

УДК 621. 438

МЕТОД РАСЧЕТА ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ НА ТРЕНИЕ В ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

Е.И. СТАНЮК, И.А. ВЕРЕНИЧ

*Белорусский национальный технический университет,
г. Минск*

Для опорных подшипников считают, что масло заполняет зазор между двумя цилиндрическими поверхностями целиком, а участки масляной пленки имеют одну и ту же среднюю температуру [1 – 3].

При низком давлении масляная плёнка рвётся, и её дальнейшее течение происходит в виде отдельных струй или в виде масляной пены. При низкой температуре гидродинамика масла существенно отличается от картины течения вязкой жидкости в тонком слое. Кроме того, температурные режимы в различных зонах зазора отличаются друг от друга.

Расчётная схема подшипника насоса принимается в следующем виде [1]. Зазор между шейкой вала и подшипником разбивается на 5 зон (рис. 1).

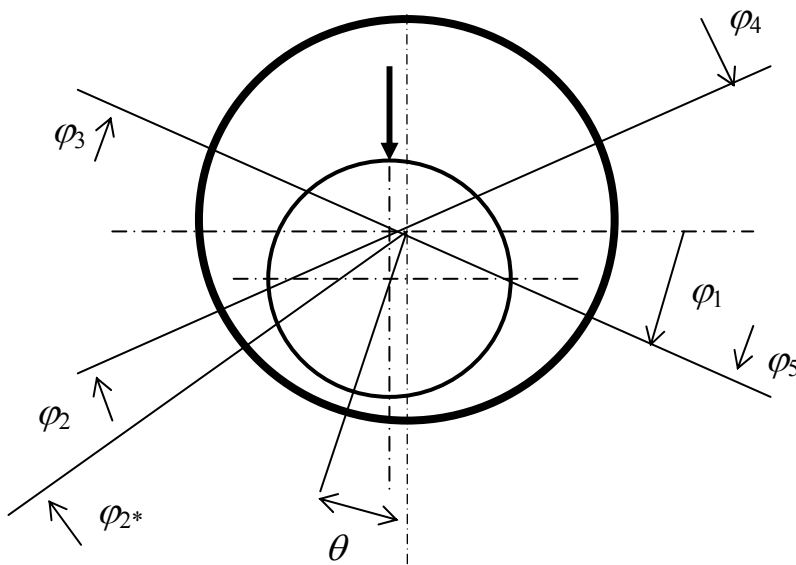


Рис. 1. Зоны трения в подшипнике

1. Рабочая зона с угловой протяжённостью $\varphi_1 \dots \varphi_{2^*}$.
 2. Зона кавитационного течения после обрыва плёнки (участок $\varphi_{2^*} \dots \varphi_2$).
 3. Карман (холодильник) с угловой протяжённостью $\varphi_2 \dots \varphi_3$.
 4. Нерабочая зона с угловой протяжённостью $\varphi_3 \dots \varphi_4$.
 5. Карман (холодильник) с угловой протяжённостью $\varphi_4 \dots \varphi_5$.
- В первой зоне потери вычисляются по формуле [1]:

$$N_{1-2*} = \frac{\mu_{1-2*}LU^2}{\psi} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2*} \frac{d\varphi}{\bar{s}} + 0,5\psi \chi FU \sin \theta, \quad (1)$$

где μ_{1-2*} – средняя вязкость в зоне $\varphi_1 \dots \varphi_2^*$; L – длина подшипника; U – окружная скорость; $\bar{s} = 1 - \sin(\varphi - \theta)$ – безразмерная величина масляной плёнки (отнесена к радиальному зазору); ψ – относительный зазор; χ – относительный эксцентриситет; θ – угол нагрузки; F – нагрузка на подшипник.

Условие балансов расхода имеет вид [1]:

$$Hs = Ls^*, \quad (2)$$

где H – суммарная ширина струек; s – толщина плёнки в соответствующем сечении струйки; s^* – толщина плёнки в точке обрыва.

Из (2) следует, что

$$H = \frac{s^*}{s} L. \quad (3)$$

С учётом (3) для потерь N_{2*-2} получим:

$$N_{2*-2} = \frac{\mu_{2*-2}LU^2}{\psi} s^* \int_{\varphi_{1,2}^*}^{\varphi_2^*} \frac{d\varphi}{s^2}. \quad (4)$$

В формуле (4) предполагалось, что давление масла на подводе в подшипник мало (обычно $p_{ex} = p_{атм} \approx 0,1$ МПа). Поэтому влияние участков зазоров, целиком заполненных маслом, не учитывалось.

При определении мощности N_{3-4} при низких скоростях принимаем, что силы трения в зоне $\varphi_3 \dots \varphi_4$ подчиняются тем же закономерностям, что и в зоне $\varphi_2^* \dots \varphi_2$. При высоких скоростях струйный характер течения нарушается, и соответствующая часть зазора заполнена масляной пеной.

Формула для N_{3-4} запишется в виде:

$$N_{3-4} = \frac{\mu_{3-4}LU^2}{\psi} s^* (\varphi_3) \int_{\varphi_3}^{\varphi_4} \frac{d\varphi}{s^2}. \quad (5)$$

Потери в холодильниках обусловлены тем, что вращающийся вал под действием сил жидкостного трения захватывает поступающее в канал масло и приводит его в движение. Оценка потерь в расширенной части зазора осуществляется по формуле:

$$N = 0,93\mu U^2 b \sqrt{Re_c}, \quad (6)$$

где b – ширина пограничного слоя; Re_c – число Рейнольдса, определяемое по формуле:

$$Re_c = \frac{UC}{\nu}. \quad (7)$$

Здесь $\nu = \mu/\rho$ – кинематическая вязкость масла; $C = 0,5 \beta d$ – длина пограничного слоя. Где $\beta = \varphi_3 - \varphi_2 = \varphi_5 - \varphi_4$ – угловая протяжённость кармана; d – диаметр шейки вала.

При ширине пограничного слоя равной длине подшипника ($b = L$), имеем:

$$N_{2-3} = N_{4-5} = 0,93\mu U^2 L \sqrt{\text{Re}_c} . \quad (8)$$

На основании математической модели получены результаты определения потерь мощности на трение в подшипнике скольжения насоса НШ-32 при работе на различных рабочих жидкостях.

Расчётные значения потерь мощности представлены на рис. 2.

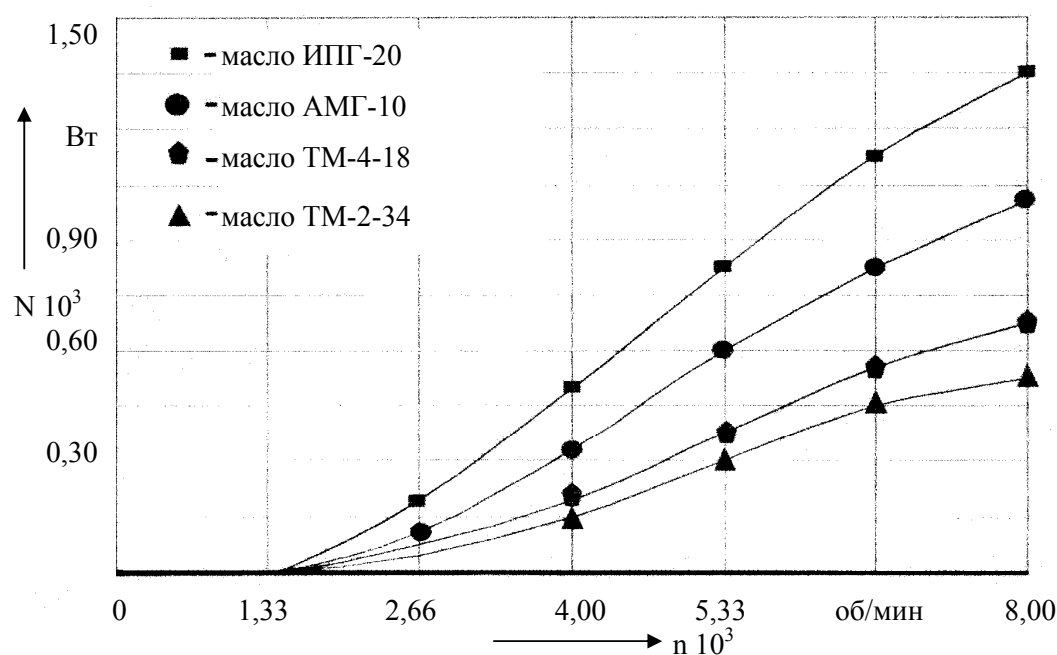


Рис. 2. Зависимость потерь мощности на трение от частоты вращения вала для различных масел

Анализ расчетов показал, что полученные данные достаточно точно совпадают с литературными данными [4 – 9].

Литература

1. Подольский М.Е., Черенкова С.В., Ивлев В.К. Полуэмпирический метод расчёта потерь мощности на трение в гидродинамических опорах подшипников. Турбины и компрессоры. – 1998. – № 2-3. – С. 31-33.
2. Шавель В.В., Юркевич О.Р., Венедиктов В.А. Влияние полимерных покрытий на триботехнические характеристики опор скольжения //Трение и износ. – 1991. – Т. 12. – № 6. – С. 1028-1031.
3. Рапопорт Л.С., Сазонова Н.С., Агафий В.И. Исследование влияния некоторых синтетических смазочных жидкостей на триботехнические характеристики контактируемых поверхностей //Трение и износ. – Т. 11. – № 4. – С. 643-650.
4. Справочник по триботехнике /Под общей ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе: В 3-х томах. Т. 1: Теоретические основы. – М.: Машиностроение, 1989. – 400 с.
5. Справочник по триботехнике /Под общей ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе: В 3-х томах. Т. 2: Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения. – М.: Машиностроение, 1989. – 416 с.

6. Станюк Е.И., Веренич И.А. Аналитическая оценка влияния свойств рабочих жидкостей на энергосбережение в гидроприводах: Материалы 54-ой НТК: В 10 т. – Мн.: БГПА, 2000. – Ч. 4. – С. 75.
7. Сухоницкий Д.Г., Веренич И.А. Исследование влияния толщины слоя смазки на величину износа подшипников скольжения в элементах гидропривода и определение необходимого уровня её фильтрации: Материалы 54-ой НТК: В 10 т. – Мн.: БГПА, 2000. – Ч. 4. – С. 68.
8. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение: Справ. изд. /К.М. Бадыштова, Я.А. Берштадт, Ш.К. Богданов и др.; Под ред. В.М. Школьников. – М.: Химия, 1989. – 432 с.
9. Фройштетер Г.Б., Трильский К.К., Ищук Ю.Л. Реологические и теплофизические свойства пластичных смазок. – М.: Химия, 1980. – 175 с.

Получено 11.10.2002 г.