

П.М. Гащук*, С.В. Нікіпчук

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки,*Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,
кафедра пожежної та аварійно-рятувальної техніки

ЗУМОВЛЕНІ ЗВОЛОЖЕНІСТЮ ДОРОГИ, АКУСТИЧНИМ ВИПРОМІНЮВАННЯМ ТА ПРОКОВЗУВАННЯМ ШИН СКЛАДОВІ КОЕФІЦІЄНТА ОПОРУ КОЧЕННЮ КОЛЕСА ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ

© Гащук П.М., Нікіпчук С.В., 2012

На підставі відомої експериментальної інформації розглянуто апроксимаційний інструментарій аналітичного відображення енергоперетворювальних властивостей колеса у симуляційних моделях транспортних засобів. В енергетичних термінах проаналізовані явища аквапланування, акустичного випромінювання, неупорядкованого проковзування, що супроводжують кочення колеса. Показано, що у поліноміальних описах цих явищ необхідно передбачити члени, які містять швидкість пересування колеса у дробових степенях.

On the basis of the known observational information the approximating tooling of analytical representation energy reformative properties of a wheel in Simulation models of trasport facilities is observed. In energy terms wheels of an appearance of hydroplaning accompanying rolling motion, acoustical radiation, disorder slippage are analysed. It is shown, that in polynomial expositions of these appearances it is necessary to provide the terms containing a travel speed of a wheel in nonintegral extents.

Постановка проблеми. Теорія експлуатаційних властивостей транспортних засобів об’єднує різні знання про колесо й машину в одне струнке ціле. Проте застосовувати суто теоретичні методи для визначення, скажімо, коефіцієнта опору коченню колеса, відповідного конкретним умовам руху, — не дуже ефективна справа. Вони не дають задовільного щодо точності результату (але дають змогу засвідчити загальну вірогідність теоретичних міркувань). Тому під час симулювання роботи транспортного засобу переважно спираються на емпіричні узагальнення. Отож, на шляху від якісних до кількісних співвідношень, коли в процесі пізнання властивостей колеса покладаються на вимірювання та математичний формалізм, переважно не уникнути емпіризму, тоді вдаються до апроксимаційного інструментарію, надаючи перевагу поліноміальним описам. Але, яким поліномам (і коли) потрібно надавати перевагу?

Аналіз відомих досліджень та публікацій. Не виникає жодних сумнівів, що опір коченню колеса певною мірою залежить від швидкості його руху. Проте у разі швидкостей пересування автомобіля до 40...50 м/с зазвичай небезпідставно вважають, що коефіцієнт опору коченню є сталим: $f_k = f_0 = \text{const}$. То чи можна поширити таке “бачення” на усі обставини кочення колеса і чи не існують якісь особливі ефекти, безпосередньо пов’язані зі швидкістю його руху?

Дуже складними явищами, що супроводжують кочення колеса, є аквапланування, акустичне випромінювання, неупорядковане (локальне) проковзування. Чи існують засоби оцінювання прояву цих цілком різних явищ під якимсь одним кутом зору?

Привабливою є ідея “вимірювати” досконалість механізмів і машин, керуючись суто енергетичними вимірниками [1, 2]. То ж чи можна залучити цю ідею до оцінювання водночас аквапланування, шумових ефектів, локального проковзування у контакті колеса й дороги? Якщо так, то властивості колеса, що зумовлюють безпеку руху, екологічність транспортного засобу, зношуваність шин, можна буде обговорювати у термінах енергоощадності. Власне на цьому зосередимось далі. Щоб зробити корисні висновки, цілком достатньо навіть опублікованої раніше інформації.

Постановка завдання. Мета роботи – викласти формалізовану методологію аналітичного відображення енергоперетворювальних властивостей колеса у симуляційних моделях транспортних машин апроксимаційними засобами, а також проаналізувати явища аквапланування, акустичного випромінювання, неупорядкованого проковзування, що супроводжують кочення колеса транспортної машини.

Основний матеріал. Акваопір коченню колеса. Як засвідчують експериментальні дослідження, на зволоженій долівці сила тертя ковзання чи сила зчеплення визначаються переважно макродеформаційною взаємодією колеса з долівкою, оскільки можливість наведення міжмолекулярних зв’язків обмежена наявністю плівки води. Синтезуючи математичні моделі взаємодії колеса з мокрою долівкою покладаються на одну з двох ідей.

Перша з них закликає спиратись на теорему про зміну кількості руху рідини та аналітичні співвідношення з теорії глісерування. Але аналіз отриманих під час реалізації цього підходу результатів показав, що вони істотно відрізняються від експериментальних. Цим підтверджується припущення, що динамічна дія води може бути причиною виникнення граничного випадку взаємодії колеса з мокрим покриттям — так званого динамічного аквапланування, — хіба що для авіаційних шин, тобто у разі дуже значних швидкостей руху машини.

Друга ідея покликана зважати насамперед на в’язкість рідини і застосовувати окремі випадки рівняння Рейнольдса (особливо, коли йдеться про нафту й жир на долівці у поєднанні з пилом). У цьому разі аквапланування мало б наставати за менших швидкостей руху колеса та менших товщин рідинної плівки. Однак числовий аналіз отриманих унаслідок реалізації цієї ідеї результатів показав, що в’язкісна дія рідин теж не може бути вичерпною причиною аквапланування шин автомобілів.

Вартує уваги й те, що свій внесок у прояв аква(гідро)планування додає перегріта пара, що під високим тиском виникає у сліді внаслідок нагрівання шини через тертя.

Отож, взаємодію колеса з мокрою долівкою не вдасться пояснити якоюсь однією причиною. Тому, як не прикро, її вивчають, покладаючись здебільшого суто на емпіричну інформацію.

У космічній і авіаційній техніці, наприклад, швидкість початку аквапланування пневматичного колеса в [knots, вузлах] ($1 \text{ kn} = 0,514444 \text{ м/с}$) визначають за формулою $v_{\text{aqx}} = 9\sqrt{p_w}$, де p_w — тиск повітря в шині у [psi — pound-force per square inch, lbf/in²] ($1 \text{ psi} = 1 \text{ lbf/in}^2 = 6894,76 \text{ Па}$). В СІ (у межах якої v_{aqx} — в м/с, p_w — в Па) ця формула має менш привабливий вигляд:

$v_{\text{aqx}} = 5,576 \cdot 10^{-2} \sqrt{p_w}$. Наприклад, у разі $p_w = 0,2 \text{ МПа}$:

$$v_{\text{aqx}} = 5,576 \cdot 10^{-2} \sqrt{200000} \approx 25 \text{ м/с} = 90 \text{ км/год.}$$

Отож, коли автомобіль потрапляє на дорогу, вкриту шаром води, то між колесом і поверхнею дороги може виникнути водяний клин: вода через свою інерцію не встигає повністю “втекти-втекати” з-під колеса і намагається підняти його. Колесо обов’язково спливе за доволі великої швидкості руху, більшої за деяку, так звану критичну. Аквапланування спостерігається передусім на гладкому асфальті. У разі “голомозої” шини аквапідіймальна сила зростає у 2...2,5 рази, а критична швидкість спадає приблизно у півтора рази.

Але якщо навіть швидкість руху колеса на вологій долівці далека від критичної, виникатиме клопіт через те, що колесо змушене витратити енергію на витискання води — в’язкої рідини — з-під себе. Звичайна пневматична шина легкової автівки витискає через свої канавки води до $4 \text{ дм}^3/\text{с}$, а канавки дощової шини спортивного автомобіля “Формула 1” на максимальній швидкості руху відводять воду з об’ємною швидкістю $135 \text{ дм}^3/\text{с}$. Отож, колесо виконує функції водяної помпи.

Цей останній ефект сприйматиметься як опір коченню колеса. Сила F_a цього опору залежить передусім від ширини B біжника, товщини водяної плівки h_a та швидкості v пересування колеса (рис. 1). З показаної на рис. 1 характеристики випливає емпіричне співвідношення:

$$F_a = k_a (h_a) B v^{n(h_a)}, \quad (1)$$

де k_a — коефіцієнт акваопору (опору водовідводу); n — показник степеня, залежний передусім від товщини h_a водяної плівки (показані на рис. 1 значення параметрів n , k_a відповідають величинам B — в см, F_a — в Н, v — в км/год). За доволі великих швидкостей колесо втрачає контакт з долівкою і сила опору далі зі збільшенням швидкості не змінюється.

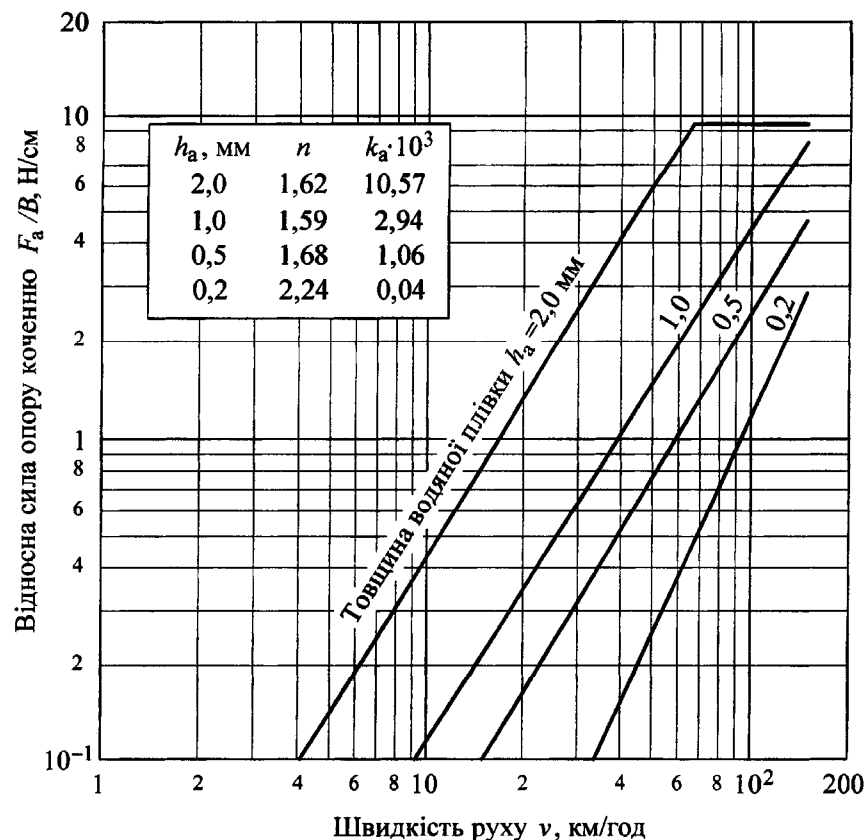


Рис. 1. Вплив ширини біжника, товщини водяної плівки та швидкості руху автомобіля на силу опору коченню колеса мокрою долівкою, яка виникає суто унаслідок витискування води зі сліду (за В. Генгенбахом)

Акустичне випромінювання енергії. Ще одним проявом енергетичних втрат є акустичне випромінювання, яким супроводжується кочення колеса. Головним чинником, що визначає рівень шуму, продукований пневматичною шиною легкової автівки, є швидкість руху колеса. Інші чинники — ступінь зношеності шини, навантаженість, тиск повітря в шині, температури довколишнього повітря, шини й долівки — мають, очевидно, другорядне значення. Щоправда, у разі вантажівки вагомим чинником постає також завантаженість шини.

За міру прояву звукової хвилі в певній точці простору править так званий звуковий тиск — змінна складова тиску повітря (вимірювана, наприклад, в Па), що виникає внаслідок накладання звукових коливань і є різницею між миттєвим значенням тиску p повітря та середнім його тиском p_c за відсутності звуку. Потужність, що переноситься коливаннями у просторі через поверхню одиничної площі, називають інтенсивністю (силою) коливань (зокрема, звукових): $I = P / A$; P — загальна потужність, A — площа поверхні, через яку проникають коливання потужністю P .

Оскільки органи слуху людини сприймають звуки, інтенсивність I яких може змінюватись у дуже широких межах (інтенсивність найгучнішого звуку, який ще здатне безболісно сприймати людське вухо може в 10^{12} разів перевищувати інтенсивність ледь чутного звуку; поріг чутності відповідає інтенсивності 10^{-12} Вт/м²), то інтенсивності звуків порівнюють за логарифмічною шкалою. Отож, прийнято оперувати так званим рівнем інтенсивності звуку, вимірюваним у белах (Б) — $L_I = \lg(I/I_0)$ чи децибелах (дБ) — $L_I = 10 \lg(I/I_0)$, де I — спостережувана інтенсивність, I_0 — деякий початковий рівень відліку (доречно взяти $I_0 = 10^{-12}$ Вт/м²). Отож, якщо рівень інтенсивності якогось звуку на 1, 2, 3,... Б вищий за рівень інтенсивності якое іншого звуку, то відношення інтенсивностей цих звуків становить 10, 10^2 , 10^3 ,...; поріг чутності відповідає рівню інтенсивності звуку $L_{I_0} = 0$ дБ. Терпимий найгучніший звук відповідає рівню інтенсивності 120...130 дБ (тобто — інтенсивності 1...10 Вт/м²); болісний поріг чутності (коли слухове сприйняття поступається відчуттю фізичного болю у вусі) — дець понад 130 дБ; зміна рівня інтенсивності менше як на 1 дБ фактично не відчутна для людського вуха, чим і приваблива логарифмічна шкала.

Реальні звуки містять в собі сукупно звукові коливання різних частот. Але людське вухо неоднаково чутне до звуків різної частоти: найбільша чутність вуха (гучність звуку) спостерігається за частот 2...5 кГц; вона монотонно спадає у разі відхилення чи у бік менших, чи у бік вищих частот у межах між порогами чутності. Отож, щоб врахувати суб'єктивні особливості сприйняття гучності багаточастотного звуку, акустичні вимірювання-оцінювання проводять з використанням спеціальних корегувальних фільтрів з характеристиками A , B , C , D . Наприклад, фільтр A відповідає рівню гучності близько 45 фонів.

Вплив швидкості v руху пневматичної шини на рівень інтенсивності L_A випромінюваного звуку (на рівень акустичного тиску) в сенсі фільтра A , можна наближено визначити за формулою

$$L_A = m + n \lg v, \text{ дБ},$$

де $m = 44...54$, $n = 34...42$ — емпіричні сталі з відповідними розмірностями (v — в м/с, $m + n = 70...90$). Стала n характеризує темп зростання сили звуку зі збільшенням швидкості руху колеса (а отже, вона пов'язана з чинниками, що збурюють коливання повітря). Тут покладаємось на висліди дослідження шин [3], виконаних на стенді зі сталевим біговим барабаном (рис. 2).

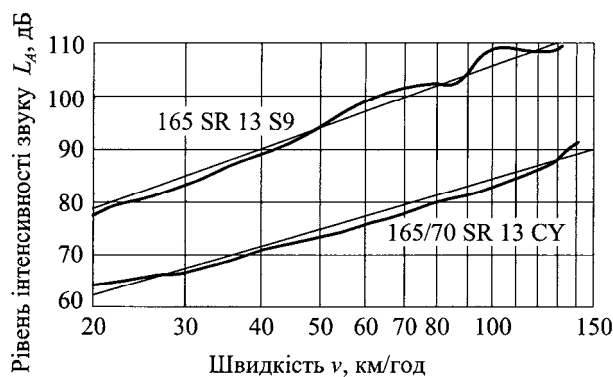


Рис. 2. Характеристики шумовипромінювання шин 165 SR 13 S9 (високої прохідності) та 165/70 SR 13 CY

Якщо б головним чинником провокування шуму було завихрення повітря внаслідок обертання колеса, то потужність звукового випромінювання можна було б визначати за формулою

$$P = \gamma A \left(\frac{v}{c} \right)^{\vartheta} \text{ (Вт)}, \quad (2)$$

де $\gamma = 500...5000$ Вт/м² — стала; A — площа зовнішньої поверхні шини, м²; c і v — швидкості поширення звуку і руху колеса, м/с; $\vartheta = 5,5$ — показник степеня. У такому разі довелося б визнати, що $n = 55$.

Помітну частку у шумовий ефект вносять удари ламелей біжника об долівку (особливо у разі позадорожніх шин), коливання каркаса шини з проявом явища прилипання біжника до долівки (особливо у разі “голомозих” шин спортивного призначення) та коливання повітря, затиснуваного між стінками канавок біжника і долівкою (особливо у разі дорожніх і універсальних шин). R. E. Hayden з’ясував, що явище перекачування повітря через канавки біжника, що називається “air pumping”, зумовлене потужністю, пропорційною до четвертого степеня швидкості ($\vartheta = n/10 = 4$). В такому разі можна вважати, що $n = 40$. А взагалі показник степеня, що характеризує потужність акустичного випромінювання (див. (2)) може набувати значень $\vartheta = 3,2 \dots 4,1$ — залежно від шини, хоча переважно все-таки $\vartheta \approx 4$.

Відомо, що менш обтяжливим для людського вуха є звук, який покриває широкую смугу частот, аніж звук вузького частотного спектра. Щоб “розмити” спектр звуку, випромінюваного пневматичною шиною, поділ біжника на ламелі роблять нерівномірним у різних напрямках. Але це все унеможливило цілком усунути домінантні звукові частоти (рис. 3) [3].

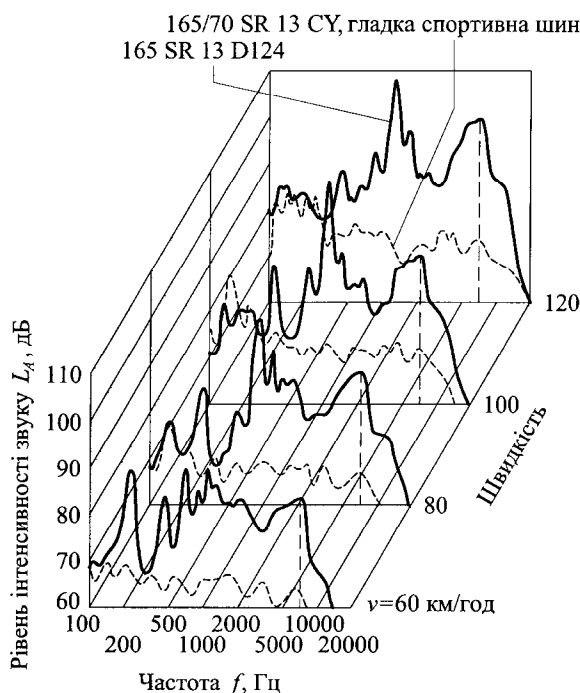


Рис. 3. Спектральні характеристики шумовипромінювання звичайної шини 165 SR 13 D124 та “slick — слік”-шини 165/70 SR 13 CY (шини, позбавленої ламелей різьби на біжнику)

Покладаючись на формулу (2) і на вищевикладене, можна зробити висновок, що додатковий опір повітря коченню колеса доречно оцінювати коефіцієнтом опору коченню:

$$f_k = f_w = \frac{P}{F_z v} = k_{w1} v^{\vartheta_1 - 1} + k_{w2} v^{\vartheta_2 - 1} = k_{w1} v^3 + k_{w2} v^{9/2}, \quad (3)$$

де F_z — вертикальне навантаження на шину; k_{w1} , $\vartheta = \vartheta_1 = 4$ — параметри, що характеризують втрати енергії внаслідок прояву явища “air pumping”; k_{w2} , $\vartheta = \vartheta_2 = 5,5$ — параметри, що характеризують втрати енергії внаслідок завихрення повітря колесом. Ті самі параметри характеризують й акустичні випромінювання.

Емпіричні узагальнення. Вплив швидкості поступного руху колеса на коефіцієнт опору коченню (коефіцієнт тертя кочення) зазвичай аналітично на підставі емпіричної інформації описують поліномом

$$f_k \equiv f(v) = \sum_{i=0}^n f_i v^{k_i}, \quad (4)$$

де f_i , k_i , $i=\overline{1,n}$, — незалежні від v параметри, визначені експериментально. Особливо покладаються на дуже простий варіант зазначеного полінома — біном (двочлен) [4, 5]:

$$f_k = f_0 + f_1 v^2 = f_0 + f_v v^2. \quad (5)$$

Значення величин f_0 , $f_1 = f_v$ визначають у дослідний спосіб для кожної шини у певних умовах кочення.

Коефіцієнт опору коченню пропорційний до нормального навантаження на колесо і істотно залежить від тиску повітря в шині. Зі збільшенням тиску p_w опір коченню переважно зменшується так, ніби зменшується вертикальне навантаження на колесо F_z . Цей факт відображає, емпіричне рівняння (5) [5] (див. також [4]):

$$f_k = \frac{k_f}{1000} \left(5,1 + \frac{5,5 \cdot 10^5 + 90 F_z}{p_w} + \frac{1100 + 0,0388 F_z}{p_w} v^2 \right), \quad (6)$$

де F_z — в Н, p_w — в Па, v — в м/с; $k_f = 0,8$ у разі радіальних шин і $1,0$ — у разі діагональних шин. Опір коченню коліс мотоцикла пропонують [5] оцінювати за допомогою емпіричних співвідношень

$$f_k = \begin{cases} 0,0085 + \frac{1800}{p_w} + \frac{2,0606}{p_w} v^2, & v \leq 46 \text{ м/с} \approx 165 \text{ км/год}, \\ \frac{1800}{p_w} + \frac{3,7714}{p_w} v^2, & v > 46 \text{ м/с} \approx 165 \text{ км/год}. \end{cases} \quad (7)$$

Відповідно до (6), (7) величина f_k , лінійно пропорційна до величини $1/p_w$, а насправді частіше спостерігається нелінійна пропорційність. У цьому сенсі звертає увагу на себе давно запропонована [6] формула

$$f_k = k_f \left(k_0 p_w^{-2/3} + k_2 p_w^{-1/2} v^2 + k_3 p_w^{-4/3} v^3 \right), \quad (8)$$

де $k_f = 1,0$ чи $1,25$ чи $0,9$, коли йдеться про нову, чи уживану, чи цілком зношену шину; k_0 , k_2 , k_3 — сталі.

У першому наближенні модель коливальної системи автомобіля відображає колесо як безмасову пружину. Але у разі частот коливань понад 50 Гц колесо часто доводиться розглядати вже як самостійну коливальну систему із розосередженою периферійно масою біжника. Унаслідок сплюснення пневматичної шини під час контактування з долівкою деформації зазнають також і частини шини поза слідом. Згадані маси спричиняють коливання з власними частотами тих частин шини, що вийшли зі сліду. За певних швидкостей кочення колеса, які називають критичними, може виникати так звана “стояча” хвиля, що згасає приблизно на чверті довжини біжника. Це явище супроводжується різким зростанням внутрішнього тертя і, як наслідок, — значними втратами енергії, поступовим перегріванням та руйнуванням шини. Тому навіть рівняння (5) є чинним за швидкостей, менших за критичні.

Коефіцієнт опору коченню завжди інтенсивно зростає в області високих швидкостей руху колеса, і це є опосередкованим свідченням значних за цих умов втрат енергії у формі теплоти. Отож, через температурні обмеження на швидкісних автомобілях повинні застосовуватись шини, що мають за високих швидкостей руху малий опір коченню — хай це навіть призводить до зростання опору коченню у разі малих швидкостей (рис. 4 [7]: S, H, V — індекси, що позначають допустимі швидкості застосування шин: відповідно до 180, до 210, до 240 км/год; буква R позначає радіальні шини; характеристики, отримані на бігових барабанах, і відповідатимуть умовам міських вулиць у разі збільшення ординат приблизно на 25 % [8]). За подібної конструкції і однакового навантаження досягається це, насамперед завдяки збільшенню жорсткості шини. Отож, шини, призначені для руху з більшими швидкостями, мають бути “твердішими”.

Вирази (5)–(8) є окремими втіленнями виразу (4), але такими, що k_i — лише цілі числа. Натомість, сумарний опір коченню, пов'язаний з безпекою руху та акустичним дискомфортом, можна визначати як суму (див. (1) і (3)):

$$F_f = f_w F_z + F_a = (k_{w1} v^3 + k_{w2} v^{9/2}) F_z + k_a B v^n,$$

де показник степеня n може набувати ірраціональних значень поряд з цілим 3 та раціональним 9/2 степенями. З цього випливає, що традиційні моделі не “бачать” прояву як акваопору, так і акустичного опору.

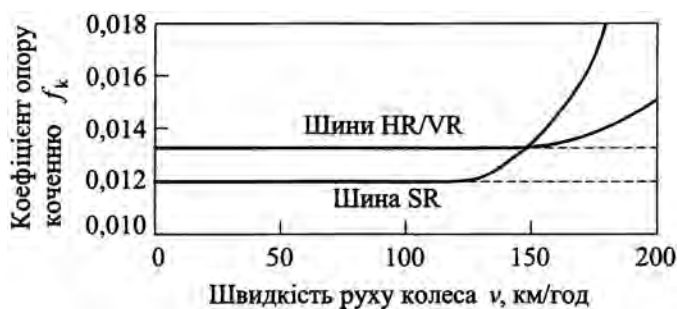


Рис. 4. Схематичне зображення швидкісних характеристик шин різного призначення

Поняття узагальненого коефіцієнта опору коченню. Часто площина кочення й площина обертання колеса не збігаються (у разі криволінійного руху під впливом відцентрових сил чи у разі прямолінійного руху колеса з розвалом — нахиленим вбік). Отже, якщо колесо котиться чисто у якомусь певному напрямі і водночас ковзає в бік під кутом β_s , а отже, рухається збочено під деяким кутом β , то є підстави вважати, що воно виконує деяку елементарну роботу $dW = f_s F_z ds_k$ проти сили $f_k F_z$ опору коченню та сили $\mu_k F_z$ опору тертя ковзанню (f_s — коефіцієнт опору рухові колеса; ds_k — елементарне переміщення центра колеса; μ_k — залежний від кута збочення β коефіцієнт тертя ковзання). У такому разі для відображення балансу робіт напрошується вираз $f_{k\beta} F_z ds_k = f_k F_z ds_k \cos \beta_s + \mu_k F_z ds_k \sin \beta_s$, звідки випливає величина

$$f_{k\beta} = f_k \cos \beta + \mu_k \sin \beta, \quad (9)$$

— узагальнений коефіцієнт опору збоченому коченню колеса.

Якщо до колеса прикласти обертальний момент, то воно котитиметься з деяким проковзуванням. Отож, коли б за заданих умов тягне колесо перекотилося на віддаль ds_{kt} , то тягове зможе пересунутися на меншу віддаль ds_k . Величина $ds_{kt} - ds_k$ — це шлях ковзання, на якому сила тертя виконує роботу $\mu_k F_z (ds_{kt} - ds_k)$. Вводячи коефіцієнт f_{ks} поздовжнього опору кочення-ковзання колеса, можна укласти баланс робіт $f_{ks} F_z ds_k = f_k F_z ds_k + \mu_k F_z (ds_{kt} - ds_k)$, з якого випливає, що

$$f_{ks} = f_k + \mu_k \frac{ds_{kt} - ds_k}{ds_k} = f_k + \mu_k s, \quad (10)$$

де

$$s = \frac{ds_{kt} - ds_k}{ds_k} = \frac{ds_{kt} / dt - ds_k / dt}{ds_k / dt} = \frac{\dot{s}_{kt} - \dot{s}_k}{\dot{s}_k} = \frac{v_{kt} - v_k}{v_k}$$

— коефіцієнт (упорядкованого, глобального) проковзування тягового колеса, коефіцієнт ковзання-буксування колеса. Тут μ_k — величина, залежна від умов ковзання; v_{kt} , v_k — швидкості руху тяжного і нетяжного (активного) коліс.

Але якщо колесо гальмує, то $ds_{kt} < ds_k$ і баланс робіт доведеться писати у вигляді $f_{ks} F_z ds_k = f_k F_z ds_{kt} + \mu_k F_z (ds_k - ds_{kt})$, звідки

$$f_{ks} = f_k \frac{ds_{kt}}{ds_k} + \mu_k \frac{ds_k - ds_{kt}}{ds_k} = f_k \frac{v_{kt}}{v_k} + \mu_k \frac{v_k - v_{kt}}{v_k} = f_k (1 - s) + \mu_k s,$$

де $s = (v_k - v_{kt}) / v_k$ — коефіцієнт (упорядкованого, глобального) проковзування гальмівного колеса, коефіцієнт ковзання-юзу колеса.

Отже, формально суміщаючи ефект дисипативного опору коченню та ефект упорядкованого ковзання колеса, можна означити так званий узагальнений коефіцієнт опору коченню (9), коли йдеться про збочене кочення колеса, чи (10), — коли йдеться про кочення колеса з поздовжнім ковзанням.

Висновки. Отже, апроксимаційний інструментарій у формі поліноміальних описів — ефективний засіб аналітичного відображення енергоперетворювальних властивостей колеса у симуляційних моделях транспортних засобів. В енергетичних термінах доречно аналізувати ще й аквапланування, акустичне випромінювання, неупорядковане (локальне) проковзування — особливі явища, до вивчення яких, на перший погляд, мали б застосовуватися лише особливі методи. Але при цьому у поліноміальних описах доведеться передбачити члени, які містять швидкість у дробових степенях. Аналітичні описи, у яких коефіцієнт опору коченню є сталим, насправді не можуть “бачити” зазначені явища, які безпосередньо пов’язані зі швидкістю руху колеса й машини.

1. Гацук П.Н. Оптимизация топливно-скоростных свойств автомобиля. — Львов: Вища шк., 1987. — 168 с. 2. Гацук П. Н. Энергетическая эффективность автомобиля.— Львов: Світ, 1992.— 208 с. 3. Ejsmont J., Taryma S., Wilga M. Wpływ prędkości jazdy na hałas opon // Technika motoryzacyjna. — No 11–12. — 1981.— S. 14–16. 4. Eckert B. Das Rraftfahrzeug-Wechselgetriebe, Aufgaben und Grundlagen der Auslegung// ATZ. — H. — 1941. — S. 225–239. 5. Jazar R. N. Vehicle Dynamics: Theory and Application. — New York: Springer Science+Business Media, LLC, 2008.— 1015 p. 6. Hahn H. Beschleunigungsvermögen und Bergsteigefähigkeit des Stromlinienwagens // ATZ. — H. 2. — 1941. — S. 31–36. 7. Zomotor A. Fahrwerktechnik: Fahrverhalten: Kräfte am Fahrzeug, Bremsverhalten, Lenkverhalten, Testverfahren, Meßtechnik, Bewertungsmethoden, Versuchseinrichtungen, aktive Sicherheit, Unfallverhütung. — Würzburg: Vogel-Buchverlag (Vogel-Fachbuch: Kraftfahrzeugtechnik), 1991. — 392 s. 8. Bathelt H. Die Berechnung des Aquaplaningverhaltens von glatten und profilierten Reifen // ATZ 75 (1973). — S. 368–374.