

УДК 622.26

Н.В. Кислов, Г.В. Казаченко, Г.А. Басалай

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БАЛАНСОВЫХ СООТНОШЕНИЙ В РАСЧЕТАХ ГОРНЫХ МАШИН

Исследуются возможность и некоторые способы применения балансовых соотношений для рационального определения параметров конструкции и режимных характеристик рабочего процесса горных машин непрерывного действия.

Ключевые слова: комбайн, балансовые соотношения, мощность, производительность, скорость подачи.

Существует большой класс технологических машин, выполняющих свои производственные функции при одновременном перемещении в пространстве. В устойчивых режимах работы подобных машин выполняется ряд балансовых соотношений, которые могут быть использованы для решения задач как проектного, так и эксплуатационного характера. В настоящей статье рассматриваются некоторые из таких задач и приводятся примеры их решения.

Постановка задач

К мобильным технологическим машинам относятся, прежде всего, все горные машины непрерывного действия (проходческие и очистные комбайны, щеленарезные машины, почвоподдирочные машины и т.д.). Для этих машин [1] известны балансовые соотношения по мощности, производительности, теплу и т.п. Некоторые из этих соотношений, особенно энергетические, успешно используются для выбора рабочих скоростей, определения производительности и мощности энергетических установок машин для открытой разработки полезных ископаемых [2].

Уравнения баланса мощности могут быть записаны в виде системы [3]

$$N_i - \sum_{j=1}^m f_j(x_j, \dot{x}_j) = 0, \quad (1)$$

где $i = 1 \dots n$, n — число двигателей привода механизмов комбайна; $j = 1 \dots m$, m — число механизмов, приводимых от i -го двигателя; N_i — мощность двигателя с номером i ; x_j , \dot{x}_j — параметры и скорости, определяющие затраты мощности j -го механизма.

Эти уравнения можно использовать, например, для определения рабочей скорости горной машины в конкретных условиях эксплуатации. Подобные уравнения можно записать для других балансовых соотношений, в частности, по производительности.

Результаты исследования

Общие уравнения (1) баланса мощности рассмотрим на конкретных примерах расчета поступательной скорости очистного комбайна.

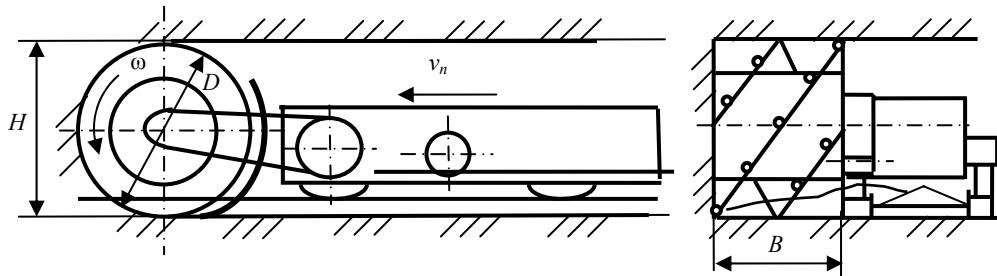


Рис. 1. Принципиальная схема к составлению баланса мощности при работе очистного комбайна

Пример 1. Найти теоретическую рабочую скорость очистного комбайна при следующих исходных данных (рис. 1):

1. Ширина захвата $B = 0,8$ м.
2. Диаметр шнек-фрезы $D = 1,3$ м.
3. Толщина разрабатываемого слоя $H = 1,3$ м.
4. Угловая скорость шнек-фрезы $\omega = 5$ рад/с.
5. Масса комбайна $m_k = 32000$ кг.
6. Комбайн однодвигательный. Установленная мощность $N = 330$ кВт.
7. Плотность породы $\rho = 2000$ кг/м³.

В уравнение баланса мощности введем следующие составляющие затрат мощности:

N_1 — мощность для разрушения породы исполнительным органом;

N_2 — мощность на преодоление сопротивления подаче исполнительного органа и сопротивления самопередвижению комбайна;

N_3 — мощность для погрузки породы на забойный конвейер.

Выразив перечисленные мощности через скорость v_n подачи комбайна [3] получим уравнение баланса мощности в виде квадратного уравнения относительно поступательной скорости комбайна

$$av_n^2 + bv_n + c = 0, \quad (2)$$

где коэффициенты a , b , c зависят от удельных затрат er мощности на разрушение, ширины захвата, толщины разрабатываемого слоя, мощности двигателя, коэффициентов полезного действия приводов и ряда других параметров [3].

Для его решения воспользуемся данными по измерению затрат мощности, имеющимися в источнике [4]. Подставив данные и решив квадратное уравнение (2), получаем значение поступательной скорости комбайна $v_n = 0,0287$ м/с = 1,72 м/мин. При этом расчетные составляющие общих затрат мощности на работу однодвигательного очистного комбайна имеют следующие значения: $N_1 = 321,4$ кВт; $N_2 = 7,24$ кВт; $N_3 = 0,71$ кВт. Мощность N_3 для погрузки породы на забойный конвейер значительно меньше суммы мощностей N_1+N_2 .

Сравнение полученной расчетным путем поступательной скорости комбайна $v_n = 1,72$ м/мин с рабочими скоростями очистных комбайнов, эксплуатируемых в РУП «ПО «Беларуськалий», свидетельствует об их удовлетворительной сходимости.

Пример 2. В вышеприведенном примере удельные затраты e_p мощности на разрушение породы приняты постоянными в соответствие с их усредненными значениями по РУП «ПО «Беларуськалий» [4]. Вместе с тем, как в общей теории разрушения горных пород [1, 2], так и по данным исследований [5] эти затраты существенно зависят от толщины стружки. В общем виде эту зависимость обычно представляют выражением

$$e_p = c_1 h^{c_2}, \text{ Вт}\cdot\text{с}/\text{кг} \quad (3)$$

где h — толщина снимаемой стружки, м; c_1 и c_2 — параметры, определяемые по результатам экспериментальных данных.

Параметр c_1 представляет собой удельные затраты e_{p1} мощности при условии, что толщина стружки $h = 1$ м, показатель степени c_2 характеризует интенсивность убывания e_p по мере увеличения h . Поэтому для соблюдения размерностей в левой и правой частях формулы (3) ее целесообразно представлять в виде

$$e_p = e_{p1} (h/h_1)^{c_2}. \quad (4)$$

Уравнение баланса мощностей в рассматриваемом случае принимает вид:

$$a_1 v_n^{c_2} + b_1 v_n - N = 0, \quad (5)$$

где коэффициенты a_1 , b_1 определяются также как и в первом примере.

Это уравнение в общем случае может быть решено численно только после определения параметров c_1 и c_2 .

В результате обработки опытных данных из работы [5] и с учетом значений величин, принятых в примере 1, уравнение баланса мощности комбайна СЛ 300/400, для которого выполнены расчеты, приводится к виду

$$132616 \cdot v_n^{1.59} + 209280 \cdot v_n + 1989248 \cdot v_n^{0.59} - 330000 = 0. \quad (6)$$

Решение этого уравнения дает поступательную скорость комбайна $v_n = 0,045$ м/с = 2,7 м/мин. Расчетные затраты мощности в этом случае $N_1 = 319$ кВт, $N_2 = 10,5$ кВт и $N_3 = 1,0$ кВт, что в сумме соответствует мощности электродвигателя $N = 330$ кВт.

Применительно к комбайну СЛ 300/400 уравнение (5) баланса мощности имеет вид: $27358 \cdot v_n + 2218919 \cdot v_n^{0.59} - 400000 = 0$. В результате приближенного решения этого уравнения поступательная скорость комбайна $v_n = 0,054$ м/с = 3,24 м/мин. При этом расчетные значения затрат мощности $N_1 = 396,5$ кВт и $N_3 = 1,5$ кВт. Заметим, что согласно технической характеристике очистного комбайна СЛ 300/400 наибольшая длительная рабочая скорость подачи $v_n = 3$ м/мин при установленной мощности электропривода одной шнек-фрезы $N = 400$ кВт.

Пример 3. Анализ результатов расчета, приведенных в примерах 1—2, показывает, что в ряде случаев вычисленные поступательные скорости передвижения комбайнов со шнековыми органами превышают рабочие скорости при эксплуатации машин. С одной стороны это указывает на наличие возможности повышения рабочих скоростей очистных комбайнов. Однако при больших рабочих скоростях меняются условия работы резцов, что потребует дополнительных исследований по определению удельных затрат мощности. Кроме того,

решение уравнения (1) не гарантирует обеспечение других балансовых соотношений. Важную роль здесь имеет балансовое соотношение по производительности, невыполнение которого не только делает невозможной эксплуатацию машины, но может создавать аварийные ситуации. Поэтому представляется целесообразным совместное использование и исследование балансовых соотношений по мощности и производительности. Балансовое соотношение по производительности органа разрушения, как известно, может быть записано в виде

$$k_3 Q = Q_p, \quad (7)$$

где Q — производительность по ходу машины; Q_p — производительность органа разрушения; k_3 — коэффициент запаса производительности.

Очевидно, что совместное решение уравнений (1) и (7) предполагает выражение Q и Q_p через те же параметры, что и мощность N_i . При этом необходимо принимать во внимание то, что совместное использование балансовых соотношений по производительности и мощности позволяет решать те же задачи, что и при использовании одного баланса мощности. Вместе с тем совместное решение этих уравнений позволяет определить рациональные значения двух параметров — скорости подачи и угловой скорости рабочего органа.

Продемонстрируем это на уже рассмотренном примере 1 очистного комбайна. Нам остается вычислить производительность режущего шнека, как транспортирующего органа. Она может быть определена по формуле

$$Q_p = \frac{1}{8} \frac{\varphi}{k_p} \cdot \psi \rho (D^2 - d^2) \omega h_b, \quad (8)$$

где φ — коэффициент заполнения породой рабочего пространства шнека; k_p — коэффициент разрыхления породы; ψ — коэффициент циркуляции; d — внутренний диаметр шнека; h_b — шаг витков шнека; D — наружный диаметр шнек-фрезы.

Согласно выражению (7) условие достаточности производительности можно представить в виде $Q_p \geq Q$, то есть производительность рабочего органа как транспортирующего шнека должна быть больше производительности по ходу комбайна. Во время работы комбайна эти производительности равны между собой, т.е. $Q_p = Q$. Исходя из этого условия, уравнения балансов мощности и производительности запишем в виде системы

$$\begin{cases} N - \sum f(x_j, \dot{x}_j) = 0 \\ Q - Q_p = 0 \end{cases} \quad (9)$$

Эта система решена по исходным данным из примера 1 и значениях коэффициентов $\varphi = 0,3$; $k_p = 1,2$; $\psi = 0,5$. Оказалось, что в рассматриваемом случае $v_n = 0,0287$ м/с = 1,72 м/мин, а угловая скорость шнек-фрезы $\omega = 5,18$ рад/с. При решении уравнения (2) было принято, что $\omega = 5,0$ рад/с. Следовательно, коэффициент запаса производительности шнек-фрезы как транспортирующего органа в данном случае равен 1,57.

Ранее было отмечено, что удельные энергозатраты на резание породы являются функцией толщины h стружки, которая в свою очередь зависит от

поступательной v_n и угловой ω скоростей шнек-фрезы. Поэтому представляется целесообразным в первом уравнении системы (9) использовать вместо усредненного значения удельных энергозатрат их зависимость от режимных параметров работы шнек-фрезы. В этом случае рабочая поступательная скорость комбайна $v_n = 0,045 \text{ м/с} = 2,70 \text{ м/мин}$ и угловая скорость фрезы $\omega = 5,0 \text{ рад/с}$. Это значит, что основные режимные параметры очистных комбайнов выбраны рационально. Однако этих данных недостаточно, чтобы выбрать их оптимальные значения, которые лежат в области более высоких скоростей подачи.

Аналогичная методика использована при составлении и применении балансовых уравнений для проходческих комбайнов серии ПК [6, 7]. При этом вначале получены выражения, позволяющие определить затраты мощности для всех элементов исполнительного органа сложной структуры [6, 10] и далее произведены расчеты для условий работы комбайна ПКС-8 в условиях ПО «Беларуськалий».

Проходческий комбайн ПКС-8 представляет собой машину с гусеничным движителем. Суммарная мощность электродвигателей комбайна 385 кВт. Исполнительный орган состоит из внутреннего и наружного буров, обрабатывающих до 90% забоя, двух отрезных коронок и двух шнековых бермовых фрез, которые оформляют вертикальные стенки забоя арочной формы и его почву.

В статьях [8, 9] приведены результаты исследования режимов работы приводов исполнительных органов комбайна ПК-8 в условиях эксплуатации на рудниках Первого и Второго рудоуправлений РУП «ПО «Беларуськалий». Замеры мощности проводились на зажимах электродвигателей привода исполнительного органа (внутренний и внешний буры) от поступательной скорости комбайна. Оказалось, что номинальная потребляющая мощность $N_d = 200 \text{ кВт}$ для исполнительного органа комбайна ПК-8 соответствует поступательной скорости $v_n = 7,5 \text{ м/ч}$, при этом удельная энергоемкость e_p составила $3,7 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$. Основываясь на этих данных, нами получены приближенные формулы для оценки удельных энергозатрат e_p в $\text{kВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$ от поступательной скорости v_n комбайна в м/ч . Из общей установленной мощности электродвигателей $N_d = 200 \text{ кВт}$ была исключена мощность, потребляемая зачерпывающим погрузочным ковшовым устройством.

Исходя из выполненных расчетов мощность на резание породы должна составлять 162 кВт при удельных энергозатратах $e_{pp} = 3,05 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$. Тогда общие удельные энергозатраты $e_p = e_{pp} + e_{pu} + e_{p\Gamma} = 3,05 + 0,57 + 0,13 = 3,75 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$, что на 1,35% больше экспериментального значения $e_p = 3,7 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$ (здесь e_{pu} — удельные энергозатраты при разрушении целиков; $e_{p\Gamma}$ — то же при работе погрузочного устройства).

Уравнение баланса мощности привода буров в этом случае принимает вид [3, 6]

$$N_d = (e_{pp} + e_{pu}) \cdot S_{12} \cdot v_n + e_{p\Gamma} \cdot S \cdot v_n = (e_{pp} + e_{pu}) \pi \cdot R_2^2 \cdot v_n + e_{p\Gamma} \cdot S \cdot v_n, \quad (10)$$

где S_{12} — площадь забоя, разрабатываемая бурами; R_2 — наружный радиус внешнего бура; S — общая площадь забоя; $N_d = 200 \text{ кВт}$ — установленная мощность электродвигателей привода комбинированного исполнительного органа.

Решение уравнения (10) дает поступательную скорость комбайна $v_n = 7,5$ м/ч.

В результате математической обработки опытных данных из [8, 9] нами получена эмпирическая зависимость для определения удельных энергозатрат e_p с учетом потерь энергии в приводе комбинированного исполнительного органа комбайна ПК-8

$$e_p = c_1 \cdot v_n^{-c_2}, \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3 \quad (11)$$

где $c_1 = 10,1$ кВт · ч/м³ — удельные энергозатраты при поступательной скорости $v_n = 1$ м/ч; $c_2 = 0,5$ — параметр, характеризующий интенсивность убывания e_p по мере увеличения скорости v_n в пределах от 3 до 11 м/ч.

Полученные результаты дают основание записать формулы для определения удельных энергозатрат составных элементов исполнительного органа комбайна ПК-8 в виде (11). Параметр c_1 , принимает следующие значения: при резании калийной руды $c_1 = 8,35$ кВт·ч/м³, при скальвании целиков $c_1 = 1,56$ и при погрузке измельченной породы $c_1 = 0,36$ кВт·ч/м³. Параметр $c_2 = 0,5$. Суммарное значение параметра c_1 при разрушении породы составляет 9,91 кВт·ч/м³, а формула (11) принимает вид $e_p = 9,91 \cdot v_n^{-0,5}$ и при погрузке породы $e_{p\Gamma} = 0,36 \cdot v_n^{-0,5}$. Значения приведенных параметров получены с учетом потерь энергии в приводе буров.

Формула (11) получена для оценки удельных энергозатрат при добыче калийной руды комбайном ПК-8, исполнительный орган которого был оборудован резцами типа ШБМ. Трехлучевой центральный и четырехлучевой внешний буры комбайна ПКС-8 снабжены резцами Д6—20, для которых, к сожалению, отсутствуют экспериментальные данные по определению удельных энергозатрат при резании калийной руды. Параметры формулы (11) $c_1 = 8,35$ и $c_2 = 0,5$ в случае применения резцов Д6—20 будут несколько иными, однако порядок их сохранится. Поэтому для приближенной оценки затрат мощности на работу элементов комбинированного исполнительного органа комбайна ПКС-8 и определения его поступательной скорости при условии использования установленной мощности N_d двух электродвигателей по 110 кВт воспользуемся в общих балансовых уравнениях из [3, 6] формулой (11), с параметрами $c_1 = 8,35$ и $c_2 = 0,5$.

Тогда уравнение баланса мощности для исполнительного органа комбайна ПКС-8

$$N_d = N_1 + N_2 + N_\Gamma = c_1 \cdot v_n^{1-c_2} (S_1 + S_2) + (e_{p\Gamma} + \frac{g\rho_h H}{3,6 \cdot 10^6}) \frac{k_p \cdot S \cdot v_n}{\eta_\Gamma}, \text{ кВт}, \quad (12)$$

где $N_d = 220$ кВт — номинальная мощность электродвигателей привода исполнительного органа комбайна; N_1 — мощность привода центрального бура; N_2 — то же привода внешнего бура; N_Γ — то же привода погружочного устройства; v_n — скорость подачи комбайна, м/ч; S_1 — часть площади забоя, формируемая центральным буром; R_1 — радиус центрального бура; S_2 — часть площади забоя, формируемая внешним буром; R_2 — радиус внешнего бура; S — общая площадь забоя; η_Γ — КПД привода погружочного устройства; ρ_h — насыпная плотность измельченной калийной руды; H — высота подъема руды загрузочным устройством; k_p — коэффициент разрыхления породы; $c_1 = 8,35$ и $c_2 = 0,5$ — параметры формулы (11).

В результате подстановки приведенных данных в зависимость (12) и преобразований получается квадратное уравнение, решение которого дает поступательную скорость комбайна $v_n = 12,3$ м/ч в случае полного использования nominalной мощности электродвигателей привода рабочего органа. Тогда расчетные затраты мощности на работу центрального бура $N_1 = 139,4$ кВт, внешнего бура $N_2 = 74,5$ кВт и погружного устройства $N_\Gamma = 13,1$ кВт.

При выполнении расчетов на прочность элементов исполнительного органа необходимо располагать сведениями о потребляемой мощности каждой из его составных частей, приводы которых постоянно совершенствуются [10]. Поэтому целесообразно оценить величины энергозатрат на работу буров в зоне резания и погружного устройства комбайна ПКС-8. КПД привода внутреннего бура $\eta_1 = 0,81$, внешнего бура и погружного устройства $\eta_2 = \eta_\Gamma = 0,78$. Тогда затраты мощности непосредственно на соосных устройствах исполнительного органа соответственно будут $N_1 = 107,2$ кВт, $N_2 = 58,1$ и $N_\Gamma = 10,2$ кВт.

Аргументом формулы (11) является поступательная скорость v_n комбайна, которая не отражает функционального влияния режимов и условий резания на удельные энергозатраты e_p при измельчении калийной руды. Из общих положений теории резания горных пород [1, 2] и ее применения в горном деле [3] удельные энергозатраты являются функцией толщины h снимаемой стружки, величина которой в свою очередь зависит от конструктивных параметров органа разрушения и режимов резания. В общем случае при работе буров проходческого комбайна толщина стружки

$$h_i = \frac{2\pi}{z_i} \cdot \frac{v_n}{3600 \cdot \omega_i}, \text{ м} \quad (13)$$

где z_i — число резцов в линии резания; v_n — рабочая поступательная скорость комбайна, м/ч; ω_i — угловая скорость вращения буров, рад/с.

При этом удельные энергозатраты характеризуются зависимостью

$$e_{pi} = c_{1i} \cdot h_i^{c_{2i}} = c_{1i} \left(\frac{2\pi}{z_i} \cdot \frac{v_n}{3600 \cdot \omega_i} \right)^{-c_{2i}}, \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3 \quad (14)$$

где h_i в м, v_n в м/ч, ω_i в рад/с.

Число z_i резцов в линии резания в общем случае записывается в виде [2] $z_i = b_i \cdot k_3 / B_i$,

где b_i — ширина захвата одного резца с учетом поперечного размера образуемой бороздки; k_3 — общее количество резцов, участвующих в разрушении породы; B_i — ширина захвата режущего инструмента.

Ширина b развода бороздки при использовании резцов Д6-20 в качестве режущих элементов исполнительных органов комбайна ПКС-8 составляет 60÷65 мм. Общее количество резцов на трех лучах центрального бура $k_3 = 18$. Эти резцы измельчают горную породу на ширине B_1 захвата, равной радиусу внутреннего бура ($R_1 = 1200$ мм). Тогда число резцов в линии резания $z_1 = b \cdot k_3 / R_1 \approx 1$. На четырех лучах внешнего бура установлено 10 резцов. В это случае ширина захвата $B_2 = R_2 - R_1$, где $R_2 = 1500$ мм — радиус внешнего бура. Отсюда число резцов в линии резания $z_2 = 2$. Четыре резца на внешнем контуре наружного бура служат для зачистки забоя и в формировании толщины стружки не участвуют.

Таблица 1

Формулы для оценки удельных энергозатрат в кВт·ч/м³ по толщине снимаемой стружки h в м при работе исполнительных органов проходческих комбайнов ПКС-8 и ПК-8

Проходческий комбайн	Внутренний бур	Внешний бур	Погрузочное устройство
ПКС-8	$e_{p1} = 0,297 \cdot h_1^{-0,5}$	$e_{p2} = 0,289 \cdot h_1^{-0,5}$	$e_{p\Gamma} = 1,0645 \cdot v_n$
ПК-8	$e_{p1} = 0,300 \cdot h_1^{-0,5}$	$e_{p2} = 0,295 \cdot h_2^{-0,5}$	

Затраты мощности при работе этих резцов малы и косвенно учитываются в эмпирической зависимости удельных энергозатрат e_{p2} от толщины h_2 стружки.

Модификации эмпирической формулы (14), полученные для исполнительно-го органа комбайнов ПКС-8 и ПК-8, сведены в табл. 1.

С учетом изложенного уравнение баланса мощности из [6, 7] в рассматриваемом случае для комбинированного исполнительного органа комбайна ПКС-8 примет вид:

$$N_d = N_1 + N_2 + N_\Gamma = v_n^{1-c_2} \left[c_{11} \left(\frac{2\pi}{3600z_1 \cdot \omega_1} \right)^{-c_2} S_1 + c_{22} \left(\frac{2\pi}{3600z_2 \cdot \omega_2} \right)^{-c_2} S_2 \right] + \left(e_{p\Gamma} + \frac{g \cdot \rho_H \cdot H}{3,6 \cdot 10^6} \right) \frac{k_p \cdot S \cdot v_n}{\eta_\Gamma} \quad (15)$$

Решение этого уравнения, которое учитывает конструктивные и режимные параметры комбинированного исполнительного органа комбайна ПКС-8, дает поступательную скорость машины $v_n = 12,2$ м/ч, т.е. практически ту же, что и уравнение (12). Примем эту скорость подачи комбайна в дальнейших расчетах при оценке затрат мощности на работу боровых фрез, отрезных коронок и перемещение комбайна.

Результаты расчетов по уравнению (15) затрат мощности на работу внутренне-го бура N_1 , внешнего бура N_2 и зачерпывающе-погрузочного устройства N_Γ в функции производительности Q комбайна ПКС-8 представлены на рисунке 2. Анализ этих графических зависимостей свидетельствует о том, что по мере увеличения поступательной скорости комбайна интенсивность нарастания затрат мощности на работу буров постоянно снижается, что является следствием уменьшения удельных энергозатрат e_p при увеличении толщины h снимаемой стружки.

Заметим, что эмпирические коэффициенты c_{11} и c_{12} (табл. 1) учитывают влияние конструктивных и режимных параметров внутреннего и внешнего буров комбайна ПКС-8 на величину удельных энергозатрат e_{p1} . Значения c_{11} в этом случае близки к 0,3. Если принять в уравнении (15) $c_{11} = c_{12} = 0,3$, то расчетное значение поступательной скорости v_n комбайна ПКС-8 составит 11,8 м/ч.

Боровые фрезы и отрезные коронки разрушают только часть забоя. Основываясь на формуле (12) для оценки удельных энергозатрат e_{p1} в функции поступательной скорости v_n комбайна зависимости для определения мощности на резание породы боровыми фрезами и отрезными коронками принимают соответственно вид:

$$N_3 = e_{p1} \cdot Q_3 = 8,35 \cdot v_n^{-0,5} \cdot S_\delta \cdot v_n = 8,35 \cdot S_\delta \cdot v_n^{0,5}, \text{ кВт}; \quad (16)$$

$$N_4 = e_{p1} Q_4 = 8,35 S_o v_n^{0.5}, \text{ кВт}, \quad (17)$$

где S_b и S_o — площади, обрабатываемые двумя бермовыми фрезами и двумя отрезными коронками соответственно, м^2 ; z_3 и z_4 — число зубков в линии резания бермовых фрез и отрезных коронок; ω_3 и ω_4 — угловые скорости бермовых фрез и отрезных коронок, рад/с . Если выразить e_{p1} в функции толщины h стружки, то эти формулы записываются следующим образом [6, 7]:

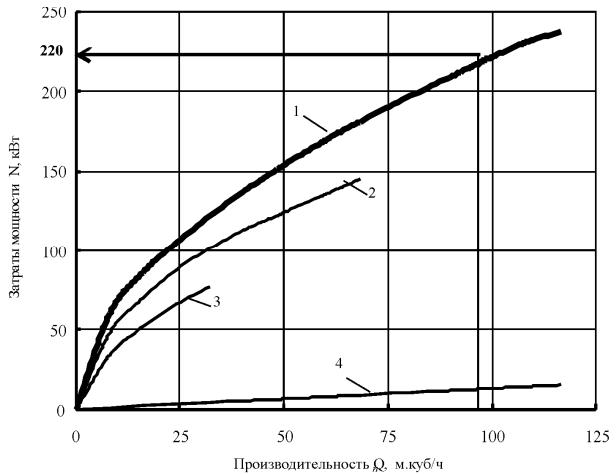


Рис. 2. Характер изменения затрат мощности при работе комбинированного исполнительного органа комбайна ПКС-8: 1 — общие затраты; 2 — внутренний бур; 3 — внешний бур; 4 — зачерпывающее-погрузочное устройство

$$N_3 = e_{p11} \cdot h^{-0.5} \cdot S_o \cdot v_n = 0,157 \left(\frac{4\pi}{3 \cdot z_3 \cdot 3600 \cdot \omega_3} \right)^{-0.5} \cdot S_o \cdot v_n^{0.5}, \text{ кВт}; \quad (18)$$

$$N_4 = e_{p12} \cdot h^{-0.5} \cdot S_o \cdot v_n = 0,107 \left(\frac{4\pi}{3 \cdot z_4 \cdot 3600 \cdot \omega_4} \right)^{-0.5} \cdot S_o \cdot v_n^{0.5}, \text{ кВт}. \quad (19)$$

Расчеты были выполнены для поступательной скорости комбайна ПКС-8 $v_n = 12,2 \text{ м/ч}$, при которой используется вся установленная мощность $N_d = 220 \text{ кВт}$ привода соосных буров. При этом $N_3 = 24,1 \text{ кВт}$ и $N_4 = 4,1 \text{ кВт}$.

Бермовые фрезы помимо резания и повторного измельчения породы выполняют функцию перемещения части отбитой руды к месту ее зачерпывания погрузочным устройством внешнего бура.

Для определения затрат мощности на рабочее передвижение комбайна необходимы сведения об усилии подачи P_p комбинированного исполнительного органа. По данным [5, 6] усилие подачи P_p пропорционально усилию резания P_p , т.е. $P_p = k_n \cdot P_p$, где $k_n = 0,1 \div 1,0$ — коэффициент пропорциональности, величина которого зависит от конструктивных особенностей резцов и параметров резания. С учетом этого в настоящей работе определены затраты мощности для работы каждого из узлов комбинированного исполнительного органа комбайна, расчет величины усилия подачи при поступательной скорости $v_n = 12,2 \text{ м/ч}$, которая соответствует полному использованию мощности привода $N_d = 220 \text{ кВт}$, представим следующим образом:

$$P_p = 1000 \cdot k_n \cdot \left(\frac{\sqrt{2} \cdot N_1}{R_1 \cdot \omega_1} + \frac{\sqrt{2} \cdot N_2}{\omega_2 \cdot \sqrt{R_2^2 + R_1^2}} + \frac{N_3}{R_3 \cdot \omega_3} + \frac{N_4}{R_0 \cdot \omega_4} \right), \text{ Н.} \quad (20)$$

Кроме усилия подачи механизм передвижения комбайна преодолевает сопротивления передвижению самого комбайна и бункера-перегружателя. С учетом угла наклона выработки сопротивление движению заполненного бункера-перегружателя при движении в гору

$$P_{kp} = \mu_k \cdot (m_b + m_n) \cdot g \cdot \cos \alpha + (m_b + m_n) \cdot g \cdot \sin \alpha, \text{Н} \quad (21)$$

где μ_k — коэффициент сопротивления движению бункера-перегружателя; m_b — масса бункера-перегружателя; m_n — масса руды в бункере; α — угол подъема выработки.

Сила сопротивления движению самого комбайна

$$P_k = (\mu + k) \cdot m_k \cdot g \cdot \cos \alpha + m_k \cdot g \cdot \sin \alpha + (\mu + k) \cdot P_z^{'}, \quad (22)$$

где μ — коэффициент сопротивления деформированию почвы выработки гусеничным ходом; k — коэффициент внутреннего сопротивления в гусеничном движителе; m_k — масса комбайна; $P_z^{'}$ — вертикальная составляющая реакций породы на исполнительные органы.

При уравновешивании внешнего и внутреннего буров составляющая $P_z^{'}$ в соответствии с [4] определяется выражением

$$P_z^{'} = 1000 \cdot \left(\frac{N_3}{R_3 \cdot \omega_3} + \frac{N_4}{R_0 \cdot \omega_4} \right), \text{Н.} \quad (23)$$

Как и для шнековых фрез очистного комбайна принимаем, что в наихудшем случае вертикальная составляющая реакций породы равна приведенной силе резания и прижимает комбайн к почве выработки.

Тогда общая сила сопротивления движению

$$P_c = P_n + P_{kp} + P_k, \quad (24)$$

где P_n , P_{kp} и P_k определяются формулами (20—23).

В результате расчетов получены следующие значения сил: $P_n = 227810$ Н, $P_{kp} = 99770$ Н, $P_k = 209670$ Н. Общая сила сопротивления может достигать, таким образом, величины порядка 537250 Н, что совпадает с данными [3]. Это значение является, конечно, экстремальным. При средних значениях коэффициента k , пропорциональности и других коэффициентов сила сопротивления составляет примерно 470000 Н. Тогда мощность на передвижение в рабочем режиме при полностью загруженном бункере $N_n = 375$ кВт.

При передвижении комбайна ПКС-8 с порожним бункером-перегружателем в прицепе на маневренной скорости $v = 320$ м/ч затраты мощности составляют 46,3 кВт и 40 кВт без бункера.

Заключение

Предлагаются общие принципы подхода к использованию балансовых соотношений для мощности и производительности с целью однозначного определения предельных режимов работы исполнительных органов мобильных горных машин. Приведенные примеры использования балансовых уравнений в расчетах горных машин не исчерпывают всех задач, для решения которых они могут эффективно применяться. Например, определение мощностей для при-

вода отдельных механизмов и соответственно — расчета этих приводов, определение ширины захвата комбайна при известных мощности пласта и двигателя, используемого для привода органа разрушения и т.п. Эти соотношения могут быть положены в основу математических моделей оптимизации как конструктивных, так и режимных параметров машин. Выполненные расчеты дали хорошее совпадение как с результатами экспериментов, проведенных в РУП «ПО «Беларуськалий», так и с опытом эксплуатации подобных комбайнов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Солод В.И. Горные машины и автоматизированные комплексы / В.И. Солод, В.И. Зайков, К.М. Первов. — М.: Недра, 1981.— 503 с.
2. Олейко Ф.А. Торфяные машины. — Мин.: Вышэйшая школа, 1968. — 408 с.
3. Казаченко Г.В. Использование балансовых соотношений для выбора параметров мобильных технологических машин / Г.В. Казаченко, Н.В. Кислов, Г.А. Басалай // Горная механика. — 2008.— № 4. — С. 59—68.
4. Смычник А.Д. Технология и механизация разработки калийных месторождений / А.Д. Смычник, Б.А. Богатов, С.Ф. Шемет. — Мин.: Юніпак, 2004. — 324 с.
5. Шаповалов В.И. Выбор основных параметров шнекового исполнительного органа очистного комбайна / В.И. Шаповалов, Е.П. Лембович // Проблемы технологии механизации разработки месторождений полезных ископаемых: сб. научн. тр. Международной НГПК в 2 ч. / Мин.: БНТУ. — Ч. 1. — С. 155—157.
6. Казаченко Г.В. Особенности мощностного расчета горных машин с комбинированными исполнительными органами. Часть 1. Баланс мощности проходческого комбайна с соосными роторами / Г.В. Казаченко, Н.В. Кислов, Г.А. Басалай // Горная механика. — 2009. — № 2. — С. 77—88.
7. Кислов Н.В. Обоснование мощностного расчета горных машин с комбинированными исполнительными органами. Часть 2. Численное исследование балансовых соотношений по мощности для комбайнов серии ПК / Н.В. Кислов, Г.В. Казаченко, Г.А. Басалай // Горная механика. — 2009.— № 4. — С. 60—73.
8. Зайков В.И. Эффективное применение комбайновых исполнительных органов различных типов при разработке калийных полей / В.И. Зайков. — Сб. научн. тр. // Расчет и конструирование горных машин и комплексов / ред. А.В. Топчиев — М.: Недра, 1971. — С. 56—66.
9. Зайков В.И. Исследование режимов работы приводов исполнительных органов и подачи комбайнов ПК-8 и ПК-10 / В.И. Зайков, В.В. Солодухин // Расчет и конструирование горных машин и комплексов / ред. А.В. Топчиев — М.: Недра, 1971. — С. 185—194.
10. Басалай Г.А. Приводы соосных роторов исполнительного органа проходческого комбайна / Г.А. Басалай, М.И. Зубрицкий, И.А. Конопляник. // Горная механика. — 2007.— № 4. С. 7—13. **ГИАБ**

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Кислов Н.В., Казаченко Г.В., Басалай Г.А. — Белорусский национальный технический университет, г. Минск, bntu@bntu.by.

