

УДК 622.68:629.114.2:52-5

**Денищенко О.В.**, канд. техн. наук, доцент,  
**Козіна І.В.**, канд. техн. наук, доцент,  
**Юрченко О.О.**, асистент  
(Державний ВНЗ «НГУ»)

### **УПРАВЛІННЯ ПЕРЕМІЩЕННЯМ БУРОВИХ ВЕРСТАТІВ ТЯГАЧАМИ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ ПРОЦЕСУ**

**Денищенко А.В.**, канд. техн. наук, доцент,  
**Козина И.В.**, канд. техн. наук, доцент,  
**Юрченко О.О.**, ассистент  
(Государственное ВУЗ «НГУ»)

### **УПРАВЛЕНИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЕМ БУРОВЫХ СТАНКОВ ТЯГАЧАМИ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ПРОЦЕССА**

**Denishchenko O. V.**, Ph.D.(Tech), Associate Professor,  
**Kozina I.V.**, Ph.D.(Tech), Associate Professor,  
**Yurchenko O.O.**, Master of Science  
(State HEI «NMU»)

### **CONTROL OF MOVING-IN OF THE DRILLING RINGS BY TRACTIVE VEHICLES FOR HIGHER SAFETY OF THE PROCESS**

**Анотація.** Проведено аналіз досліджень гірничих, будівельних і сільськогосподарських машин з гусеничним рушієм, на підставі якого розроблена математична модель руху бульдозера з буровим верстатом на жорсткому зчепленні. Прийнято й обґрунтовано допущення і межі зміни вхідних параметрів. Вирішення моделі отримане в машинному вигляді з цифровим виведенням результатів розрахунку.

В результаті аналізу отриманих результатів зроблені висновки відносно сфери застосування бульдозерів на базі промислових тракторів важкого класу для переміщення бурових верстатів в межах кар'єрів.

Обґрунтована правомірність використання бульдозерів на базі промислових тракторів важкого класу для переміщення бурових верстатів і запропоновані заходи щодо підвищення безпеки процесу.

**Ключові слова:** буровий верстат, бульдозер, жорстке зчеплення, кар'єр.

Для бурових верстатів з електричним приводом можливі такі способи переміщення: власним ходом з живленням електроенергією від пересувної комплексної трансформаторної підстанції; власним ходом з живленням від порегінного агрегату; за допомогою тракторів (бульдозерів) на жорсткому зчепленні. Перший спосіб потребує пунктів підключення по всій трасі руху та мало продуктивний через низьку швидкість переміщення; другий безпечніший, проте для його реалізації необхідне придбання значної кількості дорогих агрегатів, які використовуються лише для перегонів. Через ці обставини на практиці для переміщення верстатів на значні відстані найбільшого поширення набув останній.

У роботі поставлена мета – мінімізувати вплив небезпечних чинників технологічного процесу переміщення бурових верстатів у кар'єрі за допомогою бульдозерів.

Для досягнення цієї мети необхідно розробити і дослідити математичну модель руху і тяги складу з бурового верстата і бульдозера, а також запропонувати технічні рішення по підвищенню безпеки процесу переміщення.

Рух складу з бурового верстата і бульдозера по горизонтальних ділянках дороги є найбільш сприятливим з точки зору забезпечення безпеки, оскільки невисока швидкість і значний основний опір руху зводить до мінімуму вірогідність виникнення аварійних ситуацій при дотриманні персоналом відповідних заходів щодо охорони праці.

Додаткові заходи по утриманню верстата і бульдозера на подовжньому профілі траси слід розглядати як реакцію на наступні випадки: обрив жорсткого зчеплення і раптова зупинка двигуна бульдозера. При цьому слід враховувати, що виникнення самокатного руху під дією сили тяжіння верстата і бульдозера можливе лише на граничних ухилах доріг кар'єрів (70 - 100 %) завдяки високим значенням опору руху. Крім того, при русі по спуску за будь-яких нештатних ситуацій машиніст бульдозера може зупинити склад, опустивши відвал і упродавивши його у верхній шар дороги. Тому, з точки зору забезпечення безпеки, найбільш складним є режим руху складу на підйом на ухилах більше 70 %, коли можливе сповзання верстата в разі обриву зчеплення або сповзання складу з верстата і бульдозера при раптовій зупинці двигуна останнього і відмові його гальмівної системи.

Для побудови моделі тяги і керованого руху зосереджених мас у складі на жорсткому зчепленні його можна вважати незмінною системою з однією ступенню свободи, на яку діють лише зовнішні сили, прикладені до центру мас складу в середині його довжини і співпадаючі з напрямом руху складу або протилежні до нього. Число ступенів свободи системи визначається утримуючими зв'язками. Ними є зчіпні пристрої, гусеничні рушії і ґрунт (дорога). Зчіпні пристрої складу (не у всіх випадках) виконують роль внутрішніх утримуючих зв'язків, що примушують тягач і причіпну частину складу рухатися з однаковою швидкістю і прискоренням, описувати однакові траєкторії [1, 2].

Класична механіка дозволяє нехтувати розмірами складу і описати математично його переміщення як рух системи в цілому, тобто матеріальної точки, в якій зосереджена вся маса системи, приведена до її центру інерції. В результаті в тягових розрахунках рух складу буде представлений як рух матеріальної точки, розташованої в середині складу. Гусениці ходової частини виконують роль зовнішніх утримуючих зв'язків, які примушують склад рухатися лише в одному напрямі упродовж дороги. Тому для опису руху досить одного диференціального рівняння.

Якщо зовнішні сили, які збігаються з напрямом руху складу прикладені до однієї точки, то їх можна алгебраїчно складати і розглядати рух системи під дією результуючої сили. До зовнішніх сил, що визначають рух складу, відно-

ситься сила тяги, сила опору руху і гальмівна сила, які для зручності тягових розрахунків можна привести до осі заднього опорного катка і до осі привідного колеса при задньому розташуванні привідних коліс, або до осі направляючого колеса при передньому розташуванні привідних коліс тягача. Результуюча сила, віднесена до 1 т маси складу, є питомою.

Характеристики сил для тягового рухомого складу будують за результатами випробувань для стаціонарних режимів роботи при рівномірній швидкості руху. При зміні режимів управління або зовнішнього навантаження не враховують зміну сил при переході від одного сталого процесу до іншого. Такі характеристики є статичними і в тягових розрахунках необхідно використовувати їх як апіорну інформацію. Створювати типові динамічні характеристики перехідних процесів руху рухомого складу не представляється можливим через складності фізичної природи цих процесів і необхідним через обмеження швидкості руху в експлуатації до 1 м/с. Тому при зміні сил тяги, гальмування або профілю дороги в тягових розрахунках необхідно приймати стрибкоподібні зміни рівнодійної сил.

Якщо хоч би одна з сил, що діють на систему, залежить від швидкості руху, то вирішити завдання про її рух можливо лише методом інтегрування диференціального рівняння, яке має бути лінійним для можливості використання суперпозиції, тобто результуючий рух системи дорівнює сумі рухів, що виникають під дією кожної сили окремо.

Для побудови математичної моделі з урахуванням вище приведенного опису використовуємо теорему про зміну кінетичної енергії механічної системи при деякому її переміщенні. Робота внутрішніх сил складу на цьому переміщенні дорівнює нулю, тоді згідно із законом збереження енергії, приймаючи сили постійними

$$dT = (F_K - W_K - B_T)dS,$$

де  $T$  – кінетична енергія складу;  $F_K$  – дотична сила тяги тягача;  $W_K$  – загальний опір руху складу;  $B_T$  – гальмівна сила;  $S$  – шлях, пройдений складом.

Відповідно до теореми Кеніга кінетична енергія складу дорівнює сумі кінетичної енергії поступальної ходи всієї маси складу зі швидкістю його центру інерції і суми кінетичних енергій мас, що обертаються

$$T = m \frac{V^2}{2} + \sum I_{KB} \frac{\omega_{KB}^2}{2} + \sum I_{KL} \frac{\omega_{KL}^2}{2} + \sum I_Y \frac{\omega_Y^2}{2},$$

де  $m$  – маса потягу;  $V$  – швидкість поступального руху потягу;  $I_{KB}, I_{KL}, I_Y$  – полярні моменти інерції відповідно ходових коліс і опорних катків причіпної частини складу і тягача, деталей тягового приводу і трансмісії тягача;  $\omega_{KB}, \omega_{KL}, \omega_Y$  – кутова швидкість мас, що обертаються, відповідно.

Виконаємо приведення мас, що обертаються, до поступального руху, при-

йнявши ланкою приведення опорні катки составу. Умовою еквівалентності мас системи і приведень маси, що обертаються, є їх кінетична енергія

$$m_n \frac{V^2}{2} = m \frac{V^2}{2} + \sum I_{\text{кв}} \frac{\omega_{\text{кв}}^2}{2} + \sum I_{\text{кл}} \frac{\omega_{\text{кл}}^2}{2} + \sum I_{\text{я}} \frac{\omega_{\text{я}}^2}{2},$$

де  $m_n$  – маса потягу, приведена до поступального руху.

Полярні моменти інерції мас, що обертаються

$$I_{\text{кв}} = m_{\text{кв}} \rho_{\text{кв}}^2, \quad I_{\text{кл}} = m_{\text{кл}} \rho_{\text{кл}}^2, \quad I_{\text{я}} = m_{\text{я}} \rho_{\text{я}}^2,$$

де  $m_{\text{кв}}$ ,  $m_{\text{кл}}$ ,  $m_{\text{я}}$  – відповідно маси ходових частин, тягового приводу і трансмісії составу, що обертаються.

Кутові швидкості:

$$\omega_{\text{кв}} = \frac{V}{R_{\text{кв}}}, \quad \omega_{\text{кл}} = \frac{V}{R_{\text{кл}}}, \quad \omega_{\text{я}} = \frac{\mu V}{R_{\text{кл}}},$$

де  $R_{\text{кв}}$ ,  $R_{\text{кл}}$  – радіуси опорних катків і привідних коліс гусеничного рушія причіпної частини составу і тягача відповідно;  $\mu$  – передавальне число трансмісії тягача.

$$\mu = \frac{\omega_{\text{я}}}{\omega_{\text{кл}}}.$$

Тоді

$$m_n \frac{V^2}{2} = m \frac{V^2}{2} + \sum I_{\text{кв}} \frac{V}{2R_{\text{кв}}} + \sum I_{\text{кл}} \frac{V}{2R_{\text{кл}}^2} + \sum I_{\text{я}} \frac{\mu^2 V}{2R_{\text{кл}}^2},$$

або

$$m_n = m + \sum m_{\text{кв}} \frac{\rho_{\text{кв}}^2}{R_{\text{кв}}^2} + \sum m_{\text{кл}} \frac{\rho_{\text{кл}}^2}{R_{\text{кл}}^2} + \sum m_{\text{я}} \frac{\mu^2 \rho_{\text{я}}^2}{2R_{\text{кл}}^2}.$$

Позначимо приведену масу частин  $m_{\text{вп}}$ , що обертаються, тоді приведена маса составу

$$m_n = m + m_{\text{вп}}.$$

Якщо

$$\frac{m_{\text{вп}}}{m} = \gamma,$$

то

$$m_n = m(1 + \gamma), \quad (1)$$

$$T = m(1 + \gamma) \frac{V^2}{2}.$$

Коефіцієнт інерції мас складу, що обертаються

$$\delta = 1 + \gamma,$$

зміна кінетичної енергії складу на деякому переміщенні

$$dT = m\delta \frac{dV^2}{2} = m\delta V dV,$$

з урахуванням (1)

$$m\delta V dV = (F_k - W_k) dS.$$

Виражаючи  $dS = V dt$ , маса складу

$$m = m_T + m_B$$

де  $m_T$ ,  $m_B$  – маса тягача і причепної частини складу верстата відповідно отримаємо:

$$(m_T + m_B) \delta \frac{dV}{dt} = F_k - W_k.$$

Тоді математична модель (рівняння) руху складу в режимі тяги:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{F_k - W_k}{(m_T + m_B) \delta}. \quad (2)$$

Рівняння руху складу в режимі гальмування:

$$\frac{dV}{dt} = - \frac{(B_T + W_k)}{(m_T + m_B) \delta}. \quad (3)$$

Для інтегрування рівнянь (2) і (3) необхідно знати чинники, визначальний стан (швидкість, прискорення, дорога і так далі) і поведінку (варіації змінних в поточному часі) складу в умовах переміщення, для чого вивчити залежності сил  $F_k$ ,  $W_k$ ,  $B_T$ , що визначають рух.

Вага складу:

$$G_{\text{бп}} = mg,$$

де  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння.

Нормальна складова сили тяжіння:

$$N = mg \cos \beta,$$

де  $\beta$  – кут нахилу траси на ділянці переміщення.

Тангенціальна (подовжня) складова сили тяжіння:

$$T = mg \sin \beta.$$

Сила опору руху

$$W = Nw = wG_{\text{оп}} \cos \beta,$$

де  $w$  – коефіцієнт опору руху.

Сила інерції поступального руху

$$P = m\ddot{x}\delta,$$

де  $\delta > 1$  – коефіцієнт інерції мас (приведення обертального руху до поступального), що обертаються, який показує в скільки разів повна кінетична енергія складу більше енергії поступального руху. Також діють сили і моменти:  $F_k$  – до- тична сила тяги;  $M_w$  – момент опору коченню;  $M_i$  – інерційний момент деталей складу, що обертаються.

У загальному вигляді рівняння руху складу

$$F - W \pm T - P = 0$$

Звідси рівняння сили тяги

$$F = W \pm T + P = 0,$$

$$F = mg \left( w \cos \beta \pm \sin \beta + \frac{a\delta}{g} \right),$$

де  $a = \frac{dv}{dt} = \text{const}$ .

Тобто, сила тяги витрачається на подолання опору руху, зміну потенційної і кінетичної енергії складу. Окремі вирішення рівняння сили тяги:

– рух на підйом

$$F = mg \left( w \cos \beta + \sin \beta + \frac{a\delta}{g} \right);$$

– рух на спуск

$$F = mg \left( w \cos \beta - \sin \beta + \frac{a\delta}{g} \right);$$

– рух з постійною швидкістю ( $V = \text{const}$ ,  $a = 0$ )

$$F = mg(w \cos \beta \pm \sin \beta);$$

– рух з постійною швидкістю по горизонтальній ділянці ( $a = 0$ ,  $\alpha = 0$ )

$$F = mgw.$$

При цьому максимальна сила тяги по зчепленню

$$F = F_{\kappa} = m_T g \psi.$$

де  $\psi$  – коефіцієнт зчеплення ходової частини тягача (гусеничного рушія).

За невеликих кутів ухилу  $\alpha$  можна прийняти припущення:

$$\cos \beta \cong 1, \frac{\delta a}{g} = 0,1 \delta a.$$

Тоді можливе рішення

$$F_{\kappa} = \frac{mg}{1000}(w \pm \sin \beta + 0,1 a \delta) \cdot 1000,$$

$$F_{\kappa} = mg(w \pm i + 1000 a \delta),$$

де  $w = \frac{F}{G_{\text{бр}}} \cdot 1000$  – питомий опір руху, Н/кН;  $i = 1000 \sin \beta$  – ухил шляху, ‰ (промілле) або питомий опір руху від ухилу шляху, Н/кН;  $a$  – прискорення поступального руху, м/с<sup>2</sup>.

Безрозмірні коефіцієнти опору руху і зчеплення для різних дорожніх і ґрунтових умов визначалися дослідним шляхом в експлуатації різними методами.

Відповідно рівняння гальмівної сили

$$-B_{\kappa} = mg \left( w \cos \beta \pm \sin \beta + \frac{a_T \delta}{g} \right)$$

$$-B_{\kappa} = mg(w \pm i - 100 a_T \delta)$$

Максимальна сила по зчепленню ходової частини, Н

$$F_{\kappa.ц\psi} = B_{\kappa.ц\psi} = 1000 m_T g \psi,$$

де  $m_T$  – маса тягача, т

Звідси

$$-\frac{B_{\kappa}}{mg} = w \pm i - \Delta a_T,$$

де  $\Delta = 100 \delta$ ;  $a_T$  – гальмівне уповільнення,

або

$$b + w \pm i - \Delta a_T = 0,$$

де  $b$  – питоме значення гальмівної сили складу, Н/кН.

$$b = \frac{B_{\kappa}}{mg}$$

або

$$b = \frac{1000m_T g \psi}{mg}$$

При цьому  $a = -\Delta a_T$ , якщо  $b + w - i > 0$

$$a_T = \frac{b + w - i}{\Delta}.$$

Для рівнозмінного (рівноуповільненого) руху довжина гальмівного шляху

$$l_T = \frac{V_n^2}{2a_T},$$

де  $V_n$  – швидкість початку гальмування.

Внаслідок однотипності конструктивних рішень в машинах одного і того ж типу значення коефіцієнтів досить стабільне, що дає достовірну характеристику енергетичних витрат. Обробка експериментальних значень показує, що розподіл коефіцієнтів опору руху по основних шляхах усіх типів відповідає або наближається до нормального закону. Дія кліматичних чинників, в першу чергу опадів, майже завжди приводить до зменшення коефіцієнта зчеплення, за винятком піщаних ґрунтів. Тому характер зміни коефіцієнта зчеплення на різних шляхах і закон розподілу значень неоднакові.

На підставі запропонованої в роботі методики складений алгоритм обробки вихідних даних для переміщення верстатів за допомогою тракторів (бульдозерів) на жорсткому зчепленні (рис.1).

Запропонована в роботі методика розрахунку дозволяє обґрунтовано вибрати тягачі для переміщення бурових верстатів в межах кар'єру, проте не виключає небезпеки некерованого руху в разі обриву жорсткого зчеплення, яка виникає за умови:

$$(m_{\text{б}} + m_T) \sin \beta \geq (m_{\text{б}} w_{\text{б}} + m_T w_T) \cos \beta,$$

де  $m_{\text{б}}$ ,  $m_T$  – маси бурового станка і бульдозера відповідно;  $w_{\text{б}}$ ,  $w_T$  – коефіцієнт основного опору руху бурового верстата і тягача відповідно.



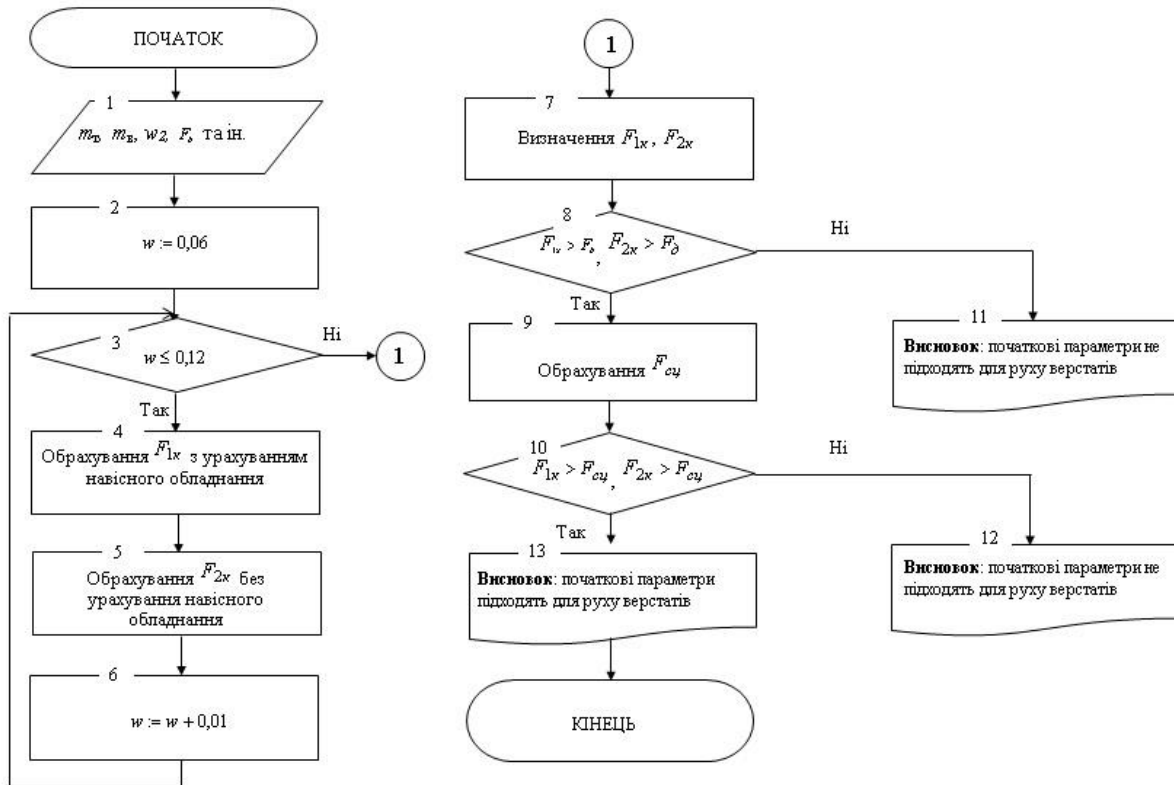


Рисунок 1 – Блок-схема обробки вихідних даних процесу переміщення бурового верстата

Запропоноване рішення дозволяє унеможливити несанкціонований рух составу з бульдозера і бурового верстата по похилій ділянці дороги, виконання ж стопора із зміщеним центром тяжіння забезпечує його автоматичне включення під час наїзду гусеничних рушіїв і надійне утримання верстата і бульдозера в разі обриву жорсткого зчеплення.

Запропонована в роботі математична модель руху і тяги составу з бурового верстата і бульдозера дозволяє проводити аналіз ефективності використання різних поєднань цих машин в конкретних умовах експлуатації кар'єрів. При цьому досягається високий рівень безпеки процесу, підвищення продуктивності і зниження трудомісткості

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Коптовец, А.Н. Обоснование применения тракторов и бульдозеров для перемещения буровых станков на глубоких карьерах / А.Н. Коптовец, А.В. Денищенко, В.В. Зиль, О.О. Юрченко // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2013. – №4. – С. 61 – 64.

2. Пат. № 92210 МПК B62D 11/00, E21C 47/00. Спосіб переміщення бурового станка у кар'єрі / О.В. Денищенко, М.О. Вигодін, А.А. Пуга, О.М. Коптовец, В.В. Зиль; заявник і патентовласник Національний гірничий університет. – № у 201400575; заявл. 21.01.2014; опубл. 11.08.2014, Бюл. №15. – 3с.

#### REFERENCES

1. Koptovets A.N., Denishhenko O.V., Zil' V.V. and Urchenko O.O. (2013) "The justification of tractors and bulldozers applicatoin for moving the drilling rigs in deep pits", *Metallurgicheskaja i gornorudnaja promishlennost*, no 4, pp. 61 – 64.

2. Denishhenko, O.V., Vigodin, M.O., Puga, A.A., Koptovets, O.M. and Zil, V.V., National mining university (2014), *Sposib peremishhennya burovogo stanaka u karyeri* [Method of moving of boring machine-tool in a career], State Register of Patents of Ukraine, Kiev, UA, Pat. № 92210.

### Про авторів

**Денищенко Олександр Валерійович**, кандидат технічних наук, доцент, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет» (Державний ВНЗ «НГУ»), Дніпропетровськ, Україна

**Козіна Інна Валеріївна**, кандидат технічних наук, доцент, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет» (Державний ВНЗ «НГУ»), Дніпропетровськ, Україна, kozinai@nmu.org.ua

**Юрченко Олег Олегович**, асистент, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет» (Державний ВНЗ «НГУ»), Дніпропетровськ, Україна

### About the authors

**Denishchenko Oleksandr Valeriiovich**, Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Associate Professor of State Higher Education Institution «National Mining University» (State HEI «NMU»), Dnepropetrovsk, Ukraine

**Kozina Inna Valeriivna**, Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Associate Professor of State Higher Education Institution «National Mining University» (State HEI «NMU»), Dnepropetrovsk, Ukraine, kozinai@nmu.org.ua

**Yurchenko Oleg Olegovich**, Master of Science, Assistant of State Higher Education Institution «National Mining University» (State HEI «NMU»), Dnepropetrovsk, Ukraine

---

**Аннотация.** Проведен анализ исследований горных, строительных и сельскохозяйственных машин с гусеничным двигателем, на основании которого разработана математическая модель движения бульдозера с буровым станком на жесткой сцепке. Приняты и обоснованы допущения и пределы изменения входящих параметров. Решение модели получено в машинном виде с цифровым выводом результатов расчета.

В результате анализа полученных результатов сделаны выводы относительно области применения бульдозеров на базе промышленных тракторов тяжелого класса для перемещения буровых станков в пределах карьера.

Обоснована правомерность использования бульдозеров на базе промышленных тракторов тяжелого класса для перемещения буровых станков и предложены мероприятия по повышению безопасности процесса.

**Ключевые слова:** буровой станок, бульдозер, жесткая сцепка, карьер.

**Abstract.** Mining, construction, and agricultural track units were analyzed. The analysis was used to develop mathematical model for movement of a bulldozer with rigid hitch drilling ring. Assumptions and input parameter variation limits were specified and substantiated. The model is in computer form with digital output of the calculation results.

Basing on the findings, conclusions were made concerning application area of bulldozers on the basis of heavy industrial tractors for the drilling rings moving-in within the open pit.

Using of bulldozers on the basis of the heavy industrial tractors for the drilling rings moving-in was grounded; and measures making the process safer are proposed.

**Keyword:** drilling ring, bulldozer, rigid hitch, open pit.

*Статья поступила в редакцию 7.01.2015*

*Рекомендовано к печати д-ром техн. наук В.Ф. Монастырским*