

Modelowanie przepływu oleju i ciepła w łożysku ślizgowym olejowej pompy zębatej silnika lotniczego

Modeling of oil and heat flows in the slide bearing of the aircraft engine oil pump gear

ELŻBIETA ZŁOMAŃCZUK
JACEK SOWA*

DOI: 10.17814/mechanik.2016.4.50
Artykuł z XIII Forum Inżynierskiego ProCAx 2015

Przedstawiono wyniki modelowania przepływu oleju i ciepła w łożysku ślizgowym olejowej pompy zębatej silnika lotniczego. Do badań przyjęto adiabatyczny model filmu olejowego.

SŁOWA KLUCZOWE: łożysko ślizgowe, pompa zębata, przepływ oleju, przepływ ciepła

The paper presents the results of modeling the oil and heat flows in the bearing slide of oil pump gear in the aircraft engine. The study was conducted with reference to adiabatic model of oil film.

KEYWORDS: slide bearing, gear pump, heat flow, oil flow

Olejowe pompy zębate mają szerokie zastosowanie w przemyśle lotniczym, motoryzacyjnym, spożywczym i petrochemicznym. Urządzenia te pełnią istotną rolę w układzie smarowania różnego rodzaju silników [2] – służą do transportu cieczy. Ze względu na rodzaj konstrukcji oraz sposób działania pompy zębate można podzielić na pompy z kołami zębatymi o zazębieniu wewnętrznym i zewnętrznym. W omawianych pompach olej jest transportowany z komory ssawnej do przestrzeni tłocznej [5]. Zaletami tego rodzaju pomp są prosta konstrukcja oraz wysoka niezawodność. Najprostszym typem pompy zębatej jest pompa z kołami zębatymi o zazębieniu zewnętrznym – ma ona wiele zalet [1].

Model fizyczny i matematyczny łożyska ślizgowego

Badanie przeprowadzono dla poprzecznego łożyska ślizgowego zasilanego olejem z kieszeni smarowej. Parametry pracy łożyska ślizgowego obliczono na podstawie przyjętych wielkości zadanych (patrz tablica): wymiarów geometrycznych czopa, właściwości oraz temperatury i ciśnienia oleju zasilającego łożysko, prędkości obrotowej czopa łożyskowego. Do badań teoretycznych przyjęto adiabatyczny model łożyska ślizgowego [3, 6, 7]. Założono, że ciepło wytworzone w łożysku jest odprowadzane przez przepływający olej lub również przez elementy konstrukcyjne łożyska – tj. czop i obudowę [3, 7].

Na potrzeby opracowania fizycznego i matematycznego modelu łożyska przyjęto następujące założenia [3, 4, 6]:

- przepływ oleju jest laminarny,
- oś czopa jest równoległa do osi panewki,
- elementy konstrukcji są nieodkształcalnymi, idealnie gładkimi, cylindrycznymi powierzchniami,

- olej jest płynem newtonowskim o zmiennej lepkości,
- temperatura oleju na zasilaniu jest stała ($T_z = \text{const.}$),
- wartość ciśnienia oleju na zasilaniu oraz wartość ciśnienia otoczenia są stałe.

TABLICA. Wielkości zadane

Średnica czopa, m	$17,71 \cdot 10^{-3}$
Średnica panewki, m	$17,78 \cdot 10^{-3}$
Obciążenie łożyska, N	400÷1600
Prędkość obrotowa czopa, obr/min	3000
Lepkość dynamiczna w temperaturze odniesienia, Pa·s	0,11
Gęstość oleju, kg/m ³	900
Ciepło właściwe oleju, J/kg·K	2000
Kąt opasania, °	330
Luz względny czop – panewka, ‰	3,94
Szerokość względna panewki	0,5 0,75 1
Temperatura otoczenia, °C	40
Temperatura zasilania, °C	60
Ciśnienie zasilania, N/m ²	$1,3 \cdot 10^5$

Równania modelu matematycznego [3]

Równanie rozkładu ciśnienia w szczelinie smarowej:

$$\frac{4}{D^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \cdot \eta \cdot \omega_{\text{eff}} \frac{\partial h}{\partial \varphi} \quad (1)$$

gdzie: D – średnica panewki, φ – współrzędna kątowna, h – wysokość szczeliny smarowej, p – ciśnienie, z – współrzędna kartezjańska w kierunku osiowym, η – lepkość dynamiczna oleju, ω_{eff} – prędkość kątowna efektywna.

Równanie wysokości szczeliny smarowej:

$$h = 0,5 \cdot D \cdot \psi_{\text{eff}} \cdot [1 + \varepsilon \cdot \cos(\varphi - \beta)] \quad (2)$$

gdzie: $\psi_{\text{eff}} = C_{\text{eff}}/D$ – luz względny efektywny (C_{eff} – luz promieniowy efektywny), ε – mimośrodowość względna, β – kąt położenia linii środków czopa i panewki.

Równanie rozkładu temperatury w szczelinie smarowej dla modelu, w którym ciepło z łożyska jest odprowadzane przez przepływający olej (równanie to wyprowadzono z bilansu energii [3], przyjmując opisanie wcześniej uproszczenia):

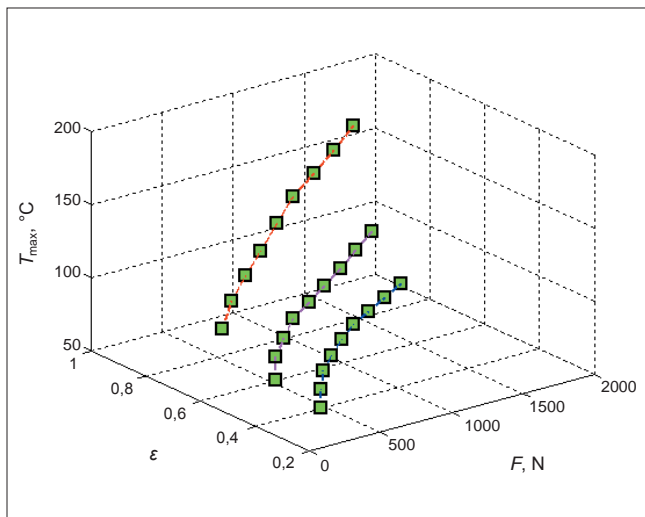
* Mgr inż. Elżbieta Złomańczuk (e.zlomanczuk@o2.pl) – Politechnika Rzeszowska, dr inż. Jacek Sowa (jacek.sowa@wskrz.com) – WSK „PZL – Rzeszów”

$$\frac{\tilde{v}_x}{R_j} \cdot \frac{\partial T}{\partial \varphi} + \tilde{v}_z \cdot \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\eta}{\rho \cdot c_p} \cdot \frac{1}{h} \cdot \int_0^h \left[\left(\frac{\partial v_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial y} \right)^2 \right] dy \quad (3)$$

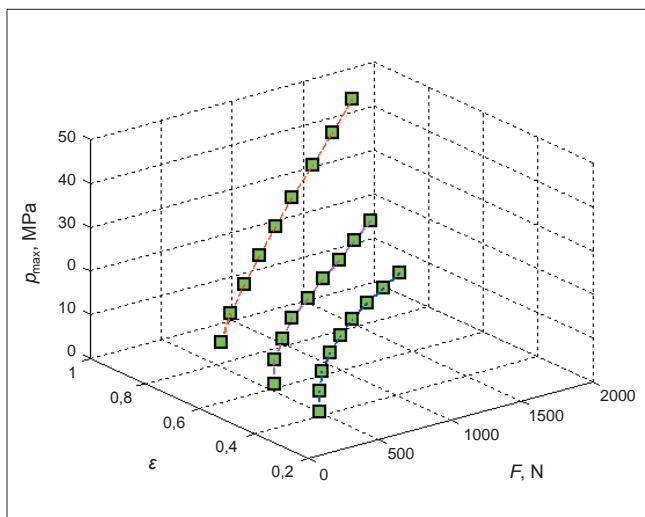
gdzie: R_j – promień czopa, T – temperatura w łożysku, c_p – ciepło właściwe oleju, ρ – gęstość środka smarnego, y – współrzędna kartezjańska w kierunku promieniowym, \tilde{v}_x – składowa prędkości przepływu w kierunku obwodowym, \tilde{v}_z – składowa prędkości przepływu w kierunku osiowym.

Składowe prędkości są opisane zależnościami:

$$\begin{aligned} \tilde{v}_x &= \frac{1}{h} \cdot \int_0^h v_x dy \\ v_x &= \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} y(y-h) + \frac{\omega_j \cdot R_j}{h} y \\ \tilde{v}_z &= \frac{1}{h} \cdot \int_0^h v_z dy \\ v_z &= \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} y(y-h) \end{aligned} \quad (4)$$



Rys. 1. Wpływ obciążenia łożyska F na maksymalną temperaturę w łożysku T_{\max} oraz mimośrodkowość względną ε



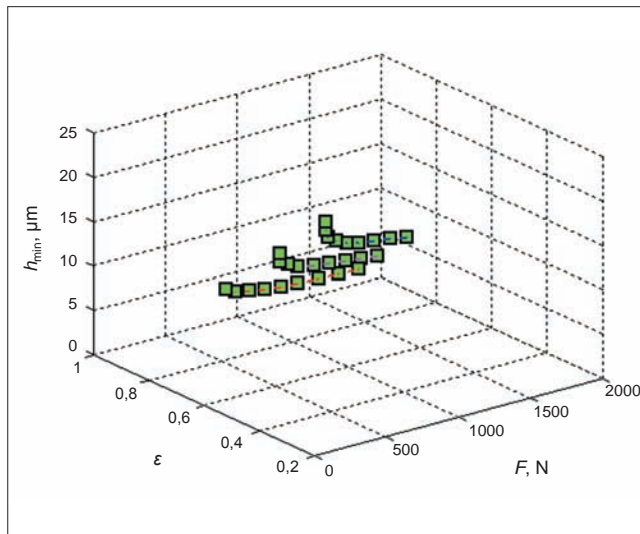
Rys. 2. Wpływ obciążenia łożyska F na maksymalne ciśnienie p_{\max} i mimośrodkowość względną ε

Równanie rozkładu temperatury w szczelinie smarowej dla modelu, w którym ciepło z łożyska jest odprowadzane przez jego elementy konstrukcyjne (czop i obudowę):

$$T_{\max} = \frac{P_f}{k \cdot A} + T_o \quad (5)$$

gdzie: T_{\max} – maksymalna temperatura łożyska, P_f – moc tarcia, k – współczynnik mieszania, T_o – temperatura otoczenia, A – powierzchnia emitująca ciepło.

Wyniki przeprowadzonych badań pokazano na rys. 1+3.



Rys. 3. Wpływ obciążenia łożyska F na minimalną wysokość filmu olejowego h_{\min} i mimośrodkowość względną ε

Podsumowanie

W pracy przedstawiono wyniki modelowania przepływu oleju oraz ciepła w łożysku ślizgowym w olejowej pompie zębatej silnika lotniczego. Analizując przebieg funkcji przedstawionej na rys. 1, można zauważyć, że wraz ze wzrostem obciążenia rosną wartości mimośrodkowości względnej oraz maksymalnej temperatury. Funkcja przedstawiona na rys. 2 jest funkcją rosnącą, przy czym ze wzrostem obciążenia rosną wartości mimośrodkowości względnej oraz maksymalnego ciśnienia w łożysku. Natomiast przebieg funkcji z rys. 3 wskazuje, że wartości minimalnej wysokości filmu olejowego maleją ze wzrostem obciążenia.

LITERATURA

1. Baszta T.M. „Urządzenia hydrauliczne konstrukcja i obliczanie”. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1981.
2. Błaszczak A. „Pompy spełniające specjalne wymagania ruchowe”. Łódź: Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, 2011.
3. DIN 31652. Teil: 1, 2, 3. Hydrodynamische Radial – Gleitlager im stationärem Betrieb.
4. Hebda M. „Procesy tarcia, smarowania i zużycie maszyn”. Warszawa: Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji – PBI, 2007.
5. Juin E.M. „Pompy zębate. Główne parametry i ich obliczanie”. Warszawa: Państwowe Wydawnictwo Techniczne, 1958.
6. Mazurkow A. „Łożyskowanie ślizgowe podstawy teoretyczne właściwości uszkodzenia”. Rzeszów: Wydawnictwo Politechniki Rzeszowskiej, 2013.
7. Mazurkow A. „Właściwości statyczne i dynamiczne, metoda projektowania łożysk ślizgowych z panewką pływającą”. Rzeszów: Wydawnictwo Politechniki Rzeszowskiej, 2009.