

¹А.С. Даньярова, ¹Б.Б. Тогизбаева, ¹К.Г. Балабеков, ¹А.Б. Кенесбек

¹Евразийский национальный университет им. Л.Н. Гумилева, Астана, Казахстан ^{E-}

mail d__b@bk.ru, togizbayeva_bb@enu.kz, balabekova_kg@enu.kz, kenesbek_ab_1@enu.kz

Выбор метода расчета усилий копания и нагрузок, действующих на элементы рабочего оборудования гидравлического экскаватора

Аннотация. Известно, что гидравлические экскаваторы — это многофункциональные землеройные машины, состоящие из стрелы, рукояти и ковша.

Экскаватор работает по принципу гидравлической жидкости с гидроцилиндром и гидромоторами. Важно отметить, что эксплуатация гидравлическим экскаватором требует скоординированного перемещения стрелы, рукояти и ковша для управления положением кончика ковша по желаемой траектории. Тем самым, способствует эффективному использованию машины в темное время суток, в наихудших условиях труда, в суровую погоду, в опасной или нездоровой окружающей среде, и даже на территориях стихийных бедствий.

Управление гидравлическим экскаватором возможно при условии понимания кинематики и динамики экскаваторной машины. Для достижения этой цели в данной статье приведены различные методы расчета, связанные с кинематикой экскаваторной машины, которые полезны при выполнении его кинематического моделирования. Что в свою очередь способствует пониманию поведения и улучшения эксплуатационных характеристик гидравлического экскаватора.

Ключевые слова: экскаватор, кинематика, стрела, ковш, рукоять, моделирование.

DOI: doi.org/10.32523/2616-7263-2023-145-4-188-203

1. Введение

В настоящее время существуют основные задачи, направленные на повышение качества и эффективности машин, надежности оборудования и различной техники в области машиностроения. Эти цели также включают в себя снижение потребления ресурсов (материалов и энергии) и повышение производительности труда. [1]

Гидравлический экскаватор содержит ряд взаимосвязанных гидромеханических компонентов, которые имеют: двигатель, представленный гидроцилиндром, а также рычажно-гидравлическую систему. Эти компоненты включают в себя элементы рабочего оборудования, такие как стрела, рычаг или ковш, а также цилиндр и поршень со штоком. В результате основными задействованными механизмами являются рычажные системы. [2]

Кинематическая взаимосвязь между двигателем и элементами рычажно-гидравлической системы обуславливают уникальные кинематические характеристики этого механизма, которые варьируются в зависимости от положения двигателя (цилиндра)

по отношению к другим компонентам системы. Определение кинематических свойств рычажно-гидравлического механизма является основной задачей кинематического анализа. Другими словами, это включает в себя определение закономерностей, управляющих развитием кинематических параметров, таких как угловые скорости приводимых в движение компонентов (таких как стрела, рычаг и ковш) и скорости конкретных точек внутри компонентов системы. [2]

2. Методы расчета конструктивных и эксплуатационных параметров экскаватора

На металлоемкость и эффективность экскаваторов существенное влияние оказывают технические характеристики их рабочих компонентов. Линейные размеры как стрелы, так и рукояти определяются исходя из назначенной рабочей зоны, где ковш предназначен для заполнения материалами и последующей выгрузки в транспортное средство. Важно не только определить его профиль и размер, но и рассчитать требуемое усилие копания. Кроме того, при выборе размеров стрелы, рукояти и ковша необходимо учитывать максимальные усилия, которым будут подвергаться все эти элементы. [3]

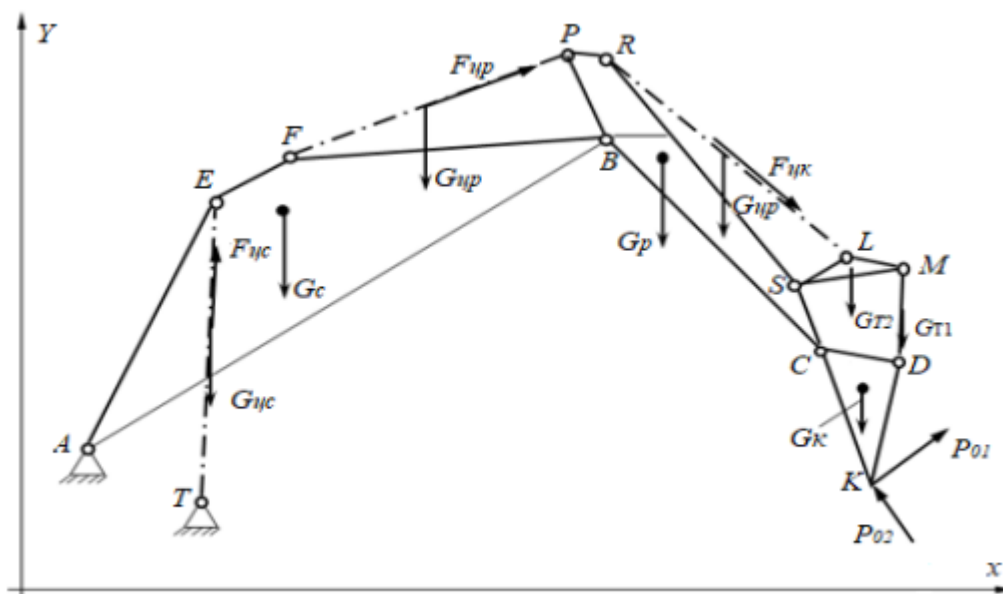


Рис. 1 - Схема к определению усилий: $G_c, G_p, G_k, G_{цс}, G_{цр}, G_{цк}, G_{т1}, G_{т2}$ – силы тяжести стрелы, рукояти, ковша, цилиндров стрелу, рукояти, ковша; P_{01}, P_{02} – касательная и нормальная составляющие усилия сопротивления копанию; $F_{цс}, F_{цр}, F_{цк}$ – усилия на штоках гидроцилиндров

Что делает выполнение работы уникальным, так это ее зависимость от нескольких факторов, в том числе:

- Положение и траектории зубьев ковша.
- Размеры, точки крепления и углы наклона гидроцилиндров, а также давление рабочей жидкости (как показано на рис. 1).
- Силы тяжести, действующие на элементы рабочего оборудования.

Таким образом чтобы рассчитать усилия, требуются силы тяжести, которые зависят от сечений элементов. Для определения же сечений требуются усилия. Эту противоречивость можно преодолеть, используя прием постепенного уточнения параметров: вначале по приближенным регрессивным зависимостям определяется масса элементов, проводится

расчет усилий, определяются оптимальные сечения элементов, уточняется масса и проводится повторный расчет усилий. [3]

На рассматриваемом рисунке 2, изображена наиболее опасная ориентация. В этой конфигурации шток гидроцилиндра поворачивает рукоятку таким образом, что она выравнивается перпендикулярно ее продольной оси, а режущая кромка ковша проходит вдоль той же оси. Размеры и расположение стрелы и рукояти тщательно подобраны таким образом, чтобы максимально увеличить доступную рабочую площадь, сохраняя при этом их конструктивную целостность, а также устойчивость и мобильность экскаватора. [4]

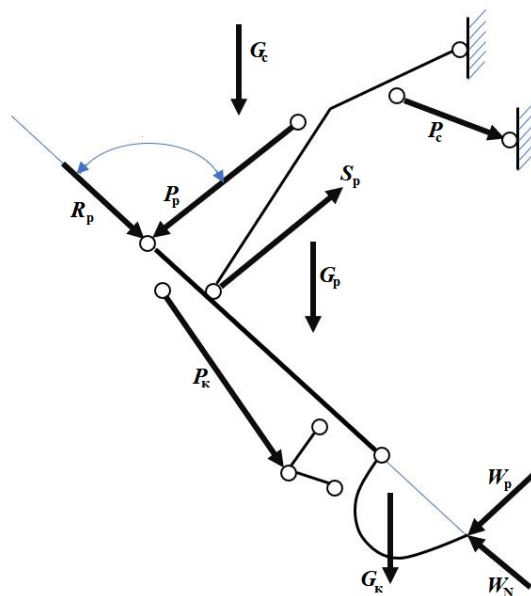


Рис. 2 – Схема действия сил на экскаваторное оборудование:

W_p – составляющая усилия копания, перпендикулярная оси рукояти; W_N – составляющая усилия копания, действующая по оси рукояти; G_c – сила тяжести стрелы; G_p – сила тяжести рукояти; G_k – сила тяжести ковша с грунтом; P_c – усилие гидроцилиндра подъема стрелы; P_p – усилие гидроцилиндра поворота рукояти; P_k – усилие гидроцилиндра поворота ковша; S_p – нормальная составляющая реакции стрелы на рукоять; R_p – продольная составляющая реакции стрелы на рукоять.

Во время выемки грунта при вращении ковша и ударе его кромкой о препятствие, которое невозможно преодолеть, давление в цилиндре вращения ковша достигает максимально допустимого уровня. Сила сопротивления, обозначенная как W , которая прикладывается к краю ковша в этом сценарии, зависит как от его ориентации, так и от крутящего момента, создаваемого усилием гидроцилиндра относительно точки поворота крепления ковша к ручке. Этот крутящий момент достигнет своей максимальной величины, когда длина перпендикулярной линии, проведенной от центра шарниров к оси штока гидроцилиндра, достигнет максимальной величины. Метод расчета проиллюстрирован на рисунке 3 и заключается в следующем:

$$W = \frac{P_{ГЦ} \cdot a}{R_k \cdot \sin \alpha} \quad (2.1)$$

где W – сила, возникающая на кромке ковша при его упоре в препятствие,
 $P_{ГЦ}$ – сила, развиваемая гидроцилиндром поворота ковша при упоре в препятствие,
 a – длина перпендикуляра из центра шарнира на ось штока гидроцилиндра поворота ковша,

R_k – радиус ковша (расстояние от кромки ковша до шарнира крепления его к рукояти);
 α – угол между линией действия силы P и радиусом ковша.

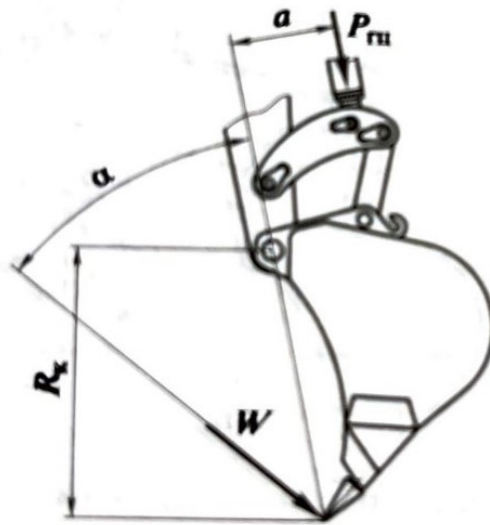


Рис. 3 – Схема действия сил при встрече ковша с непреодолимым препятствием

Стоит отметить, что когда α приближается либо к 0 , либо к 180° , то теоретическая сила W стремится к бесконечности. Однако в практических ситуациях фактическое усилие W ограничено такими факторами, как риск опрокидывания рабочего оборудования экскаватора, возможность опрокидывания экскаватора относительно контрольных точек A (как показано на рисунке 4) или B (как показано на рисунке 5) или потенциальная возможность его опрокидывания. скользите по опорной поверхности (как показано на рисунке 6). При оценке устойчивости экскаватора в реальных условиях крайне важно учитывать величину усилий и расположение центров тяжести шасси с его вращающейся платформой, стрелой, рукояткой и ковшом с грунтом. Кроме того, необходимо также учитывать силы инерции, возникающие при вращении машины, подъеме и опускании стрелы, а также вращении рукоятки и ковша.

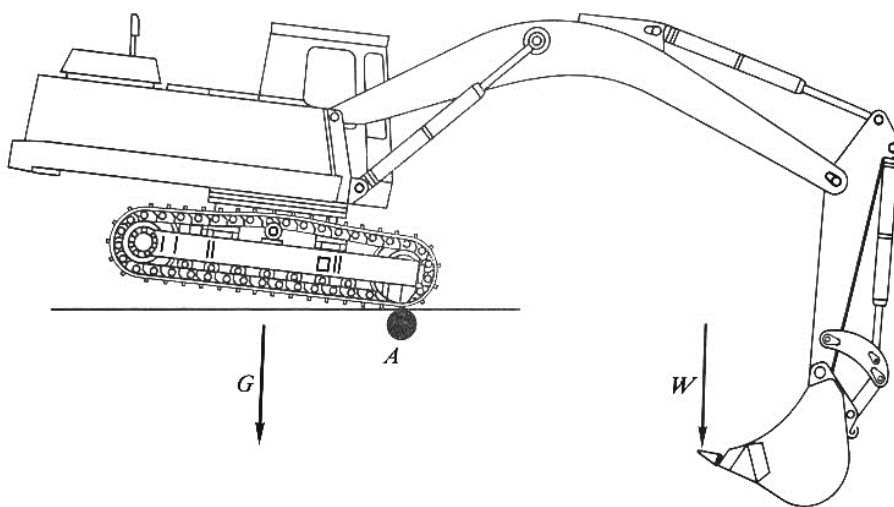


Рис. 4 – Опрокидывание экскаватора относительно ребра A

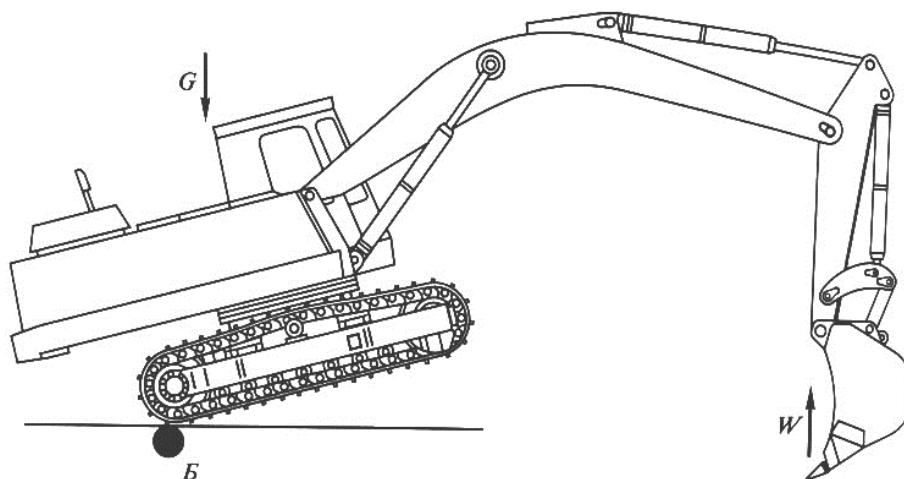


Рис. 5 – Опрокидывание экскаватора относительно ребра Б

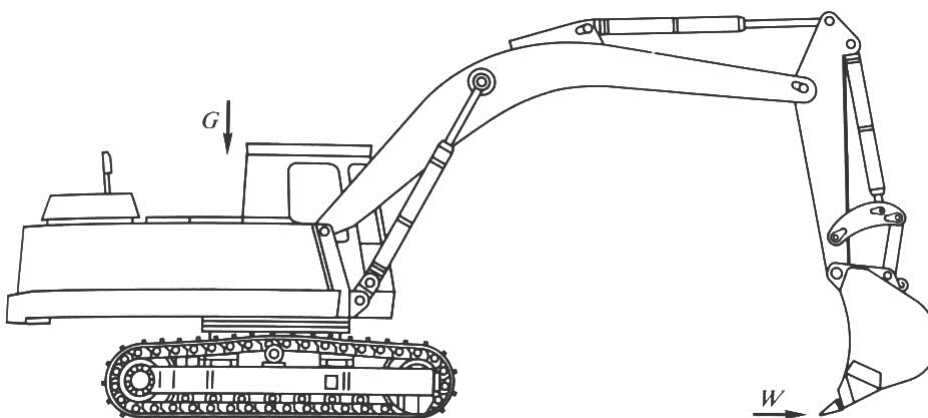


Рис. 6 – Протаскивание экскаватора относительно поверхности

Производительность одноковшового экскаватора Π , м³/ч, рассчитывают по формулам:

$$\Pi = \frac{3600 V_k k_{\text{нап}} k_{\text{упр}} k_v}{T \cdot k_{\text{рых}}} \tag{2.2}$$

$$T = t_{\text{зап}} + t_{\text{пов}} + t_{\text{выг}} + t_{\text{обр}} \tag{2.3}$$

- где T – полная продолжительность рабочего цикла,
- V_k – геометрическая вместимость ковша, м³,
- $k_{\text{нап}}$ – коэффициент наполнения ковша ($k_{\text{нап}} \leq 1,35$);
- $k_{\text{упр}}$ – коэффициент, учитывающий эффективность систем управления и квалификацию машиниста (при средней квалификации машиниста $k_{\text{упр}} \leq 1,35$);
- k_v – коэффициент использования времени смены,
- $k_{\text{рых}}$ – коэффициент разрыхления грунта при разработке,
- $t_{\text{зап}}$ – продолжительность заполнения ковша, с,

$t_{\text{выг}}$ – продолжительность выгрузки ковша, с,
 $t_{\text{пов}}$ – продолжительность поворота экскаватора для выгрузки ковша, с,
 $t_{\text{обр}}$ – продолжительность поворота экскаватора с пустым ковшом в исходное положение, с.

Сопротивление копанию при копании поворотом рукоятки определяется по формуле:

$$W_k = W_{\text{рез}} + W_{\text{зап}} + W_{\text{пр}} \quad (2.4)$$

Составляющие сопротивления копанию определяют по следующим формулам:

$$W_{\text{рез}} = K_{\text{рез}} \cdot b_k \cdot h_{\text{коп}} \quad (2.5)$$

$$W_{\text{зап}} = K_{\text{сж}} \cdot b_k \cdot h_{\text{коп}} \quad (2.6)$$

$$W_{\text{пр}} = 0,4V_k \cdot k_{\text{нап}} \cdot \rho_{\text{гр}} \cdot g \cdot \mu_{\text{гр}} \quad (2.7)$$

где

$W_{\text{зап}}$ – сопротивление заполнению ковша, Н;

$W_{\text{рез}}$ – сопротивление грунта резанию, Н;

$W_{\text{пр}}$ – сопротивление перемещению призмы волочению перед ковшом, Н ;

$K_{\text{сж}}$ - удельное сопротивление стружки продольному сжатию ($K_{\text{сж}} = 4700$ Па);

$K_{\text{рез}}$ – удельное сопротивление грунта резанию, Па,

b_k – ширина ковша, м,

$h_{\text{коп}}$ – глубина копания, м;

$k_{\text{нап}}$ – коэффициент наполнения ковша;

0,4 – коэффициент пропорциональности объема призмы волочению геометрической вместимости ковша;

V_k – геометрическая вместимость ковша экскаватора, м³;

$\rho_{\text{гр}}$ – плотность разрыхленного грунта кг/м³;

g – ускорение свободного падения м/с²;

$\mu_{\text{гр}}$ - коэффициент трения грунта по грунту.

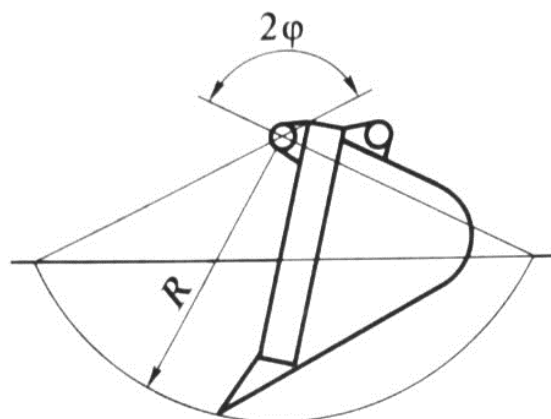


Рис. 7 – Схема копания грунта поворотом ковша

При выемке грунта путем поворота ковша вокруг точки крепления на рукоятке (как

показано на рис. 7) толщина срезаемого материала сначала увеличивается с нуля до максимального значения, а затем снова уменьшается до нуля. Во время этого процесса сопротивление выемке грунта, обозначаемое как W_k определяется с использованием следующих уравнений:

$$W_k = W_{рез.кр} + W_{нап} \quad (2.8)$$

$$W_{рез.кр} = KR^{1,35}(1 + \cos\varphi)^{1,35} \quad (2.9)$$

$$W_{нап max} = K_{нап}(0,5 - \varphi) V_k \text{ или } W_{нап max} \approx 0,15 W_{рез} \quad (2.10)$$

где $W_{рез.кр}$ – максимальное за цикл сопротивление резанию грунта ковшем с режущей кромкой без зубьев, Н;

K – сопротивление резанию грунта режущим периметром, Н;

R – радиус траектории и режущей кромки ковша, м;

φ – половина угла поворота ковша в грунте, ...°;

$W_{нап max}$ – максимальное за цикл сопротивление наполнению ковша грунтом;

$K_{нап}$ – удельное сопротивление наполнению ковша грунтом ($K_{нап}=10$ кН/м³);

V_k – вместимость ковша, м³.

Для ковша с режущей кромкой без зубьев

$$K = 10c(1 + 2,6 b_k)(1 + 0,0075\alpha)(1 + 0,03s)\beta\delta \quad (2.11)$$

Для ковша с зубьями

$$K = 10c(1 + 2,6 b_k)(1 + 0,0075\alpha)z\delta \quad (2.12)$$

где c – прочность грунта, измеренная плотномером ДорНИИ, число ударов;

b_k – ширина ковша, см;

α – угол резания, ...°;

s – толщина вертикальных профилей, см;

β – коэффициент, учитывающий заострение вертикальных режущих профилей (для тупых профилей $\beta=1,05$, для заостренных под углом 45° $\beta=1,0$);

δ – коэффициент, учитывающий схему забоя (если свободна только дневная поверхность забоя - $\delta=1$, если свободны дневная поверхность и обе вертикальных стенки - $\delta=0,50$);

z – коэффициент, учитывающий расстояние между зубьями (если расстояние между зубьями превышает ширину зуба в 2-3 раза, $z=1$, иначе $z=1,2$).

Объем грунта, срезаемого «обратной лопатой» за один цикл при копании поворотом ковша, рассчитываются по формуле:

$$V_{гр} = 0,2R^2(2\varphi - \sin 2\varphi) \quad (2.13)$$

3. Результаты и обсуждение

Для оценки потенциальных нагрузок на зубья ковша и внутри компонентов рабочего оборудования невозможно установить точные аналитические соотношения из-за множества влияющих параметров. Следовательно, становится необходимым интерпретирующий подход. При расчете потенциальных усилий копания начальный этап включает в себя установку максимального (фиксирующего) усилия копания на зубьях ковша, после чего

вычисляются усилия, действующие на штоки гидроцилиндров. Если усилия на штоках превышают значения, приводящие в действие предохранительные клапаны, усилие на ковше уменьшается, и расчеты повторяются до тех пор, пока не активизируются предохранительные клапаны во всех гидроцилиндрах. [4,5]

Расчеты усилия выполняются после определения координат всех элементов рабочего оборудования для заданной конструктивной конфигурации, как показано на рисунке 1. Эти координаты вычисляются на основе предоставленных размеров рабочего оборудования и при полностью выдвинутых штоках гидроцилиндров. Для расчета допустимой рабочей зоны используется система из трех вложенных циклов, при этом размеры гидроцилиндров задаются постепенно в соответствии с рисунком 8. Для каждой полученной точки в пределах этой структуры вычисляются соответствующие силы.

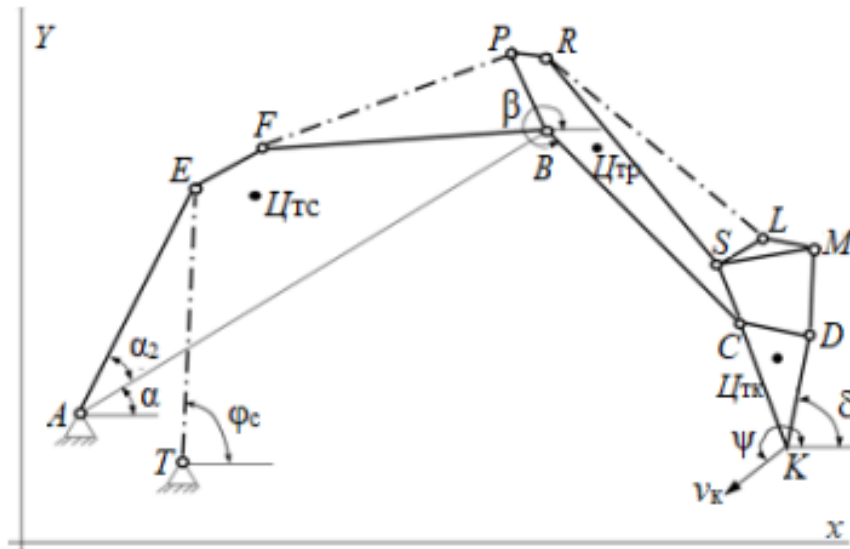


Рис. 8 - Схема к определению параметров рабочей зоны и положений элементов рабочего оборудования: $\alpha, \alpha_2, \varphi_c, \beta, \psi$ – углы для расчета координат точек элементов рабочего оборудования; v_k – скорость перемещения зубьев ковша; A, T, E, F, P, R, B, S, L, M, C, D – шарниры; K – вершина зуба ковша

Гидравлические экскаваторы обычно выполняют земляные работы, поворачивая ковш вокруг точки шарнира C, приводимой в действие гидроцилиндром. Во время этого процесса линейная скорость V и тангенциальная составляющая силы сопротивления копанию P действуют под прямым углом к линии СК.

Распределение усилия от зубьев ковша к другим компонентам рабочего оборудования осуществляется с помощью угла P . Этот угол определяется на основе ранее установленных координат точек K и C, как показано на рисунке 8.

Угол наклона линии СК относительно горизонта показан на рисунке 9.

$$\beta_{СК} = \arctg \frac{y_K - y_C}{x_K - x_C} \quad (3.1)$$

Угол наклона линии касательной к горизонту ψ

$$\psi = \beta_{СК} - \frac{\pi}{2} \quad (3.2)$$

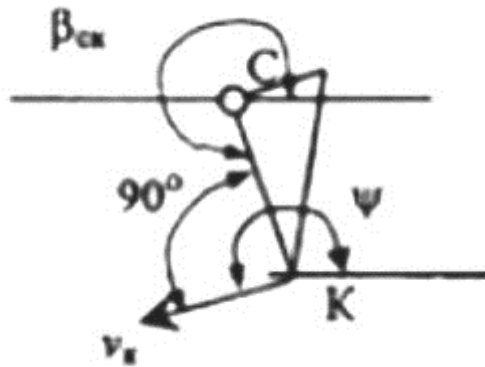


Рис. 9 – Схема к расчету угла наклона касательной при копании поворотом ковша

Нормальная составляющая усилия копания по известным методикам [3] определяется по коэффициенту пропорциональности через касательную составляющую:

$$P_{02} = K \cdot P_{01} \quad (3.3)$$

Суммарная сила тяжести рабочего оборудования

$$G_{po} = G_c + G_p + G_k + G_{цс} + G_{цр} + G_{цк} + G_{т1} + G_{т2} \quad (3.4)$$

Проекции на оси координат определяются по составляющим усилиям сопротивления копанию, для последующего использования в расчете усилий в конкретных элементах рабочего оборудования:

$$P_x = -P_{01} \cos \psi + P_{02} \sin \psi \quad (3.5)$$

$$P_y = -P_{01} \sin \psi - P_{02} \cos \psi \quad (3.6)$$

Усилие на штоке гидроцилиндра стрелы по условию равновесия относительно точки А определяется по формуле:

$$F_{цс} = \frac{G_c(x_{цтс} - x_A) + G_p(x_{цтп} - x_A) + G_k(x_{цтк} - x_A)}{L_{AE} \sin(\varphi_c - \alpha - \alpha_2)} + \frac{G_{цс}(\frac{x_T + x_E}{2} - x_A) + G_{цр}(\frac{x_F + x_P}{2} - x_A) + G_{цк}(\frac{x_R + x_L}{2} - x_A)}{L_{AE} \sin(\varphi_c - \alpha - \alpha_2)} + \frac{G_{т1}(\frac{x_M + x_D}{2} - x_A) + G_{т2}(x_{цт} - x_A) - P_y(x_k - x_A) + P_x(y_k - y_A)}{L_{AE} \sin(\varphi_c - \alpha - \alpha_2)} \quad (3.7)$$

где x, y – соответственно горизонтальные и вертикальные координаты элементов рабочего оборудования;

L_{AE} – расстояние между шарнирами А и Е, далее по аналогии (по рис 8)

Усилие в тяге DM

$$F_{MD} = \frac{P_y(x_k - x_c) + P_x(y_c - y_k) - 0,5G_{цп}(x_D - x_C) - G_k(x_{цтк} - x_C)}{L_{CD} \sin(\angle MDx - \angle DCx)} \quad (3.8)$$

Реакции в шарнире «рукоять-ковш» (точка C)

$$C_x = R_D \cos \theta - P_x \quad (3.9)$$

$$C_y = R_D \sin \theta + G_k + 0,5G_{\tau 1} - P_y \quad (3.10)$$

Усилие на штоке гидроцилиндра ковша

$$F_{цк} = \frac{R_D \cdot SD \sin(\theta - \tau + \tau_L) - 0,5G_{цк}(x_L - x_S) - 0,5G_{цк}(x_M - x_S) - G_{\tau 2}(x_{цт} - x_S)}{SL \sin(\tau - \varphi_k)} \quad (3.11)$$

Усилие на шарнире «шток цилиндра рукояти-балансир» (точка S)

$$S_x = -F_{цк} \cos \varphi_k + R_D \sin \theta \quad (3.12)$$

$$S_y = 0,5G_{цк} - F_{цк} \sin \varphi_k - R_D \sin \theta + 0,5G_{\tau 1} + G_{\tau 2} \quad (3.13)$$

Усилие на штоке гидроцилиндра рукояти

$$F_{цп} = \frac{P_y(x_k - x_B) + P_x(y_B - y_k) - G_p(x_{цтп} - x_B) - G_k(x_{цтк} - x_B)}{L_{BP} \sin \angle FPB} + \frac{G_{цк} \left(\frac{x_R + x_D}{2} - x_B \right) + 0,5G_{цп}(x_B - x_P) + G_{цк} \left(\frac{x_R + x_L}{2} - x_B \right)}{L_{BP} \sin \angle FPB} + \frac{G_{\tau 1} \left(\frac{x_M + x_D}{2} - x_B \right) + G_{\tau 2}(x_{цт} - x_A)}{L_{BP} \sin \angle FPB} \quad (3.14)$$

где $\angle FPB$ - угол между отрезками FP и PB далее по аналогии (см по рис8)

Реакции в шарнире «пята стрелы-платформа» (точка A)

$$A_x = -P_x - F_{цс} \cos \varphi_c \quad (3.15)$$

$$A_y = G_{po} - P_y - F_{цс} \sin \varphi_c \quad (3.16)$$

Реакции в шарнире «стрела-рукоять» (точка B)

$$B_x = -F_{цс} \cos \varphi_c + F_{цп} \cos \varphi_c - A_x \quad (3.17)$$

$$B_y = -F_{цс} \sin \varphi_c + F_{цп} \sin \varphi_c - A_y + G_c + 0,5(G_{цс} + G_{цп}) \quad (3.18)$$

Значения усилий и реакций, определенные по представленным выражениям, используются для расчета напряжений в элементах стрелы и последующего подбора сечений рабочего оборудования.

Определение координат точек элементов рабочего оборудования выполняют по текущим выдвиганиям штоков гидроцилиндров поворота ковша, рукоятки и стрелы по выражениям, полученным по теоремам синусов и косинусов.

Процесс выемки грунта гидравлическим экскаватором зависит от функционирования гидроцилиндров, ответственных за поворот ковша, рукоятки и стрелы. Наиболее энергоэффективный подход предполагает выемку грунта поворотом ковша вокруг точки крепления к рукоятке, обозначенной как точка С на рисунке 8. В этой конфигурации гидроцилиндры, управляющие стрелой и рукояткой, работают в режиме торможения, предотвращая их перемещение. Когда давление в гидроцилиндрах превышает установленное предохранительными клапанами, соответствующие штоки начинают двигаться, что приводит к вращению стрелы или рукоятки. Следовательно, максимальное усилие копания, достижимое на зубьях ковша, определяется работой гидроцилиндров стрелы, рукоятки и ковша.

Чтобы рассчитать это максимальное усилие копания, был использован алгоритм для определения приемлемого решения. Это максимальное усилие копания устанавливается на основе первоначального требования к касательной составляющей силы сопротивления копанию P_{01} , заведомо большей усилия копания рассматриваемого экскаватора. По P_{01} , определяют усилия на штоках гидроцилиндров стрелы $F_{цс}$, рукоятки $F_{цр}$, и ковша $F_{цк}$. Усилия, действующие на штоки, сопоставляются со значениями усилий, приводящих в действие предохранительные клапаны. В частности, для положительных вычисленных значений сравнение производится с силами, связанными с давлением внутри полости поршня, а для отрицательных значений сравнение относится к полости штока гидроцилиндра. Если предохранительный клапан активирован, параметр P_{01} уменьшается, и расчеты повторяются до тех пор, пока усилия на стержнях не упадут ниже пороговых значений, которые приводят в действие предохранительные клапаны.

Математическая модель реализована с помощью прикладной программы Visual Basic for, состоящей из 3000 строк кода. Алгоритм программы позволяет регулировать удлинение штоков гидроцилиндров, управляющих стрелой, рукояткой и ковшом, в диапазоне от минимальных до максимальных значений. Это позволяет определять координаты различных точек внутри рабочего оборудования, усилия при выемке грунта и усилия, задействованные при выемке грунта и транспортировке ковша внутри рабочего оборудования. Координаты верхней части зуба ковша и усилия при выемке представлены сегментами в масштабе на листе. Кроме того, программа отображает рабочую зону экскаватора (как показано на рисунке 10) и предлагает таблицу значений усилия на штоках гидроцилиндров и шарнирах рабочего оборудования, а также диаграммы для большей наглядности. На рисунке 4 показаны заметные изменения усилий в процессе работы.

Численные параметры, использованные в расчетах, были применены к экскаватору, оснащеному ковшом емкостью 4 кубических метра. Разработанная модель облегчает определение границ рабочей зоны и сил, действующих на компоненты рабочего оборудования. Расчет для всей зоны позволяет определить максимальное значение усилия для каждого элемента, помогая в выборе подходящих секций компонентов без чрезмерного запаса прочности, что в итоге приводит к снижению веса экскаватора.

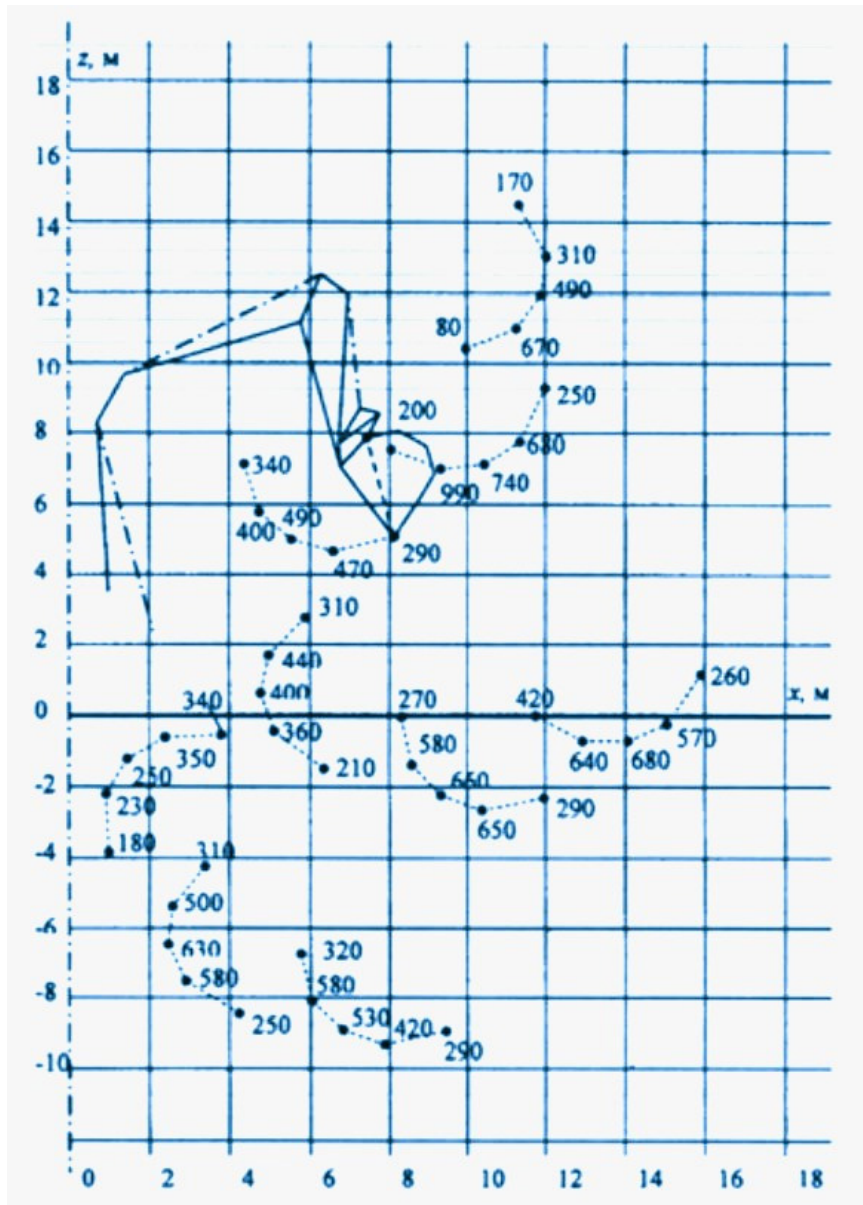


Рис. 10 – Возможные значения касательных составляющих усилий сопротивления копанию P_{01} , кН

4. Выводы

В данной работе проведен технический анализ и выводы, касающиеся эксплуатации и оптимизации рабочего оборудования гидравлического экскаватора, с особым упором на расчет сил, реакций и напряжений в различных элементах оборудования. Вот краткое изложение ключевых моментов:

Расчет силы: Эти значения имеют решающее значение для расчета напряжений в элементах стрелы и выбора подходящих секций для рабочего оборудования.

Определение координат: Координаты различных элементов рабочего оборудования определяются на основе текущих удлинений штоков гидроцилиндров. Эти вычисления основаны на теоремах синуса и косинуса.

Работа гидроцилиндров: Процесс копания с помощью гидравлического экскаватора основан на работе гидроцилиндров для поворота ковша, рукояти и стрелы. Чтобы свести к минимуму потребление энергии, ковш поворачивается относительно шарниров рукояти ковша, в то время как гидроцилиндры стрелы и рукояти работают в режиме торможения.

Предохранительные клапаны: Превышение установленного давления предохранительных клапанов в гидроцилиндрах приводит к перемещению штоков и вращению стрелы или рукоятки. Максимальное усилие копания, достижимое на зубьях ковша, определяется работой стрелы, рукояти и гидроцилиндров ковша.

Алгоритм расчета усилия копания: Алгоритм используется для поиска решения для расчета наибольшего усилия копания. Это усилие определяется касательной составляющей силы сопротивления копанию при сравнении с усилиями, действующими на штоки гидроцилиндров при срабатывании предохранительных клапанов.

Программная реализация: Математическая модель реализована с использованием прикладной программы Visual Basic for Application, содержащей около 3000 строк кода. Программа позволяет определять различные параметры, связанные с оборудованием, такие как усилие при копании и усилия, прилагаемые в процессе выемки грунта.

Визуализация и оптимизация: Результаты расчетов визуализируются в масштабе, показывающем рабочую зону экскаватора. Эти данные помогают определить границы рабочей зоны и силы, действующие на различные элементы. Рассчитывая усилия для всей зоны, становится возможным выбрать соответствующие размеры поперечного сечения элементов оборудования, оптимизируя прочность без лишнего веса.

В заключение, этот процесс технического анализа и моделирования обеспечивает метод оптимизации конструкции гидравлического экскаваторного оборудования, гарантирующий, что оно сможет эффективно выполнять землеройные работы при минимальном потреблении энергии и снижении избыточного веса компонентов оборудования. Выбранный метод расчета усилий копания и нагрузок, действующих на элементы рабочего оборудования гидравлического экскаватора, играют решающую роль в достижении этой оптимизации.

Список литературы

1. Лукашук, О.А. 184 Машины для разработки грунтов. Проектирование и расчет: учебное пособие / О.А. Лукашук, А.П. Комиссаров, К.Ю. Летнев. — Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2018. — С. 106-110.
2. Галдин Н.С., Расчет и проектирование гидроцилиндров и гидравлических ударных устройств [Электронный ресурс]: Методические указания/ Н.С. Галдин, И.А. Семенова. – Омск: СибАДИ, 2018. – Режим доступа: <http://bek.sikadi.org/fulltext/esd654.pdf>, (дата обращения 10.10.2023г.)
3. К.К. Шестопапов, Строительные и дорожные машины: учебник для студентов учреждений высшего образования/К.К. Шестопапов. – М.: Издательский центр Академия, 2018, С 103-108.
4. Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Шестаков В. С., Телиман И. В. Методика определения реактивных нагрузок в гидравлических экскаваторах// Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: Сборник трудов XVII международной научно-технической конференции «Чтения памяти В.Р. Кубачека», Екатеринбург: УГГУ, 2019, С. 264-266.
5. Телиман И. В., Малыбаев Н. С., Комиссаров А. П., Шестаков В. С. Программа для ЭВМ Расчеты кинематических и силовых параметров рабочего оборудования гидравлического экскаватора обратная лопата // Свидетельство о внесении сведений в государственный реестр прав на объекты, охраняемые авторским правом № 8069 от 10 февраля 2020 года.
6. Телиман И. В. Обоснование конструктивных и режимных параметров рычажно-гидравлических механизмов карьерного гидравлического экскаватора // Научно-технический журнал «Известия высших учебных заведений. Горный журнал» Екатеринбург: УГГУ, 2019, С.132-135
7. Nabiullin R., Khoroshavin S., Teliman I. The interaction of the main actuators of hydraulic excavators // E3S Web of Conferences Volume 177 (2020) XVIII Scientific Forum —Ural Mining Decade II (UMD 2020) Ekaterinburg, Russia, April 2-11, 2020

8. Palomba, I.; Richiedei, D.; Trevisani, A.; Sanjurjo, E.; Luaces, A.; Cuadrado, J. (2019): Estimation of the digging and payload forces in excavators by means of state observers. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 134. [Электронный ресурс]: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2019.106356>, (дата обращения 11.10.2023г.)

9. Zhao, Y.; Wang, J.; Zhang, Y.; Luo, C. (2020): A Novel Method of Soil Parameter Identification and Force Prediction for Automatic Excavation, *IEEE Access*, 8, 11197-11207, [Электронный ресурс]: <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2020.2965214>, (дата обращения 11.10.2023г.).

Гидравликалық экскаватордың жұмыс жабдығының элементтеріне әсер етуші қазу күштері мен жүктемелерді анықтау әдісін таңдау

¹А.С. Даньярова, ¹Б.Б. Тогизбаева, ¹К.Г. Балабеков, ¹А.Б. Кенесбек

¹Л. Н. Гумилев атындағы Еуразия Ұлттық университеті., Астана, Қазақстан

Аннотация. Гидравликалық экскаваторлар жебеден, тұтқадан және шөміштен тұратын көп функциялы жер қазу машиналары екені белгілі.

Экскаватор гидравликалық сұйықтық принципі бойынша гидравликалық цилиндрмен және гидравликалық қозғалтқыштар арқылы жұмыс істейді. Гидравликалық экскаваторды пайдалануға шөміш ұшының орнын қажетті траектория бойынша басқару үшін жебенің, тұтқаның және шелектің үйлестірілген қозғалысын қамтамасыз ету міндет. Демек, бұл машинаны қараңғы уақытта, нашар жұмыс жағдайында, қатал ауа-райында, қауіпті немесе зиянды ортада, тіпті табиғи апаттар аймағында тиімді немесе тиімділігін толықтай ескере отырып пайдалануға ықпал етеді.

Гидравликалық экскаваторды басқару үшін осы машинаның кинематикасы мен динамикасын түсіну арқылы жүзеге асырылады. Осы мақсатқа жету үшін бұл мақалада экскаватор машинасының кинематикасына байланысты әртүрлі есептеу әдістері келтірілген, Сонымен қатар оның математикалық моделі құрастырылған. Осылайша гидравликалық экскаватордың мінез-құлқын түсінуге және өнімділігін жақсарту үшін үлесі зор.

Түйінді сөздер: экскаватор, кинематика, экскаватордың тұтқасы, экскаватордың жебесі, шөміш, модельдеу.

Selecting an approach to calculate the excavation forces and the loads exerted on the components of the hydraulic excavator's working equipment.

¹A.S. Danyarova, ¹B.B. Togizbayeva, ¹K.G. Balabekov, ¹A.B. Kenesbek.

¹L.N. Gumilyov Eurasian National University, Astana, Kazakhstan

Abstract. It is known that hydraulic excavators are multifunctional earthmoving machines consisting of an arm, a handle and a bucket.

The excavator operates on the principle of hydraulic fluid with a hydraulic cylinder and hydraulic motors. It is important to note that the operation of a hydraulic excavator requires coordinated movement of the boom, handle and bucket to control the position of the bucket tip along the desired trajectory. Thus, it contributes to the effective use of the machine in the dark, in the worst working conditions, in severe weather, in a dangerous or unhealthy environment, and even in the territories of natural disasters.

Hydraulic excavator control is possible provided you understand the kinematics and dynamics of the excavator machine. To achieve this goal, this article presents various calculation methods related to the kinematics of an excavator machine, which are useful when performing its kinematic modeling. Which in turn contributes to understanding the behavior and improving the performance of a hydraulic excavator.

Keywords: excavator, kinematics, boom, bucket, handle, modeling.

List of sources

1. Lukashuk, O.A. L84 Machines for soil development. Design and calculation : textbook / O.A. Lukashuk, A.P. Komissarov, K.Yu. Letnev. — Yekaterinburg : Ural Publishing House. un-ta, 2018. — pp. 106-110.
2. Galdin N.S., Calculation and design of hydraulic cylinders and hydraulic shock devices [Electronic resource]: Methodical instructions/ N.S. Galdin, I.A. Semenova. – Omsk: SibADI, 2018. – Access mode: <http://bek.sikadi.org/fulltext/esd654.pdf> , (accessed 10.10.2023)
3. K.K. Shestopalov, Construction and road machines: textbook for students of institutions of higher education/K.K. Shestopalov. – M.: Publishing Center Academy, 2018, From 103-108.
4. Komissarov A. P., Lagunova Yu. A., Shestakov V. S., Teliman I. V. Methodology for determining reactive loads in hydraulic excavators// Technological equipment for mining and oil and gas industry: Proceedings of the XVII International Scientific and Technical Conference “Readings in memory of V.R. Kubachek”, Yekaterinburg: UGSU, 2019, pp. 264-266.
5. Teliman I. V., Malybaev N. S., Komissarov A. P., Shestakov V. S. Computer program Calculations of kinematic and power parameters of working equipment of hydraulic excavator reverse shovel // Certificate of entry of information into the State register of rights to objects protected by copyright No. 8069 dated February 10, 2020.
6. Teliman I. V. Substantiation of constructive and operational parameters of lever-hydraulic mechanisms of a quarry hydraulic excavator // Scientific and technical journal “Izvestia of higher educational institutions. Mining Magazine” Yekaterinburg: UGSU, 2019, pp.132-135
7. Nabiullin R., Khoroshavin S., Teliman I. The interaction of the main actuators of hydraulic excavators // E3S Web of Conferences Volume 177 (2020) XVIII Scientific Forum —Ural Mining Decade // (UMD 2020) Ekaterinburg, Russia, April 2-11, 2020
8. Palomba, I.; Richiedei, D.; Trevisani, A.; Sanjurjo, E.; Luaces, A.; Cuadrado, J. (2019): Estimation of the digging and payload forces in excavators by means of state observers. Mechanical Systems and Signal Processing, 134. [Electronic resource]: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2019.106356>, (accessed 11.10.2023r.)
9. Zhao, Y.; Wang, J.; Zhang, Y.; Luo, C. (2020): A Novel Method of Soil Parameter Identification and Force Prediction for Automatic Excavation, IEEE Access, 8, 11197-11207, [Electronic resource]: <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2020.2965214>, (accessed 11.10.2023r.).

Сведения об авторах:

Қаз.:

Даньярова А.С. – Л.Н. Гумилев атындағы Еуразия ұлттық университетіндегі 8D07113 - «Көлік, көлік техникасы және технологиялары» ББ бойынша білім алушы 2 курс докторанты, Қажымұқан көшесі 13, ЦИСИ, Нұр-Сұлтан, Қазақстан.

Тогизбаева Б.Б. – техника ғылымдарының докторы, Л.Н. Гумилев атындағы Еуразия ұлттық университетіндегі «Көлік, көлік техникасы және технологиялары» кафедрасының профессоры, Қажымұқан көшесі 13, ЦИСИ, Нұр-Сұлтан, Қазақстан.

Балабекова К.Г. – PhD, Л.Н. Гумилев атындағы Еуразия ұлттық университетіндегі «Көлік, көлік техникасы және технологиялары» кафедрасының доценті, Қажымұқан көшесі 13, ЦИСИ, Нұр-Сұлтан, Қазақстан.

Кенесбек А.Б. – Л.Н. Гумилев атындағы Еуразия ұлттық университетіндегі «Көлік, көлік техникасы және технологиялары» кафедрасының, Қажымұқан көшесі 13, ЦИСИ, Нұр-Сұлтан, Қазақстан.

Рус.:

Даньярова А. С. – докторант 2 курса обучающийся по ОП 8D07113 «Транспорт, транспортная техника и технологии» Евразийского национального университета им. Л.Н. Гумилева, ул. Кажымукана 13, ЦИСИ, Нур-Султан, Казахстан.

Тогизбаева Б.Б. – доктор технических наук, профессор кафедры «Транспорт, транспортная техника и технологии» Евразийского национального университета им. Л.Н. Гумилева, ул. Кажымукана 13, ЦИСИ, Нур-Султан, Казахстан.

Балабекова К.Г. – PhD, доцент кафедры «Транспорт, транспортная техника и технологии» Евразийского национального университета им. Л.Н. Гумилева, ул. Кажымукана 13, ЦИСИ, Нур-Султан, Казахстан.

Кенесбек А.Б. – PhD кафедры «Транспорт, транспортная техника и технологии» Евразийского национального университета им. Л.Н. Гумилева, ул. Кажымукана 13, ЦИСИ, Нур-Султан, Казахстан.

Англ.:

A.S. Danyarova – is a 2nd-year doctoral student studying in the EP 8D07113 “Transport, Transport equipment and Technologies” of the L.N. Gumilyov Eurasian National University, 13 Kazhymukan Str., CISI, Nur-Sultan, Kazakhstan.

V.B. Togizbayeva – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department “Transport, Transport Equipment and Technologies” of the L.N. Gumilyov Eurasian National University, 13 Kazhymukan Str., CISI, Nur-Sultan, Kazakhstan.

K.G. Balabekova – PhD of the Department “Transport, Transport Equipment and Technologies” of the L.N. Gumilyov Eurasian National University, 13 Kazhymukan Str., CISI, Nur-Sultan, Kazakhstan.

A.B. Kenesbek – PhD of the Department “Transport, Transport Equipment and Technologies” of the L.N. Gumilyov Eurasian National University, 13 Kazhymukan Str., CISI, Nur-Sultan, Kazakhstan.