

УДК 621.923

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДВИЖИТЕЛЯ БСП НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ МАШИНЫ

Горобец И.А., канд. техн. наук, проф.,

Бойко Н.Г., докт. техн. наук, проф.,

Донецкий национальный технический университет

Исследовано влияние параметров профиля зубьев движителя БСП и место расположения движителя на корпусе комбайна на производительность машины

Influence of parameters of tooth the wheel CHS and the location wheel on the case of a combine on productivity of the machine is investigated

Проблема и ее связь с научными или практическими задачами. С целью повышения производительности очистные комбайны оснащаются электрическими двигателями повышенной мощности, которые располагаются либо в непосредственной близости, либо в самом исполнительном органе. Для перемещения очистных комбайнов в настоящее время используются бесцепные системы перемещения (БСП) колесно-реечного типа, обладающие повышенной безопасностью.

Анализ исследований и публикаций. Исследованиями [1,2] установлены особенности эксплуатации комбайнов с БСП, на которые оказывают влияния как технологические погрешности изготовления элементов реек, так и геометрия профиля зубьев движителя. Погрешности изготовления профиля зубьев, изменения межцентрового расстояния вызывают неравномерность как тягового усилия, так и скорости перемещения комбайна (коэффициент неравномерности скорости перемещения достигает величины 1,10, а тягового усилия - 1,54) [1]. Отсутствие оптимального профиля зубьев приводного колеса и рейки обуславливают также и невысокий КПД движителя, мгновенная величина которого может находиться в пределах 0,5-0,93 [1].

Исследованиями [2,3] установлена возможность определения оптимального профиля зубьев, позволяющая в реальных условиях современного производства с учетом погрешностей изготовления элементов зацепления (зубьев, цевок), их взаимного пространственного

положения снизить неравномерность скорости перемещения и тягового усилия, повысить мгновенный и средний КПД движителя БСП.

Известны решения компоновок очистных комбайнов некоторых как зарубежных фирм (например, АМ-420, Великобритания), так и отечественных (например, КА-80 с БСП, Донгипроуглемаш) у которых движитель БСП располагался с забойной стороны скребкового конвейера [1].

Постановка задачи. В настоящее время вопросы влияния параметров зубчатого зацепления движителя БСП, его кинематических и силовых характеристик и расположения колесно-реечного движителя относительно корпуса комбайна на производительность горной машины изучены недостаточно.

Цель и задачи исследований. Целью исследований является определение направлений дальнейшего повышения производительности очистного комбайна. Задачами исследований являются определение влияния места расположения движителя БСП, его кинематических и силовых характеристик на производительность горной машины.

Изложение материала и результаты. Поскольку минутная производительность комбайна пропорциональна скорости его перемещения, то справедливо

$$\frac{Q_2}{Q_1} \equiv \frac{V_{k2}}{V_{k1}}, \quad (1)$$

где Q_2 и Q_1 - производительность, а V_{k2} и V_{k1} - скорость перемещения комбайна с различными характеристиками зацепления приводных элементов БСП.

Составим уравнение баланса мощности комбайна

$$(N_p + N_{\Pi}) \eta_{MP}^{-1} + N_{МП} (\eta_q \eta_{МП})^{-1} \leq M_y \omega_{\text{об}}, \quad (2)$$

где N_p ; N_{Π} ; $N_{МП}$ - мощность, соответствующая разрушению пласта, погрузке разрушенного угля на конвейер, перемещению комбайна; M_y - устойчивый момент двигателя; $\omega_{\text{об}}$ - угловая частота вращения ротора двигателя; η_q ; η_{MP} ; $\eta_{МП}$ - КПД соответственно движителя БСП, механического привода исполнительного органа и механизма перемещения.

Представим

$$N_p = F_p V_p, \quad (3)$$

$$N_{\Pi} = F_{\Pi} V_{\Pi}, \quad (4)$$

где F_p и F_{Π} - усилия разрушения пласта и погрузки угля на конвейер, соответственно; V_p - скорость резания.

Поскольку усилия разрушения пласта и погрузки угля на конвейер пропорциональны толщине среза, а значит, и скорости перемещения комбайна, получим:

$$F_p = F_{0p} + a_p V_k; \quad (5)$$

$$F_{\Pi} = F_{0\Pi} + a_{\Pi} V_k, \quad (6)$$

где F_{0p} и $F_{0\Pi}$ - начальная величина усилий разрушения пласта и погрузки разрушенного пласта, соответственно; V_k - скорость перемещения комбайна; a_p ; a_{Π} - величины, учитывающие свойства угольного пласта, параметры режущего инструмента, режимы работы и схему набора режущего инструмента на исполнительном органе комбайна.

Поскольку

$$M_y = \frac{M_{\phi \max} k_y}{k_{B\psi} (1 + k_B k_{B\psi})}, \quad (7)$$

где $M_{\phi \max}$ - максимальный момент, который может развивать электродвигатель в реальной шахтной сети; $k_{H\psi}$ и $k_{B\psi}$ - коэффициент неравномерности, соответственно, низко- и высокочастотной составляющей момента; k_B - коэффициент, учитывающий качество управления комбайном.

После подстановки (3)...(7) в (2) и решения последнего относительно V_k , получим

$$V_k = \frac{bk_{H\psi}^{-1} - c}{F\eta_q^{-1} + a}, \quad (8)$$

где $a = (a_p + a_{\Pi}) V_p \eta_{M\Pi} \eta_{MP}^{-1}; \quad (9)$

$$b = \frac{(M_{\phi \max} k_y \eta_{M\Pi} \omega_{\text{ос}})}{(1 + k_B k_{B\psi})}; \quad (10)$$

$$c = V_p (F_{0p} + F_{0\Pi}) \eta_{M\Pi} \eta_{MP}^{-1}.$$

Тогда выражение (1) будет иметь вид

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{bk_{H\psi 2}^{-1} - c}{bk_{H\psi 1}^{-1} - c} \cdot \frac{F_1 \eta_{q1}^{-1} + a}{F_2 \eta_{q2}^{-1} + a}. \quad (11)$$

Представим $k_{HЧ}$ в виде [1]

$$k_{HЧ} = \frac{M_{c \max}}{\bar{M}_{cc}} = \frac{\bar{M}_c^P + M_a^P + \bar{M}_c^\Pi + M_a^\Pi \cos \theta_{P\Pi} + \bar{M}_c^{M\Pi} + M_a^{M\Pi} \cos \theta_{PМ\Pi}}{\bar{M}_c^P + \bar{M}_c^\Pi + \bar{M}_c^{M\Pi}} \equiv$$

$$\equiv 1 + \frac{M_a^P + M_a^\Pi \cos \theta_{P\Pi} + M_a^{M\Pi} \cos \theta_{PМ\Pi}}{\bar{M}_c^P + \bar{M}_c^\Pi + \bar{M}_c^{M\Pi}} \quad (12)$$

где \bar{M}_{cc} , $M_{c \max}$ - среднее значение и максимальная величина момента сил сопротивления; $\bar{M}_c^P; M_a^P; \bar{M}_c^\Pi; M_a^\Pi; \bar{M}_c^{M\Pi}; M_a^{M\Pi}$ - среднее значение (\bar{M}_c) и амплитуда (M_a) моментов сил сопротивления соответственно разрушения пласта, погрузки разрушенного угля на конвейер и перемещения комбайна; $\theta_{P\Pi}$; $\theta_{PМ\Pi}$ - фаза между амплитудами моментов сил сопротивления, соответственно разрушения пласта и погрузки угля на конвейер; разрушения пласта и перемещения комбайна.

Почленно поделив второе слагаемое (12) и представив

$$\frac{M_a \cos \theta}{\bar{M}_{cc}} = \frac{\bar{M}_c}{\bar{M}_{cc}} \cdot \frac{M_a + \bar{M}_c - \bar{M}_{cc}}{\bar{M}_c} \cos \theta, \quad (13)$$

а также обозначив $(M_a + \bar{M}_c) / \bar{M}_c = k_{HЧ}$; (14)

$$\bar{M}_c / \bar{M}_{cc} = \delta, \quad (15)$$

получим

$$k_{HЧ} = 1 + \delta_p (k_{HЧ}^P - 1) + \delta_\Pi (k_{HЧ}^\Pi - 1) \cos \theta_{P\Pi} + \delta_{M\Pi} (k_{HЧ}^{M\Pi} - 1) \cos \theta_{PМ\Pi}, \quad (16)$$

где δ_p ; δ_Π ; $\delta_{M\Pi}$; - весомость нагрузки, соответственно от разрушения пласта, погрузки разрушенного угля на конвейер и перемещение комбайна в общей нагрузке; $k_{HЧ}^P; k_{HЧ}^\Pi; k_{HЧ}^{M\Pi}$ - коэффициенты неравномерности соответствующего вида нагрузок по низкой частоте.

Представим момент сил сопротивления от разрушения пласта в виде

$$k_{HЧ}^\Pi = \frac{M_{c \max}^P}{\bar{M}_c^P} = \frac{0,5 D_u \left[Z_\Pi \sum_1^{n_p} \sin \gamma_i + y_0 n_p f_p + f_p (q_1 h_{\max} + q_2 V_k) \sum_1^{n_p} \sin \gamma_i \right]^{\max}}{0,5 D_u \left[Z_\Pi \sum_1^{n_p} \sin \gamma_i + y_0 n_p f_p + f_p (q_1 h_{\max} + q_2 V_k) \sum_1^{n_p} \sin \gamma_i \right]^{\text{cp}}}, \quad (17)$$

где D_u - диаметр исполнительного органа по резцам; Z_Π - математическое ожидание усилия на передней грани резца при максимальной толщине среза; y_0 - усилие по задней грани острого резца; n_p - число резцов, контактирующих с забоем; f_p - коэффициент трения резца о разрушаемый материал; h_{\max} - максимальная толщина среза; q_1 и q_2 -

коэффициенты, учитывающие влияние толщины среза и действительной скорости перемещения комбайна на усилия по задней грани резца; γ_i - угол, определяющий положение i -го резца на дуге резания.

Представим

$$\sum_1^{n_p} \cos \gamma_i = A_p + B_p \sin \lambda_p t, \quad (18)$$

где A_p - среднее значение; B_p - амплитуда; λ_p - частота изменения суммы синусов.

Тогда

$$\left[\sum_1^{n_p} \sin \gamma_i \right]^{max} \Big|_{\lambda_p t = \pi/2} = A_p + B_p, \quad (19)$$

$$\left[\sum_1^{n_p} \sin \gamma_i \right]^{cp} \Big|_{\lambda_p t = 2\pi} = A_p, \quad (20)$$

Тогда зависимость (18) преобразуем к виду

$$k_{HЧ} = \frac{D + EV_{k \max}}{u + H\bar{V}_k}, \quad (21)$$

где

$$D = Z_{II}(A_p + B_p) + y_0 n_p f_p + f_p q_1 h_{\max}(A_p + B_p), \quad (22)$$

$$E = f_p q_2 (A_p + B_p), \quad (23)$$

$$u = Z_{II} A_p + y_0 n_p f_p + f_p q_1 h_{\max} A_p, \quad (24)$$

$$H = f_p q_2 A_p. \quad (25)$$

Для интенсивных режимов работы комбайна ($V_k \geq 3$ м/мин)

$$\frac{D}{(u + H\bar{V}_k)} \approx 1. \quad (26)$$

Представим

$$\frac{EV_{k \max}}{u + H\bar{V}_k} = \frac{EV_{k \max}}{EV_k} \cdot \frac{EV_k}{u + H\bar{V}_k}. \quad (27)$$

Обозначим

$$E\bar{V}_k / (u + H\bar{V}_k) = \delta_V, \quad (28)$$

$$V_{k \max} / \bar{V}_k = k_{HЧ}^V, \quad (29)$$

Тогда

$$k_{HЧ}^p = 1 + \delta_V k_{HЧ}^V. \quad (30)$$

Для указанных режимов работы очистных комбайнов для тонких пластов, например, $\delta_V = 0,08 \dots 0,10$. Будем считать, что неравномерность момента сил сопротивления, а следовательно, и не зависит

от места положения движителя БСП и профиля его зубьев и остаются постоянными, т. е.

$$k_{HЧ2}^{\Pi} = k_{HЧ1}^{\Pi} = const. \quad (31)$$

Коэффициент неравномерности момента сил сопротивления по низкой частоте, обусловленный неравномерностью тягового усилия, для одинаковых габаритных размеров движителя БСП определяется выражением

$$k_{HЧ}^{МП} = \frac{M_{с\max}^{МП}}{M_c^{МП}} \equiv \frac{F_{\max}}{\bar{F}} = k_{HЧ}^F, \quad (32)$$

где \bar{F} и F_{\max} - средняя и максимальная величины тягового усилия, реализуемого движителем БСП.

Тогда выражение (16) с учетом зависимостей (30) – (32) и при $\theta_{рП} = \theta_{рМП} = 0$ принимает вид

$$k_{HЧ} = 1 + \delta_p \delta_V k_{HЧ}^V + \delta_{\Pi} (k_{HЧ}^{\Pi} - 1) + \delta_{МП} (k_{HЧ}^F - 1). \quad (33)$$

Весомость нагрузки от нагрузки разрушаемого угля δ_{Π} и перемещения комбайна $\delta_{МП}$ по данным исследований [5] при интенсивных их режимах работы (у комбайнов для выемки тонких пологих пластов) может быть принята: $\delta_{\Pi} = 0,25 \dots 0,35$; $\delta_{МП} = 0,10 \dots 0,15$. Тогда δ_p будет в пределах $0,5 \dots 0,65$.

Представим зависимость (12) в виде

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{(b - k_{HЧ2}c)k_{HЧ1}}{(b - k_{HЧ1}c)k_{HЧ2}} \cdot \frac{(F_1 + a\eta_{\partial 1})\eta_{\partial 2}}{(F_2 + a\eta_{\partial 2})\eta_{\partial 1}}. \quad (34)$$

Поскольку можно принять $b \gg k_{HЧ}c$ и $F \gg a\eta_{\partial}$ (особенно у комбайнов для выемки тонких пологих пластов), тогда

$$\frac{Q_2}{Q_1} \approx \frac{k_{HЧ1}F_1\eta_{\partial 2}}{k_{HЧ2}F_2\eta_{\partial 1}}. \quad (35)$$

Обозначим

$$k_{HЧ2}/k_{HЧ1} = \chi_p, \quad (36)$$

$$F_2/F_1 = \chi_F, \quad (37)$$

$$\eta_{\partial 2}/\eta_{\partial 1} = \chi_{\eta}. \quad (38)$$

Тогда

$$\frac{Q_2}{Q_1} \approx \frac{\chi_{\eta}}{\chi_p \chi_F}, \quad (39)$$

где χ_p ; χ_F ; χ_{η} - величины, характеризующие снижение соответственно тягового усилия и повышение КПД движителя БСП.

Тогда, например, при использовании движителя с оптимальным профилем зубьев, за счет чего на 60% снижается неравномерность тягового усилия, на 50% - снижается неравномерность скорости перемещения комбайна; на 15% повышается средний КПД движителя и на 3-20% снижается величина тягового усилия [3] за счет рационального места положения движителя, прирост производительности составляет 20%.

Выводы и направления дальнейших исследований. Таким образом, разработанная методика позволяет установить и оценить степень влияния параметров зацепления на производительность очистного комбайна с БСП. Установлено влияние места расположения движителя БСП на производительность горной машины. Смещение движителя БСП в сторону забоя позволяет повысить производительность очистного комбайна. Одним из направлений дальнейших исследований является отыскание оптимального расположения движителя БСП на корпусе машины.

Список источников:

1. Бреннер В.А., Лукиенко Л.В. Повышение ресурса бесцепных систем подачи угледобывающих комбайнов. Монография. – РХТУ им. Д.И.Менделеева. Новомосковский ин-т, Новомосковск, 2004.-2004с.
2. Горобец И.А. Результаты исследования параметров зацепления движителей БСП очистных комбайнов // Разработка месторождений полезных ископаемых: Респ. межвед. научн.-техн. сб.,- 1991, вып. 88.- с. 31-36.
3. Горобец И.А. Оптимизация профиля зубьев движителей механизма перемещения очистных комбайнов. // Изв. Вузов. Горный журнал.-1992-№5-с.77-81.
4. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов: Учебник для вузов / Г.В. Малеев, В.Г. Гуляев, Н.Г. Бойко и др. – М.: Недра, 1988 – 368с.
5. Исследование погрузочной способности барабанного исполнительного органа и мощности выгрузки угля: Отчет по НИР (промежуточный) / Донецк. политехн. ин-т (ДПИ); руководители Н.Г. Бойко, В.А. Межаков - № ГР 01826048241; инв № 02850019309 – Донецк, 1984 – 114 с.