УДК 622.232.002

Э.А.КРЕМЧЕЕВ, С.Л.ИВАНОВ
Санкт-Петербургский государственный горный институт (технический университет)

ЭНЕРГОРЕСУРС ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Конструктивные схемы пневматических, гидравлических и бурильных машин с комбинированным приводом, применяемых на шахтах и рудниках, в основном имеют механические приводы вращения буровой штанги. Это относится к машинам отечественного и зарубежного производства. Значительная часть отказов бурового оборудования происходит именно по вине вращательных узлов. Одним из слабых мест конструкции зачастую является опорный узел выходного вала трансмиссии, выполненный на основе подшипника скольжения. Энергоресурс и ресурс такого подшипника скольжения ограничены предельной величиной износа, приводящей к возникновению недопустимых перекосов осей зубчатых колес. Предложено выражение для определения энергоресурса подшипника скольжения из условия допустимого объемного износа материала вкладыша.

The constructions scheme of the pneumatics, hydraulics boring heads and one working on the combination of these two energies that use in our country include mechanical transmissions of rotators. This statement is correctly for machines that produce in our country and for foreign machines too. It's very important to note that in the considerable part of taking place boring machines failures the rotary bits of machines are guilty. Support of the output gear is one of the weak places in the boring head construction. Limit axes of gears disposition limit energy recourse and resource of such support. Basing on the given statement the expressions for determination of the energy resource of support is offered.

Основным критерием отказов подшипников скольжения является их износ [2, 4], приводящий к возникновению недопустимых перекосов осей зубчатых передач, опорными узлами которых они являются. Таким образом, ресурс и энергоресурс подшипника скольжения ограничены предельной величиной износа, приводящей к возникновению недопустимых перекосов зубчатых колес.

В практике решения инженерных задач удобно пользоваться энергетическим критерием износа [5], выражение для которого записывается в виде: $J_w = V/W$, V – объем отделившегося материала, м^3; $W = LF_{\text{тр}}$ – работа сил трения, Дж; L – путь трения, м; $F_{\text{тр}}$ – сила трения, Н.

Экспериментально доказано, что величина J_w не является константой для данного материала или данной пары трения, что вызывает сложности при определении количества изношенного материала, однако J_w находится в функциональной зависимости от твердости.

В этом случае для оценки величины износа пользуются выражением [5]

$$\frac{V}{L} = k_J \frac{N}{H}, \qquad (1)$$

где k_J – коэффициент износа для данных условий трения; N – нормальная нагрузка на подшипник, Н; H – значение твердости более мягкого материала трибосопряжения по Бринеллю, Н/м^2.

Величину ресурса подшипника скольжения в часах работы можно записать как

$$T = L/\left(60nL_{\text{об}}\right), \qquad (2)$$

где n – скорость вращения цапфы, об/мин; $L_{\text{об}}$ – путь трения за один оборот, м.

С учетом выражения (1) получим

$$T = \frac{VH}{60nL_{\text{об}}Nk_J}. \qquad (3)$$

Основываясь на определение энергоресурса, энергоресурс опоры скольжения запишем следующим образом:

$$Э = 3600 TP_{тр}, \qquad (4)$$

где $P_{тр} = \pi n M_{тр} / 30$ – потери энергии на трение в опоре скольжения, Вт; $M_{тр}$ – момент трения, определяемый экспериментально или аналитически, Н·м.

Анализ выражений (3) и (4) показывает, что для определения энергоресурса подшипника скольжения в заданных условиях трения необходимо задаться допускаемым объемом изношенного материала [V], который зависит от допускаемого угла перекоса осей зубчатых колес [γ].

Конструкция подшипника скольжения, установленного в переднем редукторе отечественной бурильной головки БГА, такова, что антифрикционный элемент фиксирован от проворачивания. В результате однонаправленного действия сил, вызывающих перекос осей зубчатых колес, возникает односторонний износ вкладыша подшипника скольжения. Таким образом, допускаемый объем [V] изношенного материала вкладыша можно определить как объем, образованный при пересечении двух цилиндрических поверхностей, оси которых лежат в одной плоскости и пересекаются под углом [γ].

Выразив обозначенные на рисунке величины e, s, l через угол γ (угол перекоса осей вала и втулки) и расстояние k между точкой O_1 и точкой C, которое соответствует расстоянию от вертикальной оси зубчатого венца до внешнего торца втулки подшипника, получим

$$e = k \operatorname{tg}\gamma; \quad s = \frac{r_ц}{\operatorname{tg}\gamma}; \quad l = \sqrt{r_ц^2 + s^2}. \qquad (5)$$

Рассмотрим отношение катетов геометрически подобных треугольников $\Delta O_1 OC$ и $\Delta O_1 AB$. Очевидно, что

$$\frac{e}{r_{эб} + e} = \frac{k}{k + l}. \qquad (6)$$

Получим половину длины большой оси эллипса

$$r_{эб} = r_ц / \cos\gamma, \qquad (7)$$

где $r_ц$ – радиус цапфы.

Для образовавшегося эллипса половина длины малой оси $r_{эм} = r_ц$.

Площадь серповидного элемента ограничена пересекающимися в точках a и b частями окружности (радиус которой $r_{вк}$ есть радиус вкладыша подшипника) сверху и эллипса снизу. Запишем уравнения окружности и эллипса:

$$\begin{cases} x^2 + (y - k \operatorname{tg}\gamma)^2 = r_{вк}; \\ \dfrac{x^2}{r_ц^2} + \dfrac{y^2 \cos^2\gamma}{r_ц^{\,2}} = 1. \end{cases} \qquad (8)$$

Решив систему уравнений (8) относительно y, получим

$$y_1 = \frac{k\cos^2\gamma - \cos\gamma\sqrt{k^2 + r_{вк}^2 - r_ц^2}}{\operatorname{tg}\gamma};$$

$$y_2 = \frac{k\cos^2\gamma + \cos\gamma\sqrt{k^2 + r_{вк}^2 - r_ц^2}}{\operatorname{tg}\gamma}. \qquad (9)$$

Из рисунка видно, что при расчете площади серповидного элемента y принимает только отрицательные значения и далее потребуется выражение только для y_1.

Воспользовавшись системой уравнений (8), запишем уравнения для x в виде

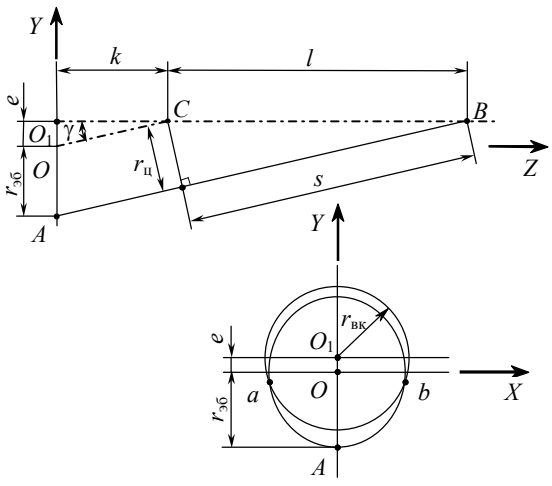


Рис.1. Внедрение вала в антифрикционный элемент

$$x_1 = \sqrt{r_{вк}^2 - \left(\frac{k - \cos\gamma\left(k^2 + r_{вк}^2 - r_ц^2\right)^{0,5}}{\operatorname{tg}\gamma} \right)^2};$$

$$x_2 = -\sqrt{r_{вк}^2 - \left(\frac{k - \cos\gamma\left(k^2 + r_{вк}^2 - r_ц^2\right)^{0,5}}{\operatorname{tg}\gamma} \right)^2}. \quad (10)$$

Таким образом, на основании системы (8) площадь серповидного элемента запишем как

$$S = \int_{x_1}^{x_2} \left(k\operatorname{tg}\gamma - \sqrt{r_{вк}^2 - x^2} + \frac{\sqrt{\left(r_ц^2 - x^2\right)}}{\cos\gamma} \right) dx. \quad (11)$$

На основании выражения (11) допускаемый объем изношенного материала для допускаемого угла перекоса осей зубчатых колес по контактным напряжениям запишем как

$$[V] = \int_{k_0}^{k_0 - b_{вк}} \int_{x_1}^{x_2} \left(k\operatorname{tg}[\gamma] - \sqrt{r_{вк}^2 - x^2} + \frac{\sqrt{\left(r_ц^2 - x^2\right)}}{\cos[\gamma]} \right) dx dk. \quad (12)$$

Для учета износа вала, используя рекомендации [1, 6], запишем выражение для радиуса цапфы в виде:

$$r_ц = r_{вк} - \frac{\Delta}{2} - \frac{k\operatorname{tg}\gamma}{3}. \quad (13)$$

При расчете допускаемого объема изношенного материала в качестве радиуса цапфы следует использовать данные, полученные с помощью выражения (13).

Воспользуемся ранее полученными выражениями (3), (4) и, заменив объем изношенного материала допускаемым объемом, запишем выражение для энергоресурса:

$$Э = \frac{2\pi[V]HM_{тр}}{L_{об}Nk_J} \text{ или } Э = \frac{[V]HF_{тр}}{Nk_J},$$

$$\text{или } Э = \frac{[V]Hf}{k_J}, \quad (14)$$

где f – коэффициент трения в подшипнике скольжения.

Учитывая возможности современной вычислительной техники, при определении допускаемого объема изношенного материала по формуле (12) следует численно взять предложенный двойной интеграл при достаточном числе разбиений, задавшись допускаемым углом перекоса осей зубчатой передачи.

Определение действующих значений силы трения, возникающих в подшипнике скольжения, напрямую связано с определением коэффициента трения скольжения в рассматриваемом подшипнике, работающем в условиях смешанного трения. Определить коэффициент трения можно как аналитически, так и экспериментально, создав модель подшипникового узла и поместив ее в условия, близкие реально возникающим в процессе эксплуатации.

Очевидно, что моделирование расходования ресурса подшипника скольжения, находящегося на выходе вращателя буровой головки, представляет определенные трудности в связи со сложностью определения коэффициента трения скольжения при граничной смазке в зависимости от скорости скольжения и усилий на подшипник.

Экспериментально полученные выражения для определения коэффициента трения в подшипнике скольжения буровой головки БГА [3] позволили воспользоваться предложенным выражением (14) при определения энергоресурса и разработке мероприятий, направленных на повышение ресурса исследованного подшипникового узла.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Авдонькин Ф.Н.* Определение интенсивности изнашивания деталей сопряжений машин // Известия вузов. Машиностроение. 1989. № 11.

2. *Волков Ю.В.* Долговечность машин, работающих в абразивной среде / Ю.В.Волков, З.А.Волкова, Л.М.Кайгородцев. М.: Машиностроение, 1984.

3. *Иванов С.Л.* Оценка величины коэффициента трения в подшипнике скольжения / С.Л.Иванов, Э.А.Кремчеев // Горные машины и автоматика. 2003. № 2.

4. *Икрамов У.А.* Расчетные методы оценки абразивного износа. М.: Машиностроение, 1987.

5. Крагельский И.В., Виноградова И.Э. Коэффициенты трения: Справочное пособие / И.В.Крагельский, И.Э.Виноградова. М.: Машиностроение, 1962.

6. Справочник по триботехнике / Под общ. ред. М.Хебеды, А.В.Чичинадзе. Т.2. Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения. М.: Машиностроение, 1990.