

ГОРНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ

УДК 622.268.1

Б. Л. Герике, Ю. А. Мещерина

ФОРМИРОВАНИЕ НАГРУЗКИ В ПРИВОДЕ ПОДАЧИ СТРЕЛОВИДНОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА ПРИ ЕГО ПОВОРОТЕ В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ

Усилие перемещения исполнительного органа избирательного действия проходческого комбайна по забою, наряду с усилиями на резцах коронки, играет определяющую роль в обеспечении разрушения горного массива и затрат электроэнергии при проведении горных выработок [1].

Известно, что усилие перемещения – величина переменная, которая зависит от конструктивных особенностей комбайна [2]. Однако причины возникновения этих зависимостей в источниках не раскрыты.

Ниже предлагается теоретическое обоснование формирования усилий перемещения исполнительного органа по забою с целью использования полученных результатов для стабилизации условий разрушения горного массива.

При решении поставленной задачи будем исходить из следующих предпосылок.

1. Усилие подачи во всем диапазоне работы привода остается постоянным.

2. Поворотная турель стрелы жесткая, и действующие силы не вызывают ее деформации.

3. Величину усилия подачи определяем из равенства моментов сил относительно точки поворота турели.

4. Расчетные формулы должны обеспечивать погрешность результатов не более 3%.

Кинематическая схема горизонтального поворота и действующих сил представлена на рис. 1.

Силы, действующие на турель комбайна со стороны гидроцилиндров соответственно равны

$$F_{np} = p \cdot S_{np} = p \frac{\pi D^2}{4};$$

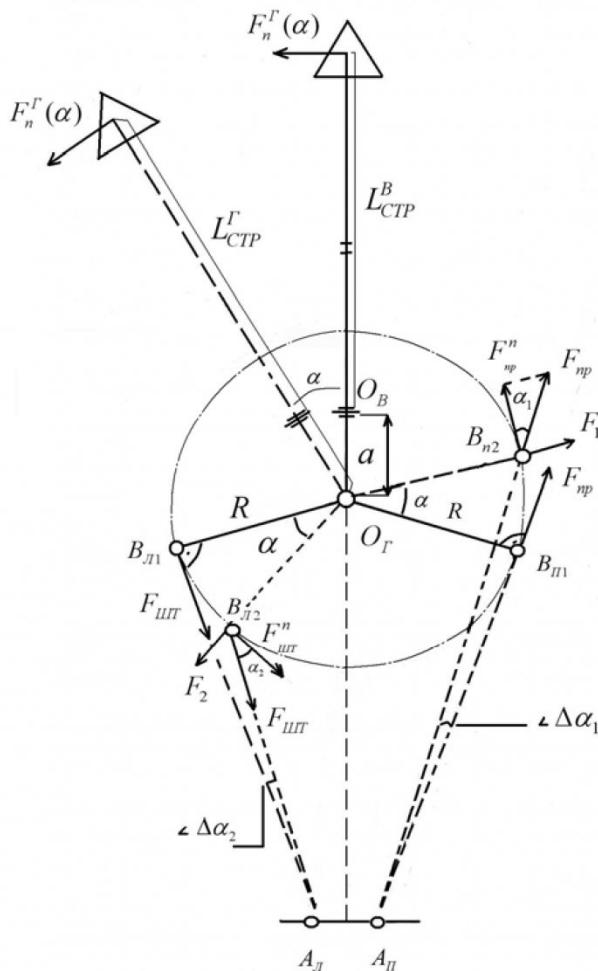


Рис. 1. Кинематическая схема формирования усилия подачи при горизонтальном повороте исполнительного органа:

O_G – центр вращения турели и горизонтального вращения стрелы исполнительного органа;

A_L и A_P – точки крепления корпусов гидроцилиндров поворота;

B_L и B_P – точки крепления штоков гидроцилиндров поворота;

α - угол поворота стрелы от продольной оси комбайна вправо (+α) или влево (-α).

$$F_{uit} = p \cdot S_{uit} = p \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

где F_{np} – сила, действующая на турель при подаче рабочей жидкости в поршневую полость гидроцилиндра;

F_{uit} – сила, действующая на турель при подаче рабочей жидкости в штоковую полость гидроцилиндра;

S_{np} – площадь поршня;

S_{uit} – площадь поршня со штоковой стороны;

p – давление жидкости в гидросистеме;

D – диаметр поршня;

d – диаметр штока.

Для сил \bar{F}_{np} и \bar{F}_{uit} справедливы векторные равенства

$$\bar{F}_{np} = \bar{F}_1 + \bar{F}_{np}^n ;$$

$$\bar{F}_{uit} = \bar{F}_2 + \bar{F}_{uit}^n ,$$

где \bar{F}_1 , \bar{F}_2 – действующие на турель радиальные силы, вызывающие внутренние напряжения в турели, и, в соответствии с принятыми допущениями, не вызывающие ее деформации;

\bar{F}_{np}^n , \bar{F}_{uit}^n – тангенциальные силы, обеспечивающие поворот турели и стрелы.

Скалярные величины тангенциальных сил равны

$$F_{np}^n = F_{np} \cos \alpha_1 = \\ = F_{np} \cos(\alpha - \Delta\alpha_1);$$

$$F_{uit}^n = F_{uit} \cos \alpha_2 = \\ = F_{uit} \cos(\alpha + \Delta\alpha_2),$$

где $\Delta\alpha_1$, $\Delta\alpha_2$ – углы поворота правого и левого гидроцилиндров при повороте турели.

Учитывая известные тригонометрические формулы и относительную малость углов $\Delta\alpha_1$ и $\Delta\alpha_2$, можно принять (с погрешностью не более 3%) $\sin(\Delta\alpha_1) = 0$, $\sin(\Delta\alpha_2) = 0$, $\cos(\Delta\alpha_1) = 1$, $\cos(\Delta\alpha_2) = 1$, т.е.

$$\cos(\alpha - \Delta\alpha_1) = \cos(\alpha + \Delta\alpha_2).$$

На усилие подачи влияет не длина стрелы, а величина ее проекции на горизонтальную плоскость

$$L_{CTP}^T = \alpha + L_{CTP}^B \cos \varphi ,$$

где a – расстояние от оси вертикального перемещения стрелы до оси горизонтального поворота (для большинства комбайнов $a > 0$);

φ – угол вертикального подъема стрелы от горизонтальной плоскости;

L_{CTP}^B – фактическая длина стрелы от вертикальной оси до коронки (при наличии телескопа изменяется на величину его выдвижения).

С учетом изложенного запишем равенство моментов сил относительно оси вращения турели

$$F_n^G(\alpha, \varphi) \cdot (\alpha + L_{CTP}^B \cos \varphi) = \\ = p \frac{\pi D^2}{4},$$

где R – радиус турели (радиус точек крепления штоков гидроцилиндров с турелью).

Отсюда можно определить величину усилия подачи

$$F_n^G(\alpha, \varphi) = \\ = p \frac{\pi R(2D^2 - d^2)}{4L_{CTP}^B} \frac{\cos \alpha}{\frac{a}{L_{CTP}^B} + \cos \varphi}.$$

Учитывая, что для каждого

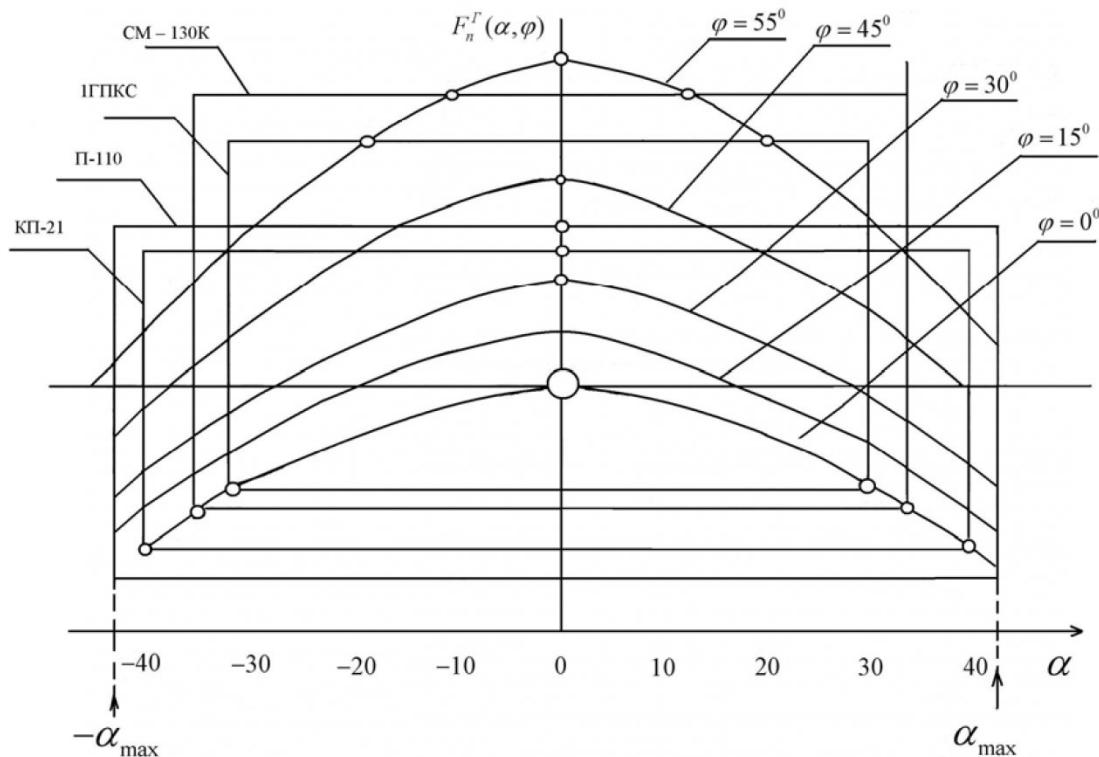


Рис. 2. Зависимость усилий горизонтальной подачи от горизонтальных углов поворота и вертикального подъема

конкретного комбайна величины R , L_{CTP}^B , D , d , a постоянны, можно записать

$$F_n^{\Gamma}(\alpha, \varphi) = pC \frac{\cos \alpha}{E + \cos \varphi},$$

где $C = \frac{\pi R(2D^2 - d^2)}{4L_{CTP}^B}$ - кон-

станта с размерностью [L^2];

$E = a / L_{CTP}^B$ - безразмерная константа ($E < 0,2$).

Характер зависимости усилий горизонтальной подачи от углов поворота турели α и подъема φ представлен на рис. 2.

Усилие горизонтальной подачи прямо пропорционально давлению в гидросистеме привода, создаваемому насосом, уменьшается прямо пропорционально косинусу горизонтального угла поворота, и почти обратно пропорционально косинусу угла подъема стрелы исполнительного органа.

Неравномерность величины усилия равна разности усилий в крайних точках

$$\Delta F_n^{\Gamma} = F_n^{\Gamma}(\alpha = 0, \varphi = \varphi_{max}) -$$

$$- F_n^{\Gamma}(\alpha = \alpha_{max}, \varphi = 0).$$

Относительная неравномерность усилия подачи представляется выражением

$$\delta F_n^{\Gamma} = \frac{\Delta F_n^{\Gamma}}{F_n^{\Gamma}(\alpha = 0, \varphi = 0)}.$$

В качестве примера приведем относительную неравномерность усилия подачи нескольких современных комбайнов:

комбайн СМ-130К

$$\delta F_n^{\Gamma} = I_{-0.20}^{+0.42} = 62\%;$$

комбайн 1ГПКС

$$\delta F_n^{\Gamma} = I_{-0.20}^{+0.35} = 55\%;$$

комбайн П-110

$$\delta F_n^{\Gamma} = I_{-0.28}^{+0.23} = 51\%;$$

комбайн КП-21

$$\delta F_n^{\Gamma} = I_{-0.25}^{+0.20} = 45\%.$$

Выходы

1. Усилие горизонтальной подачи исполнительного органа существенно зависит от углов

горизонтального поворота и вертикального подъема стрелы. Неравномерность усилия горизонтальной подачи обусловлена основными свойствами гидропривода, превращающего поступательное движение штоков гидроцилиндров в поворотное движение турели и стрелы при расположении опор конусов гидроцилиндров за пределами окружности, описываемой турелью.

2. Относительная неравномерность усилий перемещения современных комбайнов, находящаяся в пределах 45...62%, нарушает согласованность формирования усилий на резцах коронки, что негативно влияет на режим работы главного электродвигателя исполнительного органа. Стабилизация усилия перемещения является актуальной и перспективной задачей, решение которой позволит существенно упорядочить формирование нагрузки в электромеханической системе привода проходческого комбайна.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Малевич Н. А. Горнопроходческие машины и комплексы – М.: Недра, 1980 – 384 с.
2. Солод В. И., Зайков В. И., Первов К. М. Горные машины и автоматизированные комплексы – М.: Недра, 1981 – 504 с.

□ Авторы статьи:

Герике

Борис Людвигович
- докт. техн. наук проф.,
гл. науч. сотр. ИУУ СО РАН

Мещерина

Юлия Альбертовна
- ассистент СибГИУ

УДК 622.002.5 – 587.001.66

Б.И. Коган, А.Н. Черданцева

КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ РЕДУКТОРОВ

Качество редукторов (показатели назначения, технологичность, надежность) в значительной мере определяет качество горных машин.

Конструкция редуктора должна отвечать функциональному назначению, иметь соответствующие параметры, быть

надежной и технологичной.

Технологичность – это совокупность свойств конструкции изделия, определяющих ее приспособленность к достижению оптимальных затрат при производстве, эксплуатации и ремонте для заданных показателей качества, объема и условий

производства (ГОСТ 14.205 – 83). Показатели технологичности конструкций определены ГОСТ 14.201 – 83. Для редукторов из них можно выделить трудоемкость изготовления деталей, сборки и ремонта при обеспечении линейного контакта зубьев (функциональная тех-