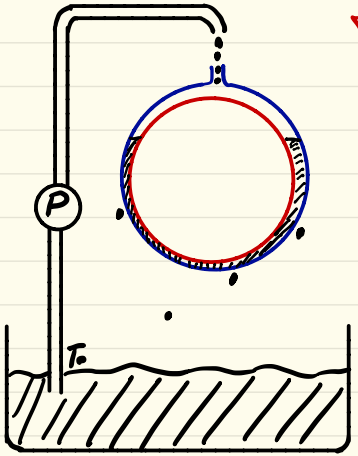
بسم الله الرحمن الرحیم

جلسه ۲۷ — طراحی اجزاء ۱۱

روند طراحی با تانکاهای لغزشی تره:



۱- در گام اول باید حدسی برای T_0 (دمای اولیه روغن) بزنیم. این دما می‌تواند با دمای محیط متفاوت باشد. ولی خیلی بیشتر از دمای محیط نیست.

۲- از روی جدول با استفاده از دما، لزجت روغن را (μ) می‌یابیم: Fig 12-13 & 14 / Table 12-1

۳- با داشتن $\dot{m}$ و پارامترهای هندسی یاتاقان عدد سامرفلد را حساب می‌کنیم

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu n}{p}$$

لهتی c را با استفاده از جدول تلرانس برای انطباق بالقی که می‌توان یافت

۴- به کمک S با استفاده از جدول Fig 12-24 مقدار T_{var} را می‌یابیم.

۵- با استفاده از رابطه (23) می‌توان ΔT را یافت $\left(\Delta T = \frac{P \times T_{var}}{0.12 \rho C_H}\right)$

۶- حال یک دمای میانگین کاری می‌یابیم:

$$T_{av} = T_0 + \frac{\Delta T}{2}$$

۷- با استفاده از T_{av} دوباره لزجت روغن μ را می‌یابیم و فرایند را تکرار می‌کنیم تا زمانی که T_{av} با دمای مرحله قبلی برابر شود.

$T: T_0 \longrightarrow \mu \longrightarrow S \longrightarrow T_{Var} \longrightarrow \Delta T$

$T_{av} = T_0 + \frac{\Delta T}{2}$

مثال: یاتاقانی دارای بار خارجی $W=2\ kN$ و قطر $d=40\ mm$ و طول $l=40\ mm$ و لقی شعاعی $c=0.02\ mm$ و سرعت $\omega=1800\ rpm$ می‌باشد. اگر دمای محیط کار و دمای ظرف ذخیره روغن ($40^{\circ}C$) باشد، برای روغن SAE50 مشخصات کار یاتاقان را بیابید:

$$P=\frac{W}{2rl}=\frac{2000}{2\times\frac{40}{2}\times 40}=1.25\ MPa \quad , \quad n=1800\ rpm=\frac{1800}{60}\ rps=30\ rps$$

$$S=\left(\frac{r}{c}\right)^2\frac{\mu n}{P}=\left(\frac{20}{0.02}\right)^2\times\frac{\mu\times 30}{1.25\times 10^{4}}=24\mu$$

حال فرایند سعی و خطا را با دمای $T_0=40^{\circ}C$ شروع می‌کنیم.

$$T_0=40^{\circ}C,\ SAE50 \longrightarrow \mu=200\times 10^{-3}\ Pa.s \Rightarrow S=24\mu=4.8$$

$$T_{Var}=0.33+6S+0.05S^2 \Rightarrow T_{Var}(S=4.8)=30.2$$

(رفرول جدول)

$$\Rightarrow \Delta T = \frac{P\, T_{var}}{0.12} = 314.8^{\circ}C$$

این عدد برای ΔT خیلی بزرگ است (زیرا دمای کارد روغن بالای ۱۰۰ درجه کارایی ندارد) علت این امر پایین آمدن گرانروی است.

$$T = 60^{\circ}C,\ SAE50 \longrightarrow \mu = 62\times10^{-3}\ Pa.s \Rightarrow S = 24\mu = 1.5$$

$$T_{var} = 0.33 + 6S + 0.05S^2 \Rightarrow T_{var} = 9.4 \Rightarrow \Delta T = \frac{1.25\times9.4}{0.12} = 98^{\circ}C$$

$$\Rightarrow T_{av} = T_0 + \frac{\Delta T}{2} = 40 + \frac{98}{2} = 89^{\circ}C$$

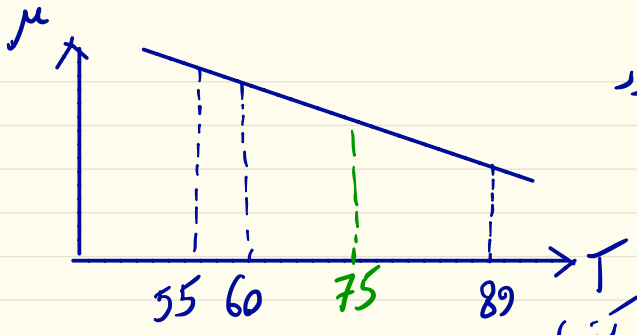
چون $T \neq T_{av}$ پس هنوز جواب صحیح نیست

$$T = 89^{\circ}C,\ SAE30 \longrightarrow \mu = 18\times10^{-3} \longrightarrow S = 0.43$$

$$T_{var} = 2.9 \longrightarrow \Delta T = \frac{1.25\times2.9}{0.12} = 30.2^{\circ}C$$

$$\Rightarrow T_{av} = 40 + \frac{30.2}{2} \simeq 55^{\circ}C$$

این جواب نیز درست نیست زیرا:



باید تقریب حدسی بین 60 و 89 می بود
تا روند کار هگرا باشد. نشان می دهد
حدس ما باز هم درست نبود
(بین 60 و 89 دمای را انتخاب می کنیم)

$T=75^{\circ}C$ و SAE50 $\longrightarrow \mu = 32\times10^{-3} \longrightarrow S=0.76$

$T_{var}=4.8 \longrightarrow \Delta T = 50^{\circ}C \longrightarrow T_{av}=40+\frac{50}{2}=65^{\circ}C$

با چند بار انجام این فرایند به عدد $T=71^{\circ}C$ می رسیم

$T=71^{\circ}C$ و SAE50 $\longrightarrow \mu = 38\times10^{-3} \longrightarrow S=0.92$

$T_{var}=5.9 \longrightarrow T_{ave}=71^{\circ}C$

پس دمای میانگین درون یاتاقان تقریباً $71^{\circ}C$ است.

با توجه به $S=0.92$ مقادیر مورد نیاز را از روی نمودارهای زیر:

minimum film tickness (Fig 12-16 & 17)

$(\frac{r}{c}f)$ coefficient of friction (Fig 12-18)

Lubrication flow (Fig 12-19 & 20)

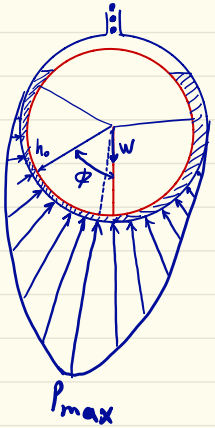
Film pressure (Fig 12-21 & 22)

$\frac{h_0}{c}=0.85$, $\phi=77^\circ$, $\frac{r}{c}f=19 \longrightarrow f=\frac{0.02}{29}\times 19=0.019$

$\frac{Q}{rcnl}=4.8$, $\theta_{p_0}=120^\circ$, $\theta_{p_{max}}=5^\circ$, $\frac{Q_s}{Q}=0.2$, $\frac{p}{p_{max}}=0.52$

از مقدار $\frac{h_0}{c}$ می توان نتیجه گرفت که انحراف شافت خیلی کم است. یعنی بارگذاری در این یاتاقان بسیار سبک تر از مقدار مورد نظر طراحی است.

(0.012)
یا روغن خیلی سفت. مقدار f در مقایسه با اصطکاک آهن روی آهن (0.15) خیلی کمتر است ولی نسبت به اصطکاک بلبرینگ ها (0.001) زیادی باشد، انحراف توزیع فشار از حالت تماس بیار اندک است.



میزان روغن مورد نیاز که پمپ باید تامین کند:

$$Q_s = Q \times 0.2 = (4.8 \times rcnl) \times 0.2$$

$$Q_s = \frac{4.8 \times 0.2 \times 20 \times 0.02 \times 30 \times 20}{1000} = 0.33 \ cc/s$$

$$P_{max} = \frac{1.25}{0.54} = 2.31 \ N/m^2 \rightsquigarrow P_{max} = 23.1 \ Ba$$

حال توان اتلاف شده را بدست می آوریم.

گشتاوری که صرف اصطکاک می شود:

$$T = (w \times f) \times r = 2000 \times 0.019 \times \frac{20}{1000} = 0.76 \ N.m$$

توان اتلافی:

$$H = T \times w = 0.76 \times \frac{217 \times 30}{1000} = 0.14 \ kw$$

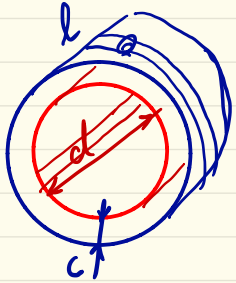
قدرت تخمینی موتور شافت حدوداً 2^{kw} است. لذا اگر دو یاتاقان لغزشی داشته باشیم حدود 5% انرژی در یاتاقانها تلف می شود که زیاد است. لذا بهتر است یاتاقان غلتشی استفاده کنیم.

چرا یاتاقان لغزشی؟

- در یاتاقانهای غلتشی اگر ساچمه ای بشکند شافت خیلی منحرف می شود و ممکن است صدمه های زیادی وارد شود. ولی در یاتاقان لغزشی چنین نیست

به همین خاطر در توربین های گازی از یاتاقان لغزشی استفاده می شود

- یاتاقان های غلتشی صدا دارند (هرچند کم)
- یاتاقان های غلتشی ارتعاشی دارند (هرچند کم)



طراحی یاتاقان لغزشی

برای طراحی یک یاتاقان لغزشی، نوع روغن، لقی شعاعی و سایر مشخصات یاتاقان مانند h مشخص نیست. چه باید کرد؟

- لقی شعاعی شافت و یاتاقان (c) را از جدول انطباق ها پیدا می شود. (close running: جا زدن سفت)
- T_o دمای ظرف روغن را کمی بیشتر از دمای محیط می گیریم
- بلبرینگ h (عرض یاتاقان) در نظر می گیریم که $\frac{h}{d} = 1$

تعدادی معیارهای تجربی نیز برای طراحی یاتاقانهای لغزشی وجود دارد:

چند معیار تجربی برای طراحی یاتاقانهای لغزشی

۱- معیار نورتن: در ماشین‌های سنگین باید $0.65 \leq \frac{h_0}{c}$

۲- معیار اول ترامپلر (Trumpler): $(h_0 > 5\ mm)$

$$0.005 + 0.0004\,d^{mm} \leq h_0$$

چون در اثر گردش روغن ذراتی از سطح یاتاقان کنده می‌شوند و ممکن است بین شافت و یاتاقان گیر کرده

۳- معیار دوم ترامپلر: روغن‌ها با لاتر از دمای $120^{\circ}C$ کارایی ندارند

$$T_{max} = T_0 + \Delta T < 120^{\circ}C$$

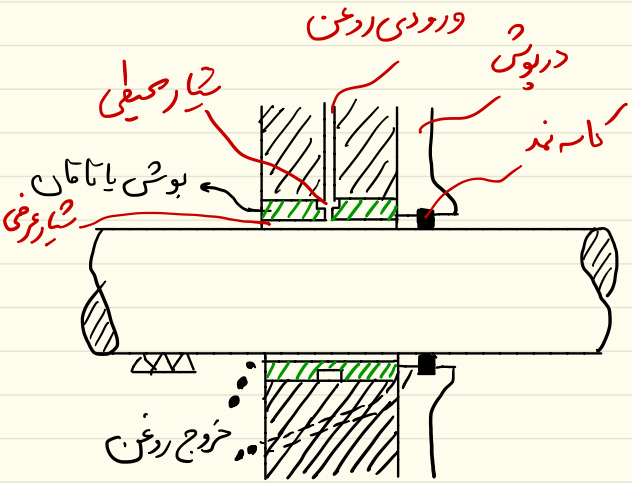
۴- معیار سوم ترامپلر: فشار استاتیکی (ایستا) وارد بر یاتاقان در حالت نباید از حدی بیشتر باشد

$$\frac{W_{st}}{2rl} \leq 2\ MPa$$

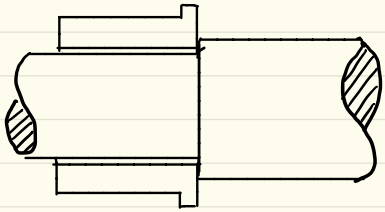
۵- حداقل ضریب اطمینان باید 2 باشد

ساختمان یاتاقان لغزشی

- سطح شافت باید سنگ بخورد (سه‌صلبی)
- بوش یاتاقان پرسی جای خورد
- جنس بوش یاتاقان: برنز، برنج، منگنز برنز، آلومینیم برنز ولی بهتری (گرانترین) منگنز برنز است
- شیار حلقوی برای رفع دقت ساخت
- شیار عرضی برای پخش کردن روغن در سراسر عرض یاتاقان.
- درپوش و کاسه نمد برای جلوگیری از سرازیر شدن روغن به بیرون
- سوراخ ورود روغن برای بازگشت روغن به داخل



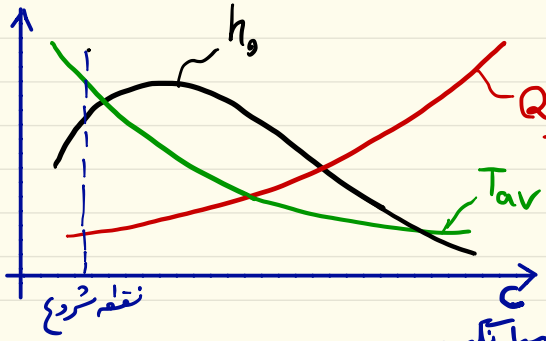
کاهش بار اینرسی حلوی حرکت محوری را گرفته بوش یا تاقان را به دام در نظری گیرند.



در این حالت شیارهای سطحی در پیرانی بوش یا تاقان برای روغن کاری تعبیه می‌شود.

خرابی یا تاقان لغزشی

با گذر زمان به علت خوردگی لقی سطحی زیادتری شود. تا جائی که بعد از مدتی باید بوش یا تاقان را عوض کرد.



بازیاد شدن لقی سطحی (c):

- حرارت تولیدی کاهش می‌یابد
- دبی نشتی زیادتری شود
- بنابراین دو پدیده فوق، دمای میانگین یعنی T_{av} کاهش می‌یابد.

- برای اینکه دیسک تر لازم به تعویض بوش باشد لقی شعاعی را کمتر از مقدار طراحی در نظر می گیرند لذا در میزان h_0 ابتدا کمی افزایش و سپس کاهش دیده می شود. (با زیاد شدن لقی فشار روغن کاهش می یابد لذا مقدار h_0 کم می شود)

تمرین: شافتی با قطر $d=65^{mm}$ و بار عمودی استاتیکی $W=510^{N}$ و دور $n=1000^{rpm}$ وجود دارد. دمای ظرف روغن $45^{\circ}C$ فرض شده است. نوع روغن و شرایط کارکرد یا تامین را بدست آورید

راهنمایی: - با مراجعه به جدول تلرانس برای قطر $d=65^{mm}$ میزان لقی شعاعی را بیابید

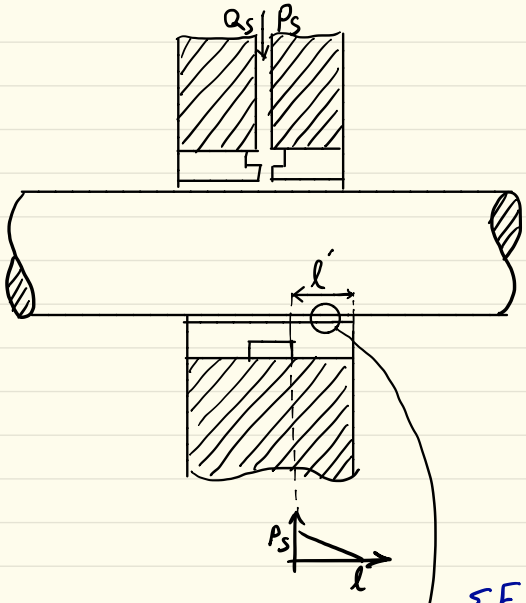
- $l/d=1$
- $\frac{h_0}{c}=0.65$
- حال عدد سامرفلد را بیابید
- حال با نمودار μ را بیابید
- حال T_{av} را بیابید

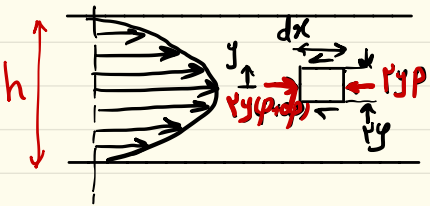
- حال با داشتن T_{av} و $\dot{m}$ روغن مناسب را بیابید.

یاتاقان‌های لغزشی با روغن تحت فشار

فشار روغن در عرض یاتاقان افت می‌کند که نمودار آن نشان داده شده است.

ℓ فاصله لبه یاتاقان تا انتهای یاتاقان است.





$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow$$

$$2y(p+dp) - 2yp - 2\tau dx = 0$$

$$\xrightarrow{\tau = \mu \frac{du}{dy}} \frac{du}{dy} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} y \qquad (1)$$

شرایط اولیه:

$$\text{at } y=\pm\frac{h}{2} \rightsquigarrow u=0 \qquad (2)$$

با انتگرال گیری از رابطه (1):

$$u=\frac{1}{8\mu}\frac{dp}{dx}(4y^2-h^2) \qquad (3)$$

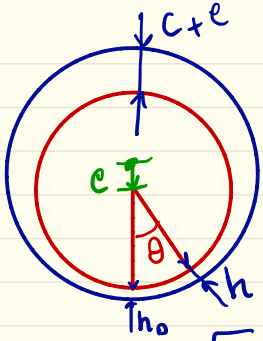
اگر تغییرات فشار را در راستای طول خطی در نظر بگیریم:

$$p=-\frac{p_s}{l'}x+p_s \Rightarrow \frac{dp}{dx}=-\frac{p_s}{l'} \qquad (4)$$

$$\xrightarrow{(3)} u=\frac{p_s}{8\mu l'}(h^2-4y^2) \qquad (5)$$

$$u_{max}=\frac{p_s h^2}{8\mu l'} \qquad (6)$$

$$u_{av}=\frac{2}{3}u_{max}=\frac{p_s h^2}{12\mu l'} \qquad (7)$$



شکل یاتاقان را می‌خواهیم که h_0 در پایین‌ترین نقطه قرار بگیرد

$$h = c - e\cos\theta \qquad (8)$$

$$\xrightarrow{(7)} \quad u_{av} = \frac{1}{12\mu}\frac{p_s}{\ell'}(c - e\cos\theta)^2 \qquad (9)$$

با انتگرال گیری از u_{av} بر روی محیط دایره دبی نشتی بدست می‌آید:

دوطرف یاتاقان

$$Q_s = 2\int_0^{2\pi} dQ_s = 2\int_0^{2\pi} u_{av}\cdot r\,d\theta\cdot h = \frac{p_s}{6\mu\ell'}\int_0^{2\pi}(c - e\cos\theta)^3 d\theta$$

$$\xrightarrow{\epsilon = \frac{e}{c}} \quad Q_s = \frac{\pi p_s^2 c^3}{3\ell'}(1 + 1.5\epsilon^2) \qquad (10)$$

این مقدار دبی پمپ است.

حال به محاسبه‌ی میانگین روغن می‌پردازیم:

$$P = \frac{W}{4r\ell'} \qquad (11)$$

$$H = T.\omega = wfr.2\pi n \qquad (12)$$

مزمنی شود کل این حرارت توسط روغن نسبتی خارجی شود:

$$H = \rho C_H Q_s \Delta T \qquad (13)$$

$$\Delta T = \frac{6\mu l' f w n}{\rho C_H P_s C^3 (1+1.5\epsilon^2)} \qquad (14)$$

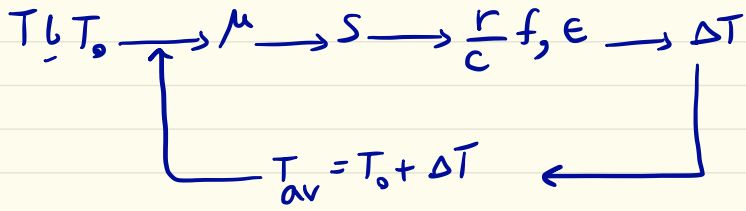
برای داخل کردن عدد اصطکاک داریم:

$$\Delta T = \frac{1.5\left[\frac{r}{c}f\right] S w^2}{\rho C_H P_s r^2 (1+1.5\epsilon^2)} \qquad (15)$$

برخلاف یاتاقان لغزشی بدون فشار، در حالت روغن با فشار افزایشی دما بصورت تقریباً یکنواخت است یعنی

$$T_{av} = T_o + \Delta T \qquad (16)$$

در صورتیکه در حالت قبل $T_{av} = T_o + \frac{\Delta T}{2}$ بود.

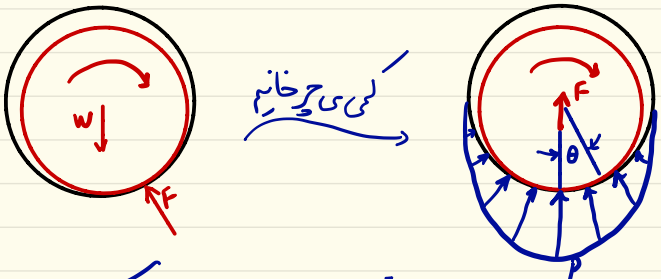


یاتاقانهای لغزشی خشک Dry Bearings

در مواقعی که امکان روغن کاری مداوم نیست از این نوع یاتاقانها استفاده می‌شود.

در یاتاقانهای خشک فشار زیادی وجود ندارد (بارها سنگین نیستند)

سطوح ممکن است آغشته به روغن باشد ولی جریانی وجود ندارد.



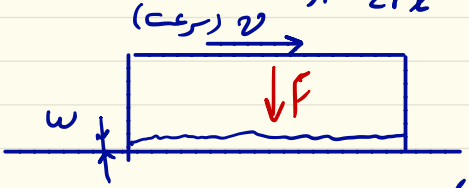
صورت تقریبی می‌توان فرض کرد شکل توزیع فشار متقارن است.

F نیروی وارد از یاتاقان به شفت است.

$$F = \int_{-\pi/2}^{\pi/2} p r d\theta \, l \cos\theta = \int_{-\pi/2}^{\pi/2} p_{max} r d\theta \, l \cos^2\theta \qquad (1)$$

با انتگرال گیری داریم:

$$p_{max} = \frac{4}{\pi} \frac{F}{2rl}$$



ارتفاع سائیده شدگی (w):

اگر سطح تماس A باشد آنگاه wA معیاری برای سائیدگی است. دیده می‌شود که:

$$wA \propto F \mu v t \qquad (3)$$

با فرض یکنواخت بودن توزیع فشار داریم:

$$wA = K p A \mu v t \longrightarrow w = K \mu p v t \qquad (4)$$

که در آن K مشخصه یاتاقان های خشک است. برای هر دو سطح مقدار ماکزیمم

برای p_{σ} وجود دارد که در جدول وجود دارد. از آنجایی که یکی از سطوح معمولاً فولاد است در جدول تنها جنس سطح دوم ذکر می‌شود.

ضریب k نشان می‌دهد که یاتاقان چقدر به سایش حساس است. مثلاً برای دو سطح فولادی $k=10^{-9}$ است.