



Л. П. Гащук, П. М. Гащук

Львівський державний університет безпеки життєдіяльності, м. Львів, Україна

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5522-2757> – Л. П. Гащук

<https://orcid.org/0000-0002-2345-4879> – П. М. Гащук



petroh@meta.ua

РЕГУЛЯРИЗАЦІЯ І ТИПІЗАЦІЯ ПАЛИВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Мета дослідження – оцінити можливості якісної формалізації паливних характеристик автомобільного двигуна внутрішнього згорання, спираючись на якнайзагальніші принципи регресії та керуючись вимогами регулярності й типовості. Загалом в роботі регресія до середнього трактується як регресія до типового. Формалізації паливних характеристик двигуна – це основа інформаційного супроводу процесів моделювання режимів роботи автомобільної техніки.

Аналізуються найчастіше використовувані форми відображення паливних характеристик двигуна внутрішнього згорання, застосовуваного у приводах мобільних машин, зокрема гібридних. З'ясовано, що найпростіше піддається ідентифікації характеристика, відображувана у формі навантажувальної. Застосовано метод ідентифікації особливостей навантажувальної характеристики, що спирається на алгоритм ідеалізації двигуна, унаслідок якої двигун ніби втрачає можливості реалізувати гальмівні моменти. У цьому алгоритмі ідеалізації важливу роль відіграє гальмівна швидкісна характеристика реального двигуна.

Принциповою закономірністю, закарбованою в характеристиці двигуна, є підстави вважати те, що відношення швидкостей витрати пального за двох сталих частот обертання вала двигуна є величиною, практично незалежною від обертального моменту (ефективного тиску). Тож виникає можливість побудувати так звану канонічну характеристику, що загалом здатна відбивати в собі стійку залежність відношення швидкостей витрати пального від швидкості обертання вала двигуна, коли одна з порівняльних частот є наперед заданою. Ця характеристика зазвичай є гіперболічною – ще одна закономірність. Відтак зафіксовані закономірності дозволяють згорнути просторову (тривимірну) паливну характеристику ідеалізованого двигуна у репрезентативну двовимірну лінію (криву на площині). Цю двовимірну лінію після калібрування (усунення очевидних дефектів) можна знову розгорнути в паливну характеристику, відтворюючи алгоритм ідентифікації у зворотному напрямі.

Ключові слова: автомобіль, моделювання режимів роботи, інформаційний супровід, двигун внутрішнього згорання, паливна характеристика, регресія до середнього, регресія до типового, регуляризація, канонічна характеристика.

L. P. Hashchuk, P. M. Hashchuk

Lviv State University of Life Safety, Lviv, Ukraine

REGULARIZATION AND TYPING OF FUEL CHARACTERISTICS OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

The purpose of the study is to evaluate the possibilities of qualitative formalization of the fuel characteristics of the automobile internal combustion engine, based on the most general principles of regression and guided by the requirements of regularity and typicality. In general, the regression to the mean is interpreted as a regression to the typical. Formalizations of fuel characteristics of the engine are the basis of information support of processes of modelling of modes of operation of automobile equipment.

The most frequently used forms of displaying the fuel characteristics of the internal combustion engine used in the drives of mobile machines, in particular hybrid ones, are analysed. It has been found that the most easily identifiable characteristic is the one displayed in the form of a load. The method of identification of features of loading characteristics is based on an algorithm of idealization of the engine as a result of which the engine loses possibilities to realize braking moments are applied. In this algorithm of idealization, the brake speed characteristic of the real engine plays an important role.

A fundamental pattern engraved in the characteristics of the engine is the reason to believe that the ratio of fuel consumption rates at two constant speeds of the engine shaft is a value almost independent of torque (effective pressure). Therefore, it is possible to construct a so-called canonical characteristic, which in general can reflect the stable dependence of

the ratio of fuel consumption rates on the speed of rotation of the engine shaft, when one of the comparative frequencies is predetermined. This characteristic is usually hyperbolic – another pattern. Thus, the fixed patterns allow reducing the spatial (three-dimensional) fuel characteristics of the idealized engine into a representative two-dimensional line (curve on the plane). This two-dimensional line after calibration (elimination of obvious defects) can be re-deployed in the fuel characteristic, reproducing the identification algorithm in the opposite direction.

Keywords: car, modelling of operating modes, information support, internal combustion engine, fuel characteristic, regression to average, regression to typical, regularization, canonical characteristic.

Вступ. Серед складних проблем теорії автомобіля важливе місце посідає проблема адекватного відображення властивостей двигуна внутрішнього згорання. Її невичерпність, у першу чергу, зумовлена відсутністю надійної теорії внутрішніх процесів, що перебігають в двигуні на різних режимах. Оскільки кількісно точно з'ясувати вплив внутрішніх чинників на формування властивостей двигуна загалом не вдається, то, природно, залишається задовольнитись лише формалізацією його характеристик, отриманих експериментально [1-3]. Тобто згадану проблему вимушено доводиться розв'язувати на засадах розпізнавання і розшифрування вмісту такої собі «чорної скриньки».

Проте й сама по собі характеристика є дуже складним об'єктом формалізованого відображення. Тому не дивно, що переважно її подають у формі масиву чисел та системи інтерполяційних алгоритмів. Але така форма подання характеристики в узагальнених теоретичних дослідженнях, спрямованих на оптимізацію властивостей автомобіля, не є належно конструктивною. Бажано оволодіти суто аналітичними засобами апроксимації.

Кожна характеристика є, в певному сенсі, вичерпно конкретною, якщо представляє властивості конкретного двигуна – двигуна з тими чи іншими параметрами, тієї чи іншої конструкції, тієї чи іншої технології виготовлення... Але водночас вона є й виразником загальних стійких особливостей, властивих характеристикам доволі потужної множини. Для подолання нарративних протиріч, що виникають в апроксимаційному процесі, важливо раціонально співвіднести конкретне і загальне. Але при цьому завжди доречно прагнути в конкретному розпізнати типове, бо конкретний двигун – це тільки дециця у масиві промислової продукції.

Мета дослідження – оцінити можливості прийнятно якісної формалізації паливних характеристик двигуна внутрішнього згорання, спираючись на якнайзагальніші принципи рандомізації/регресії та керуючись вимогами регулярності й типовості.

Про регресію. Коли використовують термін «регресія», не завжди беруть до уваги, що він – лаконізм від «регресія до середнього». Регресія (лат. regressio від regredior – іти назад,

повертатись, відступати; лат. regressus – зворотний рух, відхід) в теорії ймовірності і математичній статистиці – математичний вираз, що відображає залежність залежної змінної y від незалежних змінних x за умови, що цей вираз матиме статистичну, а не детерміновану, значущість. На відміну від суто функціональної залежності $y = y(x)$, коли кожному значенню незалежної змінної x відповідає одне певне значення (або й декілька таких) величини y , у разі ж регресійного зв'язку одному і тому ж значенню x можуть відповідати від випадку до випадку різні значення величини y .

Цей термін запросив у науку Френсіс Гальтон, який досліджував явище успадковування фізичних характеристик людини, зокрема її зросту [4]. Ним було виявлено, що загалом сини високих батьків є вищими за синів батьків з низьким зростом. Це не дивно, та цікавим було те, що розкид в зрості синів був меншим, ніж розкид в зрості батьків. Так проявляла себе тенденція «повернення» зросту синів до посереднього (regression to mediocrity), тобто «регрес» (рух до середнього).

Коли зріст батьків більший за сукупно середнє значення, то зріст їхніх дітей поступається зросту батьків (стає ближчим до середнього); коли ж зріст батьків менший за сукупно середнє значення, то зріст їхніх дітей перевершує зріст батьків (тобто також стає ближчим до середнього). Унаочнити цей висновок Ф. Гальтона можна відтворюючи такий рисунок з його роботи [4], рис. 1: лінія $A - A$ батьків (Mid-Parents) перетворюється на лінію $B - B$ дітей (Children) ніби її обертають навколо точки D за годинниковою стрілкою у напрямі зближення з горизонтальною прямою $E - E$ сукупного середнього. Так виглядає, що лінія наступного покоління мала б бути ще ближчою до прямої $E - E$ сукупного середнього...

Якщо на координатній площині в однакових масштабах вздовж осі ординат відкласти значення середнього зросту синів, а вздовж ортогональної осі абсцис – значення середнього зросту батьків, то точки лягатимуть приблизно на пряму (майже лінійна регресія) з додатним кутом нахилу, меншим за 45 град. Сам Ф. Гальтон вважав, що на регресію впливають обидва батьки, але тепер генетика доводить, що до неї причетні й усі попередні прями родичі.

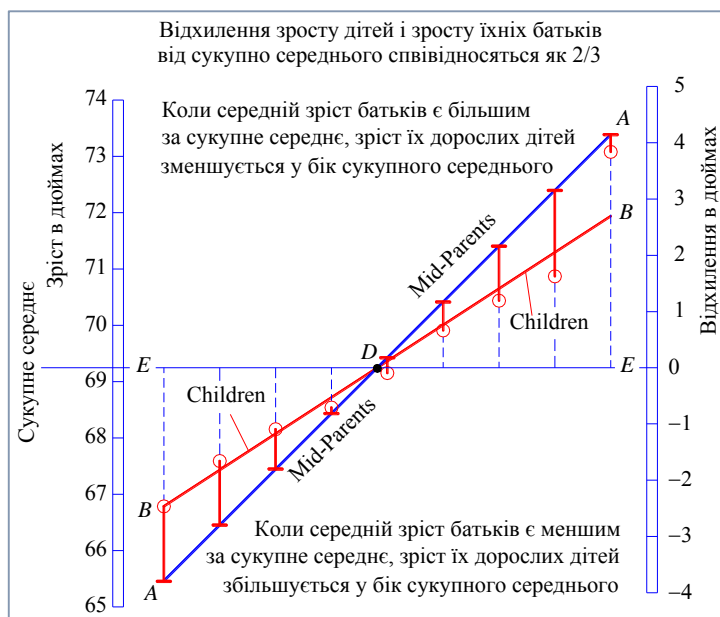


Рисунок 1 – Ілюстрація регресії Ф. Гальтона

Трактування світу Гальтоном дуже спрощене. Але, що тут казати, великі успіхи, що нас звеличують і запалюють очікуванню нових ще більших, та наші великі невдачі, що пригнічують і ведуть мало не до трагедій, з плином того, що називають життям, стають мізерними і нікчемними за впливами і наслідками — якщо, звісно, емоційно не перебільшити їх значення у мить настання. Те, що надмірно надихає, і те, що смертельно пригнічує – рідкісні явища, якщо після них життя не згасає, а активно продовжується.

Відтак усе непересічне, що трапляється з людиною, так чи інакше піддається регресії. Але й незалежні від людини ситуації також зазнають регресії. Спадає на думку вважати, що регресія – це дія, покликана втратити непересічне в морі посереднього, звести особливе до звичайного, середнього. Завдяки Карлу Пірсону термін «регресія» потрапив у статистику. Тепер він побутує в економіці, психології, соціології...

Формально регресія – це залежність $E(y|x) = f(x)$ умовного математичного сподівання (наприклад, середнього значення) $E(y|x)$ скалярної (залежної) випадкової величини у від скалярної чи векторної вільної (незалежної) випадкової величини x . Пошук функції $f(x)$, яка б прийнятно якісно описувала цю залежність, називають регресійним аналізом. Загальна мета регресійного аналізу: визначити ступінь детермінованості варіації критерійної (залежної) змінної предикторами (незалежними змінними); передбачувати значення залежної змінної за допомогою незалежної; оцінювати внески окремих незалежних змінних у варіацію залежної.

Вимогливі дослідники ніколи не визнають цілковитої (хоч би в якому сенсі) об'єктивності

висновків, отримуваних статистичними методами. Отримуване методами статистики перебуває десь посередині між повною (недосяжною, звісно) об'єктивністю та суб'єктивною її оцінкою «на око». І не треба думати, що це «десь посередині» є ближчим до об'єктивності, ніж до того, що «на око».

А часом взагалі вважають, що роль статистичних методів полягає якраз у тому, аби набути навичок суб'єктивного оцінювання будь-чого. Та, хай там як, ми не наважимося наполягати, що сума довжини ніг і довжини спідниці у всіх жінок приблизно (в середньому) однакова. Щоправда, краще все-таки в будь-якому разі розмовляти хоч якось упорядкованою і зрозумілою для всіх мовою, аніж спілкуватись лише з самим собою чи просто мовчати. Та й, чи так вже й погано бути «десь посередині»?

Упорядкованість режимів роботи двигуна. Режимам роботи двигуна $R_e(n_e, M_e)$ (n_e і M_e – частота обертання вала двигуна і обертальний момент на валу) можна ставити у відповідність найрізноманітніші вимірники, серед яких найважливішими з огляду на потребу об'єктивного оцінювання ефективності двигуна є швидкість витрачання пального Q_e – вимірник енерговитратності та потужність P_e – вимірник енерговидатності [2, 5, 6]. Здається, що цілком логічним було б співвідносити енерговитратність і енерговидатність, вдаючись до оперування відношенням $g_e = Q_e / P_e$ – так званою питомою витратою пального, величиною, що обернено пропорційна коефіцієнту корисної дії двигуна η_e [7-9]. Коефіцієнт корисної дії слугує для упорядкування режимів роботи і теплового двигуна, і електричного двигуна [10-12].

Але режими роботи теплового двигуна за рівнем питомої витрати пального упорядковуються дуже по-особливому. В літературі можна зустріти характеристики штибу наведеної на рис. 2 [13, 14].

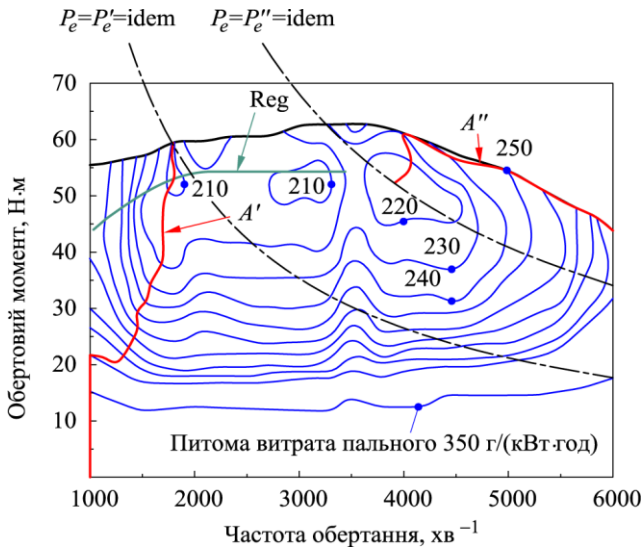


Рисунок 2 – Енергетична характеристика двигуна із зоною невизначеності регуляторної характеристики

Лінія Reg тут править за регуляторну характеристику, що ніби вирізняє найефективніші режими роботи двигуна. Але якщо визначати найефективніші режими за величиною g_e (саме за наявною тут інформацією), то регуляторною мала б бути характеристика, що поєднує криві A' і A'' мінімальних значень g_e на множині різних значень P_e . При цьому у разі $P'_e < P_e < P''_e$ якісно визначити

оптимальні режими практично неможливо. Виглядає так, що лінія Reg проведена абияк (інтуїтивно логічно). Але в такому разі, навіщо ретельно будувати загальну характеристику двигуна, якщо потім нею так неохайно послуговуватись. Окрім цього, наведену характеристику навряд чи можна вважати точною в тому сенсі, що явно не вистачає інформації для побудови, скажімо, тієї ж регуляторної характеристики.

Своєрідно побудована регуляторна характеристика Reg і на рис. 3: w_e – питома робота двигуна; $w_e^+(n_e)$ – зовнішня швидкісна характеристика; i – узвіз дороги; V_{hr} – робочий об'єм двигуна; u_t – передатне відношення трансмісії. На множині різних значень потужності $P_e \geq 0$ регуляторною мала б вважатися характеристика $MM'EF''F$, а на множині різних значень узвозу i – характеристика, відображена поперечно штрихованою лінією. Регуляторна характеристика $M_e = M_{eopt}(n_e)$ на рис. 4 також, можна казати, побудована «на око» ($M_e^+(n_e)$ – значення обертового моменту, на зовнішніх швидкісних режимах роботи двигуна; v_a – швидкість руху автомобіля; лінії $v_a / (1000 \text{ хв}^{-1}) = idem$ відповідають окремим значенням кінематичного передатного відношення в системі «двигун – рушій»). Її можна, звісно, уточнити, але вона стане менш регулярною. Чи має сенс в такому разі точність?

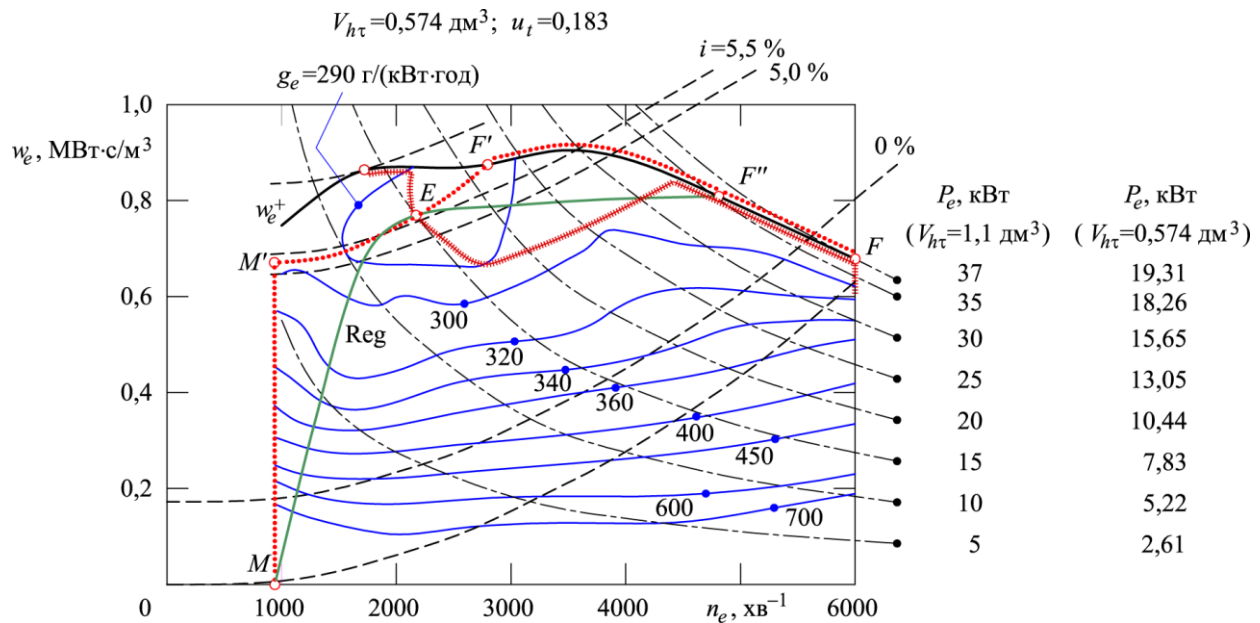


Рисунок 3 – Характеристика двигуна з безздоганною впорядкованістю режимів

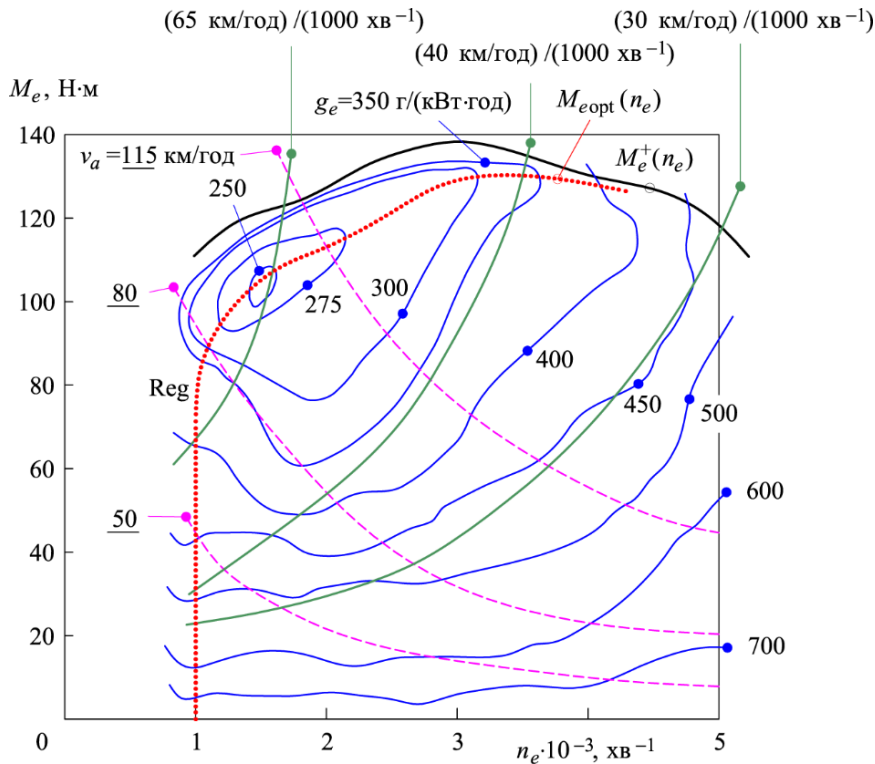


Рисунок 4 – Погано вмотивована регуляторна характеристика двигуна

Наведені на рис. 2-4 характеристики сприймаються як такі, що відбивають в собі не дуже регулярну впорядкованість режимів роботи двигуна. Значно привабливішими в цьому сенсі виглядають характеристики, відображені на рис. 5 і 6. Тут N , M , P – лінії, точки яких відповідають тяговим (рис. 5 і 6) і гальмівним (рис. 5) режимам роботи двигуна з мінімальними значеннями модуля питомої витрати пального $|g_e|$ за різних значень частоти обертання вала двигуна n_e , обертового моменту M_e , потужності P_e . На рис 5 $M_e = M_e^-(n_e)$ і $M_e = M_e^+(n_e)$ – гальмівна і тягова зовнішні швидкісні характеристики. Рис. 6 відображає характеристику атмосферного шестициліндрового дизельного двигуна F 6 L 913 з повітряним охолодженням [15] (робочий об'єм – 6,128 дм³; потужність відповідно до DIN 70020 – 130 к.с. (96 кВт)): h^+ – граничне переміщення органа надсилання пального в робочий простір двигуна, p_e – ефективний тиск, RW – вимірник димності (за шкалою Bosh); t_A – температура відпрацьованих газів. Та все одно регуляторні характеристики N , M , P мають непересічні локальні особливості, які випадають із очікуваних тенденцій. Зокрема неможливо пояснити особливий перебіг лінії M на рис. 6, хоча всі режими загалом є дуже чітко впорядкованими.

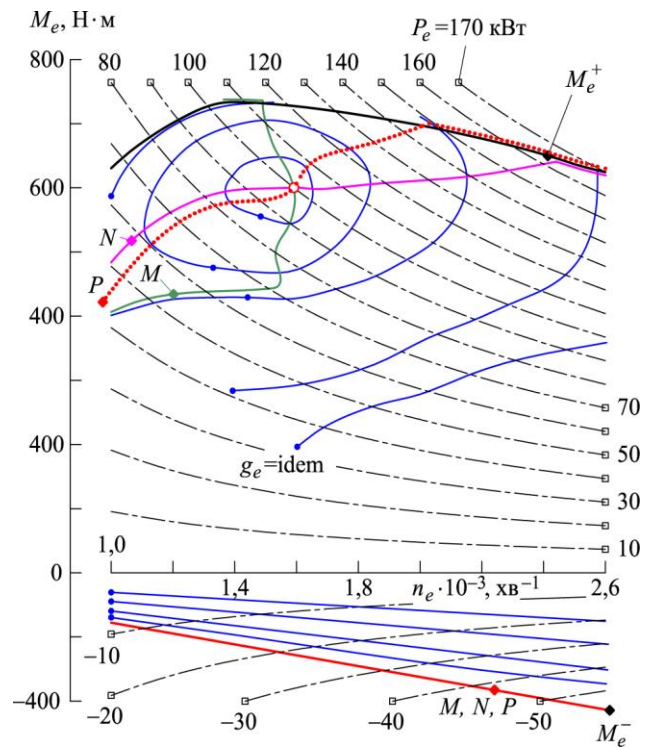


Рисунок 5 – Регуляторні характеристики двигуна з локальними особливостями

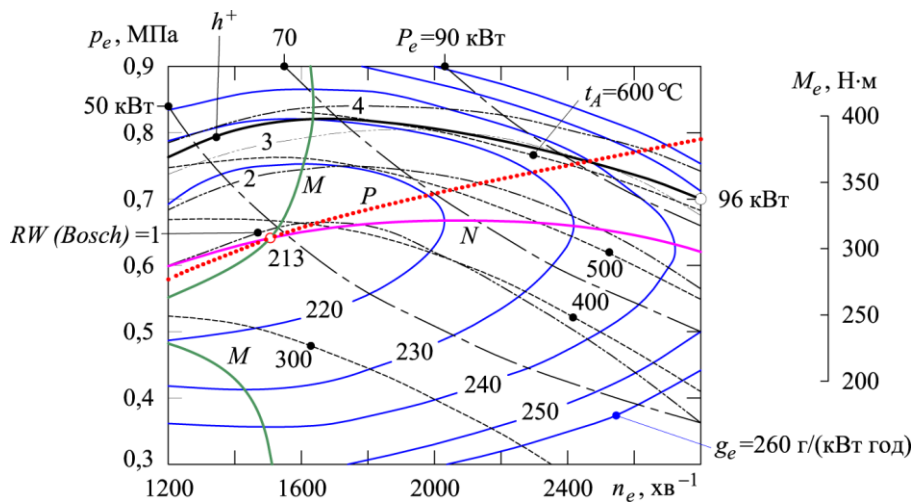


Рисунок 6 – Приклад відносно добре впорядкованої характеристики двигуна

Важливим аспектом формалізованої ідентифікації властивостей будь-якого серійного двигуна є раціональне співвіднесення індивідуального і типового. Властивості серійного двигуна множинно позначаються на ефективності багатьох машин того чи іншого штибу (чи й усіх), до приводу яких він застосований. І тому характеристика окремого представника певної серії двигунів рідко цікава сама по собі. Фактично, досліджуючи і оптимізуючи ту чи іншу машину, до неї ставляться зазвичай як до типового представника певної множини машин. В складі приводу типової машини, звісно, радше має бути не конкретний, а типовий двигун. Тож типізація – це певний різновид інформаційної регресії до середнього.

На рис. 7 відображено ретельно побудовану характеристику дросельно керованого (карбюраторного) трициліндрового двотактного двигуна внутрішнього згоряння Wartburg-Motor 353 [16]: P_{eg} і P_{em} – значення потужності,

відповідні мінімальній питомій витраті пального $g_{em} = 302$ г/(кВт·год) і максимальній потужності двигуна. Ефективний тиск p_e (Н/м²) є еквівалентом питомої роботи w_e (Вт·с/м³, Дж/м³) та аналогом обертового моменту M_e (Н·м). Примітивність способу регулювання режиму роботи двигуна – карбюрація – тут значення не має. Режимы, відповідні певним кутам $0 \leq h_e \leq h_m$ повороту органа керування подачею пального (дросельної заслінки), відображені штриховими лініями, а режими сталої питомої витрати пального $g_e = idem$ – суцільними. Ламана точкова крива $MM'EF'F$ – лінія мінімальних питомих витрат пального на множині можливих додатних значень потужності. Вона істотно відхиляється від суцільної лінії g_{eopt}^h мінімальних питомих витрат пального на множині можливих положень дросельної заслінки. Через очевидну складність перебігу характеристики її навряд чи можна вважати типовою.

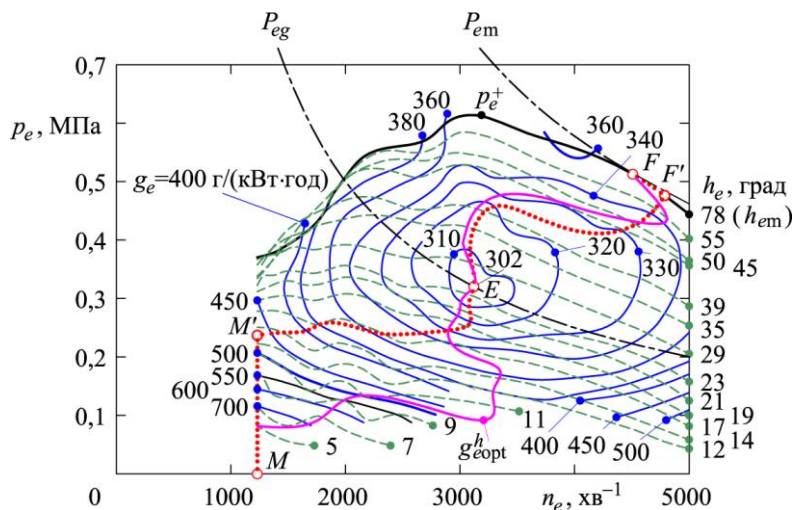


Рисунок 7 – Характеристика дросельно керованого двигуна внутрішнього згоряння

Ще менш типова характеристика наведена на рис. 8 [17]: w_e – питома робота; V_{hr} – робочий об'єм двигуна; g_{eopt}^b – лінія приблизно мінімальних питомих витрат пального на множині різних значень потужності P_e у деякому діапазоні частот $n_e^- \leq n_e \leq n_e^+$; виділена поперечними штрихами лінія – регуляторна характеристика, побудована на множині різних значень узвозу i дороги. Насправді характеристика мінімальних питомих

витрат пального на множині різних значень потужності є складнішою за відображення g_{eopt}^b . Її точніше відтворює точкова лінія, що зазнає навіть розриву приблизно на кривій $P_e = 15$ кВт. Цю біфуркацію неможливо пов'язати з певним чинником, що має очевидний фізичний (технічний) сенс. Звісно, біфуркаційний ефект відразу зникне, якщо таку ж характеристику будувати сукупно для двох, трьох... двигунів, наближаючись до певної представницької, до певної типової.

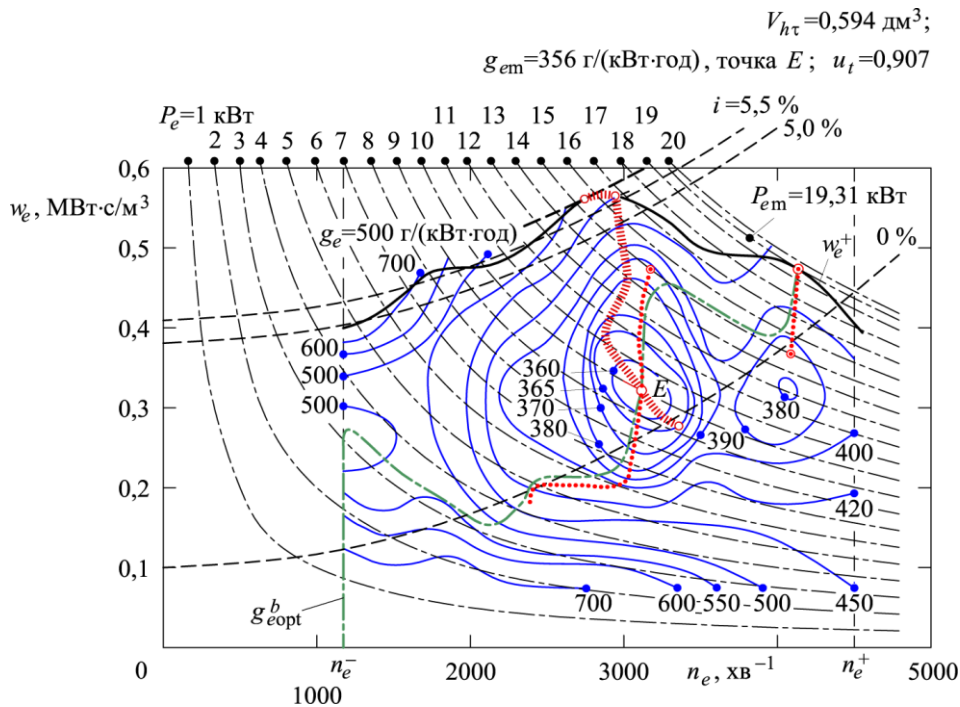


Рисунок 8 – Приклад характеристики двигуна внутрішнього згоряння з поганою метричністю

Загалом можна стверджувати, що розглянуті досі характеристики не відображають якихось позірних закономірностей. До того ж, не видно навіть орієнтирів для регуляризації і типізації характеристик саме у такій формі. Відтак є підстава вважати, що питома витрата пального – не надто конструктивний вимірник. Звісно, величина g_e насправді об'єктивно характеризує корисну дію кожного окремо усталеного (!) режиму роботи двигуна, щоправда беззаперечно – тільки тягового. Тому-то нею широко послуговуються для ранжування пріоритетів режимів роботи двигуна [16-19]. Але загалом об'єктивно оцінити за допомогою аналізу особливостей перебігу залежності $g_e = g_e(M_e, n_e)$ ефективність двигуна цілісно не вдається.

Якщо б величина g_e справді була об'єктивним вимірником пріоритету режиму роботи двигуна, то в процесі удосконалення автомобіля можна було б помітити тенденцію до такого використання режимів, що густина їх розподілу за тривалістю

використання була б якось обернено пропорційною до функції $g_e = g_e(M_e, n_e)$ [20]. Насправді ж загалом така тенденція не простежується. Але чому б у такому разі не оперувати безпосередньо вимірюваною швидкістю витрати пального замість похідної питомої витрати пального [20-22]?

Навантажувальна характеристика. Звісно, не існує можливостей цілковито точно ідентифікувати режими роботи теплового двигуна і показники його роботи на них. Точно знають і добре вмюють тоді, коли знають і вмюють мало: знання породжують сумніви, а вміння – чуття недосконалості. Приклад експериментальної ідентифікації однієї з гілок навантажувальної характеристики двигуна наведено в табл. 1: $n_e = idem \approx 1510$ хв⁻¹ – частота обертання вала двигуна, M_e – обертальний момент, p_0 і t_0 – тиск і температура у довкільлі, s – положення рейки паливної помпи, Q_e і Q_{we} – швидкості споживання пального і повітря. Пара (n_e, M_e) відображає режим роботи двигуна. Звичним є те, що навіть в

ретельно каліброваному експериментальному просторі (стендовій кабіні) моделювати довкілля цілковито ідентично практично неможливо. Неідентичність експериментальних умов обов'язково якимось небажано позначається на значеннях важливих величин, які безпосередньо не вимірюються, табл. 2: P_e – потужність двигуна, p_e – ефективний тиск, g_e – питома витрата

пального, λ – коефіцієнт надлишку повітря в пальної суміші, η_e і η_i – ефективний і індикаторний коефіцієнти корисної дії двигуна, p_i – індикаторний тиск. Усі небажані відхилення є наслідками дії певних неконтрольованих чинників, нівелювати вплив яких можна, вдаючись до засобів рандомізації. Тож все, що вимірюється і лічиться матиме ознаки випадкового.

Таблиця 1.

Безпосередньо виміряні параметри однієї з гілок навантажувальної характеристики двигуна

$n_e, \text{хв}^{-1}$	$M_e, \text{Н}\cdot\text{м}$	$p_0, \text{мбар}$	$t_0, \text{°C}$	$Q_e, \text{кг/год}$	$s, \%$	$Q_{we}, \text{м}^3/\text{год}$
1509,194	-23,644	1019,775	22,5	0	0,727979	78,0
1508,984	-17,350	1019,775	23	0,133389	65,2033	79,2
1509,036	-10,640	1019,775	23	0,338827	65,5917	76,8
1508,976	-7,997	1019,775	27,5	0,422491	65,70268	78,0
1509,021	-2,915	1019,775	28,5	0,589904	66,09108	79,2
1508,810	1,598	1019,775	27	0,718823	66,424	78,0
1509,055	8,207	1019,775	29	0,907961	67,03435	79,2
1509,047	16,040	1019,775	30	1,131657	67,6447	78,8
1509,179	24,061	1019,775	30,5	1,431477	68,19957	76,8
1509,301	36,296	1019,604	31	1,826149	68,86541	80,4
1508,901	47,579	1019,604	31,5	2,192425	69,47576	78,0
1509,466	54,794	1019,433	31,5	2,420439	69,80867	78,0
1509,192	65,992	1019,433	27	2,843393	70,69646	78,0
1508,848	78,416	1019,262	26,5	3,361243	71,30681	75,6
1508,650	85,113	1019,262	26,5	3,563945	71,63974	78,0
1508,316	95,330	1019,091	27	4,047339	72,08362	75,6
1508,464	101,607	1019,262	27,5	4,362385	72,47203	75,6
1508,390	107,576	1019,262	27,5	4,790087	73,24884	75,6
1508,504	113,615	1019,091	27,5	5,402456	74,13662	76,8

Таблиця 2.

Обчислені параметри однієї з гілок навантажувальної характеристики двигуна

$n_e, \text{хв}^{-1}$	$M_e, \text{Н}\cdot\text{м}$	$P_e, \text{кВт}$	$p_e, \text{бар}$	$g_e, \text{г/(Вт}\cdot\text{год)}$	λ	η_e	$p_i, \text{бар}$	η_i
1509,194	-23,644	-3,737	-1,624	0	∞			
1508,984	-17,350	-2,742	-1,191	-0,049	46,47			
1509,036	-10,640	-1,681	-0,731	-0,202	17,83			
1508,976	-7,997	-1,264	-0,549	-0,334	15,11			
1509,021	-2,915	-0,461	-0,200	-1,281	11,02			
1508,810	1,598	0,252	0,110	2,847	8,30	0,030	1,41	0,382
1509,055	8,207	1,297	0,564	0,700	7,13	0,123	2,28	0,489
1509,047	16,040	2,535	1,101	0,446	5,38	0,193	2,86	0,492
1509,179	24,061	3,803	1,652	0,376	4,21	0,228	3,56	0,484
1509,301	36,296	5,737	2,492	0,318	3,55	0,270	4,63	0,494
1508,901	47,579	7,518	3,267	0,292	2,81	0,295	5,53	0,491
1509,466	54,794	8,661	3,763	0,279	2,55	0,308	6,18	0,497
1509,192	65,992	10,430	4,532	0,273	2,18	0,315	7,16	0,490
1508,848	78,416	12,391	5,385	0,271	1,83	0,317	8,29	0,480
1508,650	85,113	13,447	5,845	0,265	1,73	0,324	8,84	0,483
1508,316	95,330	15,057	6,546	0,269	1,48	0,320	9,79	0,471
1508,464	101,607	16,050	6,977	0,272	1,39	0,316	10,3	0,459
1508,390	107,576	16,993	7,387	0,282	1,27	0,305	10,78	0,434
1508,504	113,615	17,948	7,802	0,301	1,16	0,286	11,40	0,411

Кожен зафіксований в табл. 1 і 2 результат є регресивним наслідком багатократного відтворення одного і того самого дослід. Тож і весь цей фрагмент навантажувальної характеристики – це своєрідна регресія. Але вона – одна з багатьох можливих, які сукупно також мають якусь свою регресію. На яку регресію зробити ставку? – ніхто не скаже.

Звернімо увагу на паливну характеристику $F_e(n_e, M_e, Q_e) = 0$, рис. 9 (одноциліндровий дизельний двигун з робочим об'ємом $1,83 \text{ дм}^3$: розміщення клапанів газорозподілу – верхнє, розміщення розподільного вала – нижнє, сумішоутворення – об'ємне, стиск (ступінь стискування) – $16,6$, максимальна частота обертання вала – 2100 хв^{-1} , максимальна потужність у разі нагнітання (наддування) – 45 кВт). Упадає у вічі існування локальних винятковостей її перебігу на

окремих режимах роботи двигуна: хоча залежність $Q_e = Q_e(n_e = 1200 \text{ хв}^{-1}, M_e)$ є монотонно зростаючою подібно до всіх інших залежностей $Q_e = Q_e(n_e = \text{idem}, M_e)$, та коливальний її перебіг виглядає аномальним; в околі відносно малих значень навантаження p_e характеристика втрачає однозначність, хоча фізичних та технічних підстав для цього насправді немає; точки дотикання кривих $Q_e = Q_e(n_e = \text{idem}, M_e)$ та променів, що виходять з початку системи координат, визначають режими мінімальної питомої витрати пального $g_e = Q_e / P_e$ (найбільших значень коефіцієнта корисної дії η_e) двигуна, але розташовані вони на ламаній L , що не відображає жодної логічної тенденції. Усе це можна назвати втратою регулярності. Отож апроксимувати є сенс таку характеристику, що підвладна регуляризації.

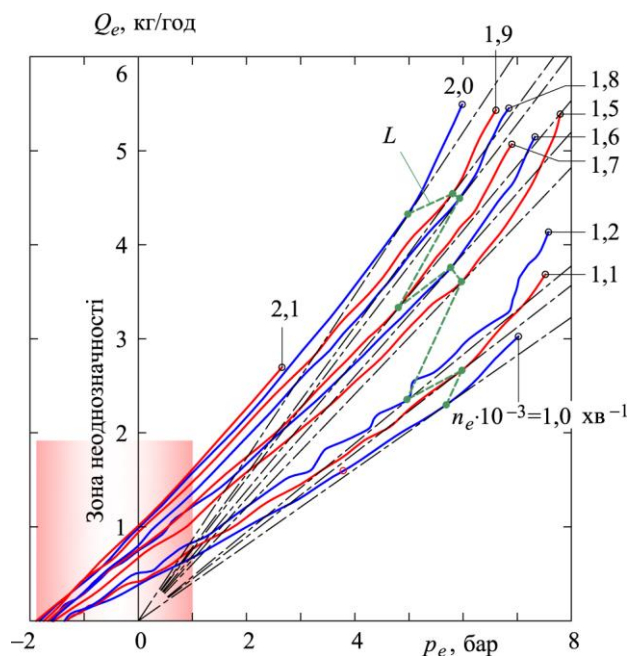


Рисунок 9 – Навантажувальна характеристика двигуна

Напрями і способи регуляризації характеристик. Стосовно наведеної на рис. 9 характеристики легко віднайти напрями (але не способи) її регуляризації. По-перше, необхідно навести лад у зоні неоднозначності. По-друге, доведеться позбутися коливальності перебігу окремих (як у випадку $n_e = 1200 \text{ хв}^{-1} = \text{idem}$) гілок характеристики. По-третє, треба прикласти вмотивовані зусилля, аби безсистемну ламану L , що ідентифікує режими мінімальної питомої витрати пального, перетворити на гладку тенденцію. По-четверте, слід співвіднести окремі гілки характеристики так, аби з отриманого результату впливав алгоритм побудови інших гілок характеристики (приміром, гілок $n_e = 1300 \text{ хв}^{-1} = \text{idem}$

і $n_e = 1400 \text{ хв}^{-1} = \text{idem}$), яких з якихось причин не вистачає.

В зоні неоднозначності навести лад найлегше. У перебігу як гальмівної характеристики $p_e = p_g(n_e, Q_e = 0)$ (рис. 10а), так і характеристики марного ходу $Q_e = Q_e(n_e, p_e = 0)$ (рис. 10б) навряд чи можна угледіти змістом багатші закономірності, які б могли конкурувати з примітивною лінійністю. Зрештою, в загальному випадку не обов'язково має існувати строга лінійність. Але гладка монотонність дозволить однозначно відкоректувати перебіг загальної характеристики у строгій відповідності з каліброваними гальмівною характеристикою та характеристикою марного ходу.

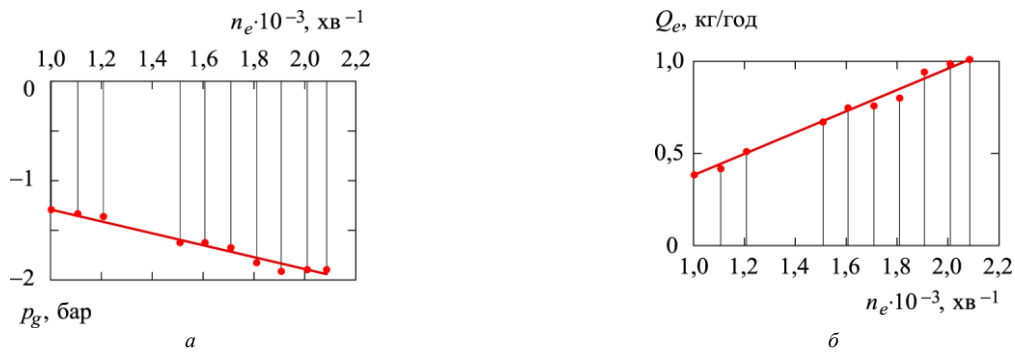


Рисунок 10 – Гальмівна (а) і марного ходу (б) швидкісні характеристики двигуна

На підставі гальмівної характеристики і характеристики марного ходу (див. рис. 10) засобами інтерполяції, приміром, можна відносно легко позбутися прояву неоднозначностей в паливній характеристиці $F(Q_e, n_e, p_e) = 0$

(див. рис. 9). Звернімо спочатку увагу на дві «не найкращі» гілки 1 і 2 інтерполяційно регуляризованої характеристики, що відповідають двом сталим частотам обертання вала двигуна: $n_e = n_e^* = 1500 \text{ хв}^{-1}$ та $n_e = n_e^o = 1200 \text{ хв}^{-1}$ (рис. 11).

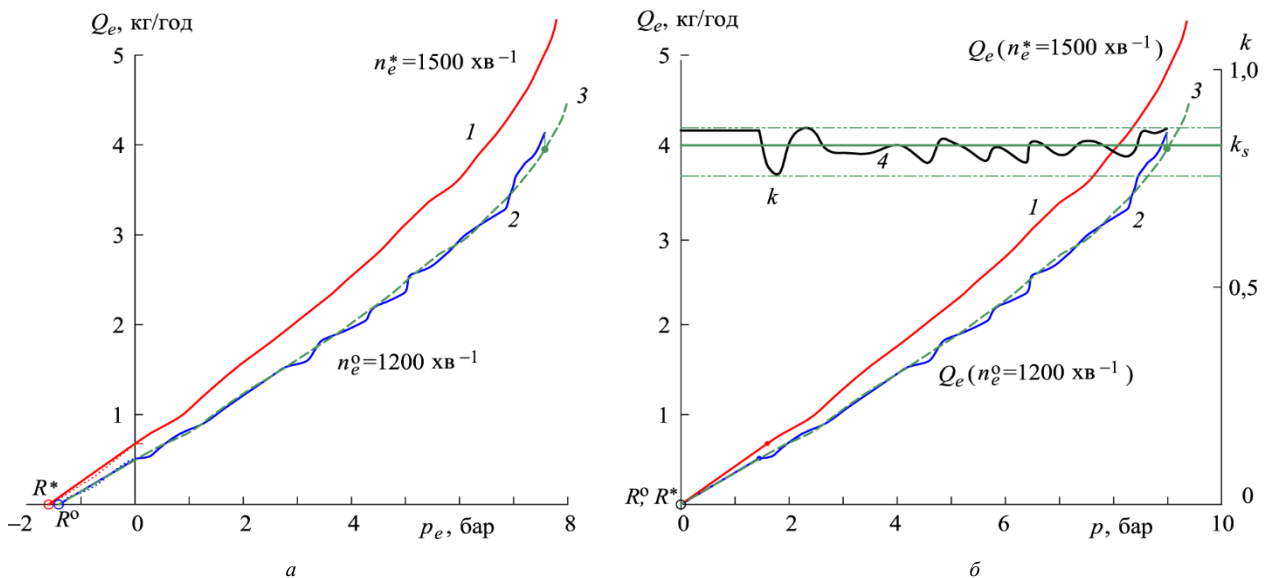


Рисунок 11 – Приклад маніпулювання характеристикою

Кожному двигуну поряд з тяговими і марними завжди притаманні ще й гальмівні режими. Вони – природний наслідок вимушених втрат енергії. Зокрема точки R^* , R відображають на рис. 11а режими, яким відповідають певні максимальні гальмівні тиски $p_e = p_g(n_e^*)$ і $p_e = p_g(n_e^o)$ за певних частот $n_e = n_e^*$ і $n_e = n_e^o$ обертання вала двигуна. Але позбавмо подумки [23, 24] двигун можливості реалізувати будь-які гальмівні моменти, припускаючи, що за довільного заданого Q_e він ніби здатен продукувати ефективні тиски $p = p_e - p_g(n_e^*) \geq 0$ за частоти $n_e = n_e^*$ та $p = p_e - p_g(n_e^o) \geq 0$ за частоти $n_e = n_e^o$. Тоді кривим 1 $Q_e(n_e^*, p_e)$ і 2 $Q_e(n_e^o, p_e)$ характеристики реального двигуна (див. рис. 11а) буде поставлено у відповідність криві 1 $Q_e(n_e^*, p)$ і 2 $Q_e(n_e^o, p)$

характеристики умовного ідеалізованого двигуна (рис. 11б).

Сподіваючись на те, що ідеалізоване простіше піддається формалізації, ніж реальне, порівняймо між собою нові криві 1 і 2 (рис. 11б), оперуючи відношенням

$$k = \frac{Q_e(n_e^*, p)}{Q_e(n_e^o, p)}. \quad (1)$$

Виявляється, крива 4 $k = k(p)$ потрапляє у відносно вузький горизонтальний коридор, так ніби k коливається відносно в якомусь сенсі свого середнього значення k_s . Є підстави припустити, що, збільшуючи обсяг рандомізованих експериментальних даних, ширину цього коридору можна звужувати так, що $k(p) \rightarrow k_s = \text{idem}$. Понад те, коливний характер перебігу залежності $k = k(p)$ має радше ознаки безладності, аніж якоїсь регулярності.

Це означає, що з високим рівнем достовірності величині k можна приписати цілковиту незалежність від p . Середній ефективний тиск p_e пропорційний обертовому моменту M_e , а тому k – незалежний і від $M = M_e - M_g(n_e) \geq 0$, де M_g – гальмівний момент двигуна. Аналіз характеристики заданого двигуна для будь-якої іншої пари значень n_e підтверджує залежність k тільки від n_e . Величина k помітно залежна тільки від n_e і для характеристик інших двигунів, що істотно відрізняються один від одного як за параметрами, так і за конструкцією [23, 24].

Отже незалежність k від p чи M можна вважати фундаментальною особливістю характеристики автомобільного двигуна, якою слід керуватись в апроксимаційних процесах. Тож для повного адекватного формального відображення характеристики ідеалізованого двигуна достатньо якісно апроксимувати одновимірні функції $F_Q(Q_e, n_e = \text{idem}, p) = 0$ чи $F_Q(Q_e, n_e = \text{idem}, M) = 0$ та $F_k(k, p) = 0$ чи $F_k(k, M) = 0$. Причому значення n_e в такому випадку може бути довільним. А для того щоб аналітично відтворити характеристику реального двигуна, необхідно додатково аналітично подати зовнішню характеристику гальмівних режимів (так званих режимів примусового марного ходу $F_g(p_g, n_e) = 0$ чи $F_g(M_g, n_e) = 0$). Використовуючи описаний алгоритм навспак, можна відтворити ту чи іншу гілку первісної характеристики, оперуючи якою-небудь гілкою похідної характеристики.

Ось приклад (див. рис. 11)...

Гілки 2 з очевидними ознаками дефектності можна протиставити гілці 3, що впливає з менш дефектної гілки 1. Справді, співвідношення (1) у разі $k = k_s$ дає можливість (див. рис. 11б) криву 2 $Q_e(n_e^0, p)$ похідної ідеалізованої характеристики замінити на криву 3 $Q_e(n_e^0, p)$, беручи за основу дещо гладкішу криву 1 $Q_e(n_e^0, p)$. Далі, знову «відновлюючи» гальмівні властивості двигуна (рис. 11а), можна побудувати гілку 3 $Q_e(n_e^0, p_e)$ вже первісної характеристики, якій у меншій мірі властиві дефекти. Ця операція може спричинити деяке спотворення характеристики марного ходу. Тож описане перетворення доречно робити одночасно для усіх гілок характеристики, критично контролюючи усі можливі наслідки.

Закономірні особливості. Для багатьох двигунів характерною є практично гіперболічна

залежність k від n_e , тобто практично лінійна залежність $1/k$ від n_e . Приклад такої залежності наведено на рис. 12 [24] (у цьому випадку $a = 1/2400$ хв, $1/12$). З такої обставини завжди вигідно користатися, регуляризуючи і типізуючи характеристику будь-якого двигуна – навіть з помітнішими відхиленнями від тенденції до незмінності величини (1) за сталих n_e , рис. 13. Тобто лінійна залежність $F_k(1/k, n_e) = 0$, можна вважати, властива багатьом двигунам.

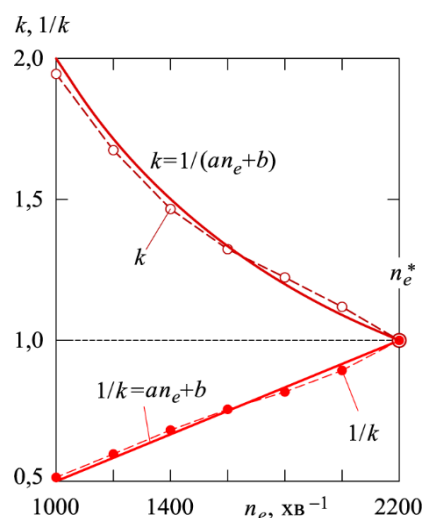


Рисунок 12 – Приклад гіперболічно-лінійної закономірності

На рис. 13 відображено залежності $F_k(k, n_e^*, n_e = \text{idem}, M) = 0$ (штибу (1), але побудовані з використанням M_e замість p_e) для двох базових значень частоти обертання вала двигуна: $n_e^* = 2200$ хв⁻¹ (k позначено як k^0) і $n_e^* = 1600$ хв⁻¹ (k позначено як k^*). Лінії M_e^+ відповідають зовнішнім тяговим режимам роботи двигуна. Для кожної пари $(n_e^*, n_e = \text{idem})$, як видно, значення величини k коливаються у певних межах: $k^{0-}(n_e) \leq k^0 \leq k^{0+}(n_e)$ і $k^{*-}(n_e) \leq k^* \leq k^{*+}(n_e)$. Тож можна визначити пари доволі вузьких «коридорів», якими ніби мали б «блукати» однозначні апроксимувальні криві $k^0 = k^0(n_e^* = 2200 \text{ хв}^{-1}, n_e)$ та $k^* = k^*(n_e^* = 1600 \text{ хв}^{-1}, n_e)$ чи обернені до них криві $1/k^0 = 1/k^0(n_e^* = 2200 \text{ хв}^{-1}, n_e)$ та $1/k^* = 1/k^*(n_e^* = 1600 \text{ хв}^{-1}, n_e)$, рис. 14. І згідно з очікуваннями ці коридори справді попарно «запрошують» у свій простір відповідні прямі $1/k = a(n_e - n_e^*) + 1$ і відповідні гіперболи $k = 1/(a(n_e - n_e^*) + 1)$ (a – стала).

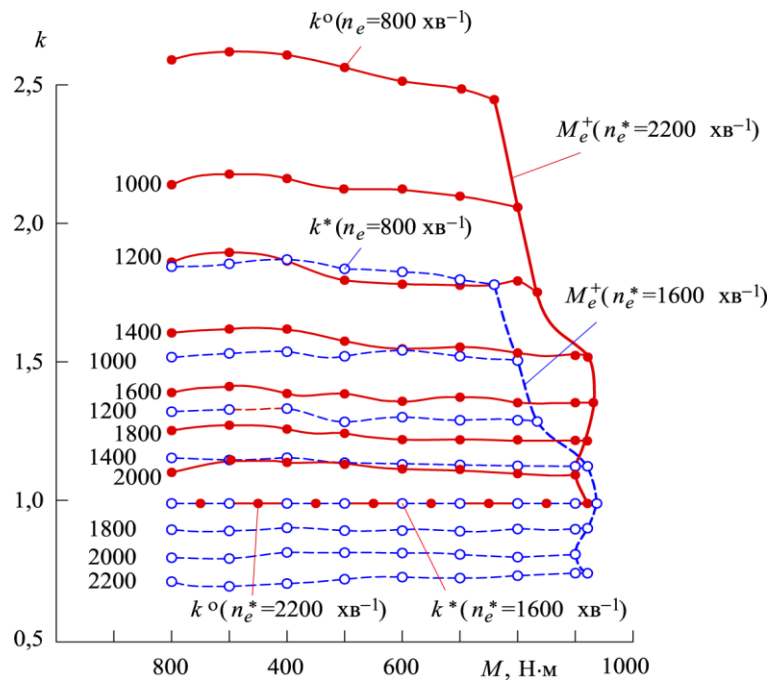


Рисунок 13 – Приклад похідної характеристики автомобільного двигуна

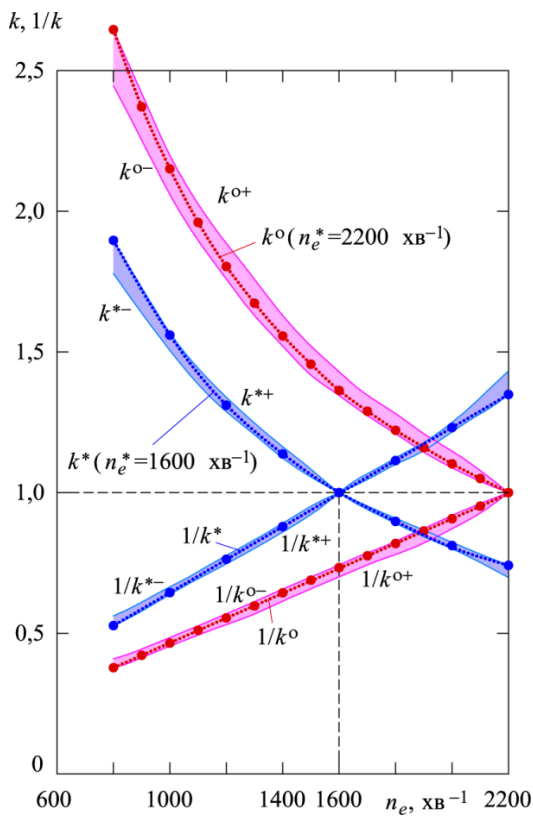


Рисунок 14 – Приклад характеристичних коридорів

Відповідно до основної апроксимаційної ідеї для пари довільних частот n_e^* і n_e обертання вала двигуна має справджуватись умова

$$Q_e(n_e, M = M_e - M_g(n_e)) = \frac{Q_e(n_e^*, M = M_e - M_g(n_e))}{k(n_e)}, \quad (2)$$

$$k(n_e^*) = 1.$$

Тож для відтворення усього поля навантажувальної характеристики двигуна достатньо мати одну з гілок цього поля $Q_e = Q_e(n_e = n_e^*, M_e)$, гальмівну характеристику $M_e = M_g(n_e)$ та характеристику $k = k(n_e)$, яку доречно назвати канонічною.

На рис. 15 для прикладу точками позначені результати експериментів, а лініями – апроксимувальні графіки [23]. Якщо опис певної гілки $Q_e = Q_e(n_e = n_e^*, M_e)$ характеристики двигуна вибудовувати на основі полінома

$$a_{03}M_e^3 + a_{12}M_e^2Q_e + a_{02}M_e^2 + a_{11}M_eQ_e + a_{01}M_e + a_{00} + a_{10}Q_e + a_{20}Q_e^2 + a_{21}M_eQ_e^2 + a_{30}Q_e^3 = 0, \quad (3)$$

то, виявляється, можна досягнути точності опису (2), ледь не зрівнявши з точністю побудови характеристики безпосередньо експериментальними засобами. Це вдається, наприклад, якщо коефіцієнти регресії a_{ij} , $i + j \leq 3$, (тобто коефіцієнти a_{00} , a_{01} , a_{02} , a_{03} , a_{10} , a_{11} , a_{12} , a_{20} , a_{21} , a_{30}) у виразі (3) визначити з умов точної відповідності спеціально відтворених експериментальними засобами «навчальних» режимів 3, 5, ..., 9 та режимів зовнішніх тягового і гальмівного, марного ходу, мінімальної питомої витрати пального у разі $n_e = n_e^* = 2600$ хв⁻¹, свідомо розосереджених по області можливих режимів роботи двигуна. Деякі з «навчальних» точок 3, 5, ..., 10 без помітної втрати точності можна замінити і, скажімо, на додаткові експериментальні точки 1, 2, 4. Звісно, вираз (3) підпадає під вимогу монотонності

$$-\frac{dQ_e}{dM_e} = \frac{3a_{03}M_e^2 + 2a_{12}M_eQ_e + 2a_{02}M_e + a_{11}Q_e + a_{01} + a_{21}Q_e^2}{a_{12}M_e^2 + a_{11}M_e + a_{10} + 2a_{20}Q_e + 2a_{21}M_eQ_e + 3a_{30}Q_e^2} < 0.$$

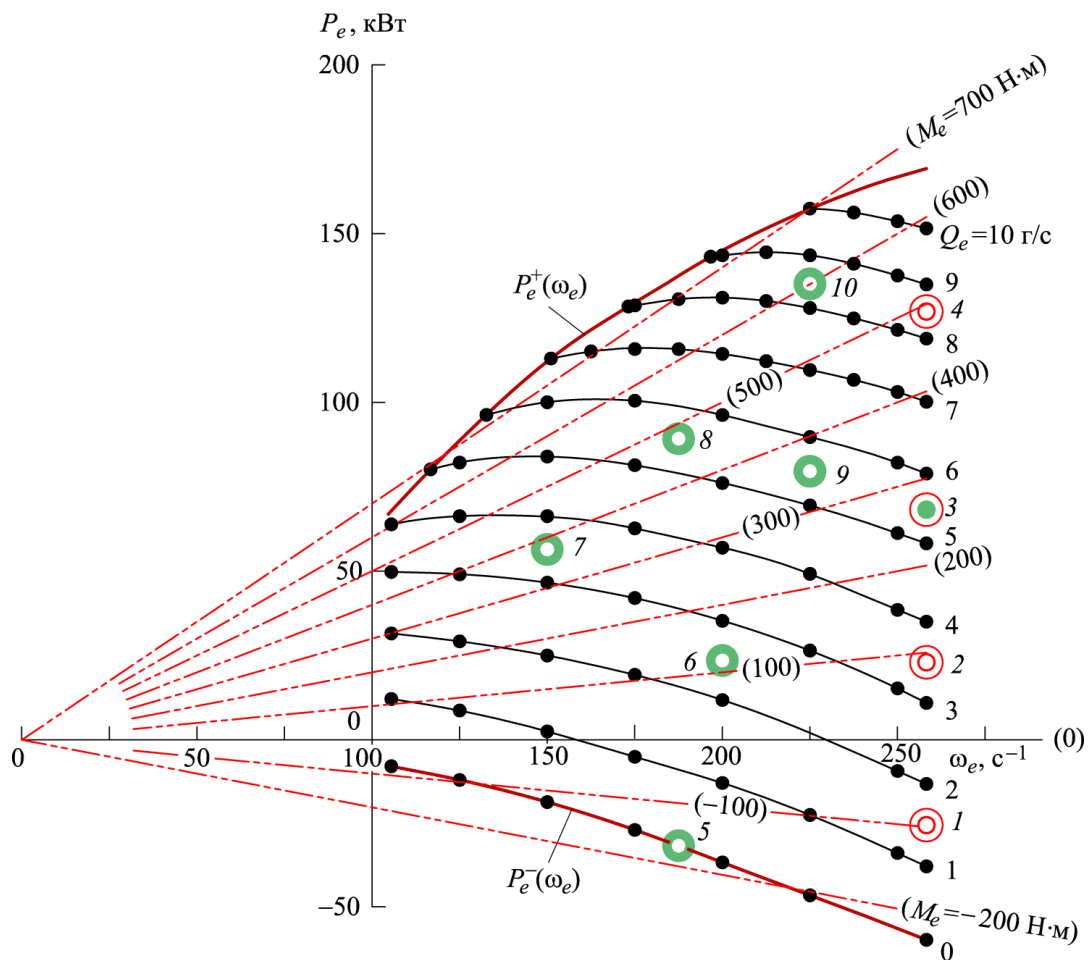


Рисунок 15 – Приклад точного відтворення характеристики двигуна

У багатьох теоретичних дослідженнях не так вже й дуже важить кількісна збіжність експериментальної і формалізованої інформації, як якісна [25-27]. А щоб поєднати кількісну і якісну точність апроксимувальних залежностей, доводиться ускладнювати структуру аналітичних співвідношень, що своєю чергою ускладнює процеси синтезу й аналізу властивостей транспортної машини, не даючи жаданої користі.

Конкретне й типове. Характеристика двигуна є неповторною у дециях. Вона відображає властивості конкретного двигуна тієї чи іншої конструкції, з тими чи іншими параметрами, з тими чи іншими технологічно успадкованими особливостями... Про це, зокрема, свідчить наведена на рис. 2-8 експериментальна інформація – практично невіддільна логічним узагальненням. Однак одночасно вона ж (характеристика) є виразником загальних стійких особливостей, властивих характеристикам досить потужної множини (двигун ж бо – серійний, якщо

не масовий виріб). Тому в акті створення ж інформаційної бази для теоретичних вишукувань, дуже важливо раціонально співвіднести конкретне і загальне.

Зокрема, подана на рис. 9 характеристика в дециях є водночас неповною, особливо й дефектною, а тому виникає бажання регуляризувати та типізувати її. Використовуючи описаний раніше алгоритм, можна (рис. 16): спочатку ідеалізувати її, подумки нівелюючи гальмівні властивості двигуна – епізод 1 (R – лінія, на якій лежать точки, що відображають режими марного ходу); далі співвіднести гілки характеристики з гілкою $n_e^* = 1,5$ – епізод 2 (коефіцієнт співвіднесення $k_{1,5}$ помічено відповідним індексом); нарешті згорнути усю наявну інформацію графічно у пряму, пропустивши її коридором варіацій коефіцієнта $1/k_{1,5}$ – епізод 3 (не переймаючись особливо деякою невідповідністю у разі виняткової гілки $n_e = 2100 \text{ хв}^{-1}$).

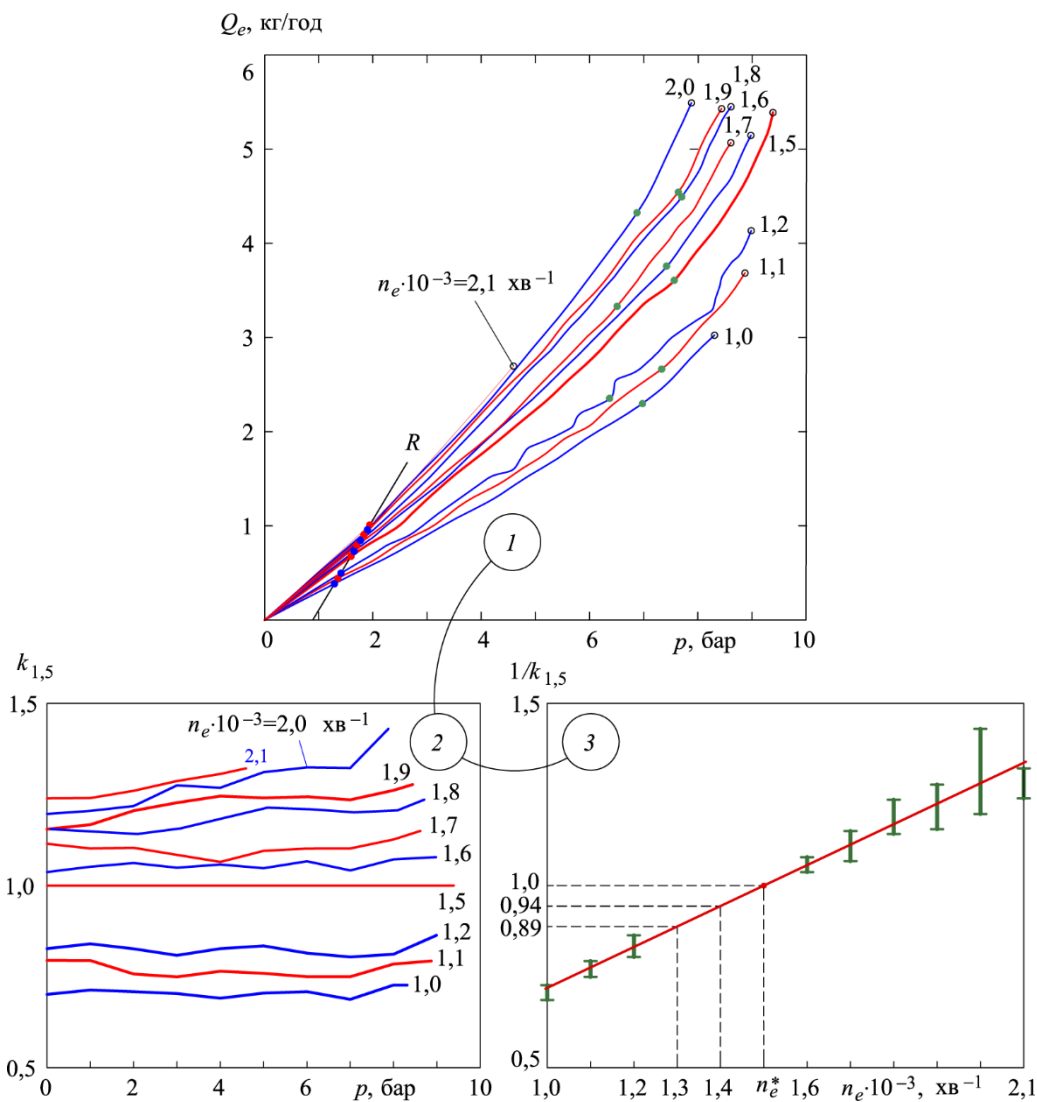


Рисунок 16 – Принцип згортання гілок характеристики

Завжди дуже потрібні дані, яких просто об'єктивно нема...

...Ось епізод Другої світової війни. Коли назріла потреба додатково захистити локальним панциром британські бомбардувальники, довелося досліджувати пошкодження літаків, що повернулись на базу. Але чи треба захищати місця, куди найчастіше влучали? Насправді «смертельні» ушкодження ніколи «не вертались» на базу! Відтак, може локалізувати панцир там, де статистично найменше влучає? Об'єктивних даних для ухвалення такого рішення насправді нема. Є хіба що логіка, яка закликає розумно вийти за межі вибірки, за межі того, що до нас дійшло.

У цьому випадку відсутніми виявилися гілки характеристики, відповідні частотам обертання вала двигуна $n_e = 1300$ і 1400 хв^{-1} . Але тепер (рис. 16) є підстави стверджувати, що цим частотам відповідають параметри $1/k_{1,5} \approx 0,89$ і $0,94$. Зрештою, щось конкретніше можна

говорити й про будь-яку іншу частоту обертання вала двигуна.

Отже виникає можливість опанувати алгоритм відновлення характеристики двигуна у новій формі, упорядкованій відповідно до лінійної залежності $1/k_{1,5} = 1/k_{1,5}(n_e)$: на підставі залежності $1/k_{1,5} = 1/k_{1,5}(n_e)$ (епізод 3 на рис. 16) згорнути всі гілки характеристики $Q_e(p)$ (епізод 1 на рис. 16) у пучок, рис. 17 – епізод 1; регресувати пучок до «середньої» лінії $Q_e(p, n_e = 1500 \text{ хв}^{-1})$ – епізод 2 (усереднення можна здійснити різними способами); розмножити цю лінію у новий пучок – епізод 3 (відповідно до похідної характеристики $1/k_{1,5} = 1/k_{1,5}(n_e)$); «відновити» гальмівні властивості двигуна відповідно до гальмівної характеристики, відтворюючи водночас і діапазони вимірювань, – епізод 4 (при цьому деяких спотворень зазнає характеристика марного ходу).

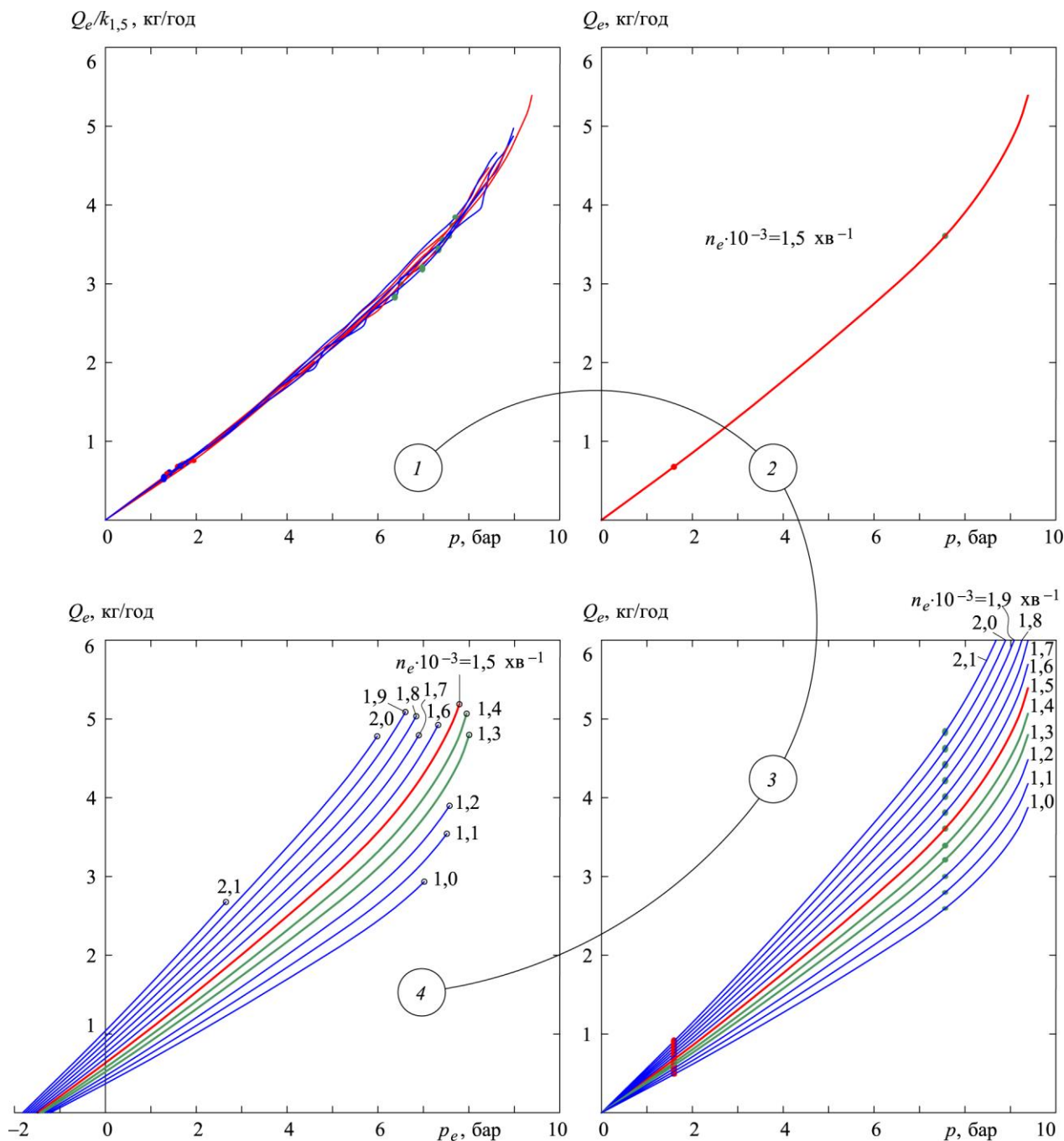


Рисунок 17 – Принцип розгортання характеристики

Без абстрагування ми не просунулися б нікуди. Завжди не вистачає точності, і з цим треба якось жити. Інколи навіть доводиться свідомо зануритись у хаотичність, силуючись переконати себе, що «хаос – вища форма упорядкованості». Характеристика двигуна не повинна відображати невідь що, і не можна оперувати тим, що не впливає із пізнаваних причин. Тож абстрагування від багато чого конкретного власне і є пошуком укоріненого типового, засобом позбутися всього такого собі трансцендентного.

Увиразнювати типове – надійний шлях до пізнання закономірного, до розкриття осердя неокрасного зазвичай явища. Описаний підхід до регресійної рандомізації, регуляризації, типізації

характеристик двигуна радше один з небагатьох можливих. Якщо оперувати, приміром, потужністю P_e замість тиску p_e (чи моменту M_e), то описаний алгоритм зазнає краху. Натомість корисним вимірником є, скажімо, так звана частотна витрата пального $g_{en} = Q_e / n_e$. Криві $g_{en} = Q_e(M_e) / n_e$, $n_e = \text{idem}$, лягають часто майже еквідистантно близько одна до одної, що можна вважати закономірністю.

Резюме. Доволі часто вважають, що об'єктивно характеризує пріоритети режимів роботи двигуна так звана питома витрата пального. Але «майже незліченна» кількість досліджень, спрямованих на оптимізацію властивостей машин з

приводом від двигуна внутрішнього згорання, аж ніяк не підтверджує того, що унаслідок хоч якихось оптимізаційних зусиль густина розподілу режимів роботи двигуна змінюється так, начебто зростає частість використання режимів саме з меншими значеннями питомої витрати пального. При цьому звична мапа питомих витрат пального не відображає в собі якихось цікавих особливостей, які можна було б тлумачити як стійкі закономірності. До того ж, вимірник «питома витрата пального» дуже чутливий до точності вимірювання сукупно швидкості витрачання пального, обертального моменту, частоти (швидкості) обертання вала двигуна, тобто до точності ідентифікації режиму у всій повноті. Відтак доречніше розпізнавати й оцінювати режими роботи двигуна, зіставляючи, перш за все, безпосередньо вимірювані параметри – швидкість витрачання пального, обертальний момент, частоту обертання вала двигуна, а не оперуючи якимись похідними величинами.

Фізичні закони мають бути математично красивими (Поль Дірак). А характеристики об'єктів? А характеристики досконалих об'єктів? Звісно, завжди є сенс говорити про красу характеристики, як і про красу моделі. До того ж, опис досконалішого об'єкту мав би, мабуть, виглядати «красивіше». Для точного опису недосконалого двигуна (згадаймо рис. 2, 7, 8) ще й потрібні значні зусилля, що часто дисонують з отримуваною користю. Важливою при цьому є також і форма опису, а не тільки його зміст. З'ясовано, що характеристику двигуна вигідно розглядати у формі навантажувальної. При цьому, звісно, доведеться оперувати ще й звичною зовнішньою швидкісною характеристикою (тяговою і гальмівною її гілками) та характеристикою марного ходу.

Бездоганна модель якогось фрагмента реальності – це аж ніяк не найточніша його копія, а радше дуже-дуже примітивна, але водночас досконала, її замальовка. Послідовно уточнюючи цю замальовку, можна все ближче-ближче наближатися до реалій, але при цьому все гірше-гірше їх бачити (це як дивитися на картину олією з надто близької відстані). Помітною має стати хіба що принципова закономірність – те, що ніби закон, але ним насправді не є. А от всякі дрібниці мають зникнути з виду. Досконала апроксимація усуває у подальшому зайві дії, затруєні рутинною в роботі та житті.

Принциповою закономірністю, закарбованою в характеристиці двигуна, є підстави вважати те, що відношення швидкостей витрати пального за двох сталих частот обертання вала двигуна є величиною, практично незалежною від обертального моменту (ефективного тиску). Тож виникає можливість побудувати так звану канонічну характеристику, що

загалом здатна відбивати в собі стійку залежність відношення швидкостей витрати пального від швидкості обертання вала двигуна, коли одна з порівняльних частот є наперед заданою. Ця характеристика зазвичай є гіперболічною – ще одна закономірність. Відтак це дозволяє згортати апроксимацію в репрезентативну однозначну характеристичну лінію. Цю двовимірну лінію після калібрування (усунення очевидних дефектів) можна знову розгорнути в паливну характеристику, відтворюючи алгоритм ідентифікації у зворотному напрямі та ніби «відновлюючи» таким чином «реальний» двигун, але у більшій мірі з ознаками типовості, а не конкретності.

Нас завжди й повсюдно переслідуватиме нестача даних. Бажання володіти ними буде нездоланим навіть тоді, коли розумітимемо, що все в світі ретельно випробувати неможливо, навіть коли твердо знатимемо, що завжди вигідно виходити за рамки відомого за допомогою логіки, а не пробування «на зуб». Ні про що в світі не вдасться розповісти абсолютно точно, хай би що в світі не вдасться виміряти цілковито точно. Тож апроксимаційні алгоритми мають вибудовуватись насамперед на засадах регресії до середнього та регресії до типового.

Список літератури:

1. Dekraker P., Barba D., Moskalik A., Butters K. Constructing Engine Maps for Full Vehicle Simulation Modeling // SAE Technical Paper 2018-01-1412, 2018, 1-12. doi:10.4271/2018-01-1412.
2. Гащук, П. Н. Энергетическая эффективность автомобиля. – Львів: Світ, 1992, 208 с. ISBN 5-11-000626-1.
3. Rana N. Characterization of heavy duty engine fuel maps used for model based simulation tools" Graduate Theses, Dissertations, and Problem Reports. 2014, 6472, X, 48 p. <https://researchrepository.wvu.edu/etd/6472>
4. Galton F. Regression towards Mediocrity in Hereditary Stature / Anthropological Miscellanea. Journ. Anthropolog. Inst. 1886. Vol. XV, 246—263.
5. Mitschke M., Wallentowitz H. Dynamik der Kraftfahrzeuge. 5th Ed. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2014. XXI, 914 s. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-05068-9>
6. Jazar R. N. Vehicle Dynamics: Theory and Application. Third Edition. Springer International Publishing AG. 2017. XXIV, 985 s. ISBN 978-3-319-53440-4 ISBN 978-3-319-53441-1 (eBook). DOI 10.1007/978-3-319-53441-1
7. Fuchs J. Optimal Energy Management for Hybrid Electric Vehicles. Dissertation to attain the academic degree "Doktor der Technischen Wissenschaften". Graz University of Technology, 2016. XI, 126.

8. Ehsani M., Gao Y., Emadi A. *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory, and Design*, Second Edition. Taylor and Francis Group, LLC, 2010, XXII, 534. ISBN: 978-1-4200-5398-2
9. Adhikari S. Real-time power management of parallel full hybrid electric vehicles. PhD thesis, Department of Mechanical Engineering, The University of Melbourne. 2010. XXIV, 195 p. <http://hdl.handle.net/11343/36049>
10. Zhu G., Development of Hybrid Supervisory Controller and Energy Management Strategy For P2 Phev Wayne State University Theses. 601. 2017. X, 94 p. https://digitalcommons.wayne.edu/oa_theses/601
11. Chen Z., Xiong R., Wang K., Jiao B. Optimal Energy Management Strategy of a Plug-in Hybrid Electric Vehicle Based on a Particle Swarm Optimization Algorithm. *Energies*. 2015, 8, 3661-3678. doi:10.3390/en8053661
12. Genta G., Morello L. *The Automotive Chassis, Volume 2: System Design*, Mechanical Engineering Series. Springer Science+Business Media B.V. 2009, XIII, 832. ISBN: 978-1-4020-8673-1 e-ISBN: 978-1-4020-8675-5
13. Chau K. T., Wong Y. S. Overview of power management in hybrid electric vehicles. *Energy Conversion and Management*. 2002, 43, 1953-1968. doi: 10.1016/S0196-8904(01)00148-0
14. Chan C. C. The State of the Art of Electric and Hybrid Vehicles. *Proceeding of the IEEE*. 2002, 90(2), 247-275. S 0018-9219(02)01129-5
15. Roggendorff M., Streicher K. Die luftgekühlten Deutz-Fahrzeug-Dieselmotoren F 4/6 L 913 und BF 6 L 913. *Automobiltechnische Zeitschrift*. 1974. 76(1). 1-5.
16. Bachmann U., Kellner M. Die neue Ansauganlage am Wartburg-Motor // *Kraftfahrzeugtechnik*. 1982. H. 9, 261-265.
17. Drechsel E., Bouchetara M. Möglichkeiten zur Verringerung des Streckenkraftstoffverbrauchs. *Kraftfahrzeugtechnik*. 1985. H. 1. 8-12.
18. Jante A. Verbrennungsmotoren im Fahrzeug-Einsatz. Optimierung des Motor-Betriebsfeldes nach der Kraftstoff-Ökonomie. *Kraftfahrzeugtechnik*. 1983. H. 4. T. 1. 116-117. H. 6. T. 2. 161-169.
19. Гащук П. М. Принципи ідентифікації регуляторних характеристик двигуна внутрішнього згоряння // *Динаміка, міцність та проектування машин і приладів: Вісник Національного ун-ту «Львівська політехніка»*. – 2016., № 838. – С. 135-145.
20. Гащук П. Н. Оптимизация топливно-скоростных свойств автомобиля. – Львов: Вища школа, 1987. – 168 с.
21. *Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body*. Edited by David A. Crolla. – Amsterdam – Boston – Heidelberg – London – New York – Oxford – Paris – San Diego – San Francisco – Sydney – Tokyo: Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, 2009. – VI, 827 p. ISBN: 978-1-85617-577-7
22. Maamria D., Chaplais F., Petit N., Sciarretta A. Numerical Optimal Control as a Method to Evaluate the Benefit of Thermal Management in Hybrid Electric Vehicles. Preprints of the 19th World Congress the International Federation of Automatic Control (IFAC World Congress). Cape Town, South Africa. August 24-29, 2014. – P. 4807-4812.
23. Гащук П. Н. Энергопреобразующие системы автомобиля: идентификация и анализ. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998. – 272 с. ISBN 966-7427-21-8
24. Гащук П., Никипчук С. Аналитическая аппроксимация топливных характеристик автомобильного двигателя // *Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodowych i silników spalinowych*. – Polska academia nauk. Oddział w Krakowie. – TeKa komisji naukowo-problemowej moto-ryzacji. – Kraków, 2001. – Zeszyt Nr 22. – S. 127-134.
25. Varga B. O., Mariasiu F., Moldovanu D., Iclodean C. (2015). *Electric and Plug-In Hybrid Vehicles: Advanced Simulation Methodologies (Green Energy and Technology)*. Springer Science+Business Media, XVI, 524. DOI 10.1007/978-3-319-18639-9
26. Hayes J. G., Goodarzi G. A. *Electric Powertrain: Energy Systems, Power Electronics and Drives for Hybrid, Electric and Fuel Cell Vehicles*. – John Wiley & Sons Ltd, 2018. – XXIV, 530 p. LCCN 2017029458 (print), LCCN 2017043878 (ebook)
27. Castagne M., Bentolila Y., Chaudoye F., Halle A., Nicolas F., Sinoquet D. Comparison of Engine Calibration Methods Based on Design of Experiments (DoE) // *Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP*. – 2008. – Vol. 63, No. 4. – P. 563-582. DOI: 10.2516/ogst:2008029

References:

1. Dekraker P., Barba D., Moskalik A., & Butters K. (2018). Constructing Engine Maps for Full Vehicle Simulation Modeling. SAE Technical Paper 2018-01-1412, 1-12. doi:10.4271/2018-01-1412.
2. Hashchuk, P.M. (1992). Automobile's energy efficiency. Lviv, Svit, 208. ISBN 5-11-000626-1. (in Russian).
3. Rana, N. (2014). Characterization of heavy duty engine fuel maps used for model based simulation tools. Graduate Theses, Dissertations, and Problem Reports. 6472, X, 48 <https://researchrepository.wvu.edu/etd/6472>
4. Galton, Francis (1886). Regression towards Mediocrity in Hereditary Stature. *Anthropological Miscellanea. Journ. Anthropolog. Inst.* XV, 246-263.
5. Mitschke, M., & Wallentowitz, H. (2014). *Dynamik der Kraftfahrzeuge (5th Ed)*. Springer Vieweg, Wiesbaden. XXI, 914. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-05068-9>

6. Jazar, R. N. (2017). *Vehicle Dynamics: Theory and Application* (3rd Ed.) Springer International Publishing AG. XXIV, 985. ISBN 978-3-319-53440-4 ISBN 978-3-319-53441-1 (eBook). DOI 10.1007/978-3-319-53441-1
7. Fuchs, J. (2016). *Optimal Energy Management for Hybrid Electric Vehicles*. Dissertation to attain the academic degree "Doktor der Technischen Wissenschaften". Graz University of Technology, XI, 126.
8. Ehsani, M., Gao, Y., & Emadi, A. (2010). *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory, and Design*, Second Edition. Taylor and Francis Group, LLC, XXII, 534. ISBN: 978-1-4200-5398-2
9. Adhikari, S. (2010). *Real-time power management of parallel full hybrid electric vehicles*. PhD thesis, Department of Mechanical Engineering, The University of Melbourne, XXIV, 195. <http://hdl.handle.net/11343/36049>
10. Zhu, G., *Development of Hybrid Supervisory Controller and Energy Management Strategy For P2 Phev* (2017). Wayne State University Theses. 601. X, 94 https://digitalcommons.wayne.edu/oa_theses/601
11. Chen, Z., Xiong, R., Wang, K. & Jiao, B. (2015). *Optimal Energy Management Strategy of a Plug-in Hybrid Electric Vehicle Based on a Particle Swarm Optimization Algorithm*. *Energies*, 8, 3661-3678. doi:10.3390/en8053661
12. Genta, G., & Morello, L. (2009). *The Automotive Chassis, Volume 2: System Design*, (Mechanical Engineering Series). Springer Science+Business Media B.V. XIII, 832. ISBN: 978-1-4020-8673-1 e-ISBN: 978-1-4020-8675-5
13. Chau, K. T., & Wong, Y. S. (2002). *Overview of power management in hybrid electric vehicles*. *Energy Conversion and Management*, 43, 1953–1968. doi: 10.1016/S0196-8904(01)00148-0
14. Chan, C. C. (2002). *The State of the Art of Electric and Hybrid Vehicles*. *Proceeding of the IEEE*. 90(2), 247-275. S 0018-9219(02)01129-5
15. Roggendorff, M., & Streicher, K. (1974). *Die luftgekühlten Deutz-Fahrzeug-Dieselmotoren F 4/6 L 913 und BF 6 L 913*. *Automobiltechnische Zeitschrift*, 76(1), 1-5.
16. Bachmann, U., & Kellner, M. (1982). *Die neue Ansauganlage am Wartburg-Motor*. *Kraftfahrzeugtechnik* 9, 261-265.
17. Drechsel, E., & Bouchetara, M. (1985). *Möglichkeiten zur Verringerung des Streckenkraftstoffverbrauchs*. *Kraftfahrzeugtechnik* 1, 8-12.
18. Jante, A. (1983). *Verbrennungsmotoren im Fahrzeug-Einsatz. Optimierung des Motor-Betriebsfeldes nach der Kraftstoff-Ökonomie*. *Kraftfahrzeugtechnik*. 4(1). 116-117. 6(2), 169.
19. Hashchuk, P. M. (2016). *Principles of Identification Regulative Characteristic of an Internal Combustion Engine*. *Dynamics, strength and design of machines and devices: Bulletin of National University «Lviv polytechnic»*, 838, 135-145. (in Ukraine)
20. Hashchuk, P. M. (1987). *Optimization of car fuel-speeds properties*. Lviv, Vyscha Shcola, 1-168. (in Russian)
21. Crolla, D. A. Ed. (2009). *Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body*. Amsterdam – Boston – Heidelberg – London – New York – Oxford – Paris – San Diego – San Francisco – Sydney – Tokyo, Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier (Elsevier Inc.). VI, 827. ISBN: 978-1-85617-577-7
22. Maamria, D., Chaplais, F., Petit, N., & Sciarretta, A. (2014). *Numerical Optimal Control as a Method to Evaluate the Benefit of Thermal Management in Hybrid Electric Vehicles*. *Preprints of the 19th World Congress the International Federation of Automatic Control (IFAC World Congress)*. Cape Town, South Africa. August 24-29, 4807-4812.
23. Hashchuk, P. M. (1998). *Automobile's Energy Transforming Systems: Identification and Analysis*. Kharkiv, RIO HGADTU. 1-272. ISBN 966-7427-21-8 (in Russian)
24. Hashchuk, P., & Nikipchuk S. (2001). *Analytical Approximation of Fuels Characteristics of Motor-Car Engine*. *Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodowych i silników spalinowych*. Polska academia nauk. Oddział w Krakowie. Teka komisji naukowo-problemowej motoryzacji. Kraków, 22, 127-134. (in Russian)
25. Varga, B. O., Mariasiu, F., Moldovanu, D., & Iclodean C. (2015). *Electric and Plug-In Hybrid Vehicles: Advanced Simulation Methodologies* (Green Energy and Technology). Springer Science+Business Media, XVI, 524. DOI 10.1007/978-3-319-18639-9
26. Hayes, J. G., & Goodarzi, G. A. (2018). *Electric Powertrain: Energy Systems, Power Electronics and Drives for Hybrid, Electric and Fuel Cell Vehicles*. John Wiley & Sons Ltd, XXIV, 530. LCCN 2017029458 (print), LCCN 2017043878 (ebook)
27. Castagne, M., Bentolila, Y., Chaudoye, F., Halle, A., Nicolas, F. & Sinoquet, D. (2008). *Comparison of Engine Calibration Methods Based on Design of Experiments (DoE)*. *Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP*, 63(4), 563-582. DOI: 10.2516/ogst:2008029

© Л. П. Гащук, П. М. Гащук, 2022.

Науково-методична стаття.

Надійшла до редакції 05.05.2022.

Прийнято до публікації 27.05.2022.