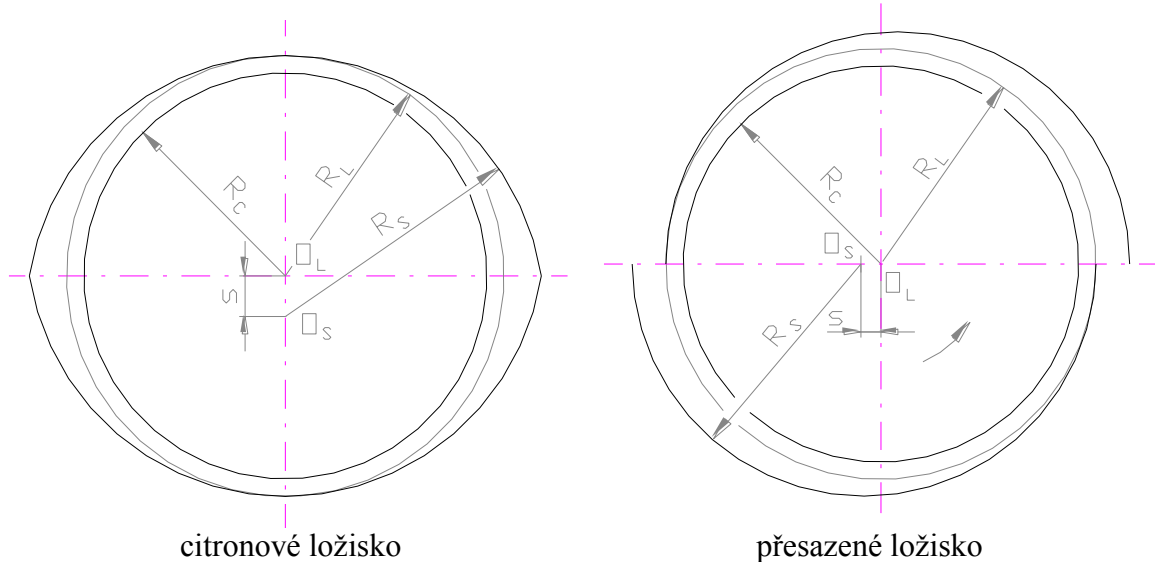


Základní pojmy z oboru radiálních ložisek

Základní pojmy z oboru kluzných radiálních ložisek

Základní pojmy, potřebné pro návrh běžných radiálních ložisek budou vysvětleny na příkladu nejčastěji používaného citronového a přesazeného (offset) ložiska



Obr. 1

průměr ložiska (průměr vepsané kružnice)

$$D_L = 2R_L$$

šířka ložiska

$$l$$

poměr šířky k průměru

$$l / D_L$$

průměr čepu

$$D_C = 2R_C$$

poloměr křivosti kluzné plochy

$$R_S$$

radiální vůle

$$c_L = R_L - R_C$$

diametrální vůle

$$2c_L = D_L - D_C$$

relativní vůle

$$\psi = c_L / R_L = 2c_L / D_L$$

výrobní vůle

$$c_S = R_S - R_C$$

posunutí středu kluzné plochy vůči středu ložiska

$$s$$

předpětí ložiska (preload)

$$\delta = 1 - c_L / c_S$$

Předpětí je u ložisek pro rychloběžné aplikace velmi důležitý pojem, definující odolnost ložiska proti nestabilitě. Čím větší předpětí, tím je ložisko odolnější proti nestabilitě, ale současně s tím má nižší únosnost.

speciálně pro citronová ložiska:

vertikální vůle

$$c_V = c_L$$

horizontální vůle

$$c_H = c_S$$

citronicita

poměr c_V / c_H (obvykle 1/2 až 1/3)

statické zatížení ložiska

$$F_s \text{ (N)}$$

měrné zatížení ložiska

$$p = F_s / (l \cdot D)$$

Sommerfeldovo číslo (pro vstupní teplotu oleje T_0)

$$So = p \cdot \psi^2 / (\eta_0 \cdot \omega)$$

dynamická viskozita oleje (pro vstupní teplotu)

$$\eta_0 \text{ (Pa.s)}$$

úhlová rychlost čepu

$$\omega \text{ (s}^{-1}\text{)}$$

vztah mezi kinematickou a dynamickou viskozitou

$$\eta = \nu \cdot \rho$$

kinematická viskozita (obvykle udávaná v katalogu)

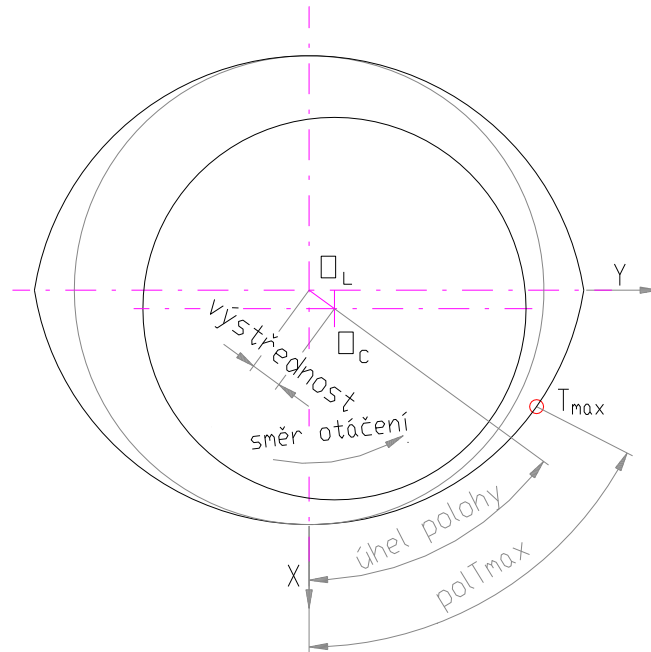
$$\nu \text{ (m}^2 \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$$

hustota

$$\rho \text{ (kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{)}$$

Základní pojmy z oboru radiálních ložisek

Ložiskové charakteristiky: (viz obr. 2)



Obr. 2

a) statické: únosnost ložiska W (N)

výstřednost čepu e (m, μm)

relativní výstřednost $\varepsilon = e / c_L$

úhel polohy čepu φ ($^\circ$)

třecí ztráty/ ztrátový výkon P_t (W, kW)

minimální tloušťka olejového filmu H_{min} (m, μm)

průtok oleje Q ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, l/min)

maximální teplota olejového filmu T_{max} ($^\circ\text{C}$)

výstupní teplota oleje T_v ($^\circ\text{C}$)

efektivní (průměrná) teplota olejového filmu T_{ef} ($^\circ\text{C}$)

oteplení oleje – rozdíl mezi výstupní a vstupní teplotou Δt (K)

$$\Delta t = T_v - T_0 = P_t / (c_p \cdot Q),$$

kde c_p ... součin měrného tepla a hustoty oleje ($\text{N} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)

pro běžné druhy minerálních olejů $c_p = (1,7 \text{ až } 1,8) \cdot 10^6$

b) dynamické: koeficienty tuhosti K a útlumu B olejového filmu v daném souřadném systému. První index součinitele označuje směr síly, druhý směr výchylky, např. K_{xy} označuje tuhost ve směru x při vychýlení čepu ve směru y . Prvky tuhosti se stejnými indexy rotor stabilizují a nazývají se hlavní tuhosti. Prvky tuhosti s různými indexy mají naopak destabilizující účinek a nazývají se vedlejšími členy (anglicky cross-coupled).

V obr. 2 je zachycen systém používaný v ČR (označený horním **indexem 1**), kdy **osa x má kladné souřadnice ve směru statické zátěžné síly** a **osa y je pootočena o 90° ve směru otáčení čepu**. Jsou používány dva další souřadné systémy, z nichž první (označený horním **indexem 2**) **má zaměněné osy x a y** , tj. kladná osa y je ve směru statické zátěže a osa x je otočena o 90° ve směru otáčení. V anglosaských zemích je rozšířena varianta souřadného systému, kterou používá např. Waukesha (označena

Základní pojmy z oboru radiálních ložisek

horním *indexem* 3); *kladná osa y směřuje proti směru statického zatížení a osa x je pootočena o 90° vzhledem ke směru statického zatížení*. Vzájemný vztah koeficientů tuhosti a útlumu v těchto souřadných systémech je dán vztahy:

$$\begin{aligned} {}^2K_{xx} &= {}^1K_{yy}, {}^2K_{xy} = {}^1K_{yx}, {}^2K_{yx} = {}^1K_{xy}, {}^2K_{yy} = {}^1K_{xx}, \\ {}^2B_{xx} &= {}^1B_{yy}, {}^2B_{xy} = {}^1B_{yx}, {}^2B_{yx} = {}^1B_{xy}, {}^2B_{yy} = {}^1B_{xx}, \\ {}^3K_{xx} &= {}^1K_{yy}, {}^3K_{xy} = -{}^1K_{yx}, {}^3K_{yx} = -{}^1K_{xy}, {}^3K_{yy} = {}^1K_{xx}, \\ {}^3B_{xx} &= {}^1B_{yy}, {}^3B_{xy} = -{}^1B_{yx}, {}^3B_{yx} = -{}^1B_{xy}, {}^3B_{yy} = {}^1B_{xx}. \end{aligned}$$

Standardně používanou jednotkou tuhosti je $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$, jednotkou útlumu je $\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$. V některých případech jsou prvky útlumu uváděny v jednotkách N/m, což jsou ovšem jednotky tuhosti; pro získání útlumu je nutno tato data dělit úhlovou rychlostí čepu.

Nestabilita rotoru

U rychloběžných rotorů se vyskytuje nestabilita, která je charakterizována velkými amplitudami vibrací s převažující subharmonickou složkou kmitání. Nestabilita vzniká v důsledku působení vedlejších prvků tuhostní matice, které podporují obíhání čepu kolem středu ložiska. V ložiskách s naklápěcími segmenty jsou vedlejší tuhosti většinou alespoň o 2 řády menší než prvky hlavní a proto vykazují maximální odolnost proti nestabilitě. I u rotorů v segmentových ložiskách však může nastat nestabilita působením vnějších destabilizujících sil, vznikajících v mezerách lopatkových stupňů turbin a axiálních kompresorů nebo v labyrintových ucpávkách.

Odolnost rotoru proti vzniku nestability je určena velikostí tzv. **rezervy stability**, resp. **logaritmického dekrementu**; obě tyto hodnoty vyjadřují poměr reálné a imaginární složky vlastního čísla. Vzájemný vztah obou veličin je dán vztahy:

$$\text{rezerva stability } \chi = -2 \cdot \text{Re}(\lambda) / \text{Im}(\lambda) \cdot 100 = \log \delta \cdot 100 / \pi \quad (\%),$$

kde $\text{Re}(\lambda)$, resp. $\text{Im}(\lambda)$... reálná, resp. imaginární část vlastního čísla,

$$\text{logaritmický dekrement } \log \delta = -2\pi \cdot \text{Re}(\lambda) / \text{Im}(\lambda) = \chi \cdot \pi / 100.$$

Za hodnoty postačující pro zajištění stability rotoru se obvykle považují hodnoty $\chi \geq 10\%$, resp. $\log \delta \geq 0,3$. Pokud jsou do výpočtu zahrnuty všechny destabilizující účinky, je za postačující považována rezerva stability cca 3%, resp. $\log \delta = 0,1$. Při značných destabilizujících účincích vnějších sil však výše uvedené hodnoty nemusí být postačující. Nestabilita rotoru vzniká obvykle u nejnižšího vlastního tvaru rotoru (s nejnižší vlastní frekvencí). Je však znám i případ nestability s 2. vlastním tvarem, kdy bylo velmi obtížné nestabilitu odstranit a kdy ani hodnoty $\chi \cong 30\%$ ($\log \delta \cong 0,9$) nestačily na úplné potlačení subharmonické frekvence kmitání.

V zásadě existují dva typy nestability, a to:

- Nestabilita typu „oil whirl“ - nestabilita olejového filmu, která se vyskytuje spíše u tuhých rotorů, se vyznačuje subharmonickou frekvencí závislou na otáčkách. V ložiskách kruhového průřezu je subharmonická frekvence rovna přibližně polovině frekvence otáčení.
- Nestabilita typu „oil whip“ – nestabilita rotoru, je charakteristická pro ohebné rotory. Subharmonická frekvence je rovna některé, obvykle nejnižší vlastní frekvenci rotoru, a není proto závislá na otáčkách.

Provoz rotoru v oblasti nestability je nepřipustný; okamžitě havárii nedojde pouze v důsledku nelineárních vlastností olejového filmu, jehož tuhost s klesající tloušťkou výrazně roste. U ložisek mazaných plynem, u nichž je tuhost plynového filmu výrazně nižší, vede nestabilita k okamžité havárii.