

К. Ц. ГЛАВАЦЬКИЙ, к. т. н.

*Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна*

АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНИХ КОТКІВ

Постановка проблеми. Робота виконується для поліпшення групи коткових ґрунтоущільнювальних машин при роботі з насипними ґрунтами.

Вібраційні котки більш продуктивні, ніж котки статичні, тому вони і отримали більше поширення і по суті замінили легкі, середні та важкі котки статичної дії.

Ущільнення ґрунтів відноситься до найбільш важливих елементів технологічного процесу зведення земляного полотна автомобільних доріг і залізниць, гребель і тощо. Від якості виконання цього процесу залежить подальша їх служба.

Створення основ теорії вібраційного ущільнення матеріалів, що базується на механо-реологічних властивостях матеріалів при різних режимах ущільнення потребує великих експериментальних досліджень і добре обґрунтованою, чітко сформульованої теорії. Результатом таких досліджень має бути створення нових, більш досконалих типів ущільнюючої техніки та оптимізації технологічного процесу ущільнення.

Актуальність питання пояснюється розширенням експлуатаційних можливостей ґрунтоущільнювальних машин і адаптації машини до технологічних умов, а також суттєвого скорочення їх номенклатури. При цьому основною проблемою являється ефективне ущільнення ґрунту без його розущільнення. Котки з вібровальцем дають можливість регулювати площу контакту з ґрунтом і цим самим збільшувати напруження по мірі ущільнення ґрунту на межі контакту котка і поверхні ґрунту.

При цьому необхідно встановити співвідношення між параметрами взаємодії вібровальця і ґрунту.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Останні дослідження в області оптимізації параметрів ґрунтоущільнювальних машин і, зокрема, вібраційних котків, спрямовані на подальший розвиток методик вибору їх раціональних параметрів. Зокрема, актуальним є напрямок створення «розумних» віброкотків для дорожників, здатних пристосовуватися до заданих технологічних умов ведення робіт, з урахуванням виду покриття, його стану і товщини, коефіцієнта ущільнення ґрунту, стадії ущільнення ґрунту,

створення тандемних віброкотків, а також створення суміщених з конструкцією віброкотків систем автоматизованого контролю за ступінню ущільнення ґрунту.

Але роботи, пов'язані з питанням систематизації співвідношень між технологічними параметрами віброкотків і визначенням діапазонів їх раціональних значень відсутні.

Мета. Метою досліджень, наведених в роботі, є систематизація і наглядне представлення співвідношень між технологічними параметрами віброкотків для визначення діапазонів їх раціональних значень і оптимальних показників їх роботи.

Основний матеріал. Вихідними даними до аналізу параметрів вібраційних котків шляхом співставлення параметрів ГУМ віброкотків включає: основні, допоміжні, абсолютні і відносні, а також узагальнюючі показники. Зокрема, до основних показників віброкотків відносяться: вага котка і його основних частин, потужність двигуна, геометричні розміри робочих органів, частота і амплітуда коливань, збурююча сила.

До допоміжних параметрів роботи котків відносять: швидкість руху, розподіл мас між окремими частинами котка, додаткові розміри складових частин котка, кількість проходів, а також ряд параметрів, пов'язаних з ґрунтом таких як: гранулометричний склад, коефіцієнт зовнішнього і внутрішнього тертя тощо.

До абсолютних параметрів відносяться всі ті, які мають прості стандартні одиниці вимірювання (с, м, кг, Н, Вт, Гц, тощо).

До відносних техніко економічних показників входять ті, що є співвідношенням двох чи більше абсолютних. В даній роботі це такі показники, які влучно і логічно характеризують певні можливості віброкотків. Наприклад: співвідношення ваги вальця до потужності двигуна – є питомою енергоємністю машини; співвідношення ваги вальця до амплітуди коливань – питомою рухливістю вальця котка; співвідношення збурюючої сили вібраторів до потужності двигуна – питомою динамічністю котка; співвідношення частоти до амплітуди коливань - циклічністю роботи машини; співвідношення ваги вальця до амплітуди – питомою матеріалозабезпеченістю.

Узагальнюючі показники потрібні для визначення кращої машини або групи машин за показником, що, по суті, являються добутком відносних технічних показників. Він може бути: середнім, статичним, динамічним. При цьому статичний показник враховує такі співвідношення показників, які не мають збурюючої сили, частоти і амплітуди коливань. Для групи машин, що випускаються різними фірмами-виробниками розраховані вище вказані показники і систематизовані у табличному вигляді. Для дослідження залежностей між параметрами віброкотків наведена вибірка

машин шести найбільш поширених фірм-виробників даної техніки, таких як AMMANN, BOMAG, DYNAPAK, JCB VIBROMAX, HAMMAG, VOLVO (ABG) [1, с. 54-66], [2, с. 21-36], [3, с. 101-116], [4, с. 52-65].

AMMANN (14 машин): RW1800SPT, RW3005SPT, ASC70, ASC70PD, ASC90, ASC90PD, ASC100, ASC110PD, ASC150, ASC150PD, ASC200, ASC200PD, ASC250, ASC250PD.

BOMAG (19 машин): BW124DH-3, BW24PDH-3, BW124PDB(T)-3, BW145D-3, BW145DH-3, BW145PDH-3, BW177D-4, BW177DH-4, BW177PDH-4, BW177DHC-4, BW213DHC-4, BW213PDHC-4, BW213DH-4BVC, BW213DH-4BVCP, BW214DH-4, BW214PDH-4, BW214DHC-4, BW216D-4, BW216PD-4.

DYNAPAK (24 машини): CA134D, CA134PD, CA144D, CA144PD, CA150, CA150D, CA150P, CA150PD, CA152, CA152D, CA152PD, CA182D, CA182PD, CA250, CA250D, CA250P, CA250PD, CA252, CA252D, CA260D, CA260PD, CA262D, CA262PD, CA280,

JCB VIBROMAX (7 машин): VM46D/PD, VM75D/PD, VM115D/PD, VM132D/PD, VM146D/PD, VM166D/PD, VM200D/PD.

HAMMAG (26 машин): 3205, 3205P, 3307P, 3307HTP, 3307VIO, 3307HTVIO, 3410, 3410P, 3411, 3411P, 3412, 3412HT, 3412VIO, 3412HTVIO, 3412P, 3412HTP, 3414HT, 3414VIO, 3414HTVIO, 3414P, 3414HTP, 3516, 3516HT, 3516P, 3516HTP, 3518.

VOLVO (ABG) (15 машин): SD45D, SD45F, SD70D, SD77DX, SD77F, SD100D, SD105DX, SD105F, SD116DX, SD116F, SD122D, SD122DX, SD122F, SD160DX, SD160F.

На основі даної вибірки виконана систематизація їх технічних характеристик, таких як експлуатаційна маса, габаритні розміри, розподіл загальної ваги між осями вібровальцевого та тракторного модулів, вага вібровальця G_B , потужність двигуна N_d , ширина та діаметр вальця, кількість кулачків на вальці, висота кулачка, площа контакту кулачка A_k , номінальна амплітуда коливань вальця A , частота коливань f , відцентрова збурююча сила вібраторів F_B ,

Використовуючи дані технічні характеристики визначені характеристичні співвідношення: 1) G_B/N_d , (кН/кВт); 2) G_B/A_k , (кН/м²); 3) F_B/N_d , (кН/кВт); 4) f/A , (Гц/мм); 5) f/G_B , (Гц/кН); 6) G_B/A , (кН/мм), а також узагальнюючий показник для кожної з наведених машин, P_y – як добуток перерахованих співвідношень, середній узагальнюючий показник для груп машин кожної з шести фірм $P_{y(фр)}$, статичний узагальнюючий показник $P_{ст}$, який є результатом добутку співвідношень між

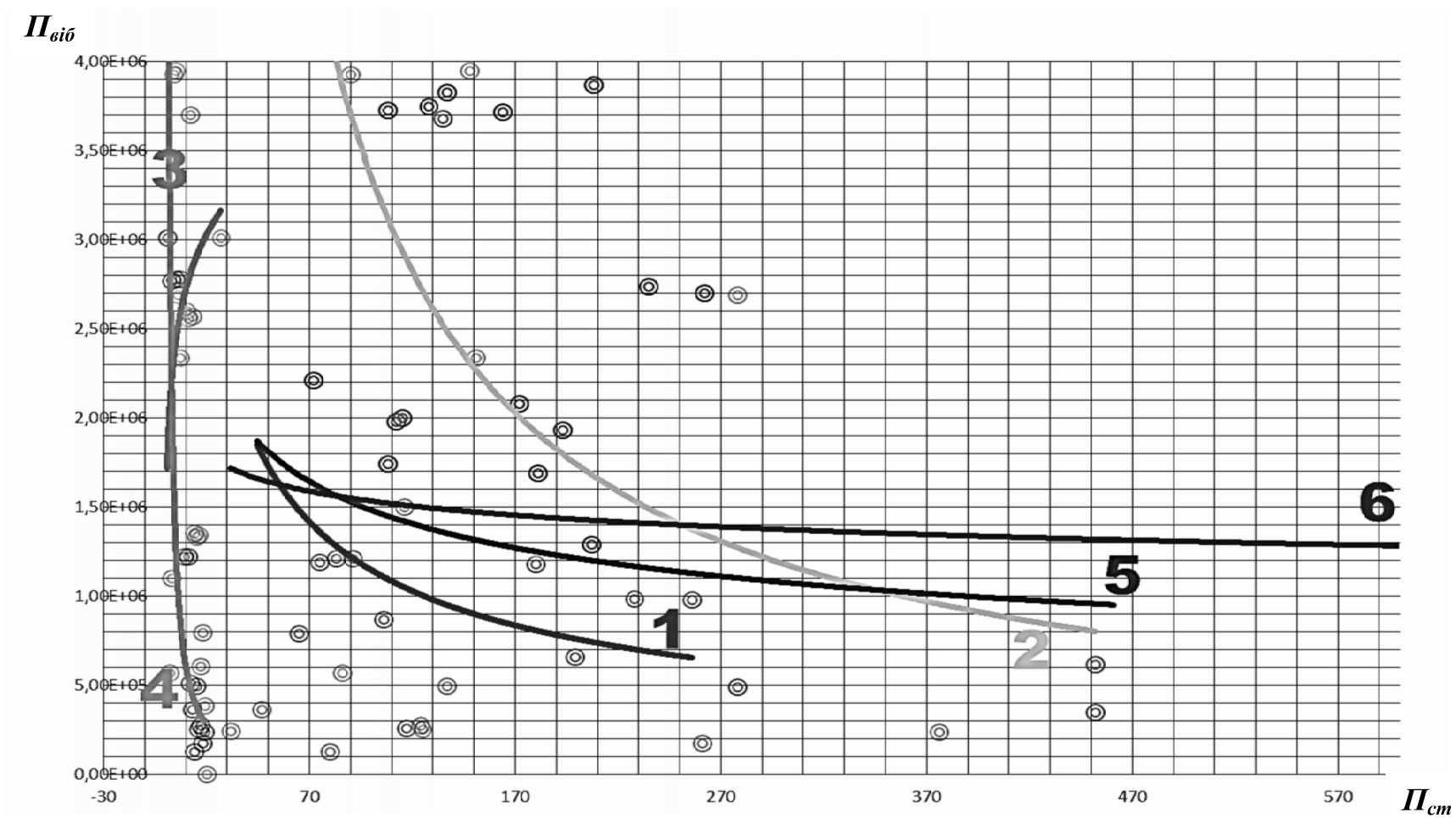


Рис. 1. Залежність загального вібраційного показника P_{vib} від загального статичного показника P_{st} машин усіх фірм: 1 – AMMANN; 2 – BOMAG; 3 – DYNAPAC; 4 – JCB VIBROMAX; 5 – HAMMAG ; 6 – VOLVO.

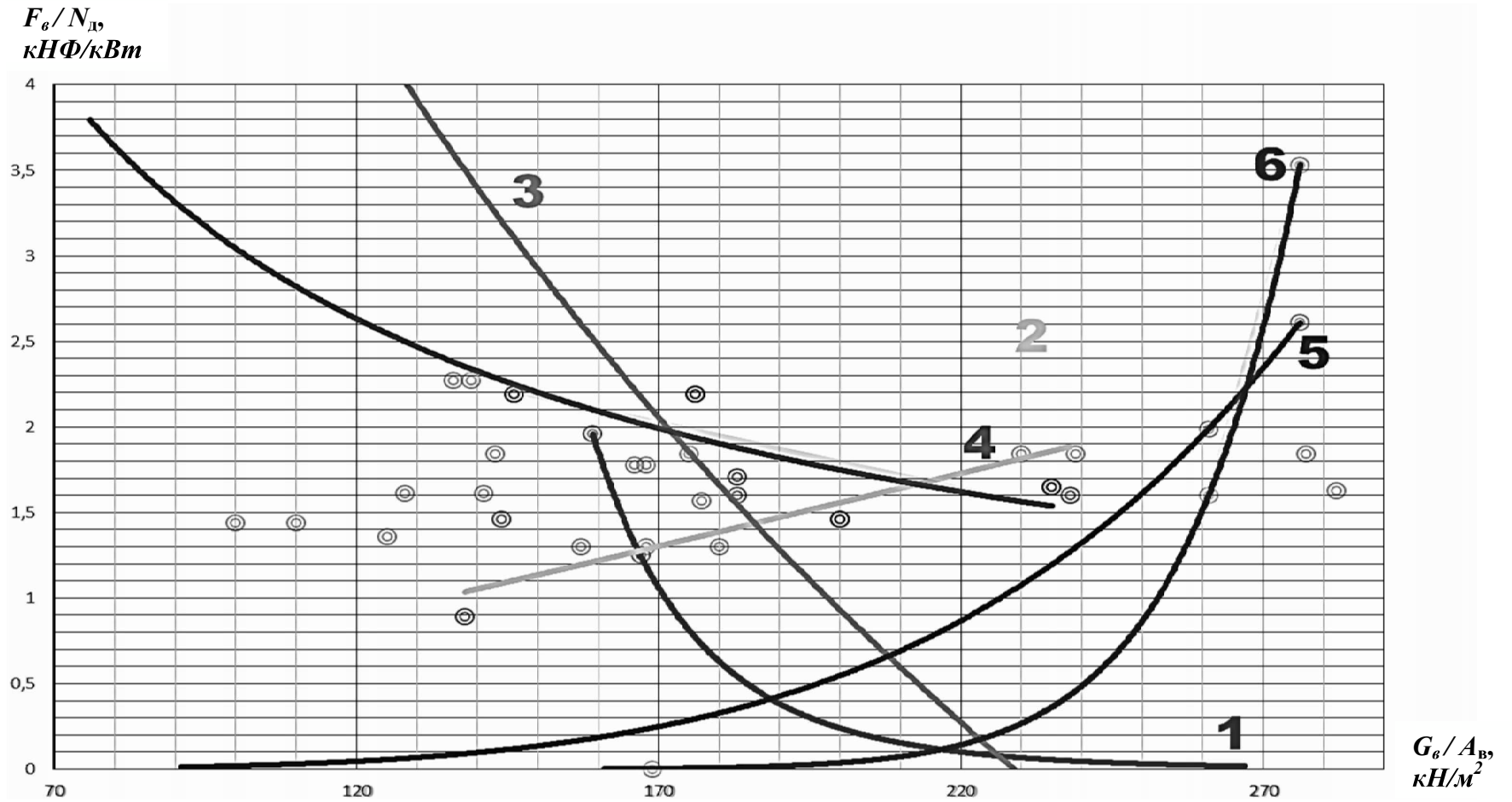


Рис. 2. Залежність співвідношення F_b до N_d від від ваги G_b катка до його амплітуди A_b всіх машин: 1 – AMMANN; 2 – BOMAG; 3 – DYNAPAC; 4 – JCB VIBROMAX; 5 – HAMMAG; 6 – VOLVO.

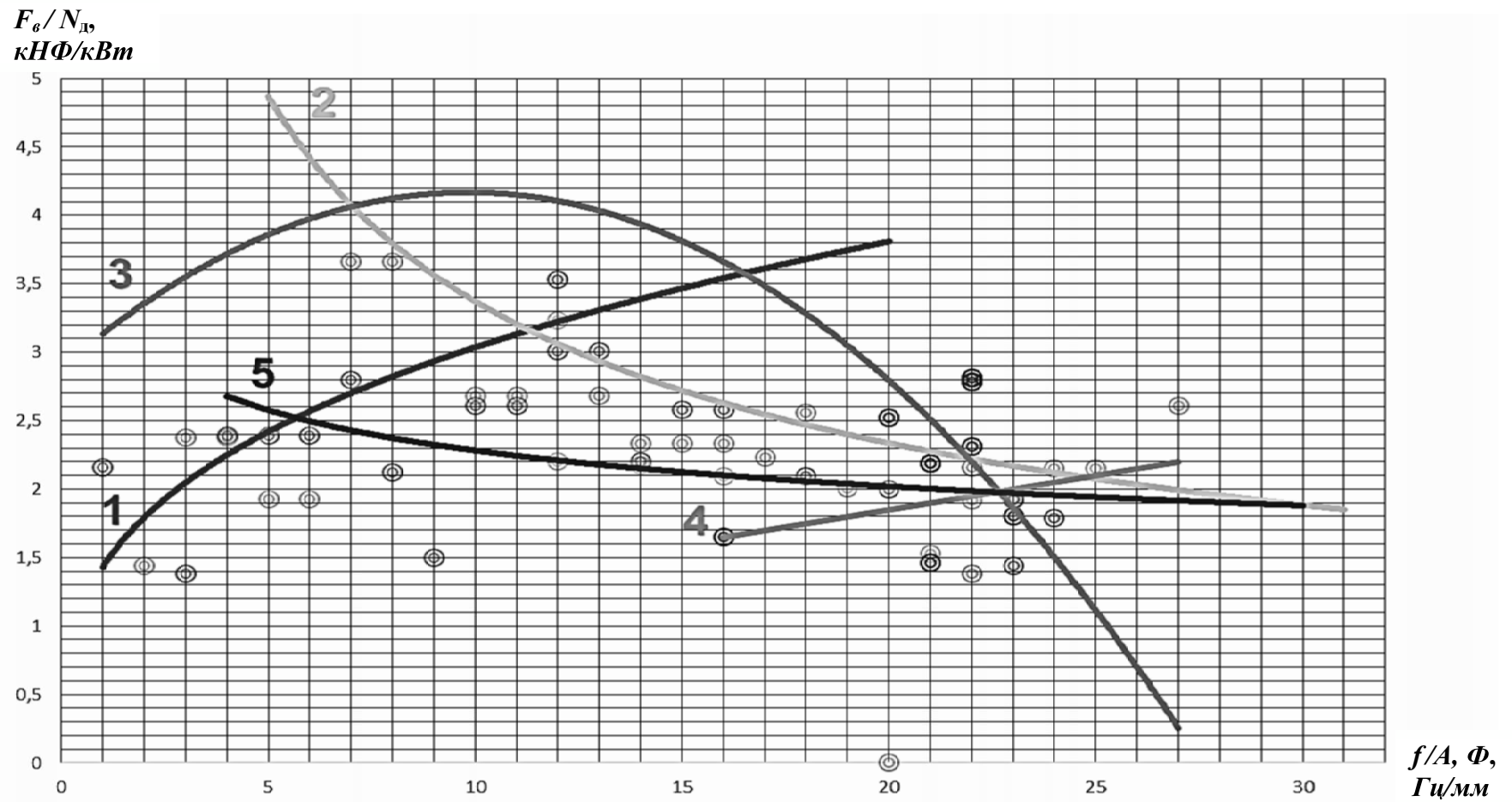


Рис. 3. Залежність співвідношення F_v до N_d від співвідношення f до A машин всіх фірм: 1 – AMMANN; 2 – BOMAG; 3 – DYNAPAC; 4 – HAMMAG; 5 – VOLVO.

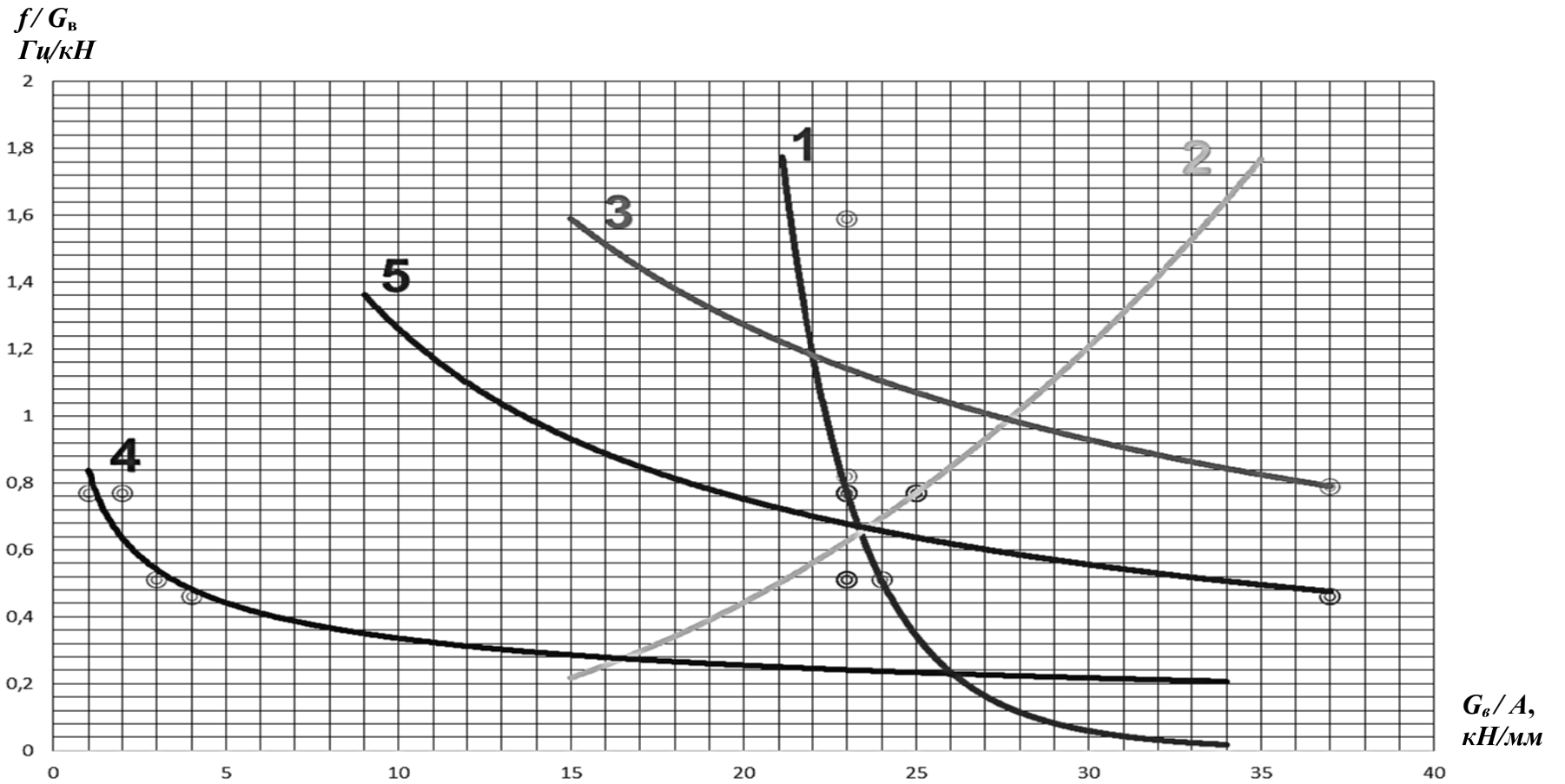


Рис. 4. Залежність співвідношення f до G_b від співвідношення G_b до A машин всіх фірм: 1 – AMMANN; 2 – BOMAG; 3 – DYNAPAC; 4 – HAMMAG; 5 – VOLVO.

статичними параметрами машин, а також динамічний узагальнюючий показник $P_{віб}$, який враховує динамічні характеристики віброкотків.

Результати підрахунку представлені у вигляді графіків на рис. 1 – 4.

На основі табличних даних побудовані графіки залежності для візуалізації отриманих результатів і їх співставлення з метою визначення раціональних і оптимальних значень величин для надання практичних рекомендацій організаціям з проектування і експлуатації даних машин. Зокрема побудовані наступні графічні залежності: 1) залежність загального вібраційного показника $P_{віб}$ від загального статичного показника $P_{ст}$ (рис. 1); 2) залежність співвідношення F_v до N_d від ваги G_v котка до його амплітуди A_v (рис. 2); 3) залежність співвідношення F_v до N_d від співвідношення f до A (рис. 3); 4) залежність співвідношення f до G_v від співвідношення G_v до A (рис. 4).

У процесі побудови використані можливості програми Excel, що дозволяє побудувати: лінію тренда і рівняння для кожної лінії тренда.

Такі рівняння в подальшому можна використовувати для математичного моделювання ґрунтоущільнювальних машин як початкові середні вихідні дані. На початку проектування це дозволить значно скоротити пошук бажаного кінцевого результату. Пошук раціональних параметрів визначається зоною, обмеженою декількома лініями. При цьому межі зони, спроектовані на відповідні вісі координат, і далі на відповідні криві. Це дозволяє на кожній кривій отримати відрізок, що відповідає раціональним чи оптимальним значенням параметра з урахуванням інших.

Для пошуку оптимальних параметрів використовують точку перетину графіків. І тут не завжди багато графіків перетинаються в одній точці. Тому, як правило, оптимальний параметр можна знайти на перетині пари кривих. Крім того оптимальними можна вважати параметри, що відповідають декільком кривим одночасно, у випадку коли зона їх спільної дії мінімальна.

Якщо на деяких сумісних графіках спостерігається певна паралельність ліній, то це свідчить про відповідність даних параметрів різноманітним типорозмірам машин.

Висновки. Розрахувавши табличні показники і побудувавши графіки за цими розрахунками для шести груп фірм-виробників машин з вібраційними системами а саме, таких як: AMMANN; BOMAG; DYNAPAC; JCB, VIBROMAX; HAMMAG; VOLVO, знайдені раціональні і оптимальні параметри залежностей цих груп машин.

Побудовані наступні графічні залежності:

- загального вібраційного показника $P_{віб}$ від загального статичного показника $P_{ст}$ (рис. 1), на якому видно, що область раціональних параметрів обмежена кривими 2, 5, 6, що перетинаються, а оптимальним параметрам відповідає перетин кривих 1, 5, 6.

- співвідношення F_B до N_d від від ваги G_B котка до його амплітуди A_B . (рис. 2), на якому видно, що раціональним параметрам відповідає перетин кривих під номером 1, 2, 3, 5 і 1, 3, 5, 6, а оптимальні параметри визначаються перетином кривих 1, 3, 6.

- співвідношення F_B до N_d від співвідношення f до A (рис. 3), на якому видно, що раціональним параметрам відповідає перетин кривих під номером 1, 2, 5 і 1, 2, 3, а оптимальні параметри визначаються перетином кривих 3, 4, 5;

- співвідношення f до G_B від співвідношення G_B до A . (рис 4), на якому видно, що раціональним параметрам відповідає перетин кривих під номером 1, 2, 3 і 1, 2, 4, а оптимальні параметри визначаються перетином кривих 1, 2, 5.

ЛІТЕРАТУРА

1. Дорожная техника. Каталог-справочник Технологии строительства, реконструкции, ремонта и содержания автомобильных дорог. – М.: Транспорт, 2009. – 350 с.
2. Дорожная техника. Каталог-справочник Технологии строительства, реконструкции, ремонта и содержания автомобильных дорог. – М.: Транспорт, 2008 - 358с.
3. Дорожная техника. Каталог-справочник Технологии строительства, реконструкции, ремонта и содержания автомобильных дорог. – М.: Транспорт, 2007 - 365с.
4. Дорожная техника. Каталог-справочник Технологии строительства, реконструкции, ремонта и содержания автомобильных дорог. – М.: Транспорт, 2006 - 360с.

УДК 621.878.23.001.4

Л. А. ХМАРА, д. т. н., М. І. ДЕРЕВ'ЯНЧУК, ст. викладач,

К. А. КРЕКНІН, інженер.

ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»

АНАЛІТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ОБ'ЄМУ ПРИЗМИ ВОЛОЧІННЯ ТРИСЕКЦІЙНИХ БУЛЬДОЗЕРНИХ ВІДВАЛІВ З НАХИЛЕНИМИ ОСЯМИ ШАРНІРІВ В НАКОПИЧУВАЛЬНОМУ РЕЖИМІ РОБОТИ

Актуальність проблеми. Масове використання бульдозерних агрегатів в різних галузях будівництва потребує постійного удосконалення їх конструкції та технологічних показників. Найбільш важливим елементом цих машин є робоче обладнання, досконалість якого визначає ефективність цих агрегатів. Одним із перспективних напрямів удосконалення робочого обладнання бульдозерів є