

Н. И. Щерба

## О ПОДБОРЕ МАСЛА ПО ВЯЗКОСТИ ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Масло должно иметь такую величину вязкости, чтобы была обеспечена надежная работа подшипников коленчатого вала с малыми потерями на трение.

Изменение коэффициента трения  $f$  в подшипнике скольжения зависит [1] от величины  $\frac{\mu \omega}{p}$  (где  $\mu$  — динамическая вязкость мас-

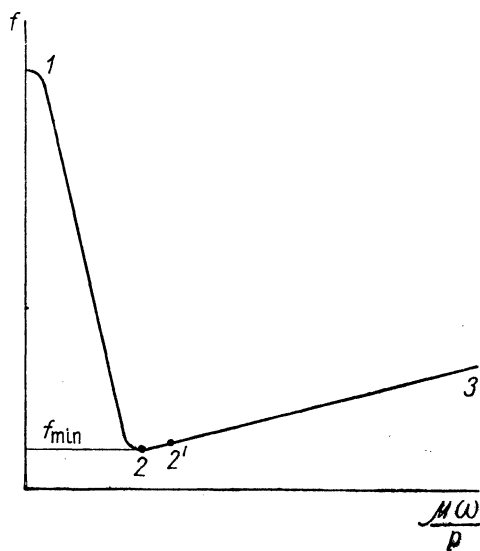


Рис. 1. Диаграмма трения в подшипнике

ла;  $\omega$  — угловая скорость вала;  $p$  — удельная нагрузка на подшипник), называемой характеристикой режима работы, и иллюстрируется диаграммой (рис. 1). Область 1—2 диаграммы с резким изменением коэффициента трения соответствует полужидкостному трению, а область 2—3 с плавным изменением — жидкостному.

Оптимальной вязкостью масла для подшипников является такая величина, при которой они работают на правой ветви кривой вблизи минимума коэффициента трения (точка 2').

Измерение коэффициента трения в подшипниках двигателя представляет большие трудности. В то же время при определении оптимальной вязкости важно знать не абсолютную величину коэффициента трения, а характер его изменения, по которому определяется вязкость в точке 2 диаграммы, соответствующая минимуму коэффициента трения. Характер изменения коэффициента трения можно определить исследованием температурного режима подшипников коленчатого вала, для которых уравнение теплового баланса имеет вид

$$APuf = 2C\rho V(t_c - t_e), \quad (1)$$

где  $A$  — механический эквивалент теплоты;  $P$  — нагрузка на подшипник;  $u$  — окружная скорость вала;  $C$  — теплоемкость масла;  $\rho$  — плотность масла;  $V$  — количество масла, прокачиваемого через подшипник;  $t_c$  — средняя температура подшипника;  $t_e$  — температура подачи масла.

Левая часть уравнения (1) выражает количество выделившегося в подшипнике тепла, а правая — отведенного.

Произведение  $C\rho$  в диапазоне рабочих температур подшипников двигателя является величиной мало изменяющейся. Поэтому

$$C\rho = \text{const.}$$

Основной зоной прокачки масла через подшипник является ненагруженная зона [2]. Учитывая это, количество масла, прокачиваемого через подшипник коленчатого вала, с достаточной точностью можно определить из уравнения:

$$V = \Pi \frac{p_e}{\mu}, \quad (2)$$

где  $\Pi$  — конструктивная характеристика прокачки масла;  $p_e$  — давление подачи масла;  $\mu$  — средняя вязкость в масляном слое. Для подшипника с постоянными конструктивными параметрами (зазор, длина, диаметр)  $\Pi = \text{const.}$

При постоянных нагрузке  $P$  и скорости  $u$ , а также давлении  $p_e$  и температуре подачи масла  $t_e$  из уравнений теплового баланса можно получить зависимость коэффициентов трения в подшипнике от вязкости масла:

$$\frac{f'}{f^n} = \frac{(t'_c - t_e)\mu^n}{(t_c^n - t_e)\mu'}. \quad (3)$$

В уравнении (3) величины с одним штрихом соответствуют вязкости масляного слоя  $\mu'$  при температуре  $t'_c$ , а величины с индексом  $n$  — вязкости  $\mu^n$  при температуре  $t_c^n$ .

Зная среднюю температуру подшипников двигателя и пользуясь формулой (3), можно построить кривую изменения коэффициента трения  $f'$  по отношению к  $f^n$  в зависимости от вязкости масла. В области жидкостного трения коэффициент трения (см. рис. 1) изменяется равномерно, а в области полужидкостного — резко. Переход от плавного участка кривой к резко изменяющемуся соответствует границе перехода от полужидкостного трения к жидкостному. Вязкость масла, соответствующую этой границе и обеспечивающую минимальную величину коэффициента трения, обозначим через  $\mu_{\min}$ . Тогда оптимальная вязкость в масляном случае  $\mu_{\text{opt}}$  определится с учетом коэффициента надежности  $K=1,05-1,2$ :

$$\mu_{\text{opt}} = K \mu_{\min}. \quad (4)$$

При известных величинах оптимальной вязкости и температуры подшипника сорт масла подбирается по вязкостно-температурным кривым. При исследовании температурного режима подшипников в зависимости от вязкости масла с целью получения данных для подстановки в формулу (3) давление и температуру подачи масла необходимо поддерживать постоянными. Их изменение влечет к появлению дополнительных факторов, влияющих на коэффициент трения, которые формулой (3) не учитываются.

Опытная проверка данного метода производилась на дизельном двигателе Д-50 Минского моторного завода. Измерение температуры коренных подшипников показало, что наиболее высокую температуру имеет третий подшипник на номинальном режиме работы двигателя (мощность 56,5 л. с. при 1720 об/мин). Этот же подшипник является наиболее изнашиваемым. Опытные величины средней температуры этого подшипника на номинальном режиме работы двигателя в зависимости от вязкости масла при давлении его подачи  $p_e = 0,8 \text{ кг/см}^2$  и температуре подачи  $t_e = 105^\circ\text{C}$  приведены в табл. 1.

Таблица 1

$n$	1	2	3	4	5
-----	---	---	---	---	---

Средняя вязкость в масляном слое,  $\text{кг}\cdot\text{сек}/\text{м}^2$

0,68 · 10<sup>-3</sup>    0,56 · 10<sup>-3</sup>    0,46 · 10<sup>-3</sup>    0,33 · 10<sup>-3</sup>    0,26 · 10<sup>-3</sup>

Средняя температура подшипника, °C

119                    117                    116,5                    117,5                    119

$\frac{f'}{f^n}$

1                    0,96                    0,825                    0,545                    0,382

Температура измерялась с помощью шести хромель-копелевых термопар, установленных по окружности подшипника, и регистрировалась многоточечным электронным автоматическим потенциометром ЭПП-09. Температура подачи масла также измерялась термопарами, установленными в масляных каналах, и поддерживалась постоянной с помощью охлаждения поддона. Температура измерялась с точностью до  $0,5^{\circ}\text{C}$ . Давление подачи масла измерялось манометром с точностью до  $0,05 \text{ кг/см}^2$  и поддерживалось постоянным с помощью редукционного клапана.

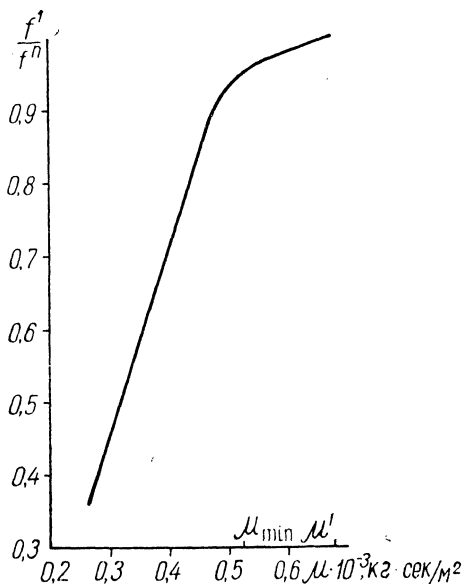


Рис. 2. Изменение коэффициента трения в третьем коренном подшипнике двигателя Д-50

Применялись масла различной вязкости. При каждом изменении вязкости производилась приработка подшипников, об окончании которой судили по стабилизации температур.

Изменение коэффициента трения в зависимости от вязкости в масляном слое (рассчитанное по формуле (3) с использованием данных табл. 1) показано на рис. 2. Как видно, переход от плавного участка кривой к резко изменяющемуся происходит при вязкости  $0,51 \div 0,52 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2$ . Поэтому вязкость, соответствующая минимальной величине коэффициента трения,  $\mu_{\min} = 0,52 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2$ .

Так как условия испытания двигателя Д-50 были тяжелыми (малое давление и большая температура масла, а также работа на

режиме максимальной мощности), коэффициент надежности можно принять  $K=1,05$ . Тогда

$$\mu_{\text{opt}} = 1,05 \cdot 0,52 \cdot 10^{-3} = 0,545 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2.$$

На основании данных температурного режима работы подшипника, величины  $\mu_{\text{opt}}$ , а также вязкостно-температурных кривых выпускаемых масел подбирается необходимый сорт масла по вязкости.

Из табл. 1. видно, что при  $\mu_{\text{opt}} = 0,545 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$  средняя температура подшипника  $t_c = 117^\circ \text{C}$ . Из выпускаемых дизельных масел при этой температуре вязкость, наиболее близкую к оптимальной, имеет масло ДС-11 (при  $117^\circ \text{C}$   $\mu = 0,56-0,60 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$ ). Это же масло рекомендуется для двигателя Д-50 на основании длительного опыта эксплуатации.

При снижении температуры масла до  $t_e = 95^\circ \text{C}$  и прочих равных условиях средняя температура третьего подшипника  $t_c = 107^\circ \text{C}$ . Для этой температуры вязкость, наиболее близкую к оптимальной, имеет масло ДС-8 (при  $107^\circ \text{C}$   $\mu = 0,54-0,58 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$ ).

Поэтому при снижении температуры подачи масла необходимо применять менее вязкие масла.

### Л и т е р а т у р а

1. *Коровчинский М. В.* Теоретические основы работы подшипников скольжения. М., 1959. 2. *Снеговский Ф. П.* Тепловой расчет подшипника скольжения жидкостного трения. В сб.: «Исследование подшипников скольжения и смазочного оборудования». М., 1958.