

УДК 622.015.002.5

С. В. Соловьёв, аспирант,

Научные руководители: **А. М. Балабышко**, д.т.н., проф., **Д. А. Кузиев**, к.т.н., доц., Московский государственный горный университет

E-mail: Kantovich70@yandex.ru

Анализ энергоемкости работы механизма поворота карьерного драглайна

В работе приводятся данные по анализу энергоемкости работы механизма поворота карьерного драглайна с учетом кинематических особенностей траекторного движения его ковша в забое.

Ключевые слова: драглайн, забойная производительность, поворотная платформа, энергоемкость поворотного механизма.

S. V. Solovyov, A. M. Balabyshko, D. A. Kuziev

Analysis of Energy Work Career Dragline Swing Mechanism

The paper presents data on the analysis of energy consumption of the mechanism of rotation of career dragline considering kinematic features of the trajectory of motion at the bottom of his bucket.

Keywords: dragline, downhole performance, turntable, power consumption of the rotary mechanism.

Считается, что при отработке уступа забойная производительность драглайна зависит от многих факторов, например, прочности породы и продолжительности поворота драглайна на выгрузку ковша и возврат его в забой. Длительность поворота обусловлена, в основном, величиной угла поворота драглайна в конкретном забое. Так же известно, что поворот драглайна с гружёным ковшом и возврат в забой занимает до 70% длительности всего рабочего цикла [1]. Продолжительность которого, в конкретном забое на угол φ_3 , определяется по известной зависимости [1]: $T_{цз} = T_{цп}(1 + 2,333\varphi_3/\varphi_п)/3.333$, с (1), где $T_{цп}$ - продолжительность рабочего цикла драглайна при паспортном угле поворота на выгрузку - $\varphi_п = 135^\circ$.

Средневзвешенная мощность двухдвигательного привода механизма поворота драглайна составит [2]:

$$N_п = k_д k_я \omega^2 (I_г + I_п)(1/\eta_п + 3\eta_п)/(t_{пр} + t_{пн}), \text{ Вт} \quad (2)$$

где k_d – коэффициент динамичности работы привода поворота драглайна; $k_{я}$ – коэффициент, учитывающий момент инерции якоря двигателя, $k_{я} = 1,1$, [2]; ω – угловая скорость вращения платформы драглайна, рад/с; I_2, I_n – моменты инерции поворотной платформы с грузёным и порожним ковшом соответственно, кг·м²; $\eta_{п}$ – КПД трансмиссии механизма поворота драглайна, $\eta_{п} = 0,8$, [2].

С учётом выше изложенного и того, что $t_{пр}$ практически равно $t_{пн}$ и $I_r + I_n = E\rho_n[k_r(1 + k_r) + k_n]R^2(\varphi)$, кг·м² (3) уравнение (2) после некоторых алгебраических преобразований принимает вид: $N_n = k_d k_{я} \omega^2 E \rho_n [k_r(1 + k_r) + k_n] R^2(\varphi) (1/\eta_n + 3\eta_n) / 2t_{пр}$, Вт (4) где k_r , k_n – коэффициент, учитывающий момент инерции вращающихся частей драглайна (поворотной платформы, стрелы с блоками, ковша с породой и без нее относительно оси вращения платформы) при повороте на выгрузку с грузёным и в забой с порожним ковшом соответственно, $k_r = 1,74$ [2], $k_n = 3,57$ [2]; $R(\varphi)$ – радиус инерции маховых масс верхнего строения драглайна, при его повороте на угол $0 \leq \varphi \leq \varphi_3$, м.

Далее поделив выражение (4) на цикловую производительность драглайна – $E/T_{цз}$ с учётом того, что $2t_{пр} = 2\varphi_3/\omega$, (5) получим энергоёмкость – $H_{wп}^n$ работы механизма поворота драглайна в течение цикла:

$$H_{wп}^n = k_d k_{я} \omega^3 \rho_n [k_r(1 + k_r) + k_n] R^2(\varphi) (1/\eta_n + 3\eta_n) T_{цз} / 2\varphi_3, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^3/\text{с}} \quad (6)$$

В начале поворота драглайна на выгрузку с грузёным ковшом (в конце черпания) машинист осуществляет синхронизацию поворотного и траекторного движения ковша во взаимно перпендикулярных плоскостях. При этом радиус инерции маховых масс поворотной части драглайна равен $R = r$ (рис.1), где r – наименьший радиус выгрузки (наименьший радиус положения ковша драглайна в конце черпания), определяемый суммой радиусов вращения хвостовой части подкрановых балок и оси пят стрелы. Учитывая то, что радиус инерции маховых масс драглайна принимает максимальное значение $R = R_ч$ одновременно с достижением угла поворота φ_x , после которого радиус инерции не зависит от величины конечного угла поворота φ_3 (рис.2), то есть: $R(\varphi) = r + (R_ч - r)\varphi/\varphi_x$, при $0 \leq \varphi \leq \varphi_x$, (7); $R = R_ч$, при $\varphi_x \leq \varphi \leq \varphi_3$, (8)

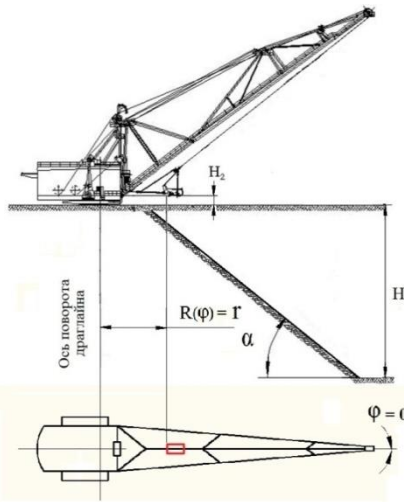


Рис. 1. Положение драглайна в конце черпания (в начале поворота на выгрузку)

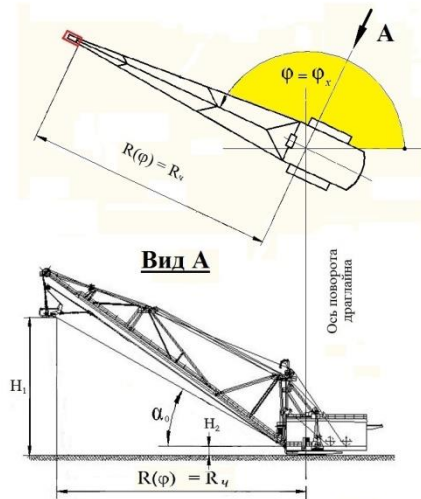


Рис. 2. Положение драглайна при достижении угла поворота - φ_x

В момент разгрузки ковша радиус инерции равен наибольшему радиусу черпания или радиусу выгрузки ковша драглайна. В момент разгрузки ковша (рис.3), так же как в начале черпания (рис.4) $R = R_ч$, здесь $R_ч$ - наибольший радиус черпания или выгрузки драглайна. Зависимость радиуса инерции маховых масс драглайна от угла поворота представлена на рисунке 5.

При повороте платформы драглайна с гружёным ковшом на разгрузку требуется «травление» тягового каната, поэтому работа тягового механизма протекает при повышенной скорости - V_T , превышающей номинальную - V_T на 10-20% [2]. Угол α_0 образованный наклоном касательной траектории движения ковша в вертикальной плоскости к горизонтали, в соответствии с расчётной схемой, приведенной на рисунке 2, определяется из выражения $\alpha_0 = \arctg[(H_1 - H_2)/R_ч]$, (9). Соответственно скорость траекторного движения ковша в горизонтальной плоскости - V_T с учётом уравнения (9) составит: $V_T = 1,15V_T \cos \arctg[(H_1 - H_2)/R_ч]$, (10) [3].

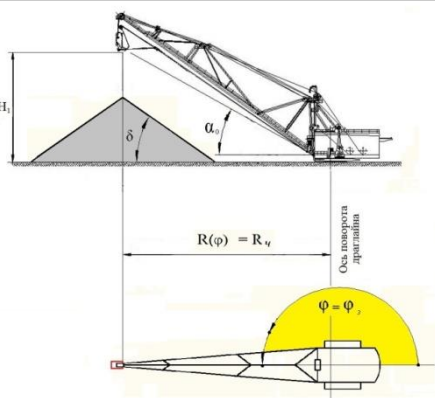


Рис. 3. Положение драглайна в момент разгрузки ковша

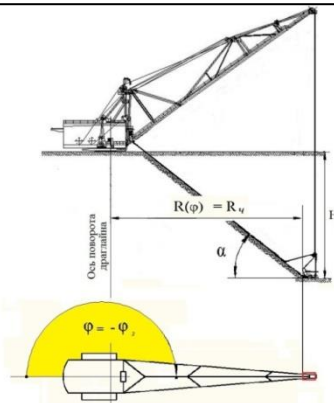


Рис. 4. Положение драглайна в момент начала черпания

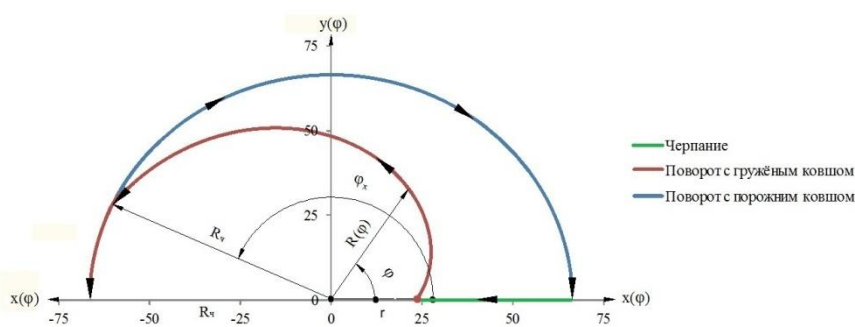


Рис. 5. Зависимость величины радиуса инерции от угла поворота драглайна

Длительность достижения радиусом инерции величины наибольшего радиуса выгрузки ковша драглайна - $R_{\text{ч}}$ при его траекторном движении в горизонтальной плоскости определится как частное от деления $R_{\text{ч}}/V_{\text{т}}$. С другой стороны, длительность достижения радиусом инерции величины наибольшего значения - $R_{\text{ч}}$ при его поворотном движении определяется как частное от деления φ_x/ω . С учётом синхронизации двух этих движений ковша угол поворота - φ_x определяется из выражения:

$$\varphi_x = \omega R_{\text{ч}} / 1,15 V_{\text{т}} \cos \arctg[(H_1 - H_2)/R_{\text{ч}}] \quad (11)$$

Анализ зависимости (уравнения (6)) энергоёмкости работы механизма поворота драглайна в течение цикла - $H_{\text{вп}}^{\text{п}}$ с учётом кинематических особенностей траекторного движения ковша в забое (уравнение (11), рис. 5) свидетельствует, что энергоёмкость работы поворотного механизма прямо пропорциональна коэффициенту динамичности его работы - $k_{\text{д}}$; кубу угловой скорости вращения платформы драглайна - ω ; квадрату радиуса инерции маховых масс верхнего строения драглайна - $R(\varphi)$; продолжительности рабочего цикла

драглайна - $T_{цз}$ и обратно пропорциональна двойному углу поворота верхнего строения драглайна в конкретном забое - φ_3 .

Список литературы

1. **Подерни Р.Ю.** Механическое оборудование карьеров: Учебник для вузов. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство Московского государственного горного университета, 2007. – 680 с.: ил. (ГОРНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ)

2. **Чулков Н.Н., Чулков А.Н.** Расчёт приводов карьерных машин. – М.: «Машиностроение», 1979, - 104 с., ил.

3. **Соловьев С.В.** Анализ основных кинематических и силовых параметров мощного карьерного драглайна. В сб. материалов 9-ой международной молодежной научной школы «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых» Том 2. – М.: ИПКОН РАН, 2012 - С. 207 – 210