

$$D_{\delta_u \delta_p} = \frac{D_2 V_a}{4M^2 r_p c_{ui}} \left[ (M+m)^2 r_p^2 + (M+m)^2 M c_p - 2M^2 m c_{ui} \right],$$

а для спектральной плотности (4) формулой

$$D_{\delta_r \delta_u} = \frac{D_4 V_a^3}{2M r_p c_{ui}^2} \left[ (M+m)^3 c_p + M(M^2 - m^2) c_{ui} \right].$$

**Выводы:**

Итак, со стороны дороги на АТС действуют значительные силы и ускорения, которые, в свою очередь, воздействуют обратно на дорожное покрытие и влияют на его прочность и долговечность.

Для исследования сил, действующих на дорогу со стороны автомобиля при его движении, необходимо более подробно рассмотреть все силы и перемещения ТС, влияющих на поверхность дороги и вызывающих изменение его состояния. Дальнейшие исследования предполагают определение сил, моментов, перемещений и ускорений подрессоренных и непрессоренных масс ТС, а также анализ воздействия шин на поверхность дорожного покрытия, в зависимости от микропрофиля дороги, скорости движения ТС и их типов и марок.

ЛИТЕРАТУРА

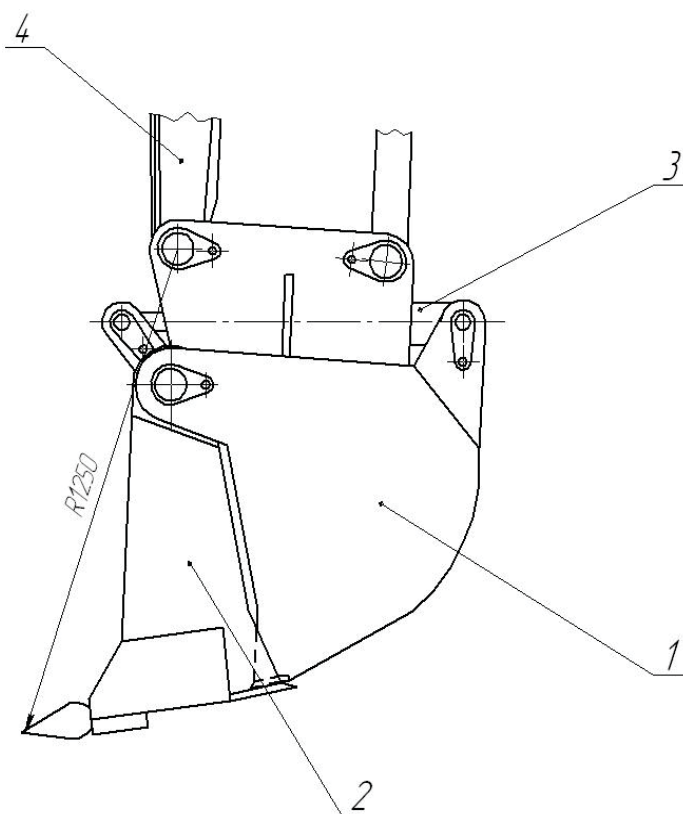
1. Афанасьев В.А., Васильев В.С., Ачатуров А.А. Спектральные характеристики поверхностей некоторых участков дорог. М.: 1972, с. 120-183 (труды МАДИ).
2. Жигарев В.П., Хачатуров А.А. Расчет параметров колебаний «линейного» автомобиля при случайных возмущениях.- В кн. Устойчивость управляемого движения автомобиля. 1982, с 76-82 (труды МАДИ).
3. Пархимовский И.Т. Спектральная плотность распределения неровностей микропрофиля дорог и колебания автомобиля.-«АП», 1981, №10,с.25-28.
4. Певзнер Я.М., Тихонов А.А. Исследования статистических свойств микропрофиля основных типов автомобильных дорог.- Автомобильные промышленность, 1984 №1, с.15-18.
5. Радовский Б.С. Цементобетонные покрытия в США.- Дорожная техника-2009 (Каталог-справочник).М.: 2010, стр.126-13.

**УДК 621.878/879.06**

**Кульгильдинов Бахтияр Муратович – соискатель (Алматы, КазАДИ)**

**СИЛОВОЙ АНАЛИЗ СПЕЦИАЛЬНОГО КОВША ЭКСКАВАТОРА ДЛЯ РАЗРАБОТКИ КРУПНООБЛОМОЧНЫХ ГРУНТОВ СЕЛЕВЫХ ВЫНОСОВ**

Навесное рабочее оборудование гидравлического экскаватора для разработки селевых выносов, содержащих крупные валуны размером до 1 м, представляет многофункциональный ковш с раскрывающейся гидроуправляемой челюстью (рисунок 1). Он состоит из основной части 1, к которой шарнирно на подшипниках скольжения прикреплен раскрывающаяся часть ковша 2. К основному ковшу с помощью кронштейнов крепится гидроцилиндр 3, шток которого соединен с помощью рычагов с раскрывающейся частью ковша 2.



1–ковш; 2– челюсть; 3– гидроцилиндр; 4– рукоять

Рисунок 1 – Конструкция специального ковша с раскрывающейся частью для разработки селевых выносов, содержащих крупные валуны

В статье рассматривается методика определения реакции связи в кинематических парах навесного оборудования – нового механизма ковша с раскрывающейся гидроуправляемой челюстью, возникающих от внешних статических и динамических нагрузок, действующих на звенья механизма. Выполним анализ гидроуправляемой челюсти ковша нового рабочего оборудования одноковшового экскаватора, кинематическая схема которого представлена на рисунке 2.

С ковшом жестко свяжем систему координат  $OXY$ . Пусть относительно системы координат  $OXY$ , заданы координаты жестко связанных с ковшом шарниров:  $O(x_o, y_o)$ ;  $N(x_N, y_N)$ ;  $A(x_A, y_A)$ ; и точки ковша  $F(x_F, y_F)$  (рисунок 2). Пусть также известны линейные размеры механизма, выдвигающего челюсть:  $AB, BC$  (длина  $BC$  зависит от хода штока гидроцилиндра, ход штока гидроцилиндра меняется в пределах:  $BC_{\max} BC_{\min}$ ),  $AE$  и  $EF$ .

Для проведения силового анализа механизма выдвижения челюсти ковша, рассмотрим его отдельно и, приложив внешние действующие силы (рисунок 3).  $P_{DX}, P_{DY}$  - проекции сил полезного сопротивления, действующие в точку  $D$  подвижной челюсти.

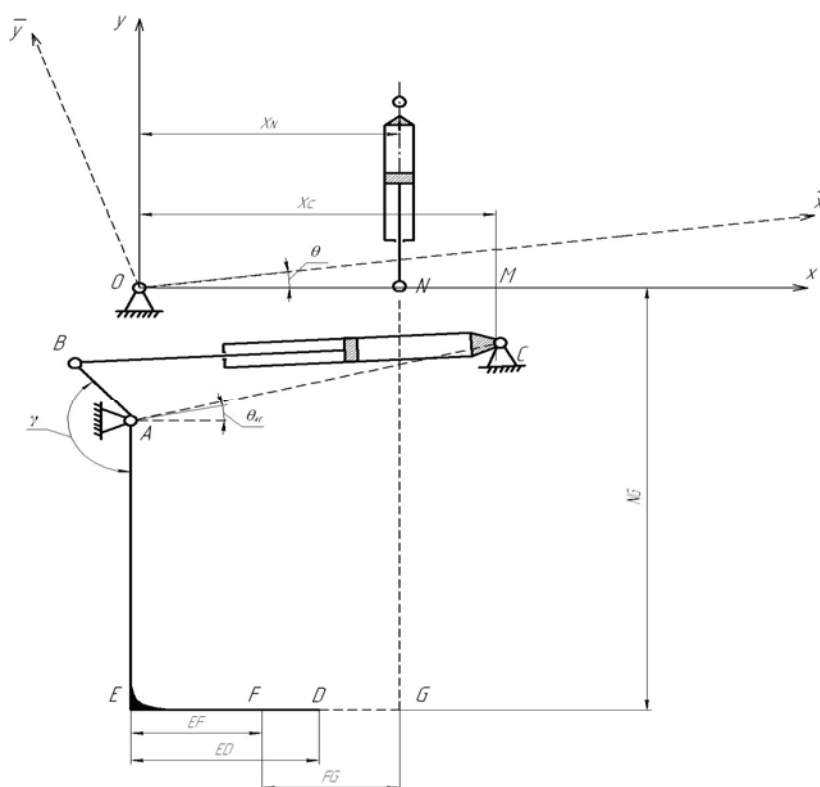


Рисунок 2 – Кинематическая схема ковша с раскрывающейся частью для разработки селевых выносов, содержащих крупные валуны

Формируем расчетную схему каждого звена по отдельности, приложив все действующие внешние силы, в том числе и реакции связи (рисунки 4, 5).

<p>Рисунок 3 - Механизм раскрытия челюсти</p>	<p>Рисунок 4 - Расчетная схема звена 1</p>	<p>Рисунок 5 - Расчетная схема гидроцилиндра</p>

Так как любая группа Ассра имеет нулевую степень подвижности и статически определима, то можно записать для рассматриваемого звена 1 (рисунок 4) на основе принципа Даламбера следующие уравнения равновесия [1,2]:

сумма проекции всех сил на ось  $Ox$ , действующих на звено 1 равны нулю

$$R_{Bx} + R_{Ax} - P_{Bx} = 0; \quad (1)$$

сумма проекции всех сил на ось  $OY$  действующих на звено 1, равны нулю

$$R_{BY} + R_{AY} - P_{DY} = 0; \quad (2)$$

сумма моментов всех действующих сил на звено 1 относительно точки  $B$  равна нулю

$$R_{AY}(X_A - X_B) - R_{AX}(Y_A - Y_B) - P_{DY}(X_D - X_B) + P_{DX}(Y_D - Y_B) = 0. \quad (3)$$

Величины, входящие в уравнения (1), (2), (3), имеют следующий смысл:

$R_{BX}, R_{BY}$  - проекции реакции связи на оси неподвижной системы координат  $OXY$ , заменяющие действие группы Ассур второго класса  $II(BH, SC)$  на звено  $AB$  в шарнире  $B$ ;

$R_{AX}, R_{AY}$  - проекции реакции связи на оси неподвижной системы координат  $OXY$ , заменяющие действие стойки (ковша) на звено  $AB$  в шарнире  $A$ .

Теперь, для группы Ассур второго класса  $II(BH, SC)$  составим следующие уравнения равновесия (рисунок 5):

сумма проекции всех сил на ось  $OX$ , действующих на группы Ассур второго класса  $II(BH, SC)$ , равны нулю  $\sum X = 0$

$$-R_{BX} + R_{CX} = 0; \quad (4)$$

сумма проекции всех сил на ось  $OY$ , действующих на группы Ассур второго класса  $II(BH, SC)$ , равны нулю  $\sum Y = 0$

$$-R_{BY} + R_{CY} = 0; \quad (5)$$

сумма моментов всех действующих сил на группы Ассур второго класса  $II(BH, SC)$  относительно точки  $B$  равна нулю  $\sum M = 0$ ;

$$R_{CY}(X_C - X_B) - R_{CX}(Y_C - Y_B) = 0. \quad (6)$$

Величины, входящие в уравнения (4), (5), (6) имеют следующий смысл:

$R_{CX}, R_{CY}$  - проекции реакции связи на оси неподвижной системы координат  $OXY$ , заменяющие действие стойки (ковша) на группу Ассур второго класса  $II(BH, SC)$  в шарнире  $C$ .

Таким образом, мы получили шесть уравнений с шестью неизвестными  $R_{BX}, R_{BY}, R_{AX}, R_{AY}, R_{CX}, R_{CY}$ .

$$\begin{cases} R_{BX} + R_{AX} = P_{DX}; \\ R_{BY} + R_{AY} = P_{DY}; \\ R_{AY}(X_A - X_B) - R_{AX}(Y_A - Y_B) = P_{DY}(X_D - X_B) - P_{DX}(Y_D - Y_B); \\ -R_{BX} + R_{CX} = 0; \\ -R_{BY} + R_{CY} = 0; \\ R_{CY}(X_C - X_B) - R_{CX}(Y_C - Y_B) = 0; \end{cases}$$

Для удобства численной реализации эти уравнения приведем к матричной форме, которая имеет следующий вид:

$$[A]\{X\} = \{B\}; \quad (7)$$

где

$$[A] = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -(Y_A - Y_B) & 0 & (X_A - X_B) & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -(Y_C - Y_B) & +(X_C - X_B) \end{bmatrix},$$

$$\{X\} = \begin{Bmatrix} R_{BX} \\ R_{AX} \\ R_{BY} \\ R_{AY} \\ R_{CX} \\ R_{CY} \end{Bmatrix}, \quad \{B\} = \begin{Bmatrix} P_{DX} \\ P_{DY} \\ P_{DY}(X_D - X_B) - P_{DX}(Y_D - Y_B) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}.$$

Решая полученную систему линейных уравнений методом Гаусса, получим искомые неизвестные.

Далее, определим внутренние усилия в сечениях штока, для этого применим метод сечений. В каком-то сечении рассекаем шток плоскостью и приложим в плоскости сечения продольную силу  $N_{HB}$  и поперечную силу  $Q_{HB}$ , заменяющие действие отброшенной части штока гидроцилиндра (рисунок 6).

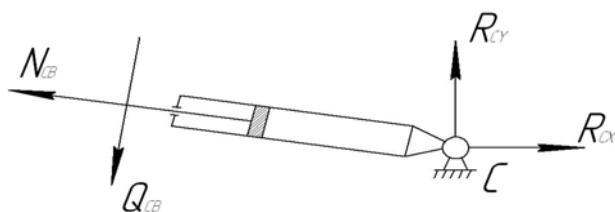


Рисунок 6–Расчетная схема для определения внутренних усилий в сечениях штока гидроцилиндра

Рассмотрим равновесия оставшейся части группы Ассура второго класса  $II(BH, SC)$ . Откуда получаем для  $N_{HB}$ ,  $Q_{HB}$  следующие уравнения:

$$\begin{Bmatrix} N_{HB} \\ Q_{HB} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta_{CB}) & \sin(\theta_{CB}) \\ -\sin(\theta_{CB}) & \cos(\theta_{CB}) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} R_{CX} \\ R_{CY} \end{Bmatrix} \quad (8)$$

На рисунке 7 представлена блок-схема кинематического и силового анализа механизма раскрытия гидроуправляемой челюсти рабочего оборудования одноковшового экскаватора, где обозначения, приведенные, в блок-схеме кинематического и силового анализа исследуемого механизма означают:

-  $q$  - текущая обобщенная координата исследуемого механизма; -  $\dot{q}$  - скорость текущей обобщенной координаты; -  $\ddot{q}$  - ускорение текущей обобщенной координаты; -  $q_0$  - обобщенная координата в начальном положении механизма; -  $\dot{q}_0$  - скорость обобщенной координаты в начальном положении механизма; -  $\ddot{q}_0$  - ускорение обобщенной координаты

в начальном положении механизма; -  $q_{\max}$  - обобщенная координата в конечном положении механизма; -  $\Delta q = \frac{q_{\max} - q_0}{N}$  - приращение обобщенной координаты механизма; -  $\Delta \dot{q}$  - приращение скорости обобщенной координаты соответствующие приращению обобщенной координаты  $\Delta q$ ; -  $\Delta \ddot{q}$  - приращение ускорения обобщенной координаты соответствующие приращению обобщенной координаты  $\Delta q$ .

Для получения численных результатов, по разработанному алгоритму составлена программа на машинном языке VISUAL FORTRAN 6.5 и получены кинематические и силовые характеристики в численном и графическом виде

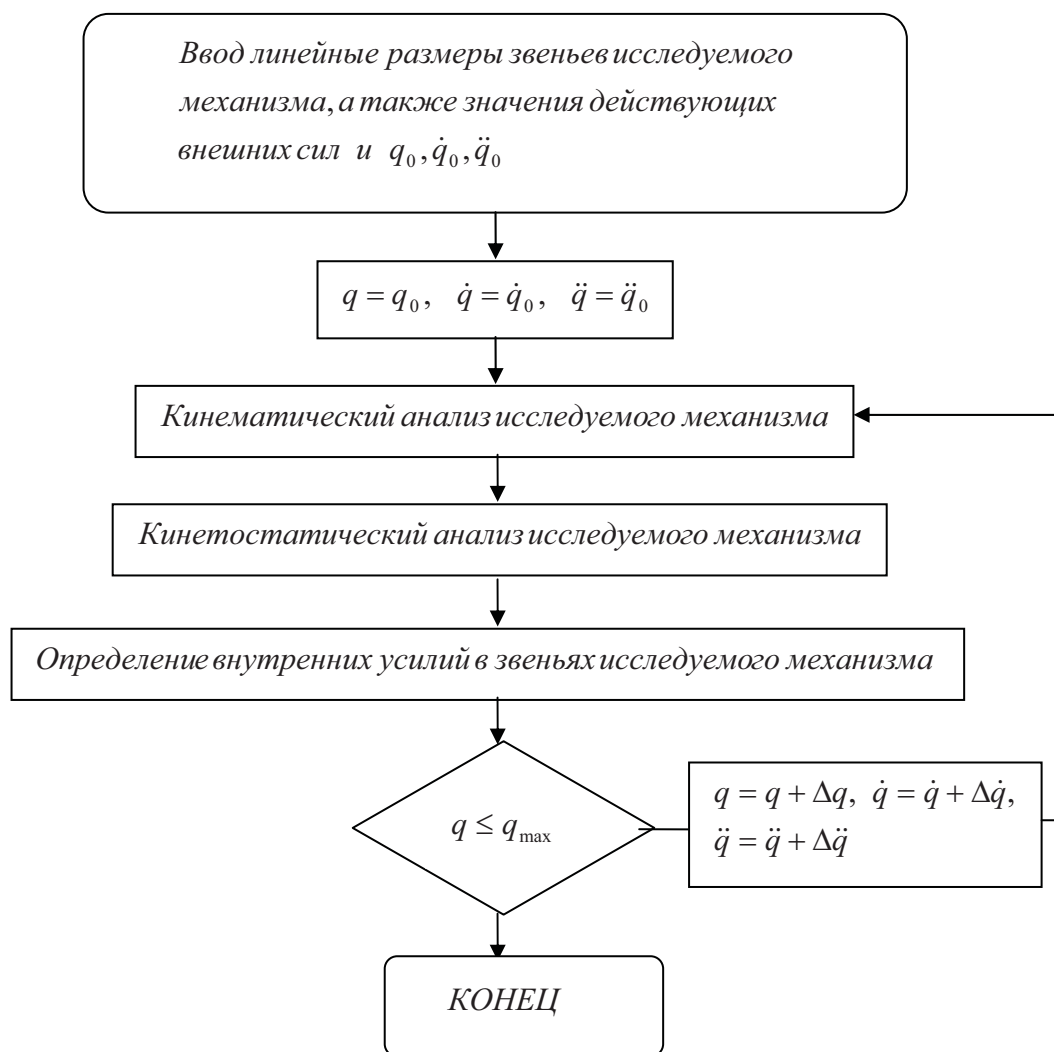


Рисунок 7 – Блок-схема силового анализа исследуемого механизма

В качестве иллюстрации на рисунках 8 и 9 представлена графическая интерпретация полученных численных значений изменения проекций реакции в шарнире А на оси Х и У, в зависимости от хода штока гидроцилиндра механизма раскрытия челюсти ковша экскаватора.

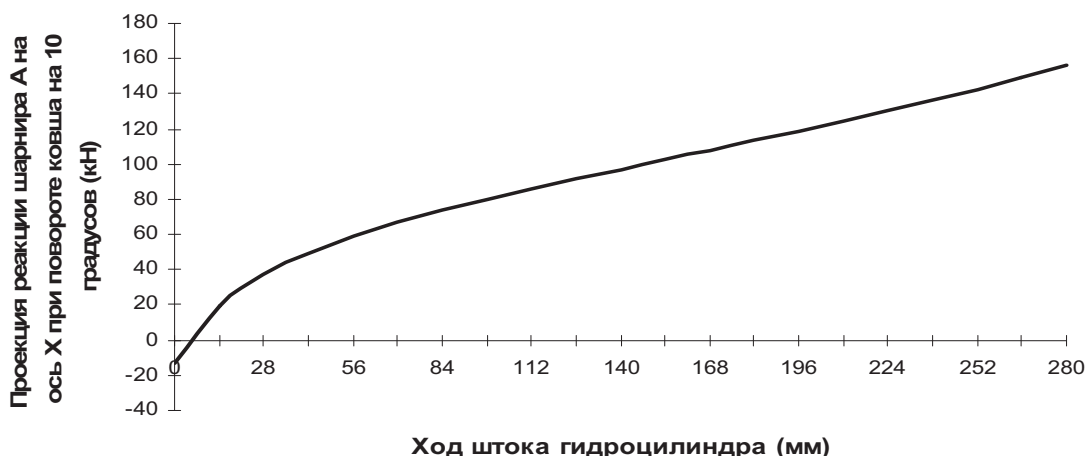


Рисунок 8 – Проекция реакции шарнира А на ось Х при повороте ковша на 10 градусов в зависимости от хода штока гидроцилиндра

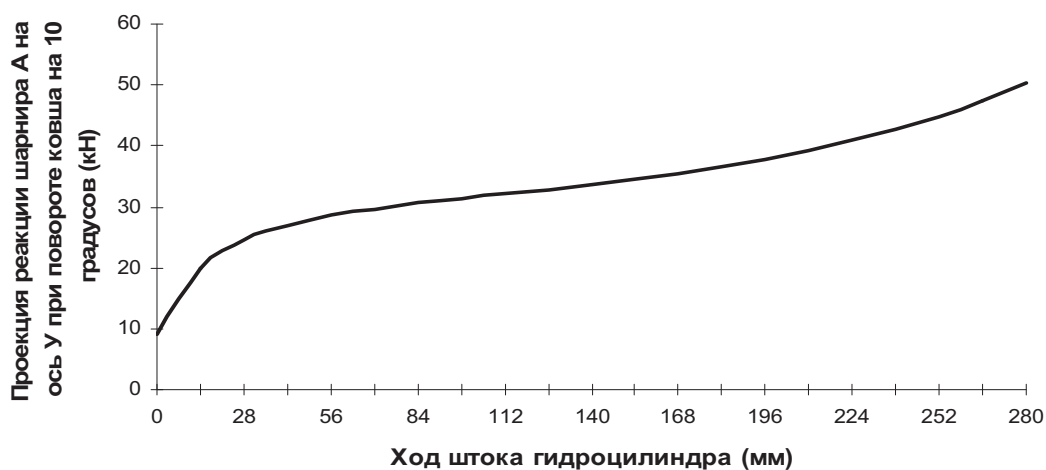


Рисунок 9 – Проекция реакции шарнира А на ось У при повороте ковша на 10 градусов в зависимости от хода штока гидроцилиндра

### Выводы:

Предложенная методика кинестатического анализа позволяет определять реакции связи в кинематических парах навесного оборудования ковша с раскрывающейся гидроуправляемой челюстью, возникающих от внешних статических и динамических нагрузок, действующих на звенья механизма, и выполнить прочностной расчет звеньев исследуемого механизма.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Джолдасбеков У.А. Теория механизмов высоких классов. Ғылым, Алматы, 2001, 427 с.
2. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. М., Наука, 1979, 576 с.