

УДК 621.878:620.1.05

Л.Є. ПЕЛЕВІН, канд.техн.наук, Г.О. АРЖАСЬВ, магістр,
А.С. ЦЕПЛЯСЬВ, аспірант, М.М. БАЛАКА, магістр

Київський національний університет будівництва і архітектури

ВИБІР І РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДИНАМОМЕТРИЧНИХ ЛАБОРАТОРІЙ ДЛЯ ТЯГОВИХ ВИПРОБУВАНЬ САМОХІДНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЗАСОБІВ

Вступ. За останні роки в Україні відновилося виробництво будівельно-дорожньої техніки власних розробок, у тому числі землерийно-транспортних машин (ЗТМ), а саме: автогрейдера ДЗк-250 класу 180 і навантажувача ПФ-04 типорозміру ПК-4 на Крюківському вагонобудівному заводі (м. Кременчук) [1], бульдозерів Т-150Д-05-09, ХТЗ-150КД-09 відповідно типорозмірів БГН-6, БКН-5 і навантажувача Т-156Б-09 типорозміру ПК-3 па базі нової серії промислових тракторів Харківського тракторного заводу [2]. Нажаль в експлуатаційних документах вказаних машин відсутні їх тягові характеристики¹, що затрудняє для експлуатаційних підприємств визначення тягово-зчіпних і паливо-економічних показників, необхідних для обґрунтованого вибору цих машин під час використання їх в конкретних умовах експлуатації.

Ця обставина, очевидно, є наслідком відсутності вітчизняного центру випробувань і сертифікації продукції будівельно-дорожнього машинобудування України, утворення якого, за думкою проф. Хмари Л.А., в цей час є дуже актуальним [5]. При наявності такої організації всі існуючі і майбутні вітчизняні ЗТМ для оцінки їх тягово-зчіпних і паливо-економічних показників обов'язково повинні пройти тягові випробування у відповідності з діючими нормами в цій галузі [6, 7].

Аналіз публікацій і стан проблеми. В роботі [8] визначені вимоги до динамометричних лабораторій (ДЛ), призначених для тягових випробувань позашляхових технологічних засобів -ЗТМ, розпушувачів, землеоброблюваних агрегатів тощо, але у відкритому друку в цей час відсутня інженерна методика з вибору і розрахунку основних параметрів ДЛ.

¹ Тягова характеристика у відповідності до [3] у графічній формі визначає тягово-зчіпні та паливо-економічні показники машини, дозволяє провести їх оцінку за критерієм узагальненого потенціалу продуктивності (УЕПП) [4] і на цій основі -розв'язати значний клас задач, пов'язаних з виробничого експлуатацією машини.

Мета і постановка задачі. Вибір і розрахунок основних параметрів ДЛ з урахуванням того, що головним параметром будь-якого самохідного технологічного або тягового засобу, що здійснює подолання опорів на робочому органі або па крюку за рахунок сили тяги, яку утворює його рушій, є номінальне тягове зусилля² - T_n [3, 9].

Виклад основного матеріалу. Головним параметром ДЛ, очевидно, слід рахувати гальмовий клас, тобто максимальне гальмове зусилля, що вона може утворити [10], а до основних параметрів віднести:

- конструктивну і експлуатаційну маси;
- потужність дизель-генератора для живлення гальма;
- максимальний гальмовий момент гальма.

Проведення тягових випробувань здійснюється, як виняток, па базі відповідного центру випробувань і сертифікації країни, тому виконувати ДЛ самохідного типу немає сенсу і, у першому наближенні, як найбільш простішу, приймаємо причіпну ДЛ з однією гальмовою віссю і пасивно-керуючою додатковою опорою, яка аналогічна за конструкцією ДЛ ВІБІ (рис. 1) [11].

У якості опорних поверхонь проведення тягових випробувань ЗТМ у відповідності з вимогами [6] приймаємо бетонне або асфальтобетонне покриття (еталонну поверхню) і ґрунт зв'язний (типу суглинку) щільний (свіжозрізаний) (в подальшому "розрахункова опорна поверхня" - РОП) з параметрами:

- частота ударів щільноміра ДорН-ДІ, $C = 5-12$;
- модуль деформації, $E_2 = 12$ МПа;
- вологість на глибині (8...12)см, $\omega = (8... 15)\%$.

При роботі ЗТМ, що досліджується, її сила тяги змінюється від нуля до максимальної величини T_{max} , причому для правильно спроектованої ЗТМ $T_{max}=T_{\phi 1}$ [3], де $T_{\phi 1}$ - сила тяги ЗТМ по зчепленню.

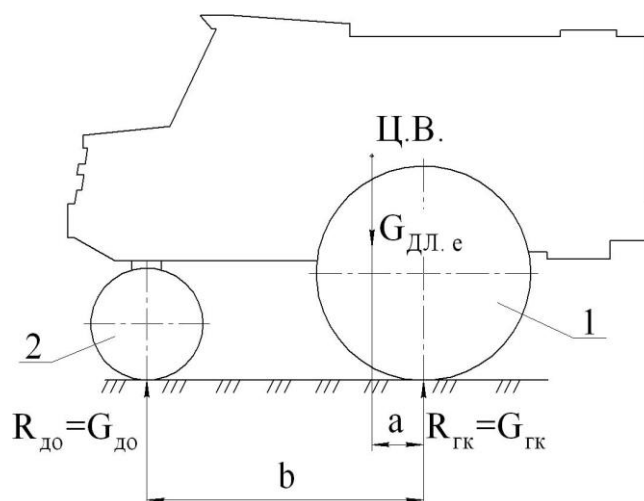


Рис. 1. Колісна схема запропонованої ДЛ:
1 - гальмова вісь, 2 - додаткова опора.

² Номінальне тягове зусилля відповідає коефіцієнту буксування рушія у 20% для пневмоколісних і (7...8)% гусеничних машин; в загальному випадку T_n визначає тяговий клас машини.

Знаючи величину T_H ЗТМ, значення $T_{\varphi 1}$ з урахуванням коефіцієнта використання сили тяги по зчепленню - k_{φ} (для пневмоколісної машини $k_{\varphi} = 0,70...0,73$, для гусеничної $k_{\varphi} = 0,80...0,83$ [3]) отримуємо за виразом

$$T_{\varphi 1} = T_H / k_{\varphi} . \quad (1)$$

При тягових випробуваннях ЗТМ повинне виконуватись наступна рівність

$$T_{\varphi 1} = T_z * k_{z2} , \quad (2)$$

де T_r - гальмове зусилля ДЛ;

k_{zr} - коефіцієнт запасу за гальмовим зусиллям, $k_{zr} = 1,15... 1,25$ [10].

Як відомо, при гальмовому і ведучому режимах силового навантаження колеса з пневматичною шиною з урахуванням поняття "еліпс тертя" [12] силові явища у його контакті з опорною поверхнею абсолютно ідентичні, тоді

$$T_z = P_{f1} + P_{f2} + T_{\varphi 2} , \quad (3)$$

де P_{f1}, P_{f2} - відповідно сили опору кочення коліс додаткової опори і гальмової осі;

$T_{\varphi 2}$ - сила зчеплення гальмових коліс.

Маючи на увазі, що $T_{\varphi 2} = G_{zk} * \varphi$, $P_{f1} = G_{do} * f_k = \Delta * G_{zk} * f_k$, а $P_{f2} = G_{zk} * f_k$ за допомогою залежностей (1) - (3), отримуємо вираз для визначення навантаження на гальмові колеса ДЛ - G_{zk}

$$G_{zk} = \frac{T_H}{[f_k(1+\Delta)+\varphi]k_{\varphi}*k_{z2}} , \quad (4)$$

де f_k, φ - відповідно коефіцієнти кочення і зчеплення коліс ДЛ, для РОП з відносною вологістю $\omega/\omega_0=1$ і тиску повітря в шинах ДЛ $p_w = 0.4 \text{ МПа}$, $f_k = 0,045$, $\varphi = 0,78$ [3]; Δ - співвідношення між G_{do} і G_{zk} , наприклад, для ДЛ конструкції ВІБІ [11] $\Delta = 0,25$.

З урахуванням чисельних значень $f_k, \varphi, \Delta, k_{z2}, k_{\varphi}$ із виразу (3) слід, що для пневмоколісних ЗТМ - $T_z \sim 1,165 T_H$, а для гусеничних - $T_z \sim 1,020 T_H$, тобто проектування ДЛ в подальшому слід виконувати з умов тягових випробувань пневмоколісних машин з відповідним T_H , а гальмовий клас ДЛ при цьому приблизно на (15...20)% повинен перевищувати тяговий клас (номінальне тягове зусилля) ЗТМ.

За знайденими значеннями G_{zk} і G_{do} , використовуючи [13], підбираємо шини для ходового обладнання ДЛ.

Визначаємо експлуатаційну вагу і конструктивну масу ДЛ - $G_{dl.e.}$ та $m_{dl.k.}$ за формулами:

$$G_{dl.e.} = G_{zk} + G_{do} = (\Delta + 1) G_{zk} ; \quad (5)$$

$$m_{dl.k.} = \frac{G_{dl.e.}}{g} - Z_{on} * m_{on} - m_{em} , \quad (6)$$

де g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; Z_{on} – кількість операторів ДЛ, $Z_{on} = 2$ [10]; m_{on} – маса оператора, $m_{on} = 75 \text{ кг}$ [4]; m_{em} – маса витратних експлуатаційних матеріалів ДЛ.

До витратних експлуатаційних матеріалів ДЛ входять експлуатаційні матеріали дизель-генератора, який застосовується для живлення гальма (індукторної муфти ковзання – ІМК [14]) і експлуатаційні матеріали ланцюга «гальмові колеса – гальмо».

Масу експлуатаційних матеріалів ДЛ визначаємо за формулою

$$m_{em} = m_n + m_1 + m_2, \quad (7)$$

де m_n - маса палива; m_1 - маса додаткових експлуатаційних матеріалів для дизель-генератора (оливи моторної, рідини охолоджувальної та ін.); m_2 - маса експлуатаційних матеріалів ланцюга "гальмові колеса - гальмо" (оливи трансмісійної та ін.).

$$m_n = 10^{-3} * g_e * N_{ен} * k_{зч} * k_{зп} * T_{зм}, \quad (8)$$

де g_e - питома витрата палива, для сучасних дизель-генераторів $g_e=206\text{г/кВт*год}$ [15]; $N_{ен}$ - потужність дизель-генератора, кВт; $k_{зп}$ - коефіцієнт завантаження дизель-генератора ДЛ за потужністю, $k_{зп} \sim 0,75 \dots 0,85$ [10]; $k_{зч}$ - коефіцієнт завантаження дизель-генератора ДЛ за часом, $k_{зч} \sim 0,65$ [10]; $T_{зм}$ - тривалість зміни, $T_{зм} = 8$ год.

Орієнтовну номінальну потужність дизель-генератора - $N_{ен}$ (кВт) визначаємо за формулою

$$N_{ен} = T_2 * V_{gl} / \eta, \quad (9)$$

де V_{gl} - дійсна швидкість руху ЗТМ на 7-ій робочій передачі, $V_{gl} = 3,6 \text{ км/год} = 1 \text{ м/с}$ [3].

η - сумарний к.к.д. гальмового приводу, $\eta = 0,8$ [10].

Величини m_1, m_2 (кг) орієнтовно [16] приймаємо: $m_1 = 0,35N_{ен}$; $m_2 = 0,25 N_{ен}$, де $N_{ен}$ слід приймати у кВт.

За знайденим значенням $N_{ен}$ підбираємо по каталогу марку дизель-генератора.

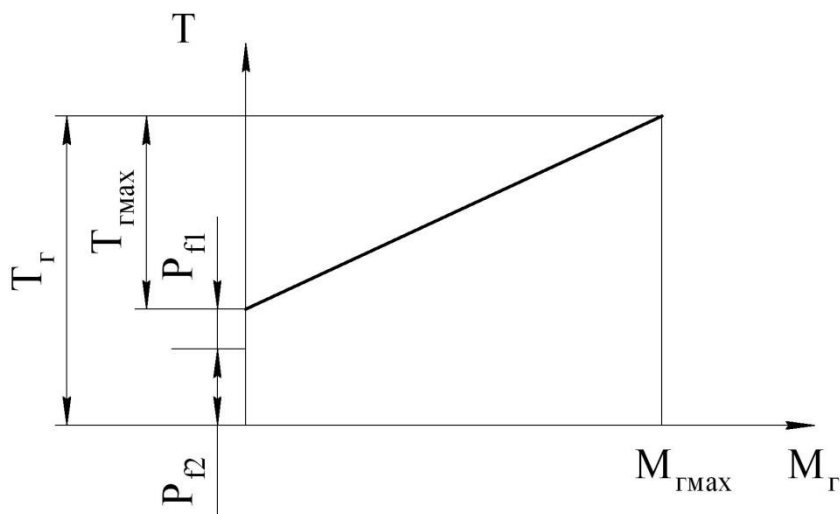


Рис. 2. Графік формування гальмового зусилля ДЛ.

На рис. 2 наведено графік формування гальмового зусилля ДЛ - T_c і позначено його складові

$$T_c = P_{f1} + P_{f2} * T_{cmax} , \quad (10)$$

де T_{cmax} - максимальне гальмове зусилля, що обумовлено дією гальма.

Максимальний потрібний момент гальма - M_{cmax} (Н-м) визначаємо за формулою

$$M_{cmax} = \frac{[T_c - G_{ек}(\Delta + 1)f_k] * r_c}{i_{mp} * \eta_{mp}} , \quad (11)$$

де r_c - силовий радіус гальмового колеса з пневматичною шиною, м; i_{mp}, η_{mp} - відповідно загальне передаточне число і к.к.д. ланцюга "гальмові колеса - гальмо".

Висновки.

Гальмовий клас ДЛ повинен приблизно на (15.. 20)% перевищувати тяговий клас ЗТМ, тягово-зчіпні і паливо-економічні властивості якої досліджуються.

1. На основі вимог [8] і за методикою, що розроблена вище, на стадії технічного завдання спроектована ДЛ конструкції КНУБА для тягових випробувань сучасних вітчизняних ЗТМ тягових класів до 100 кН.

2. Коротка технічна характеристика запропонованої ДЛ

Тип	- причіпна
Клас гальмовий, кН	- 120

Улаштування гальмове:

марка	- ИМС-160
момент гальмовий, кН-м	- 160

Дизель-генератор:

марка	- ЕТОР125А
потужність, кВт	- 125
напруга, В	- 400/230

Маса, кг:

конструктивна	- 15950
експлуатаційна	- 16300

3. Розробка методики розрахунку системи керування гальма у вигляді ІМС, що запропонована у [17], є самостійною задачею і вимагає окремого розгляду.

ЛІТЕРАТУРА

1. www.kvsz.com.ua.
2. www.htz.ua.

3. Ульянов Н.А. Теория самоходных колесных землеройно-транспортных машин. - М.: Машиностроение, 1969. - 520с.
4. Гинзбург Ю.В., Швед А.И., Парфенов А.П. Промышленные тракторы. - М.: Машиностроение, 1986. - 296с.
5. Анализ тенденций и перспектив развития на Украине подъемно-транспортных, дорожно-строительных и землеройных машин / Л.А. Хмара // Сб. науч. тр.: Строительство. Материаловедение. Машиностроение; Вып. 46 -Дн-ск: ПГАСА, 2008. С. 5-8.
6. ГОСТ 27247-87 (180 7464-83) Машины землеройные. Метод определения тяговой характеристики. Введ. 01.01.1988. -М.: Изд-во стандартов, 1987. - 13с.
7. ГОСТ 23734-98 Тракторы промышленные. Методы испытаний. Введ. 01.09.2002. - Минск: Изд-во стандартов, 1998. - 21с.
8. Аржаев Г.О., Пелевин Л.Є., Балака М.М., Цепляев А.С. Аналіз технічних рішень динамометричних пристроїв для тягових випробувань позашляхо-вих технологічних засобів // Гірн., будів., дор. та меліор. машини: Всукр. між-від. наук.-техн. зб. - 2008. - Вин. 72. - С. 80-85.
9. Тракторы: Теория: Учебник для студептов вузов по спец. "Автомобили и тракторы" / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под обід. ред. В.В. Гуськова. -М.: Машиностроение, 1988. - 376с.
10. Коробейников А.Т., Лихачев В.С., Шолохов В.Ф. Испытания сельскохозяйственных тракторов. - М.: Машиностроение, 1985. - 240с.
11. Ульянов Н.А., Шарипов Л.Х. Тормозная установка для тягових испытаний землеройно-транспортных машин. - В сб. "Исследование и расчет строительных и дорожных машин". - Воронеж: Изд-во ВГУ, 1975. - Вин. 2. - С. 114-118.
12. Злис Д.Р. Управляемость автомобиля: Пер. с англ. - М.: Машиностроение, 1975.-216с.
13. ГОСТ 8430-2003 Шины пневматические для строительных, дорожных, подъемно-транспортных и рудничных машин. Технические условия. Введ. 01.04.2004. -- Минск: Евразийский совет по стандартизации и сертификации, 2003.-21с.
14. Н.Лейбзон Я.И., Милич М.Б. Регулируемые злектроприводы переменного тока с индукторными муфтами скольжения. - М.-Л.: Знергия, 1965. - 57с.
15. www.e-techno.ru.
16. Полянський С.К., Коваленко В.М. Експлуатаційні матеріали для автомобілів і будівельно-дорожніх машин: Підручник. - К.: Либідь, 2005. - 504с.
17. А.с. № 1068759, МКИ О01М17/00. Устройство для загрузки при испытаниях тракторов / Г.А. Аржаев, В.Д. Волков. 3389148/27-11; Заяви. 08.02.82; Опубл. 23.01.Бюл. №3.