

6. Krilov A., Gref R. Mechanism of sawblade corrosion by polyphenolic compounds [Электронный ресурс] // Электрон. б-ка изд-ва Springer. URL:<http://www.springerlink.com/content/n15418jl82377147> / (дата обращения: 14.12.2011).
7. Zelinka S.L., Stone D.S. The effect of tannins and pH on the corrosion of steel in wood extracts [Электронный ресурс] // Электрон. б-ка изд-ва Wiley. URL:<http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/maco.201005845/> (дата обращения: 12.12.2011).
8. Porankiewicz B., Sandak J. Tanaka C. Factors influencing steel tool wear when milling wood // Wood Science & Technology. 2005. № 39(3). P. 225-234.
9. Памфилов Е.А., Петренко М.Н. Некоторые вопросы водородного изнашивания инструмента // Долговечность трущихся деталей машин: сб. ст. М., 1986. Вып.1. С. 148-153.
10. Латышев В.Н., Наумов А.Г. Механизм радикально-цепных реакций при лезвийном резании металлов // Физика, химия и механика трибосистем: межвуз. сб. науч. тр. Иваново, 2010. Вып. 9. С. 5- 14.
11. ASTM standard G119. "Standard guide for determining amount of synergism between wear and corrosion," in Annual Book of ASTM Standards. Volume 03.02: Wear and Erosion, Metal Corrosion, ASTM, West Conshocken, Pa. USA, 2001.
12. Mischler S. "Triboelectrochemical techniques and interpretation methods in tribocorrosion: a comparative evaluation" // Tribology International. 2008. Vol. 41, № 7. P. 573–583.
13. Gauvent M. E., Rocca P.J. Meausoone and P. Brenot Corrosion of materials used as cutting tools of wood. [Электронный ресурс] // <http://www.sciencedirect.com/> URL:<http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2006.03.036> (дата обращения: 12.12.2011).
14. Ziomek-Moroz M. Wood Solution for Studies of Corrosive Wear of Woodcutting Tools // Corrosion. 1994. Vol. 50 (4). P. 276–278.
6. Krilov A., Gref R. Mechanism of sawblade corrosion by polyphenolic compounds // Elektron. b-ka izd-va Springer. URL:<http://www.springerlink.com/content/n15418jl82377147/> (access date: 14.12.2011).
7. Zelinka S.L., Stone D.S. The effect of tannins and pH on the corrosion of steel in wood extracts // Elektron. b-ka izd-va Wiley. URL:<http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/maco.201005845/> (access date: 12.12.2011).
8. Porankiewicz B., Sandak J. Tanaka C. Factors influencing steel tool wear when milling wood // Wood Science & Technology. 2005. № 39(3). P. 225-234.
9. Pamfilov E.A., Petrenko M.N. Some issues of tools hydrogen wear // Dolgovechnost' trushchikhsya detaley mashin: sb. st. M., 1986. Vyp. 1. S. 148-153.
10. Latyshev V.N., Naumov A.G. Radical reactions mechanism in the process of metals edge cutting // Fizika, khimiya i mekhanika tribosistem: mezhvuz. sb. nauch. tr. Ivanovo, 2010. Vyp. 9. S. 5-14.
11. ASTM standard G119. Standard guide for determining amount of synergism between wear and corrosion in Annual Book of ASTM Standards. Volume 03.02: Wear and Erosion, Metal Corrosion, ASTM, West Conshocken, Pa. USA, 2001.
12. Mischler S. Triboelectrochemical techniques and interpretation methods in tribocorrosion: a comparative evaluation // Tribology International. 2008. Vol. 41, № 7. P. 573–583.
13. Gauvent M. E., Rocca P.J. Meausoone and P. Brenot Corrosion of materials used as cutting tools of wood // <http://www.sciencedirect.com/> URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2006.03.036> (access date: 12.12.2011).
14. Ziomek-Moroz M. Wood Solution for Studies of Corrosive Wear of Woodcutting Tools // Corrosion. 1994. Vol. 50 (4). P. 276–278.

УДК 625.76.08

## Методика расчета гидравлического механизма реверса самоходных виброплит

В.А. Кузьмичев<sup>1\*</sup>, В.Д. Кузьмичев<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, Санкт-Петербург, Политехническая, 29, Россия  
Статья поступила 21.12.2011, принята 20.01.2012

*Рассмотрены особенности конструкций вибровозбудителей реверсивных виброплит и механизмов реверса. Описан процесс работы механизма переключения и его основные конструктивные элементы. Поворот дебаланса на 180 градусов осуществляется специальным устройством – гидравлическим блоком, представляющим собой сообщающиеся сосуды (гидроцилиндры), один из которых расположен на ведомом валу вибровозбудителя, другой – в рукоятке управления виброплитой. Поворотное устройство состоит из поршня со штоком, в котором запрессован штифт. Последние размещены в пустотелом дебалансном валу с возможностью их осевого перемещения вдоль паза на валу. Относительное вращение ограничивается штифтом. В ступице ведомого зубчатого колеса профрезерован винтовой паз, центральный угол которого позволяет выполнить поворот дебалансного вала относительно зубчатого колеса на 180 градусов при перемещении штока со штифтом вдоль его продольной оси. Устройство, обеспечивающее перемещение поршня, состоит из зубчатых колеса и рейки, совмещенной с поршнем. При повороте оператором рукоятки, неподвижно связанной с зубчатым колесом, поршень перемещается и обеспечивает подачу масла. Полости поршней соединены гибким трубопроводом. Составлены уравнения вынуждающих усилий и построены графики для реального прототипа вибровозбудителя. Представлена методика расчета гидравлического механизма, обеспечивающего изменения направления движения виброплиты. В ходе расчета определяются моменты сил сопротивления поворота, включающие моменты инерции дебалансного вала, трение в подшипниках и статические моменты дебалансов. Представлена принципиальная схема действующих сил в узлах механизма поворота, составлены уравнения баланса и определено необходимое усилие на штоке. Полученное усилие позволяет определить и в дальнейшем спроектировать гидравлический механизм переключения.*

**Ключевые слова:** конструкция вибровозбудителей, расчет гидравлического механизма.

\* E-mail address: kuzmichev\_va@mail.ru

# Technique calculation of the hydraulic backspacing mechanism of the self-propelled vibroplates

V.A. Kuzmichev<sup>1\*</sup>, V.D. Kuzmichev<sup>1</sup>

<sup>1</sup>St. Petersburg State Polytechnical University, 29, Polytechnicheskaya str., St. Petersburg, Russia  
Received 21.12.2011; Accepted 20.01.2012

*The features of structural exciters reverse vibroplate and reverse mechanism. The process of the work shift mechanism and its basic structural elements. Rotation of the unbalance at 180 degrees by a special device - hydraulic unit, which is a communicating vessels (cylinders), one of which is located on the driven shaft vibration exciter and the other in the control handle compactors. Rotator consists of a piston and rod, which is pressed pin. Last placed in a hollow shaft of the unbalanced with the possibility of axial movement along the groove on the shaft. The relative rotation is limited to a pin. At the hub of the driven gear milled helical groove, a central angle which allows you to rotate the shaft relative to the unbalanced gear 180 degrees when you move the rod with pin along its longitudinal axis. Device providing movement of the piston is made up of gears and gear combined with the piston. By turning the handle operator still connected with the piston moves gear and provides a supply of oil to the piston. The cavities are connected by the piston and flexible piping. Composed of the equation and forcing efforts were used to explore for real prototype exciter. A method for calculating the hydraulic mechanism for changing the direction of plate compactors. In the calculation of the moments of turning resistance forces, including the moments of inertia of the unbalanced shaft, bearing friction and static unbalance moment. The basic scheme of the forces acting at the nodes of Swing, made up the balance equations and determined the necessary force on the rod. The resulting effort to determine in the future to design a hydraulic shift mechanism.*

**Keywords:** vibroexciters construction, calculation of the hydraulic mechanism.

Виброплиты самоходные относятся к средствам малой механизации и предназначены для послойного уплотнения методом вибротрамбования песчаногравийных, асфальтобетонных и других смесей, используемых в технологии строительства тротуарного полотна, при засыпке траншей, проведении ландшафтных работ, укладке тротуарной плитки и брусчатки с применением демпфирующего коврика и др.

В настоящее время широкое распространение получили двухмассные виброплиты нереверсивные с вибровозбудителями ненаправленного действия массой от 80 до 160 кг и реверсивные с вибровозбудителями направленного действия массой от 200 до 700 кг, представленные на рис. 1.



Рис.1. Виброплиты: а) нереверсивные; б) реверсивные.

В качестве вибровозбудителей используются инерционные (дебалансные, центробежные) вибровозбудители одношальные и двухшальные с синхронным вращением валов. Привод вибровозбудителей осуществляется от двигателей посредством клиноременной передачи. Виброплиты с двигателями внутреннего сгорания снабжены центробежной муфтой, обеспечивающей запуск двигателя на холостом ходу без нагрузки.

Для осуществления реверсирования передвижения виброплит используются как механические, так и гидравлические устройства. Наибольшее распространение получили гидравлические конструкции.

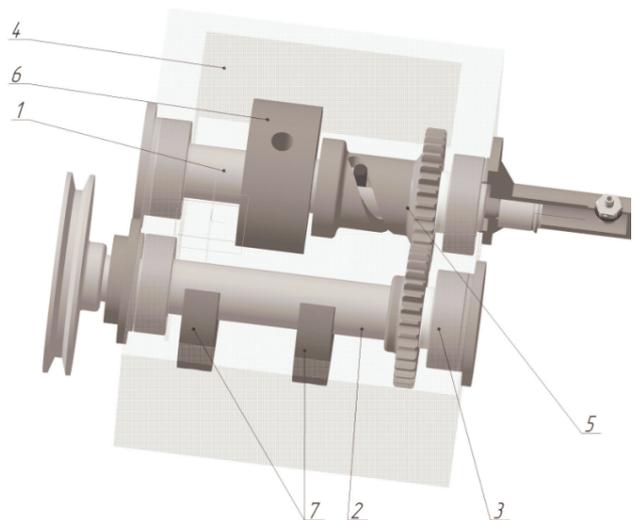


Рис. 2. Схема вибровозбудителя.

На рис. 2 представлен вибровозбудитель центробежный с двумя параллельно расположенными дебалансными валами 1 и 2, установленными посредством подшипников 3 в корпусе 4 и вращающимися с одинаковой

угловой скоростью в противоположном направлении. Ведомое зубчатое колесо 5 размещено на дебалансном валу через посредство подшипников с возможностью относительного поворота. Дебалансы 6 и 7 установлены таким образом, что возникающие при их вращении центробежные силы имеют начальный угол  $\beta$  сдвига фаз от 60...90 градусов при передвижении плиты вперед и 240...270 градусов при движении назад. При этом вектор вынуждающей силы составляет с направлением передвижения угол  $\phi$ , принимаемый в пределах 30...45 градусов.

Поворот дебаланса 6 на 180 градусов осуществляется специальным устройством – гидравлическим блоком, представляющим собой сообщающиеся сосуды (гидроцилиндры), один из которых расположен на ведомом валу вибровозбудителя, другой – в рукоятке управления виброплитой (рис. 3).

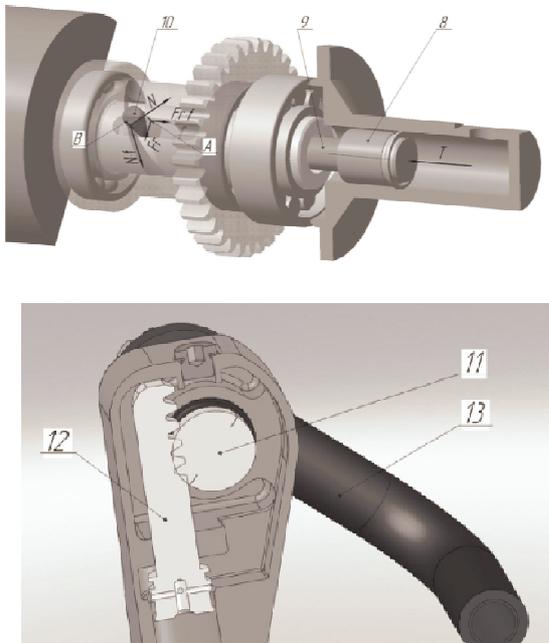


Рис. 3. Устройство реверсирования.

Поворотное устройство состоит из поршня 8 со штоком 9, в котором запрессован штифт 10. Последние размещены в пустотелом дебалансном валу с возможностью их осевого перемещения вдоль паза на валу. Относительное вращение ограничивается штифтом. В ступице ведомого зубчатого колеса 5 профрезерован винтовой паз, центральный угол которого позволяет выполнить поворот дебалансного вала относительно зубчатого колеса на 180 градусов при перемещении штока со штифтом вдоль его продольной оси.

Устройство, обеспечивающее перемещение поршня 8, состоит из зубчатых колеса 11 и рейки, совмещенной с поршнем 12. При повороте оператором рукоятки 13, неподвижно связанной с зубчатым колесом 11, поршень 12 перемещается и обеспечивает подачу масла к поршню 8. Полости поршней 8 и 12 соединены гибким трубопроводом.

Вибровозбудитель работает следующим образом. При вращении дебалансных валов одновременно форми-

руются обобщенная сила – вынуждающий момент  $M$  – и сила  $Q$ , направленная под углом  $\phi$ . Совокупность их обеспечивает рабочий процесс вибротрамбования и перемещения. Имеем в проекциях на оси координат:

$$Q_x = m_d \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t) + m_d \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \cos(-\omega \cdot t + \beta)$$

$$Q_y = m_d \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) + m_d \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \sin(-\omega \cdot t + \beta)$$

$$Q = \sqrt{Q_x^2 + Q_y^2}$$

$$M = -m \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \frac{L}{2} + m \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \sin(-\omega \cdot t + \beta) \cdot \frac{L}{2},$$

где  $m_d$  – масса дебаланса;  $\rho$  – расстояние от оси вращения до центра тяжести дебаланса;  $\omega$  – частота вращения;  $L$  – межосевое расстояние между дебалансными валами;  $\beta$  – начальный угол сдвига фазы.

Графическое представление характера изменения вышеперечисленных вынуждающих обобщенных сил при значениях  $m\rho\omega^2 = 1.05 \cdot 10^4 \text{ Н}$ ,  $L = 0.093 \text{ м}$ ,  $\beta = \pi/4$  показано на рис. 4.

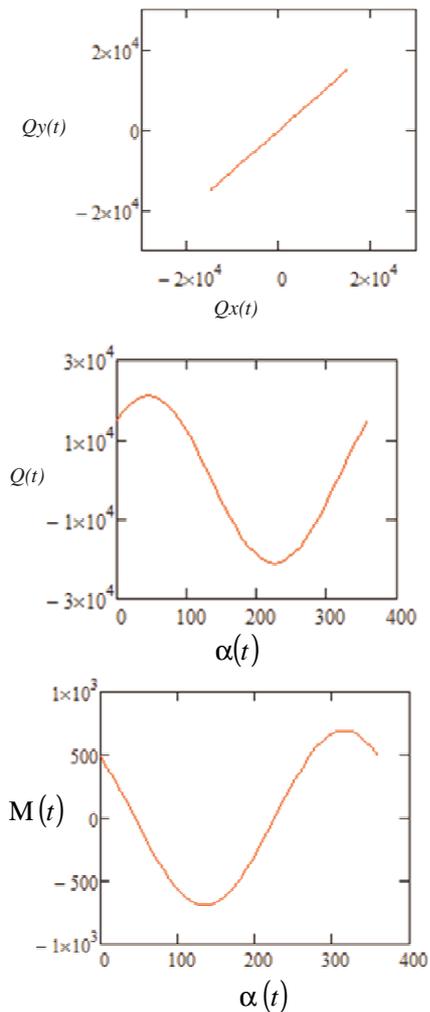


Рис. 4. Типовые графики вынуждающих обобщенных сил: а) и б) вынуждающая сила; в) вынуждающий момент.

Очевидно, что **условие** реализации поворота дебаланса  $\delta$  на 180 градусов для изменения направления передвижения виброплиты может быть осуществлено, если  $M_{\text{п}} = M_{\text{сопр}}$  (1), где  $M_{\text{п}}, M_{\text{сопр}}$  – соответственно момент, перемещающий дебаланс, и момент сопротивления.

Суммарный момент сопротивления поворота дебаланса  $\delta$  на 180 градусов для изменения направления передвижения виброплиты можно определить по формуле:

$$M_{\text{сопр}} = M_J + M_{\text{тр}} + M_{\text{ст}},$$

где  $M_J, M_{\text{тр}}, M_{\text{ст}}$  – соответственно момент инерции дебалансного вала, момент трения в подшипниках и статический момент дебалансов.

$$M_J = (J_{\text{в}} + J_{\text{д}}) \varepsilon,$$

где  $J_{\text{в}}, J_{\text{д}}$  – соответственно момент инерции пустотелого вала и дебаланса;  $\varepsilon$  – угловое ускорение.

$$J_{\text{в}} = \sum \frac{m_i \cdot r_i^2}{2} - \frac{m_{\text{отв}} \cdot r_{\text{отв}}^2}{2},$$

где  $m_i, r_i$  – масса и радиус цилиндрических отрезков вала;  $m_{\text{отв}}, r_{\text{отв}}$  – масса и радиус отверстия.

$$J_{\delta} = m_{\delta} (r_{\delta}^2 + R_{\delta}^2),$$

где  $m_{\delta}$  – масса дебаланса;  $r_{\delta}, R_{\delta}$  – соответственно внутренний и внешний радиусы дебаланса.

$$\varepsilon = \frac{\pi}{t^2},$$

где  $t$  – время поворота дебаланса.

Суммарный момент от сил трения в подшипниках:

$$M_{\text{тр}} = R \cdot \frac{d}{2} \cdot f_n,$$

где  $R$  – суммарная радиальная нагрузка в подшипниках;  $d$  – диаметр внутреннего кольца подшипника;  $f_n$  – коэффициент трения.

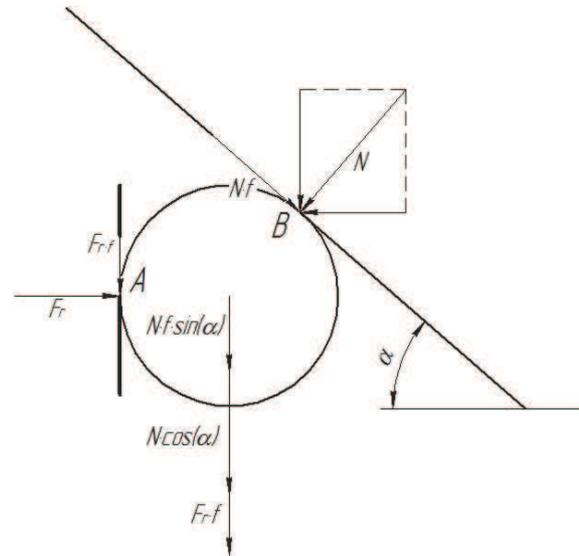
Статический момент дебалансов:

$$M_{\text{ст}} = m_{\delta} \cdot \rho (g + e^*),$$

где  $g$  – ускорение свободного падения;

$e^*$  – ускорение, создаваемое ударом.

Схема действующих сил, возникающих в зоне контакта штифта с рабочими поверхностями поворотного устройства, представлена на рис. 5.



**Рис. 5.** Схема действующих сил:  $F_r$  – нормальная сила в зоне контакта штифта с валом;  $N$  – нормальная сила в зоне контакта штифта с винтовой поверхностью ступицы ведомого зубчатого колеса;  $F_r \cdot f; N \cdot f$  – силы трения.

С учетом формулы (1), в которой  $M_n = F_r \cdot \rho_1$ , нормальная сила  $F_r$  в зоне контакта штифта с валом определяется по формуле:

$$F_r = \frac{M_{\text{сопр}}}{\rho_1},$$

где  $\rho_1$  – расстояние от оси дебалансного вала до середины контактной поверхности А.

Определим величину нормальной силы  $N$  из условия равенства моментов, возникающих в зонах контакта штифта с рабочими поверхностями дебалансного вала и ступицы ведомого зубчатого колеса 5:

$$F_r \cdot \rho_1 = (N \cdot \sin(\alpha) - N \cdot f \cdot \cos(\alpha)) \cdot \rho_2.$$

Следовательно,

$$N = \frac{F_r \cdot \rho_1}{(\sin(\alpha) - f \cdot \cos(\alpha)) \rho_2}.$$

Здесь  $N$  – нормальная сила, возникающая в зоне контакта штифта с поверхностью ступицы зубчатого колеса;  $\alpha$  – угол наклона винтового паза;  $\rho_2$  – расстояние от оси дебалансного вала до середины контактной поверхности В.

Усилие  $T$ , действующие на поршень и обеспечивающее поворот и удержание подвижного дебаланса в момент реверсирования передвижения плиты, определяется по формуле:

$$T = k (N \cdot \cos(\alpha) + N \cdot f \cdot \sin(\alpha) + F_r \cdot f),$$

где  $k$  – коэффициент запаса.

Необходимое давление  $p$  в гидросистеме привода механизма реверса плиты определяется:

$$p = \frac{T}{S_2},$$

где  $S_2$  – площадь поршня 8.

Ход  $l_2$  поршня 8 определяется из условия:

$$l_2 = \pi \cdot \rho_2 \cdot tg(\alpha),$$

где  $\alpha$  – угол подъема винтовой линии паза в ступице ведомого зубчатого колеса 5,  $\alpha = 15...18$  градусов.

Величина необходимого перемещения  $l_1$  поршня 12 и угол  $\gamma$  поворота рукоятки 13 определяется из условий:

$$S_1 \cdot l_1 = S_2 \cdot l_2, \gamma = \frac{l_1}{r^*},$$

#### Литература

1. Евграфов А.Н. Теория механизмов и машин. 2-е изд. М.: Академия, 2008. 560 с.
2. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики. В 2 т. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1983. 640 с.

где  $S_1, r^*$  – соответственно площадь поршня 12 и радиус делительной окружности зубчатого колеса 11.

Зная площадь поршня 12 и давление в гидросистеме, определим усилие  $F_\tau$ , действующее со стороны зубчатой рейки на зубчатое колесо:

$$F_\tau = S_1 \cdot p.$$

Усилие на рукоятке, необходимое для поворота, определяется из условия равенства моментов:

$$F_\tau \cdot r^* = F_P \cdot r^{**},$$

где  $F_P$  – усилие, прилагаемое оператором к рукоятке 13;  $r^{**}$  – радиус рукоятки.

#### References

1. Evgrafov A.N. Theory of machines and mechanisms. 2-e izd. M.: Akademiya, 2008. 560 s.
2. Loytsyansky L.G., Luriye A.I. Course of theoretical mechanics. V 2 t. 6-e izd., pererab. i dop. M.: Nauka, Gl. red. fiz.-mat. lit., 1983. 640 s.

УДК 621.879.48-83

## Результаты численного моделирования рабочего процесса привода рабочего органа траншейного экскаватора

С.И. Васильев<sup>1\*</sup>, В.И. Иванчура<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Сибирский федеральный университет, пр. Свободный, 79, Красноярск, Россия  
Статья поступила 13.01 2012, принята 10.02.2012

*Приводятся результаты исследования математической модели привода роторного траншейного экскаватора, учитывающей силы резания грунтов в мерзлом состоянии различного гранулометрического состава. Обоснован вывод о достаточности представления моментов, действующих на рабочие органы со стороны разрабатываемых сезонно-мерзлых грунтов в виде нагрузок первого, второго и третьего типа как наиболее представительных в исследованном спектре нагрузок и адекватно отражающих реальные условия нагружения систем гидромеханического привода при разработке мерзлых грунтов с гравийно-галечниковыми включениями мерзлых однородных грунтов и мерзлых грунтов с отдельными включениями в виде валунов. Выполнен анализ изменения таких параметров привода рабочего органа как давление рабочей жидкости в гидравлической системе, угловой скорости вращения вала, угловой скорости вращения вала рабочего органа экскаватора и динамического момента при воздействии нагрузок различного типа, полученных по аппроксимации результатов натурных исследований процесса резания сезонно-мерзлых грунтов. На разработанных имитационных моделях выполнено исследование динамических процессов системы гидромеханического привода, показано, исследуемые процессы являются устойчивыми. Рассмотрены результаты моделирования перемещения предохранительного клапана системы гидропривода рабочего органа при воздействии нагрузок на рабочие органы взаимодействующих с мерзлым грунтом.*

**Ключевые слова:** численное моделирование, структурная схема модели, силы резания грунта, привод рабочего органа, гранулометрический состав грунта, фракционный состав включений, скорость вращения вала привода рабочего органа.

\* E-mail address: S-vasilev1@yandex.ru