



**РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПО ОСЕВОЙ И РАДИАЛЬНЫМ  
НАГРУЗКАМ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ В МАШИНАХ ГОРНОЙ  
ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

**CALCULATION OF DURABILITY BY AXIAL AND RADIAL LOADS OF  
BEARING ASSEMBLIES IN MINING MACHINES**

**Наниева Зарина Вадимовна**, соискатель, кафедра цветных металлов и автоматизации металлургических процессов, Северо-Кавказский горно-металлургический институт (Государственный технологический университет), г. Владикавказ

**Наниева Бэла Муратовна**, доцент, кафедра технологических машин и оборудования, кафедра цветных металлов и автоматизации металлургических процессов, Северо-Кавказский горно-металлургический институт (Государственный технологический университет), г. Владикавказ

**Кибизов Спартак Геннадиевич**, доцент, кафедра технологических машин и оборудования, кафедра цветных металлов и автоматизации металлургических процессов, Северо-Кавказский горно-металлургический институт (Государственный технологический университет), г. Владикавказ

**Критская Марина Жиулиевна**, доцент, кафедра обогащения цветных металлов, кафедра цветных металлов и автоматизации металлургических процессов, Северо-Кавказский горно-металлургический институт (Государственный технологический университет), г. Владикавказ

Международный журнал прикладных наук и технологий "Integral"

**Zarina V. Nanieva**, Applicant, Department of Non-Ferrous Metals and Automation of Metallurgical Processes, North Caucasian Mining and Metallurgical Institute (State Technological University), Vladikavkaz

**Bela M. Nanieva**, Associate Professor, Department of Technological Machines and Equipment, Department of Non-Ferrous Metals and Automation of Metallurgical Processes, North Caucasian Mining and Metallurgical Institute (State Technological University), Vladikavkaz

**Spartak G. Kibizov**, Associate Professor. Department of Technological Machines and Equipment, Department of Non-Ferrous Metals and Automation of Metallurgical Processes, North Caucasian Mining and Metallurgical Institute (State Technological University), Vladikavkaz

**Marina Z. Kritskaya**, Associate Professor, Department of Nonferrous Metals Enrichment, Department of Nonferrous Metals and Automation of Metallurgical Processes, North Caucasian Mining and Metallurgical Institute (State Technological University), Vladikavkaz

**Аннотация.** В статье рассматривается нагрузка на электропривод и подшипниковые узлы тяжелых машин при дроблении и измельчении при режимах холостого хода, не полной и полной нагрузке, напряжение, возникающее при пуске и торможении (остановке), влияющее на срок эксплуатации машин и оборудования.

**Abstract.** The article considers the load on the electric drive and bearing units of heavy machines during crushing and grinding at idle, under full and full load, the voltage that occurs during start-up and braking (stopping), affecting the service life of machines and equipment.

**Ключевые слова:** долговечность, допускаемые нагрузки, узел трения, отказы, режимы скоростей, рациональная производительность, расход электроэнергии, недоизмельчение и переизмельчение полезного сырья.

**Keywords:** durability, permissible loads, friction unit, failures, speed modes, rational productivity, power consumption, non-grinding and over-grinding of useful raw materials.

Одним из главных узлов в процессе эксплуатации тяжелых машин дробления и измельчения являются подшипниковые узлы и электропривод, составляющие основную часть узлов трения и пусковых моментов. Отказы тяжелых машин и оборудования, как правило, происходят из-за отказов подшипниковых узлов и других узлов трения [1]. Например, при пуске шаровой мельнице в режиме холостого хода или с загрузкой только мелющих тел или полной загрузкой подшипниковые узлы выдерживают предельно-допустимые нагрузки из большой массы конструкции мельницы . мелющих тел и измельчаемого материала , а также соблюдения режима скоростей [4] для получения рациональной производительности. Если не учитывать указанные требования по эксплуатации, происходит большой расход электроэнергии, переизмельчение или недоизмельчение сырья [3], что отрицательно сказывается на качестве окончательного технологического процесса проката металла. При переизмельчении сырье в основном прогорает в металлургических печах в процессе литья , а при недоизмельчении получается несоответствующий стандартам литья прокат металла. Во всех требованиях по эксплуатации подшипниковые узлы выполняют главные допускаемые нагрузки. И даже при достаточно качественном изготовлении деталей подшипниковых узлов, например, подшипника качения или вкладыша, характеристики подшипниковых узлов могут оказаться неудовлетворительными и может произойти внезапный отказ. Критерию отказа может способствовать и увеличение неустойчивости сопротивления вращению ротора в электроприводе, чрезмерно большое смещение масс ротора, неустойчивость частоты и амплитуды радиальных и осевых биений ротора на некоторых частотах [2]. Наиболее распространенная причина отказа подшипниковых узлов, работающих в шаровых мельницах и щековых

Международный журнал прикладных наук и технологий "Integral" дробилках, усталостное разрушение. Для этих подшипниковых узлов важны и другие характеристики – это жесткость, уровень вибрации, момент сопротивлению, долговечность. Долговечность поверхностей, нагруженных переменным давлением, определяет во многих случаях долговечность подшипникового узла. Расчет долговечности представляет собой серьезную проблему. Распределение давления находят из решения контактных задач теории упругости и теории пластичности. Теория Герца применима к решению задач о контакте тел, но она не всегда годится для контакта тел качения с сепаратором в подшипниках качения и в роликовых подшипниках для контакта дорожки и ролика со сложным меридианом, для контакта торца ролика и бортики. Причина ограниченного применения в том, что размер области контакта может оказаться больше характерных радиусов кривизны поверхностей.

Рассмотрим радиально-упорный подшипник качения шаровой мельницы с углом  $\alpha$  контакта при комбинированном нагружении нагрузками  $F_a$  и  $F_r$ . Нагрузку, составляющие которой  $F_a = P_a$  и  $F_r = 0$  назовем эквивалентной заданной нагрузке на подшипник с составляющими  $F_a$  и  $F_r$ , если долговечность подшипника в обоих случаях нагружения одинакова. Используя выражение

$$P = \frac{F}{(J(\varepsilon)Z \sin \alpha)},$$

Запишем формулу долговечности подшипника

$$L = \left(\frac{P_{oc}}{P}\right) 1^3 = (A f \alpha^{0,3} Z^{2/3} D^{1,8} w (\cos \alpha)^{0,7} \operatorname{tg} \alpha^3 / F_a J(\alpha) (J_a(\alpha)),$$

долговечность  $L$  остается постоянной для данного подшипника, если выполняется равенство:

$$F_a = P_a \cdot J_a(\alpha) / J(\alpha); F_r = (F_r / F_a \operatorname{tg} \alpha) \cdot F_a / \operatorname{tg} \alpha = (F_r / F_a \operatorname{tg} \alpha) J_a(\alpha) P_a / J_a(\alpha) \operatorname{tg} \alpha;$$

Рассмотрим пример. Дан упорный подшипник  $D_w = 7,144$  мм,  $d_w = 102,4$  мм,  $r_{Hv} = r_{Bv} = 3,67$  мм,  $\alpha = 21$ ;  $Z = 24$ . На него действует ступенчатая периодическая нагрузка  $F_{a1} = 1500$ Н,  $F_{r2} = 2500$ Н,  $L_1 = 40000$ ;  $F_{a2} = 3000$ Н;  $F_{r2} = 5000$ Н;  $L_2 = 10000$ . Найдем базовую долговечность  $L_{до}$ , соответствующую уровню  $S = 0,9$ .

Определим долговечность подшипника при постоянном нагружении нагрузкой, приходящейся на вторую ступень  $L_{(2)до} = 20,4$ , заметим, что в данном случае  $F_{r2} / F_{a2} = F_{r1} / F_{a1}$ , т.е. нагружения динамически подобны, а т.к.  $\alpha$  остается постоянным, то  $P_{oc2} = P_{oc1}$ ;  $P_{o1} / P_{o2} = F_{r1} / F_{r2} = F_{a1} / F_{a2} = 0$ ;

Выражение для базовой долговечности  $L_{(i)до}$  имеет вид :

$$L_{(i)до} = (F_{oci} / P_{oci})^3, \quad i=1,2$$

$$\text{Следовательно } L_{(i)до} / L_{(2)до} = (P_{oc1} / P_{o1} / P_{oc2} / P_{o2})^3 = 8;$$

$$L_{(i)до} = 8L_{(2)до} = 162,4 \text{ млн./ об.}$$

Находим относительную длительность нагружения

$$J_1 = L_1 / L_1 + L_2 = 0,8;$$

$$J_2 = L_2 / L_1 + L_2 = 1 - J_1 = 0,2;$$

Подставляя полученные значения  $J_1, J_2, L_{(i)до}, L_{(2)до}$  в формулу

$$L_{до} = (0,8 \cdot 162,4^{-10/9} + 0,2 \cdot 20,4^{-10/9}) = 64,2 \text{ млн/об;}$$

Проверяем выполненное условие  $n > 1$ . Действительно

$$n = L / L_1 + L_2 = L_{до} / L_1 + L_2 = 1280 > 1.$$

Выводы из выше приведенных предложений следующие :

1. Для предотвращения переизмельчения и недоизмельчения при вращении шаровой мельнице обязательно применение контрольно-измерительного прибора для измерения силы, напряжения и мощности привода мельницы;
2. Изложенный расчет радиально-упорного подшипника качения применим к подшипникам, работающим при умеренных частотах вращения и позволяет получить количественные и качественные результаты на большом интервале времени работы подшипникового узла.

#### Литература:

1. Технологический отчет планово-предупредительных ремонтов Мизурской обогатительной фабрики, 1985-1990 гг.
2. М.А. Галахов, А.Н. Бурмистров :Расчет подшипников узлов, М «Машиностроение», 1988.

Международный журнал прикладных наук и технологий "Integral"

3. В.С.Виноградов: Электрооборудование и электроснабжение горно-рудных предприятий, М. «Недра», 1983.
4. Методические указания по выполнению лабораторных работ, под редакцией М.В.Гегелашвили, В.Н.Хетагуров, СКГМИ(ГТУ), Владикавказ, 1999.

#### **References:**

1. Technological report of scheduled preventive maintenance of the Mizurskaya enrichment plant, 1985-1990.
2. M.A. Galakhov, A.N. Burmistrov: Calculation of bearing units, M "Engineering", 1988.
3. V.S. Vinogradov: Electrical equipment and power supply of mining enterprises, M. "Nedra", 1983.
4. Guidelines for the implementation of laboratory work, edited by M.V. Gegelashvili, V.N. Khetagurov, SKGMI (STU), Vladikavkaz, 1999.

© Наниева З.В., Наниева Б.М., Кибизов С.Г., Критская М.Ж., 2023  
Международный журнал прикладных наук и технологий "Integral" №2/2023

**Для цитирования:** Наниева З.В., Наниева Б.М., Кибизов С.Г., Критская М.Ж.  
РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПО ОСЕВОЙ И РАДИАЛЬНЫМ НАГРУЗКАМ  
ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ В МАШИНАХ ГОРНОЙ  
ПРОМЫШЛЕННОСТИ// Международный журнал прикладных наук и  
технологий "Integral" №2/2023