

ting edges. For the full forming of the interdental gear wheel surface, 2 – 4 carbide inserts with the pressure angle α_{02} are arranged in the gear hob's body. At the tops of these inserts were formed the chamfers with the angle 35° .

For the realization of the gear milling operation, there were proposed for the cutter teeth of the gears to execute the control of the tooth thickness on the constant chord S_{C12} , which is located at the teeth height h_{C12} to this chord:

$$S_{C12} = S_{W12} \cdot \cos^2 \alpha_{02} ; \quad h_{C12} = \frac{1}{2} \cdot (d_{a1} - d_{W12} - S_{C12} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{02}),$$

S_{W12} – the tooth thickness at the modified generating pitch circle d_{W12} ;

$$(S_{W12} = d_{W12} \cdot \left(\frac{S_{W11}}{d_{W11}} + (\operatorname{tg} \alpha_{01} - \alpha_{01}) - (\operatorname{tg} \alpha_{02} - \alpha_{02}) \right); \quad d_{W12} = d_{W11} \cdot \frac{\cos \alpha_{01}}{\cos \alpha_{02}});$$

d_{a1} – the diameter of the addendum circle of the gear; α_{02} – the reduced pressure angle for the rack-type tool ($\alpha_{02} = 17^{\circ}$); S_{W11} – the tooth thickness of the gear at the generating pitch circle d_{W11} for the starting rack-type tool with standard pressure angle ($\alpha_{01} = 20^{\circ}$).

Conclusion. There were developed the arrangements for the improvement the cutting process of the cylindrical involute gears with the large modules by the assembly gear hobs, which are equipped with standardized carbide inserts with reduced pressure angle.

REFERENCES

1. Локтев Д.А. Червячные фрезы. Выбор рациональных конструкционных и эксплуатационных параметров. // Оборудование и инструмент для профессионалов. Серия – металлообработка. – 2008. №5. – С. 64-68.
2. Radzevich S. P. Gear cutting tools: fundamentals of design and computation / Stephen P. Radzevich. - CRC Press Taylor & Francis Group, 2010. – 754 p.

УДК 621.879.3

РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ ОБЛАДНАННЯ З ГВИНТОВИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ

Д.О. Міщук¹, М.М. Балака², А.В. Бойченко³

¹кандидат технічних наук, доцент кафедри будівельних машин, Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, e-mail: mischuk.do@knuba.edu.ua

²асистент кафедри будівельних машин, Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, e-mail: balaka.mm@knuba.edu.ua

³студент групи БМО-42с, Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна, e-mail: boychenko.av@ukr.net

Анотація. В роботі наведено розрахунок основних параметрів спроектованого навісного обладнання для розробки міцних і мерзлих ґрунтів. Визначено оптимальні співвідношення геометричних параметрів гвинтового робочого органу в залежності від його технологічного призначення та режимів роботи.

Ключові слова: гвинтовий робочий орган, параметр, розробка ґрунту.

CALCULATION OF THE MAIN PARAMETERS AND OPERATING MODES FOR EQUIPMENT WITH A SCREW WORKING BODY

Dmytro Mischuk¹, Maxim Balaka², Andriy Boychenko³

¹Ph.D., assistant professor of Building Machinery, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, e-mail: mischuk.do@knuba.edu.ua

²Assistant of Building Machinery, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, e-mail: balaka.mm@knuba.edu.ua

³Student of group BMO-42s, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine, e-mail: boychenko.av@ukr.net

Abstract. The calculation of the basic parameters for the designed equipment for the development of solid and frozen soils are present in paper. The optimal ratios of the geometric parameters for the screw working body are determined, depending on its technological purpose and modes of operation.

Keywords: screw working body, parameter, soil development.

Вступ. На сьогодні не створені або не отримали практичного застосування засоби механізації для розробки міцних і мерзлих ґрунтів, які засновано на використанні нових методів інтенсифікованого впливу на ґрунтову поверхню із застосуванням фізичних ефектів [1]. Тому пошук нових конструктивних рішень, методів інтенсифікації розробки ґрунтів, створення ресурсозберігаючих та економічно вигідних технологій і засобів механізації є одним з важливих напрямів по вдосконаленню будівельного виробництва.

Аналіз конструкцій робочих органів, які мають можливість оперативного і багаторазового занурення в масив ґрунту, і потім сприяти відриву від нього великого елемента, привів до усвідомлення доцільності використання одновиткових гвинтів. Гвинтові анкери, якорі та палі широко застосовуються у будівництві газонафтопроводів, опор ліній електропередач та інших технологічних споруд. Закономірності руйнування масиву ґрунту відривом від нього великого елемента стали основою для створення нових способів розробки міцних і мерзлих ґрунтів [2].

Грейферне обладнання, яке використовує принцип замкнутого силового потоку, знайшло найбільш ефективне застосування для умов обмеженого простору будівництва. Стримуючим чинником широкого застосування

традиційного грейферного обладнання на міцних і мерзлих ґрунтах є потреба використовувати потужні та спеціалізовані базові машини [3]. Однак підвищення ефективності розробки ґрунту грейфером можна виконати за рахунок оснащення його приводним гвинтовим робочим органом [4].

Мета роботи. Розглянути принцип роботи грейферного обладнання з приводним гвинтовим робочим органом для розробки надміцних ґрунтів. Підібрати і розрахувати основні параметри гвинтового робочого органу.

Матеріал та результати досліджень. Технологія розробки ґрунтів запропонованим обладнанням [4] полягає в наступному (рис. 1). Грейферний ківш розкривають та встановлюють на ґрунт, і виконують занурення гвинтового робочого органу 3 в ґрунт. Гвинтова лопать 4 на конічній ділянці робочого органу 3 забезпечує його початкову тягову здатність, а трикутний профіль зі збільшеними кутами нахилу твірних верхньої та нижньої поверхонь гвинтової лопаті 4 до осі обертання забезпечують необхідний напрям сил, які стискають ґрунт в робочій зоні при зануренні. Висмикування гвинтового робочого органу 3 супроводжується відділенням грудки ґрунту від його масиву. Потім виконують закриття щелеп 1 грейфера, які підхоплюють об'єм відділеної грудки ґрунту, за допомогою гідроциліндрів їх повороту 2. Грейфер піднімають, виконують його вивантаження і цикл повторюється.

Грудка відділеного ґрунту складає об'єм наповнення грейфера за один цикл. Об'єм грудки і силу опору відриву можна регулювати зміною глибини занурення гвинтового робочого органу 3.

Застосування такої конструкції дозволяє збільшити напруження стиснення ґрунту на поверхні зрізу за рахунок ефективного напрямку дії стискаючих сил. Це підвищить тягову здатність гвинтового робочого органу при зниженні загальної енергоємності робочого процесу і дозволить ефективно використовувати грейферне обладнання на міцних і мерзлих ґрунтах з різними фізико-механічними властивостями [5], зокрема на малопластичних ґрунтах з високою механічною міцністю і абразивністю.

Для визначення оптимальних параметрів спроектованого обладнання створено модель процесу розробки ґрунту. Прийнято наступні параметри гвинтового робочого органу: діаметр лопаті D_l , діаметр стрижня d_{CT} і довжину стрижня, що визначається глибиною занурення лопаті H .

Необхідний діаметр гвинтової лопаті залежить від об'єму грейфера за один цикл. Розглянемо процес відриву від масиву ґрунту (рис. 2). Для спрощення розрахунків реальні криволінійні поверхні руйнування замінюємо поверхнями усіченого конуса. Параметри об'єму ґрунту складають

$$D_B = D_{л} + 2H \cdot \operatorname{tg}\psi;$$

$$V_{\text{ВІДР}} = \frac{\pi D_{л}^2 \cdot H}{4} \cdot \left[1 + \frac{2H \cdot \operatorname{tg}\psi}{D_{л}} + \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{H}{D_{л}} \cdot \operatorname{tg}\psi \right)^2 \right];$$

$$S_{\text{БОК}} = \frac{\pi H}{\cos\psi} \cdot (D_{л} + H \cdot \operatorname{tg}\psi).$$

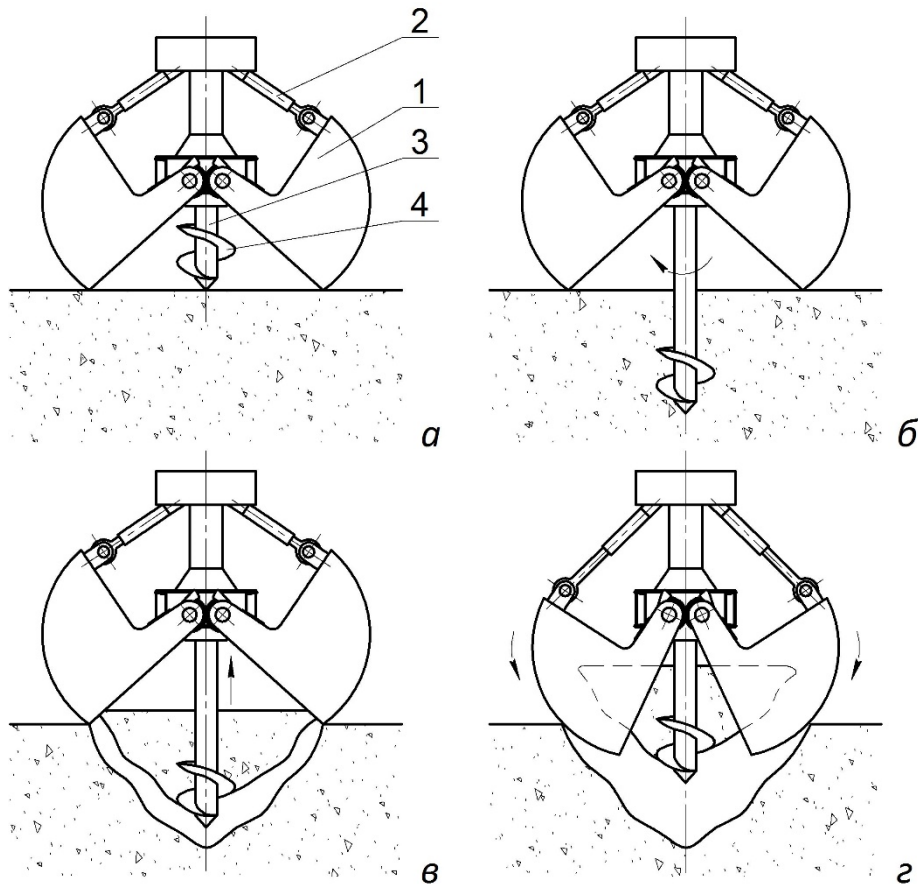


Рисунок 1 – Схема розробки ґрунту грейфером з гвинтовим робочим органом: а – установка грейфера на ґрунт; б – загвинчування робочого органу; в – висмикування гвинта і відрив грудки ґрунту; г – підхоплення грейфером розробленого ґрунту; 1 – щелепа грейфера; 2 – гідроциліндр; 3 – гвинтовий робочий орган; 4 – гвинтова лопать

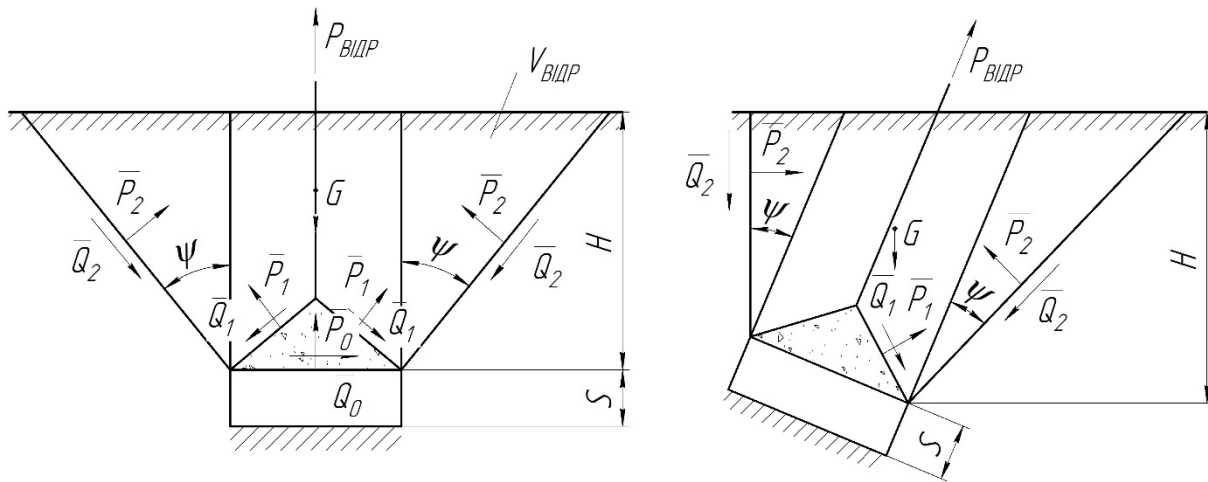


Рисунок 2 – Схема відриву грудки ґрунту гвинтовим робочим органом

З представлених залежностей видно, що параметри D_B та $V_{ВІДР}$, які визначають розміри робочого обладнання, залежать від діаметра лопаті й глибини занурення. Визначальним і головним параметром робочого обладнання грейфера є об'єм ковша q . При підборі параметрів робочого обладнання приймається, що $q = V_{ВІДР}$.

Схема руйнування масиву ґрунту, представлена на рис. 2, характерна для роботи гвинтів дрібного занурення, у яких $H \leq (4...5)D_L$.

Для гвинтів дрібного занурення розрахункове зусилля відриву з урахуванням позначень розрахункової схеми можна представити як

$$P_{кр} = \frac{\gamma \cdot g \cdot \pi \cdot D_L^2 \cdot H}{4} \cdot \left[1 + \frac{2H \cdot \operatorname{tg} \psi}{D_L} + \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{H}{D_L} \cdot \operatorname{tg} \psi \right)^2 \right] + c \cdot \pi \cdot h \cdot (D_L + H \cdot \operatorname{tg} \psi),$$

де γ – щільність ґрунту; ψ – кут нахилу до вертикалі руйнування поверхні; c – зчеплення ґрунту.

Чисельний аналіз залежності зусилля відриву від діаметра гвинтової лопаті для різних ґрунтів представлено на рис. 3. Вплив фізико-механічних властивостей ґрунту на опір масиву ґрунту руйнуванню значний [5]. При заданому зусиллі відриву $P_{ВІДР} = P_{Зад} = 70$ кН можна виконати відрив певного об'єму в міцній глині гвинтовим робочим органом з діаметром лопаті $D_L \approx 0,15$ м, а в насипному ґрунті – з $D_L \approx 0,35$ м. При цьому необхідно враховувати, що діаметр гвинтової лопаті визначає глибину її занурення $H = (4...5)D_L$, а глибина занурення – об'єм ґрунту, що відривається $V_{ВІДР}$.

Для вибору необхідного розміру гвинтового робочого органу виконано чисельний аналіз залежності $V_{ВІДР} = f(D_L)$ за умови $H = (4...5)D_L$ та $P_{ВІДР} = 70$ кН. Дані аналізу представлено на рис. 4.

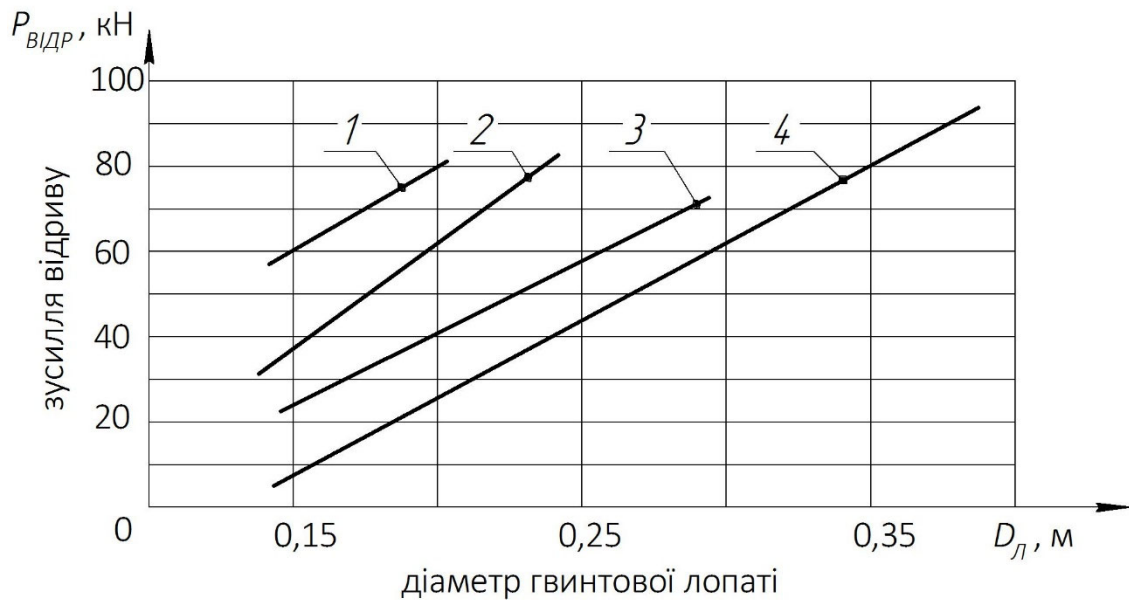


Рисунок 3 – Орієнтовні значення зусиль відриву в залежності $D_{л}$ від різних ґрунтових умов: 1 – міцний глинистий сланець; 2 – глина середньої міцності; 3 – пластична м'яка глина; 4 – насипний ґрунт

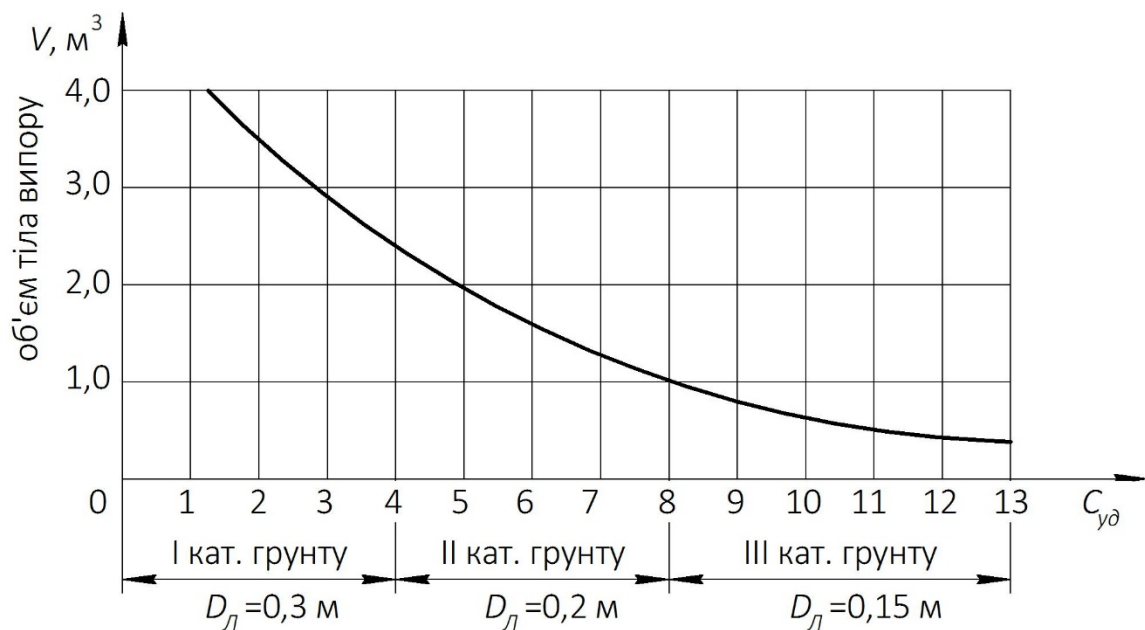


Рисунок 4 – Залежність об'єму тіла випору від категорії ґрунту і діаметра гвинтового робочого органу

Залежності на рис. 3 і 4 показують, що для виконання умови рівності об'єму грейферним ківшом і об'єму тіла випору $q = V_{вдпр} = 1 \text{ м}^3$ необхідно прийняти діаметр гвинтовий лопаті $D_{л} \approx 0,2 \text{ м}$. На слабких ґрунтах I категорії при зусиллі відриву $P_{вдпр} = 70 \text{ кН}$ з $D_{л} \approx 0,3 \text{ м}$ можна відокремити великий об'єм ґрунту, а на міцних ґрунтах з цим зусиллям взагалі неможливо зробити відрив певного об'єму, зануливши в масив гвинтовий робочий орган з

$D_l \approx 0,2$ м. В якості виходу з такої ситуації необхідно виконувати занурення гвинтової лопаті $D_l \approx 0,2$ м на глибину $(3..4)D_l$. Тоді розробка масиву ґрунту таким способом буде цілком можлива.

Для реалізації запропонованого обладнання потрібно забезпечити занурення гвинтового робочого органу на задану глибину. Згідно досліджень **Error! Reference source not found.**[6] необхідний крутний момент визначається за формулою

$$M_{кр} = \frac{\pi}{8} \cdot \gamma \cdot g \cdot H \cdot (D_l - d_{ст}) \cdot D_l^2 \cdot \text{tg}\left(45^\circ + \frac{\varphi}{2}\right) \cdot \text{tg}(\alpha' + \varphi),$$

де γ – щільність ґрунту; D_l – діаметр лопаті; $d_{ст}$ – діаметр стрижня гвинта; φ – кут внутрішнього тертя; α' – кут підйому гвинтової лінії лопаті; $\alpha' = \text{arctg}(\alpha_l / \pi D_l)$.

Для початкового занурення гвинтового робочого органу в ґрунт необхідна осьове зусилля Q , яке визначається за формулою

$$Q^{min} = 1,6 \cdot \pi \cdot c \cdot d_{ст}^2 \cdot \text{tg}\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}\right).$$

Проведено чисельний аналіз залежності крутного моменту від діаметру і кроку гвинтової лопаті з урахуванням дії осьової сили (рис. 5).

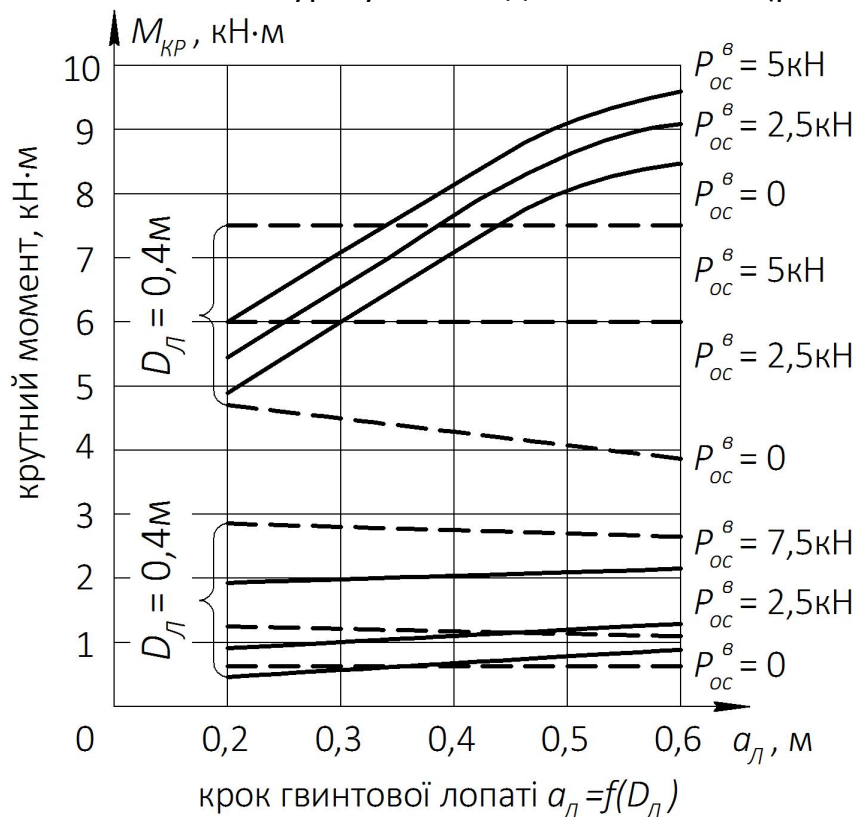


Рисунок 5 – Залежності крутного моменту від кроку гвинтової лопаті: — при загвинчуванні; - - - при вигвинчуванні

Представлені залежності дозволяють вибрати необхідні параметри механізму загвинчування в ґрунти II категорії.

В якості приводу гвинтового робочого органу розроблений і випробуваний спеціальний блок «поршень – гайка – гвинт». За основу прийнято типовий гідроциліндр діаметром $D_{л} = 0,12$ м і порожнім штоком $d = 0,05$ м.

Крутний момент, який в парі «гвинт – гайка» (поршень, шток, гвинтовий робочий орган) визначається за формулою

$$M_{кр} = P_a \cdot \frac{d_{CP}}{2} \cdot tg(\lambda - \rho),$$

де P_a – осьова сила в гвинтовій парі; λ – кут нахилу різьблення; ρ – кут зовнішнього тертя в гвинтовій парі.

З урахуванням дії осьової сили опору впровадження стрижня гвинтового робочого органу в ґрунт крутний момент, який був розвинений механізмом занурення, визначається за формулою

$$M_{кр} = 0,5 \cdot d_{CP} \cdot tg(\lambda - \rho) \cdot [0,25\rho_1 \cdot (D^2 + d^2 - d_1^2 + S_1 h_1)] - \\ - \pi D \cdot h \cdot \tau \cdot \sin \alpha - \rho_2 \cdot [0,25\pi \cdot (D^2 - d_2^2) + S_1 h_1] - Q,$$

де d_{CP} – середній діаметр гвинтового різьблення; ρ_1 – тиск, що розвивається гідросистемою; D – діаметр поршня; d – діаметр штока; d_1 – зовнішній діаметр різьби; S_1 і h_1 – ширина і глибина стрічкового різьблення; ρ_2 – протитиск в порожнині гідроциліндра, рівний 0,20...0,30 МПа.

Для чисельного аналізу прийнято такі параметри експериментального приводу: $D = 0,12$ м; $d_2 = 0,05$ м; $\lambda = 45^\circ$; $d - d_1 = 5$ мм; ρ_1 до 16 МПа.

Наведені дані (див. рис. 3 і 4) показують можливість загвинчування в ґрунти всіх категорій гвинтового робочого органу з діаметром лопаті $D_{л} = 0,2$ м за допомогою спеціально розробленого приводу.

Водночас розкладання сил на складові показує, що на конічній поверхні, описаної навколо зовнішньої кромки гвинтової лопаті виникають напруження зсуву і нормальні напруження, тобто напруження відриву, які є причиною руйнування ґрунту гвинтовою лопаттю. Тому важливим фактором, який забезпечує ефективність роботи гвинта, є швидкість занурення в ґрунт. Однак висока частота обертання гвинтового робочого органу при його зануренні в ґрунт призводить до розбурювання останнього.

Висновки. Незважаючи на достатньо широку популярність конструкцій, що містять гвинтові лопаті (гвинтові палі, анкери, наконечники в обладнанні для утворення свердловин тощо) і чисельні дослідження в області взаємодії робочих органів з ґрунтом, до теперішнього часу вивчення процесів взаємо-

дії гвинтових робочих органів з ґрунтом є недостатнім. Існуючі методи розрахунку передбачають використання гвинтових робочих органів на талих ґрунтах і не враховують особливості робіт на мерзлих ґрунтах.

Розробка відривом великого елемента від масиву ґрунту відбувається при максимальній інтенсифікації напружень розтягу ґрунту. Реалізація такого процесу виконується гвинтовим робочим органом. Процес здійснюється без динамічного впливу на ґрунт, що є визначальним фактором для виконання робіт в обмежених умовах будівництва.

Застосування гвинтового робочого органу в конструкції грейферного обладнання дозволяє не лише руйнувати масив ґрунту, а й захоплювати його. Встановлені залежності дозволяють призначати оптимальні параметри як гвинтового робочого органу, так і грейферного обладнання.

ЛІТЕРАТУРА

1. Балака М. М., Антонков М. О. Аналіз методів, засобів і технологій інтенсифікації виконання земляних робіт на мерзлих ґрунтах / Современные инновационные технологии подготовки инженерных кадров для горной промышленности и транспорта 2014 : материалы Междунар. науч.-техн. конф., 27–28 март. 2014 г. – Днепропетровск : Нац. горный ун-т, 2014. – С. 147–156.

2. Баловнев В. И., Хмара Л. А. Интенсификация разработки грунтов в дорожном строительстве. – М. : Транспорт, 1993. – 383 с.

3. Таубер Б. А. Грейферные механизмы. – М. : Машиностроение, 1985. – 272 с.

4. Пат. 75374 У Україна, МПК Е 02 F 3/413. Грейфер з привідним якорем / Заявники і патентовласники Балака М. М., Паламарчук І. А. – № у 2012 06723; заявл. 01.06.12; опубл. 26.11.12, Бюл. № 22.

5. Слободчиков В. В., Балака М. Н. Специфика физико-механических свойств мерзлых грунтов / Геология и нефтегазоносность Западно-Сибирского мегабассейна (опыт, инновации) : материалы IX Междунар. науч.-техн. конф., 10–11 дек. 2014 г. – Тюмень : Тюмен. гос. нефтегазовый ун-т, 2014. – Т. 2. – С. 150–154.

6. Пенчук В. А. Выбор рациональных режимов эксплуатации землеройных машин / Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2001. – № 58. – С. 40–42.

УДК 621.3.045.57

КОНТАКТНАЯ ЖЕСТКОСТЬ РОТОРНОЙ/СТАТОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЕЙ И РАДИАЛЬНАЯ ЖЕСТКОСТЬ ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ

А.Н. Никифоров

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник,
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, г. Москва, Россия, e-mail: n.andre@mail.ru