

Секция «Техническая механика»

Определение давления ковшового экскаватора на почву

Выделим объект равновесия ковшового экскаватора, содержащий ходовую часть с весом G_1 , кабину весом G_2 , стрелы весом G_3 и G_4 . Считаем, что система однородная. Устанавливаем связи, освобождаемся от них и заменяем их действия реакциями. Реакция горизонтальной плоскости R_A приложена в точке А на расстоянии X от линии действия силы тяжести G_1 , реакция грунта R_B приложена в точке В. Для заданной конструктивной схемы (рис.1) определить силу давления машины на почву, а также точку ее приложения если: $G_1=92\text{кН}$, $G_2=53\text{кН}$, $G_3=28\text{кН}$, $G_4=22\text{кН}$; $L_1=7,3\text{м}$, $L_2=5,9\text{м}$, $a = 7,4\text{м}$, $c = 1,2\text{м}$; $\alpha=45^\circ$, $\beta=30^\circ$, $\gamma=90^\circ$; $R=47\text{кН}$, $N=37\text{кН}$, $M=76\text{кНм}$.

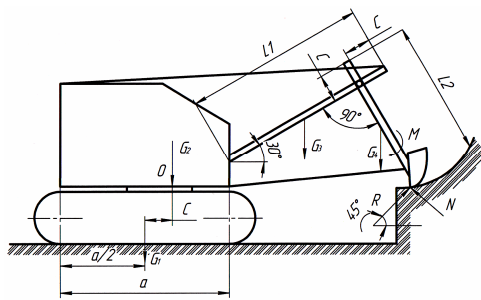


Рис. 1

Составляем расчетную схему (рис.2.), отображая все активные силы и реакции связей. Получена произвольная плоская система сил $G_1, G_2, G_3, G_4, R, N, R_A, R_B$ и момента M . Составляем условия равновесия для полученной системы:

$$\begin{cases} \sum F_{KX}=0 \\ \sum F_{KY}=0 \\ \sum m_o(F_K)=0 \end{cases}$$

Для удобства в качестве моментной точки выбираем точку О. Наиболее удачными осями координат для рассматриваемого случая будут горизонтальная ось Ox и вертикальная Oy .

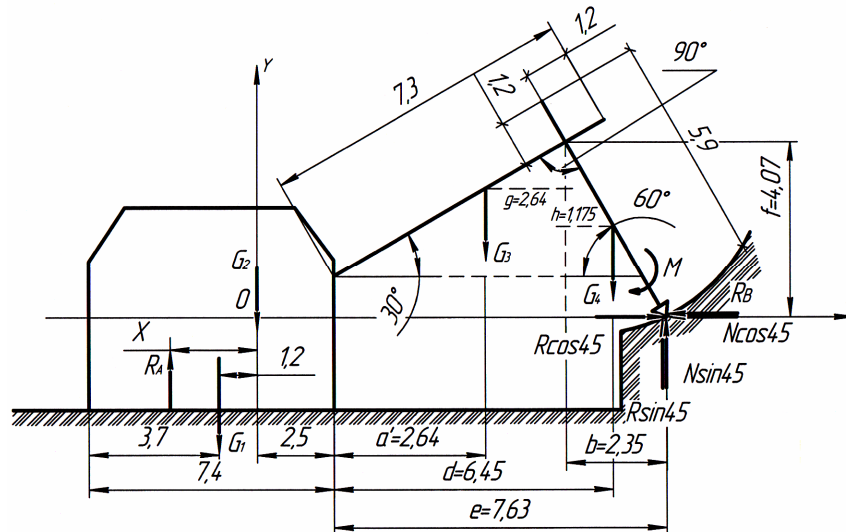


Рис. 2

Решаем систему уравнений.

Из уравнения 1: $R_B = R \cos 45^\circ - N \cos 45^\circ$; $R_B = 7,07 \text{ кН}$

Из уравнения 2: $R_A = G_1 + G_2 + G_3 + G_4 - R \sin 45^\circ - N \sin 45^\circ$; $R_A = 135,6 \text{ кН}$

Из уравнения 3: $x = (G_1 \cdot c - G_3 \cdot (a' + (a - a/2 - c)) - G_4 \cdot (d + (a - a/2 - c)) + R \sin 45^\circ \cdot (e + (a - a/2 - c)) + N \sin 45^\circ \cdot (e + (a - a/2 - c)) - M) / R_A$; $x = 2,1768 \text{ м}$.

С учетом исходных данных сила давления ковшового экскаватора на почву составит $R_A = 135,6 \text{ кН}$ и эта сила будет приложена в точке с координатами $x = 2,1768 \text{ м}$.

В.В. Исаев

Научный руководитель: д-р техн. наук Л.В. Лукиенко

Новомосковский институт (филиал) федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Российский химико-технологический университет имени Д. И. Менделеева»

301650, Тульская область, г. Новомосковск, ул. Дружбы, д.8

E-mail: lukienko_lv@mail.ru

Математическое моделирование напряженно-деформированного состояния механизма напора экскаватора для выявления рациональных параметров жесткости его элементов

Особое влияние на работу технологических машин (очистных комбайнов, подъёмных установок и ряда других) оказывают зубчато-реечные системы перемещения, обладающие целым рядом преимуществ и хорошо зарекомендовавшие себя на практике. Анализ проведённых исследований [1, 2] показал, что они решили в целом вопросы геометрического синтеза проектируемой передачи с учётом производственных ограничений. Между тем, вопросам учёта динамических характеристик машины и их влияния на зубчато-реечную систему передачи уделено недостаточное внимание. В качестве метода исследований наиболее целесообразно использовать математическое моделирование с сопоставлением полученных значений с результатами ранее проведённых экспериментов.

Рассматривая машинный агрегат как механическую систему, находящуюся под действием существенно нелинейных сил производственного сопротивления на исполнительном органе и сил трения, можно отметить, что процессы, характеризующие внешнюю и внутреннюю динамику взаимосвязаны. Проведённые исследования [2] показывают, что наибольшее влияние на внутреннюю динамику оказывает неравномерность движения очистного комбайна в направлении подачи – при этом мгновенная толщина стружки, снимаемой исполнительным органом, не остаётся постоянной, что приводит к изменению нагрузок элементов привода и законов их движения.

Рассмотрим трёхмассовую модель, в состав которой входят - электродвигатель механизма подачи, развивающий движущий момент M_1 , редуктор механизма подачи, обеспечивающий на выходном валу крутящий момент M_2 , а также редуктор резания и шнек, на который действует момент M_3 , состоящий из момента, развиваемого редуктором резания и момента сил производственного сопротивления, возникающего на шнеке при разрушении полезного ископаемого.

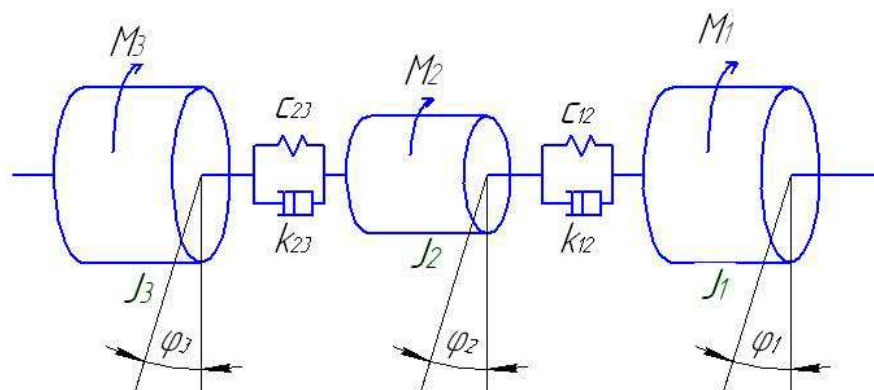


Рис.1. Расчётная схема трёхмассовой динамической модели

Рассмотрим случай, когда движущий момент приложен к одной из крайних масс. Тогда работа исследуемого машинного агрегата может быть описана [3] при помощи системы линейных неоднородных дифференциальных уравнений

$$J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + k_{12} \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) + c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) = 2M_{max} \cdot \left(\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s} \right)$$

$$J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + (\varphi_2 - \varphi_1) c_{12} + k_{12} \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_1}{dt} \right) - (\varphi_3 - \varphi_2) c_{23} - k_{23} \left(\frac{d\varphi_3}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) = M_2$$

$$J_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} + c_{23} (\varphi_3 - \varphi_2) + k_{23} (\varphi_3 - \varphi_2) = M_3$$

где: J_1 – момент инерции приводного электродвигателя (для комбайна 1К101 эта величина составляет – 1,09 кг·м²); M_1 – крутящий момент на валу электродвигателя.

$M_1 = 2M_{\max} \left(\frac{s}{s_k} + \frac{s_2}{s} \right)$; s – скольжение в электродвигателе; s_k – критическое скольжение в

электродвигателе; $J_2 = \sum_{i=1}^n m_i \left(\frac{v_{si}}{\omega_1} \right)^2 + \sum_{i=1}^n J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2$ – приведённый момент инерции трансмиссии;

m_i – масса i -го звена; ω_i – угловая скорость электродвигателя; ω_i – угловая скорость i -го звена;

$J_3 = \int (x^2 + y^2 + z^2) dm$ – момент инерции исполнительного органа (например, шнека) (для комбайна 1К101 эта величина составляет – 20 кг·м²); M_2 – крутящий момент, передаваемый трансмиссией; $M_3 = M_\delta - M_c$ – момент сил, действующий на третьем звене динамической модели; M_c – момент сил производственного сопротивления на исполнительном органе; k_{12} , k_{23} – коэффициенты, характеризующие диссипативные потери в исследуемой системе, которые зависят как от деформации, которую испытывает деталь, находящаяся под нагрузкой, так и от её производной по времени; c_{12} , c_{23} – жёсткость участков трансмиссии на первом и втором участках.

Как известно [3], коэффициент жёсткости зуба зубчатого колеса может быть определён по зависимости

$$c = \frac{q}{\delta}$$

где q – погонная нагрузка, действующая на зуб; δ – объёмная деформация зуба в точке приложения силы.

Для моделирования деформированного состояния зуба в настоящей работе были использованы программы пакета APM WinMachine: APM Studio и APM Structure3D. Для построения модели используем конечные элементы в виде равнобедренных пирамид с длиной стороны 5 мм. Распределенная нагрузка, при проведении исследований была приложена в 11 узлах линии контакта по длине зуба. Так как, движители бесцепной системы подачи (БСП) работают в зоне однопарного зацепления, то жёсткость движителей БСП может быть определена по зависимости:

$$c = \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2}$$

Проведённый анализ нагруженности модели зубчатой рейки длиной 1380 мм и высотой зуба 80 мм, закреплённой шарнирно-неподвижно по краям (рис. 2) показал, что её жёсткость является величиной переменной и, в значительной степени, определяется местом приложения нагрузки. Так, при приложении нагрузки на шестом зубе у вершины (с учётом крепёжных проушин) жёсткость рейки составит 776,52 кН/мм². Увеличение шага зацепления до 156 мм и высоты зуба рейки до 90 мм приведёт к увеличению её жёсткости до 925, 716 кН/мм².

Литература

1. Стационарные и тормозные режимы работы бесцепных систем перемещения очистных комбайнов / В.А. Бреннер, К.А. Головин, Т.В. Ковалёва, Л.В. Лукиенко, А.Е. Пушкарёв. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2007. – 220 с.
2. Бесцепные системы подачи очистных комбайнов / Ю.Н. Семёнов, В.Г. Лукиенко, Б.М. Геллер – М.:Недра, 1988. – 152 с.
3. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. - М.: Машиностроение, 1969. - 295 с.
4. Бойко Н.Г. Динамика очистных комбайнов. Донецк, ДонНТУ, 2004. – 206 с.

Методика определения давления машины на почву

Рассмотрим методику определения давления машины на почву с учетом следующих рекомендаций:

1. необходимо установить равновесие какого тела надо рассмотреть;
2. выявить все действующие на машину силы (активные и реакции связей) и нанести их на чертеж. Если в результате решения какая либо из искомым проекций сил окажется отрицательной, то это означает, что эта реакция в действительности направлена на противоположную сторону;
3. составить уравнение равновесия плоской системы сил. При выборе точки, относительно которой составляется уравнение моментов, следует учитывать, что решение уравнения будет тем проще, чем меньшее число неизвестных будет входить в каждое из этих уравнений, поэтому центр моментов следует брать в точках пересечения линий действия неизвестных сил.

С помощью данной методики определим давление машины на почву (рис. 1), а также точку приложения силы. Согласно исходным данным выполним расчет: $l_1=5,2$ м, $l_2=2$ м, $l_3=3,5$ м, $a=1,2$ м, $b=2$ м, $\alpha=15^\circ$, $\beta=60^\circ$, $F=500$ кН, $R=73$ кН, $N=420$ кН, $M=57$ кН·м, $G_1=46$ кН, $G_2=30$ кН, $G_3=24$ кН.

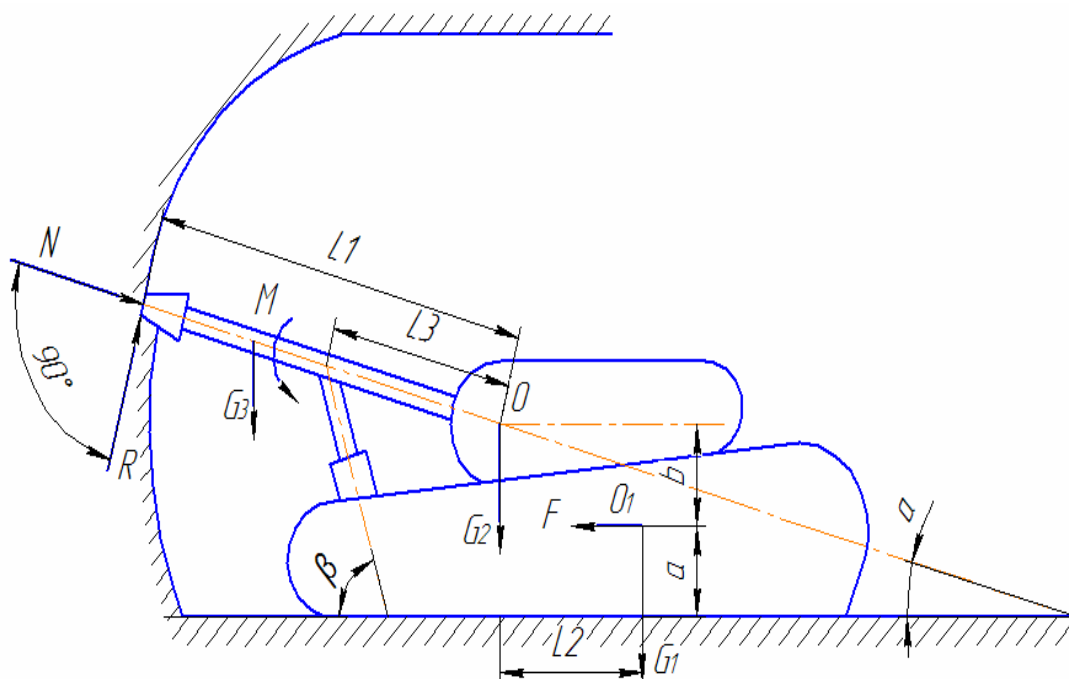


Рис. 1

Составляем расчетную схему, отображая активные силы и реакции связей (рис. 2):

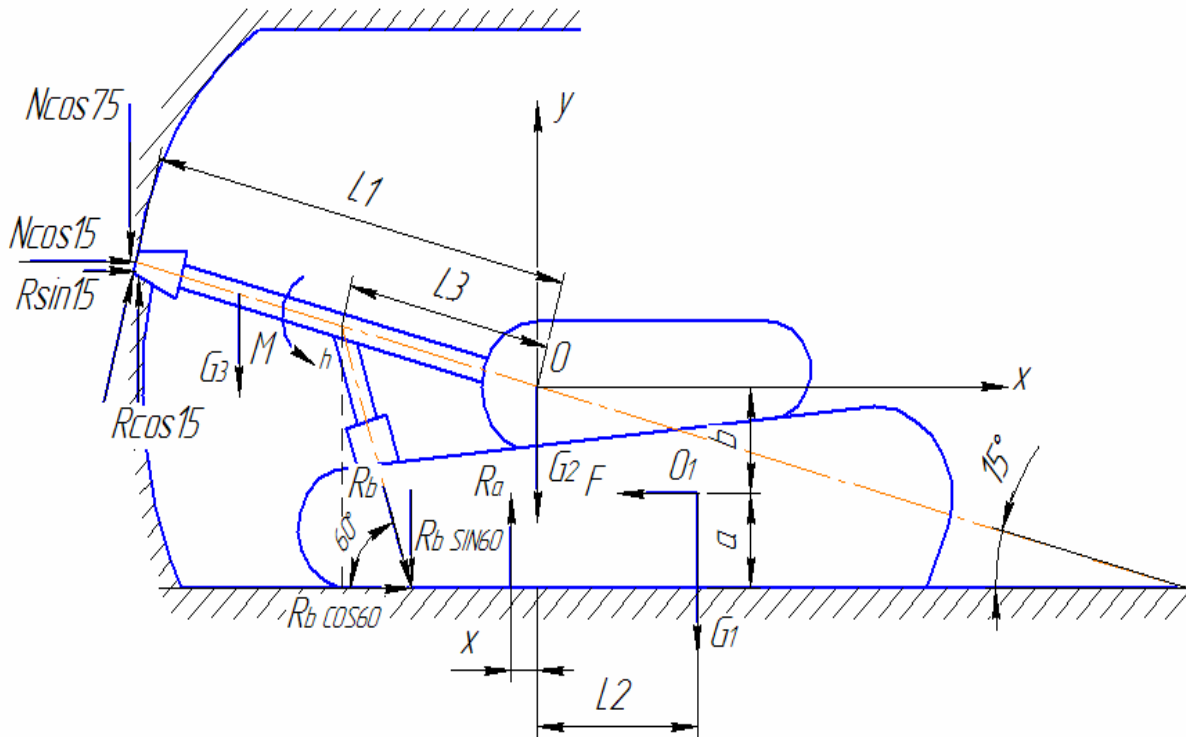


Рис. 2

Составляем уравнения равновесия:

- 1) $\sum X_O = 0; -F + R_B \cdot \sin 60^\circ + R \cdot \sin 15^\circ + N \cdot \cos 15^\circ = 0;$
- 2) $\sum Y_O = 0; -G_1 - G_2 - G_3 - R_B \cdot \sin 60^\circ + R_A + R \cdot \cos 15^\circ - N \cdot \sin 15^\circ = 0;$
- 3) $\sum M_O (F) = 0, -G_1 \cdot l_2 - F \cdot b - R_A \cdot x + R_B \cdot \sin 60^\circ \cdot l_3 \cdot \cos 15^\circ + R_B \cdot \cos 60^\circ \cdot (a+b) + M + G_3 \cdot (l_1 \cdot \cos 15^\circ / 2) - R \cdot \cos 15^\circ \cdot l_1 \cdot \cos 15^\circ - R \cdot \sin 15^\circ \cdot l_1 \cdot \sin 15^\circ + N \cdot \sin 15^\circ \cdot l_1 \cdot \cos 15^\circ - N \cdot \cos 15^\circ \cdot l_1 \cdot \sin 15^\circ = 0.$

Из уравнения 1:

$$R_B = (F - R \cdot \sin 15^\circ - N \cdot \cos 15^\circ) / \sin 60^\circ = (500 - 73 \cdot \sin 15^\circ - 420 \cdot \cos 15^\circ) / \sin 60^\circ = 150,8 \text{ кН.}$$

Из уравнения 2:

$$R_A = G_1 + G_2 + G_3 + R_B \cdot \sin 60^\circ - R \cdot \cos 15^\circ + N \cdot \sin 15^\circ = 46 + 30 + 24 + 150,8 \cdot \sin 60^\circ - 73 \cdot \cos 15^\circ + 420 \cdot \sin 15^\circ = 268,8 \text{ кН.}$$

Из уравнения 3:

$$x = (-G_1 \cdot l_2 - F \cdot b + R_B \cdot \sin 60^\circ \cdot l_3 \cdot \cos 15^\circ + R_B \cdot \cos 60^\circ \cdot (a+b) + M + G_3 \cdot (l_1 \cdot \cos 15^\circ / 2) - R \cdot \cos 15^\circ \cdot l_1 \cdot \cos 15^\circ - R \cdot \sin 15^\circ \cdot l_1 \cdot \sin 15^\circ + N \cdot \sin 15^\circ \cdot l_1 \cdot \cos 15^\circ - N \cdot \cos 15^\circ \cdot l_1 \cdot \sin 15^\circ) / R_A = (-46 \cdot 2 - 500 \cdot 2 + 150,8 \cdot \sin 60^\circ \cdot 3,5 \cdot \cos 15^\circ + 150,8 \cdot \cos 60^\circ \cdot 3,2 + 57 + 24 \cdot (5,2 \cdot \cos 15^\circ / 2) - 73 \cdot \cos 15^\circ \cdot 5,2 \cdot \cos 15^\circ - 73 \cdot \sin 15^\circ \cdot 5,2 \cdot \sin 15^\circ + 420 \cdot \sin 15^\circ \cdot 5,2 \cdot \cos 15^\circ - 420 \cdot \cos 15^\circ \cdot 5,2 \cdot \sin 15^\circ) / 268,8 = -2,5 \text{ м.}$$

Произведем проверку:

$$\sum M_{O_1} (F) = 0, G_2 \cdot l_2 - R_A \cdot (x + l_2) + R_B \cdot \sin 60^\circ \cdot (l_3 \cdot \cos 15^\circ + l_2) + R_B \cdot \cos 60^\circ \cdot a + M + G_3 \cdot (l_1 \cdot \cos 15^\circ / 2 + l_2) - R \cdot \cos 15^\circ \cdot (l_1 \cdot \cos 15^\circ + l_2) - R \cdot \sin 15^\circ \cdot (l_1 \cdot \sin 15^\circ + b) + N \cdot \sin 15^\circ \cdot (l_1 \cdot \cos 15^\circ + l_2) - N \cdot \cos 15^\circ \cdot (l_1 \cdot \sin 15^\circ + b) = 30 \cdot 2 - 268,8 \cdot (-2,5 + 2) + 150,8 \cdot \sin 60^\circ \cdot (3,5 \cdot \cos 15^\circ + 2) + 150,8 \cdot \cos 60^\circ \cdot 1,2 + 57 + 24 \cdot (5,2 \cdot \cos 15^\circ / 2 + 2) - 73 \cdot \cos 15^\circ \cdot (5,2 \cdot \cos 15^\circ + 2) - 73 \cdot \sin 15^\circ \cdot (5,2 \cdot \sin 15^\circ + 2) + 420 \cdot \sin 15^\circ \cdot (5,2 \cdot \cos 15^\circ + 2) - 420 \cdot \cos 15^\circ \cdot (5,2 \cdot \sin 15^\circ + 2) = 0.$$

С помощью данной методики была определена сила давления на почву $R_A = 268,8$ кН и точка ее приложения $x = -2,5$ м.