

УДК 624.132.3

Л. Є. Пелевін, М. О. Пристайло

Київський національний університет будівництва і архітектури

ВИЗНАЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПРУЖНО-ДЕФОРМОВАНОГО ВИКОНАВЧОГО ЕЛЕМЕНТА НА НАКОНЕЧНИКУ РОЗПУШНИКА

© Пелевін Л. Є., Пристайло М. О., 2015

Розглянута можливість отримання терміну безвідмовної роботи робочих органів землерийних машин та задання режимів стендових випробувань робочих органів землерийних машин, змінюючи параметри навантаження з заданою ймовірністю. Запропонована конструкція стенда для визначення працездатності робочих органів землерийних машин.

Ключові слова: безвідмовна робота, землерийна машина, працездатність робочих органів

The article considers the possibility to receive the term for faultless work of earthmover machines and to set the modes of stand probation of earthmover machine workings parts, changing loading parameters with the set probability. The stand design to determine the efficiency of working parts earthmover machines is proposed.

Key words: faultless work, earthmover machine, efficiency

Постановка проблеми. Підвищення надійності робочих органів машин для різання ґрунту та гірських порід, зниження металоємкості, покращення експлуатаційних показників є пріоритетним напрямком роботи із вдосконалення існуючих та розроблення нових землерийних машин.

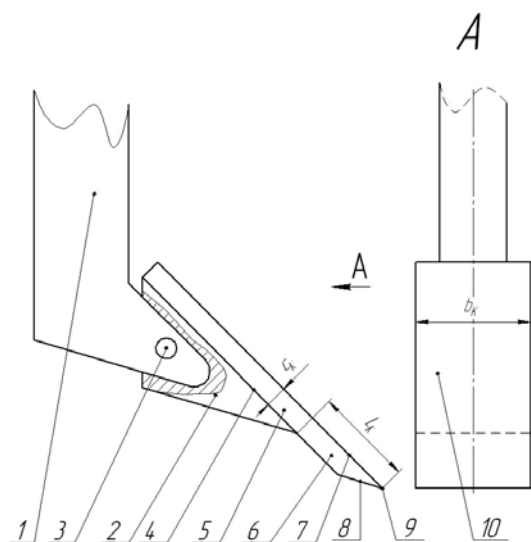


Рис. 1. Будова наконечника з консоллю

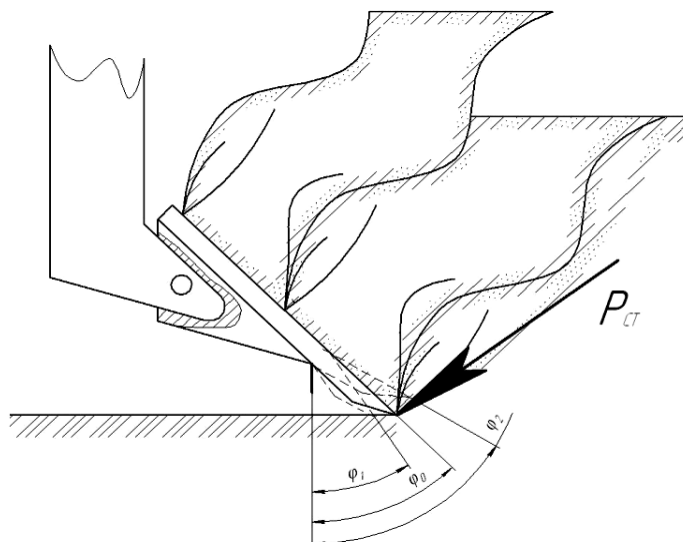


Рис. 2. Руйнування ґрунту наконечником з консоллю

Спосіб руйнування ґрунтів за малої швидкості прикладення силової дії називають статичним. Оскільки опір міцних і мерзлих ґрунтів руйнуванню у процесі зколу (відділення елемента стружки) значно змінюється, то цей термін до міцних ґрунтів можна прийняти умовно [1]. Особливо під час руйнування ґрунту розпушником, що розроблений на кафедрі будівельних машин КНУБА [2] (рис. 1), конструкція якого складається зі стійки 1 і встановленого на ній наконечника 2 за

допомогою пальця 3. На верхній площині 4 наконечника 2 консольно закріплений елемент з пружного матеріалу – пластина 5, яка має незакріплену ділянку 6 завдовжки L_K , завтовшки s_K та завширшки b_K . Верхня грань (лобова) 7 та задня грань 8 незакріпленої ділянки 6 утворюють консольно встановлену ріжучу кромку 9. Під час руйнування ґрунту (рис. 2): ріжуча кромка 9 взаємодіє з міцним ґрунтом, сила опору ґрунту різанню P_{CT} діє на незакріплену ділянку 6 і відгинає її на кут φ_1 , внаслідок чого вона пружно деформується і накопичує потенціальну енергію.

Внаслідок цього незакріплена ділянка 6 з ріжучою кромкою 9 вгризається в масив ґрунту на кут φ_2 , утворюючи в ньому лідируючі тріщини. Далі вже відірваний елемент ґрунту передньою гранню 7 видаляється на денну поверхню забою, а незакріплена ділянка 6, під дією сили опору ґрунту різанню P_{CT} , знову відгинається, накопичуючи потенціальну енергію. Далі процес відбувається циклічно.

Як показали дослідження, зміна сили різання міцних і мерзлих ґрунтів становить в середньому 0,7 від середньомаксимальної величини (рис. 3) [3], і має випадковий характер.

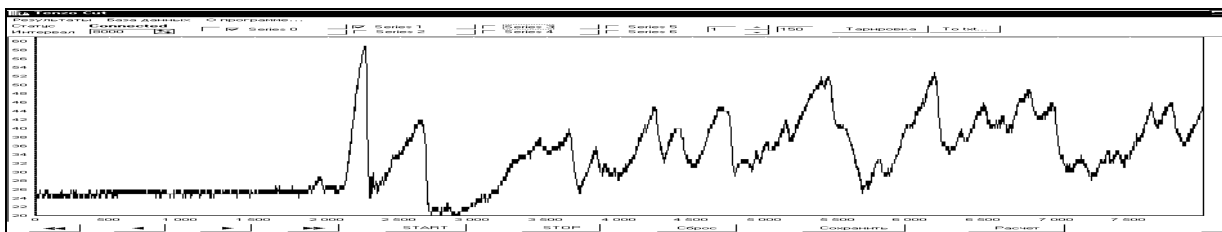


Рис. 3. Осцилограма дотичної сили опору мерзлого ґрунту різанню

Такі коливання сили зумовлюють динамічну дію на робоче обладнання, при цьому наконечник працює на згин і тому в ньому основним навантаженням є нормальні напруження, що призводять до виходу машини з ладу через утому за згину. До цього часу зубці землерийних машин виготовлялися заздалегідь зі збільшеною масою, що призводило до збільшення матеріаломісткості та собівартості машин.

Аналіз публікацій з теми дослідження. Різання ґрунтів робочими органами землерийних машин вивчали у роботі [1]. Конструкцію та роботу наконечника з консоллю наведено у [2]. Математичну модель процесу різання ґрунту наконечником з консоллю наведено у [3]. У цій роботі використаний підхід, зазначений у [4, 5].

Мета роботи – дослідити вплив геометричних параметрів консолі на працездатність наконечників з подальшим створенням нових та вдосконалювати існуючі конструкції робочих органів машин для земляних робіт з подовженою працездатністю та меншою металомісткістю, що загалом підвищить їх конкурентоспроможність. Для досягнення вказаної мети цього дослідження використаний підхід, розглянутий у [6].

Виклад основного матеріалу дослідження. Напруження s_K у кожному перерізі консолі внаслідок деформації, спричиненої силою різання P_{CT} (рис. 2), визначаємо за виразом [5]:

$$s_K = \frac{P_{CT} \cdot L_K \cdot K_H}{W_{II}}, \quad (1)$$

де L_K – відстань від різальної кромки зубця до заданого перерізу; $W_{II} = \frac{b_K \cdot c_K^3}{6}$ – момент опору поперечного перерізу зубця; b_K , c_K – ширина та товщина консолі, відповідно; K_H – коефіцієнт навантаження.

Напруження s_K є випадковою величиною, що залежить від іншої випадкової величини – коефіцієнта навантаження K_H . Усі інші параметри розглядаються як детерміновані.

Коефіцієнт K_H є випадковою величиною і залежить від трьох факторів:

$$K_H = k_1 \cdot K_b \cdot K_d, \quad (2)$$

де k_1 – коефіцієнт зовнішнього навантаження визначається, враховуючи фізичні процеси [1]; K_b – враховує розподіл зусиль по ширині зубця; K_d – враховує динамічність навантаження (для землерийних машин $K_d=1,4$) [5].

Розглянемо середнє значення границі витривалості базового зразка для нормалізованих і поліпшених сталей:

$$s_B = (1,35H + 100) \frac{1}{1 + u_N V_{H.B}}, \quad (3)$$

де H – твердість за Брунелем; u_N – квантиль нормального розподілення (задається таблично для заданої ймовірності); $V_{H.B}$ – коефіцієнт варіації базового зразка (для наконечників з термічно обробленої сталі $V_{H.B}=0,08...0,10$).

Середня границя витривалості консолі за вигину визначається як:

$$s_{K.C} = s_{II.B} K_t, \quad (4)$$

де K_t – коефіцієнт довговічності; $s_{II.B}$ – середнє значення границі витривалості зубців базового зразка (за кривою Веллера) [4].

Коефіцієнт запасу міцності:

$$n_3 = \frac{s_{K.C}}{s_K}. \quad (5)$$

Коефіцієнт варіації V_H коефіцієнта навантаження K_H визначимо спрощено через коефіцієнти варіації співмножників як коефіцієнт варіації витривалості консолі [4]:

$$V_H = \sqrt{V_b^2 + V_d^2}. \quad (6)$$

Практика проектування машин [5] підтвердила, що значення коефіцієнтів варіації V_ϕ та V_d можна приймати у таких межах: коефіцієнт варіації коефіцієнта K_ϕ визначений за формулою

$$V_\phi = \frac{1}{9} \frac{K_\phi - 1}{K_\phi}. \quad (7)$$

Коефіцієнт варіації динамічної складової навантаження залежить від міцності консолі і за твердості поверхні $H \leq HB350$ дорівнює

$$V_D = 0,23 \frac{K_\sigma - 1}{K_\sigma}. \quad (8)$$

З отриманої ймовірності безвідмовної роботи наконечника знайдено термін його служби t , якщо задатися ресурсом t_0 , що описується, наприклад, розподілом Вейбула [6]:

$$P_{II} = e^{-\left(\frac{t}{t_0}\right)^m}, \quad (9)$$

де $m = \frac{\lg(N_0 / N)}{\lg(s_a / s_{-1})}$ – показник степеня; s_{-1} – границя витривалості за симетричного циклу навантаження; s_a – амплітуда напруження; N – кількість циклів навантаження; N_0 – базова кількість циклів навантаження.

Ймовірність безвідмовної роботи наконечника P_{II} за критерієм опору втоми за вигину консолі [4] визначається за квантилем нормального розподілу:

$$u_p = \frac{n_3 - 1}{\sqrt{n_3^2 \cdot V_H^2 + V_s^2}}, \quad (10)$$

де V_s – коефіцієнт варіації діючого зовнішнього моменту напруження; n_3 – коефіцієнт запасу міцності; V_H – коефіцієнт варіації навантаження.

З виразу (9) отримаємо

$$t = -t_0 \sqrt[m]{\ln P_{II}}. \quad (11)$$

Як приклад розрахована ймовірність безвідмовної роботи наконечника розпушувача за критерієм опору втоми за вигину консолі завдовжки $L_K = 0,04$ м та завширшки $b_K = 0,1$ м, змінюючи товщину консолі c_K від 0,010 до 0,015 м. Матеріал зубця – сталь 45; термообробка – поліпшення; твердість зубця – HB300; коефіцієнт довговічності – $K_t = 1$; коефіцієнти варіації напруження вигину у небезпечному перерізі дорівнюють $V_s = 0,2$. Коефіцієнт варіації границі витривалості базового зразка прийнято $V_{H.B} = 0,09$. Результати обчислень наведено у таблиці.

Ймовірність безвідмовної роботи наконечника

Товщина консолі c_K м.	Квантиль нормального розподілу u_p	Ймовірність безвідмовної роботи наконечника P_{II}	Термін служби наконечника t , год
0,010	-1,373	0,9152	5,023
0,011	0,434	0,668	6,918
0,012	1,827	0,565	8,451
0,013	2,927	0,0017	9,253
0,014	3,813	0,00006	9,828
0,015	4,539	0,000004	10,179

За результатами розрахунків побудовано графік залежності терміну служби наконечника від товщини консолі (рис. 4).

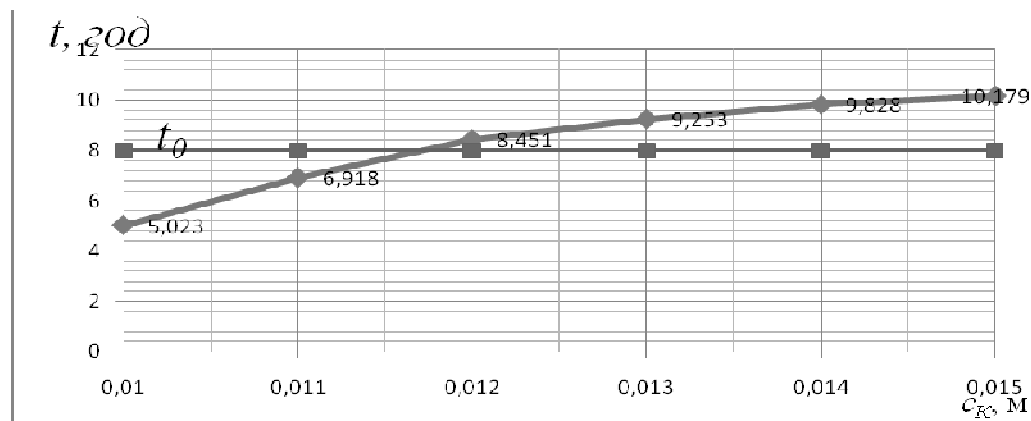


Рис. 4. Графік залежності терміну служби наконечника t від товщини консолі C_K

Висновки:

1. У роботі виконано аналіз напруженого стану у зубцях землерийних машин, який показав, що основним навантаженням є зусилля, що має випадковий характер, причому зубці працюють на згин.
2. У результаті досліджень отримана ймовірність безвідмовної роботи, наконечник обладнаний консолю за критерієм опору утомі під час знакозмінного вигину консолі різної товщини.
3. Встановлено, що за збільшення товщини консолі час працездатності зростає. Для наконечника завширшки $b_K = 0,1$ м, обладнаного консолю завдовжки $L_K = 0,04$ м, працездатність зростає на 25 – 25 %, коли товщина консолі знаходиться у межах 0,013 – 0,015 м.
4. Отримані у роботі результати можуть використовуватись для уточнення та вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку та розрахункових схем взаємодії виконавчих елементів робочих органів землерийних машин з робочим середовищем.

1. Ветров Ю. А. Резание грунтов землеройными машинами // Машиностроение. – М., 1971. – 360 с. 2. Робочий орган землерийної машини: пат. 47943 Україна: МПКЕ02F 5/30 (2006.01) / Пелевін Л.С., Пристайло М. О., Пристайло Т. Ю. (Україна); заявник і власник К. Київський національний університет будівництва та архітектури (UA) – № u200910329. заявл. 12.10.2009; опубл. 25.02.2010, бюл. № 4/2010. 3. Математична модель процесу різання ґрунту наконечником з консолю / Л. С. Пелевін [та ін.] // Materialy IX mezinarodni vedecko-prakticka conference "Veda a technologie: krok do budoucnosti – 2013". – Dil. 27. Technicke vedy: Praha. Publishing House "Education and Science" s.r.o. – Р. 56–62. 4. Козлов В. В. Надежность горных машин и оборудования: учеб. пособ. – Алчевск: ДГМИ, 2003. – 270 с. 5. Пелевін Л. С. Підвищення надійності і довговічності приводів динамічних робочих органів будівельної техніки на основі стендових випробувань: моногр. – К.: Українська академія наук, "МП Леся", 2008. – 196 с. 6. Гребенюк В. М., Цапко В. К. Надежность металлургического оборудования: справочник. – М.: Металлургия, 1989. – 592 с.