

ПАРАМЕТРИЧНА ІДЕНТИФІКАЦІЯ АВТОМОБІЛЯ

Вивчаються особливості й можливості різних методів ідентифікації найважливіших параметрів автомобіля й довкілля: коефіцієнта опору коченню, коефіцієнта втрат в трансмісії та аеродинамічних коефіцієнтів. Протиставляються одна одній методології дослідження автомобіля в аеродинамічному тунелі, на динамометричній дорозі в режимі усталеного руху, на реальній дорозі в режимі вибігу тощо. Стверджується, що аеродинамічний тунель — інструмент параметричної ідентифікації автомобіля з надто обмеженими можливостями, а методологія вільного вибігу інформаційно може більш-менш ефективно обслуговувати занадто примітивні моделі автомобіля. Наводяться аргументи, що визначають саме динамометричну дорогу як найбільш ефективний інструментарій параметричної ідентифікації. Визнано також, що й можливості подальшого удосконалення саме технології ідентифікації з використанням динамометричної дороги є найвагомішими.

Ключові слова: автомобіль, аеродинамічність, опір коченню, параметри автомобіля, коефіцієнт обтічності, коефіцієнт опору коченню, ідентифікація.

П.М. Гащук, Н.И. Сычевский

ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ИДЕНТИФИКАЦИЯ АВТОМОБИЛЯ

Изучаются особенности и возможности различных методов идентификации важнейших параметров автомобиля и окружающей среды: коэффициента сопротивления качению, коэффициента потерь в трансмиссии и аэродинамических коэффициентов. Противопоставляются методологии исследования автомобиля в аэродинамическом туннеле, на динамометрической дороге в режиме установившегося движения, на реальной дороге в режиме выбега и т.п. Утверждается, что аэродинамический туннель — инструмент параметрической идентификации автомобиля с весьма ограниченными возможностями, а методология свободного выбега информационно может более или менее эффективно обслуживать слишком примитивные модели автомобиля. Приводятся аргументы, которые определяют именно динамометрическую дорогу как наиболее эффективный инструментарий параметрической идентификации. Признано также, что и возможности дальнейшего совершенствования именно технологии идентификации с использованием динамометрической дороги являются наиболее ощутимыми.

Ключевые слова: автомобиль, аэродинамичность, сопротивление качению, параметры автомобиля, коэффициент обтекаемости, коэффициент сопротивления качению, идентификация.

P.M. Hashchuk, M.I. Sychevskij

PARAMETRICAL IDENTIFICATION OF A CAR

Features and possibilities of various methods of identification of the major parameters of the car and environment are studied: rolling friction coefficient, factor of losses in transmission and aerodynamic factors. Are opposed to methodology of research of the car in the aerodynamic tunnel, on dynamometric road to a mode of the established movement, on real road to a mode of free moving, etc. Affirms as a mode of free move, that — the tool of parametrical identification of the car with rather limited possibilities, and methodology free moving is information can more or is less effective serve too primitive models of the car. Arguments which define dynamometric road as the most effective toolkit of parametrical identification are resulted. It is recognised also, as possibilities of the further perfection of technology of identification with use dynamometric roads are the most notable.

Keywords: a car, aerodynamics, rolling resistance, car parameters, drag coefficient, rolling friction coefficient, identification.

Мотивація. Важливою задачею автомобільної науки є, серед дуже-дуже важливого іншого, інформаційний супровід інженерних пошуків ознак досконалості і вишукувань засобів удосконалення автомобіля та його систем. Навіть звичний аналіз тягово-швидкісних властивостей автомобіля не здійснений без спирання на інструментарій ідентифікації параметрів автомобіля, особливо тих, що характеризують його аеродинамічність, опір коченню, тертя в трансмісії [1, 2]. Ще у більшій мірі, звісно, довершеність технології параметричної ідентифі-

кації важлива у разі оцінювання енергоощадності, енергетичної ефективності автомобіля в процесі евристичного чи мотивного варіювання його конструкції [3, 4].

Мета статті — провести ревізію ідентифікаційного інструментарію з ранжуванням його за рівнем адекватності й пристосованості до інженерних потреб. Через це доведеться згадати про властивості аеродинамічного тунелю [3], оцінити можливості тензOMETричного коридору (звертаючись для прикладу до роботи [5]), але найбільше уваги приверне до себе методологія дослідження руху автомобіля за інерцією, яка представлена надзвичайно широким спектром досліджень (див., приміром, [6 — 9, ...]).

Про аеродинамічний тунель. Основним завданням автомобільної аеродинаміки, приміром, є мінімізація опору повітря рухові автомобіля, незалежно від того, чи йдеться про підвищення максимальної можливої швидкості руху машини, чи висувається вимога мінімізувати витрату пального. До того ж, аеродинамічно-акустичне забруднення довкілля потрібно б звести до мінімуму. Звісно, при цьому безпечність автомобіля є непорушною, зазіхати на неї в процесі мінімізації опору повітря зась. За швидкості пересування $v = 100$ км/год частка вітрильного опору рухові легкового автомобіля середнього класу становить десь 75...80 %. Натомість, підймальна аеродинамічна сила та аеродинамічний галопувальний момент за швидкостей руху $v < 150$ км/год не позначаються на їздових властивостях звичайних автомобілів. Але це не означає, що інформація про нього нецікава. Відомо, що автопоїзд повною масою 38 т за швидкостей 80...90 км/год зазнає аеродинамічного опору, сумірного з опором коченню. За вищих швидкостей аеродинамічний опір стає вагомішим за опір коченню. Відомо також, що коефіцієнт аеродинамічного опору автопоїздів, виготовлених в країнах колишнього СРСР, становить 0,8...0,9, а виготовлених на Заході — 0,5...0,6. Тож нема іншого, як розуміти, що краще настільки недосконалі автопоїзди взагалі не виготовляти та й за будь-яких обставин не використовувати.

Доводиться розрізняти упорядкованість відносного потоку повітря під автомобілем (під днищем облавка), зовні вздовж облавка, крізь автомобіль (через системи в облавку). Всі вони цілком певним чином позначаються на опорі рухові автомобіля. Але досі ніхто не зміг запропонувати цілісну, цілком завершену, загалом бездоганну теорію аеродинамічності автомобіля. Тому опір повітря (вітру) рухові легкового автомобіля чи мікроавтобуса зазвичай визначають експериментально, продуваючи в аеродинамічному тунелі (аеродинамічній трубі) його модель в натуральну величину чи його прототип. А коли йдеться про вантажівку, автобус, автопоїзд, то в аеродинамічний тунель частіше вимушено поміщають масштабовані їх моделі. Щоправда, використання масштабованих моделей часто провокує значні похибки (15...40 %) через неможливість точно дотриматись в тунелі умов динамічної подібності як цілісно, так і в децицях водночас. Отримуваним в аеродинамічних тунелях результатам, можна казати, загалом не властива цілковита адекватність. Скажімо, відтворення ефекту обертання коліс в аеродинамічному тунелі потребує значних зусиль для долання особливих технічних труднощів (але на такий крок все таки йдуть). Але коли йдеться про так звані «принципові» дослідження, то саме аеродинамічний тунель — поза конкуренцією (навіть у разі дослідження масштабованих моделей автомобілів, див., приміром, [10]).

З технологією оцінювання аеродинамічності автомобіля пов'язані й певні неоднозначності. Приміром, потік повітря переважно спрямований не в лоб, а під деяким кутом (приблизно 5 град) до подовжньої осі автомобіля. Це, звісно, зумовлює дещо більші середні експлуатаційні значення коефіцієнта опору повітря. Експерименти засвідчують, що коли вітер дме під кутом 30 град, то збільшення цього коефіцієнта може досягати й 30 %. На переконання ж MIRA (Motor Industry Research Association — Міжнародної дослідницької асоціації автомобільної промисловості) у разі аеродинамічно досконалого автомобіля згадане збільшення не мало б перевищувати 10 %. Не можна й ігнорувати й того факту, що холодне повітря також чинить більший опір само по собі — бо просто густіше. До того ж, продування легкового автомобіля в кліматичній камері дало змогу з'ясувати, що в холод сам коефіцієнт опору повітря може зростати на 5...12 %. Та ще й аеродинамічна оптимізація будови автомобіля в холодну пору року суттєво менш помітна, менш відчутна.

Віддавна відомо [11], що само по собі покращення суто аеродинаміки спотворює гармонію в прояві досконалості автомобіля. Бажане з огляду на аеродинамічність зменшення площі міделевого перерізу облявку, приміром, — це зазіхання на життєвий простір в автомобілі і на його якість. Зазвичай «вигладжування» днища автомобіля сприяє помітному зменшенню лобового вітрильного опору рухові, але натомість пласке днище і значна частина потоку повітря, що огинає автомобіль згори, можуть сприяти посиленню аеропідіймальної сили (якщо, звісно, конструкційно не влаштувати ефект Вентурі під днищем автомобіля, провокуючи, навпаки, притискну силу). Покращення обтічності автомобіля може супроводжуватись зміщенням центру аеродинамічного тиску вперед, через що погіршується стійкість прямолінійного руху автомобіля з великими швидкостями (свого часу для виправлення ситуації вдавались навіть до вертикальних аеродинамічних стабілізаторів в кормовій частині за центром мас аеродинамічно досконалих кузовів штибу «седан» та «купе» швидкісних автомобілів). Аеропідіймальна сила послаблює зчеплення коліс автомобіля з дорогою, через що погіршується властивість автомобіля тримати колесами дорогу і падає ефективність процесу гальмування. Бажання у разі покращення обтічності змістити центр мас легкового автомобіля вперед (і тим самим забезпечити бажану стійкість його прямолінійного руху) сприяє поважному ставленню до так званого переднього приводу.

За незмінних ваги автомобіля й потужності двигуна підвищення обтічності сприяє зростанню динамічності розгону й потенційно максимальної швидкості руху автомобіля. Або ж навпаки, зберігаючи на заданому рівні динамічність розгону та максимальну швидкість в такому разі можна зменшити потужність чи/та збільшити корисну масу машини. Зменшення потужності двигуна супроводжується зростанням енергоощадності автомобіля, зменшенням маси й матеріаломісткості системи «двигун — трансмісія» (та й навіть здешевленням автомобіля десь на 10 %, як стверджувалось в [11] 1964 року).

Принагідно зауважмо: тривалість розгону в діапазоні швидкостей $v = 0 \dots 100$ км/год інколи називають приймистістю автомобіля, а тривалість розгону на вищій передачі в діапазоні швидкостей $v = 40 \dots 100$ км/год — еластичністю автомобіля. Отож аеродинамічне удосконалення сприяє підвищенню і приймистості, і еластичності автомобіля.

Опір повітря можна ідентифікувати й безпосередньо на дорозі. Тут природно проявляються аеродинамічні ефекти від обертання коліс відповідно до швидкості набігання потоку повітря на автомобіль, від природно турбулізованого стану повітря в довкіллі та від вібрацій й коливань елементів кузова та загалом автомобіля. Але у разі дорожніх випробувань нарікають на обмежені можливості добору умов проведення експериментів та невисокий рівень відтворюваності результатів.

Тензометричний коридор. Ще один підхід до вимірювання аеродинамічного опору — це застосування так званого тензометричного коридору [5], основним елементом якого є тензометрична дорога з вирізаною ділянкою, яку замінено на платформу (полотно) з таким самим покриттям, що й сама дорога, рис. 1.

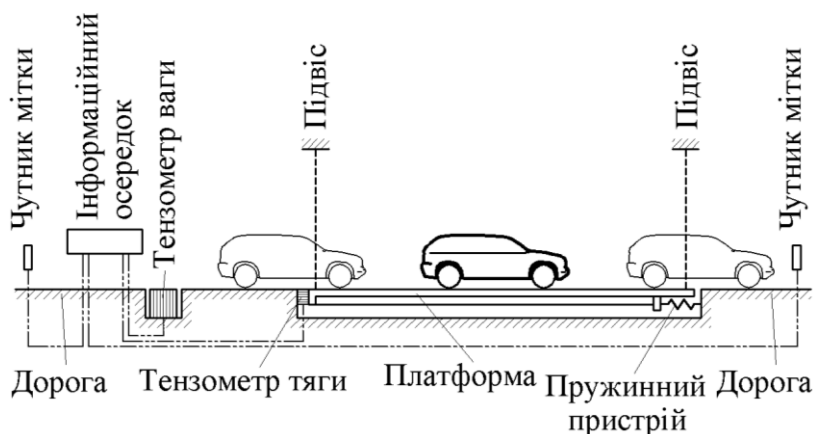


Рисунок 1 — Принципова схема динамометричної дороги (з тензометричним полотном)

Автомобіль, рухаючись зі сталою швидкістю, спочатку взаємодіє з тензометричною вагою, а згодом — з тензометричною платформою (рис. 1). Тензомер ваги — вимірювальний пристрій, який у процесі руху автомобіля по черзі фіксує спочатку на передньому мості, а потім на задньому вертикальну (нормальну) навантагу. Порівнюючи зафіксовані навантаги з розподілом на передній і задній мости ваги нерухомого автомобіля, можна визначити аеродинамічну підймальну силу, поздовжній аеродинамічний момент. Все це і інше робиться в інформаційному осередку (центрі).

Чутники мітки (сенсори, датчики, давачі, первинні перетворювачі інформації про місце перебування автомобіля) фіксують період перебування якої-небудь закріпленої на обшивку автомобіля мітки в межах динамометричного полотна. Оскільки відстань між чутниками калібрована, то з'являється можливість проконтролювати швидкість руху автомобіля полотном. Тензометрична платформа підвішена на підвісах з якнайменшим тертям і одним боком підтискається пружинним пристроєм до тензометра, що здатен виміряти горизонтальну силу.

Коли автомобіль потрапляє на платформу тільки передніми колесами (вважатимемо за для визначеності їх повідними, не привідними), то ця платформа «відчує» дію тільки сили опору коченню коліс переднього моста (задні ж колеса — на полотні дороги, поза платформою). Сила опору коченню підтискає пружинний пристрій і розвантажує тензомер (його названо тензомером тяги).

Коли ж автомобіль цілком увесь (обидвома мостами) потрапляє на платформу, то тензомер тяги відчуватиме далі фактично дію тільки аеродинамічного опору (і звісно, дію пружинного пристрою). Сили ж опору коченню коліс що переднього, що заднього мостів у системі «автомобіль — платформа» стають внутрішніми і тому «непомітними» для тензометра. Згодом на платформі залишаться тільки задні (за домовленістю — відні, привідні) колеса (передні — вже на звичайному дорожньому полотні). Виникає можливість розпізнати силу опору коченню коліс заднього моста як різницю сили на тензометрі і сил опору повітря та пружного підтискання платформи — так вважають в [5] (про те, що це не так, — згодом).

Цілком подібно розпізнають і вимірюють сили, що діють на автомобіль з приводом на передні колеса.

Якщо в тензомерах використати п'єзочутники (стискання яких від природи — мізерне), то взаємні переміщення у вимірювальній системі будуть зникаюче малими. З мізерними переміщеннями, до слова, працюють і аеродинамічні ваги (в аеродинамічних тунелях). Тому зникаюче малим буде й прояв інерційних чинників. Але потрібно вдатись до заходів щодо мінімізації квазістатичного тертя в системі.

Звернімося до схеми, зображеної на рис. 2: автомобіль, що пересувається рівномірно горизонтальною долівкою, підвладний силовим чинникам (верхня частина схеми) — гравітаційній силі (силі ваги) G ; силі тяги F_t на відних (тут — задніх) колесах, аеродинамічним горизонтальній (опірній) F_{wt} і вертикальній (підймальній) F_{wn} силам та моменту (галопування) M_w , вертикальним реакціям на передніх N_p і задніх N_z колесах; силі F_{kp} опору коченню повідних (тут — передніх) коліс; аеродинамічні чинники F_{wt} , F_{wn} , M_w — це результат зведення аеродинамічного вітрильного опору до центра C мас автомобіля, відносно розташування якого характеризують віддалі l_p і l_z до осей передніх і задніх коліс та висота h_m над долівкою (в аеродинаміці автомобіля за умовну точку відліку можуть брати спільний центр бази і колії на полотні дороги); опір коченню коліс характеризують зміщення e_p і e_z вертикальних реакцій N_p і N_z у бік руху автомобіля; силу тяги F_t провокує обертальний тяговий момент M_t ; r_{dp} і r_{dz} — динамічні радіуси переднього і заднього коліс. Ясна річ, схема відповідає моделі взаємодії автомобіля і доквілля в термінах зосереджених чинників.

У разі усталеного (зі сталими поступною v і обертовою ω швидкостями) руху колеса його взаємодію з долівкою описують співвідношеннями (рис. 3)

$$N = G, F_t = T, M_t = F_t r_d + Ne,$$

де G і T — вертикальна і горизонтальна сили, що діють на колесо збоку автомобіля, N і F_t — нормальна (вертикальна) і тягова (горизонтальна) сили, що діють на колесо з боку долівки, M_t — тяговий (обертальний) момент, r_d — динамічний (силовий) радіус колеса, e — зміщення вертикальної реакції долівки. Правдоподібним є лінійний зв'язок між величинами F_t і M_t , див. рис. 3 [12]. Величина зміщення e реакції N містить дві складові: $e = e_{sp} + e_{ds}$, де $e_{sp} \approx -c_k F_t$ — пружне зміщення; $e_{ds} > 0$ — дисипативне зміщення ($e_{ds} = e_0 \approx \text{const}$ у разі сталої швидкості руху v , заданого тиску повітря в колесі, незмінних температури і вертикальної навантаги); c_k — коефіцієнт пружності колеса в напрямі поступу. Значення величини r_d у разі незмінної N може коливатись у межах 1 %, що дає підстави покласти $r_d \approx \text{const}$. Тому можна покладатись на співвідношення

$$e = e_0 - c_k F_t, \quad M_t = M_{t0} \left(1 - \frac{F_t}{F_{t0}} \right) = F_t r_d + N(e_0 - c_k F_t) = (r_d - c_k N) F_t + N e_0. \quad (1)$$

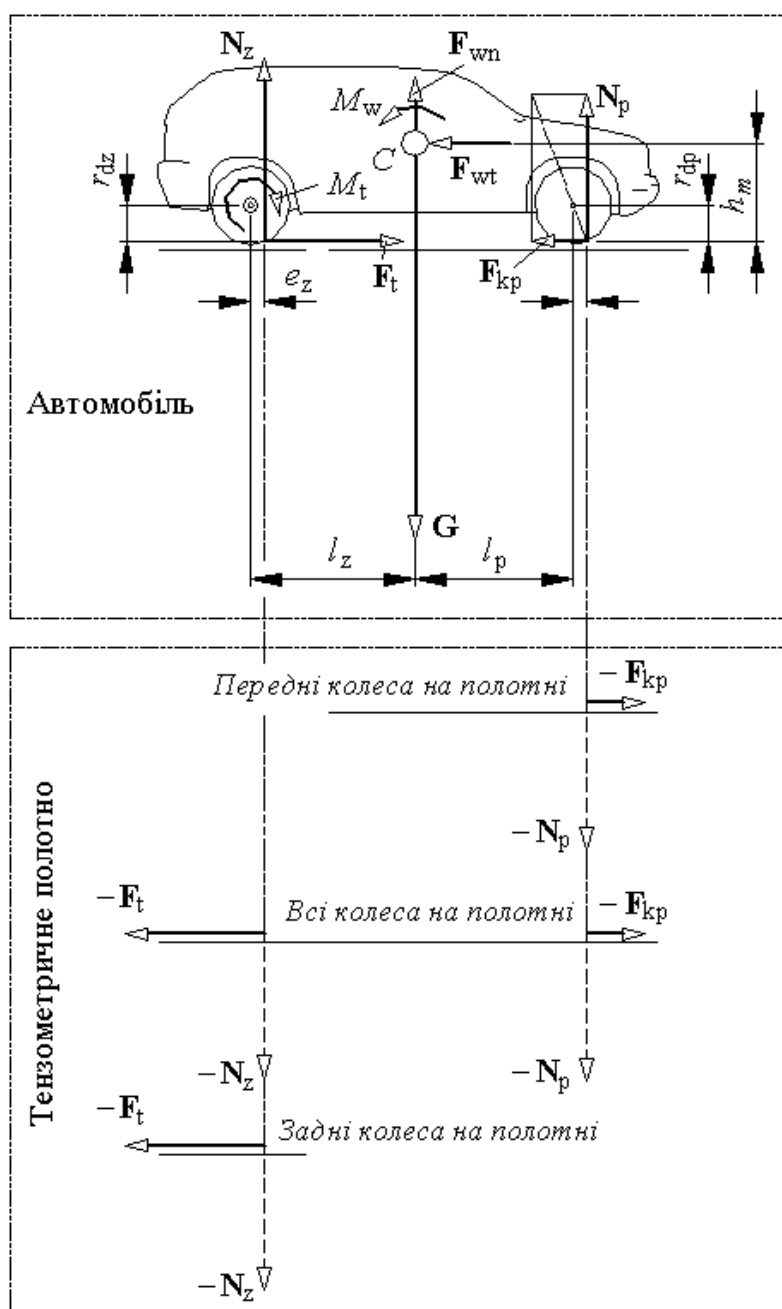


Рисунок 2 — Принципова схема взаємодії автомобіля з тензометричною долівкою

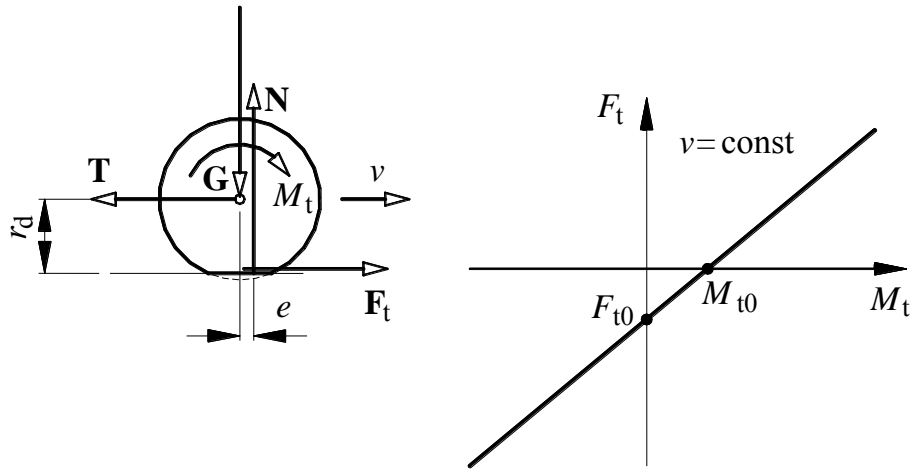


Рисунок 3 — Схема навантаження (ліворуч) і навантажувальна характеристика (праворуч) колеса

У разі ж неусталеного (пришвидженого, скажімо) руху колеса чинними є співвідношення

$$N = G, F_t - m_k \frac{dv}{dt} = T, M_t - I_k \frac{d\omega}{dt} = F_t r_d + Ne,$$

де t — поточний час. Цього разу співвідношеннями (1) можна б керуватись, якщо там під F_t розуміти $F_t - m_k \frac{dv}{dt}$ (тобто T), а під M_t — $M_t - I_k \frac{d\omega}{dt}$.

Наведеній на рис. 2 схемі відповідає система співвідношень

$$G = N_p + N_z + F_{wn}, \quad (2)$$

$$F_t = F_{kp} + F_{wt}, \quad (3)$$

$$N_p e_p - F_{kp} r_{dp} = 0, \quad (4)$$

$$-M_w + N_z (l_z - e_z) - N_p (l_p + e_p) - (F_t - F_{kp}) h_w = 0. \quad (5)$$

Отож тензометр ваги на динамометричній дорозі поза тензометричним полотном (див. рис. 1) у разі перебування на ньому автомобіля у статичному стані зафіксує величину G , а в русі — величини N_p , N_z , а отже з'явиться можливість обчислити величину F_{wn} (див. (2)). А далі (див. рис. 2), коли передні колеса потраплять на тензометричне полотно, виникне можливість виміряти модуль F_{kp} сили \mathbf{F}_{kp} опору коченню повідних коліс. У разі ж перебування на полотні одночасно і передніх, і задніх коліс тензометр виміряє різницю $F_t - F_{kp}$, тобто модуль F_{wt} (див. (3)) аеродинамічної сили \mathbf{F}_{wt} . Нарешті, коли на полотні залишаться лише задні колеса, тензометр виміряє безпосередньо модуль F_t сили тяги \mathbf{F}_t , чим можна скористатись хіба що для підтвердження співвідношення (3) (ця інформація надлишкова). Звісно, величина

$$\frac{F_{kp}}{N_p} = \frac{e_p}{r_{dp}} = f_p \quad (6)$$

(див. (4)) — це звичний в теорії автомобіля коефіцієнт опору коченню передніх коліс. Подібно ж є сенс ідентифікувати величину

$$\frac{e_z}{r_{dz}} = f_z \quad (7)$$

— коефіцієнт опору коченню задніх коліс. Рівняння моментів (5) можна подати (див. (3), (6), (7)) у вигляді

$$-M_w + N_z(l_z - f_z r_{dz}) - N_p(l_p + f_p r_{dp}) - F_{wt} h_w = 0, \quad (8)$$

Його можна було б використати для обчислення аеродинамічного моменту M_w . Але...

В рівнянні (8) фігурують величини l_z , l_p , h_w , які можна визначити «статичним» зважуванням піддослідного автомобіля, рис. 4. Відповідно до схеми, наведеної на рис. 4а,

$$l_p = \frac{G_z}{G} l, \quad l_z = \frac{G_p}{G} l$$

(G_p і G_z — значення модулів сил N_p і N_z у статичному стані автомобіля; l — база автомобіля). А схема з рис. 4б дає підстави писати

$$h_m = \frac{\Delta G_z}{G} \frac{l}{\tan \alpha} + r'_{dz},$$

де динамічний радіус r'_{dz} заднього колеса мав би значення r_{dz} (див. рис. 2), коли б справджувалась умова $G_z = N_z$ (за відповідного значення кута α). Тут ΔG_z — приріст навантаги унаслідок нахилання автомобіля на кут α . Підчас зважування кожне з коліс повинно перебувати на окремій вазі, колеса не повинні бути загальмованими, двигун має бути вимкненим, важіль перемикачання передач має перебувати в нейтральному положенні. Але все одно ситуацію ускладнює підвіска автомобіля.

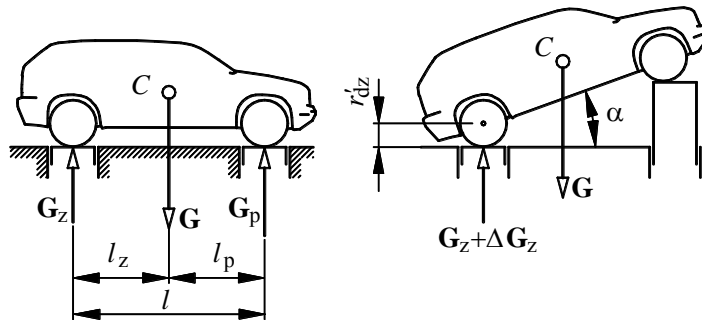


Рисунок 4 — Схема звичного «статичного» зважування автомобіля (з вільними чи блокованими підвісками)

Вимірюваними на динамометричній дорозі безпосередньо будуть величини N_p , N_z , F_{wn} , F_{wt} , а опосередковано — величина f_p (згадаймо (6)). Невідомими залишаться, натомість, величини r_{dp} , r_{dz} , f_z , M_w . Тож потрібні додаткові вимірювальні заходи й засоби, або ж (та й) слід вдатися до певних евристичних спрощень моделі. Можна у разі однакових передніх і задніх коліс, приміром, покласти $f_z r_{dz} \approx f_p r_{dp}$. Динамічні ж радіуси коліс було б добре виміряти безпосередньо — оптометричними пристроями, скажімо (відстежуючи рух чи розташування певних міток на колесах).

Звісно, якщо б вдалося виміряти сумарний обертальний момент M_t , що підводиться до коліс, то з'явилися б підстави скористатись додатковим співвідношенням (див. рис. 2)

$$M_t = F_t r_{dz} + N_z e_z.$$

Але вимірювання обертального моменту — особливе й складне завдання (особливо в рамках задекларованої проблеми).

Загально про метод вибігу автомобіля. Аби оцінити параметри автомобіля, його необхідно відповідно «оживити» — надати можливість контролювано взаємодіяти з до-вкіллям. Випробному автомобілю можна надавати різних швидкостей, штовхаючи його, приміром, через штангу іншим автомобілем. За достатньої довжини штанги вдається мінімізувати інтерференційне явище аеродинамічного впливу автомобіля-штовхача. Піддослідний автомобіль можна також тягнути (голювати, буксирувати) на линві через тензодинамометр іншим автомобілем. На думку [13], для запобігання аеродинамічної інтерференції довжина линви має становити 45...60 м, а ще вона має бути достатньо пружною (здатною згладжувати пульсації вимірюваної тягової сили). Залежність сили F_k опору коченню від багатьох чинників (навіть у певній мірі від швидкості v) суттєво ускладнює процес знаходження коефіцієнта c_w аеродинамічності. Тому окремо ще й вдаються до вимірювання безпосередньо опору коченню коліс шляхом голювання (буксирування) піддослідного автомобіля під спеціальним коробом, що екранує дію повітря.

Спосіб проведення вимірювань може дуже суттєво позначатися на результатах ідентифікації. Давні, але повчальні й сьогодні, дослідження [14] в аеродинамічному тунелі мотоцикла МТ-10-36 «Дніпро» (модель у масштабі 1:10), змонтованого на екрані (що імітує дорогу), переконливо засвідчили, що коефіцієнт обтічності c_w і самого мотоцикла, і мотоцикла з водієм, і мотоцикла з водієм та пасажиром у колясці із збільшенням швидкості спочатку помітно спадає, набуваючи сталого значення лише за швидкостей потоку понад 20...25 м/с (швидкість варіювалась в межах 11,4...30,3 м/с). Натомість, якщо екран усунути, то величина c_w не залежатиме від швидкості потоку повітря в тунелі. Порівняймо отримані результати (у разі застосування екрану йдеться про дані за швидкостей понад 25 м/с; A_w — площа вітрильності в масштабі 1:1):

Модель мотоцикла (A_w , см ² =90,75)	На екрані c_w =0,875	Без екрану c_w =0,745
Модель мотоцикла з водієм (112,90)	1,095	0,965
Модель мотоцикла з водієм і пасажиром в колясці (115,60)	1,150	1,080

Отже наявність екрану суттєво позначатися на результатах вимірювання. Результати, отримані на екрані, ніби правдивіші, але те, що c_w залежна від швидкості потоку повітря, не відповідає прийнятій моделі автомобіля. У разі штовхання автомобіля через штангу доводиться коректувати напрям руху, а коливання кермових коліс спричиняє додатковий опір коченню (та й додатковий опір повітря). Використання «п'ятого» колеса — це не завжди вмотивоване спотворення аеродинамічної взаємодії автомобіля з довкіллям.

В цьому аспекті дуже привабливою є ідентифікаційна методологія, що спирається на формалізований аналіз процесу вибігу автомобіля. Приміром, відома методика Курта і Вайта (як і багато які інші) регламентує парні вибіги — автомобіль повністю завантажений, а потім цілком порожній. Це дозволяє у певній мірі розпізнати прояв опору коченню коліс. Аби визначити опір коченню методом вибігу, доведеться визначити ще окремо моменти інерції коліс. Щоправда, вдаються також [8, 9] до прямого контролю процесу вибігу вивішених на домкратах привідних коліс автомобіля. Щоправда, інерційні параметри трансмісії можна (і навіть треба) ідентифікувати ще на стадії конструювання автомобіля. Отже ця дія не повинна бути обов'язковою в рамках технології параметричної ідентифікації автомобіля. Та ще у разі ідентифікації рівня тертя в трансмісії покладаються на лінійну залежність зведеної до привідних коліс сил тертя в трансмісії від швидкості руху автомобіля (за фіксованої температури оливи в картерах агрегатів автомобіля). Вдаються також і до коректування положення кузова (технічними засобами впливу на підвіски). Мотивація цієї дії часто сумнівна.

Вибіг автомобіля влаштовують на належно довгій горизонтальній ділянці дороги (яку, до речі, не так легко зазвичай знайти) та й за не дуже активного вітру (це також суттєве обмеження, хоча існують способи отримувати корисний результат навіть за доволі помітного природного вітру (W. H. Walston, F. T. Buckley, C. H. Marks)). Автомобіль розганяють до

якомога більшої швидкості, розмикають зчіпник трансмісії (чи скриньку передач), надаючи тим самим автомобілю можливість рухатись далі вже за інерцією до певної наперед заданої меншої швидкості. Програму зміни швидкості $v = v(t)$ чи/та сповільнення $dv/dt = a(t)$ автомобіля при цьому ретельно загалом чи точково фіксують задовільно точними вимірювальними засобами. Отриману інформацію «припасовують» до моделі

$$\delta_{m0} m \frac{dv}{dt} = \delta_{m0} m a = -F_k - F_w(v), \quad F_k = f_k G = f_k m g = \text{const}, \quad F_w = \frac{1}{2} \rho_w c_w A_w v^2 \quad (9)$$

(чи навпаки, припасовують модель до інформації), де δ_{m0} — коефіцієнт обліку інерції обертючих мас автомобіля (зчіпник — розімкнутий), m — маса автомобіля, a — сповільнення автомобіля, F_k — сила опору коченню коліс, F_w — сила опору повітря, f_k — коефіцієнт опору коченню, G — вага автомобіля, g — гравітаційне пришвидшення; ρ_w — густина повітря, c_w — коефіцієнт (лобової) аеродинамічності автомобіля (безрозмірна величина), A_w — лобова вітрильна площа автомобіля (фронтальна площа, міделева площа, площа міделя). Знайти шукані параметри можна, оперуючи парами значень величини (див. (9))

$$a = -\frac{F_k + F_w(v)}{\delta_{m0} m} = \frac{dv}{dt},$$

а потім якось усереднюючи отримані результати.

Метод ідентифікації параметрів автомобіля на підставі аналізу процесу вибігу (накату, інерційного сповільнення). Хай накат автомобіля здійснюється від деякої швидкості $v = V_{n \max}$ до деякої швидкості $v = V_{n \min}$ за час T_n на шляху S_n . Читаючи (9) як

$$dt = -\frac{\delta_{m0} m}{F_k + F_w(v)} dv = -\frac{\delta_{m0} m}{F_k + \rho_w c_w A_w v^2 / 2} dv = -\frac{2\delta_{m0} m}{\rho_w c_w A_w} \frac{1}{\frac{2F_k}{\rho_w c_w A_w} + v^2} dv$$

і вдаючись до інтегрування, можна дійти співвідношень

$$T_n = \int_0^{T_n} dt = \frac{2\delta_{m0} m}{\rho_w c_w A_w} \int_{V_{n \min}}^{V_{n \max}} \frac{1}{\frac{2F_k}{\rho_w c_w A_w} + v^2} dv = \sqrt{\frac{\rho_w c_w A_w}{2F_k}} \left(\text{atan} \sqrt{\frac{\rho_w c_w A_w}{2F_k}} V_{n \max} - \text{atan} \sqrt{\frac{\rho_w c_w A_w}{2F_k}} V_{n \min} \right),$$

$$S_n = \int_0^{T_n} v dt = \frac{2\delta_{m0} m}{\rho_w c_w A_w} \int_{V_{n \min}}^{V_{n \max}} \frac{v}{\frac{2F_k}{\rho_w c_w A_w} + v^2} dv = \frac{\delta_{m0} m}{\rho_w c_w A_w} \ln \frac{\frac{2F_k}{\rho_w c_w A_w} + V_{n \max}^2}{\frac{2F_k}{\rho_w c_w A_w} + V_{n \min}^2}. \quad (10)$$

Їх, в принципі, можна використати для ідентифікації параметрів F_k і c_w . Але структура цих виразів не дуже приваблива з погляду аналітичності. І все ж, якщо, приміром, з другого рівняння знайти відношення $F_k / (\rho_w c_w A_w)$ і підставити його в перше, то в отриманому не дуже простому новому співвідношенні фігуруватиме лише невідома величина c_w ...

Вираз (10) можна прочитати ще й так:

$$S_n = \frac{\delta_{m0} m}{\rho_w c_w A_w} \ln \frac{a_{V_{\max}}}{a_{V_{\min}}}, \quad (11)$$

де $a_{V_{\max}}$ і $a_{V_{\min}}$ — початкове і кінцеве, вимірювані в процесі накату, сповільнення автомобіля. Звідси можна знайти

$$\frac{\rho_w c_w A_w}{\delta_{m0} m} = \frac{1}{S_n} \ln \frac{a_{V_{\max}}}{a_{V_{\min}}} \quad \text{чи} \quad c_w = \frac{\delta_{m0} m}{\rho_w A_w S_n} \ln \frac{a_{V_{\max}}}{a_{V_{\min}}}.$$

Все б добре, але існують клопоти з вимірюванням прискорення автомобіля: бажана висока чутливість чутника пришвидшень (аби мати можливість вимірювати пришвидшення з точністю принаймні $5 \cdot 10^{-5} \text{ м/с}^2$) породжує проблему фільтрування «шуму» від подовжніх вібропришвидшень, що накладається на корисний сигнал. Але з іншого боку, цей «шум» — це ознака реальності, то навіщо його ігнорувати?

Але до задачі ідентифікації параметрів F_k (чи $f_k = F_k / G$) і c_w за допомогою співвідношень (10) можна підступитися ще по-іншому. Приймімо $V_{n \min} = 0$ — вирази (10) набудуть вигляду

$$T_n = \sqrt{\frac{\rho_w c_w A_w}{2F_k}} \operatorname{atan} \left(\sqrt{\frac{\rho_w c_w A_w}{2F_k}} V_{n \max} \right),$$

$$S_n = \frac{\delta_{m0} m}{\rho_w c_w A_w} \ln \frac{\frac{2F_k}{\rho_w c_w A_w} + V_{n \max}^2}{\frac{2F_k}{\rho_w c_w A_w}}. \quad (12)$$

За позначень

$$u = \sqrt{\frac{\rho_w c_w A_w}{2F_k}} V_{n \max}, \quad w = \frac{T_n V_{n \max}}{u}$$

першу з формул (12) можна читати як

$$w = \frac{T_n V_{n \max}}{u} = \operatorname{atan} u. \quad (13)$$

Принцип розв'язування останнього (характеристичного) рівняння ілюструє рис. 5. На рис. 5 ліворуч розв'язок рівняння (13) тлумачиться як абсциса точки перетину гіперболи $w = T_n V_{n \max} / u$ і тригонометричної функції $\operatorname{atan} u$ (гіпербола w_1 і розв'язок u_1 відповідають якомусь $T_n = T_{n1}$, а гіпербола w_2 і розв'язок u_2 відповідають якомусь $T_n = T_{n2} > T_{n1}$). На рис. 5 праворуч, ті самі розв'язки шукаються ще простіше — за допомогою тригонометричної функції $u \operatorname{atan} u$.

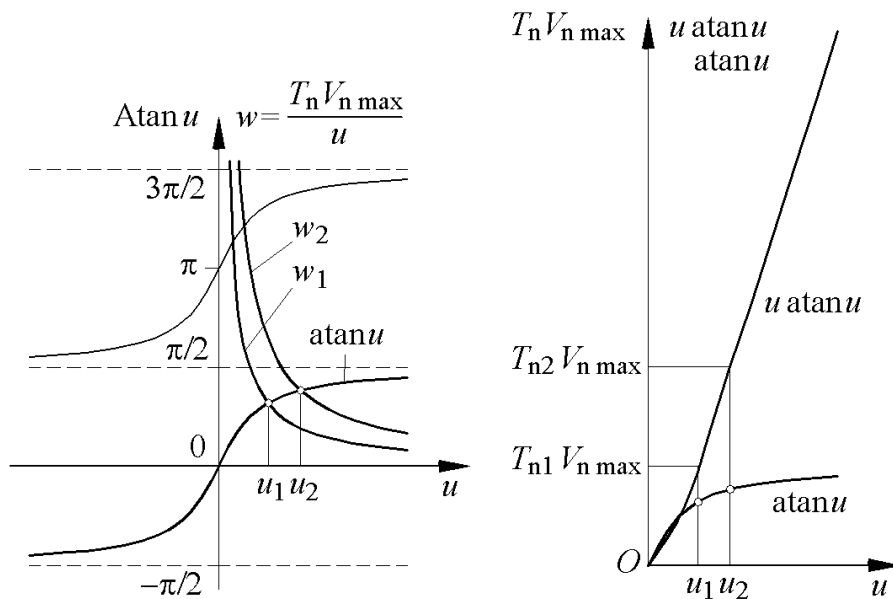


Рисунок 5 — Принцип розв'язування характеристичного рівняння

Коли вже знайдено конкретне значення величини $u = \sqrt{\frac{\rho_w c_w A_w}{2F_k} V_{n \max}}$, то вдаючись до другого рівняння (12), можна знайти цілком конкретні

$$F_k = \frac{V_{n \max}^2}{2S_n} \delta_{m0} m \frac{\ln(1+u^2)}{u^2} = \frac{E_n}{S_n} \frac{\ln(1+u^2)}{u^2}, \quad c_w = \frac{\delta_{m0} m}{\rho_w A_w S_n} \ln(1+u^2),$$

де $E_n = \delta_{m0} \frac{m V_{n \max}^2}{2}$ — зведена кінетична енергія, якою володів автомобіль на початку процесу нахату.

Варіації методу вибігу. Інтегруючи безпосередньо (9), можна побудувати співвідношення

$$-\delta_{m0} m \int_0^t a dt = \delta_{m0} m (V_{n \max} - v) = F_k t + \frac{1}{2} \rho_w c_w A_w \int_0^t v^2 dt,$$

з якого випливає рівність

$$-\delta_{m0} m \int_0^{T_n} a dt = \delta_{m0} m (V_{n \max} - V_{n \min}) = F_k T_n + \frac{1}{2} \rho_w c_w A_w \int_0^{T_n} v^2 dt = F_k T_n + \frac{1}{2} \rho_w c_w A_w \int_0^{S_n} v ds,$$

де s — поточний шлях. Відтак

$$-\delta_{m0} m \int_0^{T_n} \int_0^t a dt dt = \delta_{m0} m (V_{n \max} T_n - S_n) = F_k \int_0^{T_n} t dt + \frac{1}{2} \rho_w c_w A_w \int_0^{T_n} \int_0^t v^2 dt dt = F_k \frac{T_n^2}{2} + \frac{1}{2} \rho_w c_w A_w \int_0^{T_n} \int_0^t v^2 dt dt.$$

Отже для визначення двох параметрів F_k і c_w можна скористатись двома ж рівняннями

$$\delta_{m0} m (V_{n \max} - V_{n \min}) = F_k T_n + \frac{1}{2} \rho_w c_w A_w \int_0^{T_n} v^2 dt = F_k T_n + \frac{1}{2} \rho_w c_w A_w \int_0^{S_n} v ds,$$

$$\delta_{m0} m (V_{n \max} T_n - S_n) = F_k \frac{T_n^2}{2} + \frac{1}{2} \rho_w c_w A_w \int_0^{T_n} \int_0^t v^2 dt dt = F_k \frac{T_n^2}{2} + \frac{1}{2} \rho_w c_w A_w \int_0^{S_n} \frac{1}{v} \int_0^s v ds ds.$$

Вони лінійні:

$$\delta_{m0} m (V_{n \max} - V_{n \min}) = F_k T_n + \frac{\alpha_w}{2} \rho_w c_w A_w, \quad \alpha_w = \int_0^{T_n} v^2 dt = \int_0^{S_n} v ds;$$

$$\delta_{m0} m (V_{n \max} T_n - S_n) = F_k \frac{T_n^2}{2} + \frac{\beta_w}{2} \rho_w c_w A_w, \quad \beta_w = \int_0^{T_n} \int_0^t v^2 dt dt = \int_0^{T_n} (T_n - t) v^2 dt = \int_0^{S_n} \frac{1}{v} \int_0^s v ds ds.$$

І розв'язки їх можна подати у вигляді

$$F_k = f_k G = \frac{\begin{vmatrix} \delta_{m0} m (V_{n \max} - V_{n \min}) & \frac{\alpha_w \rho_w A_w}{2} \\ \delta_{m0} m (V_{n \max} T_n - S_n) & \frac{\beta_w \rho_w A_w}{2} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} T_n & \frac{\alpha_w \rho_w A_w}{2} \\ \frac{T_n^2}{2} & \frac{\beta_w \rho_w A_w}{2} \end{vmatrix}} = \frac{\delta_{m0} m \begin{vmatrix} V_{n \max} - V_{n \min} & \alpha_w \\ V_{n \max} T_n - S_n & \beta_w \end{vmatrix}}{T_n \begin{vmatrix} 1 & \alpha_w \\ \frac{T_n}{2} & \beta_w \end{vmatrix}},$$

$$c_w = \frac{\begin{vmatrix} T_n & \delta_{m0} m (V_{n \max} - V_{n \min}) \\ \frac{T_n^2}{2} & \delta_{m0} m (V_{n \max} T_n - S_n) \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} T_n & \frac{\alpha_w \rho_w A_w}{2} \\ \frac{T_n^2}{2} & \frac{\beta_w \rho_w A_w}{2} \end{vmatrix}} = \frac{\delta_{m0} m \begin{vmatrix} 1 & V_{n \max} - V_{n \min} \\ \frac{T_n}{2} & V_{n \max} T_n - S_n \end{vmatrix}}{\frac{\rho_w A_w}{2} \begin{vmatrix} 1 & \alpha_w \\ \frac{T_n}{2} & \beta_w \end{vmatrix}}.$$

Зауважмо, віддавна ідентифікаційну задачу в контексті задекларованої тут теми силкувалися звести до однопараметричної (див., приміром, [15]; такого штибу досліджень багато). Ідея полягала в тому, що якщо розглядати накат автомобіля в діапазоні відносно малих швидкостей — 20...10 км/год, — то виникають підстави знехтувати протидією повітря, а отже й підстави покладатись на формулу (див. (9)) $\delta_{m0}ma = -f_k G$ ($G = mg$, g — гравітаційне пришвидшення). З неї випливає, що

$$f_k = -\delta_{m0} \frac{a}{g} \approx \delta_{m0} \frac{1}{g} \frac{\Delta V_n}{\Delta T_n},$$

де ΔV_n — зміна «малої» швидкості в процесі накату за відповідний проміжок часу ΔT_n (на експериментально зафіксованій програмі $v = v(t)$ зміни швидкості автомобіля, t — поточний час). Інерцію повністю завантаженого автомобіля зазвичай враховували згрубша, приймаючи $\delta_{m0} \approx 1,04$. Звісно, коефіцієнт опору коченню, ідентифікований в процесі вивчення процесу накату автомобіля, окрім власне опору коченню коліс, обліковує також й енергетичні втрати в вальницях коліс та в трансмісії на марному ході.

Але існують приклади й дещо загальнішого тлумачення взаємодії автомобіля з докільцям, див., приміром, [8], де процес руху автомобіля за інерцією описано рівнянням

$$-\frac{dv}{dt} = -a(v) = \alpha v^2 + \beta v + \gamma \quad (14)$$

($\alpha, \beta, \gamma > 0$ — сталі, $4\alpha\gamma - \beta^2 > 0$). Вдамося до прикладу...

Як не бути патріотом? Інколи сходяться на тому, що український автомобіль ЗАЗ-968 «Запорожець» був ніби копією німецького автомобіля NSU Prinz 4, свого часу дуже популярного в ФРН. Але сам «Принц» є ніби копією «Шевроле» 1960 року, який, у свою чергу, скопійований з «Порше» 1948 року... Проте дослідні взірці «Запорожця» з'явилися ще у 1961 році — тоді ж, коли Світ побачив автомобіль NSU Prinz 4 (щоправда, вже на конвеєрі). Двигун «Запорожця» з повітряним охолодженням розташовувався позаду, а багажник невеликих розмірів — спереду. В тісному кузові з двома дверима розміщені два ряди сидінь. Колеса автомобіля не мали звичних дисків, а тільки ободи. Передня підвіска торсіонна (як у танка чи бронетранспортера).

Отож далі в таблиці подано (суто для наочного прикладу) інформацію про параметри автомобіля ЗАЗ-968 «Запорожець» [9]. В таблиці позначено: p_{k1}/p_{k2} — тиск повітря в шинах передніх/задніх коліс; f_{k0} і f_{k0}^{90} — коефіцієнти опору коченню автомобіля за малої швидкості і швидкості 90 км/год; F_{tr}^0/F_{tr}^{90} — зведена до приводних коліс сила опору в трансмісії за швидкості малої/90 км/год; v_{max} — задекларована виробником максимальна швидкість пересування автомобіля; P_{rv} — потужність сил опору за максимальної швидкості $v = v_{max}$. Цього разу коефіцієнт опору коченню апроксимовано квадратним біномом $f_k = f_{k0} + k_f v^2$, а зведений до коліс коефіцієнт опору трансмісії — лінійним біномом $f_{tr} = f_{tr0} + k_{tr} v$ (f_{k0} , k_f , f_{tr0} , k_{tr} — незалежні від швидкості v параметри). Отож в такому разі вираз (14) має вигляд

$$-\frac{\delta_{m0}}{g} \frac{dv}{dt} = -\frac{\delta_{m0}}{g} a(v) = (c_w + k_f)v^2 + k_{tr}v + f_{k0} + f_{tr0}.$$

Тут:

$$\alpha = (c_w + k_f)g / \delta_{m0}, \quad \beta = k_{tr}g / \delta_{m0}, \quad \gamma = (f_{k0} + f_{tr0})g / \delta_{m0}; \quad f_{tr0} = F_{tr}^0 / G, \quad k_{tr} = (F_{tr}^{90} - F_{tr}^0) / 25.$$

Розділяючи змінні в (14) і вдаючись до операції інтегрування

$$\int_t^T dt = \int_v^V \frac{dv}{a(v)},$$

дійдемо співвідношення

Таблиця — Значення параметрів знаменитого автомобіля «Запоріжець»

Модель автомобіля (рік початку випуску)	Шини		Маса автомобіля, кг	Параметри опору рухові						
	Модель	Тиск повітря $\frac{P_{k1}}{P_{k2}}$, МПа МПа		f_{k0}	$k_f \cdot 10^4$, $c^2 \cdot m^{-2}$	f_{k0}^{90}	c_w	A_w , m^2	$\frac{F_{tr}^0}{F_{tr}^{90}}$, $\frac{H}{H}$	$\frac{P_v}{v_{max}}$, $\frac{кВт}{км/год}$
ЗАЗ-968 «Запоро- жець» (1971)	156—13	$\frac{0,15}{0,19}$	990	0,0130	0,056	0,0165	0,382	1,67	$\frac{4}{84}$	$\frac{28,8}{130}$
			1190	0,0132	0,055	0,0166	0,416			
ЗАЗ-968М «Запоро- жець» (1979)	6.15—13	$\frac{0,15}{0,18}$	980	0,0153	0,068	0,0195	0,432	1,67	$\frac{10}{59}$	$\frac{31,3}{130}$
			1180	0,0147	0,071	0,0192	0,425			

$$T - t = \frac{2}{\sqrt{4\alpha\gamma - \beta^2}} \left(\operatorname{atan} \frac{2\alpha v + \beta}{\sqrt{4\alpha\gamma - \beta^2}} - \operatorname{atan} \frac{2\alpha V + \beta}{\sqrt{4\alpha\gamma - \beta^2}} \right),$$

де T — мить досягнення певної контрольної швидкості V . Звідси можна знайти програму зміни швидкості автомобіля

$$v = v(t) = \frac{\sqrt{4\alpha\gamma - \beta^2}}{2\alpha} \tan \left(\frac{\sqrt{4\alpha\gamma - \beta^2}}{2} (T - t) + \operatorname{atan} \frac{2\alpha V + \beta}{\sqrt{4\alpha\gamma - \beta^2}} \right) - \frac{\beta}{2\alpha}$$

чи

$$v = v(t) = \frac{\sqrt{4\alpha\gamma - \beta^2}}{2\alpha} \frac{\frac{2\alpha V + \beta}{\sqrt{4\alpha\gamma - \beta^2}} + \tan \left(\frac{\sqrt{4\alpha\gamma - \beta^2}}{2} (T - t) \right)}{1 - \frac{2\alpha V + \beta}{\sqrt{4\alpha\gamma - \beta^2}} \tan \left(\frac{\sqrt{4\alpha\gamma - \beta^2}}{2} (T - t) \right)} - \frac{\beta}{2\alpha}. \quad (15)$$

Втілюючи ще одну операцію інтегрування

$$\int_t^T v(t) dt = \int_t^T \left(\frac{\sqrt{4\alpha\gamma - \beta^2}}{2\alpha} \tan \left(\frac{\sqrt{4\alpha\gamma - \beta^2}}{2} (T - t) + \operatorname{atan} \frac{2\alpha V + \beta}{\sqrt{4\alpha\gamma - \beta^2}} \right) - \frac{\beta}{2\alpha} \right) dt,$$

матимемо ще одне важливе співвідношення:

$$S - s = \frac{1}{\alpha} \ln \frac{\cos \operatorname{atan} \frac{2\alpha V + \beta}{\sqrt{4\alpha\gamma - \beta^2}}}{\cos \left(\operatorname{atan} \frac{2\alpha V + \beta}{\sqrt{4\alpha\gamma - \beta^2}} + \frac{\sqrt{4\alpha\gamma - \beta^2}}{2} (T - t) \right)} - \frac{\beta}{2\alpha} (T - t). \quad (16)$$

Щоправда, в [8] задля спрощення процедури параметричної ідентифікації покладено $V = 0$. Але слід підкреслити, що технічними засобами належно точно розпізнати мить зупинки автомобіля не так вже й легко.

У формуванні методології параметричної ідентифікації багато чого залежить від того, яка інформація підвладна існуючим вимірювальним інструментам. Якщо прямому вимірюванню підлягає швидкість автомобіля, а сповільнення є можливість визначати апаратними засобами (електронним диференціюванням), то ідентифікаційною має бути формула (14). Такого самого висновку доходиш, коли належно точно є можливість прямо вимірювати сповільнення автомобіля, а швидкість вдається визначати апаратними засобами (електронним інтегруванням). Звісно, хто б відмовився використовувати формулу (14), якщо була б можливість прямо вимірювати і швидкість, і сповільнення. Вимірювання сповільнення у разі $V \rightarrow 0$ — це, по суті, ідентифікація параметра γ : $-a(0) = \gamma$.

Ще одне зауваження... Співвідношенню (14) відповідає співвідношення

$$\int_s^S ds = \int_v^V \frac{v dv}{a(v)} = \frac{1}{2\alpha} \ln \frac{a(v)}{a(V)} - \frac{\beta}{2\alpha} \int_v^V \frac{dv}{a(v)}$$

чи

$$2\alpha(S - s) = \ln \frac{a(v)}{a(V)} - \beta(T - t) = \ln \frac{a(t)}{a(T)} - \beta(T - t).$$

Воно є загальнішим за (11). Отже якщо передбачити можливість виміряти значення величин $a(t_1)$, $s(t_1)$ в мить $t = t_1$, $a(t_2)$, $s(t_2)$ в мить $t = t_2$ та $a(T)$, S в мить T , то виникне підстава обчислити параметри

$$\alpha = \frac{1}{2} \frac{\begin{vmatrix} \ln \frac{a(t_1)}{a(T)} & T - t_1 \\ \ln \frac{a(t_2)}{a(T)} & T - t_2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} S - s_1 & T - t_1 \\ S - s_2 & T - t_2 \end{vmatrix}}, \quad \beta = \frac{\begin{vmatrix} S - s_1 & \ln \frac{a(t_1)}{a(T)} \\ S - s_2 & \ln \frac{a(t_2)}{a(T)} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} S - s_1 & T - t_1 \\ S - s_2 & T - t_2 \end{vmatrix}}.$$

Нарешті, у разі заданого параметра V , можна буде знайти значення параметра

$$\gamma = -a(V) - \alpha V^2 - \beta V.$$

Але метод вибігу зазвичай якраз і побудований на тому, аби будь-що уникнути прямого вимірювання величини сповільнення автомобіля. Відтак у [8] задоволено ще й бажання уникнути прямого вимірювання швидкості. Але там насправді процедуру вимірювання швидкості замінено на процедуру ідентифікації миті, коли автомобіль набуває нульової швидкості. А це те саме, що вимірювання швидкості «нуль». Отже якщо в (16) $V = 0$, то визріває співвідношення

$$S - s = \frac{1}{\alpha} \ln \frac{\cos \operatorname{atan} \frac{\beta}{\sqrt{4\alpha\gamma - \beta^2}}}{\cos \left(\operatorname{atan} \frac{\beta}{\sqrt{4\alpha\gamma - \beta^2}} + \frac{\sqrt{4\alpha\gamma - \beta^2}}{2} (T - t) \right)} - \frac{\beta}{2\alpha} (T - t), \quad (17)$$

в якому T і S — тривалість і шлях повного вибігу автомобіля — аж до цілковитої зупинки. Звісно, дослідна частина ідентифікаційної методології у певній мірі спрощується, але зате ускладнюється процедура суто обчислення (див. (17)) конкретних значень параметрів α , β , $4\alpha\gamma - \beta^2$ (чи γ) на підставі експериментальної інформації про зв'язок між величинами (параметрами) t і s .

Співвідношення (15), натомість, підказує, що параметричну ідентифікацію автомобіля можна провадити на підставі прямого вимірювання швидкості пересування машини й часу її набуття.

Резюме. Невже правда, що різниця між практикою і теорією на практиці більша, ніж в теорії? Розробка загальних методів параметричної ідентифікації є однією з центральних задач в теорії автомобіля — теорія має сама себе методологічно обслуговувати, саме вона на це й здатна. Параметрична ж ідентифікація покликана обслуговувати конкретну модель автомобіля, якою послуговується теорія. Без надійної ідентифікації параметрів неможливо робити висновки про вплив удосконалень, що вносяться в автомобіль, на його динамічність та енергоощадність... І взагалі, неможливо з'ясувати, чи «удосконалення» справді удосконалюють автомобіль. Класичну модель автомобіля здатна інформаційно забезпечувати технологія ідентифікації, що залучає такий інструментарій, як аеродинамічний тунель, динамометричний (тензометричний) коридор, контроль за вибігом автомобіля на реальній дорозі, динамометричний контроль голювання автомобіля штангою чи лінвою, біговий стенд, шинний тестер тощо.

Але автомобіль в аеродинамічному тунелі — це далеко не той автомобіль, що на дорозі, а тунель — це далеко-далеко не те, що дорога. Випробування в аеродинамічному тунелі даватимуть тим менш надійні результати, чим менш аеродинамічним сам по собі є об'єкт дослідження: оцінювання аеродинамічності, скажімо, вантажівок і автопоїздів буде менш адекватним, аніж легковиків. Відомо також, що результати дослідження в тунелях натурних машин і їх моделей можуть відрізнятись на 15...40 %. Відтворюючи модельно рух автомобіля з параметрами обтічності, ідентифікованими в трубі, можна помітити, що на дорозі автомобіль насправді має приблизно на 10 % гіршу аеродинамічність. Інколи важко навіть зіставляти результати оцінного дослідження, веденого у різних аеродинамічних тунелях. Можна казати, що дослідження в аеродинамічних тунелях є цінними у відносних шкалах оцінювання, коли аеродинамічні ефекти від усіх маніпуляцій з будовою автомобіля порівнюються саме за результатами випробування в тунелі. А от поєднувати в єдину систему інформацію про добути в тунелі параметри обтічності з іншими параметрами автомобіля, вимірними поза тунелем, без коректування ризиковано. Тобто не можливо безоглядно гармонійно укласти в систему те, що виміряно в аеродинамічному тунелі, на біговому стенді, на дорозі...

Методи, що не передбачають звертання до «послуг» аеродинамічного тунелю, привабливіші. Саме їх треба розвивати аж до такого рівня, що дасть змогу стандартизувати перманентну процедуру добування, накопичення, використання інформаційної бази параметричного штабу. Інформація, якою доведеться послуговуватись, має добуватись на засадах єдиних методології й інструментарію.

Динамометричний коридор (динамометрична дорога) — досконалий технічний інструмент добування інформації. Але попри сподівання, не всі параметри підвладні на ній вимірюванню. Вимірними безпосередньо можуть бути вертикальні реакції N_p і N_z на передніх і задніх колесах, сили F_{wt} і F_{wn} лобового опору повітря і підймальна від дії повітря, а опосередковано — коефіцієнт опору коченню передніх коліс f_p (йдеться для прикладу про передньопривідний автомобіль). Невідомими залишаються, натомість, динамічні радіуси r_{dp} і r_{dz} передніх і задніх коліс, коефіцієнт опору коченню f_z задніх коліс, аеродинамічний момент M_w . Отож висловлювані подекуди оптимістичні оцінки можливостей динамометричного коридору є хибними. Тож потрібні додаткові вимірвальні заходи й засоби, або ж (та й) слід вдатися до певних евристичних спрощень моделі. Можна у разі однакових передніх і задніх коліс, приміром, покласти $f_z r_{dz} \approx f_p r_{dp}$. Динамічні ж радіуси коліс було б добре виміряти безпосередньо — оптометричними пристроями, скажімо (відстежуючи рух чи розташування певних міток на колесах). Можна також покластись на те, що динамічні радіуси майже збігаються з кінематичними.

Хай там як, а можливості удосконалення технології динамометричного коридору є дуже вагомими. Хоча, виникають і певні труднощі... Було б добре, якби існувала можливість вистеляти динамометричну дорогу полотнами з різних матеріалів, а за певними критеріями підміняти їх. Довжина полотна повинна бути достатньою, аби забезпечити можливість нада-

ти автомобілю бажаної швидкості ще перед платформою та підтримати її на платформі (і навіть трохи на виході з неї) за цілком незмінної тяги. Статичні вагові вимірювання в певному сенсі наближені, бо на результатах так чи так позначаються деформації підвіски й шин та зміщення мостів відповідно до кінематики напрямних пристроїв (не завжди очевидно, як провадити ці вимірювання — блокувати чи ні підвіску, а якщо блокувати, то в якому положенні-стані).

«Устократ» легше організувати «інерційні» методи параметричної ідентифікації автомобіля (методи вибігу-накату). Проте вони покликані обслуговувати й значно «бідніші» (примітивніші) моделі автомобіля. Найчастіше припускають, що безпосередньо від ваги автомобіля залежить суто опір коченню, а опір повітря — лише опосередковано. Опір трансмісії помітний більше, як такий, що пропорційний швидкості руху. А от опір повітря безпосередньо залежить від квадрату швидкості пересування машини.

Отож сповільнення автомобіля є підстави трактувати як величину, залежність якої від швидкості автомобіля описується квадратичним тричленом (триномом). І все ніби крутиться навколо того, аби зінтегрувати звичайне диференціальне рівняння другого порядку, побудоване на цьому триномі. Це, звісно, дуже спрощена модель автомобіля, яка приваблива хіба що у разі проведення інженерних тягових розрахунків автомобіля. Усі чинники, що не піддаються облікуванню вимушено підлягають рандомізації.

Існують також і технологічні клопоти: в інерційних методах оперують зведеною до коліс силою, що характеризує силу тертя в трансмісії лише у веденому (повідному) режимі (!), сили опору коченню лише у веденому (повідному) режимі (!), силу опору повітря за характерних у разі згасаючого руху за інерцією деформаціях підвісок і положень кузова (!). До кінця також не розв'язана проблема надійного розпізнавання опору повітря, опору коченню, тертя в трансмісії. Використання «п'ятого» колеса, як зазначалось, — це суттєве спотворення аеродинамічної взаємодії автомобіля з довкіллям. Отже точно вимірювати швидкість руху автомобіля слід будь-як інакше. Дані про опір коченню, отримувані на стенді з біговими барабанами суттєво відрізняються від тих, які спостерігаються на стенді з плоскими біговими доріжками та в дорожніх умовах. Найменші коливання (особливо в шинах і підвісці), збурені на хоч якій досконалій дорозі, впливають як додатковий опір коченню та й позначаються на аеродинаміці автомобіля (що «помітити», скажімо, в аеродинамічному тунелі не можливо).

Отож з усіх відомих технологія динамометричного коридору є найперспективнішою. У її рамках можна вдатися й до застосування програмно керованого електромеханічного тягла з тензометричними засобами вимірювання. В такому разі в конструкції автомобіля було б добре передбачити пристосування для такого тестування (тягло було б добре під'єднувати до мостів (підвоззя), а за потреби й до кузова (надвоззя)). Технологія динамометричного коридору — це, можна казати, принципово удоскоалена технологія динамометричного голювання чи динамометричного штовхання. Щоправда, автомобіль в динамометричному коридорі можна випробовувати купно з іншими способами ще й у режимі накату.

Аби створити загально доступний банк надійних даних про параметри, характеристики й властивості автомобілів та їх взаємозв'язок, саме така технологія кумулятивного нагромадження корисної інформації мала б бути повсюдно запроваджена. Звісно, у цій методології досі існують прогалини, не вичерпані всі можливості удоскоалення, не з'ясовані до кінця переваги-недоліки кожного з варіантів її реалізації, не окреслені однозначно й прозоро мета й бажання, не з'ясовано до кінця, які моделі автомобіля доречно інформаційно обслуговувати... Досконала ідентифікаційна методологія — це Momentum (спонука, спонукальна сила) до активізації процесів удоскоалення автомобіля. Вона так чи інакше несе у собі не тільки пізнавальний, але й конструктивний та нормативний сенси.

Список літератури:

1. Mitschke M., Wallentowitz H. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*.— Springer, 2010.— 709 s.
2. Jazar R. N. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*.— New York: Springer Science+Business Media, LLC, 2008.— 1015 p.
3. Аэродинамика автомобиля / Под ред. В.-Г. Гухо; Пер. с нем. — Москва: Машиностроение, 1987. — 424 с.
4. Гащук П. Н. Энергетическая эффективность автомобиля.— Львов: Свит, 1992.— 208 с.
5. Петров В. А. Стенд-платформа для определения сил сопротивления воздуха и качению колес АТС // *Автомобильная промышленность*.— 2002.— № 12. — С. 29 — 30.
6. Ветчинкин В. П. Избранные труды, т 1. Динамика полета. — Москва: Изд-во АН СССР, 1956. — 422 с.
7. Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля. — М: Машиностроение, 1996. — 280 с.
8. Петрушов В. А. Новый метод определения сопротивления движению автомобиля // *Автомобильный транспорт*. — 1985. — № 11. — С. 13 — 17.
9. Петрушов В. А. Оценка аэродинамических качеств и сопротивления качению автомобиля в дорожных условиях // *Автомобильная промышленность*.— 1985.— № 11. — С. 4 — 10.
10. Onorato M., Costelli A. F., Garrone A. Drag measurement through wake analysis // *SAE Techn. Pap. Ser.* — 1984. — No 840302. — P. 1—9.
11. Korff W. H. The body engineer's role in automotive aerodynamics // *SAE Trans.* — 1964. — 72. — P. 579—592.
12. Гащук П. М., Миськів Т. Г. Теорія автомобіля: Колесо. — Львів: Українські технології. — 2010. — 256 с.
13. Ечеистов Ю. А., Баргенов С. П., Смирнов В. А. К вопросу экспериментальной оценки энергетики автомобиля // *Автомобильная промышленность*.— 1978.— № 1.— С. 26—27.
14. Основенко Н. Е., Лемко О. Л., Ярмак В. И. Исследование сопротивления воздуха движению мотоцикла МТ-10-36 «Днепр» // *Автомобильная промышленность*.— 1980.— № 9. — С. 21.
15. Курзель И. А. О величине сопротивления качению автомобиля // *Автомобильная промышленность*.— 1963.— № 6. — С. 17.

References:

1. Michke, M., & Wallentowich, H. (2010). *Vehicle Dynamics*. Springer (in D.)
2. Jazar, R. N. (2008). *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. New York: Springer Science+Business Media, LLC.
3. Emmelmann, H.-J., Emmenthal, K.-D., Flegl, H., Gengenbach, W., Götz, H., Hucho, W.-H. (Herausgeber), Hummel, D., Lechner, R., Necati, G. A., & Piatek, R. (1981). *Aerodynamik des Automobils. Eine Brücke von Strömungsmechanik zur Fahrzeugtechnik*. Würzburg: Vogel-Verlag (in D.)
4. Hashchuk, P. M. (1992). *Vehicle Power Efficiency*. L'viv: Svit (in Russ.)
5. Petrov V. A. (2002). The stand-platform for definition of resistance forces of air and rolling vehicle wheels. *Avtomobilnaya promyshlennost*, no 12, pp. 29 — 30 (in Russ.)
6. Vetchinkin V. P. (1956). *The selected works. V I. Dynamics of flight*. Moscow: AN USSR Publishing house (in Russ.)
7. Ilarionov, V. A. (1996). *Operational properties of a car*. Moscow: Mashinostroeniie (in Russ.)
8. Petrushov, V. A. (1985). New method of definition of resistance to car movement. *Автомобильный транспорт*. — no 11, pp. 13 — 17 (in Russ.)

9. Petrushov, V. A. (1985). Estimation of aerodynamic qualities and car rolling resistance in road conditions. *Avtomobilnaya promyshlennost. no 11*, pp. 4 — 10 (in Russ.)
10. Onorato, M., Costelli, A. F., & Garrone, A. (1984). Drag measurement through wake analysis. *SAE Techn. Pap. Ser, no 840302*, pp. 1—9.
11. Korff, W. H. (1964). The body engineer's role in automotive aerodynamics. *SAE Trans.*, 72, pp. 579—592.
12. Hashchuk, P. M., & Mys'kiv, T. G. (2010). *The car theory: A Wheel*. L'viv: Ukrainian technologies (in Ukr.)
13. Iecheistov, Yu. A., Barteniev, S. P., & Smirnov, V. A. (1978). To a question of an experimental estimation of vehicle power. *Avtomobilnaya promyshlennost, no 1*, pp. 26—27 (in Russ.)
14. Osnovenko, N. Ye., Lemko, O. L., & Yarmak, V. I. (1980) Research of air resistance to movement of motorcycle MT-10-36 "Dnipro". *Avtomobilnaya promyshlennost, no 9*, p. 21 (in Russ.)
15. Kurzel I. A. (1963). About size of car rolling resistance. *Avtomobilnaya promyshlennost, no 6*, p. 17 (in Russ.)