

при непрерывном режиме работы агрегата предпочтительно. Также полученные результаты экспериментов позволили оценить эффективность процесса измельчения стеклобоя в планетарной мельнице и отмечено, что для достижения наибольшего процента частиц с размером меньше 100 мкм целесообразно применять соотношение мелющие тела к материалу 1:1.

### Литература

1. Богданов, В.С. Шаровые барабанные мельницы / В.С. Богданов. – Белгород: БелГТАСМ, 2002. – 258 с.
2. Боровский Д.Н. Тонкое измельчение материалов малотоннажных производств в быстроходных центробежно-шаровых мельницах: автореф. дис. ... к-та. техн. наук: 05.02.13 / Д.Н. Боровский; Бел. гос. технолог. ун-т. – Минск, 2015. – 23 с.
3. Гребенчук, П.С. Тонкое измельчение стеклобоя в мельницах различных конструкций / П.С. Гребенчук, Д.Н. Боровский // Вестник ПГУ. Сер. В, Промышленность. Прикладные науки. – 2018. – Новополоцк. – №3. – С. 79–83.
4. Боровский, Д.Н. Тонкое измельчение стеклобоя в планетарной мельнице / Д.Н. Боровский, А.А. Гарабажиу, О.А. Петров, Д.В. Семенов // Вестник ПГУ. Сер. В, Промышленность. Прикладные науки. – 2020. – Новополоцк. – №3. – С. 35–38.

УДК 621.926

**Козловский В.И., Петров О.А., Боровский Д.Н.**  
(БГТУ)

### **РАСЧЕТ ДИАМЕТРА ВАЛА ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ БИСЕРНОЙ МЕЛЬНИЦЫ**

Одним из основных элементов горизонтальной бисерной мельницы (ГБМ) является вал ротора, от параметров которого зависит производительность и ресурс работы оборудования, так как 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 величина смещения вала (прогиб) от оси вращения на консоли и 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.

Так как вал ГБМ установлен консольно и относится к быстроходным, то его конструирование начинается с расчета на вибрационную устойчивость, а также жесткость и прочность [3]. В результате чего определяется диаметр вала и величины прогибов в опасных сечениях.

Этот расчет весьма громоздкий и может занимать достаточно много времени. Однако в результате проведенных исследований ГБМ, нами были получены оптимальные параметры работы данных машин. Их подстановка в предложенную методику расчета значительно упрощает подбор оптимального диаметра вала и определение его прогибов в опасных сечениях в зависимости от технологических и геометрических параметров.

Основными параметрами при расчете вала ротора ГБМ (рисунок 1), которые будут влиять на его диаметр и прогибы являются: расстояние между подшипниками ( $L_n$ ); диаметр дисков ( $D_d$ ) и их количество ( $k$ ). Остальные параметры были взяты или рассчитаны из предыдущих исследований ГБМ [1, 2, 4, 5]. Например, частота вращения вала определялась из условия, что оптимальная окружная скорость по кромкам дисков должна быть 10 м/с [4], а расстояние между дисками ( $L_d$ ) не должно превышать 40 мм [4]. 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, а для расчета мощности затрачиваемой на перемешивание общей массы (шарики, материал и вода) воспользовались формулой [5]:

$$N = 0,616 \pi \rho_c \omega_d^2 r_d^4 k \sqrt{\nu \omega_d}, \quad (1)$$

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

Согласно методики расчета на первом этапе определялся диаметр вала ( $d_b$ ) и проводилась его проверка на условие виброустойчивости:

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

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

По результатам расчетов можно отметить, 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 ( $0,15 \text{ м} \leq L_{\text{п}} \leq 0,5 \text{ м}$ ) 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.

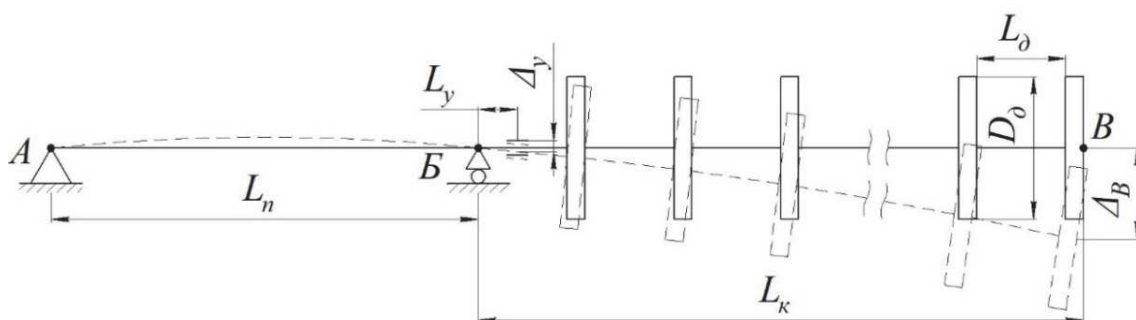


Рисунок 1 – Расчетная схема вала

Увеличение диаметра дисков от 0,1 м до 0,3 м приводит соответственно к возрастанию диаметра вала ротора на 6–8 мм, так как увеличивается его масса. При увеличении количества дисков от 5 до 8 – диаметр возрастает на 8–10 мм, так как 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:

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

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

Расчет отклонений  $\Delta_{\text{в}}$  показал их рост 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. Исходя из этого, имели место случаи, когда при увеличении длины консоли вала его диаметр тоже увеличивался, и соответственно прогиб  $\Delta_y$  мог быть равен или меньше, чем у вала с меньшей консолью и диаметром.

**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

Полученные значения  $\Delta_y$  так же 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 [3]. 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.

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 же 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 рационального ее конструирования в целом.

### 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 // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1983. – № 2. – С. 37–39.
3. Михалев, М.Ф. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств (примеры и задачи): учеб. пособие / М.Ф. Михалев, [и др.] – Л.: Машиностроение, 1984. – 304 с.
4. Козловский, В.И. Влияние конструктивных особенностей шаровой мельницы с мешалкой на ее эффективность / В.И. Козловский, П.Е. Вайтехович // Лакокрасочные материалы и их применение. – 2015. – № 7. – С. 43–45.
5. Козловский, В.И. Определение энергозатрат на вращение рабочего органа шаровой мельницы с мешалкой / В.И. Козловский, П.Е. Вайтехович // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2016. – № 5–6. – С. 14–17.

УДК 621.926

Мытько Д.Ю., Гребенчук П.С., Петров О.А.  
(БГТУ)

### **МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ АГЛОМЕРАЦИИ ЧАСТИЦ В ПОЛЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ**

Движение как тонкодисперсных частиц, так и агломератов в закрученном газовом потоке может быть описано вторым законом Ньютона. Механизм агломерации моделируется с учетом траектории движения частиц в циклоне и вероятности их столкновения.

Модель агломерации частиц в турбулентных потоках предложена Зоммерфельдом. Автор предполагает, что в Эйлеровом–Лагранжевом