

**В.В. ГЛЕЧИКОВ, С.В. ШИШКО**

(Украина, Днепропетровск, Государственное ВУЗ "Украинский государственный химико-технологический университет"),

**М.Н. ТРУБИЦИН**, канд. техн. наук

(Украина, Днепропетровск, Государственное ВУЗ "Национальный горный университет")

### **ПОЛЕЗНАЯ МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ БАРАБАННОЙ МЕЛЬНИЦЫ ПРИ БОЛЬШОМ ЗАПОЛНЕНИИ**

*Введение.* Одной из важнейших характеристик производительности барабанных мельниц (БМ) является величина так называемой полезной мощности ( $N_{пол}$ ), вырабатываемой двигателем мельницы (ДМ). Это величина той части энергии в единицу времени, которая затрачивается двигателем на движение частиц (шаров, измельчаемого материала) внутримельничной загрузки (ВМЗ) внутри барабана относительно его рабочей поверхности (РП). Считается, что чем больше величина этой энергии, т.е. чем интенсивней движение ВМЗ, тем выше производительность БМ, [1, 2 и др.]. Поэтому обоснованное и правильное теоретическое определение  $N_{пол}$  является актуальной задачей в виду колоссальной энергоемкости процесса измельчения в наиболее распространенных современных измельчительных аппаратах – БМ.

*Актуальность* рассматриваемой задачи, с научной точки зрения, подтверждается в последнее время большим вниманием украинских ученых, последние монографии, кандидатские и докторские диссертации которых [3-5] посвящены различным вопросам и подходам снижения энерго-, материалоемкости и затрат процесса измельчения в БМ. Так, полученные новые теоретические или экспериментальные данные, закономерности, положения по внутренней механике БМ обязательно требуют уточненной их оценки. Такой общей, интегральной оценкой, на основании законов теоретической механики, может служить главный момент системы инерционных, гравитационных и фрикционных усилий, действующих на ВМЗ – в рассматриваемом случае это полезный момент ДМ  $M_{пол} = N_{пол} \omega^{-1}$ . Поэтому, *цель* настоящей работы – экспериментальное подтверждение обобщенной формулы мощности двигателя БМ для любых величин относительного заполнения барабана  $\varphi$ , равное отношению площади сегмента загрузки к площади круга  $\pi R_1^2$ . барабана "в свету".

*Анализ литературы, посвященной* теоретическому и экспериментальному определению  $N_{пол}$  как для лабораторных, так и промышленных мельниц [1], говорит, что повсеместно при выводе формул принята "плоская задача" – в каждом поперечном сечении барабана имеет место одинаковая картина распределения и движения (эпюра) частиц ВМЗ по всей длине барабана мельницы  $L$ . Это же допущение, для стационарного режима работы мельницы, принято и в настоящей работе. Формулы для  $N_{пол}$  удобно классифицировать по мере учета основных четырех безразмерных параметров, перечисленных в табл. 1. По этой градации можно судить о мере уточненного построения эпюр загрузки в зави-

симости от количества введенных в рассмотрение технологических безразмерных параметров  $\varphi, \psi, f_1, f_{cp}$ .

Таблица 1

Безразмерные параметры, влияющие на режим движения и эпюру ВМЗ

Обозначение	Смысл и расшифровка обозначений	
Относит. заполнение, $\Phi = (\Omega - \sin\Omega) / (2\pi)$	Относительное заполнение барабана – отношение площади сегмента ВМЗ к площади барабана в свету	
Относит. скорость, $\Psi = \omega/\omega_{кр}$	Относительная скорость вращения барабана (абсолютная – $\omega$ ) первая критическая частота – $\omega_{кр}$	
Трение по футеровке, $f_1$	Фрикционные характеристики	Коэффициент трения ВМЗ, как сыпучей среды по РП (футеровке) барабана
Внутр. трение ВМЗ $f_{cp}$		Коэффициент внутреннего трения ВМЗ, как сыпучей среды (угол естественного откоса, или угол откоса сыпучей среды в движении)
Примечания	$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения	
	$R_1$ – радиус РП барабана	
	$\omega_{кр} = (g/R_1)^{1/2}$ – частота вращения барабана мельницы при центрифугирования крайнего слоя ВМЗ (первая критическая скорость барабана), [2]	
	$\Omega$ – внутренний угол сегмента загрузки	

От этих же параметров зависят траектории движения частиц ВМЗ, характер распределения загрузки по сечению барабана и, конечно, режим работы БМ. Наиболее точная методика построения эпюры – та, где учитывается максимальное количество безразмерных параметров  $\varphi, \psi, f_1$  и  $f_{cp}$ . Однако, введение в рассмотрение внутреннего трения ВМЗ  $f_{cp}$  на сегодняшний день не представляется возможным из-за отсутствия:

1) данных о изменении реального  $f_{cp}$  от скорости движения по наклонной плоскости и разрыхления ВМЗ, как сыпучей среды;

2) обоснованного решения задачи о границах зон сегмента ВМЗ: частиц, движущихся по круговым траекториям – компактной зоне (КЗ); ссыпающейся части; части, находящихся в пяте отката; центральной зоне, образующих мало-подвижное ядро; части, переходящей с круговых траекторий на параболические, где обязательно имеют место Кориолисовы силы и др.

3) данных о проскальзывании ВМЗ и влиянии соотношения  $f_1 / f_{cp}$  на построение эпюры ВМЗ.

В настоящей работе рассматривается наиболее правдоподобная и многократно апробированная теоретическая формула  $N_{пол}$  проф. Андреева, зависимость которой от  $\psi$  для водопадного режима (ВР) близка к линейной. Последнее соответствует всем известным нам экспериментальным данным по замеру мощности (полезной и потребляемой) двигателей БМ, [2].

$$N_{пол} = \frac{\gamma L R_1^3}{3} 2 \sin^3\left(\frac{\Omega}{2}\right) \sin \theta \cdot \psi \omega_{кр} = \{N_0\} 2 \sin^3\left(\frac{\Omega}{2}\right) \sin \theta \cdot \psi = \{N_0\} S. \quad (1)$$

## Підготовчі процеси збагачення

Здесь  $\theta = \theta(\varphi, \psi, f_1)$  – угол поворота сегмента ВМЗ, рис. 1,  $\{N_0\}$  – размерный коэффициент мощности, определяемый в зависимости от принятой системы измерения (СИ или СГС) как

$$\{N_0\} = \{A\} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot V \cdot \sqrt{2R_1} = \left\{ \frac{g\sqrt{2g}}{6\pi} \right\} \cdot \frac{G_{ВМЗ}}{g\varphi} \sqrt{2R_1} = \frac{\gamma LR_1^3}{3} \omega_{кр},$$

где  $\{A\}$  – постоянная проф. Андреева; [1],  $V = \pi R_1^2 L$  – объем барабана мельницы;  $G_{ВМЗ} = \gamma \cdot V$  – вес ВМЗ;  $\gamma$  – удельный вес загрузки.

Выражение (1) и входящий в него угол  $\theta$  получены на основе уравнения равновесия ВМЗ в поворотном направлении, т.е. равенства (возникающих от действия усилий гравитации, инерции и трения) имеющих моменты на РП:

$$M_C + M_N = M_T,$$

Расшифровка и направления вышеперечисленных моментов-слагаемых показаны на рис. 1а, получаемое из последнего равенства уравнение для  $\theta$  имеет вид

$$f_1(B(\Omega)\cos\theta + \psi^2 C(\Omega)/3) = A(\Omega)\sin\theta, \quad (2)$$

где  $A, B, C$  – функции заполнения и скорости, табл. 2.

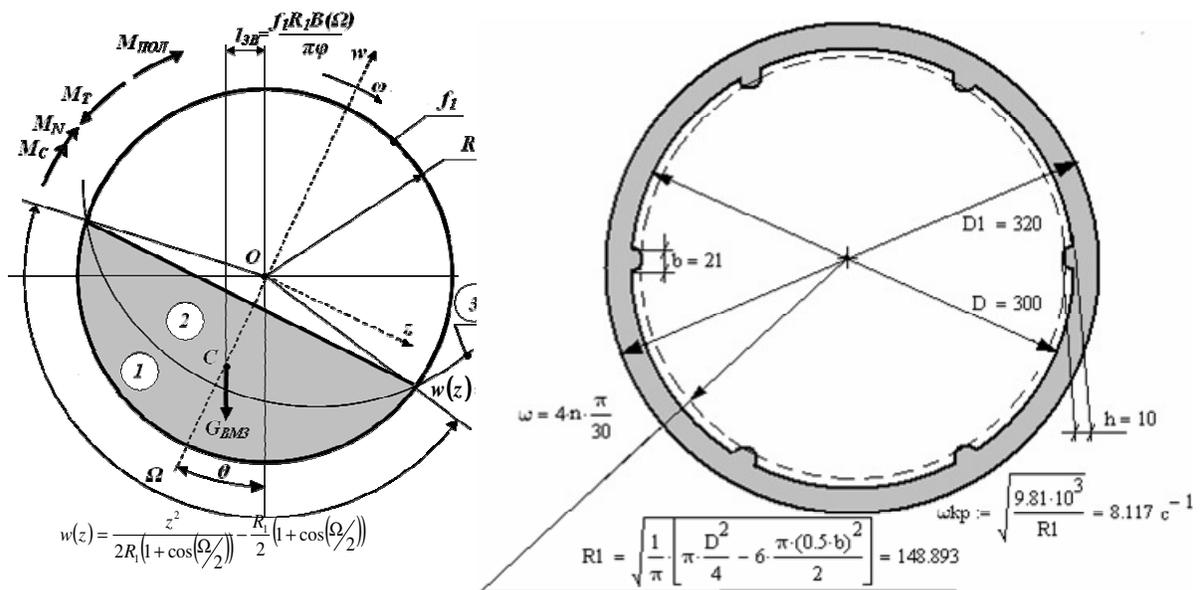


Рис. 1. Сегмент эпоры ВМЗ при каскадном режиме работы БМ и направления моментосоставляющих от усилий гравитации, инерции и трения (а):

$C$  – центр тяжести сегмента ВМЗ; 1 – КЗ; 2 – сыпучая часть загрузки;

3 – разделяющая парабола  $w(z)$  (граница КЗ).

Сечение барабана лабораторной мельницы "в свету" и его геометрические параметры (б)

## Підготовчі процеси збагачення

Полученное уравнение проф. Андреева (2) позволяет определить значение угла поворота  $\theta$  сегмента загрузки при каскадном режиме движения ВМЗ путем сведения его к квадратному уравнению относительно тригонометрических функций угла  $\theta$ . Затем, к последующему выбору нужного решения из очевидного условия  $0 \leq \theta \leq \pi/2$ , но только для значений  $\Omega < \pi$ , табл. 3. Последнее ограничение вызвано видом полученной аналитически функции  $B(\Omega)$  и ее исходного интеграла (ячейки с серой подложкой в табл. 2) а, именно, неопределенностью:

а) аргумента логарифмического слагаемого для значений  $\Omega \geq \pi$ .

Таблица 2

Составление уравнения равновесия сегмента ВМЗ в поворотном направлении  
(получение уравнения проф. Андреева (2))

Усилия	Слагаемые уравнения равновесия		Полезный момент
	инерционные	гравитационные	
Моменты от усилий	трения (произведение перенесенных на РП радиальных прижимающих на $f_1$ )		"Скатывающих"
Интегрирование	по радиусу	по дуге, где $\beta = \arccos\left(\frac{R_1 \cos \frac{\Omega}{2}}{R}\right)$	
	$\int_{K3} R_1 f_1 dC = M_C$	$\int_{BM3} R_1 f_1 dN = M_N$	$\int_{BM3} R dT = M_T$
Начальные интегралы	$f_1 \gamma \psi^2 \int_{-\Omega/2}^{\Omega/2} \int_{R_1 \frac{1+\cos \frac{\Omega}{2}}{1+\cos \alpha}}^{R_1} r^2 dr d\xi$	$f_1 \gamma L R_1 \int_{R_1 \cos \frac{\Omega}{2}}^{R_1} R dR \int_{\theta-\beta}^{\theta+\beta} \cos \alpha d\alpha$	$\gamma L \int_{R_1 \cos \frac{\Omega}{2}}^{R_1} R^2 dR \int_{\theta-\beta}^{\theta+\beta} \sin \alpha d\alpha$
Безразмерные функции	$f_1 \gamma L R_1^3 \cdot C(\Omega, \psi)$	$f_1 \gamma L R_1^3 \cdot B(\Omega) \cdot \cos \theta$	$\gamma L R_1^3 \cdot A(\Omega) \cdot \sin \theta$
Безразмерные коэффициенты уравнения проф. Андреева	$A(\Omega) = \frac{2}{3} \sin^3\left(\frac{\Omega}{2}\right), \quad a(\Omega, f_1) = f_1^{-1} \cdot A(\Omega)$		
	$B(\Omega) = \sin\left(\frac{\Omega}{2}\right) + \cos^2\left(\frac{\Omega}{2}\right) \cdot \ln\left(\frac{\cos\left(\frac{\Omega}{2}\right)}{1 - \sin\left(\frac{\Omega}{2}\right)}\right)$		
	$C(\Omega, \psi) = \frac{\psi^2}{3} \left[ \Omega - \frac{2}{15} \sin\left(\frac{\Omega}{2}\right) \cdot \left( 7 + 6 \cos\left(\frac{\Omega}{2}\right) + 2 \cos^2\left(\frac{\Omega}{2}\right) \right) \right]$		

Варианты аналитического решения уравнения проф. Андреева (2) – определение  $\theta = \theta(\varphi, \psi, f_1)$

№ варианта	В этой таблице введены обозначения: $a = a(\Omega, f_1); B = B(\Omega);$ $C = C(\Omega, \psi)$	Результаты решения примеров при $\psi=0,6$ и $f_1=0,32$						
		угол	$\Omega < \pi$		$\Omega = \pi$	$\Omega > \pi$		
		вид $B$	$B$		1	$B'$		
			100	120	180	260	240	280
1	$\sin \theta = \frac{aC + \sqrt{a^2 + B^2 - C^2}}{a^2 + B^2}$	Углы поворота $\theta$ и внутренний угол сегмента ВМЗ $\Omega$ , градусы	24,21	25,81	32,23	50,16	39,24	88,95
2	$\cos \theta = \frac{-BC + \sqrt{a^2 + B^2 - C^2}}{a^2 + B^2}$							
3	$tg(\theta/2) = \frac{a - \sqrt{a^2 + B^2 - C^2}}{C - B}$							
4	$\theta = \arcsin\left(\frac{C}{\sqrt{a^2 + B^2}}\right) + \arcsin\left(\frac{B}{\sqrt{a^2 + B^2}}\right)$							

б) угла  $\beta$  при  $R < R_1$ ; или неоднозначностью проведения аналитических выкладок, например, в полярной системе координат с положительными и отрицательными радиусами. Полученные проф. Андреевым функции  $A(\Omega)$  и  $C(\Omega, \psi)$  определены для всего диапазона  $0 \leq \Omega \leq 2\pi$ , а функция  $B(\Omega)$  – только на половине интервала  $0 \leq \Omega < \pi$  (сплошная линия на рис. 2).

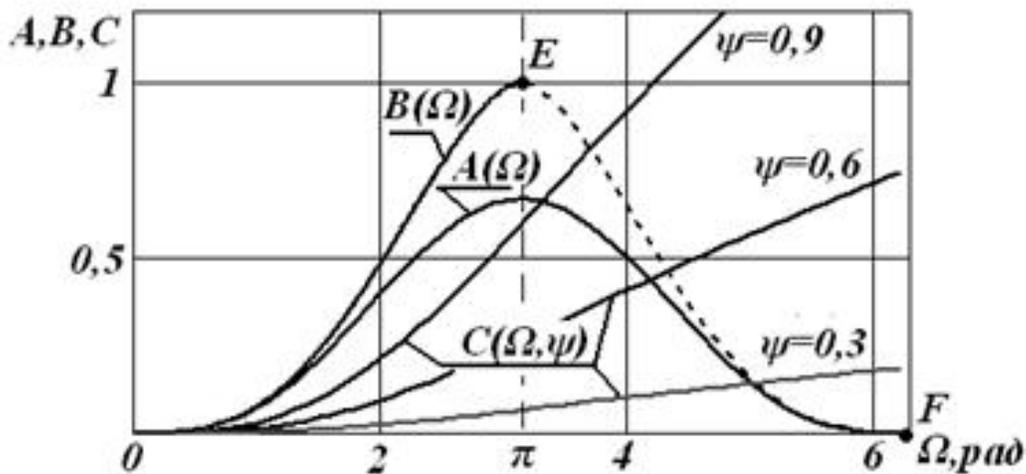


Рис. 2. Зависимости безразмерных функций  $A(\Omega)$ ,  $B(\Omega)$ ,  $C(\Omega, \psi)$  от заполнения барабана (внутреннего угла сегмента  $\Omega$ ).

*Материалы исследований.* При значениях  $\Omega > \pi$  возникает прерывание счета, связанное с нулевыми или отрицательными значениями аргумента логарифмического слагаемого-сомножителя  $B(\Omega)$ . В первом случае, при половинном заполнении барабана ( $\varphi = 50\%$ ,  $\Omega = \pi$ ), перейдем к пределам, чтобы показать отсутствие разрыва функции  $B(\Omega)$  на всем интервале изменения  $0 \leq \Omega \leq 2\pi$ .

$$\begin{aligned}
 B(\pi) &= \lim_{z \rightarrow \frac{\pi}{2}} \left[ \sin(z) + \cos^2(z) \ln \frac{\cos(z)}{1 + \sin(z)} \right] = \\
 &= 1 + \lim_{z \rightarrow \frac{\pi}{2}} \frac{\left( \ln \frac{\cos(z)}{1 + \sin(z)} \right)'}{\left( \cos^{-2}(z) \right)'} = 1 - \frac{1}{2} \lim_{z \rightarrow \frac{\pi}{2}} \frac{\cos^2(z)}{\sin(z)} = 1
 \end{aligned}$$

Во втором – преобразуем выражение  $B(\Omega)$  избавляясь от отрицательных аргументов логарифмической функции на том же интервале  $0 \leq \Omega \leq 2\pi$ , имеем

$$B(\Omega) = \sin\left(\frac{\Omega}{2}\right) + \frac{1}{2} \cdot \cos^2\left(\frac{\Omega}{2}\right) \cdot \ln\left(\frac{1 - \sin\left(\frac{\Omega}{2}\right)}{1 + \sin\left(\frac{\Omega}{2}\right)}\right),$$

вместо известного

$$B(\Omega) = \sin\left(\frac{\Omega}{2}\right) + \cos^2\left(\frac{\Omega}{2}\right) \cdot \ln\left(\frac{\cos\left(\frac{\Omega}{2}\right)}{1 - \sin\left(\frac{\Omega}{2}\right)}\right).$$

Теперь окончательно можно построить непрерывную зависимость  $B(\Omega)$  или  $B(\varphi)$  на всем интервале  $\Omega$  или  $\varphi$ , которая показана (самая верхняя) на рис. 2 сплошной и пунктирной линиями.

Необходимость расчета механических характеристик взаимодействия системы "ВМЗ-барабан" при большом заполнении ( $\Omega > \pi$ ) обусловлена также требованиями наличия строгой, однозначной и апробированной теоретической части, которая обязательно должна работать на всем диапазоне  $\Omega$  или  $0 \leq \varphi \leq 1$ . Практическое использование формулы полезной мощности для большого заполнения также имеет место, что и указано в работах [6,7] при выборе рациональных заполнений  $\varphi = 50 \dots 60\%$  барабанных мельниц с решеткой. Указанное позволит иметь теоретическую основу для технологических задач с разделением ролей и значимости эффектов истирания и удара в БМ, и отказаться от существующего критерия зависимости производительности мельницы только от одного параметра – потенциальной энергии загрузки – подъема ее центра масс.

Проведенный дополнительный анализ известных различных формул по **Збагачення корисних копалин, 2014. – Вип. 58(99)-59(100)**

## Підготовчі процеси збагачення

лезной мощности ДМ [1] показал неоспоримые преимущества теоретической формулы проф. Андреева  $N_{ПОЛ}$ , не смотря на имеющееся физическое не соответствие, выделенное в табл. 4. Для устранения этого недостатка использовалось свойство  $M_{ПОЛ} = \text{const}$  и, следовательно,  $dM_{ПОЛ}/d\omega = 0$ , при линейной зависимости  $N_{ПОЛ}(\omega) = M_{ПОЛ} \omega$ . Получаемое здесь дифференциальное – линейное, с разделяющимися уравнение, оно последовательно дает: условия для определения угла поворота сегмента загрузки

$$\cos \theta = 1 - \frac{C(\Omega)}{3B(\Omega)} \psi^2; \quad (3)$$

и обобщенную формулу полезной мощности

$$N_{ПОЛ} = \gamma LR_1^3 f_1 \cdot B(\Omega) \cdot \omega = \{N_0\} \cdot 3f_1 \cdot B(\Omega) \cdot \psi, \quad (4)$$

где  $\gamma$  – удельный вес ВМЗ (произведение плотности и  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ).

*Экспериментальная проверка* (4) является оговоренным ранее обязательным условием полноценного использования этого выражения. Оно выгодно отличается, от известных формул полезной мощности ДМ, разделением безразмерных переменных  $\phi$ ,  $\psi$ ,  $f_1$  и позволяет проводить необходимые действия с любыми  $\Omega$ . Для выполнения этого требования были проведены специальные эксперименты на лабораторной установке барабанной мельницы, рис. 3. В качестве ВМЗ использовалась чугунная дробь диаметром 3-5 мм. Характеристики установки приведены в табл. 5. Определенные веса (табл. 6) вращающихся частей установки позволили применить известную формулу потребляемой мощности двигателя мельницы  $N_{ПОТР} = N_{ХОЛ} + N_{ДОП} + N_{ПОЛ}$ , найти фрикционные свойства ВМЗ –  $f_1$ , начальную мощность двигателя  $n_0$  и приведенное сопротивление опорных подшипников – "плечо"  $l_{ПР}$ .

Расчетная схема консольной мельницы к определению пространственных реакций опорных подшипников приведена на рис. 4. Согласно этой схемы, общая формула расхода энергии ДМ составит

$$(N_{ПОТР} - n_0) \cdot \omega^{-1} = (R_A + R_B) \cdot l_{ПР} + \gamma LR_1^3 f_1 B(\Omega), \quad (5)$$

где общая реакция произвольной опоры  $C - R_C = \begin{cases} V_C + H_C \\ \sqrt{V_C^2 + H_C^2} \end{cases}$ ,  $C = A, B$ , т.е.

определяется двояко. Составляющие реакций являются функциями весов и тангенциального усилия червячного редуктора  $F_t$  на его колесе, перенесенного в плоскость оси вала установки.

Преимущества и недостатки формулы полезной мощности проф. Андреева

Рассматриваемые характеристики	Преимущества	Недостатки
Вид формулы	Относится к более точному III классу методик, так как учитываются три безразмерных фактора из четырех	Неявная зависимость $S$ от $f_1$ и $\varphi$ . Нужно рассматривать не как отдельную формулу, а как систему 2-х уравнений
Ограничения на параметры $\varphi$ и $\psi$	Близка к линейной зависимости $S$ от $\psi$	Отношение $S/\psi$ зависит от $\psi$
Получаемые предельные значения. Применение	Реальная возможность определения $N_{пол}$ даже для скоростей, соответствующих ВР, $\psi = 0,7$ 0,75 0,8. Граница для $\psi$ в общем случае не определена	По заполнению $\phi \leq 50\%$ , из-за наличия в $B(\Omega)$ логарифмической функции $\ln(1+\sin(\Omega/2)) - \ln(\cos(\Omega/2))$
Сравнение с экспериментальными данными	Получение предварительной оценки максимальной установившейся мощности ДМ (по пусковым режимам) $N_{пол} = \{N_0\} \cdot 2\sin^3(\pi/2) \cdot \sin(\pi/2) \cdot 1 = 2\{N_0\}$ , но независимо от $f_1$ .	Не нулевой угол поворота сегмента загрузки при $\psi = 0$ , $\text{tg}\theta = 1,5f_1B(\Omega)\sin^3(\Omega/2)$ Не применима для малых значений $\theta$ и $\psi$
Расчетная схема. Динамическое равновесие	Единственная теоретическая формула, характер поведения которой соответствует известным эмпирическим данным	Андреев сравнивает теоретические значения $N_{пол}$ с экспериментальными данными Гау для $N_{потр}$ . Расхождение не превышает 2-5%. Получаемые величины $f_1$ явно завышены
Масса КЗ	Учет динамического равновесия в поворотном направлении Масса КЗ не возрастает по мере увеличения скорости вращения барабана	Не дает динамического равновесия в горизонтальном и вертикальном направлениях $R_{гор}$ , $VERT$ зависят от $f_1$ и $\psi$ Величина массы КЗ строго постоянна, для любых значений $f_1$ и $\psi$

$$V_C = v_C(G_{KP}, G_{CT}, G_{BM3}, G_{OB}, G_{\Phi}, G_{VAL})$$

$$H_C = h_C(F_t) \text{ и } F_t = M_{СОПР}/r_f.$$

В то же время при игнорировании горизонтального изгиба вала – суммарное сопротивление вращению подшипников учитывается недостаточно.

$$N_{ПОТР} = n_0 + [(G_{BRЧ} + G_{BM3}) \cdot l_{ПР} + \gamma LR_1^3 f_1 B(\Omega)] \cdot \omega.$$

Проведенные экспериментальные исследования показали, необходимость обязательного учета двух плоскостного изгиба вала в рассматриваемой уста-

## Підготовчі процеси збагачення

новке консольного типа и более точного определения суммарного (пространственного) определения реакций подшипников в виде  $R_C = \sqrt{V_C^2 + H_C^2}$ , то есть как – геометрической суммы горизонтальной и вертикальной составляющих реакций.

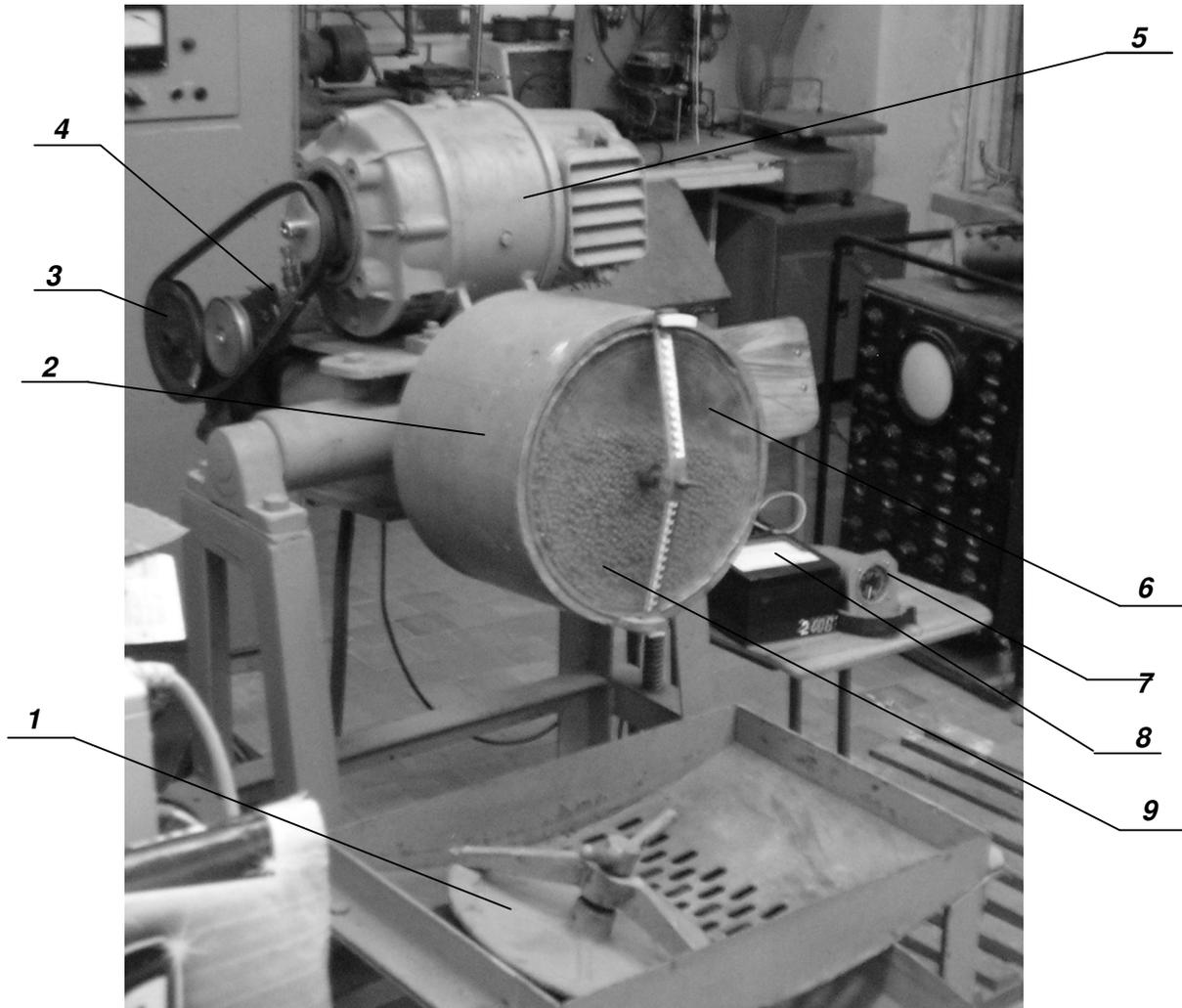


Рис. 3. Лабораторная установка барабанной мельницы консольного расположения (лаборатория кафедры горных машин и инжиниринга НГУ, 4/16):

- 1 – металлическая (штатная) торцевая крышка; 2 – обечайка барабана мельницы;
- 3 – ременная передача; 4 – червячный редуктор; 5 – двигатель;
- 6 – стеклянная торцевая крышка;
- 7 – тахометр; 8 – ваттметр; 9 – ВМЗ – чугунная дробь ( $\varphi=75\%$ )

Опыты холостого хода позволяют определить характеристику двигателя  $n_0$  и приведенное плечо трения подшипников  $l_{ПР}$ , для чего решается система двух уравнений, вытекающая из общей формулы расхода энергии (5), рис. 5. Аналогичным образом будем поступать и при обработке остальных экспериментов

## Підготовчі процеси збагачення

Таблиця 5

Характеристики консольної лабораторної барабанної мельниці

Елементи мельниці	Характеристики	
Консольний барабан	$D \times L = 300 \times 208$ мм	
Двигатель	П-21 0,7 кВт S1 220 В 4,4А КПД-72% 1500 об/мин ГОСТ 283-66	
Трансмиссія	Ременная передача $u = 2$ , червяч. редуктор $u = 14$ , вал в опорних подшипниках с предохр муфтами	
Измерительные приборы	Ваттметр, тахометр	
Торцевые крышки барабана	стеклянная $G_c = 1,2$ кг металлическая $G_{кр} = 5$ кг	
Внутримельничная загрузка (чугунная дробь, диаметром шариков 3...5 мм), ее насыпная плотность	$\gamma = 4,5$ Т/м <sup>3</sup>	
Составляющие барабана	Обечайка барабана	15,8 кг
	Фланец барабана	12,55 кг
	Вал	8,45 кг
	Шесть лифтеров	1,69 кг
Итого вес вращающихся частей установки (без крышек)		$G_{врч} = 38,49$

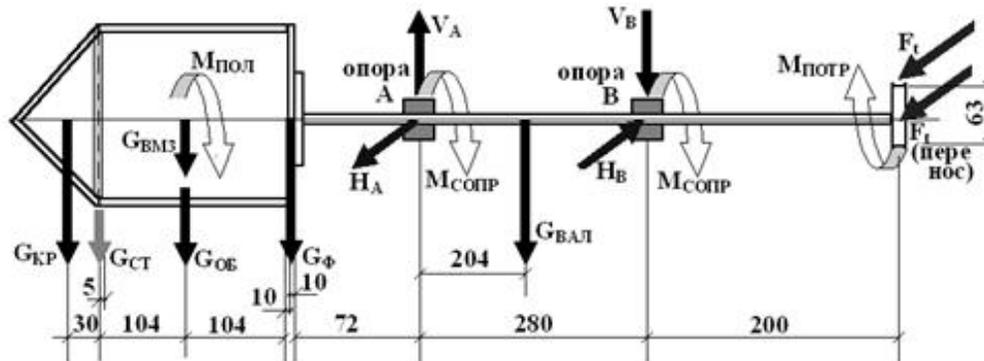


Рис. 4. Расчетная схема консольной установки

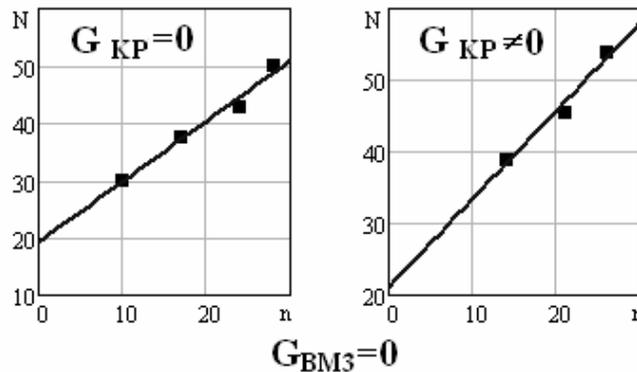


Рис. 5. Опыты холостого хода – ВМЗ отсутствует

## Підготовчі процеси збагачення

Полученные при этом значения промежуточных усилий и искомым характеристик приведены в табл. 6. В результате проведенных расчетов принимаем средние значения

$$l_{ПР} = 0,5 \cdot (3,06 + 2,952) = 3,006 \text{ мм};$$

$$n_0 = 0,5 \cdot (19,237 + 21,17) = 20,203 \text{ Вт},$$

соответствующие данной лабораторной установке.

Таблица 6

Обработка экспериментальных данных (по опытам холостого хода)

№ опыта	n, дел.	N, Вт	Усилия, кГ					l <sub>ПР</sub> , мм
			F <sub>t</sub>	V <sub>A</sub>	V <sub>B</sub>	H <sub>A</sub>	H <sub>B</sub>	
1	10	30	3,997	45,376	8,575	1,903	4,568	3,107
2	17	37,5	3,989			1,9	4,559	3,101
3	24	43	3,677			1,757	4,202	2,867
4	28	50	4,08			1,943	4,663	3,169
Результат	n <sub>0</sub> =19,237 Вт при G <sub>KP</sub> =0		10% от G <sub>ВРЧ</sub>	min от усилия		4% от V <sub>A</sub>	49% от V <sub>B</sub>	среднее 3,06
1	14	39	4,73	56,29	14,47	2,496	5,991	3,121
2	21	45,5	4,303			2,212	5,308	2,775
3	26	54	4,689			2,364	5,675	2,961
Результат	n <sub>0</sub> =21,17 Вт при G <sub>KP</sub> ≠0		10% от G <sub>ВРЧ</sub>	min от усилия		4% от V <sub>A</sub>	37% от V <sub>B</sub>	среднее 2,952

Следующие опыты проводились уже с различными степенями заполнения барабана мельницы φ. Полученные результаты приведены в табл. 7 и 8. Там серыми подложками отмечены минимальные значения горизонтальных усилий. Они затем сравниваются с традиционно рассматриваемыми вертикальными, для определения их долевого вклада в суммарный момент сопротивления опорных подшипников.

Таблица 7

Обработка экспериментальных данных (различная степень загрузки барабана)

№ опыта	n, дел.	N, Вт	Усилия, кГ					f <sub>i</sub>
			F <sub>t</sub>	V <sub>A</sub>	V <sub>B</sub>	H <sub>A</sub>	H <sub>B</sub>	
1 опыт – 13 ст.: φ=17,9%; G <sub>ВМЗ</sub> =11,7 кГ, стекло								
1	11	76	18,258	70,59	19,20	8,694	20,87	0,251
2	14	95	19,386			9,231	22,16	0,274
3	19	117	18,584			8,85	21,24	0,257
Результат:	n <sub>0</sub> =21,918 Вт		46% от G <sub>ВРЧ</sub>	min от усилия 1%		13% от V <sub>A</sub>	108% от V <sub>B</sub>	среднее 0,261
2 опыт – 13 ст.: φ=17,9%; G <sub>ВМЗ</sub> =11,7 кГ, металлическая крышка								
1	6	42	14,037	79,02	23,84	6,684	16,04	0,143
2	10	82	23,276			11,08	26,60	0,337
3	18	107	18,089			8,614	20,73	0,229
Результат:	n <sub>0</sub> =19,321 Вт		32% от G <sub>ВРЧ</sub>	min от усилия 1%		1% от V <sub>A</sub>	67% от V <sub>B</sub>	среднее 0,236

## Підготовчі процеси збагачення

В нашем случае усредненный коэффициент трения составил

$$f_1 = (0,261 + 0,236 + 0,208 + 0,245 + 0,216) / 5 = 0,233.$$

Это – коэффициент трения ВМЗ, как сыпучей среды, о рабочую поверхность барабана. Сравнение теоретических (5) и экспериментальных данных (табл. 7-8) потребляемой мощности приведено на рис. 5. Незначительные расхождения являются вполне допустимыми для такого рода экспериментов. Они подтверждают правильность принятых допущений и предположений (влияние горизонтальных составляющих реакций опорных подшипников). Используемый принцип экспериментальных исследований (отслеживание реакции системы "ВМЗ-БМ-трансмиссия-ДМ" на вносимые возмущения: во вращающуюся часть барабана – опыты холостого хода; изменение величины загрузки барабана –  $\varphi$  – основные опыты) также не вызывает сомнений.

Таблица 8

Обработка экспериментальных данных (опыты с различными степенями загрузки)

№	n, дел.	N, Вт	Усилия, кГ					f <sub>1</sub>
			F <sub>г</sub>	V <sub>A</sub>	V <sub>B</sub>	H <sub>A</sub>	H <sub>B</sub>	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
3 опыт – 19 ст.: $\varphi=26,2\%$ ; $G_{ВМЗ}=17,1$ кГ, стекло								
1	6	55	13,98	70,59	19,20	15,07	36,17	0,256
2	12	84	13,4			13,81	33,16	0,217
3	16	106	13,7			13,93	33,44	0,207
4	16	107	13,86			14,1	32,21	0,211
5	17	108	13,2			13,42	33,88	0,190
6	18	118	13,94			13,79	33,08	0,203
7	19	121	13,63			13,88	33,30	0,191
8	20	127	13,74			14,12	33,18	0,188
Результат:	$n_0=20,287$ Вт		33% от $G_{ВРЧ}$	min от усилия	19% от $V_A$	139% от $V_B$	среднее 0,208	
4 опыт – 37 ст.: $\varphi=51\%$ ; $G_{ВМЗ}=33,3$ кГ, стекло								
1	4	49	25,3	107,3	34,4	24,9	59,9	0,375
2	6	63	16,2			15,9	38,1	0,182
3	9	90	20,5			20,2	48,4	0,259
4	10	93	19,3			18,9	45,4	0,232
5	11	98	18,7			18,4	44,1	0,218
6	12	113	20,5			20,1	48,2	0,245
7	13	117	19,7			19,3	46,4	0,228
8	16	142	20,2			19,8	47,5	0,222
Результат:	$n_0=20,17$ Вт		41% от $G_{ВРЧ}$	min от усилия	23% от $V_A$	111% от $V_B$	среднее 0,245	
5 опыт – 55 ст.: $\varphi=75\%$ ; $G_{ВМЗ}=48,96$ кГ, крышка								
1	6	62	16,1	143,28	50,30	18,1	43,4	0,208
2	7	74	18,0			20	47,9	0,263
3	9	88	17,8			19,6	47,0	0,249
4	12	106	16,9			18,6	44,6	0,212
5	15	126	17,3			18,3	44,0	0,192
6	16	135	17,4			18,6	44,7	0,195
7	17	143	17,1			18,8	45,0	0,192
Результат:	$n_0=22,787$ Вт		37% от $G_{ВРЧ}$	min от усилия	14% от $V_A$	86% от $V_B$	среднее 0,216	

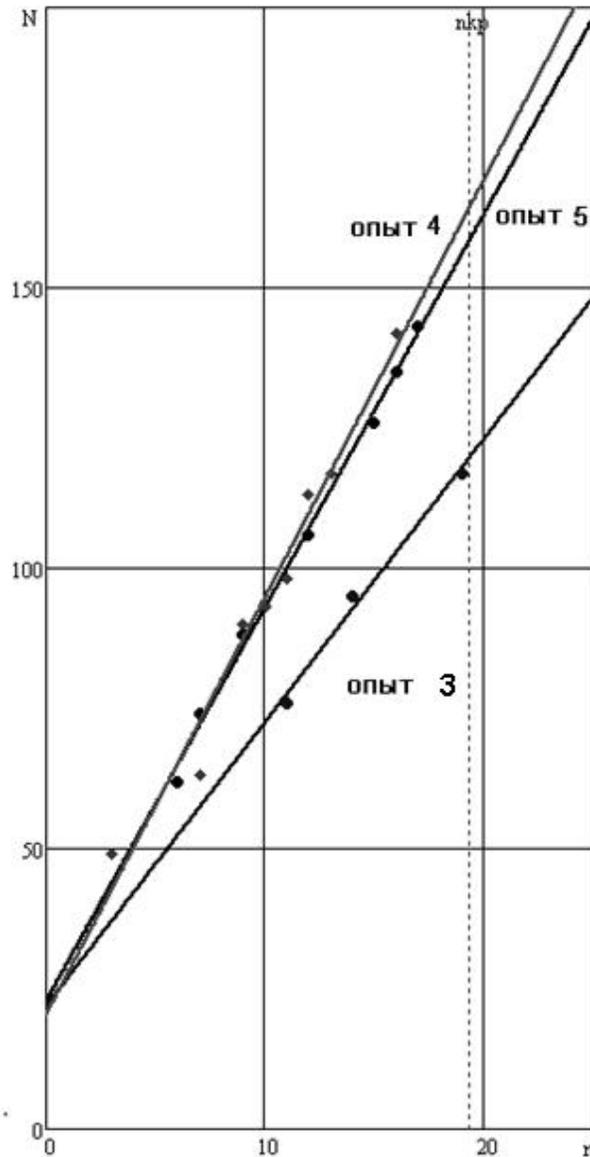


Рис. 5. Теоретические (сплошные прямые) и экспериментальные (точки) данные потребляемой мощности двигателя лабораторной мельницы, соответствующие опытам табл. 8

### *Выводы*

1. Получила экспериментальное подтверждение обобщенная теоретическая формула (4) полезной мощности двигателя БМ для любых заполнений.

2. Показана необходимость обязательного учета реакций опорных подшипников в виде геометрической (векторной) суммы составляющих реакций, т.к. в некоторых случаях их вклад в сопротивление вращению – значителен, см. табл. 8, горизонтальные реакций – до 139% от вертикальных.

3. Получена теоретическая зависимость безразмерного параметра мощности двигателя БМ для обобщенной формулы полезной мощности путем аналитического уточнения вида сомножителя

$$B(\Omega) = \begin{cases} 1, & \text{if } \Omega = \pi \\ \sin\left(\frac{\Omega}{2}\right) + \frac{1}{2} \cos^2\left(\frac{\Omega}{2}\right) \cdot \ln\left(\frac{1 - \sin\left(\frac{\Omega}{2}\right)}{1 + \sin\left(\frac{\Omega}{2}\right)}\right), & \text{if } \Omega \neq \pi \end{cases}$$

для всіх значень внутрішнього угла сегмента загрузки  $0 \leq \Omega \leq 2\pi$ .

4. Проведенные исследования позволяют сформулировать следующую важную задачу внутренней механики БМ – экспериментальное и аналитическое определение реального угла поворота центра масс ВМЗ, который при этом должен подняться на минимальную высоту.

### Список литературы

1. Андреев С.Е. О внутреннем трении в шаровой мельнице // Горный журнал. – 1961. – № 2. – С. 62-68.
2. Трубицин М.Н. Обоснование и выбор параметров системы "барабанная мельница – внутренняя загрузка": Дисс. ... канд. техн. наук. – Дн-ск: НГУ, 2004. – 164 с.
3. Науменко Ю.В. Основи теорії робочих процесів барабанних млинів: Монографія. – Рівне: НУВГП, 2014. – 336 с.
4. Науменко Ю.В., Дейнека К.Ю. Теоретичні основи робочих процесів машин барабанного типу: Монографія. – Рівне: НУВГП, 2014. – 531 с.
5. Кондратець В.О. Адаптивне розподілене керування подрібненням руди кульовими млинами з оптимізацією динаміки розрідження пульпи: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Кривий Ріг: НКТУ, 2015. – 39 с.
6. Марюта А.Н. Фрикционные колебания в механических системах. – М.: Недра, 1993. – 168 с.
7. Шинкоренко С.Ф. Технология измельчения руд черных металлов. – М.: Недра, 1982. – 212 с.

© Глечиков В.В., Шишко С.В., Трубицин М.Н., 2014

*Надійшла до редколегії 15.11.2014 р.  
Рекомендовано до публікації д.т.н. В.І. Самусей*