

УДК 621.926

## ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ПРОЧНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВАЛА РОТОРА ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ БИСЕРНОЙ МЕЛЬНИЦЫ

канд. техн. наук В.И. КОЗЛОВСКИЙ, канд. техн. наук, доц. О.А. ПЕТРОВ  
(Белорусский государственный технологический университет, Минск)

*Рассмотрены особенности конструкций горизонтальных бисерных мельниц. Приведены результаты теоретических исследований влияния конструктивных и эксплуатационных параметров на диаметр вала и его отклонения от оси вращения. Построены графические зависимости диаметра вала от расстояния между подшипниками при разных диаметрах и количестве дисков ротора, а также получено общее уравнение для расчета диаметра вала. Представлены результаты расчетов значений отклонений вала в месте установки уплотнения и на консоли. Проведен анализ полученных данных и взаимосвязи между ними, дающий возможность рационального конструирования горизонтальной бисерной мельницы.*

**Ключевые слова:** сверхтонкое диспергирование, технический бисер, бисерная мельница, горизонтальный ротор, прочностные характеристики.

**Введение.** Бисерные мельницы могут успешно применяться в целом ряде технологий как в промышленности строительных материалов, так и во многих смежных отраслях производства: лакокрасочной, химической, фармацевтической, пищевой и др. [1–4]. Они используются для сверхтонкого диспергирования широкого спектра материалов в жидкой среде за счет перетирания частиц твердыми шариками – техническим бисером.

В зависимости от технологических нужд и эксплуатационных характеристик в качестве материала для изготовления технического бисера используют чистосортное или упрочненное стекло, нержавеющей сталь, фарфор и др. Применяются также соединения, являющиеся основой таких уникальных по своим свойствам материалов, как циркон, корунд, карборунд, победит. А именно: силикат циркония, оксид алюминия, карбид кремния, монокарбид вольфрама. Естественно, что чем прочнее обрабатываемый материал, тем более прочные и твердые мелющие тела следует применять. Но, кроме этого, необходимо учитывать размерные границы требуемой дисперсности, допустимость наличия продуктов износа в готовом материале и др. Диаметр бисера, правильный подбор которого непосредственно влияет на эффективность работы мельницы, обычно составляет 0,3–3 мм. В качестве дисперсионной среды, кроме воды, могут использоваться различные органические растворители, минеральные, синтетические и другие жидкости, отличающиеся своими свойствами.

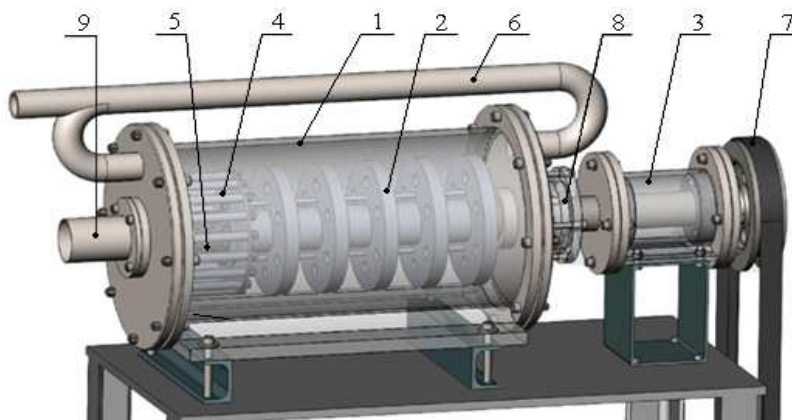
В настоящее время применяются бисерные мельницы двух основных типов: горизонтальные и вертикальные. Наиболее перспективными конструктивно в ряде случаев являются горизонтальные бисерные мельницы (ГБМ), что обусловлено более равномерным распределением нагрузок по длине конструкции. Один из основных элементов ГБМ – вал ротора, от параметров которого зависит производительность и ресурс работы оборудования, т.к. он непосредственно связан со всеми ответственными узлами и деталями. Поэтому правильное конструирование вала и ротора в целом оказывает значительный эффект на работоспособность машины.

Основными параметрами, которые будут оказывать отрицательное воздействие на работоспособность конструкции, являются: 1) величина смещения вала (прогиб) от оси вращения на консоли; 2) величина смещения вала в месте установки уплотнения. Смещения вала приводят к выходу из строя подшипников качения, быстрому износу торцевого уплотнения и нарушению работы динамического сепаратора при его наличии.

Вал ГБМ установлен консольно и относится к быстроходным, поэтому его конструирование начинается с расчета на вибрационную устойчивость, а также жесткость и прочность [5]. В результате чего определяется диаметр вала и величины прогибов в опасных сечениях. Этот расчет достаточно громоздкий и может занимать много времени. Однако в результате проведенных исследований ГБМ нами были получены оптимальные параметры работы данных машин. Их подстановка в предложенную методику расчета значительно упростит подбор оптимального диаметра вала и определение его прогибов в опасных сечениях в зависимости от технологических и геометрических параметров.

**Основная часть.** Горизонтальная бисерная мельница представляет собой неподвижный цилиндрический корпус, на 80–90% заполненный бисером (рисунок 1). Внутри горизонтально расположенного корпуса 1 вращается ротор 2, состоящий из вала с насаженными на него дисками. В боковой стенке корпуса вмонтирована система уплотнения вала торцевого типа 8.

При вращении ротора с частотой порядка 1000 об/мин начинается интенсивное движение бисера, который, совершая возвратно-поступательные и вращательные перемещения, измельчает частицы материала в результате истирания, раздавливания и соударений. Чем интенсивнее вибрирует бисер и чем медленнее проходит суспензия через мельницу, тем эффективнее измельчаются частицы перерабатываемого материала.



1 – корпус; 2 – ротор; 3 – подшипниковый узел; 4 – динамический сепаратор; 5 – сетчатый фильтр; 6 – входной патрубок; 7 – ременная передача; 8 – торцевое уплотнение; 9 – выходной патрубок

Рисунок 1. – Конструкция горизонтальной бисерной мельницы

Камеры промышленных мельниц выполняются с рубашкой для водяного охлаждения. Внутренняя поверхность корпуса, подвергающаяся износу, может иметь сменную футеровку. Ротор может выполняться гуммированным для предотвращения собственного износа и для уменьшения износа бисера. В корпусе также устанавливаются статический или динамический сепаратор для отделения продукта от бисера. Большинство мельниц могут работать как в непрерывном, так и в циркуляционном режимах.

Основными параметрами при расчете вала ротора ГБМ (рисунок 2), которые будут влиять на его диаметр и прогибы являются: расстояние между подшипниками ( $L_n$ ), которое варьировалось от 0,15 до 0,5 м; диаметр дисков ( $D_d$ ) изменялся в диапазоне 0,1–0,3 м и их количество ( $k$ ) принималось от 5 до 8 шт. Остальные параметры были взяты или рассчитаны из предыдущих исследований ГБМ [1; 2; 6; 7]. Например, частота вращения вала определялась из условия, что оптимальная окружная скорость по кромкам дисков должна быть 10 м/с [6], а расстояние между дисками ( $L_d$ ) не должно превышать 40 мм [6]. Масса диска рассчитывалась исходя из соотношения значений его диаметра и толщины [1]. Расстояние между подшипниками и торцевым уплотнением ( $L_y$ ) принималось минимальным – 40 мм, для обеспечения наименьшего прогиба в месте его установки. В качестве измельчаемого материала, как модельная среда, использовался мелкозернистый кварцевый песок. Для расчета мощности затрачиваемой на перемешивание общей массы (шарики, материал и вода) воспользовались формулой [7]

$$N = 0,616\pi\rho_c\omega_d^2r_d^4k\sqrt{v\omega_d}, \tag{1}$$

где  $\omega_d$  – угловая скорость вращения диска,  $c^{-1}$ ;  
 $\rho_c$  – плотность среды,  $кг/м^3$ ;  
 $r_d$  – радиус диска, м;  
 $v$  – кинематическая вязкость среды,  $м^2/с$ .

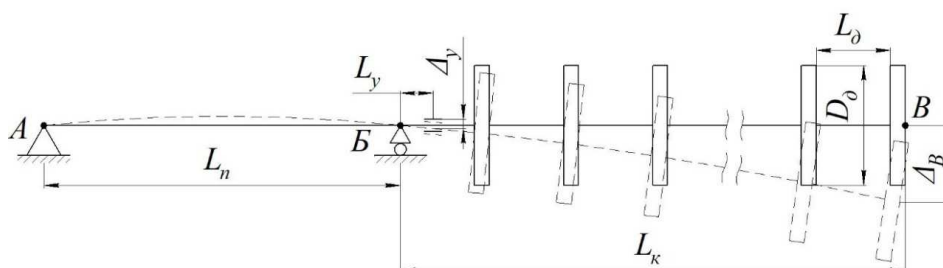


Рисунок 2. – Расчетная схема вала ротора

Согласно методике расчета, на первом этапе определялся диаметр вала ( $d_0$ ) и проводилась его проверка на условие виброустойчивости:

$$\frac{\omega}{\omega_{кр}} \leq 0,7, \tag{2}$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения вала,  $c^{-1}$ ;

$\omega_{кр}$  – критическая угловая скорость вращения вала,  $c^{-1}$ .

Второй этап заключался в определении прогибов вала в месте установки торцевого уплотнения на консоли.

На третьем этапе определялись изгибающие и крутящие моменты и проводилась проверка вала на прочность.

В результате проведенных расчетов были получены графические зависимости диаметра вала от расстояния между подшипниками при разных диаметрах и количестве дисков (рисунок 3).

Из графиков видно, что при минимально принятом к расчетам количестве дисков 5 шт. и наименьшем их диаметре 0,1 м диаметр вала ротора в зависимости от расстояния между подшипниками ( $0,15 \text{ м} \leq L_n \leq 0,5 \text{ м}$ ) варьируется от 16,5 до 21,5 мм. При максимальном количестве дисков 8 шт. и наибольшем их диаметре 0,3 м величина диаметра вала ротора оказывается в диапазоне 34,5 до 40,5 мм.

Увеличение диаметра дисков от 0,1 м до 0,3 м приводит соответственно к возрастанию диаметра вала ротора на 6–8 мм, т.к. увеличивается его масса. При увеличении количества дисков от 5 до 8 – диаметр возрастает на 8–10 мм, т.к. удлиняется консоль вала. При увеличении расстояния между подшипниками с 0,15 м до 0,267 м диаметр вала увеличивается на 2,5–4 мм, а с 0,267 м до 0,5 м – на 2–2,5 мм.

Анализ приведенных данных позволил получить общее уравнение зависимости диаметра вала от расстояния между подшипниками для различного количества и диаметров дисков, которое можно записать в виде

$$d_a = k_1 L_n^3 - k_2 L_n^2 + k_3 L_n + k_4 \quad (\text{при } 0,15 \text{ м} \leq L_n \leq 0,5 \text{ м}), \quad (3)$$

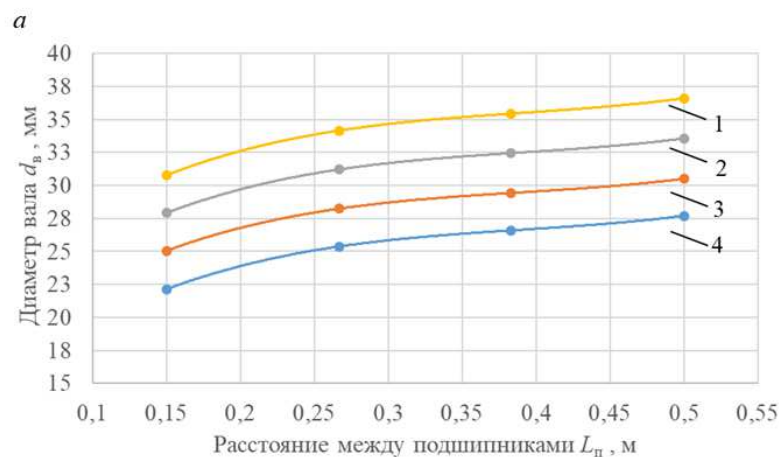
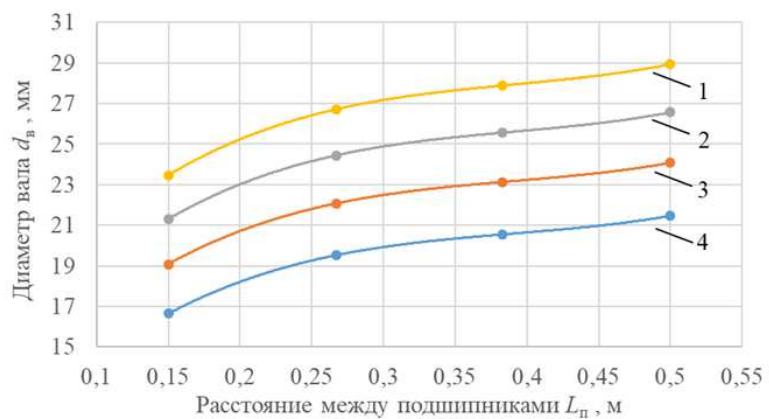
где  $k_1, k_2, k_3, k_4$  – коэффициенты (таблица 1).

Таблица 1. – Значения коэффициентов для уравнения (3)

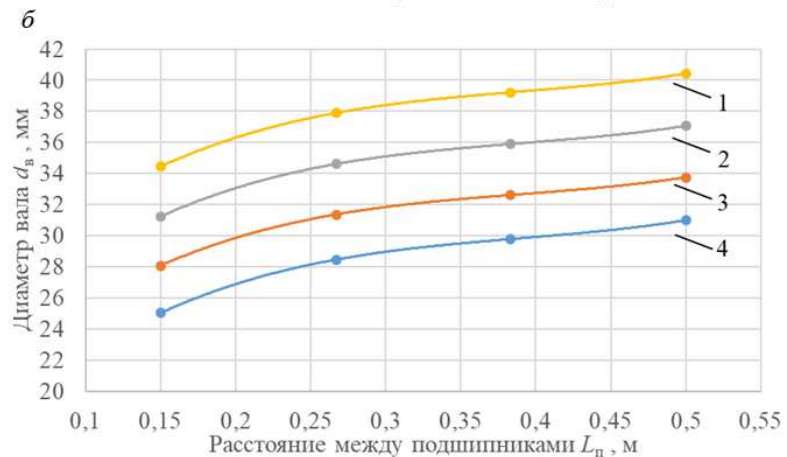
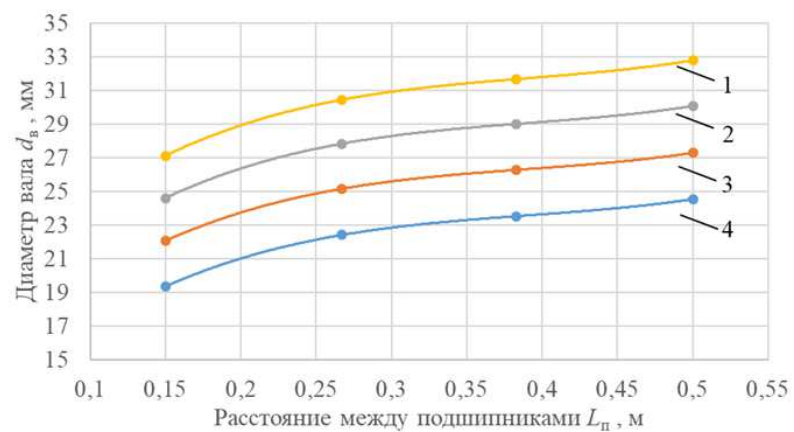
		Диаметр дисков $D_d$ , м				
		0,1	0,17	0,23	0,3	
Количество дисков $k$ , шт	5	$k_1$	202,99	197,11	188,4	181,78
		$k_2$	238,21	231,37	221,16	213,27
		$k_3$	99,92	96,906	92,539	89,24
		$k_4$	13,155	11,313	9,5482	7,4404
	6	$k_1$	205,16	199,96	192,5	190,1
		$k_2$	240,58	234,54	225,81	222,83
		$k_3$	101,25	98,573	94,818	93,601
		$k_4$	16,649	14,419	12,262	9,6745
	7	$k_1$	207,15	202,62	196,57	199,11
		$k_2$	242,72	237,48	230,39	233,17
		$k_3$	102,44	100,1	97,033	98,265
		$k_4$	20,17	17,557	15,015	11,97
	8	$k_1$	209,08	205,25	200,75	208,99
		$k_2$	244,78	240,38	235,11	244,5
		$k_3$	103,55	101,56	99,273	103,33
		$k_4$	23,715	20,724	17,807	14,334

Таблица 2. – Значения прогибов в месте установки уплотнения ( $\Delta_y$ ) и на консоли вала ( $\Delta_a$ )

Диаметр дисков $D_d$ , м	Расстояние между подшипниками $L_n$ , м	Количество дисков $k$ , шт.							
		5		6		7		8	
		$\Delta_y$ , мм	$\Delta_a$ , мм	$\Delta_y$ , мм	$\Delta_a$ , мм	$\Delta_y$ , мм	$\Delta_a$ , мм	$\Delta_y$ , мм	$\Delta_a$ , мм
0,1	0,15	0,4621	2,1748	0,4483	2,4717	0,4222	2,5585	0,4372	3,1919
	0,267	0,0820	0,2823	0,0693	0,2581	0,0692	0,2940	0,0661	0,3017
	0,383	0,0689	0,2082	0,0689	0,2391	0,0629	0,2459	0,0584	0,2366
	0,5	0,0689	0,1703	0,0629	0,1932	0,0606	0,2199	0,0585	0,2291
0,17	0,15	0,4435	2,1844	0,4157	2,2948	0,4290	2,8901	0,4122	3,0417
	0,267	0,0687	0,2329	0,0724	0,3004	0,0652	0,2800	0,0658	0,3482
	0,383	0,0675	0,2140	0,0613	0,2204	0,0651	0,2822	0,0579	0,2647
	0,5	0,0620	0,1759	0,0593	0,1994	0,0568	0,2071	0,0601	0,2579
0,23	0,15	0,4757	2,6969	0,4608	3,0880	0,4523	3,5308	0,4272	3,6132
	0,267	0,0811	0,3339	0,0757	0,3493	0,0674	0,3464	0,0643	0,3554
	0,383	0,0743	0,2656	0,0658	0,2685	0,0602	0,2578	0,0568	0,2706
	0,5	0,0627	0,1889	0,0574	0,1984	0,0607	0,2505	0,0563	0,2609
0,3	0,15	0,4730	2,9300	0,4640	3,4523	0,4343	3,5617	0,4341	4,1611
	0,267	0,0697	0,2747	0,0722	0,3459	0,0659	0,3587	0,0637	0,3787
	0,383	0,0664	0,2520	0,0632	0,2684	0,0633	0,3297	0,0610	0,3459
	0,5	0,0682	0,2313	0,0615	0,2430	0,0570	0,2578	0,0557	0,2761



в



з

Диаметр дисков: 1 – 0,3 м; 2 – 0,23 м; 3 – 0,17 м; 4 – 0,1 м.  
Количество дисков: а – 5; б – 6; в – 7; з – 8

Рисунок 3. – Зависимости диаметра вала от расстояния между подшипниками

Кроме того, в результате расчетов были получены значения отклонений (прогибов вала) в месте установки уплотнения ( $\Delta_y$ ) и на консоли вала ( $\Delta_e$ ) в зависимости от расстояния между подшипниками при различных диаметрах и количестве дисков (см. таблица 2).

В результате анализа можно отметить, что значения отклонений  $\Delta_e$  возрастают с увеличением количества дисков. Однако на эти отклонения значительное влияние оказывает расстояния между подшипниками. Так, например, при количестве дисков 5 шт. и расстоянии между подшипниками 0,15 м отклонение на консоли составляет 2,1748 мм, а при дальнейшем увеличении расстояния до 0,267 м это значение резко снижается до 0,2823 мм. Последующее возрастание расстояния между подшипниками не приводит к существенному изменению прогиба вала на консоли. Аналогичная картина наблюдается для всех полученных данных.

Что касается прогиба вала в месте установки торцевого уплотнения  $\Delta_y$ , то здесь также наблюдается значительное уменьшение прогиба при изменении расстояния между подшипниками от 0,15 м до 0,267 м. Однако значение  $\Delta_y$  с увеличением длины консоли, диаметров дисков и расстояния между подшипниками не всегда уменьшалось или увеличивалось, иногда оно меняется скачкообразно. Это объясняется тем, что в предыдущих расчетах для каждого случая был получен свой диаметр вала. Т.е. имели место случаи, когда при увеличении длины консоли вала его диаметр тоже увеличивался. Соответственно, прогиб  $\Delta_y$  мог быть равен или меньше, чем у вала с меньшей консолью и диаметром.

Полученные значения  $\Delta_y$  также позволяют подобрать торцевое уплотнение для данного вида мельниц. Здесь можно отметить, что при расстоянии между подшипниками 0,15 м отклонения превышают допустимое значение 0,1 мм [5]. Это приводит к установке нестандартного торцевого уплотнения и повышению стоимости мельницы. Но при увеличении расстояния между подшипниками до 0,267 м отклонения в месте установки уплотнения значительно снижаются и не превышают допустимых значений.

**Заключение.** Очевидно, что возрастание диаметра дисков повышает массу ротора, а их количество – увеличивает длину консоли, что ведет к увеличению диаметра вала ротора горизонтальной бисерной мельницы и влияет на прогибы вала на конце консоли и в месте установки уплотнения. Изменение расстояния между подшипниками в месте установки консольного вала увеличивает его диаметр в меньшей степени, но значительно влияет на величину прогибов. Отклонения вала от оси вращения приводят к дополнительной вибрации, биению, неправильной работе и в итоге к преждевременному выходу из строя подшипников качения и элементов довольно дорогостоящего торцевого уплотнения. Используя полученные по предлагаемой методике результаты расчетов и приведенные зависимости, можно связать основные параметры горизонтальной бисерной мельницы для правильного подбора торцевого уплотнения и для ее рационального конструирования в целом.

В дальнейшем планируется продолжить исследования в направлении усовершенствования конструкций, повышения надежности и ресурса работы рассматриваемого вида оборудования.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Индейкин, Е.А. Пигментирование лакокрасочных материалов / Е.А. Индейкин, Л.Н. Лейбзон, И.А. Толмачев. – Л. : Химия, 1986. – 160 с.
2. Масунов, Е.Б. Преимущество различных типов отечественного диспергирующего оборудования с мелющими телами / Е.Б. Масунов // Хим. и нефтяное машиностроение. – 1983. – № 2. – С. 37–39.
3. Козловский, В.И. Комплексная технология диспергирования меловых наполнителей композитов мокрым способом / В.И. Козловский, О.А. Петров, Д.Н. Боровский // Вестн. Полоц. гос. ун-та. Сер. Ф. Строительство. Прикладные науки. – 2020. – № 8. – С. 71–75.
4. Витязь, П.А. Высокие технологии и наноматериалы в строительной индустрии / П.А. Витязь, В.Г. Горобцов // Стр. наука и техника. – 2009. – № 6. – С. 4–16.
5. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств (примеры и задачи) : учеб. пособие / М.Ф. Михалев [и др.] ; под общ. ред. М.Ф. Михалева. – Л. : Машиностроение, 1984. – 304 с.
6. Козловский, В.И. Влияние конструктивных особенностей шаровой мельницы с мешалкой на ее эффективность / В.И. Козловский, П.Е. Вайтехович // Лакокрасоч. материалы и их применение. – 2015. – № 7. – С. 43–45.
7. Козловский, В.И. Определение энергозатрат на вращение рабочего органа шаровой мельницы с мешалкой / В.И. Козловский, П.Е. Вайтехович // Хим. и нефтегазовое машиностроение. – 2016. – № 5-6. – С. 14–17.

#### REFERENCES

1. Indejkin, E.A., Lejbzon, L.N., & Tolmachev, I.A. (1986). *Pigmentirovanie lakokrasochnyh materialov* [Pigmentation of paints and varnishes]. Leningrad: Himiya. (In Russ.).
2. Masunov, E.B. (1983). Preimushchestvo razlichnyh tipov otechestvennogo dispergiruyushchego oborudovaniya s melyushchimi telami [The advantage of various types of domestic dispersing equipment with grinding media]. *Himicheskoe i neflyanoe mashinostroenie* [Chemical and Petroleum engineering], 2, 37–39. (In Russ., abstr. in Engl.).
3. Kozlovskij, V.I., Petrov, O.A., & Borovskij, D.N. (2020). Kompleksnaya tekhnologiya dispergirvaniya melovyh napolnitelej kompozitov mokrym sposobom [Integrated technology for dispersing chalk fillers of composites using a wet method]. *Vestnik Polockogo gosudarstvennogo universiteta* [Herald of Polotsk State University], 8, 71–75. (In Russ., abstr. in Engl.).

4. Vityaz', P.A., & Gorobcov, V.G. (2009). Vysokie tekhnologii i nanomaterialy v stroitel'noj industrii [High technologies and nanomaterials in the construction industry]. *Stroitel'naya nauka i tekhnika [Building science and Technology]*, 6, 4–16. (In Russ., abstr. in Engl.).
5. Mihalev, M.F., Tret'yakov, N.P., Mil'chenko, A.I., & Sobnin, V.V. (1984). *Raschet i konstruirovaniye mashin i apparatov himicheskikh proizvodstv (primery i zadachi) [Calculation and design of machines and apparatus for chemical production (examples and tasks)]*. Leningrad: Mashinostroenie.
6. Kozlovskij, V.I., & Vajtekovich, P.E. (2015). Vliyanie konstruktivnykh osobennostej sharovoj mel'nicy s meshalkoj na ee effektivnost' [Influence of design features of a ball mill with a stirrer on its efficiency]. *Lakokrasochnye materialy i ih primenenie [Paints and Varnishes and their application]*, 7, 43–45. (In Russ., abstr. in Engl.).
7. Kozlovskij, V.I., & Vajtekovich, P.E. (2016). Opredelenie energozatrat na vrashchenie rabocheho organa sharovoj mel'nicy s meshalkoj [Determination of energy consumption for the rotation of the working body of a ball mill with a stirrer]. *Himicheskire i neftegazovoe mashinostroenie [Chemical and Oil and Gas engineering]*, 5-6, 14–17. (In Russ., abstr. in Engl.).

Поступила 26.11.2021

**INFLUENCE OF DESIGN AND OPERATIONAL PARAMETERS  
ON THE STRENGTH CHARACTERISTICS OF THE ROTOR SHAFT  
OF A HORIZONTAL BEAD MILL**

**V. KOZLOVSKI, O. PETROV**

*The article considers the design features of horizontal bead mills, presents the results of theoretical studies of the influence of design and operational parameters on the shaft diameter and its deviation from the axis of rotation. Graphical dependences of the shaft diameter on the distance between the bearings for different diameters and the number of rotor disks are constructed, and a general equation for calculating the shaft diameter is obtained. The results of calculations of the values of shaft deviations at the installation site of the seal and on the console are presented. The analysis of the obtained data and the relationship between them, which makes it possible to rationally design a horizontal bead mill, is carried out.*

**Keywords:** *ultrafine dispersion, technical beads, bead mill, horizontal rotor, strength characteristics.*