

УДК 621.822

И.Д. УСАЧЕВ, канд. техн. наук, О.М. БОРИСЕНКО, канд. техн. наук,

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»*

**ЧИСЛЕННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ ТИХОХОДНЫХ ТУРБИН**

Викладено математичну модель (з описом граничних умов), яка описує гідродинамічні процеси, що відбуваються у підшипнику ковзання турбіни, та наведені результати розрахунків робочих характеристик підшипника Ø 800 мм турбіни К-1000-60/1500.

Увеличение мощности турбомашин приводит к росту габаритов опор роторов и, следовательно, росту окружных скоростей вращения вала и нагрузки на радиальные подшипники. В связи с этим возникает необходимость расчетных исследований с целью определения основных рабочих характеристик подшипника.

Исследования проводились на базе математической модели пространственного неизоэтермического течения смазочной жидкости в зазоре радиального подшипника с учетом теплообмена смазочного слоя с ограничивающими его вращающимися и неподвижными элементами подшипника.

Математическая модель включает в себя следующую систему уравнений, записанных в безразмерном виде:

уравнение Рейнольдса для неизоэтермического течения

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ F(x, z) \frac{\partial P}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ F(x, z) \frac{\partial P}{\partial z} \right] = - \frac{\partial}{\partial x} \left( h \frac{f_1}{f_0} \right), \quad (1)$$

где 
$$F(x, z) = h^3 \frac{f_1^2 - f_0 f_2}{f_0}; \quad f_k = \int_0^1 \frac{y^k dy}{\bar{\mu}};$$

модифицированное уравнение неразрывности

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial U}{\partial x} - \frac{y}{h} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \cdot \frac{\partial U}{\partial y} \right) + \frac{1}{h} \cdot \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial W}{\partial z} - \frac{y}{h} \cdot \frac{\partial h}{\partial z} \cdot \frac{\partial W}{\partial y} \right) = 0; \quad (2)$$

уравнение энергии смазочной жидкости

$$\begin{aligned} & U \left( \frac{\partial t}{\partial x} - \frac{y}{h} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \cdot \frac{\partial t}{\partial y} \right) + \frac{V}{h} \cdot \frac{\partial t}{\partial y} + W \left( \frac{\partial t}{\partial z} - \frac{y}{h} \cdot \frac{\partial h}{\partial z} \cdot \frac{\partial t}{\partial y} \right) = \\ & = \frac{\bar{\mu}}{h} \cdot \frac{Ec}{Re} \left[ \left( \frac{\partial U}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial W}{\partial y} \right)^2 \right] + \frac{1}{Pe \cdot h^2} \cdot \frac{\partial^2 t}{\partial y^2}; \end{aligned} \quad (3)$$

уравнение теплопроводности вкладыша

$$\frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 t_1}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \cdot \left( r \cdot \frac{\partial t_1}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 t_1}{\partial z^2} = 0; \quad (4)$$

уравнение теплопроводности вала

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \cdot \left( r \cdot \frac{\partial t_2}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 t_2}{\partial z^2} = 0. \quad (5)$$

Окружная и осевая компоненты скорости определялись из выражений

$$U = h^2 \left( f_{1y} - \frac{f_1}{f_0} f_{0y} \right) \frac{\partial P}{\partial x} + \left( 1 - \frac{f_{0y}}{f_0} \right); \quad (6)$$

$$W = h^2 \left( f_{1y} - \frac{f_1}{f_0} f_{0y} \right) \frac{\partial P}{\partial z}, \quad (7)$$

где

$$f_{ky} = \int_0^y \frac{y^k dy}{\mu}.$$

Для решения задачи использовались следующие граничные условия:  
для давлений

$$\begin{cases} X = 0, & P = P_0, \\ X = X_k & P = 0, \\ Z = 0, \ell, & P = 0, \end{cases}$$

где  $X_k$  – координата точки отрыва смазочного слоя, определяемая в ходе решения уравнения Рейнольдса из условия наибольшей протяженности области положительных давлений;

для температур по контуру смазочного слоя ( $0 < y < 1$ )

$$\begin{cases} x = 0, t = 1; \\ x = x_k, \frac{\partial t}{\partial x} \Big|_{x=0} = \frac{\partial t}{\partial x} \Big|_{x=Dx}; \\ z = 0, \frac{\partial t}{\partial z} \Big|_{z=0} = \frac{\partial t}{\partial z} \Big|_{z=Dz}; \\ z = 1, \frac{\partial t}{\partial z} \Big|_{z=1} = \frac{\partial t}{\partial z} \Big|_{z=1-Dz}. \end{cases} \quad (8)$$

Три последних условия описывают допущение о постоянстве темпа изменения температуры в окрестностях границ.  
для скоростей

$$\begin{cases} y=0, & u=1, v, w=0, \\ y=1, & u, v, w=0. \end{cases} \quad (9)$$

На внешних поверхностях подшипника и вала использованы граничные условия третьего рода:

$$\begin{cases} r = r_2, t_1 - t_a = -\frac{1}{Bi} \cdot \frac{\partial t_1}{\partial r}; \\ z = 0, z = 1, t_1 - t_a = \pm \frac{1}{Bi} \cdot \frac{\partial t_1}{\partial z}; \\ r = r_0, t_2 - t_a = \frac{1}{Bi} \cdot \frac{\partial t_2}{\partial r}; \\ z = 0, z = 1, t_2 - t_a = \pm \frac{1}{Bi} \cdot \frac{\partial t_2}{\partial z}, \end{cases} \quad (10)$$

где  $r_2 = \frac{R_2}{R_1}$ ;  $r_0 = \frac{R_0}{R_1}$ ;  $t_a = \frac{T_a}{T_0}$ ;  $Bi = \frac{\alpha R_1}{\lambda}$ ;

$R_2$  – наружный радиус подшипника;  $R_0$  – радиус внутренней расточки вала;  $T_a$  – температура омывающей среды;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи на внешней поверхности;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности смазочной жидкости.

Распределения температур на рабочих поверхностях вала и подшипника определялись из условий сопряжения:  
на границе “вал - смазка”

$$y = 0; t = t_2; \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{1}{h} \cdot \frac{\partial t}{\partial y} \Big|_{y=0} = \psi \frac{\lambda_2}{\lambda_0} \cdot \frac{\partial t_2}{\partial r} \Big|_{r=1}; \quad (11)$$

на границе “смазка - подшипник”

$$y = 1; t = t_1; \frac{1}{h} \frac{\partial t}{\partial y} \Big|_{y=1} = \psi \frac{\lambda_1}{\lambda} \cdot \frac{\partial t_1}{\partial r} \Big|_{r=1}, \quad (12)$$

где  $\lambda_2, \lambda_1$  – соответственно коэффициенты теплопроводности вала и вкладыша.

Распределение толщины смазочного слоя, которым необходимо располагать для решения уравнений (1) – (3), определялось из выражения:

$$h = 1 + e \cdot \sin(x - \varphi_H) - e_b \cdot \sin x, \quad (13)$$

где  $e = E/\delta$  – относительный эксцентриситет;  $\varphi_H$  – угол нагрузки, определяющий сечение минимальной толщины смазки;  $\varepsilon_b = \frac{e_b}{\delta}$  – степень эллиптичности;  $e_b$  – смещение центра расточки подшипника в вертикальном направлении.

Угол нагрузки определялся итерационным путём, исходя из условия равенства нулю горизонтальной составляющей равнодействующей сил давления:

$$\int_0^{2\pi} \int_0^1 P \cdot \cos x \cdot dx \cdot dz = 0. \quad (14)$$

Решение описанной системы уравнений позволяет определить распределение толщин смазки, скоростей и давлений в смазочном слое, а также распределение температуры в теле вала, вкладыша и смазочном слое. Располагая такими данными, можно рассчитать основные рабочие характеристики подшипника. В частности, расход смазочной жидкости через торцевые и окружные сечения определяется из выражений:

$$\begin{cases} G_z = \rho \int_{x_1}^{x_2} \int_0^H W \cdot dx \cdot dy; \\ G_x = \rho \int_0^H \int_0^L U \cdot dy \cdot dz. \end{cases} \quad (15)$$

Сила трения на шипе находится из выражения:

$$F_{тр} = \int_{x_1}^{x_2} \int_0^L \mu \cdot \left. \frac{\partial U}{\partial Y} \right|_{y=0} dx dz. \quad (16)$$

Несущая способность подшипника определяется распределением давления в смазочном слое:

$$P_H = \int_{x_1}^{x_2} \int_0^L P \cdot \sin x \cdot dx dz. \quad (17)$$

В качестве объекта исследования был выбран подшипник диаметром 800 мм тихоходных турбин К-1000-60/1500. Расчеты проводились при следующих базовых значениях параметров: частоте вращения  $n = 1500$  об/мин, радиальной нагрузке на подшипник  $P_H = 900$  кН, температуре масла на входе в подшипник  $t_0 = 40$  °С, давлении масла  $P_0 = 0,1$  МПа. Подшипник в расчетах рассматривался адиабатным.

Исследовалось влияние геометрических и режимных параметров на основные рабочие характеристики подшипника: максимальную температуру рабочей поверхности  $T_{max}$ ; минимальную толщину смазочного слоя  $H_{min}$ ; потери мощности на трение  $N$ , расход смазочной жидкости  $G$ . Результаты расчетов показаны на рисунках 1 и 2. С увеличением частоты вращения растут все указанные характеристики. Но наибольшее воздействие частота вращения ротора оказывает на величину мощности трения. Так, при увеличении количества оборотов в четыре раза (от 500 до 2000 об/мин) мощность трения возрастает в восемь раз (рисунок 1). В то же время влияние радиальной нагрузки на потери мощности оказалось незначительным (рисунок 2).

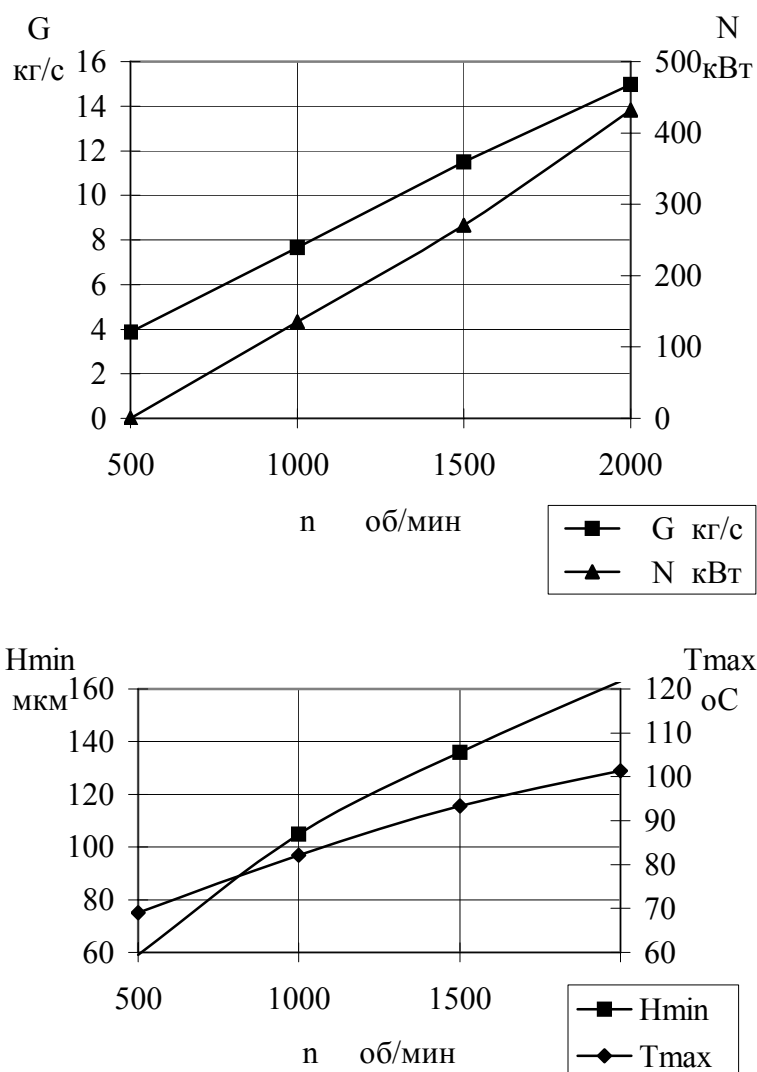


Рисунок 1. Влияние частоты вращения на рабочие характеристики подшипника

Что касается минимальной толщины смазочного слоя, то она в большой мере зависит как от режимных параметров работы узла трения, так и от геометрических. Наибольшее воздействие на нее оказывает радиальная нагрузка, с увеличением которой минимальная толщина слоя резко уменьшается. Таков же качественный характер влияния на нее и радиального зазора. Увеличение же скорости вращения приводит к росту толщины смазочного слоя, что соответствует физике процессов, происходящих в зазоре между валом и подшипником. В целом во всем рассмотренном диапазоне изменения окружных скоростей и радиальных нагрузок минимальная толщина не опускалась ниже 60 мкм, что говорит о надежной работе узла трения. В режиме номинальных параметров ( $n = 1500$  об/мин,  $P_H = 900$  кН) максимальная температура рабочей поверхности подшипника составила  $93$  °C, что отвечает требованиям эксплуатации турбоагрегата. Однако увеличение нагрузки до 1500 кН привело к росту максимальной температуры до  $106$  °C. Результаты параметрических исследований подшипника представлены в таблице.

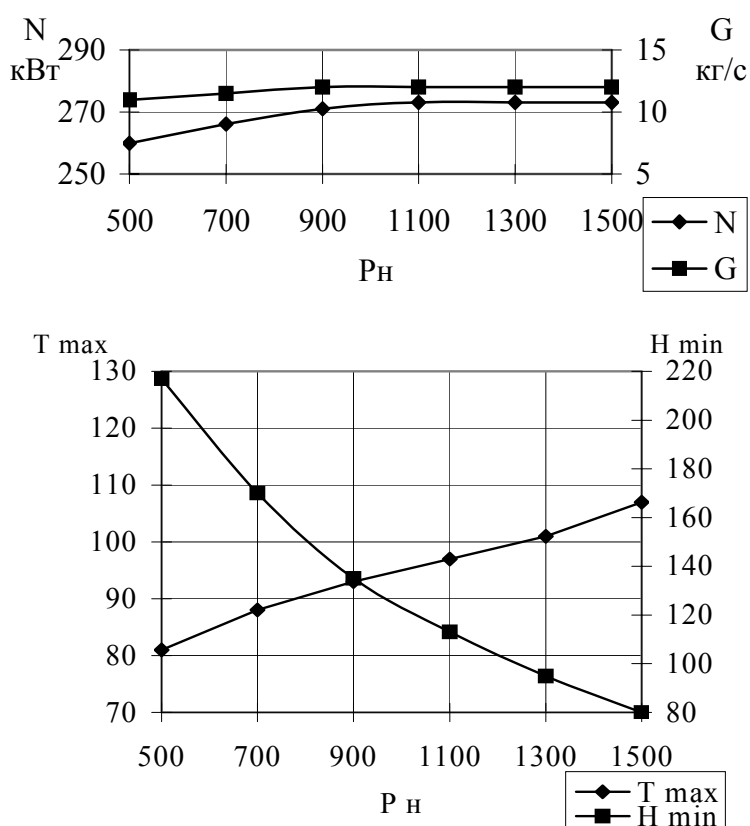


Рисунок 2. Влияние радиальной нагрузки на рабочие характеристики подшипника

п об/мин	$\delta$ м	$\delta_B$ м	$P_R$ кН	$e$	$\varphi_R$	N кВт	G кг/с	$T_{max}$ °C	$H_{min}$ мкм
500	0,0008	0,0004	900,6	0,926	0,394	42,9	3,87	69,1	59
1000	0,0008	0,0004	904,9	0,869	0,51	134,9	7,67	82,1	105
1500	0,0008	0,0004	908,9	0,83	0,594	270,8	11,51	93,4	136
2000	0,0008	0,0004	906,7	0,796	0,639	431,6	14,97	101,3	163
1500	0,0008	0,0004	504,8	0,792	0,644	259,7	11,05	81,3	217
1500	0,0008	0,0004	1200,7	0,87	0,534	271,6	11,26	99,1	104
1500	0,0008	0,0004	1513	0,9	0,474	267,4	10,5	106,4	80
1500	0,0006	0,0003	896,6	0,754	0,658	297,4	8,07	93,9	148
1500	0,001	0,0005	908,7	0,875	0,511	243,8	14,48	90,6	125
1500	0,0012	0,0006	908,7	0,912	0,45	220,6	17,53	92,4	70

#### Литература

1. Рухлинский В.В., Гура Л.Л. К численному решению задач пограничного слоя с использованием неявных конечно-разностных схем., – Энергетическое машиностроение, 1980, вып. 32, с. 101-104.

© Усачев И.Д., Борисенко О.М., 2005