



## Техніка для земляних і дорожніх робіт

УДК 624.132

В.М. Смірнов, канд. техн. наук, професор КНУБА,

В.П. Головань, канд. техн. наук, доцент КНУБА

### ВИСОКОЕФЕКТИВНІ КОВШОВІ БУРОВІ РОБОЧІ ОРГАНИ

Для буріння свердловин великих діаметрів у складних гірничо-геологічних умовах під стовпчасті опори будівельних споруд широко застосовуються ковшові бури, які крім ґрунторуйнівної частини, включають ємність у вигляді бункера для транспортування зруйнованої породи з свердловини на поверхню масиву. Застосування ковшових бурів особливо ефективно в умовах, коли при розробці свердловин, наприклад, кільцевими бурами, неможливе створення суцільних кернів, які виймаються за допомогою спеціальних кернозахоплюючих пристроїв. Так проходить процес буріння зцементованого галечника, щебеню та дрібношарових порід.

Для таких умов співробітниками кафедри основ професійного навчання та будівельних машин КНУБА й інституту надтвердих матеріалів НАН України проводились розробки нових робочих органів для оснащення існуючої бурильної техніки, призначеної для роботи в гірських умовах. Раніше розроблена конструкція ковшового бура з відцентровим розвантаженням накопичувача, схема якого показана на рис. 1 [1]. Ґрунторуйнівною частиною даного бура служить спіральний бур суцільного руйнування 1, оснащений твердосплавними різцями, а накопичувачем – циліндричний корпус 2 із конусним звуженням біля нижнього розвантажувального отвору. В нижній частині під розвантажувальним отвором над Ґрунторуйнівною частиною закріплений тарілчастий відцентровий розвантажувальний пристрій 3.

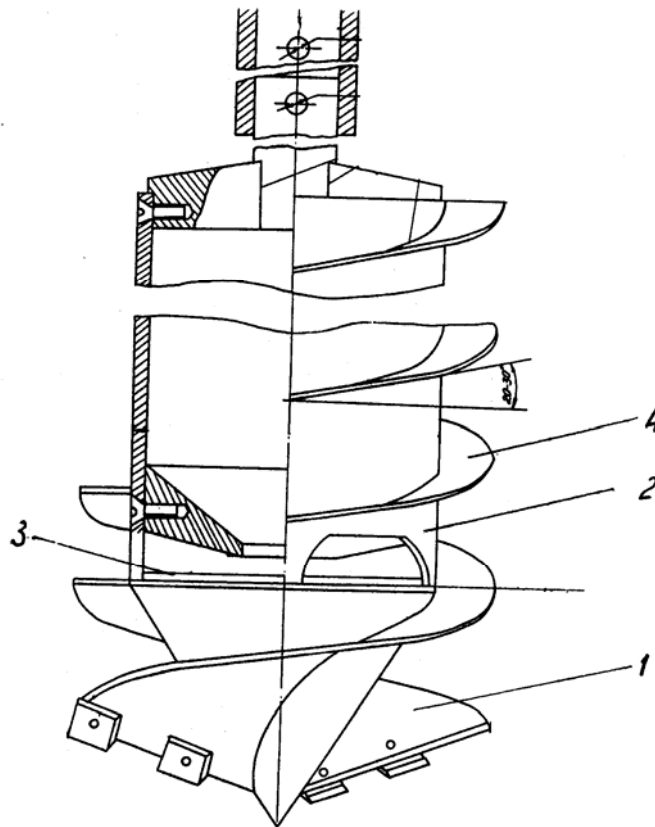


Рис. 1. Схема ковшового бура з відцентровим розвантаженням накопичувача

Частота обертів бура для відцентрового розвантаження визначається за умови, при якій забезпечується скидання частинок по колу з розвантажувальної тарілки під дією відцентрової сили [1]

$$mgf < mR\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2,$$

де  $m$  - маса частки вантажу,  $f$  - коефіцієнт тертя частки по тарілці,  $R$  - радіус тарілки,  $n$  - частота обертання бура,  $g$  - прискорення вільного падіння.

Проведені дослідження моделі бура з накопичувачем і відцентровим розвантаженням при бурінні незв'язних ґрунтів показали його добру працездатність [1]. Проте конструктивними особливостями такого бура є можливість його завантаження зовнішньою шнековою спіраллю через верхній отвір у корпусі після повного заглиблення у свердловину нижче поверхні ґрунту. Для розробки ґрунтів на невеликих глибинах раціонально використовувати ковшові бури з нижніми завантажувальними отворами.

Запропонована конструкція нового ковшового бурового робочого органу з нижніми завантажувально-розвантажувальними отворами та вібраційним пристроєм показана на рис. 2. Бур включає циліндричний корпус 1, що є накопичувачем зруйнованої породи, лопаті 2 з ріжучими ножами, які створюють днище із завантажувально-розвантажувальними отворами, дебалансний вібратор 3 у циліндричному корпусі, змонтований у середній частині бура, приводний вал та трубчасту бурову штангу 5.

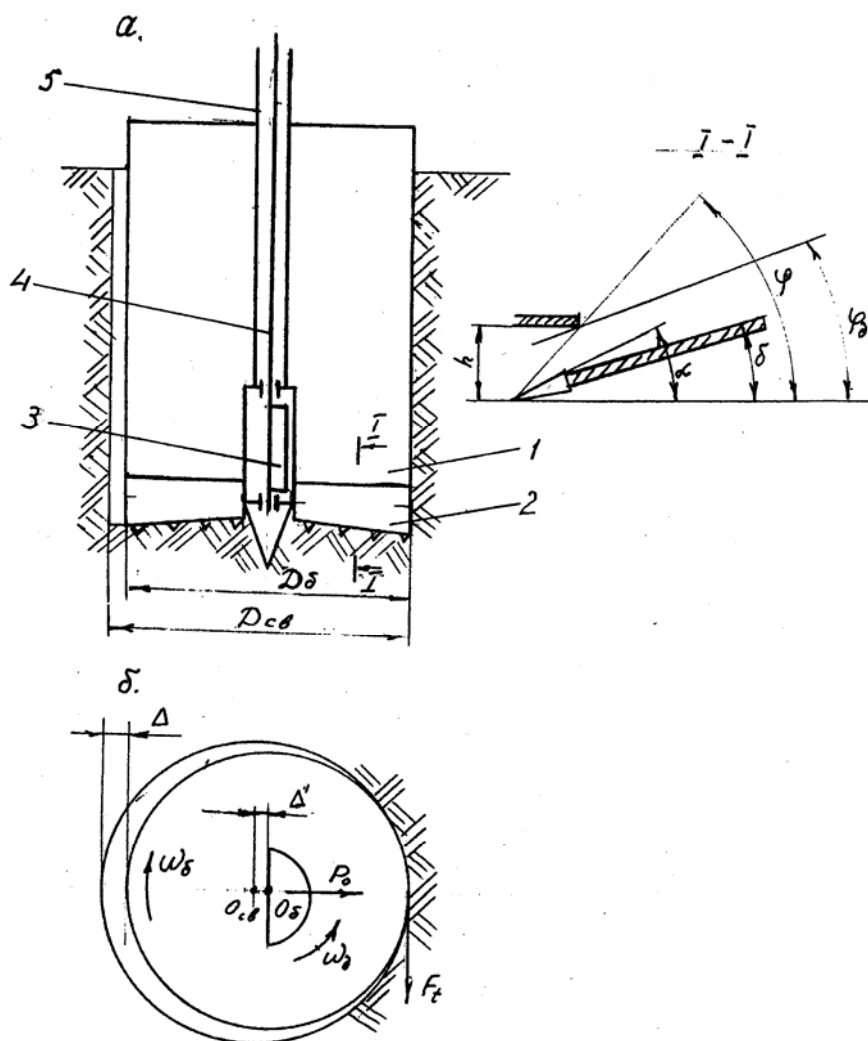


Рис. 2. Схема ковшового бура з вібраційним пристроєм:  
а - вертикальний переріз; б - схема обертання дебалансу і бура



Для забезпечення можливості ефективного різання ґрунту ножами, заповнення накопичувача, утримання ґрунту під час підйому бура та наступного його розвантажування, лопаті з ножами в нижній частині устанавлюються з додержанням наступних вимог (рис. 2): кут між передньою гранню ріжучих ножів та траєкторією їх руху приймається оптимальним для умов різання, тобто  $\delta = 30^\circ \div 35^\circ$ ; кут нахилу лопаті приймається  $\alpha = 20^\circ \div 30^\circ$ , що є оптимальною величиною для транспортування по ній зруйнованого ґрунту і заповнення накопичувача; для утримання ґрунту в накопичувачі під час його підйому з свердловини кут між переднім ребром лопаті і границею отвору в днищі приймається рівним або меншим кута природного ухилу  $\varphi$  зруйнованого ґрунту в стані спокою. Розвантаження накопичувача здійснюється включенням дебалансного вібратора, що приводить до зменшення кута природного ухилу, до його динамічного значення  $\varphi_\delta$  ( $\varphi_\delta \approx 0,7\varphi$ ) та підвищенню рухомості часток ґрунту.

При роботі одномасного дебалансного вібратора під час буріння свердловини створюється змушуюча відцентрова сила  $P_0$ , яка діє в радіальному напрямку у відповідності до обертання дебалансу (рис. 2), деформуючи ґрунт, що контактує з корпусом бура. Створення зазору між корпусом бура і стінкою свердловини сприяє зменшенню опору обертання бура у свердловині. Крім того, виникає можливість обкочування корпусу бура по поверхні стінок свердловини за рахунок сил тертя в контакті між ними в напрямку протилежному обертанню дебаланса. Тому напрямок обертання дебалансу в описаній конструкції ковшового бура приймається протилежним напрямку обертання останнього. При таких умовах створюється додатковий крутний момент, необхідний для руйнування ґрунту різцями і його транспортування по лопатям у накопичувач. Теоретично можливе забезпечення обертання робочого органу у свердловині тільки за допомогою обертання дебалансу силами тертя  $F_t$  між робочим органом і стінками свердловини (рис. 2). Найбільший ефект досягається при умові, що частота обертання бура від дії дебалансу  $n_\delta$  буде рівна або більша частоти обертання бурової штанги від привода бурильної машини  $n_m$ , тобто [2]

$$n_\delta \geq n_m,$$

а сила тертя (колова сила)  $F_t$ , що створюється між корпусом бура і стінкою свердловини

$$F_t \geq P_0 \cdot f,$$

де  $f$  - коефіцієнт тертя між корпусом бура і стінкою свердловини.

Відношення кутових швидкостей та частот обертання дебалансу і бурового робочого органу

$$i = -\frac{\omega_\delta}{\omega_\sigma} = -\frac{n_\delta}{n_\sigma} = \frac{D_{ce}}{D_\sigma(1-\xi)} = \frac{D_\sigma + 2\Delta'}{D_\sigma(1-\xi)},$$

де  $\omega_\delta$ ,  $n_\delta$  - відповідно кутова швидкість та частота обертання дебалансу;  $\omega_\sigma$ ,  $n_\sigma$  - кутова швидкість та частота обертання бура;  $D_{ce}$  - діаметр свердловини,  $D_\sigma$  - діаметр бурового робочого органу;  $\Delta'$  - величина деформації ґрунту під дією змушуючої сили;  $\xi$  - коефіцієнт проковзування.

Для досягнення ефективного ущільнення стінок свердловини під дією на них бокових зусиль від бурового робочого органу з одномасним дебалансним вібратором слід використовувати досвід і рекомендації по вибору режимів роботи ґрунтоущільнюючих катків [3].

Розподіл напружень по поверхні циліндричного катка, що рухається, характеризується епюрою (рис. 3).

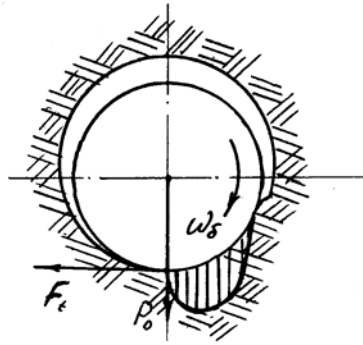


Рис. 3. Схема ущільнення бокових стінок свердловини вібраційним буровим робочим органом

Перед катком виникає хвиля, величина якої пропорційна напруженням у ґрунті. При великих напруженнях за рахунок утворення значних хвиль виникає поверхневе руйнування ґрунту, що негативно впливає на ущільненні стінки свердловини. Тому змушуюча сила вібропристрою повинна створювати контактний тиск  $\sigma_{\max}$ , який не перевищує границі міцності ґрунту

$$\sigma_{\max} \leq \sqrt{\frac{qE_0}{R}},$$

де  $q$  - тиск робочого органу на стінки свердловини;  $E_0$  - модуль деформації ґрунту;  $R$  - радіус робочого органу.

Тиск робочого органу на стінки орієнтовно можна визначити по залежності

$$q = \frac{P_0}{F},$$

де  $F$  - площа контакту корпусу бура з ґрунтом.

Процес різання ґрунту лопатями з ножами і заповнення ковшового бура пов'язаний з діями на нього сил необхідних для подолання опорів, що при цьому виникають. Дотичні і нормальні сили копання включають три складові різання ґрунту, сили на подолання опору призми волочіння і сили на просування стружки крізь ґрунт у накопичувачі [4]

$$P_{\text{коп}} = P + P_{\text{пр}} + P_{\text{зап}};$$

$$N_{\text{коп}} = N + N_{\text{пр}} + N_{\text{зап}};$$

де  $P_{\text{коп}}$ ,  $N_{\text{коп}}$  - дотичні і нормальні сили копання,  $P$  і  $N$  - дотичні і нормальні складові сил різання,  $P_{\text{пр}}$  і  $N_{\text{пр}}$  - сили на подолання опору призми волочіння;  $P_{\text{зап}}$ ,  $N_{\text{зап}}$  - сили на просування стружки крізь ґрунт в накопичувачі.

Опір просуванню стружки крізь ґрунт – це додатковий опір від привантаження ґрунту на лопаті, що створює реактивний тиск з боку стружки, яка проникає крізь призму волочіння. Цей тиск утворюється силами власної ваги стружки над лопаттю і силами тертя між стружкою і ґрунтом в накопичувачі, з одного боку, а також між стружкою та лопаттю з другого.

Сили, що діють на елементи лопаті бура показані на схемі (рис. 4). При просуванні стружки крізь масив питомі дотична  $P_{\text{зап}}$  і нормальна  $N_{\text{зап}}$  враховуються як сили на подолання додаткового опору різанню, викликаного привантаженням стружкою  $P_{\text{стр}}$ . Привантаження  $P_{\text{стр}}$  створюється силою ваги стружки  $q_{\text{стр}}$  і силами тертя  $t$  між рухомою стружкою і ґрунтом в накопичувачі та  $t_2$  - між стружкою і лопаттю бура. Ширина площадки, на яку діє привантаження, дорівнює ширині отвору в накопичувачі  $a$ . Погонна

сила тертя від нормального тиску  $q$  між стружкою і ґрунтом в накопичувачі в припущенні, що  $\rho = \mu$

$$t_1 = \frac{\gamma_{сп} q H^2}{2} \sin \rho \cos \rho,$$

де  $\mu$  - кут тертя ґрунту по лопаті,  $\rho$  - кут внутрішнього тертя ґрунту,  $H$  - висота шару ґрунту в накопичувачі,  $\gamma_{сп}$  - густина ґрунту

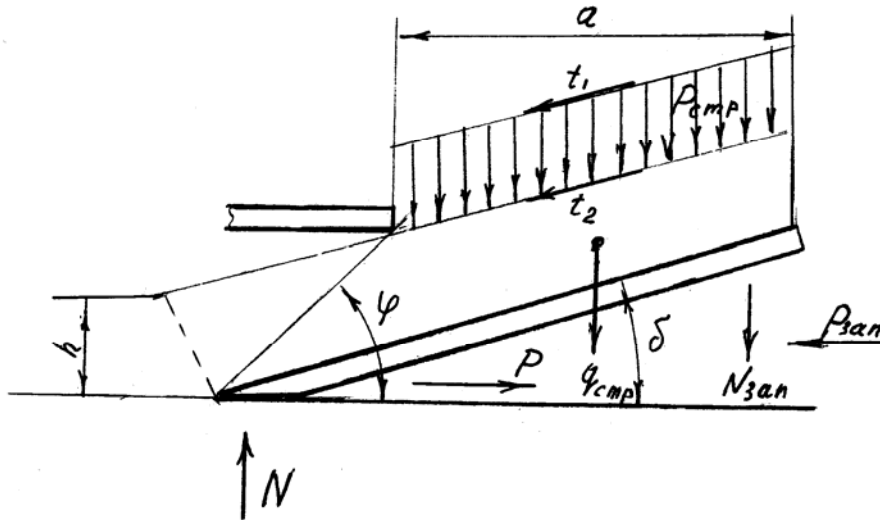


Рис. 4. Схема сил, що діють на лопать бура

В умовах, коли стружка просувається по поверхні лопаті під кутом  $\delta$  (рис. 4) привантаження діє похило і сили тертя  $t_2 > t_1$

$$t_2 = t_1 + q_{стр} \cos \delta \cdot tg \mu.$$

Величина привантаження стружки [4]

$$P_{стр} = \frac{1}{a} (2t_1 + q_{стр} \cos \delta \cdot tg \mu + q_{стр} \sin \delta).$$

Величина додаткового нормального тиску на передню грань лопаті від привантаження  $P_{стр}$  визначається виразом [4]

$$q_{зан} = P_{стр} \cos \mu^* (\cos \mu^* + \sqrt{\sin^2 \rho - \sin^2 \mu^*}) \times \frac{(\sin \rho \cos \theta + \sqrt{1 - \sin^2 \rho \sin^2 \theta})^2}{\cos^2 \rho (1 - \sin \rho)},$$

де  $\theta = \frac{1}{2} \left( 2\pi - 2\delta - \mu^2 - \arcsin \frac{\sin \mu^*}{\sin \rho} \right)$ ;  $\mu^*$  - умовний кут тертя між лопаттю і ґрунтом.

Тоді питомі сили дотична  $P_{зан}$  і нормальна  $N_{зан}$  для просування стружки крізь ґрунт в накопичувачі

$$P_{зан} = q_{зан} h (1 + tg \mu \cdot ctg \delta);$$

$$N_{зан} = q_{зан} h (ctg \delta - tg \mu).$$

Зменшення опору просуванню стружки крізь ґрунт в накопичувачі можливо досягти шляхом використання ковшового бура з динамічним пристроєм.

При роботі динамічного пристрою в даній конструкції одномасного дебалансного вібратора лопатям бура надаються кругові коливання з амплітудою  $A$ , яка залежить від деформації ґрунту  $\Delta$  стінок свердловини. Розглянувши коливання лопаті тільки в напрямку різання ґрунту (вперед і назад), розкладемо прискорення  $J_{\alpha}$  частки площини лопаті за напрямками осей координат  $x$  і  $y$  (рис. 5), вибраних вповдовж і перпендикулярно до неї на  $J_{\alpha x}$  та  $J_{\alpha y}$  [5].

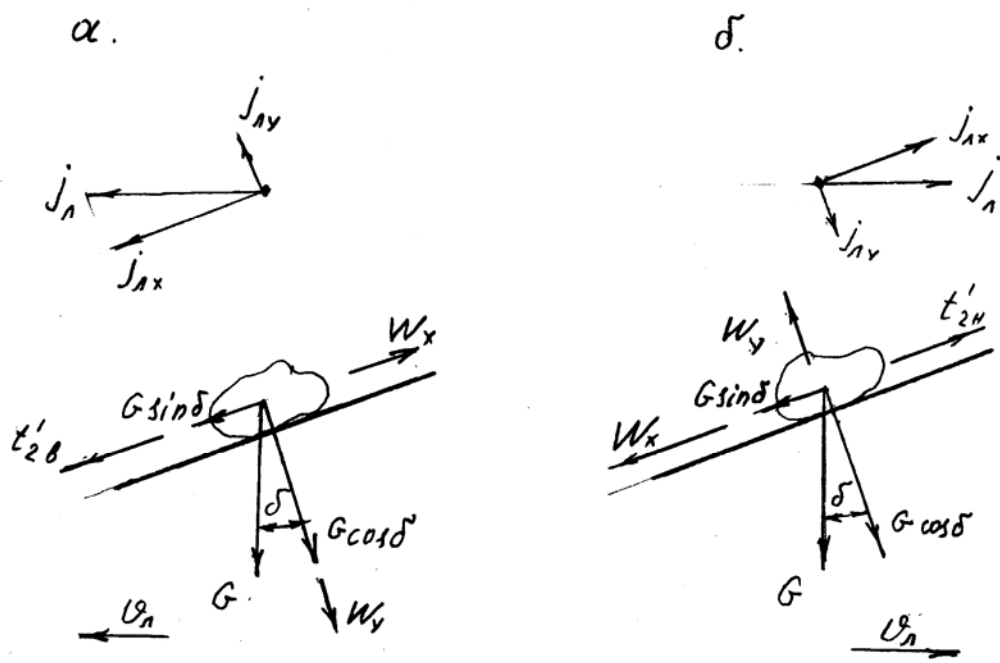


Рис. 5. Схеми сил, що діють на частку ґрунту:  
 а – рух лопаті вперед; б – рух лопаті назад

При русі площини лопаті вперед (рис. 5, а) на частку ґрунту діють сили: сила ваги  $G$ , яка направлена вертикально і розкладається на складові по координатних осях  $G \sin \delta$  та  $G \cos \delta$ , сили інерції  $W_y$  (по вісі  $y$ ) та  $W_x$  (по вісі  $x$ ) і сила тертя об площину лопаті  $t'_{2n}$ , яка направлена в протилежний бік від сили інерції  $W_x$ . Отже, тиск ґрунту на лопать буде

$$N_n = G \cos \delta + W_y = mq \cos \delta + mJ_{\alpha y} = m(q \cos \delta + J_{\alpha y})$$

і сила тертя

$$t'_{2n} = f_2 N_n = f_2 m(q \cos \delta + J_{\alpha y}),$$

де  $f_2$  – коефіцієнт тертя ґрунту об поверхню лопаті;  $q$  – прискорення вільного падіння.

В даному випадку, сила тертя  $t'_{2n}$  та сила інерції  $W_y$  створюють додатковий опір руху лопаті.

Коли площина лопаті рухається назад, складова сили інерції  $W_y$  буде направлена у зворотному напрямку (рис. 5, б). Це приведе до зменшення тиску ґрунту на площину лопаті і сили тертя ґрунту об його поверхню.

Величина тиску ґрунту буде

$$N_n = G \cos \delta - W_y = mq \cos \delta - mJ_{\alpha y} = m(q \cos \delta - J_{\alpha y})$$

і сила тертя

$$t'_{2n} = f_2 \cdot N_n = f_2 \cdot m(q \cos \alpha - J_{\alpha y}).$$



В даному випадку можлива відсутність опору просуванню стружки по поверхні лопаті при умові, що частки ґрунту при русі площини лопаті назад будуть продовжувати рухатись вгору за рахунок сил інерції. Щоб ґрунт не відривався від поверхні лопаті, мінімальний тиск  $N_n$  повинен бути більше нуля

$$N_n = m(q \cos \alpha - J_{ly}) > 0.$$

Звідки

$$q \cos \alpha - J_{ly} > 0,$$

$$J_{ly} < q \cos \alpha.$$

Найбільша величина прискорення лопаті

$$J_{l.\max} = A\omega^2 = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \cdot A = \frac{n^2 A}{90},$$

де  $A$  - амплітуда коливань площини лопаті;  $\omega$  - кутова швидкість дебалансу;  $n$  - частота обертів дебалансу за хвилину.

Приведені конструкції нових ковшових бурових робочих органів розширюють можливості використання існуючої бурильної техніки в різних гірничо-геологічних умовах. Особливо ефективні такі конструкції при розробці сипучих і незв'язних ґрунтів, коли застосування високоефективних кільцевих бурів ускладнюється через неможливість утворення та видалення ядра, а також обсіпання стінок свердловини. В останньому випадку є доцільним використання ковшового бура динамічної дії, який сприяє ущільненню стінок свердловини за рахунок радіально направлених коливань вібробуджувача.

Використання ковшових бурових робочих органів динамічної дії з нижнім завантаженням накопичувача сприяє підвищенню продуктивності буріння не глибоких свердловин.

#### Література

1. Головань В.П., Вольтерс О.Ю. Розробка і експериментальні дослідження нової конструкції ковшового бура з відцентровим розвантаженням накопичувача// Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2000. – №55.
2. Смірнов В.М., Головань В.П., Вольтерс О.Ю. Вібраційний робочий орган для буріння свердловин// Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2003. – №64.
3. Ветров Ю.А., Кархов А.А., Кондра А.С., Станевський В.П. Машины для земляных работ. – К.: Вища школа, 1981.
4. Ветров Ю.О., Власов В.В. Машины для земляных работ. Приклады расчетов. – К.: ІСДО, 1981.
5. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. – М.: Машиностроение, 1983.