

Научная статья

УДК 622.692.4

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-1-24-33>

EDN: PYQNVY



ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ФРЕЗЕРНОГО РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ЭКСКАВАТОРА ДЛЯ РЕМОНТА ТРУБОПРОВОДА

И. С. Кузнецов

Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)

г. Омск, Россия

mrprogamer111@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0002-6524-4976>

АННОТАЦИЯ

Введение. При проведении капитального ремонта трубопровода для удаления грунта под трубой в настоящее время применяется шанцевый инструмент. Повысить скорость проведения ремонтных работ позволяет предложенная автором новая технология разработки грунта под трубопроводом, предусматривающая использование сменного фрезерного рабочего оборудования для гидравлического экскаватора. Целью статьи является теоретическое исследование процесса взаимодействия конструктивных элементов фрезерного оборудования с разрабатываемым грунтом.

Методы и материалы. На основе базовых положений теории взаимодействия рабочих органов землеройных машин с грунтом разработана математическая модель работы фрезерного рабочего оборудования гидравлического экскаватора. Она позволяет получить зависимости сил сопротивления, возникающих на резцах рабочего оборудования, от его конструктивных параметров и физико-механических свойств грунта.

Результаты. По результатам анализа полученной зависимости крутящего момента от угла резания и угловой скорости вращения фрезерной головки установлено, что наибольшее влияние на крутящий момент, требуемый на преодоление сил сопротивления грунта и привода рабочего органа, оказывает угловая скорость вращения фрезерной головки. Минимальное значение крутящего момента в изучаемой области 50 Н·м наблюдается в точке, где угол резания грунта составляет 45°, а угловая скорость вращения фрезерной головки – 4 рад/сек. Максимальный крутящий момент 215 Н·м отмечен при величине угла резания 65° и скорости вращения фрезерной головки 10 рад/сек.

Заключение. По результатам проведенного теоретического исследования процесса резания грунта при помощи фрезерного рабочего оборудования экскаватора установлен крутящий момент гидромотора, необходимый для приведения во вращение фрезерной головки. Результаты проведенных теоретических исследований рекомендуется использовать для расчета конструктивных и режимных параметров при проектировании и создании экспериментального образца фрезерного рабочего оборудования.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ремонт трубопроводов, подземный трубопровод, экскаватор гидравлический, землеройная машина, разработка грунта

БЛАГОДАРНОСТИ: автор благодарит за поддержку научных исследований коллектив кафедры «Эксплуатация нефтегазовой и строительной техники» ФГБОУ ВО «СибАДИ», а также рецензентов статьи.

Статья поступила в редакцию 08.12.2022; одобрена после рецензирования 15.02.2023; принята к публикации 20.02.2023.

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.

Прозрачность финансовой деятельности: автор не имеет финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Для цитирования: Кузнецов И. С. Определение крутящего момента фрезерного рабочего оборудования экскаватора для ремонта трубопровода // Вестник СибАДИ. 2023. Т. 20, № 1. С. 24–33. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-1-24-33>

© Кузнецов И. С., 2023



Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

Original article
DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-1-24-33>
DOI: PYQNVY

DETERMINATION OF TORQUE FOR MILLING WORKING EQUIPMENT OF EXCAVATOR WHEN REPAIRING A PIPELINE

Ilya S. Kuznetsov

Siberian State Automobile and Highway University (SibADI)

Omsk, Russia

mrprogamer111@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0002-6524-4976>

ABSTRACT

Introduction. During the overhaul of the pipeline to remove the soil under the pipe, a trench tool is currently used. The new technology of excavation of soil under the pipeline proposed by the authors, which provides for the use of replaceable milling working equipment for a hydraulic excavator, makes it possible to increase the speed of repair work. The purpose of the article is a theoretical study of the process of interaction between the structural elements of milling equipment and the developed soil.

Methods and materials. Based on the basic provisions of the theory of interaction of the working bodies of earth-moving machines with the soil, a mathematical model of the work of the milling working equipment of a hydraulic excavator was created. It makes possible to get the dependence of the resistance forces arising on the cutters of the working equipment, on its design parameters and the physical and mechanical properties of the soil.

Results. According to the results of the analysis of the obtained dependence of the torque on the cutting angle and the angular speed of rotation of the milling head, it was found that the greatest influence on the torque required to overcome the forces of soil resistance and the drive of the working body is exerted by the angular speed of rotation of the milling head. The minimum value of the torque in the study area 50 N·m is observed at the point where the cutting angle of the soil is 45°, and the angular speed of rotation of the milling head is 4 rad/sec. The maximum torque 215 N·m was recorded at a cutting angle of 65° and a milling head speed of 10 rad/sec.

Conclusions. According to the results of the theoretical study of the process of cutting soil with the help of the milling working equipment of the excavator, the torque of the hydraulic motor necessary to rotate the milling head was established. The results of the theoretical studies carried out are recommended to be used to calculate the design and operating parameters in the design and creation of an experimental sample of milling working equipment.

KEYWORDS: pipeline repair, underground pipeline, hydraulic excavator, earthmoving machine, excavation

GRATITUDES: the author thanks for the support of scientific research the team of the department "Operation of oil and gas and construction equipment" of the Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «SibADI», as well as the reviewers of the article.

The article was submitted 08.12.2022; approved after reviewing 15.02.2023; accepted for publication 20.02.2023.

The authors have read and approved the final manuscript.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

For citation. Kuznetsov Ilya S. Determination of torque for milling working equipment of excavator when repairing a pipeline. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2023; 20 (1): 24-33. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-1-24-33>

© Kuznetsov I. S., 2023



Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

ВВЕДЕНИЕ

Россия имеет протяженную и развитую сеть газо- и нефтепроводов, эксплуатация которых осуществляется на территориях, характеризующихся различным природно-ресурсным потенциалом. Безопасность, эффективность и надежность объектов магистральных трубопроводов обеспечивается комплексом мер, в том числе поддержанием в исправном состоянии путем своевременного выполнения технического обслуживания и ремонта, своевременной реконструкции морально устаревшего или изношенного оборудования. Реализация указанных мер требует значительных капитальных вложений и трудовых затрат^{1,2} [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8]. Необходимо стремиться к высокой степени механизации технологических процессов и совершенствованию рабочего оборудования машин, используемых для сервисных работ при эксплуатации трубопроводов^{3,4,5,6} [9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17].

При проведении капитального ремонта трубопровода для удаления грунта, расположенного непосредственно под трубой, применяют шанцевый инструмент. Однако данная технология не позволяет обеспечить высокий уровень безопасности выполнения земляных работ, увеличивает их трудоемкость и продолжительность. С той же целью используют роторные подкапывающие машины, которые перемещаются непосредственно по трубе. Однако во время проведения работ на трубопровод оказывается воздействие силовыми захватами. Кроме того, рабочему органу требуется внешнее питание от генератора, который в свою очередь необходимо перемещать вместе с машиной для подкопа. Существует решение, предусматривающее установку пробойника, закрепленного на задней стенке ковша экскаватора и позволяющего выполнять прокол грунта под трубопроводом. Недостатком такой конструкции является малая эффективность при работе с большими диаметрами труб и мерзлыми грунтами. Еще одно техническое решение – оборудование в

виде цепного рабочего органа, установленного на экскаватор. Однако эффективность цепного экскаватора существенно снижается при эксплуатации в условиях грунтов с высокой влажностью. Известна машина, особенностью которой является одновременное удаление грунта из боковых приямков траншеи при помощи цепного рабочего органа и под трубопроводом. Однако массогабаритные характеристики данной машины не позволяют эксплуатировать ее в местности с мягкими грунтами и при значительном поперечном уклоне.

Для решения научно-практической проблемы повышения эффективности ремонтных работ и совершенствования используемого в процессе их выполнения технологического инструментария автором предложено техническое решение – сменное фрезерное рабочее оборудование для гидравлического экскаватора. Его применение позволит повысить скорость проведения ремонтных работ благодаря реализации новой технологии разработки грунта под трубопроводом. Целью представленного в настоящей статье исследования является создание математической модели процесса взаимодействия конструктивных элементов разработанного фрезерного оборудования гидравлического экскаватора с грунтом.

Фрезерное рабочее оборудование для подкопа трубопровода, установленное на базовую машину – экскаватор, представлено в виде схемы на рисунке 1. Им заменяется ковш экскаватора после откапывания трубопровода сверху и с обеих сторон. Перед началом разработки грунта под трубой стрела 1 и рукоять 3 экскаватора располагаются перпендикулярно трубопроводу. Шток гидроцилиндра управления оборудованием 4 максимально выдвинут, рабочий орган опущен. Далее рабочее оборудование опускают в приямок траншеи. Движением штока гидроцилиндра 4 вверх происходит поворот телескопического цилиндра 8 и рабочего оборудования на угол 90° к грунту под трубопроводом.

¹ Халлыев Н. Х. Современные методы ремонта трубопроводов / Н. Х. Халлыев [и др.]. М.: ИРЦ Газпром, 1997. 42 с.

² Решетников А. Д. Технологические процессы строительства и капитального ремонта магистральных газопроводов в сложных природно-климатических условиях. М.: СИП РИА, 2004. 320 с.

³ Технология сооружения газонефтепроводов / Ф. М. Мустафин [и др.]. Т. 1. Уфа: Нефтегазовое дело, 2007. 632 с.

⁴ Аникин Е. А. Эффективные методы ремонта магистральных трубопроводов. М.: ИРЦ Газпром, 2001. 108 с.

⁵ Организация строительства магистральных трубопроводов / Ю. П. Баталин [и др.]. М.: Недра, 1980. 344 с.

⁶ Ремонт локальных участков трубопровода / В. Г. Халлыев [и др.]. М.: ИРЦ Газпром, 2001. 73 с.

Поступательное движение фрезерной головки 10 для разработки и удаления грунта из-под трубопровода обеспечивается выдвижением телескопического цилиндра 8. Установленные на фрезерной головке 10 резцы 11 осуществляют эффективное разрушение раз-

рабатываемого грунта, а шнек 12 – его удаление из зоны разработки.

Для лучшего понимания расположения резцов на рисунке 2 представлен общий вид фрезерного рабочего оборудования.

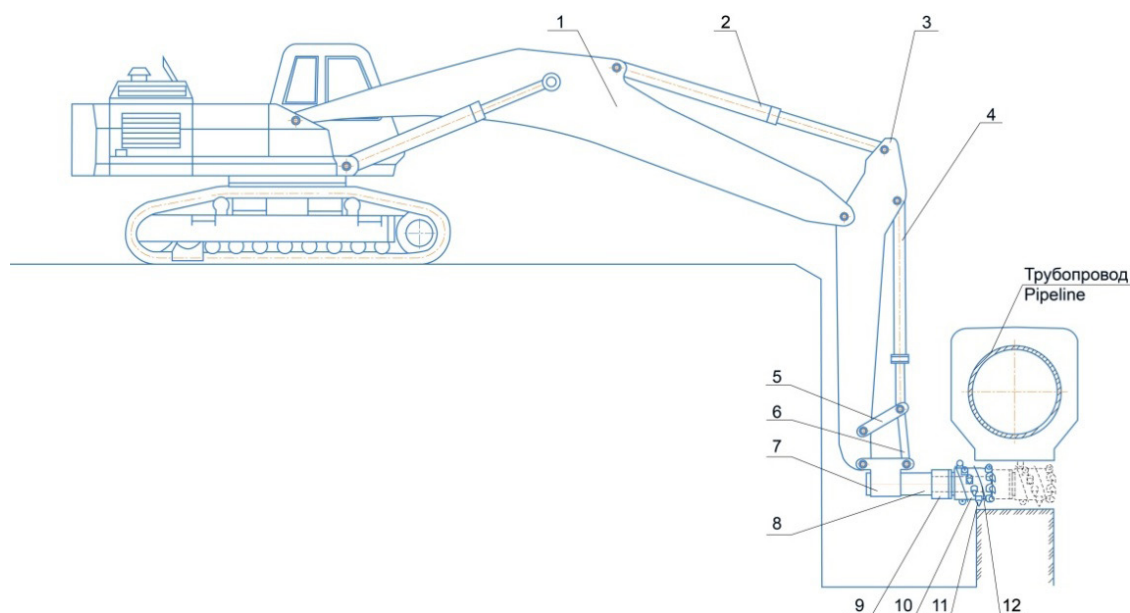


Рисунок 1 – Экскаватор со сменным фрезерным оборудованием:

1 – стрела; 2 – гидроцилиндр управления рукоятью; 3 – рукоять;

4 – гидроцилиндр управления оборудованием;

5 и 6 – рычаги, соединенные с гидроцилиндром управления;

7 – кронштейн; 8 – телескопический цилиндр; 9 – гидравлический привод;

10 – фрезерная головка; 11 – резцы; 12 – шнек

Источник: составлено автором.

Figure 1 –Excavator with replaceable milling equipment

1 – boom; 2 – stick hydraulic cylinder; 3 – stick; 4 – bucket hydraulic cylinder;

5 и 6 – linkage connected to the control hydraulic cylinder; 7 – bracket;

8 – telescopic cylinder; 9 – hydraulic drive; 10 – milling head; 11 – cutter; 12 – screw

Source: compiled by the author.

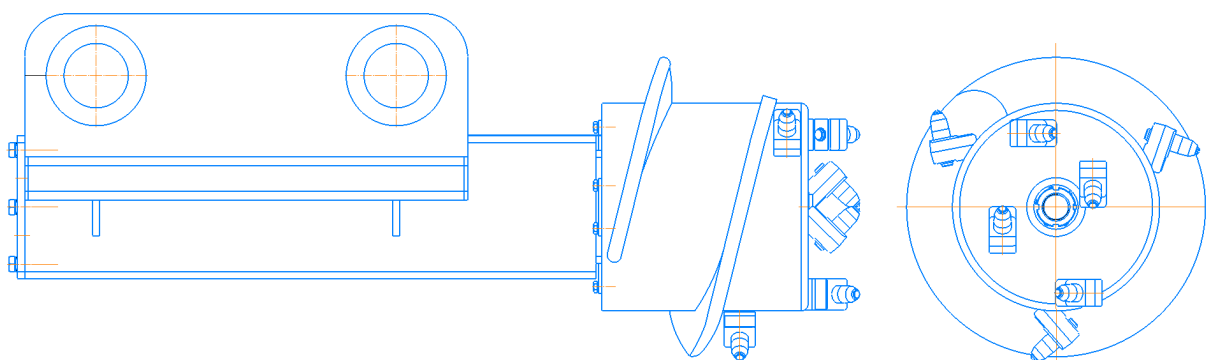


Рисунок 2 – Общий вид фрезерного рабочего оборудования

Источник: составлено автором.

Figure 2 – General view of the milling working equipment

Source: compiled by the author.

МЕТОДЫ И МАТЕРИАЛЫ

На основе базовых положений теории взаимодействия рабочих органов землеройных машин с грунтом создана математическая модель работы фрезерного рабочего оборудования гидравлического экскаватора. Она позволяет получить зависимости сил сопротивления, возникающих на резцах рабочего оборудования, от его конструктивных параметров и физико-механических свойств грунта.

Резец рабочего оборудования состоит из наконечника, корпуса и цилиндрической зажимной гильзы. Наконечник представляет собой усеченный конус. Силы сопротивления на резцах возникают как от вращательного, так и от поступательного движения рабочего органа. Однако, основываясь на принципе независимости действия сил, определять их значения возможно, рассматривая вращательное и поступательное движение отдельно.

Расчетная схема для исследования взаимодействия наконечника резца с грунтом представлена на рисунке 3. Расчетная схема строится следующим образом:

1. Строим окружность, по которой движется наконечник резца, радиусом $OK = R_T$, где R_T – радиус отверстия после прохода фрезерной головки.
2. Проводим перпендикуляр, касательный к окружности в точке К.
3. Под углом резания α_p к касательной проводим осевую линию конуса и строим контур конуса, $LK = a$, где a – расстояние переднего основания конуса от точки К.
4. С началом в точке L строим систему координат x, y, z , неподвижно связанную с конусом.
5. Из центра окружности О проводим перпендикуляр OM к осевой линии конуса.

Рассмотрим произвольную точку на поверхности наконечника с координатами x, y, z .

Зависимость для расчета вектора скорости движения произвольной точки определяется выражением⁷:

$$\vec{v} = (MK - LK - z)\omega\vec{i} - (OM - x)\omega\vec{k}, \quad (1)$$

где $\vec{i}, \vec{k}$ – единичные векторы.

Учитывая, что

$$MK = R_T \sin \alpha_p, \quad OM = R_T \cos \alpha_p,$$

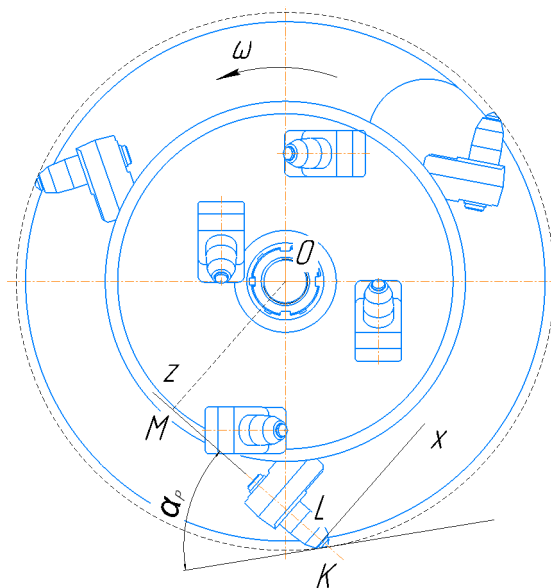


Рисунок 3 – Расчетная схема для исследования взаимодействия наконечника резца с грунтом:
 М – точка, через которую проходит перпендикуляр, проведенный через ось вращения, к оси z;
 К – точка, через которую проходит перпендикуляр от оси вращения к касательной;
 L – точка пересечения осей x и z;
 ось y не обозначена, направлена перпендикулярно осям x и z;
 О – ось вращения фрезерной головки;
 ω – угловая скорость вращения фрезерной головки;
 α_p – угол резания
 Источник: составлено автором.

Figure 3 – Calculation scheme for studying the interaction of the tip of the cutter with the soil
 M – the point through which the perpendicular drawn through the axis of rotation passes to the z-axis;
 K – point through which the perpendicular passes from the axis of rotation to the tangent;
 L – point of intersection of the x and z axes;
 the y-axis is not marked, it is directed perpendicular to the x and z axes;
 O – axis of rotation of the milling head;
 ω – angular speed of rotation of the milling head;
 α_p – cutting angle
 Source: compiled by the author.

где R_T – радиус отверстия после прохода фрезерной головки, положим $LK = a$. Тогда из выражения (1) следует

$$\vec{v} = (R_T \sin \alpha_p - a - z)\omega\vec{i} - (R_T \cos \alpha_p - x)\omega\vec{k}.$$

Единичный вектор нормали в произвольной точке усеченного конуса определяется зависимостью

⁷ Ионов В.Н., Огибалов П. М. Прочность пространственных элементов конструкций. М.: Высшая школа, 1980. 440 с.

$$\vec{n} = \frac{x \cos \alpha}{r + z \operatorname{tg} \alpha} \vec{i} + \frac{y \cos \alpha}{r + z \operatorname{tg} \alpha} \vec{j} - \sin \alpha \vec{k},$$

где r – радиус верхней части наконечника резца; $\vec{j}$ – единичный вектор; α – угол наклона нормали к соответствующей оси.

Находим скалярное произведение векторов $\vec{\vartheta}$ и $\vec{n}$:

$$\vec{\vartheta} \cdot \vec{n} = \frac{x \cos \alpha}{r + z \operatorname{tg} \alpha} (R_T \sin \alpha_p - a - z) \omega + (R_T \cos \alpha_p - x) \omega \sin \alpha = \vartheta \cos(\vec{\vartheta} \wedge \vec{n}). \quad (2)$$

Переходим к полярной системе координат, имея в виду, что

$$x = \rho \cdot \cos \varphi; \quad r + z \cdot \operatorname{tg} \alpha = \rho; \quad z = (\rho - r) \cdot \operatorname{ctg} \alpha, \quad (3)$$

где ρ – полярный радиус; φ – полярный угол.

С учетом соотношений (3) выражение (2) принимает вид

$$\vartheta \cos(\vec{\vartheta} \wedge \vec{n}) = \omega \cdot [(R_T \sin \alpha_p - a - (\rho - r) \operatorname{ctg} \alpha) \cos \varphi \cos \alpha + (R_T \cos \alpha_p - \rho \cos \varphi) \sin \alpha]. \quad (4)$$

Нормальное давление в произвольной точке боковой поверхности наконечника составит

$$P = \frac{\gamma_0}{1 - b_1} [\vartheta \cdot \cos(\vec{\vartheta} \wedge \vec{n})]^2,$$

где γ_0 – плотность грунта; b_1 – сжимаемость грунта.

С учетом выражения (4) находим [18]:

$$P = \frac{\gamma_0 \cdot \omega^2}{1 - b_1} \cdot [(R_T \sin \alpha_p - a - (\rho - r) \operatorname{ctg} \alpha) \cos \varphi \cos \alpha + (R_T \cos \alpha_p - \rho \cos \varphi) \sin \alpha]^2. \quad (5)$$

Элементарное нормальное усилие на поверхности усеченного конуса найдем из выражения

$$dN = \frac{P dS}{\sin \alpha} = \frac{P \rho d\rho d\varphi}{\sin \alpha},$$

где S – площадь взаимодействия грунта с наконечником резца.

Или в векторной форме

$$\vec{dN} = dN_x \vec{i} + dN_y \vec{j} + dN_z \vec{k},$$

где

$$dN_x = dN \cdot n_x = dN \cos \varphi \cdot \cos \alpha; \quad (6)$$

$$dN_y = dN \cdot n_y = dN \sin \varphi \cdot \cos \alpha; \quad (7)$$

$$dN_z = dN \cdot n_z = dN \sin \alpha, \quad (8)$$

где n_x, n_y, n_z – проекции единичного вектора $\vec{n}$.

Элементарный момент от сил нормального давления:

$$\begin{aligned} dM_\sigma &= dN_x \cdot (MK - LK - z) + dN_z \cdot (OM - x) = \\ &= dN_x \cdot (R_T \sin \alpha - a - (\rho - r) \operatorname{ctg} \alpha) + dN_z \cdot (R_T \cos \alpha - \rho \cos \varphi). \end{aligned} \quad (9)$$

С учетом выражений (6), (7), (8) из зависимости (9) следует:

$$dM_\sigma = dN \cdot [\cos \varphi \cdot \cos \alpha \cdot (R_T \sin \alpha - a - (\rho - r) \operatorname{ctg} \alpha) + \sin \alpha \cdot (R_T \cos \alpha - \rho \cos \varphi)].$$

Суммарный момент от сил нормального давления на наконечник резца определяется из двойного интеграла

$$M_\sigma = \int_r^R \int_0^\pi \frac{\rho \, d\rho \, d\varphi}{\sin \alpha} [\cos \varphi \cos \alpha (R_T \sin \alpha - a - (\rho - r) \operatorname{ctg} \alpha) + \sin \alpha (R_T \cos \alpha - \rho \cos \varphi)]. \quad (10)$$

Двойной интеграл вычисляется в области полукольца, ограниченного радиусами R и r . Исходя из этого, в формуле (10) устанавливаются соответствующие пределы интегрирования. Определим момент, возникающий на поверхности наконечника резца от сил трения о грунт. Элементарная сила трения на поверхности усеченного конуса в векторной форме находится из выражения

$$\vec{dT} = \frac{\rho \, ds}{\sin \alpha} \cdot \mu_0 \cdot \vec{\tau} = dT_x \vec{i} + dT_y \vec{j} + dT_z \vec{k},$$

где μ_0 – коэффициент трения; $\vec{\tau}$ – вектор единичной силы трения;

$$\vec{\tau} = \cos \varphi \sin \alpha \cdot \vec{i} + \sin \varphi \sin \alpha \cdot \vec{j} + \cos \alpha \cdot \vec{k};$$

$$dT_x = dT \cos \varphi \sin \alpha;$$

$$dT_y = dT \sin \varphi \sin \alpha;$$

$$dT_z = dT \cos \alpha,$$

где dT – элементарная сила трения.

Элементарный момент от сил трения на боковой поверхности усеченного конуса определяется как

$$\begin{aligned} dM_T &= dT_x \cdot (R_T \sin \alpha - a - z) + dT_z \cdot (R_T \cos \alpha - x) = \\ &= dT [\cos \varphi \cdot \sin \alpha (R_T \sin \alpha - a - (\rho - r) \operatorname{ctg} \alpha) + \\ &\quad + \cos \alpha (R_T \cos \alpha - \rho \cos \varphi)] \end{aligned}$$

Исходя из установленных зависимостей, получим суммарный момент от сил трения

$$M_T = \int_r^R \int_0^\pi \frac{\rho \, d\rho \, d\varphi}{\sin \alpha} \cdot \mu_0 \cdot [\cos \alpha (R_T \cos \alpha - \rho \cos \varphi) + \cos \varphi \sin \alpha (R_T \sin \alpha - a - (\rho - r) \operatorname{ctg} \alpha)]. \quad (11)$$

РЕЗУЛЬТАТЫ

Для решения двойных интегралов (10) и (11) были разработаны программы с использованием языка программирования Matlab. Для построения зависимости в графическом виде приняты следующие значения. Полярный угол φ ($0 - \pi$ рад.). Угол резания α (45–65 град.) основан на характеристиках существующих аналогов фрезерного рабочего оборудования. Полярный радиус ρ составляет 0,015 м; P – нормальное давление, 200000 Н/м²; μ_0 – коэффициент трения, 0,3; R_r – радиус отверстия после прохода фрезерной головки, 0,4 м; a – радиус резца, 0,015 м; r – радиус верхней части наконечника резца = 0,01 м. Результаты численного моделирования представлены на рисунке 4.

Из анализа полученной зависимости суммарного крутящего момента резцов от угла

резания и угловой скорости следует, что наибольшее влияние на крутящий момент, требуемый для преодоления сил сопротивления грунта и обеспечения привода рабочего органа, оказывает угловая скорость вращения фрезерной головки. Угол резания грунта имеет меньшее значение. Минимальное значение крутящего момента при заданных параметрах 50 Н·м наблюдается в точке, где угол резания грунта составляет 45°, а угловая скорость вращения фрезерной головки – 4 рад/сек. Максимальный крутящий момент 215 Н·м отмечен при величине угла резания 65° и скорости вращения фрезерной головки 10 рад/сек. При недостаточном крутящем моменте рабочий орган не обеспечит разрушение грунта, рабочее оборудование будет пробуксовывать или застопорится.

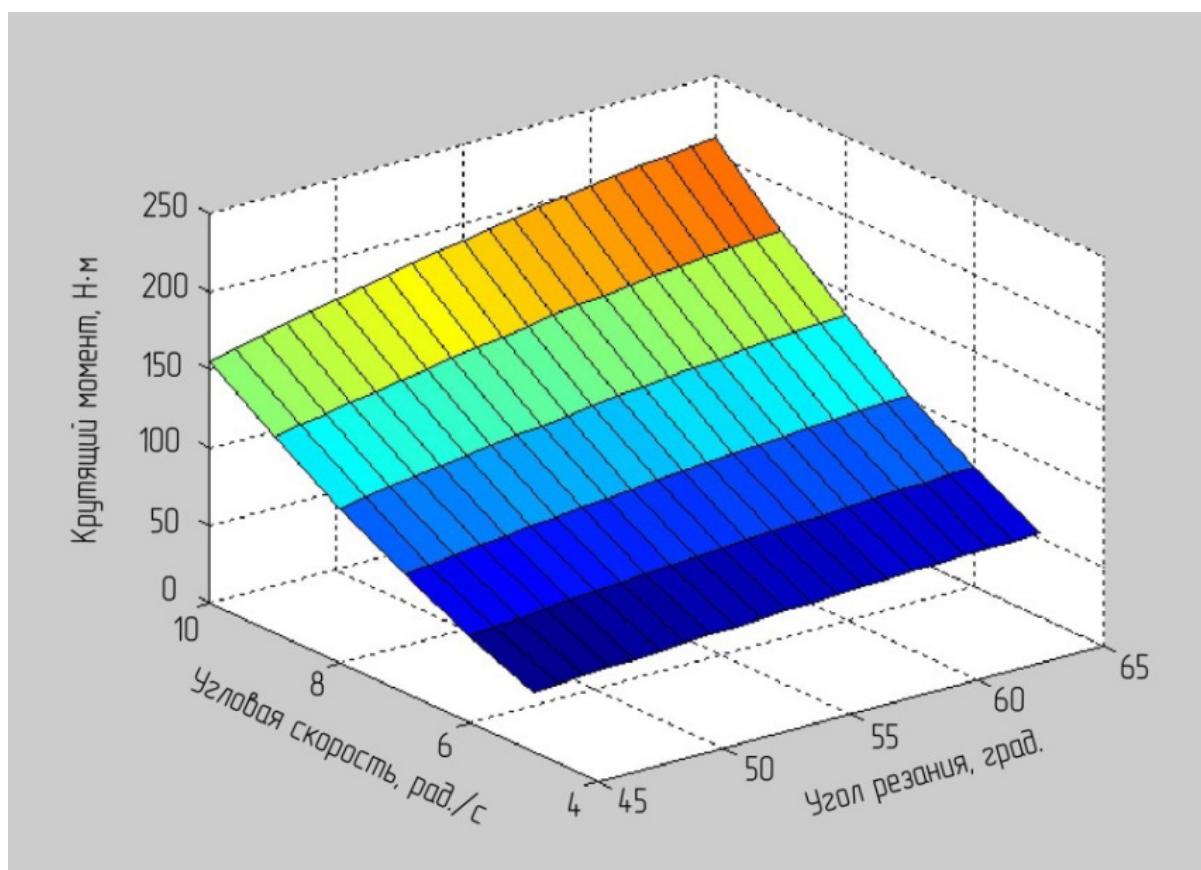


Рисунок 4 – Зависимость суммарного крутящего момента резцов от угла резания и угловой скорости
Источник: составлено автором.

Figure 4 – Dependence of the total torque of the cutters on the cutting angle and angular velocity
Source: compiled by the author.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Использование фрезерного рабочего оборудования одноковшового экскаватора обеспечит механизацию процесса подкопа трубопровода. По результатам проведенного теоретического исследования процесса резания грунта при помощи фрезерного рабочего оборудования экскаватора установлен крутящий момент гидромотора, необходимый для приведения во вращение фрезерной головки. Разработанное программное обеспечение позволит автоматизировать процесс расчета конструктивных параметров фрезерного рабочего оборудования.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Chen F., Wu Ch. A novel methodology for forecasting gas supply reliability of natural gas pipeline systems // *Frontiers in Energy*. 2020. Issue 2. P. 213–223.
2. Зорин Е. Е., Толстов А. Э., Ефимов В. М. Напряженно-деформированное состояние трубопроводов подземной прокладки в условиях криолитозоны // *Нефть, газ и бизнес*. 2015. № 9. С. 9–12.
3. Набиев Р. Р. Обеспечение надежности длительно эксплуатируемых нефтепроводов // *Трубопроводный транспорт нефти*. 2010. № 12. С. 9–11.
4. Шарыгин Ю. М., Романцов С. В., Шарыгин А. М. Повышение прочности дефектных труб, усиленных композитными муфтами с болтовым соединением // *Транспорт и подземное хранение газа*. 2002. № 3. С. 104–107.
5. Лукьянов В. Ф., Лукьянов А. А. Ремонт магистральных трубопроводов стальными сварными муфтами // *Вестник Донского государственного технического университета*. 2016; 16(3):39–45. <https://doi.org/10.12737/20224>
6. Непроектные положения газопроводов, проложенных подземным способом в районах многолетнемерзлых грунтов / А. М. Большаков [и др.] // *Газовая промышленность*. 2014. № 4. С. 66–69.
7. Булавинцева А. Д., Мазуркин П. М. Динамика аварий по причиненному ущербу на линейной части магистральных нефтепроводов ОАО АК «Транснефть» // *Современные наукоемкие технологии*. 2011. № 4. С. 64–67.
8. Черняев К. В. Мониторинг технического состояния нефтепроводов // *Трубопроводный транспорт нефти*. 2000. № 9. С. 14–17.
9. Моделирование динамики регулируемого гидромотора / Р. Т. Емельянов [и др.] // *Вестник КрасГАУ*. 2014. № 8. С. 181–185.
10. Мухаммедова Д. Ч. Современные технические и технологические решения по повышению эффективности ремонта газопроводов // *Молодой ученый*. 2011. Т. 1, № 5-1. С. 86–88.
11. Пенчук В. А. Закономерности разрушения грунта рабочими органами машин для земляных работ // *Известия ВУЗов. Строительство*. 1999. № 1. С. 97–102.

12. Тиратсу Д. О выводе из эксплуатации объектов добычи и транспорта нефти: опыт Великобритании // *Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов*. 2017. № 1. С. 82–83.
13. Ruggieri C., Fernando D. Numerical modelling of ductile crack extension in highpressure pipeline with longitudinal flaws // *Engineering Structures*. 2011. Vol. 33. No. 5. 1423–1438.
14. Archibald I. C. Soil stabilizer // *Pipeline and Gas Journal*. 1984. No. 11. P. 44–46.
15. Timashev S., Bushinskaya A. Methods of assessing integrity of pipeline systems with different types of defects // *Diagnostics and Reliability of Pipeline Systems*. 2016. Vol. 30. P. 9–43.
16. Mourad N., Rabia K. Pipelines reliability analysis under corrosion effect and residual stress // *Arabian Journal for Science and Engineering*. 2015; 40(11):3273–3283.
17. Кузнецов И. С. Теоретические исследования процесса взаимодействия резца фрезерного рабочего оборудования экскаватора с грунтом // *Вестник СибАДИ*. 2021. Т. 18. № 1(77). С. 42–50. DOI 10.26518/2071-7296-2021-18-1-42-50.
18. Завьялов А. М., Завьялов М. А., Кузнецова В. Н. Взаимодействие дорожных и строительных машин с контактной средой. Омск: Полиграфический центр КАН, 2011. 370 с.

REFERENCES

1. Chen F., Wu Ch. A novel methodology for forecasting gas supply reliability of natural gas pipeline systems. *Frontiers in Energy*. 2020; Issue 2: 213–223.
2. Zorin E. E., Tolstov A. E., Yefimov V.M. Napryazhenno-deformirovannoye sostoyaniye truboprovodov podzemnoy prokladki v usloviyakh kriolitozony [Stress-strain state of underground pipelines in permafrost]. *Neft', gaz i biznes*. 2015; 9: 9–12. (In Russ.)
3. Nabiye R. R. Romantsov S. V., Sharygin A. M. Obespecheniye nadezhnosti dlitel'no ekspluatiruyemykh nefteprovodov [Ensuring the reliability of long-term oil pipelines]. *Truboprovodnyy transport nef-ti*. 2010; 12: 9–11. (In Russ.)
4. Sharygin YU. M., Povyseniye prochnosti defektnykh trub, usilennykh kompozitnymi muftami s boltovym soyedineniyem [Improving the Strength of Defective Pipes Reinforced with Bolted Composite Couplings]. *Transport i podzemnoye khraneniye gaza*. 2002; 3: 104–107. (In Russ.)
5. Lukyanov V.F., Lukyanov A.A. Remont magistral'nykh truboprovodov stal'nymi svarnymi muftami [Main pipeline repair by steel welding sockets]. *Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2016; 16(3):39–45. (In Russ.) <https://doi.org/10.12737/20224>
6. Bol'shakov A.M. Neproyektnyye polozheniya gazoprovodov, prolozhennykh podzemnym sposobom v rayonakh mnogoletnemerzlykh gruntov [Non-design provisions of gas pipelines laid underground in areas of permafrost soils]. *Gazovaya promyshlennost'*. 2014; 4: 66–69. (In Russ.)

7. Bulavintseva A. D., Mazurkin P.M. Dinamika avari po prichinennomu ushcherbu na lineynoy chas-ti magistral'nykh nefteprovodov OAO AK «Transneft» [Dynamics of accidents due to damage on the linear part of the main oil pipelines of OAO AK Transneft]. *Sovremennyye naukoymkiye tekhnologii*. 2011; 4: 64–67. (In Russ.)
8. Chernyayev K. V. Monitoring tekhnicheskogo sostoyaniya nefteprovodov [Monitoring of the technical condition of oil pipelines]. *Truboprovodnyy transport nefti*. 2000; 9: 14–17. (In Russ.)
9. Yemel'yanov R.T. Modelirovaniye dinamiki reguliruyemogo gidromotora [Modeling the Dynamics of a Variable Hydraulic Motor]. *Vestnik KrasGAU*. 2014; 8: 181–185. (In Russ.)
10. Mukhammedova D.CH. Sovremennyye tekhnicheskiye i tekhnologicheskkiye resheniya po povysheniyu effektivnosti remonta gazoprovodov [Modern technical and technological solutions to improve the efficiency of gas pipeline repair]. *Molodoy uchenyy*. 2011. T. 1. № 5-1: 86–88. (In Russ.)
11. Penchuk V. A. Zakonomernosti razrusheniya grunta rabochimi organami mashin dlya zemlyanykh rabot [Patterns of soil destruction by the working bodies of machines for earthworks]. *Izvestiya VUZov. Stroitel'stvo*. 1999; 1:97–102. (In Russ.)
12. Tiratsu D. O vyvode iz ekspluatatsii ob'yektov dobychi i transporta nefti: opyt Velikobritanii [On the decommissioning of oil production and transportation facilities: UK experience]. *Nauka i tekhnologii truboprovodnogo transporta nefti i nefteproduktov*. 2017; 1: 82–83. (In Russ.)
13. Ruggieri C., Fernando D. Numerical modeling of ductile crack extension in highpressure pipeline with longitudinal flaws. *Engineering Structures*. 2011; Vol. 33. No. 5: 1423–1438.
14. Archibald I. C. Soil stabilizer. *Pipeline and Gas Journal*. 1984; No. 11: 44–46.
15. Timashev S., Bushinskaya A. Methods of assessing integrity of pipeline systems with different types of defects. *Diagnostics and Reliability of Pipeline Systems*. 2016; Vol. 30: 9–43.
16. Mourad N., Rabia K. Pipelines reliability analysis under corrosion effect and residual stress. *Arabian Journal for Science and Engineering*. 2015;40(11):3273–3283.
17. Kuznetsov I.S. Theoretical study of interaction process of cutter for milling working equipment of excavator with soil. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2021; 18 (1):42-50. (In Russ.) <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2021-18-1-42-50>
18. Zav'yalov A. M., Zav'yalov M. A., Kuznetsova V. N. Vzaimodeystviye dorozhnykh i stroitel'nykh mashin s kontaktной sredoy [Interaction of road and construction machines with a contact medium]. Omsk: Poligraficheskiy tsentr KAN, 2011: 370. (In Russ.)

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Кузнецов Илья Сергеевич – преподаватель кафедры «Эксплуатация нефтегазовой и строительной техники», SPIN-код: 6890-3069.

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Ilya S. Kuznetsov (Omsk, Russia) – teacher, Oil and Gas and Construction Equipment Operation Department, SPIN-код: 6890-3069.