і передумови до застосування розглянутого у попередній задачі 17 показника W_0 з метою удосконалення технологічного процесу автомобільних перевезень. Трансформована у такому напрямі нова формула (6.12) враховує введений до неї коефіцієнт γ використання номінальної вантажопідйомності $M_{\text{вн}}$ та існуючі обмеження середньої швидкості V_T руху АТЗ, виражені коефіцієнтом $K_{\text{ог}}$. За такою формулою зручніше обчислювати запропонований «паливний індекс», $U_{\text{п}}$, аніж за виразом (6.11), диференційовано до виду перевізних маршрутів (простого типу, розвізні, збірні, змішані). Необхідно розробити методику та алгоритм розрахунку на ПК показника $U_{\text{п}}$ для маршруту перевезень, на якому послідовно по ділянках довжиною l_i його загальної протяжності L задані чисельно коефіцієнти ψ_i опору дороги. Відповідні методики для визначення по окремих ділянках маршруту поточних значень швидкості V_i руху АТЗ і його паливних витрат $Q_{\text{с}}$ викладені у розділах 3.12, 4.2. За даними цих розрахунків визначаються середнє значення швидкості V_T проїзду АТЗ по всьому маршруту та середня сумарна витрата $Q_{\text{с}}$ палива, включені до формули (6.12) для показника $U_{\text{п}}$.

Розділ 7. МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДЛЯ ПІДГОТОВКИ ТА ПРОВЕДЕННЯ ТЯГОВОГО І ПАЛИВНО-ЕКОНОМІЧНОГО РОЗРАХУНКІВ НА ПК

7.1. Системний підхід та математичне моделювання на ПК при визначенні параметрів автомобіля

Технічна досконалість конструкції автомобіля оцінюється значною кількістю чисельних параметрів, які умовно можна розподілити на три види або співкупності. До першої співкупності згруповано фіксовані фізичні характеристики власне самої конструкції автомобіля, наприклад, його маса, потужність і тип двигуна, база та інші. Відповідно їм дано далі найменування «конструктивні параметри автотранспортного засобу (АТЗ)». До другої співкупності віднесені змінні параметри, за допомогою яких відтворені основні риси процесу поступального переміщення автомобіля в заданих умовах, які скорочено названі «параметри руху АТЗ». Ними охоплені такі види руху як прямолінійний або криволінійний, відповідно до переміщення по прямолінійному відрізку дороги або такому, що має певний радіус кривизни, наприклад, по закругленню автомобільної дороги, а також при маневруванні. При розрахунках розглядають прискорений, усталений або уповільнений швидкісний режим, а чисельними параметрами руху АТЗ вважають: швидкість; прискорення (сповільнення); час проходження певного шляху; траєкторія; габаритний коридор та ін. До третьої співкупності параметрів включені абсолютні та відносні витрати палива, якими характеризуються енергетичні особливості процесу руху автомобіля.

Ступінь відповідності конструкції автомобіля вимозі ефективно здійснювати своє транспортне призначення по перевезенню вантажів, пасажирів або виробничого обладнання характеризують комплексом техніко-експлуатаційних властивостей. Фіксовані і частково нормовані чисельні показники, що визначають потенційні експлуатаційні властивості автотранспортного засобу, складають єдину співкупність, умовно названу «функціональні параметри АТЗ». Суттєвого значення у ній набули кількісні параметри для

оцінки таких експлуатаційних властивостей автомобіля як тягово-швидкісні, паливна економічність, прохідність, плавність ходу, гальмові якості, стійкість, керованість.

Поміж параметрами визначених співкупностей об'єктивно діють щільні зв'язки та змінні взаємозалежності. Вони відіграють суттєву роль у постановці інженерних задач і розрахунків при конструюванні різних автотранспортних засобів та їх експлуатації. Виявлені зв'язки та функціональні залежності між параметрами автомобіля обумовлюють принцип системного підходу до методів їх обчислення.

Доцільність системного розгляду задачі розрахунку параметрів автомобіля визначена тим, що процес поступального руху забезпечується відповідно узгодженими між собою робочими процесами в усіх агрегатах АТЗ (двигун—трансмсія, ходова частина, рульове і гальмове керування). Крім того, існує взаємодія між колесами автомобіля та поверхнею дороги, суттєво відчувається вплив оточуючого середовища, особливо опір повітря рухові АТЗ. Об'єктивно існує залежність транспортної продуктивності автомобіля також і від керування його механізмами з боку водія-оператора. Таким чином, процес руху АТЗ виявляє собою в кожний момент часу конкретний результат змінної взаємодії реальних фізичних об'єктів, із яких сформована певна рухома система. Безперечно, що розгляд у взаємодії цілісно усіх складових частин єдиної системи дає більш достовірні результати дослідження та розрахунку параметрів автомобіля. При цьому не виключений розгляд додатково виділених у такої системи кількох окремих підсистем, зокрема двигун—трансмсія, колесо-опорна поверхня руху та багато інших.

В теорії автомобіля розроблені для розрахунку його параметрів ряд комплексних систем. Наприклад, структурна схема системи «водій—автомобіль—дорога—навколишнє середовище» (ВАДС) розроблялася в широкому аспекті в дослідженнях експлуатаційних властивостей автомобілів. В даному навчальному посібнику визнано доцільним зосередити системний аналіз та розрахунки параметрів автотранспортного засобу на системах «середовище—водій—автомобіль» (СВА) та «середовище—водій—автомобіль—управління» (СВАУ). Обмежуючись одним більш узагальненим поняттям «середовище», зосередимо в одному ланцюзі системи різні опорні поверхні руху автомобіля у взаємодії із зовнішнім атмосферно-кліматичним простором, який оточує водія та керований ним транспортний об'єкт.

Відповідні адекватні прийоми управління автомобілем водій виробляє та здійснює під впливом одержаної зовнішньої інформації, тому логічним буде надати перше місце в системі СВА саме ланцюгові «середовище» (С). Зумовлені його станом необхідні операції по керуванню автомобілем (А) здійснюються водієм-оператором (В), який займає друге місце в системі СВА. Акцентуючи увагу на оптимізації оперативного керування з боку водія і особливо враховуючи перспективу поширення на сучасних моделях автомобілів бортових автоматизованих систем управління двигуном, трансмісією, підвіскою, рульовою та гальмовою системами, складаємо додатково ще одну систему — СВАУ. Функціонування останнього ланцюга «управління» спрямоване на кращу реалізацію потенційної ефективності даного транспортного засобу, причому з мінімальними витратами палива, за рахунок високої автоматизації керувальних операцій.

Принцип системного підходу дозволяє розглядати всю систему як єдину і цілісну, а також виділяти певні комбінації із її складових елементів. Завдяки цьому забезпечені можливості дослідження параметрів та окремих характеристик взаємодії в таких підсистемах як «середовище—автомобіль» (СА), «середовище—водій» (СВ), «водій—автомобіль» (ВА), «управління—автомобіль» (УА). При проектуванні автотransпортних засобів для вибору їх параметрів більш детально вивчаються підсистеми СА та УА. Для умов регулярної експлуатації вже виготовлених серійних зразків автомобілів звичайно розглядають в цілому системи СВА та СВАУ.

Переважну більшість параметрів автомобіля визначають розрахунковими методами на математичній основі динаміки та енергетики процесу руху АТЗ. Окремими фазами цього процесу є зрушення з місця, розгін, усталений рух, сповільнення, не виключаючи періодично повну зупинку АТЗ. Окремими їздовими циклами поступального переміщення автомобіля називають певну послідовність фаз руху, за якою закріплено нормовані граничні параметри та швидкісні режими руху. За допомогою циклів, узгоджених на загальнодержавному або міжнародному рівні, досягають об'єктивної порівняльної оцінки різних моделей і типів автомобілів. Наприклад, занормовано цикли руху АТЗ під назвами «міський» та «магістральний», «по дорозі з пересічним профілем», «по горизонтальній дорозі з твердим рівним покриттям» (див. розділи 5.1—5.4).

Розрахунки параметрів автомобіля із застосуванням електронної обчислювальної техніки (калькулятори, мікроЕОМ, персональні

комп'ютери, стаціонарні ЕОМ) зручно виконувати за алгоритмами, складеними відповідно до математичного забезпечення задачі. В його основу, як правило, закладена математична модель. Попередньо вже буває перевірена та доведена достовірність або адекватність моделі реальному процесові та умовам руху автомобіля, при певному урахуванні його найважливіших рис та особливостей. В цьому посібнику застосовані математичні моделі для визначення тягово-швидкісних властивостей та паливної економічності автомобіля, представлені диференційними рівняннями руху (1.1, 1.6) та формулами витрат палива (4.6, 4.23, 4.37).

Розробка математичного апарату для кожного виду розрахунків супроводжується складанням певної гіпотези щодо процесу руху автомобіля. Потім обов'язково перевіряють точність розрахунку, оцінюють допустимість введених спрощень та обмежуючих умов. Саме уміння оптимально спростити завдання, сформулювати розрахункову задачу, визначити напрямки і методи її вирішення потребують глибоких теоретичних знань, достатньої кваліфікації, навіть певного «мистецтва» від дослідника.

Математична модель ніколи повністю не відтворює досконало, до тонкощів розглянутий процес поступального руху автомобіля. Однак модель обов'язково визначає головні риси процесу, від яких залежить більш точний розрахунок кінцевих показників. Вибрані математичні моделі для визначення передбачених тяговим і паливно-економічним розрахунком параметрів та характеристик руху автомобіля дають можливість одержати очікувані результати з точністю, яка відповідатиме поставленим завданням. Достовірність цих математичних моделей перевірена за допомогою експериментальних досліджень.

Застосування математичних моделей сумісно з електронно-обчислювальною технікою надає ряд суттєвих переваг перед експериментальними методами при визначенні оптимальних параметрів автомобіля. Для обчислювальних методів не потрібна наявність натурного зразка автомобіля як об'єкта випробувань. Необхідні для розрахунку значення параметрів його конструкції можна брати з попередніх обчислень, проектної документації, каталогів, інструкцій з експлуатації. Єдино можливими залишаються розрахункові методи при створенні оригінальної моделі автомобіля, перш за все на стадіях розробки технічного завдання та ескізного проекту, не виключаючи індивідуальної винахідницької діяльності.

Розрахункові методи з використанням обчислювальної техніки органічно вписуються в існуючі системи автоматичного проектування (САПР) на автобудівельних заводах, фірмах. Складність моделей та обсяги банку даних до розрахунків при цьому не становлять перешкоди, завдяки високій швидкодії, великим резервам пам'яті сучасних ПК. Необхідні витрати компенсуються скороченим терміном проектування, зменшенням пошуково-експериментальних робіт. Для досягнення більш високого технічного рівня конструкції автомобіля здійснюють багатоваріантні циклічні розрахунки, результати яких аналізують за допомогою сучасних аналітичних методів, при наочному показі на ПК проміжних та кінцевих висновків (див. розділи 7.4, 7.5).

Можливість одержати та узагальнити великі обсяги розрахункових та інших даних підіймає на високу ступінь процес прогнозування перспективного розвитку автомобільної техніки. Він базується на матеріалах статистичної обробки минулої інформації про параметри випущених в різні терміни автотранспортних засобів і нових розрахункових даних по імовірним напрямкам їх удосконалення. Математичне моделювання не обмежується, на відміну від експериментальних досліджень на натурних макетах або зразках автомобілів, вузькими діапазонами конструктивних параметрів та заданими умовами випробування. Навпаки, при розрахунках на ПК можливо вільно обирати граничні значення заданих параметрів і впливаючих факторів. Завдяки цьому допустимо виходити до очікуваних, або навіть поки що і не досяжних параметрів автомобіля, які можуть покращити його експлуатаційні властивості.

Математичні методи визначення параметрів тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності, викладені в розділах 1, 3, 5, 6.2, базуються на фундаментальних положеннях теорії автомобіля, тому забезпечують абстраговане визначення типових рис процесу руху АТЗ в різних умовах. Через математичні рівняння комплексно врахована, а потім чисельно визначена роль багатьох впливаючих параметрів, факторів, обмежуючих умов. Необхідні до розрахунків рівняння складені аналітичним способом, але дозволяють включення окремих емпіричних залежностей, що узагальнюють результати експериментальних досліджень. Для всіх параметрів має бути витримана єдина розмірність в системі СІ та введена ідентифікація для програм на ПК.

7.2. Вихідні відомості до розрахунку показників техніко-експлуатаційних властивостей автомобіля

До початку безпосередніх обчислень на ПК виконується відповідальна підготовча робота. На одному із перших етапів сконцентровані збирання і систематизація потрібних для вирішення завдання вихідних відомостей, які об'єднуються в єдину базу даних. Для досягнення потрібної точності розрахунків поставлені слідуючі вимоги до сформованої бази даних: достатньо повна характеристика впливу головних факторів на кінцеві результати розрахунків; обґрунтована методика визначення; відповідність технічному завданню на проектування або експлуатацію АТЗ та умовам задачі. Обов'язково перевіряють достовірність використаних літературних джерел, з яких вибрані вихідні відомості, а також зручність їх введення до ПК, доступність широкої варіації в процесі обчислень.

Усвідомлюючи велику відповідальність за вибір вихідних відомостей до розрахунків на ПК, виконавцеві необхідно звернутися до відповідної учбової і технічної літератури, креслень, конструкторської та патентної документації, ескізних розробок, каталогів, проспектів, періодичних видань, реферативних журналів, депонованих наукових звітів і статей та інших джерел. Ретельні пошуки, вивчення, систематизація та перевірка зібраних вихідних відомостей забезпечують якісне виконання поставлених завдань, тому витрачений на цю роботу значний час буде цілком виправданим.

Вихідні відомості до розрахунків на ПК слід розділити за загальним принципом на якісні дані описового типу та кількісні параметри. До перших належать різноманітні відомості, що тільки якісно характеризують об'єкт дослідження, наприклад, тип і призначення автомобіля. До другої категорії належать чисельно визначені конструктивні параметри АТЗ, кількісні характеристики дорожніх умов та багатьох інших факторів, впливаючих на процес руху автомобіля.

По цільовому призначенню для використання в програмах до ПК вихідні відомості корисно розподілити на первинні, базові та кінцеві (результативні). Належність відомостей до однієї з названих груп може змінюватись відповідно до цілі, призначення та методів розрахунку параметрів автомобіля.

Первинні відомості започатковані у вигляді сформульованого замовником технічного завдання (ТЗ), тому їх залишають незмінни-

ми до завершення конструкторських розробок. Прикладами таких даних можуть бути із якісних відомостей — призначення спеціалізованого автомобіля та дорожньо-кліматичні особливості його експлуатації, а з кількісних відомостей — номінальна вантажопідйомність автопоїзда, кількість пасажирів автобуса, максимальна швидкість руху. Якщо об'єктом розрахунків є задача оцінки існуючої моделі АТЗ, що випускається промисловістю, тоді первинні відомості беруть із його технічної характеристики, зокрема це будуть конструктивні параметри (споряджена маса, тип і потужність двигуна, колісна формула, тип шин, передаточні числа трансмісії та інші). Недостаючі параметри встановлюють у порівнянні з аналогами. Для конструювання нових або модернізованих зразків АТЗ первинні відомості закладено у технічному завданні (ТЗ), виданому замовником проекту. Із нього узгоджуються вибрані на початковій ескізній стадії розробки конструктивні параметри АТЗ, а також окремі пропозиції з метою скорегувати ТЗ в напрямі покращення очікуваного технічного рівня спроектованого АТЗ.

Базові відомості визначаються виконавцем розрахунку на ПК після детального вивчення змісту завдання, з обов'язковим дотриманням усіх первинних відомостей. Вибір базових даних стосується таких параметрів та коефіцієнтів, що містяться у математичних виразах, рівняннях, залежностях, з використанням яких побудовані імітаційні моделі та алгоритми розрахунків. З метою зручності багаторозового використання та прискореного пошуку складних розрахункових варіантів вихідні відомості систематизують за окремими категоріями в банку даних.

Кінцевими відомостями вважаються результати обчислень за відповідною програмою до ПК, здійснених по первинним і базовим даним. Одержані в конкретному варіанті кінцеві результати підлягають детальному вивченню з аналізом точності та відповідності цілям розрахунку. Для цього на дисплеї виводять таблиці даних за вибраною схемою з наступним роздрукуванням.

Далі розглянемо проведену деталізовану систематизацію на п'ять категорій вихідних базових відомостей до тягового та паливно-економічного розрахунків для визначення показників тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля.

Перша категорія базових відомостей об'єднує такі параметри, якими характеризуються конструкція автомобіля, робочі процеси його агрегатів і механізмів, взаємодія з покриттям дороги, повітря-

ним середовищем. За технічною характеристикою АТЗ або ТЗ на проектування встановлюються спочатку більш загальні відомості, зокрема тип автомобіля, двигуна і трансмісії, колісна формула, модель шин. Далі з кількісних параметрів треба визначити такі дані: масові параметри АТЗ (вантажопідйомність, споряджена маса), компоновальні розміри (база, габарити); максимальна потужність при відповідній кутовій швидкості колінчастого валу; коефіцієнти лобового опору повітря та обтічності АТЗ; щільність палива; коефіцієнт завантаження автопоїзду в складі бортового автомобіля-тягача та причепів; повна маса завантаженого причепа; передаточні числа на всіх ступенях та ККД трансмісії; мінімальний коефіцієнт опору кочення та радіуси коліс при встановлених на АТЗ шинах.

В ескізного проектуванні визначають вищевказані параметри для поки що не створеної моделі автомобіля, тому початково вони розглядаються в кількох варіантах, часто з пошуком кінцевого оптимального значення. Викладена у розділі 2 методика тягового розрахунку автомобіля забезпечує обґрунтований вибір багатьох його конструктивних параметрів. Побудова швидкісних характеристик двигуна висвітлена у розділі 1.4. З метою встановлення на АТЗ конкретної моделі двигуна із існуючих зразків збирають та вивчають заводські відомості щодо швидкісної зовнішньої, часткових, навантажувальних характеристик двигуна. Вони можуть бути задані таблично або емпіричними рівняннями, які одержані за результатами лабораторного випробування двигунів. Перевагу мають таблиці або функціональні залежності між параметрами роботи двигуна, які одержані нормованими випробуваннями на заводі, де його виготовлено, або в наукових лабораторіях.

При розрахунках для існуючої серійної моделі АТЗ її конструктивні параметри відомі однозначно, бо остаточно записані в технічній характеристиці, каталогах, інструкції з експлуатації. Окремі додаткові відомості визначаються з технічної літератури. За наявності натурального зразка АТЗ та необхідного обладнання не виключені його обміри і обстеження з метою уточнення або доповнення недостаючих вихідних даних. Точність одержаних результатів безпосередньо залежить від повноти і достовірності зібраних відомостей для існуючого зразка АТЗ.

Другу категорію базових відомостей складають характеристики дорожніх умов руху автомобіля, які обмежені в даному посібни-

ку дорогами з твердим покриттям. Вибір дорожніх умов базується або на нормативних документах, або на започаткованому у технічному завданні на проектування чи використання автомобіля. При математичному моделюванні часто передбачається неодноразово змінювати варіанти дорожніх умов відповідно до цілей задачі. Дорожні умови можуть бути задані однозначно певними відрізками шляху із малозмінним, тобто однакового типу і стану дорожнім покриттям, який умовно називають «дорогою однорідної якості». Завдяки такому підходу, потім можливо розглядати змішані маршрути, складені з відрізків доріг різної однорідної якості.

Для кількісної характеристики впливу дороги на параметри руху автомобіля головним фактором являється сумарний коефіцієнт опору дороги $\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha$, де f — коефіцієнт опору кочення коліс АТЗ, а кут α визначено поздовжній підйом дороги. При невеликих значеннях кута α його допустимо замінити ухилом i (в промілях або тисячних), тоді $\psi = f \pm i$.

У кожній заданій для обчислень моделі автотранспортного засобу коефіцієнт опору кочення залежить від типу шин та дорожнього покриття. Для більш точних розрахунків бажано встановити коефіцієнт опору дороги, визначивши попередньо значення коефіцієнту опору кочення коліс саме для моделі шин, які встановлені на АТЗ, причому з урахуванням швидкості руху.

Змінним кутом α або ухилом i підйому (спуску), що визначені в тисячних, та довжиною відповідних відрізків дороги визначається її поздовжній профіль, закладений в проектну документацію. Саме з креслень дороги безпосередньо беруть достовірні відомості відносно очікуваних змін підйому i . Якщо скласти значення $f \pm i$, то для розглянутого однорідного відрізка дороги знайдемо коефіцієнт ψ дорожнього опору. Далі виникає питання, яким способом вводити відомості про зміни цього коефіцієнту до обчислень за програмами на ПК. У практиці зараз поширені декілька методів, які за своїм методичним підходом та метою використання розділяються на дискретний та ймовірний засоби імітування змін коефіцієнту опору дороги рухові автомобіля. Цим методам приділено увагу в розділах 3.12, 6.3.

Дискретним методом задають чисельні значення коефіцієнту ψ у вигляді поодиноких значень для однорідного відрізка шляху або таблицею їх масиву для змішаного маршруту. В останньому випадку відповідно до кожного значення коефіцієнту опору доро-

ги вказана довжина відрізка шляху. Побудова цих таблиць можлива у двох варіантах.

При послідовному варіанті в таблицю вносять підряд усі дані поздовжнього кілометражу дороги (по пікетах), тобто кожне наступне значення коефіцієнта записують за попереднім значенням, зберігаючи наступність їх зустрічі на продольному профілі дороги. Така таблиця відтворює послідовно і детально заданий маршрут руху АТЗ, тому є зручною для розрахунків з виведенням всіх бажаних проміжних результатів. Проте при цьому варіанті таблиці потрібен великий обсяг обчислювальних операцій, та більш складним є аналіз і узагальнення даних розрахунку. В зв'язку з цим, якщо потрібно визначити параметри руху автомобіля від початку до кінця досить довгого маршруту, тоді замість послідовного варіанту складають таблиці коефіцієнту ψ за опосередкованим варіантом. Для цього математично обробляються таблиці послідовного розміщення відомих значень коефіцієнту ψ , а потім почергово просумовуються довжини відрізків доріг з однаковими коефіцієнтами ψ . Одержавши їх сумарну довжину по кожному з коефіцієнтів, складають нову таблицю з цими даними, розміщеними у будь-якій незафіксованій послідовності значень коефіцієнту ψ .

Опосередкований варіант таблиць значно скорочує обчислення і широко застосовується в інженерних задачах. Але треба мати на увазі певне зниження точності розрахунків, внаслідок виключення з процесу розрахунків руху автомобіля на перехідних швидкісних режимах при переїзді з одного відрізка шляху на інший, який має місце в реальних умовах при кожній зміні значень коефіцієнту опору дороги. Тобто в розрахунки введено допущення про рух АТЗ з усталеною швидкістю по кожному, однорідному за коефіцієнтом ψ відрізку шляху.

Опосередковані таблиці використовуються не тільки в розрахунках на ПК, але також і для складання узагальнюючих характеристик автомобільних доріг на маршруті. Для цього за простим співвідношенням нескладно обчислити однозначний середньовиважений коефіцієнт опору дороги. При достатньому представництві масиву поточних значень коефіцієнтів ψ , та відповідних їм відрізків дороги довжиною l_i можливо його обробити методами математичної статистики та теорії ймовірності. Після дискретизації коефіцієнтів ψ , з певним кроком одержані дані розглядаються як кінцеві послідовності випадкових чисел із невідомим ще законом

їх розподілення. Для оцінки найістотніших сторін цього розподілення визначаються його числові характеристики. Перші два центральні моменти — математичне очікування та дисперсія, квадратний корінь із якої дає середнє квадратичне відхилення даних або девіацію. Таким чином одержаний чисельний матеріал вирівнюється, бо до нього буде підібрано теоретичну криву розподілення коефіцієнту опору дороги, а за нею складено ймовірну модель позовжнього профілю дороги. Досвід показує, що основою для ймовірної моделі дороги переважно стають нормальний закон розподілення та його головні параметри — математичне очікування $m_\psi = \psi_{\text{ср}}$ та середньоквадратичне відхилення σ_ψ коефіцієнту ψ . Така модель цілком задовольняє точність експлуатаційних та попередніх конструкторських розрахунків, завдяки її узагальнюючому змісту, який відбиває типові риси геометричних елементів цілої мережі доріг на однорідному рельєфі місцевості. Компактно обмежена кількома параметрами ймовірнісна модель розподілення коефіцієнту опору дороги зручна для введення в ПК і досить поширена в інженерних розрахунках, тому вона використана в розділах 3.12, 6.2. Ймовірна модель розподілення коефіцієнту ψ дорожнього опору має недоліком те, що за нею неможливо ретельно дослідити вплив на нього коефіцієнта опору кочення коліс у різних типів автомобілів.

Для таких специфічних завдань розроблена ймовірнісна модель розподілення тільки значень ухилу i дороги. Тоді при заданому коефіцієнту опору кочення коліс певного зразка автомобіля та ймовірнісній моделі ухилів дороги, параметри розподілення коефіцієнту ψ дорожнього опору визначаються в процесі обчислень за програмою на ПК. Розвиваючи далі такий напрямок моделювання дорожніх умов, в ряді наукових робіт були окремо встановлені незалежні закони розподілу значень коефіцієнтів опору кочення коліс та ухилів дороги. Потім за одержаними нормальними законами розділених розподілень значень f та i визначався розподіл сумарного коефіцієнту $\psi = f \pm i$ за методом композиції законів.

В третю категорію базових відомостей включені якісні та кількісні характеристики операцій управління автомобілем, що здійснюється водієм або бортовим комп'ютером. В даному посібнику при визначенні тягово-швидкісних властивостей та паливної економічності АТЗ у відповідних розрахунках вимоги до управління автомобілем зосереджені на підсистемі «двигун—трансмсія».

Відповідними операціями оптимізують регулювання ефективної потужності двигуна, зміни кутової швидкості колінчастого валу, і моменти переключення передач (див. розділи 3, 5). Режими управління мають бути тісно пов'язані з вибраним методом імітаційного моделювання руху автомобіля, а головне — з цілями розрахунків. До ПК вони вводяться або окремими чисельними параметрами, наприклад, про послідовність та час переключення передач, або математичною моделлю управління двигуном автомобіля переважно у вигляді самостійних підпрограм. На стадії проектування АТЗ з метою пошуків та розрахунку оптимальних конструктивних параметрів доцільно задавати дещо ідеалізовані, найбільш раціональні режими управління автомобілем, які сприяють виявленню його найвищих потенційних властивостей при повному використанні потужності двигуна. В таких задачах, як правило, проводяться розрахунки переважно для «вільного» руху автомобіля при відсутності будь-яких сторонніх перешкод для досягнення більш високої середньої швидкості при знижених витратах палива. З іншої сторони, в експлуатаційному тяговому та паливно-економічному розрахунках надано досить широкі межі для зміни параметрів управління підсистемою «двигун—трансмсія», наближаючись для більшої достовірності отриманих результатів до реального руху автомобілів. Саме для цього у четверту базову категорію відомостей зведено різні характеристики транспортного потоку, світлофорного регулювання або інших об'єктів на дорогах, які здатні послугувати перешкодами чи обмеженнями для раціональних швидкісних та економічних режимів руху автомобіля. Прикладами таких характеристик будуть щільність транспортного потоку, розподілення в потоці швидкості руху різного типу транспортних засобів, кількість та відстані розміщення світлофорів, перетини та перехрестя доріг, штучні споруди. Окрему групу складають засоби адміністративного регулювання безпеки руху, зокрема, встановлені правила, якими обмежена максимальна допустима швидкість проїзду автомобілів у населених пунктах і на замських дорогах, а також в технологічному режимі, наприклад, за збиральними та навантажувальними агрегатами, в кар'єрах, русі в колонах, для перевезень великогабаритних вантажів.

П'ята категорія базових відомостей охоплює фактори, пов'язані з кліматично-погодними умовами, що здатні суттєво вплинути на погіршення показників руху автомобіля при збільшенні витрат

Сучасні методи розрахунків сумісно з математичним забезпеченням електронно-обчислювальних машин дозволяють об'єктивно оцінювати вплив параметрів двигуна і автомобіля та дорожніх умов на показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності. Враховуючи складний різноплановий вплив великої кількості різноманітних факторів на ці показники, розглянемо можливість використання основних положень системного підходу та багатфакторного аналізу на прикладі визначення шляхів зниження середньої кілометрової витрати палива автомобілем, розглянутої у розділі 6.4.

Подальша порівняльна оцінка впливу конструктивних та експлуатаційних факторів на середню кілометрову витрату палива $q_{\text{ксер}}$ виконується на прикладі самоскидного автопоїзду ЗІЛ-ММЗ-554М+ГКБ-819.

$$f(\psi) = \frac{1}{\sigma_{\psi} \sqrt{2\pi}} \exp^{-\frac{(\psi - m_{\psi})^2}{2\sigma_{\psi}^2}}, \quad (7.1)$$

де m_ψ — математичне очікування коефіцієнта опору дороги; σ_ψ — середнє квадратичне відхилення.

В табл. 7.1 наведені параметри закону розподілу коефіцієнта опору дороги на різних рел'єфах місцевості.

План повного факторного експерименту ПФЕ 2² для кількісної оцінки впливу параметрів закону розподілу коефіцієнта опору дороги по довжині шляху на середню кілометрову витрату палива наведений в табл. 7.2.

Рельєф	Дорога із асфальтованим покриттям		Грунтова місцевість	
	m_{φ}	σ_{φ}	m_{φ}	σ_{φ}
Низькогорбистий	0,0143	0,0221	0,0363	0,0220
Горбистий	0,0486	0,0554	0,0704	0,0551
Різкопересічений	-0,0400	0,0654	-0,0175	0,0654

Математичне очікування коефіцієнта опору дороги по довжині шляху позначено через X_1 , середнє квадратичне відхилення через X_2 .

В табл. 7.3 наведені експериментальні дані щодо зміни середньої кілометрової витрати палива в залежності від параметрів за-

Номер досліду	Кодовані значення фактора X_i					
	X_0	X_1	X_2	$X_3 = X_1 - \frac{2}{3}$	$X_4 = X_2 - \frac{2}{3}$	$X_5 = X_1 X_2$
1	+1	-1	-1	1/3	1/3	+1
2	+1	+1	-1			-1
3	+1	-1	+1			-1
4	+1	+1	+1			+1
5	+1	-1	0		2/3	0
6	+1	+1	0	0		
7	+1	0	-1	0		
8	+1	0	+1	1/3		0
9	+1	0	0			0

Таблиця 7.3
Середня кілометрова витрата палива
автопоїздом для різних раль'єфів
місцевості

Параметри закону розподілу		Середня кілометрова витрата палива	
m_ψ	σ_ψ	В досліді	По плану ПФЕ 2 ²
1	2	3	4
-0,040	0,0220	0,2521	0,2639
0,070	0,0220	0,6077	0,6301
-0,040	0,0654	0,2205	0,2677
0,070	0,0654	0,6270	0,6317
-0,040	0,0437	0,2613	0,2691
0,070	0,0437	0,6600	0,6330
0,015	0,0220	0,3572	0,3570
0,015	0,0654	0,3950	0,3951
0,015	0,0437	0,3782	0,3782

ного квадратичного відхилення визначають граничні значення $X_{i\min}$ та $X_{i\max}$. Враховуючи різний порядок чисел, що описують X_1 та X_2 , перейдемо від абсолютних до кодованих значень факторів, тобто перенесемо початок координат факторного простору в точку, координати якої $X_{1\text{сеп}}$ та $X_{2\text{сеп}}$, де

$$X_{1\text{сеп}} = \frac{X_{i\min} + X_{i\max}}{2}. \quad (7.2)$$

При виконанні такої операції значенню $X_{i\min}$ буде відповідати -1 , а значенню $X_{i\max}$ — $+1$. Фактори в новому масштабі X_i або кодовані значення факторів пов'язані із факторами в вихідному натуральному масштабі (з дійсними значеннями факторів) співвідношеннями:

$$X_i = \frac{X_i - X_{i\text{сеп}}}{X_{i\text{сеп}} - X_{i\min}} = \frac{X_i - X_{i\text{сеп}}}{X_{i\max} - X_{i\text{сеп}}}. \quad (7.3)$$

З урахуванням кодованих значень факторів функція $q_{\text{Ксеп}}$ записується у вигляді

$$q_{\text{Ксеп}} = B_0 + B_1 X_1 + B_2 X_2 + B_3 X_1 + B_4 X_2 + B_5 X_1 X_2, \quad (7.4)$$

кону розподілу коефіцієнта опору дороги, а поруч із ними — розраховані дані по плану ПФЕ 2².

З наведених даних таблиці 7.3 видно, що витрата палива $q_{\text{Ксеп}}$ залежить від математичного очікування X_1 та середнього квадратичного відхилення X_2 коефіцієнта опору дороги, тобто існує деяка функція $q_{\text{Ксеп}} = F(X_1, X_2)$, параметри якої визначають середню кілометрову витрату палива. Діапазони зміни факторів X_1 та X_2 задають область визначення функції $q_{\text{Ксеп}}$. Крайні значення (min та max) математичного очікування та серед-

де коефіцієнти B_i визначаються залежністю

$$B_i = \frac{X_{in} - q_{\text{Ксеп}}}{N}, \quad (7.5)$$

де N — загальна кількість дослідів; X_{in} — поточне значення кодового фактору; $q_{\text{Ксеп}}$ — середня кілометрова витрата палива в досліді.

У відповідності з планом, наведеним у табл. 7.2, визначені коефіцієнти апроксимуючого поліному і складено рівняння регресії

$$q_{\text{Ксеп}} = 0,3782 + 0,1820 X_1 + 0,0190 X_2 + 0,0729 X_1 - 0,0022 X_2 + 0,0182 X_1 X_2. \quad (7.6)$$

Аналіз данного рівняння показує, що середня кілометрова витрата палива суттєво залежить від математичного очікування і в меншій мірі — від середнього квадратичного відхилення коефіцієнта опору дороги. Так, при зміні середнього квадратичного відхилення коефіцієнта опору дороги приблизно в три рази від 0,022 (низькогорбистий рельєф) до 0,0654 (різкопересічений рельєф), найбільше підвищення середньої кілометрової витрати палива складає тільки 12,9 % ($\sigma_\psi = 0,015$). Разом з тим, при збільшенні математичного очікування коефіцієнта опору дороги від 0,015 до 0,070 середня кілометрова витрата палива зростає в 1,75 раза ($m_\psi = 0,0437$).

Аналогічно можна розглянути вплив типу покриття дороги на середню кілометрову витрату палива. Розрахунки проведено для того ж автопоїзда при русі по дорогах в рівнинній місцевості. Кодованим значенням факторів X_1 та X_2 для вибраних типів доріг відповідають:

$$X_1(-1) = 0,022; X_1(+1) = 0,080; X_1(0) = 0,051; \\ X_2(-1) = 0,012; X_2(+1) = 0,030; X_2(0) = 0,021.$$

Результати замірів та розрахунку середньої кілометрової витрати палива для вибраних комбінацій факторів наведені в табл. 7.4.

Рівняння регресії для визначення впливу дорожніх умов на середню кілометрову витрату палива одержимо у вигляді

$$q_{\text{Ксеп}} = 0,5289 + 0,1575 X_1 + 0,0060 X_2 + 0,0068 X_1 - 0,0027 X_2 + 0,0025 X_1 X_2. \quad (7.7)$$

Таблиця 7.4

Середня кілометрова витрата палива
автопоїздом на дорогах з різними типами
покриття

Параметри закону розподілу		Середня кілометрова витрата палива	
m_ψ	σ_ψ	В досліді	По плану ПФЕ 2 ²
0,022	0,012	0,3693	0,3718
0,080	0,012	0,6921	0,6896
0,022	0,030	0,3713	0,3896
0,080	0,030	0,7041	0,6915
0,022	0,021	0,3917	0,3810
0,080	0,021	0,6851	0,6909
0,051	0,012	0,5214	0,5121
0,051	0,030	0,5421	0,5219
0,051	0,021	0,5201	0,5289

житися першими двома членами рівняння регресії.

З наведених прикладів випливає, що застосування теорії планування експерименту може бути корисним при аналізі впливу великої кількості різноманітних факторів на показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля.

7.4. Графічна та аналітична інтерпретація результатів розрахунку з використанням ПК

Результати проведеного на ПК розрахунку, особливо при багатоваріантному математичному моделюванні, видаються масивом, числових даних, виведеного в надрукованому вигляді або на екран дисплея. Щоб зробити ґрунтовнішою оцінку цих даних, необхідно узагальнити їх головні особливості та виділити найважливіші риси з метою обґрунтування кінцевих рішень. Попередньою обробкою розрахункові дані приводять до більш прийнятної для інженерного аналізу вигляду. У практиці конструювання та експлуатації автомобілів поширена графічна інтерпретація розрахункових даних. Наочна виразність їх графічного зображення більш сприяє з'ясуванню фізичної суті розглянутого процесу або явища, що досліджується. Для зручності побудови графіків спочатку слід звести всі необхідні дані в окремі таблиці, складені у відповідності з цілями наступного аналізу. На початковому етапі перевіряється наявність достатнього обсягу даних, визначається їх розподіл на па-

раметри — незалежні (аргументи) та залежні (функції). Найбільш часто на міліметровому папері або на дисплеї ПК відтворюють зображення чисельних даних в плоских декартових координатах у відповідному масштабі (в окремих випадках обирають інші системи координат). Прийнято відкладати по осі абсцис чисельні значення незалежної змінної, а відповідну їй функцію — на осі ординат. Якщо розрахунками або експериментами визначено функцію в залежності не від одного, а від двох інших самостійних параметрів, тоді графічне зображення відтворюють в плоских координатах як сукупність (сімейство) графіків. Тоді по осі абсцис відкладаються безперервні значення однієї змінної, а кожна лінія з сукупності графіків відповідає окремим фіксованим значенням другої змінної.

У розділах 1, 3, 5, 6 наведено ряд рисунків, які є наочними прикладами графічного відображення розрахункових або експериментальних даних.

В інженерних розробках для учбових цілей досить ефективним виявляється узагальнення математичними методами одержаного масиву результатів проведених розрахунків або експерименту. Для цього здійснюють аналітичну апроксимацію співкупності однорідного масиву даних за допомогою нескладних алгебраїчних функцій або рівнянь типу прямої лінії, поліномів різних ступенів, гіперболи, експоненти. З використанням попередньо виконаної графічної інтерпретації даних та існуючих стандартних програм на ПК така апроксимація даних виконується з високою точністю і малими трудовими затратами. У багатьох поставлених завданнях апроксимацію даних можливо здійснити з використанням математичних пакетів для системних обчислень.

7.5. Узагальнена оцінка технічного рівня конструкції автомобіля

При створенні нових моделей автомобілів та в експлуатації існуючих АТЗ важливим моментом є порівняння обчислених параметрів із досягнутим технічним рівнем світового автомобілебудування. Об'єктами для порівняння звичайно обирають автомобілі одного типу, а по класу — тісно наближені до заданого АТЗ. Саме тому вони називаються аналогами або прототипами. Чисельні параметри обраних об'єктів виписують і систематизують із технічної літератури, каталогів, періодичних видань, монографій, підручників.

Часто виникає необхідність провести розрахунок параметрів по вихідним даним для автомобіля-аналога за такою самою методикою, яка була застосована до запроектованого автомобіля.

Для зручності порівняння одержаних розрахунками параметрів АТЗ їх заносять у таблиці, далі аналізують, обчислюючи відносну різницю, у відсотках. Висновки з такого аналізу повинні бути цілком об'єктивними і при цьому самокритично оцінені виконавцем. В тому випадку, коли обчислені параметри запроектованого автомобіля відповідають сучасному стану, а краще прогнозованому новому рівню для аналогів, маються підстави для прийняття їх у наступних розробках технічного проекту. Проте, одержавши негативні результати порівняння з аналогами, першочергово знадобиться продовжити дослідження по різним напрямкам. Можливий пошук має бути здійсненим для реалізації змін в конструкції АТЗ. Для них повторно обчислюються відповідні параметри до тієї пори, доки ступінь їх наближення до аналогів задовольнить поставленим вимогам. Якщо цей напрямок робіт не призводить до позитивних наслідків, потрібно конкретно і мотивовано обґрунтувати пропозиції, щодо внесення змін до технічного завдання і узгодити їх із замовником.

На автомобілебудівельних заводах і в проектних організаціях при створенні нових зразків автотранспортних засобів передбачено проведення за відповідними програмами спеціальних науково-дослідних робіт, до яких включаються і пошукові експерименти. Об'єктами таких досліджень бувають лабораторно-дорожні дослідницькі установки і стенди, а головне — спеціально виготовлені макети майбутнього автомобіля. Проведені на цих об'єктах експериментальні роботи при фіксованих умовах кожного дослідження характеризуються потрібною точністю, високою достовірністю, контролем впливаючих факторів, детальною обробкою та аналізом одержаних вимірів. Враховуючи такі переваги, саме з результатами наявних експериментальних випробувань АТЗ, доцільно порівнювати обчислені параметри. Висновки із такого порівняння можуть вважатися задовільними, навіть коли вони виявляють тільки однакову тенденцію зміни параметрів під впливом зовнішніх факторів, при зберіганні близької розбіжності в чисельних даних. Якщо завданням на проектні розробки передбачено тільки модернізацію серійного зразка автомобіля, тоді без нових спеціальних досліджень експериментальні матеріали для порівняння з розрахункови-

ми параметрами можливо взяти із даних проведених попередньо заводських контрольних, державних, приймальних випробувань і відповідної документації.

Можливості широкого порівняння обчислених параметрів з експериментальними даними, на жаль, обмежені через високу вартість і складність випробувань автомобілів як на натурних зразках, так і на макетах. В кожному окремому випробуванні АТЗ на його результат впливають конкретні обмежуючі умови, тобто вони мають не узагальнений, а частковий характер. Однак, розширити ці умови означає збільшити обсяги, працезатрати і час випробувань АТЗ. При цьому важко зберегти ідентичні порівняльні умови експериментів. Викладені положення складають одну із головних обставин, яка спонукає все ширше впроваджувати при проектуванні автомобілів методи математичного моделювання, з розрахунками на обчислювальних електронних машинах за відповідними системами САПР.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АТЗ — автотранспортний засіб.

Швидкості та прискорення

V — швидкість поступального руху автомобіля, м/сек або км/год;

$\frac{dV}{dt}$ — прискорення АТЗ, м/с², в поступальному русі;

g — прискорення сили тяжіння, що дорівнює 9,81 м/с²;

S — шлях, який проходить автомобіль, м;

S_p — шлях розгону автомобіля, м;

t — час, с;

t_p — час розгону автомобіля, с;

$V_{\text{сер}}$ — середня швидкість руху автомобіля, км/год;

ω_k — кутова швидкість обертання колеса, с⁻¹;

n_k — кількість обертів колеса, хв⁻¹;

ω — кутова швидкість обертання колінчастого валу двигуна, с⁻¹;

ω_N — частота обертання колінчастого валу при максимальній потужності двигуна, с⁻¹.

Сили і реакції

R_{ki} — нормальна реакція опорної поверхні на i -те колесо, Н;

X_{ki} — дотична реакція, що діє на колесо, Н;

R_{z1}, R_{z2} — нормальні реакції дороги відповідно під передніми та задніми колесами автомобіля, Н;

X_1, X_2 — дотичні реакції дороги, що діють на колеса відповідно переднього і заднього мостів автомобіля, Н;

G_a — сила тяжіння від повної маси АТЗ, Н;

G_0 — сила тяжіння від власної (спорядженої) маси АТЗ, Н;

G_B — сила тяжіння від маси вантажу або пасажирів, Н;

G_1, G_2 — сила тяжіння від маси автомобіля, Н, що приходить відповідно на передні та задні колеса (осьове навантаження);

G_{Π} — сила тяжіння від маси причепа, Н;

$P_{\text{ко}}$ — повна колова сила на ведучих колесах автомобіля, Н;

P_T — тягова сила автомобіля, Н;

$P_0(V_1 V_2)$ — сума сил опору руху АТЗ, які залежать від швидкості його руху, Н;

P_f — сила опору кочення коліс автомобіля, Н;

$P_h = G_a \sin \alpha$ — сила опору підйому дороги, Н;

P_{ψ} — сила опору дороги, Н;

P_w — повна аеродинамічна сила опору повітря, Н;

P_n — сила опору повітря (лобового опору) рухові автомобіля, Н;

P_i — сила інерції автомобіля, Н;

P_{ϕ} — сила зчеплення ведучих коліс з поверхнею дороги, Н;

P_c — сила взаємодії в зчипному пристрої, Н.

Потужності і моменти

N — ефективна потужність двигуна, кВт;

N_{max} — максимальна потужність двигуна, кВт;

N_k — повна тягова потужність, підведена до ведучих коліс автомобіля, кВт;

N_r — потужність, що втрачається в трансмісії автомобіля, кВт;

N_f — потужність, яка втрачається на подолання опору кочення коліс, кВт;

N_h — потужність, яка втрачається на подолання підйому дороги, кВт;

N_n — потужність, яка втрачається на подолання опору повітря, кВт;

N_i — потужність, яка втрачається на подолання при розгоні опору інерції АТЗ, кВт;

N_{ψ} — потужність, яка втрачається на подолання опору дороги, кВт;

M_{ψ} — ефективний крутний момент двигуна, Нм;

M_f — момент опору кочення колеса, Нм.

Маса і моменти інерції

M_a — повна маса автомобіля (автопоїзда), кг;
 M_0 — власна (споряджена) маса АТЗ, кг;
 M_B — маса вантажу або пасажирів, кг;
 I_m — момент інерції маховика двигуна та зв'язаних із ним деталей трансмісії, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;
 I_k — момент інерції колеса, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;
 I_{k1} — момент інерції переднього колеса автомобіля, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;
 I_{k2} — момент інерції заднього колеса автомобіля, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

Розміри

L — база автомобіля, м;
 B_T — габаритна ширина автомобіля, м;
 H_T — габаритна висота автомобіля, м;
 a — відстань від центру мас до переднього мосту автомобіля, м (по горизонталі);
 b — відстань від центру мас до заднього мосту автомобіля, м (по горизонталі);
 F — площа Міделя (лобова площа АТЗ), м^2 ;
 h_g — висота розміщення центру мас автомобіля, м;
 h_{kp} — висота розміщення заднього гаку у автомобіля-тягача, м;
 r_c — статичний радіус колеса, м;
 r_d — динамічний радіус колеса, м;
 r_k — радіус кочення колеса, м.

Коефіцієнти та кути

δ — коефіцієнт, яким враховано вплив інерції обертових мас АТЗ;
 η_m — механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) трансмісії автомобіля;
 f — коефіцієнт опору кочення колеса;
 α — кут нахилу поверхні дороги, в градусах або радіанах;
 i — ухил дороги, який прирівнено до тангенса кута α ;
 ψ — сумарний коефіцієнт опору дороги (у дискретному або ймовірнісному визначенні);
 φ — коефіцієнт зчеплення колеса з поверхнею дороги;
 C_w — безрозмірний коефіцієнт повної аеродинамічної сили;

C_x — безрозмірний коефіцієнт лобового опору повітря;
 ρ — щільність повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$;
 K_B — коефіцієнт обтічності АТЗ, $\text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$;
 K_{R1}, K_{R2} — коефіцієнти перерозподілу нормальних реакцій по колесах переднього і заднього мостів автомобіля.

Різні параметри

U_k — передаточне число коробки передач;
 U_0 — передаточне число головної передачі;
 U_{tr} — загальне передаточне число трансмісії на включеній передачі;
 W — фактор обтічності (опору повітря рухові автомобіля), $\text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^2$;
 D — динамічний фактор автомобіля;
 D' — динамічний фактор при навантаженні АТЗ, відмінному від номінального;
 D_φ — динамічний фактор по зчепленню ведучих коліс з поверхнею дороги;
 ρ_T — щільність автомобільного палива, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Витрати палива

$Q_{\text{год}}$ — годинна витрата палива двигуном, $\text{кг}/\text{год}$;
 q_e — питома ефективна витрата палива двигуном, $\text{г}/\text{кВт}\cdot\text{год}$;
 q_{eN} — питома витрата палива в режимі максимальної потужності N_{max} двигуна, $\text{г}/\text{кВт}\cdot\text{год}$;
 $K_{ob}, K_{\text{и}}$ — коефіцієнти впливу відповідно частоти обертання валу двигуна та ступеня використання його потужності на питому витрату палива q_e ;
 Q_s — витрата палива в літрах на 100 км пробігу автомобіля;
 $q_{\text{ксер}}$ — середня кілометрова витрата палива автомобілем на маршруті, л;
 W_B — питома витрата палива вантажним автомобілем (автопоїздом), л/100 т·км;
 $W_{\text{п}}$ — питома витрата палива автобусом, л/1000 пас·км.

ЛІТЕРАТУРА

Підручники і учбові посібники

1. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.
2. Основенко М.Ю., Сахно В.П. Автомобілі: Навч. посібник. — К.: НМК ВО, 1992. — 344 с.
3. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория. Учебник для вузов. — Мн. Выш. шк., 1986. — 208 с.
4. Иларионов В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля. — М.: Машиностроение, 1966. — 280 с.
5. Рудзинский В.В. Транспортні засоби: Навч. посібник з дисципліни «Транспортні засоби» для студентів спеціальностей «Організація перевезень і управління на транспорті» та «Транспортні системи». — К.: НТУ, 2001. — 136 с.
6. Кошарный Н.Ф. Автомобили. Тягово-скоростные свойства: Уч. пособие. — К.: УМК ВО, 1990. — 95 с.
7. Кошарный М.Ф. Основы механики та энергетика автомобиля: Навч. посібник. — К.: Вища шк., 1992. — 200 с.
8. Автомобили. (Основные технико-эксплуатационные свойства): Учеб. пособие / В.И.Задорожный. — К.: УМК ВО, 1989. — 88 с.
9. Маяк М.М. Автомобільне паливо та ефективність його використання: Навч. посібник для студентів спеціальності 24.11. — К. УМК ВО, 1991. — 148 с.

Монографії. Наукові та нормативні публікації

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. — М.: Машгиз, 1950. — 343 с.
2. Зимелев Г.В. Теория автомобиля. — М.: Машгиз, 1959. — 312 с.
3. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. — М.: Машгиз, 1963. — 236 с.
4. Токарев А.А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля. — М.: Машиностроение, 1982. — 224 с.
5. Безбородова Г.Б., Галушко В.Г. Моделирование движения автомобиля. — К.: Вища школа, 1978. — 168 с.

6. Климпуш О.Д., Рубцов В.А., Гутаревич Ю.Ф. Экономия топлива на автомобильном транспорте. — К.: Техніка, 1988. — 144 с.
7. Фаробин Я.Е., Шупляков В.С. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок. — М.: Транспорт, 1983. — 200 с.
8. Высоцкий М.С., Беленький Ю.Ю., Московкин В.В. Топливная экономичность автомобилей и автопоездов. — Мн.: Наука и техника, 1984. — 208 с.
9. Маяк Н.М. Топливная экономичность автомобиля в сложных условиях движения. — К.: Вища шк., 1990. — 215 с.
10. Гащук П.Н. Оптимизация топливно-скоростных свойств автомобиля. — Львов: Вища шк., изд-во при Львовском ун-те, 1987. — 168 с.
11. Сахно В.П., Павленко А.В. Визначення часу розгону вантажного автомобіля при його проектуванні // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. — К.: НТУ ТАУ, — 2002. Вип. 12. С.
12. Пилипчук М.М. Метод определения передаточных чисел коробки передач, обеспечивающих высокие разгонные качества автомобиля // Автошляховик України — 1997. №1. С. 19...21.
13. ГОСТ 22576-90. Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний. Введ. 01.01.92. — М.: Изв-во стандартов, 1991. — 13 с.
14. Безбородова Г.Б., Вельбовец А.Ф. Топливный баланс прицепного автопоезда. Ред. ж. «Автомоб. пром-сть». — М.: 1987. — 22 с/ ДЕП. в ЦНИИТЭИавтостроение, № 1547—ап87.
15. ГОСТ 20306-90. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. Введ. 01.01.92. — М.: Изв-во стандартов, 1991. — 32 с.
16. Силенко В.Е. Определение нормативных корректирующих коэффициентов и надбавок для нормирования расхода топлива в сложных дорожно-климатических условиях // Труды региональной конференции «Эксплуатация машин в суровых условиях». Тюмень, — 1989. — С. 104.
17. Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті: Затв. Міністерством транспорту України 10.02.98. — К., 1998. — 80 с.
18. Сахно В.П., Маяк Н.М., Мансуров А.М., Шарай С.М. Вероятностно-статистический метод расчета расхода топлива автомобилем. / Сб. «Автом. транспорт». / Киев. «Техника». №19, 1982, С. 79—82.
19. Mathcad в инженерных расчетах. Ч. 2: Посібник для студентів інженерних спеціальностей НТУ / Укл. В.В.Гавриленко, К.С.Величко, К.М.Алексеев. — К.: НТУ, 2000. — 108 с.

ЗМІСТ

Вступ	3
<i>Розділ 1. Загальні положення динаміки прямолінійного поступального руху автомобіля</i>	<i>6</i>
1.1. Диференційне рівняння руху автомобіля	6
1.2. Сили опору руху автомобіля	7
1.3. Вихідні параметри та сили, що входять до рівняння руху автомобіля	13
1.4. Швидкісні характеристики автомобільного двигуна	15
1.5. Силовий баланс АТЗ	21
1.6. Тягова і динамічна характеристики АТЗ	25
1.7. Баланс потужності автомобіля	26
1.8. Нормальні реакції опорної поверхні руху на колеса АТЗ	27
1.9. Умови можливості руху АТЗ	31
1.10. Методика розв'язку диференційного рівняння руху автомобіля	31
1.11. Задачі для засвоєння учбового матеріалу розділу 1	32
<i>Розділ 2. Тяговий розрахунок автомобіля</i>	<i>36</i>
2.1. Вибір та обґрунтування вихідних даних до тягового розрахунку при конструюванні автомобіля	36
2.2. Визначення потужності двигуна та побудова його швидкісної зовнішньої характеристики	40
2.3. Визначення кількості передач і передаточних чисел трансмісії автомобіля	43
<i>Розділ 3. Тягово-швидкісні властивості АТЗ</i>	<i>46</i>
3.1. Показники тягово-швидкісних властивостей АТЗ	46
3.2. Визначення швидкісної характеристики «розгон—вибіг»	47
3.3. Визначення швидкісної характеристики на останній і передостанній передачах	50
3.4. Визначення швидкісної характеристики автомобіля на дорозі із змінним поздовжнім профілем	51
3.5. Визначення максимальної швидкості руху	53
3.6. Визначення прискорення при розгоні автомобіля	54
3.7. Визначення умовної максимальної швидкості, часу розгону на шляху 400 і 1000 м та часу розгону до заданої швидкості (показники 6, 7, 8)	55
3.8. Визначення максимального підйому, що долається автомобілем	55

3.9. Визначення усталеної швидкості руху при подоланні заданого підйому	56
3.10. Визначення сили тяги на гаку	57
3.11. Визначення довжини динамічно долаємого підйому	57
3.12. Визначення середньої швидкості руху АТЗ	58
3.13. Тягово-швидкісна характеристика автомобіля	63
<i>Розділ 4. Паливна економічність автомобіля</i>	<i>70</i>
4.1. Рівняння витрати палива при русі автомобіля	70
4.2. Вихідні параметри, що визначають витрату палива автомобілем	72
4.3. Обчислення паливних витрат автомобіля з використанням оборотної економічної характеристики двигуна	76
4.4. Паливний баланс автотранспортного засобу	81
4.5. Енергетичний баланс при поступальному русі автомобіля	86
4.6. Задачі до засвоєння учбового матеріалу розділу 4	93
<i>Розділ 5. Показники паливної економічності автотранспортних засобів</i>	<i>98</i>
5.1. Номенклатура оціночних показників та характеристик паливної економічності АТЗ	98
5.2. Контрольна витрата палива автотранспортним засобом	98
5.3. Паливна характеристика усталеного руху АТЗ	101
5.4. Визначення витрати палива АТЗ в магістральному і міському циклах на дорозі та показника 1.6	105
5.5. Економічна характеристика автомобіля	109
5.6. Запас ходу автомобіля	112
5.7. Задачі до розділу 5	114
<i>Розділ 6. Ефективність використання палива для транспортної роботи рухомого складу</i>	<i>119</i>
6.1. Вимірники експлуатаційних паливних витрат автотранспортними засобами (АТЗ)	119
6.2. Норми витрат палива на автомобільному транспорті	123
6.3. Середня кілометрова витрата палива автомобілями	128
6.4. Умовна питома продуктивність АТЗ	133
6.5. Задачі до розділу 6	137
<i>Розділ 7. Методичні рекомендації для підготовки та проведення тягового і паливно-економічного розрахунків на ПК</i>	<i>146</i>
7.1. Системний підхід та математичне моделювання на ПК при визначенні параметрів автомобіля	146
7.2. Вихідні відомості до розрахунку показників техніко-експлуатаційних властивостей автомобіля	151
7.3. Формування варіантів розрахунку з елементами теорії планування експерименту та регресійного аналізу	158
7.4. Графічна та аналітична інтерпретація результатів розрахунку з використанням ПК	162
7.5. Узагальнена оцінка технічного рівня конструкції автомобіля	163
Перелік умовних позначень	166
Література	170

В.П. Сахно, Г.Б. Безбородова,
М.М. Маяк, С.М. Шарай

АВТОМОБІЛІ
тягово-швидкісні властивості та паливна економічність

Навчальний посібник

Загальна редакція та підготовка до друку *В.П. Сахно*

Директор видавництва *В.В. Воробей*
Комп'ютерна верстка *Я.П. Максимчук*
Обкладинка *М. Калюжна*

Видавництво «КВІЦ»

04080, м. Київ, вул. Фрунзе, 19–21. Тел.: (044) 417-21-72, 462-48-51.

Свідчення про внесення суб'єкта видавничої справи до
Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів видавни-
чої продукції ДК № 461 від 23.05.2001 р.

Здано до набору 20.01.04 р. Підписано до друку 12.02.04 р. Формат 60×84/16.

Папір офсетний 70 г/м². Гарнітура Ukrainian Times ET. Друк. арк. 10,15.

Наклад 500 прим. Зам. № 236-03.