

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ УСТАНОВЛЕНИЯ СРЕДНИХ НАГРУЗОК В ОПОРНЫХ МЕХАНИЗМАХ ИСПОЛНЕНИЯ КОМБАЙНА ТИПА УКД 200-250 С ГИДРОФИЦИРОВАННЫМИ ЗАБОЙНЫМИ ОПОРАМИ

Горбатов П.А., докт. техн. наук, проф., Лысенко Н.М., канд.
техн. наук, доц., Журавель И.М., студент
Донецкий национальный технический университет.

Разработана математическая модель, позволяющая с достаточной инженерной точностью определять нагрузки в опорных механизмах предложенного исполнения очистного комбайна УКД 200-250 при его эксплуатации в различных горно-технических условиях.

Усилия, формирующиеся в опорных механизмах (ОМ) очистных комбайнов (опорные реакции) в процессе его функционирования, являются исходными данными для расчета на прочность корпусных деталей как самого комбайна, так и раштачного става забойного конвейера, для определения рациональных параметров гидродомкратов при наличии регулируемых ОМ.

Численные значения средних уровней опорных реакций в первом приближении могут быть установлены на основе разработки соответствующей математической модели, позволяющей определять нагрузки в ОМ предлагаемого исполнения современного очистного комбайна типа УКД 200-250, разработанного ГП «Донгипроуглемаш» и серийно выпускаемого ЗАО «Горловский машиностроитель», с достаточной инженерной точностью.

Указанное исполнение машины отличается от технического решения серийного базового комбайна наличием регулируемых забойных ОМ, что позволяет обеспечить бесступенчатое регулирование положения корпусной подсистемы в пространстве очистного забоя относительно ее поверхностей опирания под нагрузкой и без нее в нужном направлении для получения требуемой конфигурации вмещающих пласт пород. Повышение качества отработки границ «угольный пласт - вмещающие породы» (прежде всего породы почвы) обусловит снижение потерь угля и зольности горной массы, в определенной степени уменьшение нагрузок на машину вследствие снижения вероятности присечек крепких пород.

Для регулируемых ОМ предлагается использовать перспективную схему [1-3] гидравлического балансира, когда одноименные (поршневые, штоковые) полости обоих гидродомкратов напрямую попарно соединены соответствующими гидролиниями как в режиме бесступенчатого регулирования, так и в режиме поддержания заданного положения основных жестко соединенных узлов корпусной подсистемы.

Достоинства такой схемы следующие.

1. Четырехопорная система может быть заменена эквивалентной трехопорной. Это следует из того, что средние значения вертикальных составляющих нагрузок на регулируемые опоры равны между собой и поэтому указанные опоры можно представить одним эквивалентным ОМ, воспринимающим удвоенное значение рассматриваемой нагрузки и расположенным посередине между этими двумя опорами. Благодаря этому статически неопределимая опорная система заменяется на статически определимую и упрощается решение задачи установления рациональных параметров ОМ в составе корпусной подсистемы, взаимодействующей с рештачным ставом конвейера.

2. В гидромагистрали между одноименными полостями гидродомкратов регулируемых ОМ могут быть встроены дроссельные элементы, что обеспечит повышение демпфирования при колебаниях корпусной подсистемы типа «галомирование», а, следовательно, улучшит динамические свойства этой подсистемы.

Рассматриваемое исполнение комбайна характеризуется отсутствием 5-ой напочвенной нерегулируемой забойной опоры, что, как показал опыт эксплуатации базовой машины УКД 200-250 в составе механизированных комплексов, обусловлено достаточно высокой устойчивостью корпусной подсистемы в пространстве очистного забоя.

При решении поставленной задачи разработки вышеуказанной математической модели были приняты следующие основные допущения:

- динамические процессы в силовых подсистемах комбайна не рассматриваются;
- математический аппарат базируется на уравнениях статического равновесия корпуса комбайна в пространстве очистного забоя под воздействием средних уровней основных внешних нагрузок, формирующихся: на исполнительных органах от сил

резания, в ОМ и в рабочей ветви цепного тягового органа в составе вынесенных подсистем подачи типа ВСП;

- раскрытие и перекладка зазоров в ОМ и отрывы завального борта рештачного става конвейера от почвы пласта отсутствуют;

- коэффициент трения f лыж комбайна по круглой направляющей (завальные ОМ) и полкам погрузочных лемехов (забойные ОМ) навесного оборудования конвейера принимается постоянным и равным $f = 0,21$ [4];

- усилия приложены: для забойных ОМ – к геометрическим центрам опорных поверхностей лыж; для завальных ОМ – в точках пересечений оси круглой направляющей с перпендикулярными ей плоскостями, расположенными посередине лыж с захватными элементами трубчатой формы;

- центр масс комбайна расположен посередине длины его основных жестко соединенных корпусных узлов и не зависит от взаимного расположения исполнительных органов.

На рисунке с учетом принятых допущений приведена расчетная схема для определения опорных реакций комбайна УКД 200-250. На схеме приняты следующие обозначения:

R_{ai}, R_{bi}, R_{ci} ($i = 1,2$) – проекции равнодействующих усилий резания для опережающего ($i = 1$) и отстающего ($i = 2$) шнеков, значения которых и координаты точек приложения определяются согласно [4];

R_l – перпендикулярные почве пласта составляющие опорных реакций, формирующихся в $l - x$ ($l = 1...4$) опорах. Здесь и далее ближние по отношению к опережающему шнеку завальная и забойная опоры обозначены соответственно – опора № 1 и опора № 4; дальние по отношению к этому шнеку завальная и забойная опоры – соответственно опора № 2 и опора № 3;

T_1, T_2 – горизонтальные (перпендикулярные груди забоя) составляющие опорных реакций, формирующиеся в 1-ой и 2-ой опорах;

Q_l – силы трения, формирующиеся на поверхностях скольжения лыж $l - x$ опор;

$Q_{1б}, Q_{2б}$ – силы трения, формирующие на боковых поверхностях обратных захватов опор 1 и 2;

R_3, Q_3 – соответственно перпендикулярная почве пласта опорная реакция и сила трения, формирующиеся в эквивалентной забойной опоре;

Y_n – тяговое усилие, формирующееся в рабочей ветви тягового органа;

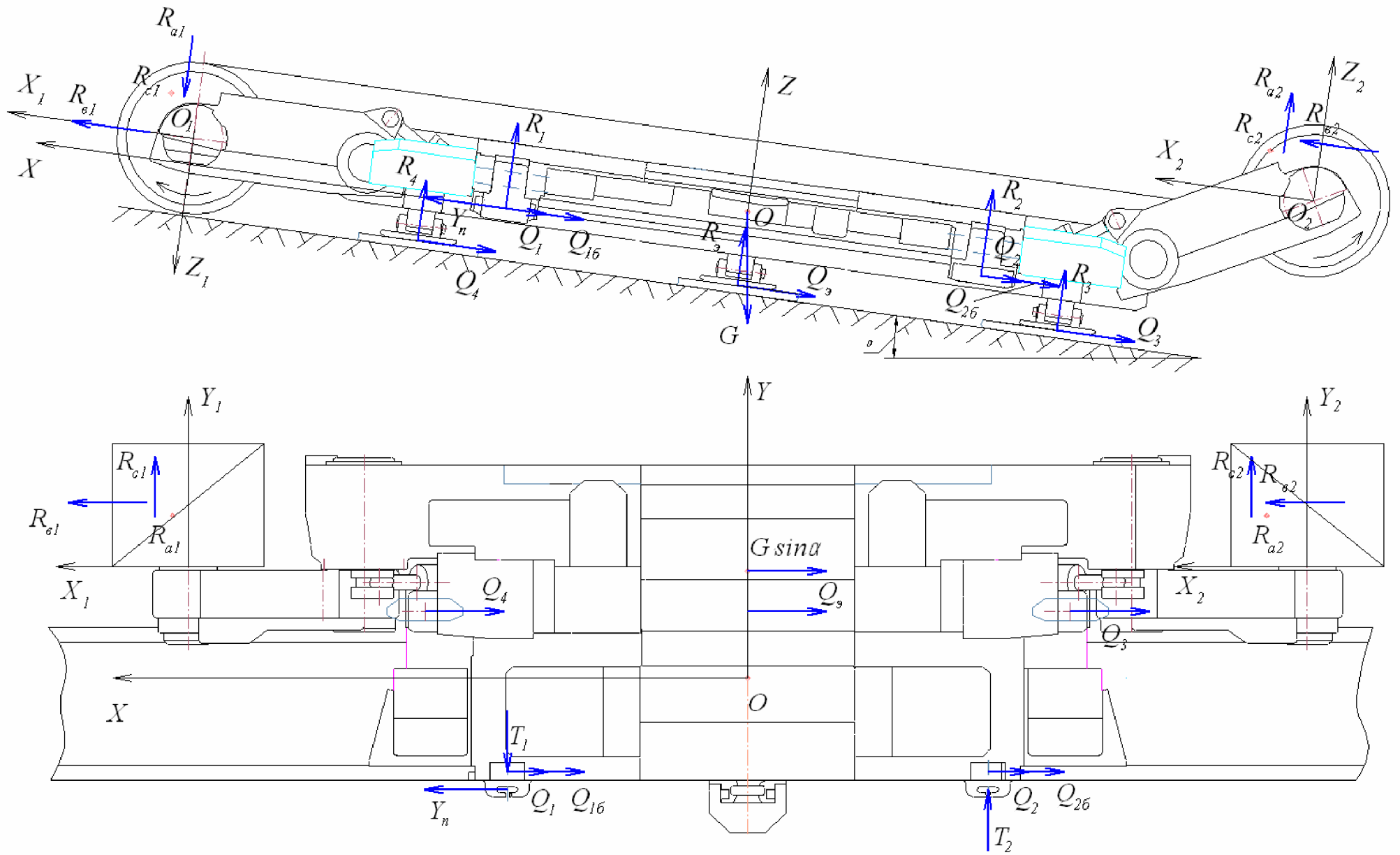


Рисунок – Расчетная схема

G, α – сила тяжести комбайна и угол наклона пласта;

$OXYZ$ – прямоугольная система координат, начало которой лежит в плоскости завальных ОМ и равноудалено относительно ОМ по осям OX и OY ;

$O_i X_i Y_i Z_i$ – прямоугольные системы координат с началами в точках пересечений завальных торцов шнеков с осями их вращения.

Для нахождения неизвестных ($R_l, R_2, R_3, T_1, T_2, Y_n$) составлена система уравнений статики, описывающая равновесие корпуса комбайна под воздействием соответствующих усилий:

$$\begin{cases} Y_n - f(|R_1| + |R_2| + R_3 + T_1 + T_2) + F_x = 0; \\ T_1 - T_2 + F_y = 0; \\ R_1 + R_2 + R_3 + F_z = 0; \\ M_x - (R_1 + R_2)Y_{m1} - R_3 Y_{m3} = 0; \\ M_y + R_1 X_{m1} + R_2 X_{m2} + f R_3 Z_{m3} = 0; \\ M_z - f Y_{m1} (|R_1| + |R_2| + T_1 + T_2) + X_{m1} (T_1 + T_2) - \\ - f R_3 Y_{m3} + Y_n Y_{m1} = 0. \end{cases}$$

В приведенных уравнениях:

$$F_x = R_{b1} + R_{b2} - G \sin \alpha;$$

$$F_y = R_{c1} + R_{c2};$$

$$F_z = -R_{a1} + R_{a2} - G \cos \alpha;$$

$$M_x = R_{a1}(Y_{o1} + Y_{a1}) + R_{c1}(Z_{o1} - Z_{c1}) - \\ - R_{a2}(Y_{o2} + Y_{a2}) + R_{c2}(Z_{o2} + Z_{c2}) + G Y_G \cos \alpha;$$

$$M_y = -R_{a1}(X_{o1} + X_{a1}) - R_{b1}(Z_{o1} - Z_{b1}) + \\ + R_{a2}(X_{o2} - X_{a2}) - R_{b2}(Z_{o2} + Z_{b2}) + G Z_G \sin \alpha;$$

$$M_z = -R_c(X_{o1} + X_{c1}) + R_{b1}(Y_{o1} + Y_{b1}) - \\ - R_{c2}(X_{o2} - X_{c2}) + R_{b2}(Y_{o2} + Y_{b2}) - G Y_G \sin \alpha;$$

X_{oi}, Y_{oi}, Z_{oi} – координаты точек O_i в системе координат $OXYZ$;

X_{ri}, Y_{ri}, Z_{ri} ($r \equiv a, b, c$) – координаты точек приложения равнодействующих сил резания на исполнительных органах R_{ai}, R_{bi}, R_{ci} в системах координат $O_i X_i Y_i Z_i$;

X_{ml}, Y_{ml}, Z_{ml} ($l = 1, 2, l \equiv \varepsilon$) – координаты опорных поверхностей l -го ОМ в системе координат $OXYZ$;

Y_G , Z_G и Y_y – координаты точек приложения силы тяжести G и усилия Y_n в системе координат $OXYZ$ (при этом для инженерных расчетов можно принять $Y_y = Y_{m1}$).

Все вышеуказанные координаты должны приниматься со своими знаками.

Проекции моментов сил с положительным знаком изображены направленными в ту сторону, откуда поворот комбайна вокруг соответствующей оси виден происходящим против хода часовой стрелки.

Решая систему уравнений, получим:

$$R_1 = -\frac{M_x}{2Y_{mэ}} - R_2 - \frac{F_z}{2};$$

$$R_2 = \frac{2M_y Y_{mэ} - M_x (X_{m1} - fZ_{mэ}) - F_z Y_{mэ} (X_{m1} + fZ_{mэ})}{4X_{m1} Y_{mэ}};$$

$$R_y = -R_1 - R_2 - F_z; \quad R_3 = R_4 = 0,5R_y;$$

$$T_1 = \frac{M_z - 2R_y f Y_{mэ} - F_x Y_{m1} - F_y X_{m1}}{2X_{m1}};$$

$$T_2 = T_1 - F_y;$$

$$Y_n = f(|R_1| + |R_2| + R_y + 2\dot{O}_1 - F_y) - F_x.$$

Таким образом, на основании представленной математической модели, используя соответствующую прикладную программу, можно с инженерной точностью рассчитать нагрузки в ОМ рассматриваемого исполнения комбайнов при различных режимах их работы и широком спектре горно-геологических условий.

Список источников.

1. Лысенко Н.М. Снижение динамических нагрузок в корпусной группе очистных комбайнов со шнековыми исполнительными органами: Дис. ... канд. техн. наук. – Донецк, 1985. – 266 с.
2. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов/ Г.В. Малеев, В.Г. Гуляев, Н.Г. Бойко, П.А. Горбатов, В.А. Межаков. – М.: Недра, 1988. – 368 с.
3. Горные машины для подземной добычи угля/ П.А. Горбатов, Г.В. Петрушкин, Н.М. Лысенко, С.В. Павленко, В.В. Косарев. – Донецк: ДонНТУ, 2006. – 669 с.
4. КД12.10.040-99. Изделия угольного машиностроения. Комбайны очистные. Методика выбора параметров и расчета сил резания и подачи на исполнительных органах (взамен ОСТ12.44.258-84). Введен с 01.01.2000. – Донецк: Минуглепром Украины, 1999. – 75 с.