

УДК 621.86

Д. С. Червяков, К. В. Овсянников, канд. техн. наук,
Г. С. Ленецкий, канд. техн. наук

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УДАРА СКИПА ШАХТНОГО ПОДЪЕМНИКА О СОЧЛЕНЕНИЕ НАПРАВЛЯЮЩИХ

Данная статья представляет конечную математическую модель удара скипа шахтного подъемника о сочленение направляющих.

В настоящее время, в связи с износом шахтного оборудования, увеличились случаи травматизма рабочих из-за неисправностей ствола шахты. Поэтому время между техническими осмотрами шахты из года в год неуклонно сокращается. В целях увеличения безопасности использования таких шахт целесообразно автоматизировать осмотр, то есть поставить на скип или клеть такое устройство, которое бы позволяло оценить состояние ствола шахты в любой момент времени. Одним из параметров контроля может являться сила удара скипа о сочленение направляющих, которую можно оценить путем измерения изменения тока якоря электродвигателя относительно среднего тока. Для этого необходимо разработать оценочную модель удара скипа о сочленение, что и является целью данной статьи.

Будем считать, что точка крепления троса клетки находится строго на геометрической оси скипа и при движении перекосов не возникает и, соответственно, динамических перегрузок на стыках нет. При этом дальнейшее рассмотрение будет касаться одноканатных грузоподъемных установок (ГПУ).

Единственный случай, когда будет происходить перекося клетки – это неравномерная (геометрически) загрузка. В общем случае масса полностью загруженной клетки состоит из двух масс: масса пустой клетки и собственно масса груза.

Учитывая то, что груз, перевозимый клетью (люди, оборудование и т.д.), занимают определенный объем, будем рассматривать следующий вариант загрузки: при полной загрузке объем груза занимает половину вместимости кабины (рис. 1). В действительности конечно загрузка может быть самой различной, но в большинстве случаев данная модель является наиболее адекватной.

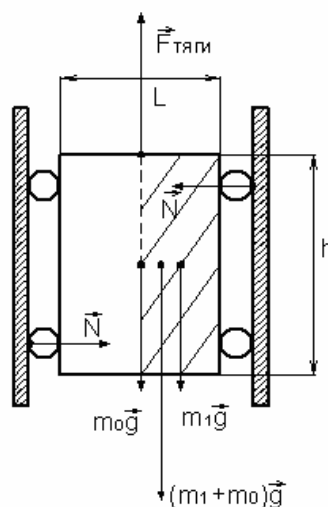


Рис. 1. Распределение груза в кабине подъемника

Принимая такую модель, для упрощения расчетов будем также считать, что масса груза распределена в своем объеме равномерно. В этом случае суммарная сила тяжести клетки и груза будет приложена параллельно оси действия силы тяги двигателя и будет создавать крутящий момент, стремящийся повернуть кабину в нашем случае по часовой стрелке. Соответственно о направляющие опираются точки кабины, расположенные симметрично по диагонали и со стороны направляющих возникает реакция опоры N . В качестве точек соприкосновения могут выступать как колеса так и салазки. Так как салазки имеют радиус скругления, то их можно в приведенной модели рассматривать как колеса определенного радиуса. Расчет реакции опоры N проводится в момент, когда все четыре колеса опираются на направляющие и ни одно не попало на стык. Правило моментов для кабины в точке A (рис. 2) имеет вид:

$$N \frac{h}{2} + N \frac{h}{2} = \frac{mgL}{8};$$

$$N = \frac{mgL}{8h}. \quad (1)$$

где L – ширина кабины; h – высота кабины; m – масса кабины и груза.

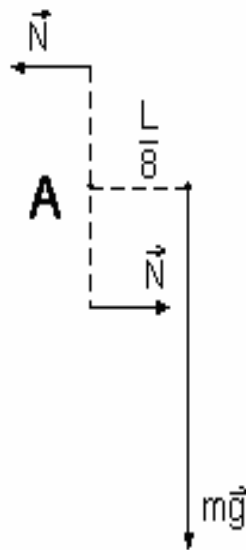


Рис. 2. Схема расчета реакции опоры

То есть реакция опоры зависит только от загрузки кабины и ее геометрических параметров.

При ударе колеса о стык возникает сила удара о кромку следующей рельсовой направляющей. Эта сила удара всегда будет направлена к центру колеса (рис. 3).

Ее можно разложить на две составляющие: вертикальную F_y и горизонтальную F_x . При этом совершенно очевидно, что горизонтальная составляющая $F_x = N$, ибо крутящий момент не изменяется, а вот F_y создает динамическую перегрузку. Ось, вдоль которой действует сила удара $F_{уд}$ можно взять в качестве направляющей расчета вертикальной составляющей F_y .

Обозначим через угол α отклонение силы удара от горизонтали (см. рис. 3). Тогда из расчетной схемы (рис. 4) получаем:

$$N \cos \alpha_{OB} = F_y \sin \alpha_{OB};$$

$$F_y = N \operatorname{ctg} \alpha. \quad (2)$$

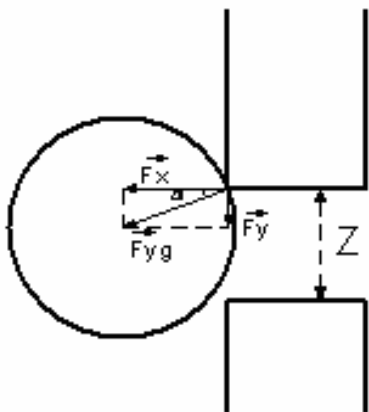


Рис. 3. Удар колеса кабины о сочленение направляющих

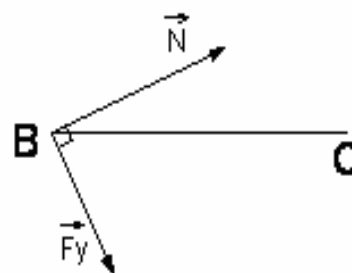


Рис. 4. Расчетная схема для силы удара

В частном случае колесо клетки может в момент удара касаться обеих направляющих, тогда угол α можно найти:

$$\sin \alpha = \frac{z}{2R},$$

$$\operatorname{ctg} \alpha = \frac{\sqrt{1 - \frac{z^2}{4R^2}}}{\frac{z}{2R}} = \frac{\sqrt{4R^2 - z^2}}{z}, \quad (3)$$

но если рассматривать общий случай, то касание колесом обеих направляющих необязательно. То есть в общем случае угол α зависит от скорости клетки.

Для расчета угла α рассмотрим рис. 5. Если клетка движется со скоростью x , то очевидно центр колеса движется с этой же линейной скоростью x .

С момента скатывания с нижней направляющей и до момента удара колесо клетки под действием крутящего момента, обусловленного неравномерностью загрузки, проходит в горизонтальной плоскости некоторое расстояние X (см. рис. 5). При этом колесо имеет ускорение в плоскости, перпендикулярной направляющим, обусловленное этим крутящим моментом. Количественно его выражает реакция опоры N , поэтому

$$a = \frac{N}{m}, \quad (4)$$

где m – масса клетки с грузом; N – реакция опоры.

Из законов кинематики это расстояние X можно вычислить следующим образом:

$$X = \frac{at^2}{2}, \quad (5)$$

где t – время движения колеса в горизонтальной плоскости.

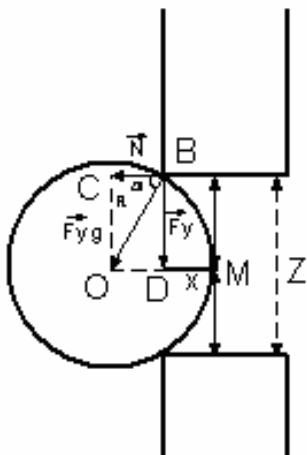


Рис. 5. Общий случай приложения силы удара

Будем считать, что колесо вращается на стыке равномерно, с угловой скоростью

$$\omega = \frac{v}{R}. \quad (6)$$

Тогда, учитывая что время соскока мало, колесо с момента съезда с нижней направляющей и до удара поворачивается на угол α . То есть

$$\alpha = \omega t. \quad (7)$$

Исключая время t из (5) и (7) получаем:

$$X = \frac{N\alpha^2 R^2}{2mv^2}. \quad (8)$$

Из рис. 4 следует, что

$$\cos \alpha = 1 - \frac{N\alpha^2 R}{2mv^2}. \quad (9)$$

В итоге мы получили уравнение относительно угла поворота α . Оно трансцендентное, но учитывая малость угла α , можно считать $\sin \alpha \approx \alpha$. В этом случае уравнение (9) переписется в виде:

$$\cos \alpha = 1 - \frac{NR}{2mv^2} \sin^2 \alpha. \quad (10)$$

Далее решая уравнение (10) относительно $\cos \alpha$, получаем

$$\cos \alpha = \left(1 \pm \left(\frac{NR}{mv^2} - 1 \right) \right) \cdot \frac{mv^2}{NR};$$

или $\cos \alpha_1 = 1; \quad \cos \alpha_2 = \frac{2mv^2}{NR} - 1.$

Так как при $\cos \alpha = 1$ угол $\alpha = 0$, то это не имеет физического смысла и мы имеем единственное решение.

Так как перегрузка $F_y = N \operatorname{ctg} \alpha$, то

$$F_y = \frac{\left(\frac{2mv^2}{R} - N \right)}{\sqrt{\frac{4mv^2}{NR} \left(1 - \frac{mv^2}{NR} \right)}}.$$

В большинстве случаев сочленение между направляющими не превышает 5...10 мм. Следовательно, можно считать, что колесо клетки при ударе о стык касается обеих направляющих. В этом случае последнее выражение упрощается:

$$F_y = \frac{4mv^2 - 2NR}{z}. \quad (11)$$

Подставив значение N из (1) в (11), получаем:

$$F_y = \frac{mg}{z} \left(\frac{4v^2}{g} - \frac{LR}{4h} \right). \quad (12)$$

Подставив параметры клетки и скорость ее движения в выражение (12), можно получить относительную силу:

$$\frac{F_y}{mg} = 0,003 \quad \text{или} \quad \frac{F_y}{mg} = 0,3 \%.$$

Естественно, количественная оценка F_y может меняться в зависимости от величин mg и v , если меняются параметры кабины и скорость ее движения, но за основу для моделирования перегружающей силы можно взять именно это значение.

Так как сила тяги пропорциональна статическому моменту, то очевидно, что и перегружающий момент связан со статическим следующей зависимостью:

$$M_y = 0,003Mc. \quad (13)$$

Случай горизонтального передвижения клетки аналогичен рассмотренному выше. Отличие заключается в том, что теперь реакция опоры зависит только от загрузки клетки.

При ударе колеса о стык возникает сила удара о кромку следующей рельсовой направляющей. Эта сила удара также будет направлена к центру колеса.

Как любую силу, эту силу удара можно разложить на две составляющие: вертикальную F_y и горизонтальную F_x . При этом совершенно очевидно, что составляющая $F_y = N$, ибо момент, обусловленный силой тяжести, не изменяется, а

вот F_x – перегружающая сила, которая создает динамическую перегрузку. Ось, по которой действует сила удара $F_{хд}$ можно взять за направляющую расчета составляющей F_x .

В этом случае получается расчетная схема такая же как и рассмотренная выше (рис. 6).

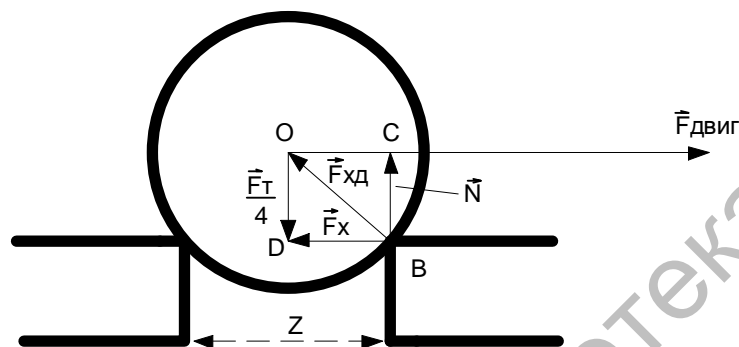


Рис. 6. Перегружающая сила при горизонтальном движении клетки

Для нее справедливы следующие выражения:

$$\begin{cases} N = \frac{mg}{4}; \\ F_x = Nctg\alpha. \end{cases} \quad (14)$$

С момента скатывания с нижней направляющей и до момента удара колесо клетки под действием силы тяжести проходит в вертикальной плоскости некоторое расстояние X . При этом колесо имеет ускорение в горизонтальной плоскости, обусловленное этим поворотным моментом. Количественно его выражает реакция опоры N , поэтому:

$$a = \frac{N}{m},$$

где m – масса клетки с грузом; N – реакция опоры.

Предполагается, что колесо вращается на стыке равномерно, с угловой скоростью $\omega = \frac{v}{R}$ и проходит расстояние $X = \frac{at^2}{2}$, где t – время движения колеса в горизонтальной плоскости.

Учитывая, что время соскока мало, колесо с момента съезда с нижней направляющей и до удара поворачивается на угол α . То есть $\alpha = \omega t$.

Тогда

$$X = \frac{N\alpha^2 R^2}{2m\omega^2},$$

т. е. то же выражение, что и при движении клетки по вертикали.

Последовательно используя выражения (8)...(11), можно получить конечное выражение для нахождения перегружающей силы, а следовательно и момента, только уже в горизонтальной плоскости:

$$F_x = mg \frac{8v^2 - Rg}{2zg}. \quad (15)$$

Возможен также и третий случай – случай движения клетки по наклонной плоскости (рис. 7). Наклон шахты к горизонтальной поверхности характеризуется углом φ .

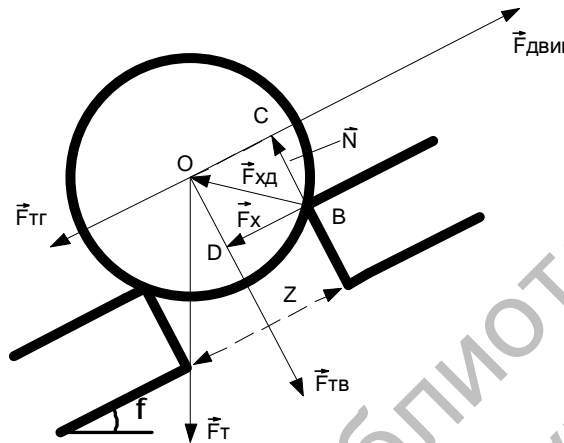


Рис. 7. Движение клетки по наклонной плоскости

Для такой схемы справедливы следующие выражения:

$$\begin{cases} N = \frac{1}{4} mg \cos \varphi; \\ F_x = Nctg \alpha. \end{cases} \quad (16)$$

Далее используя те же рассуждения, можно получить выражение:

$$F_x = mg \frac{8v^2 - Rg \cos \varphi}{2zg}. \quad (17)$$

Таким образом, получены выражения для оценки величины динамических перегрузок при движении клетки шахтного подъемника по наклонной плоскости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Киселев, Н. В.** Электроприводы с распределенными параметрами / Н. В. Киселев, В. Н. Мядель, Л. Н. Рассудов. – Л. : Судостроение, 1985. – 220 с.
2. **Воронов, А. А.** Основы теории автоматического управления: особые линейные и нелинейные системы / А. А. Воронов. – 2-е изд. перераб. – М. : Энергоиздат, 1981. – 304 с. : ил.
3. **Пискунов, Н. С.** Дифференциальное и интегральное исчисление : учеб. пособие для втузов / Н. С. Пискунов. – 13-е изд. – М. : Наука, 1985. – 560 с.
4. **Рассудов Л. Н.** Аппроксимация трансцендентных передаточных функций использованием разложений в степенные ряды / Л. Н. Рассудов, А. А. Прокопов // Вопросы теории и расчета элементов и систем АЭП. – 1982. – Вып. 3. – С. 30-32.
5. **Плис, А. И.** Mathcad 2000. Математический практикум для экономистов и инженеров : учеб.

пособие / А. И. Плис, Н. А Сливина. – М. : Финансы и статистика, 2000. – 656 с.

6. **Дьяконов, В. П.** МATHCAD 8/2000 : Специальный справ. – СПб. : Питер, 2000. – 592 с.

7. **Червяков, Д. С.** Возможность получения аппроксимированных математических моделей электропривода грузоподъемных установок / Д. С. Червяков // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т. – С. 300-301.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 15.02.2006

D. S. Chervyakov, K. V. Ovsianikov,

G. S. Lenevsky

Mathematical model mine lift wheel

impact about a joint directing

Belarusian-Russian University

Given article represents final mathematical model of impact of a wheel of the mine lift about a joint directing.