

прийнято бензопилу, як найбільш поширений інструмент на нижніх складах, з шириною пропилу – 8 мм.

За базову формулу для обчислення об'ємів стовбурів і колод прийнято формулу Губера (1) [1], що дає змогу визначити об'єми за серединними перерізами стовбура:

$$V_i = \frac{\pi \cdot d_{сер} \cdot l_{кол}}{4} \cdot M^3 \quad (1)$$

де: $d_{сер}$ – середній діаметр, м; $l_{кол}$ – довжина колоди, м.

На основі розрахунків було складено баланси деревини під час розкроювання стовбурів, де фіксувались об'єми пиловних колод, тирси і кускових відходів. Результати надані гістограмами на рис. 2.

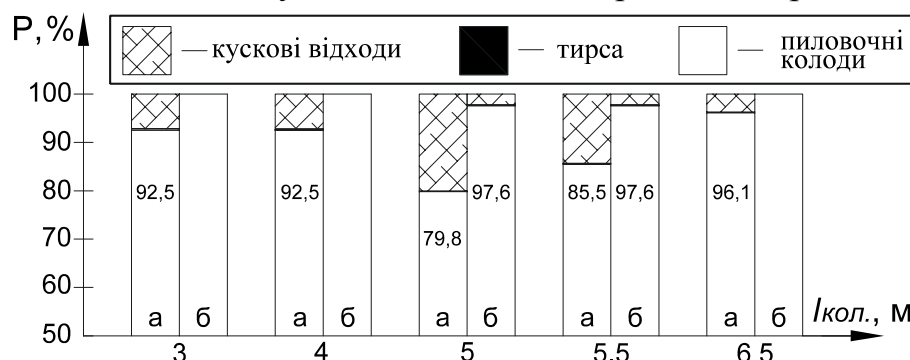


Рис. 2. Баланси деревини під час розкроювання стовбурів довжиною 15 м на стандартні довжини колод:
а – на одну стандартну довжину;
б – на дві довжини

Аналіз результатів розкроювання показує, що чим ширші межі коливань допустимих довжин пиловника, тим легше за інших рівних умов виконати завдання по заготівлі цього сортименту і дає змогу рекомендувати розроблення типових схем розкроювання стовбурів на кратні довжини пилопродукції для дерев'яного домобудування і пиловника згідно зі складеними специфікаціями із вказанням набору необхідних довжин кінцевої продукції.

Література

1. Аксенов П.П. Теоретические основы раскроя пиловочного сырья. – М.: Гослесбумиздат, 1960. – 216 с.
2. Типовой проект операционных карт производства пиломатериалов на лесопильных предприятиях. – Архангельск: ЦНИИМОД, 1985. – 203 с.
3. Шкиря Т.М. Технология и машины лесосечных работ. – Львов: Изд-во при Львовском госун-те изд. об. Вища шк., 1988. – 262 с.
4. Редькин А.К. и др. Технология и проектирование лесных складов: Учебное пособие для вузов. – М.: Экология, 1991. – 288 с.
5. Шелгунов Ю.В., Кутуков Г.М., Лебедев Н.И. Технология и оборудование лесопромышленных предприятий: Учебник. – М.: МГУЛ, 2002. – 586 с.

УДК 629.113.001

Аспір. М.Г. Грубель – НУ "ЛП"; аспір. Т.Л. Крайник,
головний конструктор проекту – ВАТ "Укравтобуспром"

МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ПОВНОПРИВІДНОГО АВТОМОБІЛЯ НА ГРУНТОВИХ (ПІЩАНИХ) ДОРОГАХ

Розроблено математичний опис і сформовано алгоритм моделювання на ЕОМ квазіусталеного руху повнопривідних автомобілів для оцінки паливно-економічних характеристик на різних типах доріг.

Ключові слова: моделювання руху повнопривідного автомобіля, паливно-економічна характеристика, алгоритм розрахунку характеристик усталеного руху, ґрунті (піщані) дороги.

Post-graduate M.G. Grubel – NU "L'viv's'ka Politehnika"; post-graduate T.L. Krainyk – chief designer of the project, VAT "Ukrautobusprom"

The modeling of complete drive vehicles traffic on the unmetalled (sand) roads

This article is devoted to the mathematical description and as forming modeling on ECC of the quasifixed complete drive vehicles traffic for the evaluation of the fuel economical on different road types.

Keywords: Modeling of the complete drive vehicles traffic, algorithm of fixed traffic characteristics calculation, unmetalled (sand) roads.

Параметрична оптимізація та дослідження паливно-швидкісних характеристик повнопривідних багатоцільових автомобілів на ґрунтових (піщаних) дорогах та бездоріжжю зумовлює необхідність відповідного уточнення математичного опису та моделювання руху на ЕОМ, що спричинено насамперед істотними відмінностями формування опору рухові порівняно з класичними, відомими моделями руху на дорогах з твердим покриттям [1-6 та ін.]. Це обумовлено насамперед істотними відмінностями формування опору рухові на мокрих та нерівних дорогах, деформуванням опорної поверхні та пробуксовуванням шин [7, 8]. Зрештою, необхідно констатувати і неоднозначність аналітичного опису зміни коефіцієнта опору коченню шин і на дорогах з твердим недеформованим покриттям (куди можна віднести і сухі ґрунтові дороги) [9, 10].

Метою цієї роботи є розроблення математичного опису і формування алгоритму моделювання на ЕОМ квазіусталеного руху повнопривідних автомобілів для оцінки паливно-економічних характеристик на зазначених вище категоріях доріг, питома частка яких у сумарному пробізі даної категорії АТЗ є практично домінуючою. Враховуючи істотне 3...7-кратне збільшення опору рухові на деформованих поверхнях доріг і відповідно визначальну значимість затрат потужності і формування витрат палива, власне розрахунок опору рухові і стає основою відповідної комп'ютерної моделі.

Узагальнюючи відомі дослідження [9-12], можна констатувати, що порівняно з асфальтобетонним покриттям, необхідно враховувати додаткові, істотні складові коефіцієнта опору рухові:

- від втрат на коливання і тертя у підвісках через нерівності мікропрофіля ґрунтових і піщаних доріг f_n ;
- від втрат на деформацію ґрунту f_δ ;
- від втрат часткового пробуксовування ведучих коліс, насамперед, на вологих поверхнях ґрунтових і піщаних доріг f_ϕ .

В останніх двох складових f_δ та f_ϕ побічно враховуються і додаткові втрати, обумовлені передачею того чи іншого крутного моменту, через шини ведучих коліс, що виділяються в ряді досліджень в окрему складову [10]. Однак, відсутність конкретних даних втрат потужності на сумарне кутове закручення шин підведеним крутним моментом практично унеможливорює практичні розрахунки. Враховуючи, що досліджувані автомобілі є повнопривідними, цей ефект є практично однаковим для шин передньої і задньої осей.

Проте, на деформованих поверхнях доріг (бездоріжжям) необхідно враховувати різницю в опорі рухові f_0 осей, зумовлену різною деформацією ґрунту шинами передньої і задньої осей як з-за ефекту ущільнення ґрунту після проїзду передньої осі.

Як показано в ряді досліджень [1, 10] вплив швидкості руху V_a у діапазоні 0-60 км/год. на збільшення опору рухові, характерному власне для цих типів доріг, є практично неістотним і ним можна знехтувати. Однак зі швидкістю руху пов'язана практично лінійна залежність росту додаткових втрат від коливань підвіски через мікропрофіль дороги f_n [13].

Табл. 1. Формування складових опору рухові на різних типах доріг

Типи доріг	f_0	f_n	f_{ϕ}	f_{δ}
	базовий опір	рівність S	відносна вологість μ	опір деформованого ґрунту, C_r
Тверді поверхні				
1. Типовий асфальтобетон	0,015	50-100	0-0,2	—
2. Бруківка	0,015	200- 500	0	—
Деформовані поверхні сухі				
3. Ґрунтова профільована				
– суглинок	0,035	250- 500	0,5	10-20
– супісок	0,055	400-600	0,5	10-15
Вологі/мокрі				
4. Суглинок	0,055	500-800	0,75	2-6
– супісок	0,070	550-900	0,75	1-5
Бездоріжжя				
5. Ґрунт	0,1-0,2	600-1000	1,0	0,5-1

Таким чином, узагальнюючи дослідження щодо впливу втрат на коливання підвіски f_n [2], деформацію ґрунту [1] та часткового пробуксовування шин f_{ϕ} [7], можна сформулювати таку узагальнюючу залежність:

$$f = f_0 + \Psi_1 \frac{S_H^2 \cdot V_a}{G_A} + \Psi_2 \frac{S_H}{G_A} + \frac{3}{(\mu+1)(3-\mu)} \sqrt{\frac{h}{D_k}} + 3 \left[0.25 K_{\phi} \cdot \frac{\phi_{II}}{\phi} + 0.125 \left(K_{\phi} \cdot \frac{\phi_{II}}{\phi} \right)^2 \right], \quad (1)$$

де: f_0 – так зване базове значення коефіцієнта опору коченню у початковому діапазоні швидкості, що характерне для конкретного типу дороги (табл. 1); Ψ_1 і Ψ_2 – коефіцієнти впливу конструктивних і технічних характеристик підвіски, де [13]

$$\psi_1 = 2,2 \cdot 10^{-7} \frac{h k_1 m}{(k + k_1)} + 1,1 \cdot 10^{-7} c + 2,96 \cdot 10^{-7} c_1, \quad (2)$$

$$\Psi_2 = 0,56 \cdot 10^{-4} F,$$

де: m – не підресорені маси, кг; K, K_1 – жорсткість, відповідно, ресор і шин; c, c_1 – опір в амортизаторах і шинах; F – сила опору переміщення ресор (пружних елементів підвіски); $h_1 = c / m$ – питоме демпфування амортизаторів; H – глибина колії на деформованій поверхні дороги, що утворюється у процесі руху; D_k – діаметр колеса; μ – емпіричний коефіцієнт, що характеризує відносну вологість ґрунту (0-1,0); ϕ – коефіцієнт зчеплення шин з до-

рогою (максимальне значення без пробуксовування); φ_{Π} – фактичний коефіцієнт повздовжнього значення; K_{φ} – коефіцієнт зчепної маси АТЗ, для повнопривідних машин (без причепа) $K_{\varphi}=1$.

У табл. 1 представлено типові опосередковані значення умов руху і складових опору рухові.

Найбільш складним у квантифікації складових опору рухові є визначення коефіцієнтів значення φ/φ_{Π} при пробуксовуванні ведучих коліс, значення яких нелінійно пов'язані і з величиною коефіцієнта буксування $S_{\delta}(0...1.0)$;

$$S_{\delta} = (V_T - V) / V_T,$$

де: V – фактична швидкість поступального руху автомобіля; $V_T = \omega_k r_k$ – теоретична швидкість, кінематична швидкість колеса (без ковзання або буксування).

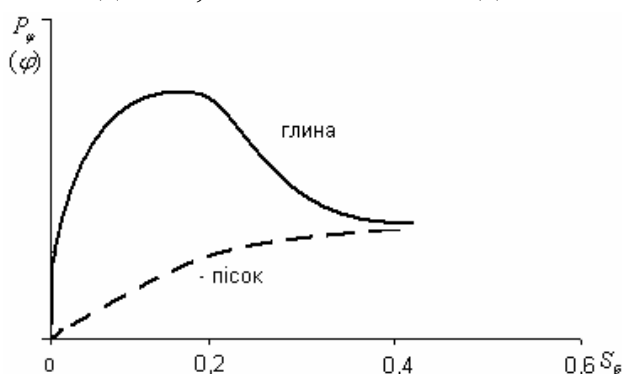


Рис. 1.
Залежність зчеплення шин
від коефіцієнта буксування [7]

З механіки процесу буксування очевидно методологічно правильне визначення додаткових затрат потужності/опору рухові з умов зміни значень коефіцієнта зчеплення у процесі – φ_{Π} , що однак нелінійно взаємозв'язаний з величиною буксування (коефіцієнта буксування S_{δ}), рис. 1 [7]. Однак емпіричне визначення значень $\varphi/\varphi_{\Pi}(S_{\delta})$ є достатньо складною процедурою, що вкрай ускладнює і формування бази даних для відповідного комп'ютерного моделювання.

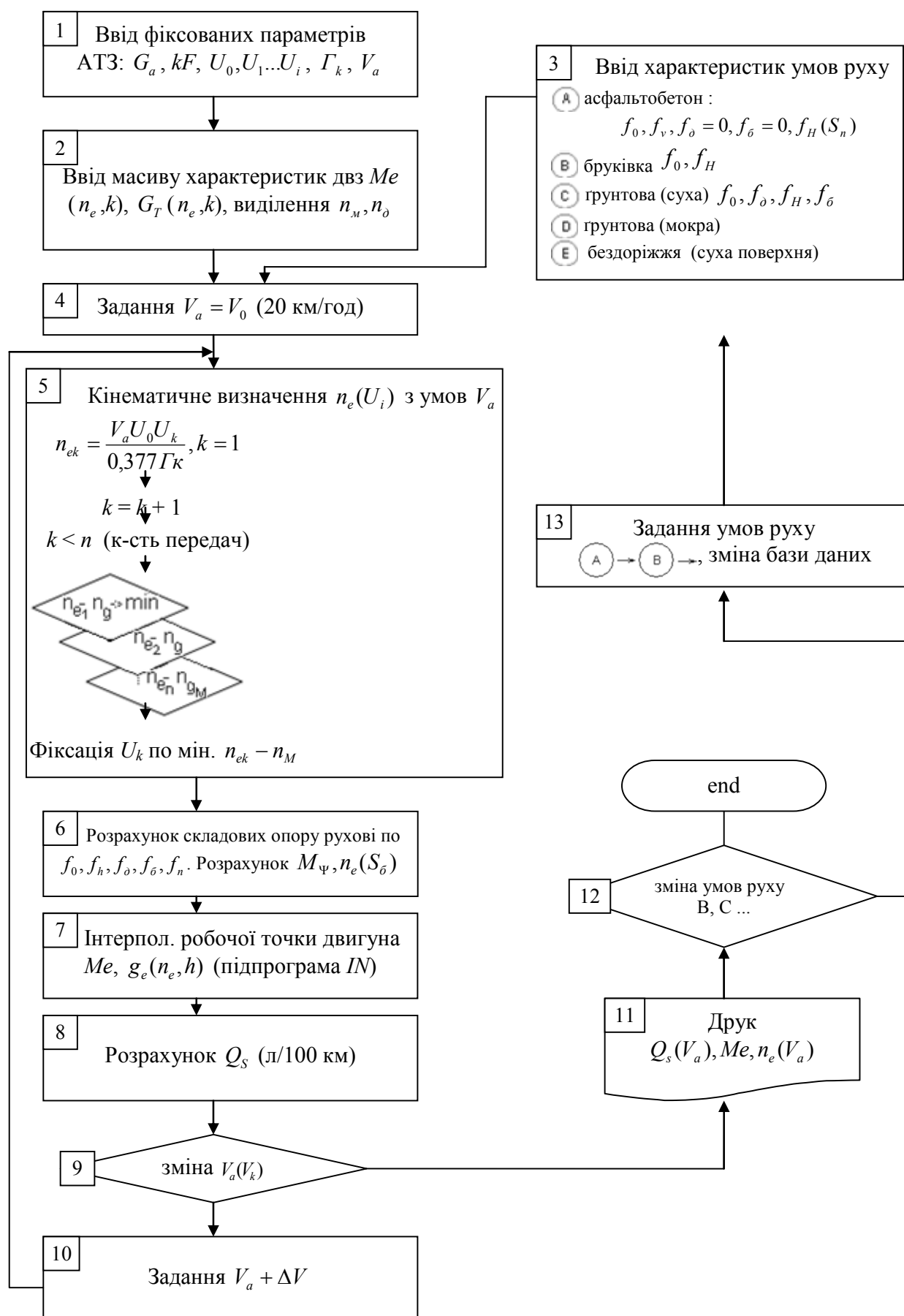
Тому для практичного використання більш сприятливим є розрахунок складової f_{δ} через відповідну додаткову затрату потужності двигуна на пробуксовування [2]:

$$N_{\delta} = P_k(V_T - V_a) / A; \quad (3)$$

де A – розмірний коефіцієнт.

При цьому експериментально легко фіксується різниця колової швидкості ведучого колеса V_T і фактичної швидкості поступального руху автомобіля V_a . Однак, комп'ютерний розрахунок додаткових затрат потужності двигуна N_{δ} , спричинених буксуванням, обумовлює або задавання певного значення коефіцієнта буксування, або ж задавання питомого перевищення крутного моменту, необхідного для переборення решти складових опору рухові f_0, f_H, f_{δ} , що відповідно і сформує величину пробуксовування та різницю V_T/V_a .

Залежність зміни коефіцієнта зчеплення при пробуксовуванні φ_{Π} від величини коефіцієнта буксування S_{δ} з достатньою для практики точністю можна апроксимувати лінійною або параболічною залежністю (після і до зони $S_{\delta 0}$, рис. 1).



Метою комп'ютерного розрахунку руху АТЗ є оцінка лінійних витрат палива Q_s (л/100км) на згаданих вище типах доріг (табл. 1), основою якого є визначення відповідного режиму роботи двигуна та відповідно, швидкісного

режиму, що задається як швидкістю руху, так і відповідною передачею трансмісії з умовами створення необхідного тягового зусилля, що формує навантаження двигуна – необхідне значення крутного моменту $Me(n_e)$ та відповідні значення питомої $\partial_e(n_e)$ чи годинної витрати $G_T(n_e)$ палива.

Пропонований алгоритм комп'ютерного розрахунку (рис. 2) базується насамперед на визначенні необхідної передачі в трансмісії за умови попадання заданого значення швидкості V_a у зону частот обертання вала двигуна, наближену до визначальних точок $Me_{\max}(n_e) - ge_{\min}(n_e)$.

Попередня фіксація необхідної передачі n_i вводиться в базу даних циклу послідовного розрахунку необхідної потужності для переборення опору рухові, послідовно по f_0, f_H, f_M та f_∂ .

Відповідно приведено до колінчастого валу двигуна необхідне значення крутного моменту $Me(n_e)$, враховуючи кінематичну можливість руху з заданою швидкістю V_a на декількох суміжних передачах трансмісії, перевіряється з умов максимального наближення до найбільш сприятливої з умов тяги Me і паливної економічності ge/G_T зони роботи двигуна і, при необхідності, коректується (замінюється) вибрана передача на вищу або нижчу.

Отримана точка $Me(n_e)$ найбільш сприятливого режиму роботи двигуна є основою для подальшого розрахунку відповідної витрати палива $ge(n_e)/G_T(n_e)$ шляхом двомірного інтерполювання характеристик двигуна у відповідній точці на базі заданого двомірного масиву фіксованих цифрових значень зовнішньої та часткових характеристик двигуна $Me(n_e, h)$ та $ge(n_e, h)$ або $G_T(n_e, h)$, де h – фіксовані значення положення педалі паливopодачі. Як свідчать результати практичних досліджень, для автобусів на дорогах з твердим покриттям при градації характеристики двигуна по осях n_e і k на 5-8 рівнів достатньо лінійне інтерполювання точки роботи двигуна:

$$Me = M_{i,j} + \frac{M_{i+1}(n_e - n_i)}{n_{i+1} - n_i} + \frac{M_{i,j+1} - M_{i,j}}{n_{j+1} - n_j}(h - h_j) + \frac{(M_{i+1,j+1} - M_{i,j+1} + M_{i,j} - M_{i+1,j})(n_e - n_i)}{(n_{j+1} - n_j)(n_{i+1} - n_i)}(h - h_j), \quad (4)$$

де: j – індекс табульованого масиву Me, ge по вертикалі (відповідно фіксованим паливо подачам – накладанням педалі h); i – індекс табульованого масиву Me, ge по горизонталі (для різних фіксованих значень обертів двигуна n_e)

Крайовими граничними умовами фіксації режиму роботи двигуна у важких умовах руху є звичайно збереження точки $Me(n_e)$ в межах заданої зовнішньої швидкісної характеристики.

Природно, що програма дає змогу враховувати:

- зміну опору деформації ґрунту f_∂ для передньої і задніх осей;
- лінійний вплив швидкості руху V_a на приріст опору коченню шин внаслідок гістерезисних втрат деформації шин при $V_a > 40-60$ км/год.;
- аеродинамічну складову опору рухові f_w за загальноприйнятими залежностями;
- вплив поздовжнього профілю дороги $\pm \sin \alpha$;
- додатковий опір рухові f_e при русі на криволінійних у плані дороги з ефектом бічного відведення шин.

Розрахунок необхідної потужності для переборення заданого умовами опору рухові передбачає також:

- врахування ширини шин при формуванні складової по f_0 ;
- лінійні зміни радіуса кочення r_k коліс залежно від тиску повітря в шинах (в межах до 10 %) та підведеного крутного моменту (в межах до 3-4 %) [1, 3, 9].

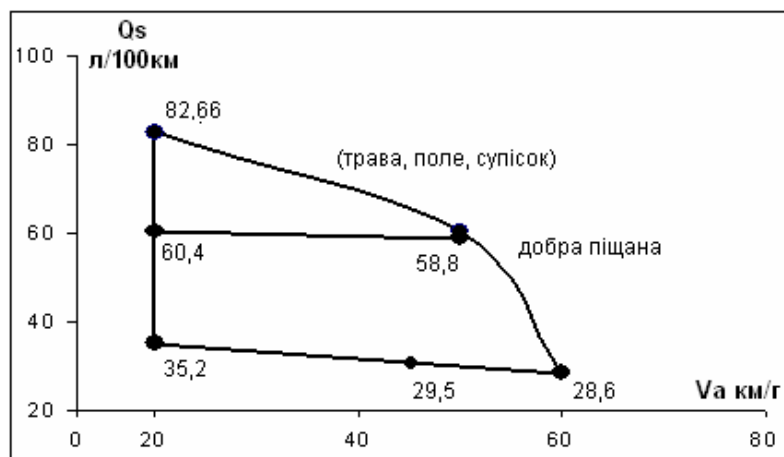


Рис. 3.
Паливно-економічна характеристика повнопривідного автомобіля на різних типах доріг

Опрацьований алгоритм комп'ютерного моделювання дає змогу побудувати універсальну паливно-економічну характеристику повнопривідного автомобіля практично для всіх умов руху (в т.ч. з відповідними спрощеннями і для доріг I та II категорій з твердим покриттям) та на етапі проектування і доводки здійснити відповідну корекцію передатних чисел трансмісії, значно зменшити обсяги і затрати на експериментальні дослідження (тільки для контрольних точок оцінки адекватності моделі), більш об'єктивно підійти до формування лінійних норм витрат палива Q_s в різних умовах експлуатації. Як приклад, на рис. 3, показано таку характеристику повнопривідної тривісної вантажівки з дизельним двигуном.

Література

1. Иларионов В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля (Теоретический анализ). – М.: Машиностроение, 1966. – 280 с.
2. Говорущенко Н.Я. Основы теории эксплуатации автомобилей. – К.: Вища шк., 1971. – 232 с.
3. Mitschke M. Dynamik der kraftfahrzeuge. Berlin – Heidelberg. New-York. Springer, Verlag. 1972. – 529 s.
4. Debicki M. Teoria samochodu. Teoria napędu. – Warszawa: WNT, 1976, 452 s.
5. Arczynski S. Mechanika ruchu samochodu. – Warszawa: WNT, 1994, 264 s.
6. Нефедов А.Ф., Высочин Л.Н. Планирование эксперимента и моделирование при исследовании эксплуатационных свойств автомобилей. – К.: Вища шк., 1976. – 160 с.
7. Кошарный Н.Ф. Техничко-эксплуатационные свойства автомобилей высокой проходимости. – К.: Вища шк., 1981. – 208 с.
8. Гринченко И.В., Розов Р.А., Вольский С.Г. Колесные автомобили высокой проходимости. – М.: Машиностроение, 1967. – 240 с.
9. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины. – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.
10. Шелухин А.С. Анализ потерь на качение пневматических шин в условиях движения автомобиля по дороге с твердым покрытием// В сб.: Труды НАМИ. – 1965, вып. 79. – С. 21-45.
11. Бухин Б.А. Введение в механику пневматических шин. – М.: Химия, 1988. – 224 с.
12. Пирковский Ю.В. Некоторые вопросы качения автомобильного колеса// Автомобильная промышленность. – 1965, № 12. – 26-29 с.
13. Говорущенко Н.Я. Вопросы теории эксплуатации автомобилей на дорогах с различной степенью ровности покрытий. – Харьков: Изд. Харьков. госун-тета, 1964. – 32 с.