وزارت علوم، تحقیقات و فناوری

دانشگاه فنی و حرفه ای

دانشکده فنی کشاورزی مراغه

یاتاقان و روغن کاری

تهیه و تنظیم : بهمن رحمتی نژاد

بسم الله الرحمن الرحيم

فصــل اول

مروری بر روغن ها (Lubricants)

مقدمه

مروری بر اصطکاک (Friction)

- **عواملی که باعث پیدایش اصطکاک می شود :**

۱. درگیری سطوح متقابل دو جسم

۲. صیقلی نبودن یا مواج بودن سطوح

۳. جاذبه مولکولی بین دو جسم

- **عوامل مؤثر بر میزان اصطکاک**

۱. نوع سیستم اصطکاکی

۲. فشاری که بین دو سطح تماس ایجاد می شود

۳. جنس سطوح در حال تماس

۴. شرایط سطوح در حال تماس

انـــواع اصطکاک

الف) از نظر نوع حرکت اجسام نسبت به همدیگر :

۱ـ اصطکاک لغزشی ۲ـ اصطکاک غلتشی ۳ـ اصـطکاک مرکـب (ترکیبـی از اصطکاک لغزشی و غلتشی)

ب) از نظر کاربرد روغن :

۱ـ اصطکاک خشک ۲ـ اصطکاک نیمه تر ۳ـ اصطکاک تر

۴ـ اصطکاک بین مایعات

ج) از نظر نیروی لازم برای غلبه بر اصطکاک :

۱ـ اصطکاک استاتیکی ۲ـ اصطکاک جنبشی

در مجموع اصطکاک به پنج دسته تقسیم می شود :

۱. اصطکاک لغزشی خشک (Sliding Friction) : در این حالت بین دو سـطحی کـه روی هم می‌لغزند، هیچ گونه روغنکاری نداریم و نیروی لازم در این نوع اصطکاک معمولاً بیشترین مقدار است. انرژی تلف شده نیز در این نوع اصطکاک بیشترین مقدار است.

۲. اصـطکاک غلتشـی (Rolling Friction) : انـرژی تلـف شـده در ایـن نـوع اصـطکاک تقریباً صفر است.

۳. اصطکاک نیمه تر یا مرزی (Boundary Friction) : در این حالت لایه نازکی از روغـن پوشش و حفاظی روی سطوح درگیر به وجود آورده است.

۴. اصطکاک تر یا مجزا (Mixed Film Friction) : در این حالت دو سطح به وسیله لایه روغن از یکدیگر جدا می شود. بار یا فشار اضافی این حالت را به اصطکاک نیمه تر نزدیک می کند.

۵. اصطکاک بین مایعات (Fluid Film Friction) : در این حالت لایه روغن به اندازه کافی بزرگ است به طوری که دو سطح را کاملاً از یکدیگر جدا می کند و اصطکاک فقط ناشی از لزجت روغن است که تابعی از دما و فشار روغن است.

پارامترهای تعیین کننده برای تشخیص میزان اصطکاک

۱. درجه حرارت تولید شده

۲. میزان سایش در اجسام جامد

۳. نیرو با توان لازم برای ادامه حرکت

۴. راندمان مکانیکی

۵. افت فشار در طول معینی از مسیر جریان

انـــــواع ساییدگی

۱. ساییدگی حاصل از درگیری (Adhesive Wear)

۲. ساییدگی حاصل از خراش دهی (Abrasive Wear) : بعضی از مواد به غیر از سختی و نرمی سایش ایجاد می کنند مانند آلومینیوم.

۳. ساییدگی حاصل از خوردگی شیمیایی (Corrosive Wear)

۴. ساییدگی حاصل از خستگی (Fatique Wear) : تـنش هـای نوسـانی باعـث تضـعیف ساختمان مولکولی شده و گسستگی خستگی به وجود می آورد.

۵. ساییدگی حاصل از لـرزش (Fretting Wear) : از انتخـاب سـختی برنیـل نامناسـب و حرکت خفیف لرزش ناشی می شود.

۶. ساییدگی های متفرقه (خوردگی ضربه ای الکترولیز و حلالیت) :

- برخورد ذرات ریز با سرعت زیاد به سطح فلزات باعث خرابی می شود.
- الکترولیز در اثر جریان الکتریسیته یا الکتریسیته ساکن به وجود می آید.
- بعضی از مواد در بعضی از روغن ها حل می شود.

روغن

روغن : هر چیزی که بتواند اصطکک را کاهش دهد یـا باعـث روانسـازی شـود، روغـن نامیـده می‌شود.

اهم وظایف روغن های روانســـــاز

۱. **روانکاری** : به حداقل رساندن اصطکاک و ساییدگی قطعات، بـا تشـکیل لایـه روغـن بـا ضخامت مناسب بین قطعات متحرک.

۲. **انتقال حرارت** : انتقال حرارت ایجاد شده از سطوح مـورد نظـر و خنـک کـردن قطعـات متحرک.

۳. **ضربه گیر** : یکی از ویژگی های مهم روغن، گرفتن ضربات در حین انجام اعمال مکانیکی بر روی قطعات است. بدین صورت که روغن از تأثیر ضربه های قطعات بر روی یکدیگر جلوگیری می کند. (نقش میرا کنندگی را دارد.)

۴. **حفاظت از سطوح** : روغن های روانساز باید بتوانند سـطوح قطعـات فلـزی را در مقابـل زنگ زدگی و خوردگی شیمیایی محافظت کنند.

۵. **آب بندی** : مثلاً روغن موتـور بـا تشـکیل لایـه ای از روغـن بـین پیسـتون و سـیلندر در موتورهای احتراق داخلی از فرار گازهای متراکم جلوگیری می کند.

۶. **انتقال ذرات** : روغن های روانساز باید بتواننـد ذرات ناشـی از قطعـات و مـواد ناشـی از تجزیه روغن و سوخت را به صورت معلق نگه داشته و با خود حمل کنند.

۷. **انتقـــال نیرو** : روغن های روانسـاز در بعضـی از مـوارد نقـش انتقـال نیـــرو را نیـز بـه عهده دارند.

خصوصیات فیزیکی روغن های روانساز

۱. لزجت (viscosity) : مقدار مقاومتی است که روغن به علت اصطکاک داخلـی مولکـول های آن در مقابل جاری شدن از خود نشان می دهد. لزجت روغن با دما تغییر می کنـد و هر چه روغن گرم تر شود مقدار آن کمتر می شود. (میزان لزجت هر سیال با تغییرات دما، رابطه معکوس دارد : $\mu\ \alpha \frac{1}{T}$)

$$\tau = \mu \times \frac{\partial u}{\partial y} \rightarrow \mu = \frac{\tau\left(\frac{kg}{m.s^2}\right)}{\frac{\partial u}{\partial y}\left(\frac{\frac{m}{s}}{m}\right)} \rightarrow \mu\left(\frac{kg}{m.s}\right) \text{ یا } (Pa.s)$$

$$v = \frac{\mu\left(\frac{kg}{m.s}\right)}{\rho\left(\frac{kg}{m^3}\right)} \rightarrow v\left(\frac{m^2}{s}\right)$$

$$1Poise = 1\frac{g}{cm.s}$$

$$= 0.1Pa.s\left(1Pa.s = 10Poise \xrightarrow{\div 1000} \frac{1}{1000}Pa.s\right.$$

$$\left. = \frac{10}{1000}Poise \rightarrow 1mili\ Pa.s = 1centi\ Poise\right) 10\ Poise$$

$$= 1\frac{kg}{m.s} = 1\ Pa.s$$

واحد μ در سیستم انگلیسی رین (Reyn) است.

$$1\ Reyn = 1\ psi.s$$

$$1centi\ Poise = 1.45 \times 10^{-7} Reyn$$

$$1Pa.s = 1.45 \times 10^{-4} Reyn$$

۲. شاخص لزجت (viscosity Index) : عددی است که اثر تغییر دما بـر لزجـت را نشـان می‌دهد. هر چه شاخص لزجت روغنی بزرگ تر باشد، در اثر تغییر دما تغییرات لزجت آن کمتر است.

لزجت روغن ها را در ۱۰۰ $^{\circ}F$ و ۲۱۰ $^{\circ}F$ اندازه گیری می کنند. اگر کاهش لزجت در ۲۱۰ $^{\circ}F$ کم باشد به عنوان روغن مرغوب و اگر زیاد باشد به عنوان روغن نامرغوب شناخته می شـود. از انواع روغن های موجود ۱۲۱ جفت روغن مشخص شده است که هـر جفـت از آن هـا در دمـای ۲۱۰ $^{\circ}F$ دارای لزجت یکسان هستند.

شاخص لزجت روغن مرغوب را ۱۰۰ و شاخص لزجـت روغـن نـامرغوب را صـفر در نظـر می‌گیرند. اگر بخواهیم شاخص لزجت یـک روغـن را تعیـین کنـیم لزجـت آن را در ۲۱۰ $^{\circ}F$ اندازه‌گیری کرده و معلوم می کنیم لزجت آن با کـدام یـک از ۱۲۱ جفـت روغـن در ۲۱۰ $^{\circ}F$ برابر است. لزجت این روغن را در ۱۰۰ $^{\circ}F$ هم اندازه گیری می کنیم و در نمودار مربوط ایـن نقاط را مشخص می کنیم.

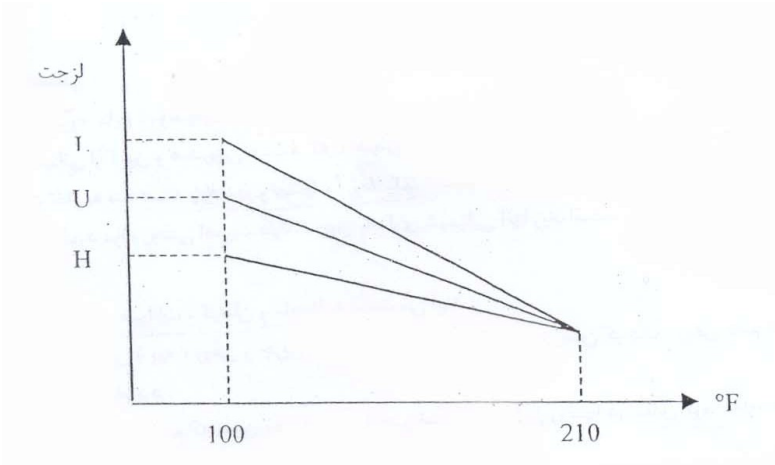
شاخص لزجت این روغن، از رابطه زیر به دست می آید :

$$viscosity\ Index = \frac{L - U}{L - h} \times 100\%$$

L : لزجت نامرغوب ترین روغن در ۱۰۰ $^{\circ}F$

H : لزجت مرغوب ترین روغن در ۱۰۰ $^{\circ}F$

U : لزجت روغن مورد آزمایش در ۱۰۰ $^{\circ}F$



۳. اصطلاح روغن های چند درجه ای (Multy Grade) : برای روغن های موتور به دلیل شاخص لزجت بالای آن ها می باشد. بدین ترتیب که این روغن ها به گونه ساخته می شوند که ضمن دارا بودن لزجت مناسب در دماهای بالا سیالیت کافی در دماهای پایین نیز از خود نشان می دهند.

۴. نقطه ریزش (Pour Point) : پایین ترین دمایی است که روغن سرد شده تحت شرایط استاندارد جریان می یابد و هنوز سیال است.

۵. نقطه اشتعال (Flash Point) : پایین ترین دمایی است که در آن روغن به اندازه کافی به بخار تبدیل می شود و با هوا یک مخلوط قابل اشتعال می سازد. به طوری که با نزدیک کردن شعله در یک لحظه مشتعل شده و سپس خاموش می گردد. این آزمون برای اندازه گیری فرار بودن و میزان حساسیت در مقابل آتشگیری صورت می گیرد.

۶. نقطه احتراق (Fire Point) : پایین ترین دمایی است که در آن روغن به اندازه ای بخار تولید می کند که با نزدیک کردن شعله مشتعل شده و این اشتعال مدتی ادامه می یابد.

۷. وزن مخصوص نسبی : نسبت وزن مخصوص روغن به وزن مخصوص آب در دمای معین می‌باشد. (γ نسبی $= \frac{\gamma lubricant}{\gamma \text{Water}}$)

ویژگی های روغن های روانساز

۱. دارای لزجت مناسب و ضریب اصطکاک کم می باشد و قابلیت روانکاری قسمت های مختلف دستگاه را به خوبی داشته باشد.

۲. در مقابل حرارت مقاوم باشد و اکسیده نشود.

۳. خاصیت پاک کنندگی مناسب داشته باشد و پس از کار مداوم و حرارت زیاد مواد لجنی و رسوبات در لابلای قطعات تشکیل ندهد.

۴. دارای شاخص لزجت بالا باشد.

۵. با ایجاد لایه نازکی روی سطوح متحرک که با یکدیگر در تماس هستند، می توان از ساییدگی و فرسودگی آن ها جلوگیری کرد.

۶. در حین عملیات ایجاد کف نکند.

۷. زنگ زدگی و خوردگی مواد شیمیایی بر روی قطعات را کنترل می نماید و با قطعات لاستیکی و پلاستیکی آب بندی و سازگاری کامل دارد.

انـــــواع روغن ها

۱. روغن های گازی : از گازهایی مانند هوا، هلیم، هیدروژن و ازت برای روانکـاری اسـتفاده می‌شود. در یاتاقان های ژیروسکوپ یا در یاتاقان های کفگرد برخی توربین های عمـودی و دهانه چرخان تلسکوپ های بزرگ از روغن های گازی اسـتفاده مـی شـود. در روغـن های گازی ضریب اصطکاک به حدود صفر می رسد با تغییر دمای گازهـا، لزجـت آن هـا تغییر چندانی ندارد و گازها در مقابل تابش چندان تأثیرپذیر نیستند و می توان از آن ها در تجهیزات اتمی استفاده کرد و دانسیته آن ها خیلی کم است و در سرعت های بالا مناسـب تر از روغن های مایع هستند.

۲. روغن های مـــایع

الف) روغن های معدنی :

مهمترین روغن های گروه مایع، روغن های معدنی هسـتند کـه از نفـت خـام مشـتق مـی شوند.

مشتقات نفتی ترکیباتی از کربن و هیدروژن هستند که به هیدروکربورها موسومند.

اجزاء اساسی نفت خام به سه دسته پارافین ها و نفتنها و آروماتیک ها تقسیم می شوند.

که دو دسته اول در مورد مواد روغنی اهمیت دارند چون پایـداری شـیمیایی آن هـا زیـاد است.

ب) روغن های ثـــابت :

موادی هستند که از چربی حیوانات، گیاهان و ماهی ها به دست می آیند.

می توان از روغن های حیوانی (پیه، روغن و چربی خوک) و از روغن های گیاهی (روغن کرچک، روغن تخم کلم و روغن نخل) و از روغن های ماهی های (روغن سر نهنگ) را نام برد.

این روغن ها را از آن رو ثابت گوییم که بدون تجزیه شدن تبخیر نمی شوند. این روغن ها در مقابل گرما مقاومند ولی در برابر سرما به صورت جامد (پیه) در می آیند.

بعضی از روغن های ثابت با اکسیژن موجود در هوا ترکیب شده و خشک می شوند، که آن ها را روغن های خشک شونده گویند. این روغن ها (مانند بذر کتان) در صنایع رنگ سازی کاربرد دارند.

نوع دوم روغن های ثابت، روغن های خشک نشو هستند که در روغن کاری به کار می روند.

عدد یدی : درجه تمایل روغن به جذب اکسیژن و خشک شدن را با عددی به نام عدد یدی مشخص می سازند.

عدد یدی مقدار گرم های یدی است که به سویله صد گرم روغن تحت شرایط آزمایش جذب می شود. هر چه این عدد بزرگ تر باشد خاصیت خشک شوندگی روغن بیشتر است.

روغن های ثابت از اسیدهای چرب و الکل ها تشکیل شده اند.

روشی وجود دارد که طی آن اسیدهای چرب آزاد و ترکیب شده در روغن را اندازه گیری می‌کنند. این روش را صابونی کردن گویند و عدد مربوط به آن را عدد صابونی گویند.

عدد صابونی : مقدار میلی گرم های هیدروکسید پتاسیمی است که یک گرم روغن را تحت شرایط خاص آزمایش صابونی می کند هر چه این عدد بزرگ تر باشد، مقدار خالص جزء اصلی (پایه) موجود در روغن بیشتر است.

ج) روغن های مصنوعی :

روغن های معدنی بعضی مواقع جوابگوی احتیاجات روغنکاری مورد نظر نیستند. برای تکمیل تر شدن روغن های معدنی، با تغییر اندازه بعضی از مولکول ها به وسیله جایگزین کردن گروهی از اتم ها به جای اتم های دیگر خواص روغن تغییر می کند. بعضی از این خواص لزجت، فشار بخار، پایداری در برابر حرارت و مقاومت در برابر آتش می باشد. به این روغن ها، روغن های مصنوعی گفته می شود.

روغن های مصنوعی که در صنعت بیشتر مصرف می شوند عبارتند از : سیلیکون ها، پلی‌گلیکول ها، فسفات استرها و سیلیکات استرها.

از روغن های مصنوعی در محیط های ریخته گری، جوشکاری، نورد نسوزکاری و فرزکاری استفاده می شود.

د) روغن های مایع فلـــزی :

از این روغن ها در محیط های گرم مانند سفینه های فضایی ($^{\circ}F$ ۱۵۰۰ – ۴۰۰) یا رآکتورهای اتمی برای روغن کاری یا خنک کردن استفاده می شود.

۳. روغن های جامد : این روغن ها در شرایط سخت کاری از نظر دما، بار، مکش و تشعشات اتمی استفاده می شود.

دمای زیاد باعث اکسیداسیون یا حتی تبخیر روغن می شود و دمای کم باعث یخ زدن روغن می‌شود.

روغن های جامد گاهی به صورت خشک به کار می روند ولی اغلب به عنوان افزوده در روغن و گریس مورد استفاده قرار می گیرند.

روغن های جامد مثل گرافیت یا دی سولفید مولیبدن در محیط هایی با دمای بالا مثل یاتاقان های نورد کوره ها به کار می روند.

تفلون (پلی تترافلوئور اتیلن PTEE) ضریب اصطکاک کم و مقاومت زیاد در برابر بار (تا حدود ۵۰ kpsi) دارد و در مقابل سایش مقاوم است و به عنوان روکش سطوح بدون روغن به کار می‌رود.

گریس ها

گریس ها روغن هایی با لزجت پایین هستند که با ذرات جامد تغلیظ شده اند.

با ترکیب روغن های معدنی و صابون، می توان گریس به وجود می آورد.

صابون ها از تریب اسیدهای چرب و هیدروکسیدها ایجاد می شوند.

گلیسرین + صابون معمولی ⟶ سود سوز آور + استارین گلیسیرین

صابون ⟶ هیدروکسید + اسیدهای چرب

گریس ⟶ روغن معدنی + صابون

هر چه صابون بیشتری به روغن اضافه شود، گریس سفت تر می شود.

یکنواخت بودن، حلال بودن و سفت بودن، شکل ظاهری، رنگ و کلاً خواص فیزیکی بستگی به صابون مورد استفاده دارد.

انـــــواع گریس ها

۱. گریس جامد : گریس های جامد معمولاً برای جاهایی که بار ضربه ای یا بار زیـاد وجـود دارد. مثل اکسل اتومبیل به کار می رود.

۲. گریس های نیمه مایع : در جاهایی که نخواهند روغن استفاده کنند و بار تا حدودی وجود دارد و باید حرکت به راحتی امکان پـذیر باشـد ماننـد بلبرینـگ هـا و رولربرینـگ هـا از گریس‌های نیمه مایع استفاده می کنند. در این موارد آب بندی برای روغن مشـکل اسـت. اما برای گریس ساده است. معمولاً برای آب بندی روغن از نوار نمدی استفاده نمی کنند.

معمولاً اگر درجه حرارت از $^{\circ}F$ ۲۰۰ بیشتر شـود گـریس مطلـوب نیسـت و از روغـن اسـتفاده می‌کنند.

مـــزایای استفاده از گریس

۱ . با استفاده از گریس تعداد دفعات روانکاری کمتر می شود.

۲ . راندمان بالاتر در فشـــار بالا

۳ . منتفی شدن چکه و نشتی از قطعات

۴ . روانکاری ساده تر دستگاه ها با گریس

۵ . راحتی استفاده از گریس ها

معـــایب گریس ها

۱. عدم خنک کنندگی گریس ها

۲. نداشتن خاصیت پاک کنندگی

۳. از گریس ها در حداکثر دمای $۲۰۰^{\circ}\mathrm{F}$ استفاده می شود زیـرا گـریس هـا در دماهـای بـالا تجزیه‌می شود.

۴. در سرعت های بالا از گریس ها استفاده نمی شود. زیرا لزجت گریس ها بسیار زیاد است و هنگامی که سرعت زیاد می شود تنش برشی بسیار زیاد می شود. $\left(\mathrm{T} = \mu \frac{\partial u}{\partial \mathrm{y}}\right)$

انـــواع گریس ها از نظر رنگ

خاکستری، قهوه ای، سیاه، شفاف، کدر، لیمویی، سبز روشن و ... البته هیچ رنگـی مزیتـی بـر دیگـری ندارد.

سفت بودن یا شل بودن گریس به میزان صابون و نوع پایه روغن مورد استفاده بـرای سـاختن گریس بستگی دارد.

انـــواع گریس های متـــــداول

گریس لیتیم، گریس سدیم، گریس کلسیم، گریس آلومینیوم، گریس کلسـیم و سـرب، گـریس لیتیم و سرب، گریس گرافیت، گریس کلسیم کمپلکس.

افزودنی ها

افزودنی ها موادی هستند که به روغن یا گریس اضافه می شود تا خواص دلخواه در روغن یا گریس به وجود آید.

عمده افزودنی هایی که در صنعت روغن کاری داریم عبارتند از :

۱. افزودنی ضد اکسید شدن روغن

۲. افزودنی پاک کننده و معلق کننده

۳. افزودنی تحمل کننده فشار زیاد

۴. افزودنی سست کننده نقطه روانی روغن (نقطه ریزش)

۵. افزودنی ضد کف

۶. افزودنی ضد خوردگی

۷. افزودنی ضد آتش سوزی

۸. افزودنی ضد سایش

۹. افزودنی بالا برنده شاخص لزجت

تقسیم بندی روغن ها

معمولاً روغن ها بر مبنای لزجت یا بر مبنای کیفیت عملکرد تقسیم بندی می شوند.

۱. طبقه بندی انجمن مهندسین خودرو (SAE) : این درجه بندی صرفاً بر مبنای لزجت دینامیکی روغن (μ) می باشد.

برای لزجت بیشتر از واحد سانتی پویز استفاده می شود. در یک سیال نیوتنی لایه های سیال (ذرات سیال) در خط مستقیم و موازی با هم حرکت می کنند.

حرف W همراه عدد SAE معرف روغن هایی است که در محیط های سرد به کار می روند و لزجت آن ها در گرما اهمیت ندارد. روغن هایی که حرف W در جلوی آن ها قید نشده است در محیط های گرم به کار می رود و لزجت آن ها در سرما اهمیت ندارد. مبنای دما برای محیط های سرد $^{\circ}C$ ۱۸ـ و برای محیط های گرم $^{\circ}C$ ۱۰۰ است.

درجه SAE	حداکثر لزجت (سانتی پویز cP)	لزجت سینماتیک در دمای ۱۰۰ °C (سانتی استوک cSt)	
		حداقل	حداکثر
۰ w	۳۲۵۰ (-۳۰ °C)	۳.۸	—
۵ w	۳۵۰۰ (۲۵ °C)	۳.۸	—
۱۰ w	۳۵۰۰ (۲۰ °C)	۴.۱	—
۱۵ w	۳۵۰۰ (۱۵ °C)	۵.۶	—
۲۰ w	۴۵۰۰ (۱۰ °C)	۵.۶	—
۲۵ w	۶۰۰۰ (۵ °C)	۹.۳	—
۲۰	—	۵.۶	< ۹.۳
۳۰	—	۹.۳	< ۱۲.۵
۴۰	—	۱۲.۵	< ۱۶.۳
۵۰	—	۱۶.۳	< ۲۱.۹
۶۰	—	۲۱.۹	< ۲۶.۱

روغن محورها و انتقال دهنده های غیر اتوماتیک : این روغـن هـا دارای لزجـت بـالا بـوده و واسگازین نامیده می شوند. در مواردی که بـار زیـاد باشـد، ماننـد : دیفرانسـیل، خودروهـا و گیربکس ماشین آلات سنگین از این روغن ها استفاده می شود. از این روغن هـا در موتورهـا استفاده نمی‌شود.

درجه SAE	حداکثر لزجت (سانتی پویز cP)	لزجت سینماتیک در دمای ۱۰۰ °C (سانتی استوک cSt)	
		حداقل	حداکثر
۷۵ W	—	۴.۱	—
۸۰ W	—	۷	—
۸۵ W	—	۱۱	—
۹۰ W	—	۱۳.۵	—
۱۴۰ W	—	۲۴	< ۲۴
۲۵۰ W	—	۴۱	< ۴۱

طبقه بندی سازمان بین المللی استاندارد (ISO) : این سازمان روغن ها را بـر مبنـای لزجـت سینماتیک در $^{\circ}C$ ۴۰ برحسب سانتی استوک طبقه بندی کرده است. (مرجع در کتـاب اصـول طراحی یاتاقان و روانکاری ص : ۵۴ جدول ۲ـ۴)

طبقه بندی (SUS) : یکی از روش های اندازه گیری لزجت روغن، اندازه گیری زمان خـارج شدن مقدار مشخصی از روغن در شرایط آزمایش از دستگاه سیبولت است.

در دستگاه سیبولت یونیورسال تعداد ثانیه هایی که مقدار mLit ۶۰ روغـن خـارج مـی شـود معرف نوعی معیار برای لزجت به نام SUS است.

با دستگاه های مشـابهی ماننـد Redwood مـورد اسـتفاده در بریتانیـا بـا مبنـای mLit۵۰ و دستگاه انگلر در آلمان با مبنای mLit ۲۰ نیز این آزمایش انجام می شود. رابطـه ای کـه بـین لزجت سینماتیک و این زمان (ثانیه ها) برقرار است به صورت زیر می باشد :

$$v(c.St) = AT - \frac{B}{T}$$

ضرایب A , B در هر یک از دستگاه های فوق از جدول زیر به دست می آیند :

نوع دستگاه	A	B
Universal Saybolt	۰.۲۲	۱۸۰
Redwood	۰.۲۶	۱۷۱
Engler	۰.۱۴۷	۳۷۴

روغن های هیدرولیک

روغن های هیدرولیک روغن هایی هستند که از آن ها برای انتقال نیرو از یک نقطه بـه نقطـه دیگر استفاده می شود.

مشخصاتی که روغن های هیدرولیک باید داشته باشند عبارتند از :

۱. لزجت مناسب با تراکم پذیری قابل قبول.

۲. ایجاد آب بندی مناسب بین قطعات در حال حرکت.

۳. محافظت دستگاه از زنگ زدگی و خوردگی.

۴. حداقل نمودن میزان سایش.

۵. خاصیت جداسازی و اجازه ته نشینی به مواد زائد خارجی.

۶. مقاومت در برابر آتش سوزی یا دارا بودن نقطه اشتعال بالا.

روغن های معدنی با هر سه پایه نفتی، پارافینی و آروماتیکی پایـه خـوبی بـرای ابتـدای کـار هستند. فقط نقطه ضعف عمده آن ها نقطه اشتعال پایین آن ها است.

عواملی که در انتخاب روغن های هیدرولیک مؤثرند :

۱. لزجت

۲. شاخص لزجت

۳. نقطه ریزش

۴. قابلیت تراکم ناپذیری

۵. پایداری در برابر اکسید شدن

۶. خاصیت روانکاری

۷. خاصیت هوا ناپذیری

۸. خاصیت ضد امولسیون

۹. خاصیت ضد خوردگی

۱۰.سازش ناپذیری با سایر مواد

۱۱.اشتعال ناپذیری

۱۲.مقاومت در برابر آتش سوزی

روغن های هیدرولیک معمولاً دارای پایه SAE5 تا SAE20 و عموماً SAE10 می باشند. چون هر چه لزجت پایین تر باشد، راندمان انتقال نیرو بیشتر می شود. ولی هر چه لزجت بالاتر رود خاصیت آب بندی آن بیشتر می شود. ولی چون اساس روغن های هیدرولیک انتقال نیروست لذا باید روغنی با لزجت کم را انتخاب کرده و از آب بندی های قوی تر استفاده کنیم.

روغن های هیدرولیک معمولاً در دماهای محیط تا حدود $^{\circ}F$ ۵۰ـ۴۰ کمتر از دمای اشتعالشان مورد استفاده قرار می گیرند. قابلیت تراکم پذیری به دلیل کاهش نسبی حجم در اثر افزایش فشار است و مقدار معمول آن تا ۱۰۰۰ psi به ازای هر ۱۰۰ psi افزایش فشار ۰.۵٪ کاهش حجم است.

از ۱۰۰۰ psi تا ۴۰۰۰ psi به ازای هر ۱۰۰۰ psi افـزایش فشـار ۰.۵٪ کـاهش حجـم مجـاز است. از ۴۰۰۰ psi به بالا باید کاهش حجم ناچیز باشد.

روغن های پارافینی قابلیت تراکم پذیری کمتری دارند و برای جلوگیری در برابر اکسید شدن از افزودنی های ضد اکسید شدن استفاده می شود.

در مخازن روغن، ورودی روغن به صورت سر ریز و در نقطه ای پایین تر از سطح آزاد روغن وارد مخزن می شود. اگر هوا وارد روغن شود در مدار هیدرولیک لـرزش و سـر و صـدا کـه ناشی از پدیده کاویتاسیون است ایجاد می شود.

حتماً سطح روغن در مخزن نباید از یک حدی پایین تر باشد و صافی روغن نیز باید همـواره در داخل مخزن روغن وجود داشته باشد.

روغن های هیدرولیک باید خاصیت ضد امولسیون یعنی خاصیت جداسازی آب از روغـن را داشته باشند.

ته مخزن روغن شیب دار ساخته می شود تا رسوبات و آب در ته مخزن در یک گوشه جمـع شده و به راحتی تخلیه شوند.

خاصیت هوا پذیری یا کف کنندگی در روغن های هیدرولیک خیلی مهم است. به همین دلیل مخزن روغن باید حتماً سربسته باشد و با هوا در تماس نباشد تا مشکلات کشـش سـطحی و هواپذیری به وجود نیاید.

افزودنی های ضد زنگ زدگی که به روغن های هیدرولیک اضافه می کنند، مـواد گـالوانیزه و موادی که دارای مس و منیزیم هستند را می خوردند و ممک است باعث باد کردن آب بنـدها (واشرها و اورینگ ها) شوند. لذا باید از آب بندهای مناسب تر استفاده کرد.

با اضافه کردن افزودنی هایی مانند هـالوژن هـا و سـیلیوکون هـا نقطـه اشـتعال روغـن هـای هیدرولیک تا $^{\circ}F$ ۷۰۰ می رسد.

فصـــل دوم

مروری بر طراحی یاتاقان های ژورنال هیدرودینامیکی

(Journal Bearings)

انواع یاتاقان

- یاتاقان های لغزشی (Sliding Bearings)
  - ۱ـ یاتاقان های هیدرودینامیکی (Hydrodynamic Bearings)
  - ۲ـ یاتاقان های هیدرواستاتیکی (Hydrostatic Bearings)
  - ۳ـ بوش ها (Bushes)
- یاتاقان های غلتشی (ضد اصطکاکی) (Rolling Contact Bearings)
  - ۱ـ بلبرینگ ها (Ball Bearings)
  - ۲ـ رول برینگ ها (Roller Bearings)

انواع یاتاقان ها از نظر بارگذاری

۱ـ یاتاقان‌های ژورنال (Journal Bearings) : فقط بار شعاعی را منتقل می‌کنند.

۲ـ یاتاقان های کفگرد (Thrust Bearings) : فقط بار محوری را منتقل می‌کنند.

۳ـ یاتاقان های مرکب : هر دو بار شعاعی و محوری را تحمل می کنند.

در جاهایی که سرعت بالا داریم، از یاتاقان های هیدرودینامیکی استفاده می کنیم.

در جاهایی که سرعت پایین داریم، از یاتاقان های هیدرواستاتیکی استفاده می کنیم.

در یاتاقان های هیدرودینامیکی فیلم روغن در اثر حرکت نسبی بین اجزاء ایجـاد مـی شـود و توسط آن نیرو انتقال می یابد.

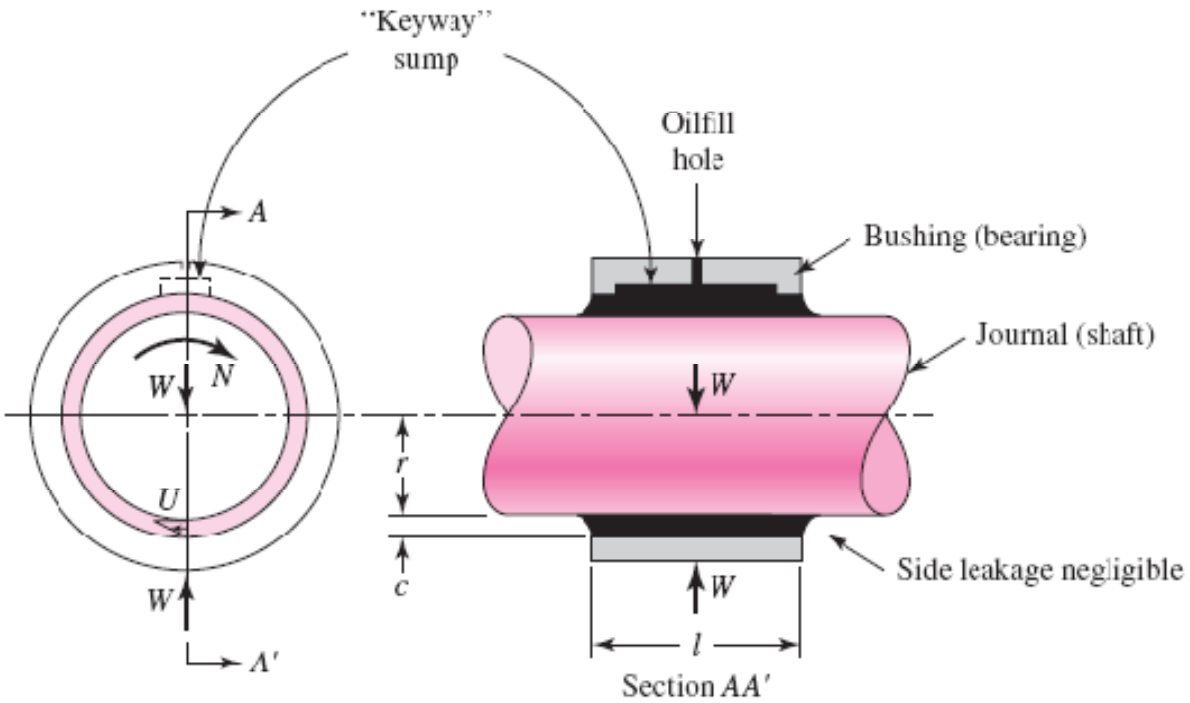
یاتاقان های هیدرودینامیکی

قـــانون پتروف : قانون پتروف با فرض هم محور بودن محور و یاتاقان بیان می شود.

اهمیت قانون پتروف در معرفی گروهی از پارامترهای بدون بعد است. ضریب اصطکاک پیش بینی شده توسط این قانون، برای یاتاقان ها و محورهای غیر هم مرکز هم خوب است.

برای یک یاتاقان قائم به طول L و شعاع r و لقی c کـه از روغـن پـر باشـد و محـور نیـز بـا سرعت دورانی $N\left(\frac{rev}{s}\right)$ بچرخد داریم :

$U = 2\pi rN$ سرعت خطی محیط محور



با فرض ثابت بودن تنش برشی در لایه روغن داریم :

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} = \mu \frac{u}{y} (y = c)$$

$$F = \tau \times A$$

$$\tau = \frac{2\pi \ rN\mu}{c}$$

T : گشتاور پیچشی حاصل از نیروی مماسی F

$$T = F \times r = (\tau A) \times r = \left(\frac{2\pi \ rN\mu}{c}\right)(2\pi \, rL)(r)$$

$$= \frac{4\pi^2 r^3 L\mu N}{c} \qquad (1)$$

اگر نیـــروی عمـــودی (w) از محور به یاتاقان وارد شود، فشار (P) روی تصویر سطح محور (2 r L) ایجاد می شود :

$$P = \frac{W}{2rL} \rightarrow W = 2 \, r \, L \, P$$

اگر ضریب اصطکاک f باشد، نیروی اصطکاک برابر $f \times W$ است و گشتاور پیچشی حاصـل از اصطکاک به صورت زیر است :

$$T = f \, W \, r = (f)(2 \, r \, L \, P)(r) = 2 \, r^2 \, fLP \ (2)$$

$$(1) \& \ (2) \rightarrow 2 \, r^2 \, f \, L \, P = \frac{4\pi^2 \, r^3 \, L\mu N}{c} \rightarrow f = 2\pi^2 \times \frac{\pi N}{P} \times \frac{r}{c}$$

به رابطه فوق قانون پتروف گویند و پارامترهای بدون بعد $\frac{r}{c}$ و $\frac{\pi N}{P}$ کمیت های بسـیار مهـم در روانسازی هستند.

عدد ویژه یاتاقان یا عدد سامرفیلد

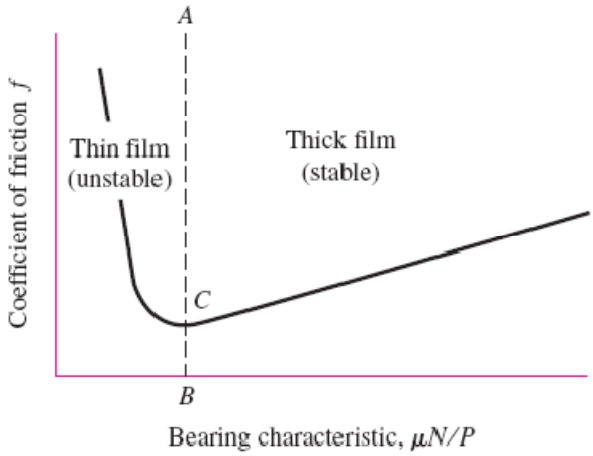
$$S = \frac{\mu\, N}{P} \times \left(\frac{r}{c}\right)^2$$

عدد سامرفیلد یک کمیت بدون بعد است. $\frac{r}{c}$ را نسبت لقی گویند. اگر طرفین قانون پتروف را در $\frac{r}{c}$ ضرب کنیم داریم :

$$f \times \frac{r}{c} = 2\pi^2 \times \frac{\mu N}{P} \times \left(\frac{r}{c}\right)^2 = 2\pi^2 S$$

روانسازی پـــــایدار

نمودار زیر که توسط برادران مک کی به دست آمده اسـت، محـدوده روانسـازی را مشـخص می‌کند.



در این نمودار ضریب اصطکاک f بر حسب مشخصه یاتاقان $\frac{\mu N}{P}$ تعیین می شود. سمت راست خط چین AB ناحیه پایدار و تغییرات پدید آمده خود را تصحیح مـی کنـد. مـثلاً اگـر دمـای روانساز افزایش یابد μ کاهش یافته و $\frac{\mu N}{P}$ کاهش می یابد و در نتیجه f کم شده و باعث مـی شود حرارت به وجود آمده در اثر اصطکاک کاهش یافته و دمای روانساز کم می شود.

سمت چپ خط چین AB ناحیه پایدار است. مثلاً اگر دمای روانساز افزایش یابد μ کاهش یافته و در نتیجه f افزایش یافته و باعث می شود روانساز گرم تر شود و در نتیجه لایه روانساز نازک‌تر شده و از حالت هیدرودینامیکی به روانسازی مرزی نزدیک می شود و با کاهش بیشتر $\frac{\mu N}{P}$ احتمال آغاز تماس فلز با فلز نیز بیشتر می شود.

در ناحیه پایدار اگر : $T \uparrow \Rightarrow \mu \downarrow \Rightarrow \frac{\mu N}{P} \downarrow \Rightarrow f \downarrow \Rightarrow wf \downarrow \Rightarrow T \downarrow$

در ناحیه پایدار اگر : $T \uparrow \Rightarrow \mu \downarrow \Rightarrow \frac{\mu N}{P} \downarrow \Rightarrow f \uparrow \Rightarrow wf \uparrow \Rightarrow T \uparrow$

روانسازی با لایه ضخیم روغن

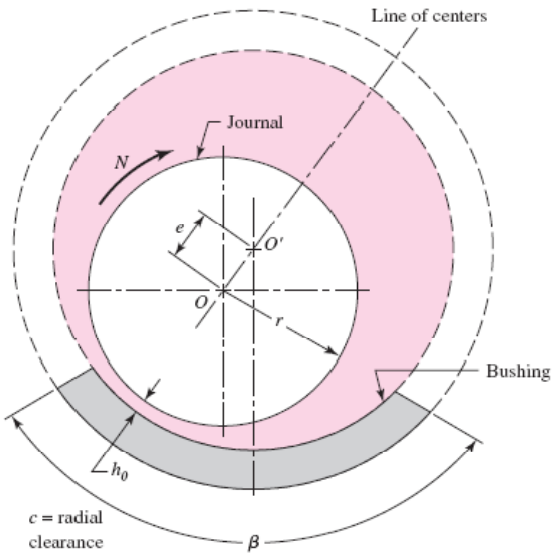
اگر یاتاقان خشک یا تا اندازه ای خشک باشد و جهت چرخش محور در جهت عقربه های ساعت باشد، محور به سمت راست یاتاقان غلتیده و خود را بالا می کشد و زمانی به تعادل می‌رسد که نیروی اصطکاک با مولفه مماسی بار یاتاقان برابر شود. اگر روانساز از بالای یاتاقان وارد فضای لقی شود چرخش محور باعث می شود که روانساز در جهت عقربه های ساعت پمپ شود و نهایتاً کمترین ضخامت لایه روغن h_0 در سمت چپ یاتاقان پدید می آید و فشار روغن در ناحیه بین کمترین ضخامت لایه روغن و پایین ترین نقطه یاتاقان بیشترین مقدار است.

ضخامت لایه روغن را در هر قسمت با h نشان می دهند.

نسبت خارج از مرکز $\varepsilon = \frac{e}{c}$

e فاصله بین O (مرکز محور) و O (مرکز یاتاقان)

یاتاقان ممکن است کامل (Full Bearing) ($\beta = 360^\circ$) یـا پـاره ای (Partial Bearing) یعنی به صورت قطاعی از دایره ($0^\circ < \beta < 360^\circ$) باشد.



نظریه هیدرودینامیک

تاور در یک آزمایش به طور اتفاقی متوجه شد که فشار زیاد روغن در بین محور و یک یاتاقان پاره ای به قطر ۱۰۰ mm و طول ۱۵۰ mm با طول قوس 157° با روانسازی نوع پیالـه ای بـه وجود می آید.

از این آزمایش رینولدز نتیجه گرفت که قانون خاصی اصطکاک، فشار و سرعت را به یکدیگر مربوط می سازد.

با توجه به نازک بودن لایه سیال، رینولدز از خمیدگی (انحناء) آن صرف نظر کرد و آن را یک یاتاقان لغزنده مسطح (Plane Slider Bearing) در نظر گرفت.

سایر فرض های رینولدز عبارتند از :

۱. روانساز یک سیال نیوتنی است.

۲. روانساز غیر قابل تراکم است.

۳. از نیروهای مربوط به اینرسی روانساز می رسد.

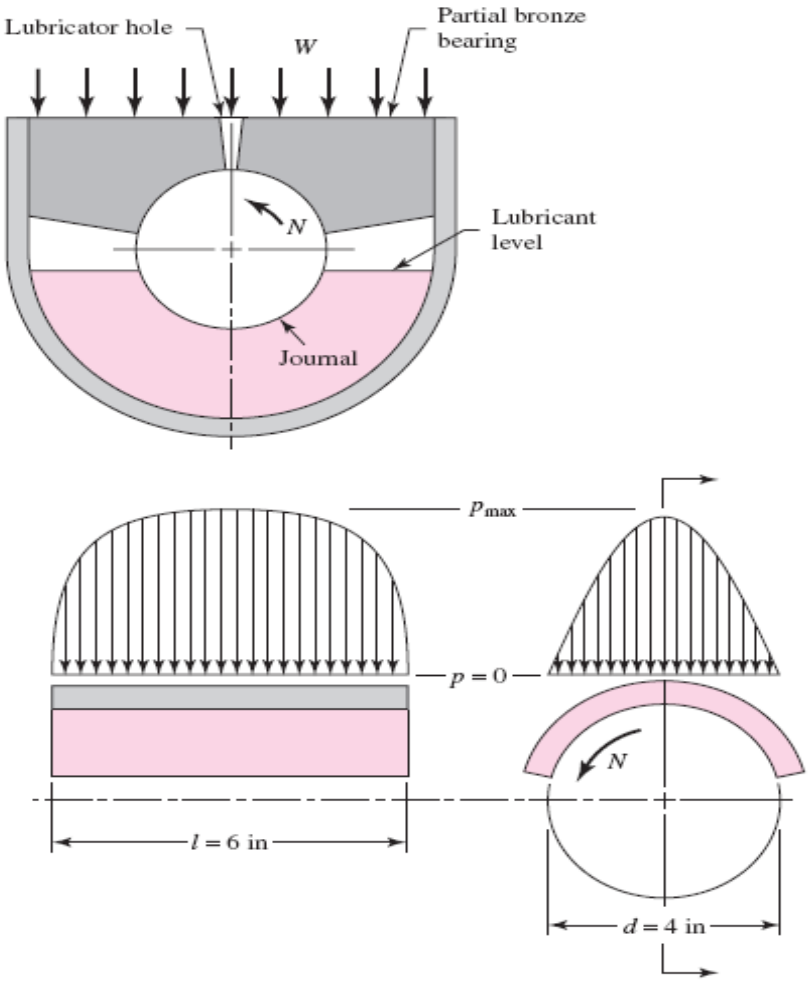
۴. لزجت روغن را در سرتاسر لایه روغن ثابت فرض می شود.

۵. فشار لایه روغن در راستای محور یاتاقان تغییر نمی کنند.

۶. یاتاقان و محور در راستای z تا بی نهایت ادامه دارد. یعنی روانساز در راستای z جریان ندارد.

۷. فشار لایه روغن در راستای y ثابت است. لذا فشار فقط به x بستگی دارد.

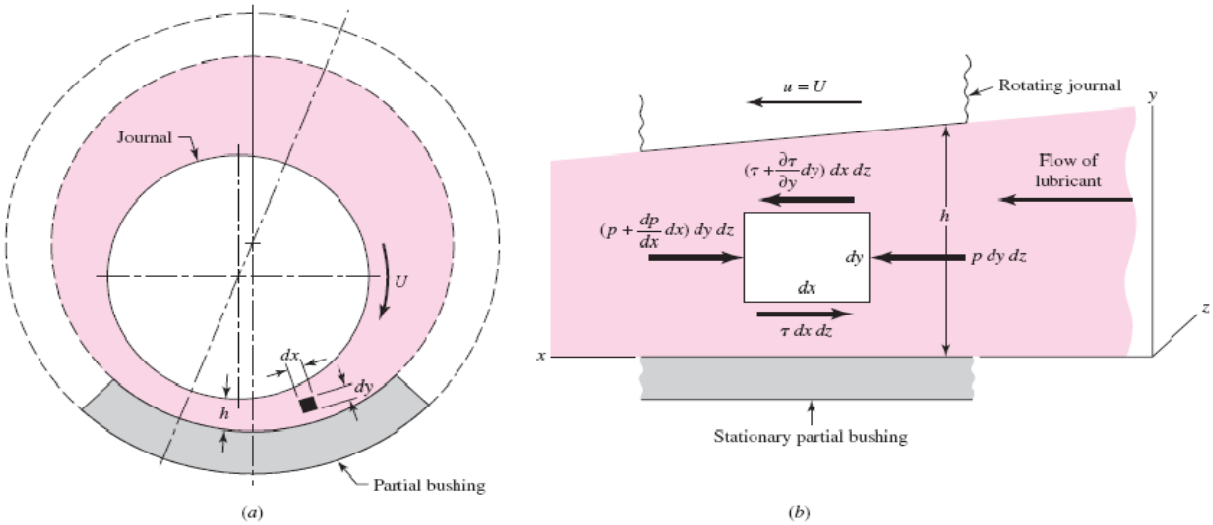
۸. سرعت هر ذره در لایه روانساز فقط به x , y بستگی دارد.



اگر یک یاتاقان لغزشی داشته باشیم که با سرعت ثابت در جهت عقربه هـای سـاعت بچرخـد

سرعت خطی محیط محور مقدار ثابت U است.

$$\left.\begin{matrix} U = r \times \omega \\ \text{const} \\ \text{const} \end{matrix}\right\} \rightarrow \text{U} = \text{const.}$$



حال اگر یک حجم جزئی از روانساز به ابعاد dx , dy , dz را در نظر بگیریم داریم :

$$\sum F = 0 \Longrightarrow \left(P + \frac{dP}{dx}dx\right)dydz + \tau dxdz - \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y}dy\right)dxdz -$$

$$Pdydz = 0 \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial \tau}{\partial y}$$

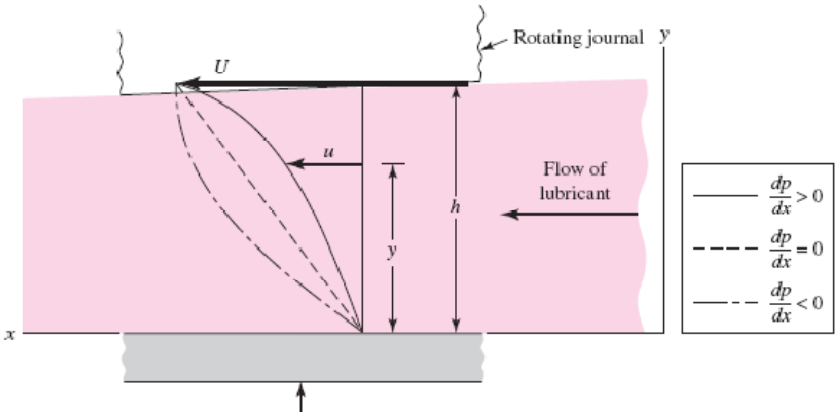
$$\left.\begin{aligned}\frac{\partial P}{\partial x} &= \frac{\partial \tau}{\partial y}\\ \tau &= \mu\frac{\partial u}{\partial y}\end{aligned}\right\} \rightarrow \frac{dP}{dx} = \mu\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

اگر با فرض ثابت بودن x از این رابطه دو بار بر حسب y انتگرال بگیریم :

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\mu}\frac{\mathrm{dP}}{\mathrm{dx}}y + C_1 \longrightarrow u = \frac{1}{2\mu}\frac{dP}{dx}y^2 + C_1 y + C_2$$

چون برای یک مقدار ثابت x این رابطه به دست آمده است، C_1 و C_2 می توانند تابعی از x باشند. با فرض این که بین روانساز و سطوح مرزی لغزش وجود نداشته باشد

.



دو شرط مرزی زیر به دست می آید : (صفر = سرعت → شرط عدم لغزش No Slip)

$$\left.\begin{array}{c} @y=0: u=0 \rightarrow C_2=0 \\ @y=c=h: u=-U \rightarrow C_1=-\frac{U}{h}-\frac{h}{2\mu}\frac{dP}{dx} \end{array}\right\} \rightarrow$$

$$u=\frac{1}{2\mu}\frac{dP}{dx}(y^2-hy)-\frac{U}{h}y$$

در این رابطه جمله اول یک سهمی درجه دوم و جمله دوم یک رابطه خطی بر حسب y است. این دو جمله ممکن است هم جهت یا مخالف جهت در بیشترین فشار $\frac{dP}{dx}=0$ است.

که یک رابطه خطی است : $\frac{dP}{dx}=0 \rightarrow u=-\frac{U}{h}y$

اگر Q را حجم روانسازی که در واحد زمان در راستای x جریان دارد در نظر بگیریم، برای عرض واحد در راستای z داریم : $Q=\int_0^h u dy$

با جایگزاری مقدار u و انتگرال گیری داریم :

$$Q=-\frac{1}{12\mu}\frac{dP}{dx}h^3-\frac{U}{2}h$$

با توجه به این که جریان تراکم ناپذیر است $\frac{dQ}{dx}=0$ و لذا خواهیم داشت :

$$\frac{dQ}{dx}=\frac{U}{2}\frac{dh}{dx}-\frac{d}{dx}\left(\frac{h^3}{12\mu}\frac{dp}{dx}\right)=0 \longrightarrow \frac{d}{dx}\left(\frac{h^3}{\mu}\frac{dp}{dx}\right)=-6U\frac{dh}{dx}$$

که معادله کلاسیک رینولدز برای جریان یک بعدی است. در این رابطه از نشت جانبی در راستای z صرف نظر شده است. اگر آنرا هم در نظر بگیریم نتیجه به صورت زیر است :

$$\frac{\partial}{\partial x}=\left(\frac{h^3}{\mu}\frac{dP}{dx}\right)-\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{h^3}{\mu}\frac{dp}{dz}\right)=-6U\frac{dh}{dx}$$

برای این معادله راه حل عمومی وجود ندارد. یکی از مهم ترین پاسخ های آن به صورت زیـر است :

$$\frac{r}{c}f = \varphi\left(\frac{\mu N}{P}\left(\frac{r}{c}\right)^2\right)$$

که φ تابعی است که برای یاتاقان های پاره ای و کامل متقاوت است.

بررسی های طراحی

متغییرهای طراحی یاتاقان های هیدرودینامیکی به دو دسته تقسیم می شوند :

۱. متغیرهای مستقل

۲. متغیرهای وابسته

۱. متغیرهای مستقل : متغیرهایی هستند که مقدار آن ها داده شده یا طراح می توانـد انتخـاب کند.

متغیرهای مستقل عبارتند از :

۱. سرعت دورانی N

۲. لزجت μ

۳. بار وارده بر واحد سطح تصویر یاتاقان

۴. اندازه های زاویه پاره ای (β) بر حسب درجه و طول (L) ، شعاع (r) و لقی (c) یاتاقان بر حسب میلیمتر معمولاً سرعت دورانی از روی طرح کلی ماشـین بـه دسـت مـی آیـد و طراح روی آن کنترلی ندارد. گاهی اوقات لزجت نیز از پیش تعیین شده است.

۲. متغیرهای وابسته : متغیرهایی هستند که طراح نمی تواند آن ها را کنترل کند مگر بـه طـور غیر مستقیم با تغییر متغیرهای گروه اول.

متغیرهای وابسته عبارتند از :

۱. ضریب اصطکاک f

۲. مقدار افزایش دما ΔT

۳. جریان روغن (دبی روغن) Q

۴. کمترین ضخامت لایه روغن h_0

این چهار متغیر میزان خوبی کارکرد یاتاقان را مشخص مـی کنـد و آن هـا را عوامـل کـارکرد (Performance Factor) گویند.

محدودیت های معین روی این مقادیر را طراح باید رعایت کند. ایـن محـدودیت هـا از روی ویژگی های یاتاقان و روغن تعیین می شوند. مسأله اساسی در طراحی یاتاقان ها تعیین حدود قابل قبول برای این دسته از متغیرهاست.

سرعت زاویه ای مؤثر

در حالت کلی محور و یاتاقان هر دو می توانند دوران کنند و بردار بار نیـز مـی توانـد دوران کند.

ω_J سرعت زاویه ای مطلق محور

ω_b سرعت زاویه ای مطلق یاتاقان

ω_f سرعت زاویه ای مطلق بار

ω_{Jf} سرعت زاویه ای محور نسبت به بردار بار : $\omega_{Jf} = \omega_J - \omega_f$

ω_{bf}سرعت زاویه ای محور نسبت به بردار بار : $\omega_{bf} = \omega_b - \omega_f$

ω^* سرعت زاویه ای مؤثر : $\omega^* = \omega_{Jf} + \omega_{bf} = \omega_J + \omega_b - 2\omega_f$

روابط متغیرها

این روابط توسط آلبرت ریموند و جان پوید با حل معادله رینولـدز از روش هـای عـددی بـا کمک کامپیوتر به دست آمده است. مجموعه این نتایج به صورت ۴۵ نمودار و ۶ جدول منتشر شده است.

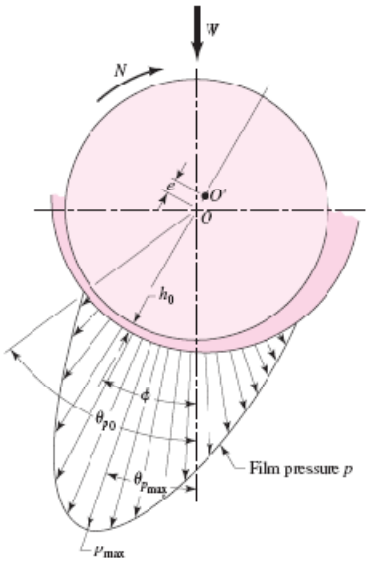
برای مقادیر ۱ و ۰.۵ و ۰.۲۵ = $\frac{L}{d}$ و زوایای ّ۳۶۰ و ... و ˚۶۰=β نتیجه بررسی شده است. ما این نتایج را برای یاتاقان کامل (˚۳۶۰=β) بررسی می کنیم.

کمترین ضخامت لایه روغن h_0

برای تعیین کمترین ضخامت لایه روغن، ابتدا با توجه به نوع روغن (مثلاً SAE30) و دمـای متوسط روغن از نمودار (۱۳ـ۱۲) لزجت روغن بر حسب میلی پاسکال ثانیه (mPa.s) تعیین

می شود. با محاسبه عدد سامفرفیلد $S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P}$ و از نمودار $\frac{L}{d}$ را به دست می آوریم. با توجه به معلوم بودن c حداقل ضخامت h_0 معلوم می شود.

مثال : اگر نوع روغن SALE30 باشد :



$N\left(\frac{rev}{s}\right)$	۳۰
$W(KN)$	۲.۵
$r(mm)$	۲۰
$c(mm)$	۰.۰۳۲
$L(mm)$	۴۰
$\mu(mPa.s)$	۱۹

$$S = \frac{\mu N}{P}\left(\frac{r}{c}\right)^2 = \left((19 \times 10^{-3} \times 30)/(1560 \times 10^3)\right) \times (20/0.032)^2$$

$$= 0.143 \begin{cases} \\ \rightarrow fig\ (12-15) \rightarrow \frac{h_\circ}{c} = 0.44 \end{cases}$$

$$\frac{L}{d} = \frac{L}{2r} = \frac{40}{2 \times 20} = 1$$

$$P = \frac{W}{2rL} = \frac{(2.5 \times 10^3)}{(2 \times 20 \times 10^{-3} \times 40 \times 10^{-3})} = 1560\ KPa$$

$$\frac{h_\circ}{c} = 0.44 \rightarrow h_\circ = 0.44 \times c = 0.44 \times 0.032 = 0.014\ mm$$

$$\varepsilon = 0.56 \ \rightarrow \ \varepsilon = \frac{e}{c} = 0.56 \ \rightarrow e = 0.56 \times c = 0.56 \times 0.03 = 0.018\ mm$$

$$c = h_\circ + e \ \rightarrow e = c - h_\circ \ \rightarrow \frac{h_\circ}{c} = 1 - \frac{e}{c} = 1 - \varepsilon$$

افزایش بار متناسب است با نسبت خروج از مرکز.

اگر مقدار بار یاتاقان خیلی کم باشد $e \approx 0$ و $c \approx h_\circ$. یعنی محور و یاتاقان هم محور هستند.

هر چه بار زیاد شود، e افزایش پیدا می کند و $h_\circ$ کاهش می یابد تا $e = c$ و $h_\circ = 0$. یعنی محور با یاتاقان تماس پیدا کند. در این صورت $\varepsilon = \frac{e}{c} = 1$ و $1 - \varepsilon = 0$ $\frac{h_\circ}{c}$

بهترین طراحی موقعی است که بیشترین بار با کمترین توات (Toout) تلف شده را داشته باشیم.

مقدار بار یاتاقان و عدد سامفرفیلد معکوس یکدیگرند. یعنی یاتاقان با بار زیاد، عدد سامفرفیلد کوچکتری نسبت به یاتاقان با بار کم دارد و برعکس.

زاویه کمترین ضخامت لایه روغن نسبت به خط قائم

از نمودار (۱۷ـ۱۲) می توان مقدار زاویه کمترین ضخامت لایه روغن نسبت به خط قائم (φ) را بر حسب S و $\frac{L}{d}$ به دست آورد.

$$\left.\begin{matrix} S = 0.143 \\ \frac{L}{d} = 1 \end{matrix}\right\} \rightarrow fig\ (12-17) \rightarrow \ \varphi = 54°$$

ضریب اصطکاک

از نمودار (۱۸ـ۱۲) می توان مقدار $\frac{\mathrm{r}}{\mathrm{c}}f$ را بر حسب S و $\frac{L}{\mathrm{d}}$ به دست آورد.

$$\left.\begin{matrix} S = 0.143 \\ \frac{L}{d} = 1 \end{matrix}\right\} \rightarrow fig\ (12-18) \rightarrow \frac{r}{c}f = 3.6 \rightarrow f = \frac{3.6\ c}{r}$$

$$= \frac{3.6 \times 0.032}{20} 0.00576$$

گشتـــــاور پیچشی لازم برای دوران

$$T = f\ \ w\ \ r = 0.00576 \times 2.5 \times 10^{3} \times 20 \times 10^{-3} = 0.288\ N.m$$

توان مصرفی

$$H = 2\pi NT = 2\pi \times 30 \times 0.288 = 54.286\ \ Watt$$

دبی حجمی روغن

از نمودار (۱۹ـ۱۲) می توان مقدار $\frac{Q}{\mathrm{rcNL}}$ را بر حسب S و $\frac{L}{\mathrm{d}}$ به دست آورد.

این نمودار به فرض فشار ثابت اتمسفر و بـدون وجـود شـیار یـا سـوراخ روغـن در یاتاقـان رسم شده است.

$$\left.\begin{matrix} S = 0.143 \\ \frac{L}{d} = 1 \end{matrix}\right\} \rightarrow fig\ (12-19) \rightarrow \frac{Q}{rcNL} = 4.25 \rightarrow Q$$

$$= 4.25 \times 20 \times 0.032 \times 30 \times 40 = 3264\ \frac{mm^3}{s}$$

نشتی جانبی (Q_s) : از همه دبی روغنی که دور محور گردش می کنـد، مقـدار Q_s آن از دور یاتاقان بیرون می رود که به آن نشتی جانبی گویند.

از نمودار (۲۰ـ۱۲) می توان مقدار نسبت جریان $\frac{Q_s}{Q}$ را بر حسب S و $\frac{L}{d}$ به دست آورد.

$$\left.\begin{matrix} S = 0.143 \\ \frac{L}{d} = 1 \end{matrix}\right\} \rightarrow fig\ (12-20) \rightarrow \frac{Q_s}{Q} = 0.64 \rightarrow Q_s = 0.64 \times 3264$$

$$= 2088.96\ \frac{mm^3}{s}$$

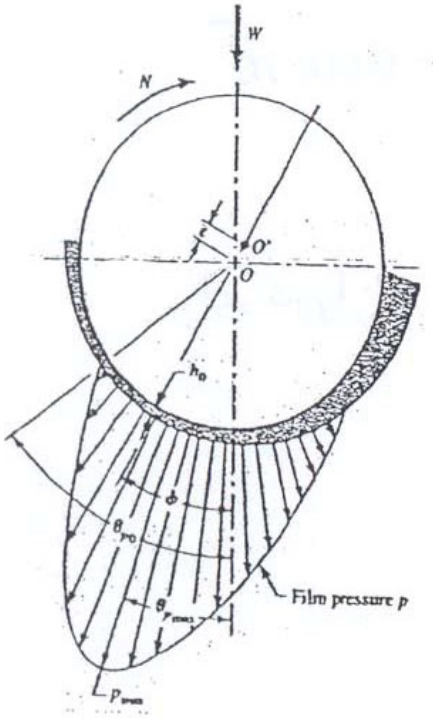
فشـــــار لایه روغن

از نمودار (۲۱ـ۱۲) می توان مقدار نسبت فشار $\frac{P}{P_{max}}$ را برحسب S و $\frac{L}{d}$ به دست آورد.

$$\left.\begin{matrix} S = 0.143 \\ \frac{L}{d} = 1 \end{matrix}\right\} \rightarrow fig\ (12-21) \rightarrow \frac{P}{P_{max}} = 0.43 \rightarrow P_{max}\ \frac{P = \frac{w}{2rL}}{0.43}$$

$$= \frac{1560}{0.43} = 3628\ KPa$$

$$\left.\begin{matrix} S = 0.143 \\ \frac{L}{d} = 1 \end{matrix}\right\} \rightarrow fig\ (12-22) \rightarrow \theta_{P_{max}} = 18^\circ\ \&\ \theta_{P_\circ} = 76^\circ$$



$\frac{L}{d}$ S	$\varepsilon = \frac{e}{c}$
	$\frac{h_\circ}{c}$
	φ
	$\frac{r}{c}f$
	$\frac{Q}{rcNL}$
	$\frac{Q_s}{Q}$
	$\frac{P}{P_{max}}$
	$\theta_{P\circ}$
	θ_{Pmax}

افزایش دمـــــای روانســـاز

در تحلیل ریموند ـ بوید لزجت روغن در هنگام عبور از یاتاقان ثابت فرض شـده اسـت. لـذا برای تعیین لزجت روغن، دمای متوسط ورودی و خروجی روغن را به کار می بریم.

همان طور که می دانیم لزجت روغن در اثر تغییر دما به طور محسوسـی تغییـر مـی یابـد. در نتیجه عدد سامفرفیلد و مشخصات دیگر یاتاقان که وابسته به دمای روغن هسـتند، تغییـر مـی

یابند. بنابراین باید دمای مناسبی را انتخاب نمود. دمای مناسب برای به دست آرودن نتایج دقیق تر لزجت روغن دمای متوسط روغن می باشد. دمای ورودی روغن معمولاً داده می شود. پس باید افزایش دما ΔT در یاتاقان را به دست آورد و سپس دمای متوسط روغن را به دست آورد. به این منظور ابتدا افزایش دما ΔT را در یاتاقان فرض می کنیم و سپس دمای متوسط روغن را به دست می آوریم و از روی آن لزجت روغن را تعیین می کنیم :

$$T_{ave} = T_1 + \frac{\Delta T}{2} \rightarrow \mu \rightarrow \Delta T \rightarrow T_{ave}$$

با محاسبه عدد سامفریلد و نسبت $\frac{L}{\mathrm{d}}$ یا $\frac{\acute{L}}{\mathrm{d}}$ اعداد بدون بعد جریان، ضریب اصطکاک و نسبت جریان محیطی به جریان کل تعیین می شود و می توان با استفاده از یکی از روابط زیر افزایش دما ΔT را به دست آورد :

برای یاتاقان کامل :

$$\Delta T = 8.3P \times \frac{\frac{r}{c}f}{\frac{Q}{rcNL}}$$

$$P\ (Mpa) \quad \Delta T(°C) \quad c(mm) \quad r(mm) \quad L(mm)$$

$$\Delta T = \frac{0.103P}{1 - \frac{1}{2}\frac{Q_s}{Q}} \times \frac{\frac{r}{c}f}{\frac{Q}{rcNL}}$$

$$P\ (psia) \quad \Delta T(°F) \quad c(inch) \quad r(inch) \quad L(inch)$$

برای یاتاقان با تغذیه فشاری

$$\Delta T = \frac{978 \times 10^6}{1 + 1.5\varepsilon^2} \times \frac{\left(\frac{r}{c} f\right) SW^2}{P_S r^4}$$

$$P\ (KPa) \quad \Delta T(°C) \quad c(mm) \quad r(mm) \quad W(KN)$$

$$\Delta T = \frac{0.0123}{1 + 1.5\varepsilon^2} \times \frac{\left(\frac{r}{c} f\right) SW^2}{P_S r^4}$$

$$P\ (psia) \quad \Delta T(°F) \quad c(inch) \quad r(inch) \quad W(Klbf)$$

پس از محاسبه افزایش دما ΔT، دمای متوسط جدید را به دست آورده و نقطه مربوط به این T_{ave} و μ قبلی را از روی نمودار $\mu - T$ تعیین می کنیم. اگر این نقطه روی منحنی با SAE مورد نظر افتاد جواب مسئله است. در غیر این صورت μ جدید را به صورتی انتخاب می کنیم که با این دمای متوسط نقطه مربوطه در طرف دیگر منحنی لزجت روغن، دما قرار می گیرد. با این μ جدید محاسبات را تکرار کرده و ΔT و T_{ave} جدید را به دست می آوریم. موقعیت T_{ave} و μ مجدد را روی نمودار مشخص می کنیم. اگر منطبق بر منحنی SAE مربوط بود، جواب مسئله است و اگر نبود دو نقطه به دست آمده را به هم وصل می کنیم و در صورت نیاز ادامه می دهیم تا منحنی مربوطه را قطع کند. نقطه تلاقی جواب مسئله است و از روی آن می توان لزجت و دمای متوسط روغن در یاتاقان را به دست آورد.

یکی از خواسته های ما، تعیین دمای خروجی روغن با توجه به نوع و دمای ورودی روغن است که به صورت سعی و خطا معلوم می شود.

روش های بهینه سازی

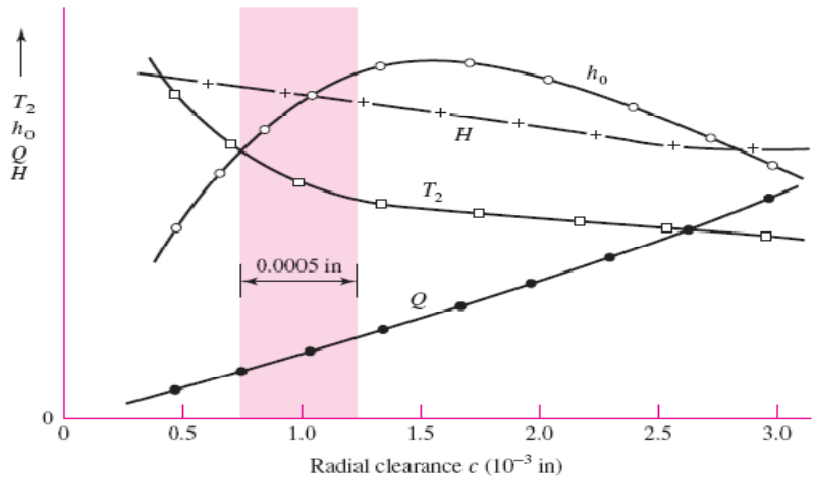
در هنگام طراحی، مهندس باید درجه حرارت روغن را همراه با مقدارهای مناسبی برای r , c , L , N , P انتخاب کند. انتخاب نادرست یا عدم دقت در موقع تولید ممکن است باعث از کار افتادن سریع یاتاقان شود.

اگر لقی c کم باشد باعث کاهش حداقل ضخامت لایه روغن (h_0) کم بوده و باعث افزایش دبی خروجی روغن شود. اگر لقی c خیلی زیاد باشد باعث کاهش حداقل ضخامت لایه روغن (h_0) و سایش یاتاقان می‌شود و یاتاقان پر سر و صدا کار می کند.

محدوده مناسب برای لقی $inch$ $^{-3}$ ۱۰ ×(۰.۷۵ < c < ۱.۲۵)است. در این ناحیه در صورت سایش یاتاقان حداقل ضخامت لایه روغن (h_0) افزایش می یابد و بدین ترتیب از سایش یاتاقان جلوگیری می شود. یک تلرانس مناسب برای یاتاقان های لغزشی $\frac{h8}{f7}$ می باشد.

ممکن است در اثر کم بودن حداقل ضخامت لایه روغن (h_0)، ذرات معلق در روغن در آن جا گیر کند یا باعث خراش پیدا کردن یاتاقان شود.

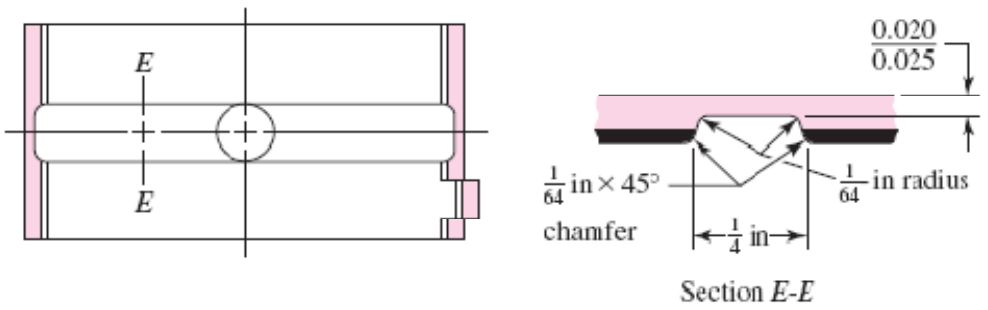
دمای زیاد روغن و یاتاقان ممکن است باعث از کار افتادن آن در خستگی شود.



یاتاقان های شیاردار (یاتاقان هایی با تغذیه فشاری)*(Pressure – Fed Bearings)*

هنگامی که گرمای زیاد در یاتاقان ایجاد می شود که دبی طبیعی روغن برای دور کردن آن کافی نباشد، لذا باید روغن از طریق یک شیار با فشار به داخل یاتاقان پمپ شود. معمولاً یک شیار محیطی در وسط یاتاقان با یک سوراخ تغذیه در طرف مقابل ناحیه زیر بار منظور می شود.

در اثر وجود شیار یاتاقان به دو قسمت تقسیم می شود که هر کدام از آن ها مقدار $\frac{L}{\mathrm{d}}$ شان کوچک‌تر از $\frac{L}{\mathrm{d}}$ های یاتاقان اصلی است و منحنی توزیع فشار هم به دو قسمت تقسیم می شود. حداقل ضخامت لایه روغن (h_0) کاهش می یابد ولی در این یاتاقان بار زیادی با کاهش دمای روغن عمل می کند. فرض می کنیم شیار به اندازه کافی بزرگ است. به طوری که افت فشار زیادی در آن وجود ندارد. در ابتدا فرض می کنیم خروج از مرکز نداریم و از چرخش محور صرف نظر می کنیم. بنابراین جریان روغن در راستای محور یاتاقان از دو نیمه خارج می شود.اگر فشار ورودی روغن (p_s) و فشار در سایر نقاط (P) باشد برای یک المان :



$$2y(P+dP)-2yP-2\tau\,dx=0\rightarrow\tau=y\frac{dP}{dx} \qquad (1)$$

$$\tau=\mu\frac{du}{dy}\rightarrow-\tau=\mu\frac{-du}{dy} \qquad (2)$$

در این جا τ و اختلاف محور xها در نظر گرفته ایم و با افزایش y سرعت کـاهش مـی یابـد. $\frac{du}{\mathrm{dy}}$ منفی است.

$$(1)\ \&\ (2)\ \rightarrow\ \frac{du}{dy}=\frac{1}{\mu}\,\frac{dP}{dx}y$$

با فرض ثابت بودن $\frac{dP}{\mathrm{dX}}$ اگر از رابطه فوق بر حسب y انتگرال بگیریم :

$$Boundary\ Condition\ \rightarrow\ \begin{Bmatrix} u=\frac{1}{2\mu}\,\frac{dP}{dx}y^2+C \\ y=\pm\frac{c}{2}:u=0 \end{Bmatrix}\rightarrow C_1=-\frac{C^2}{8\mu}\,\frac{dp}{dx}$$

$$\rightarrow u=\frac{1}{8\mu}\,\frac{dP}{dx}(4y^2-c^2)$$

فرض می کنیم فشار روغن به طور خطی از مرکز تا لبه یاتاقان تغییر کند : P = Ax+B

$$Boundary\ Condition\ \rightarrow\ \begin{Bmatrix} x=0:P=P_S \\ x=\acute{L}:P=0 \end{Bmatrix}\rightarrow\begin{Bmatrix} A=-\frac{P_S}{\acute{L}} \\ B=P_S \end{Bmatrix}\rightarrow P$$

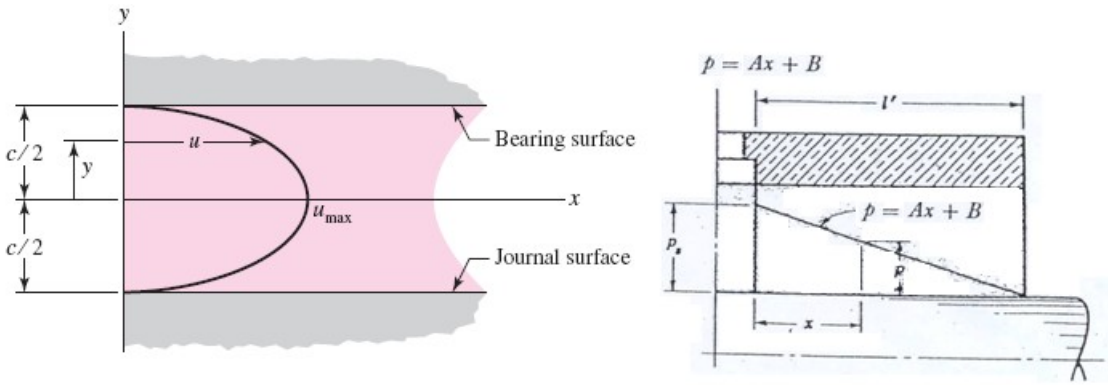
$$=-\frac{P_S}{\acute{L}}x+P_S\rightarrow\frac{dP}{dx}=\frac{P_S}{\acute{L}}$$

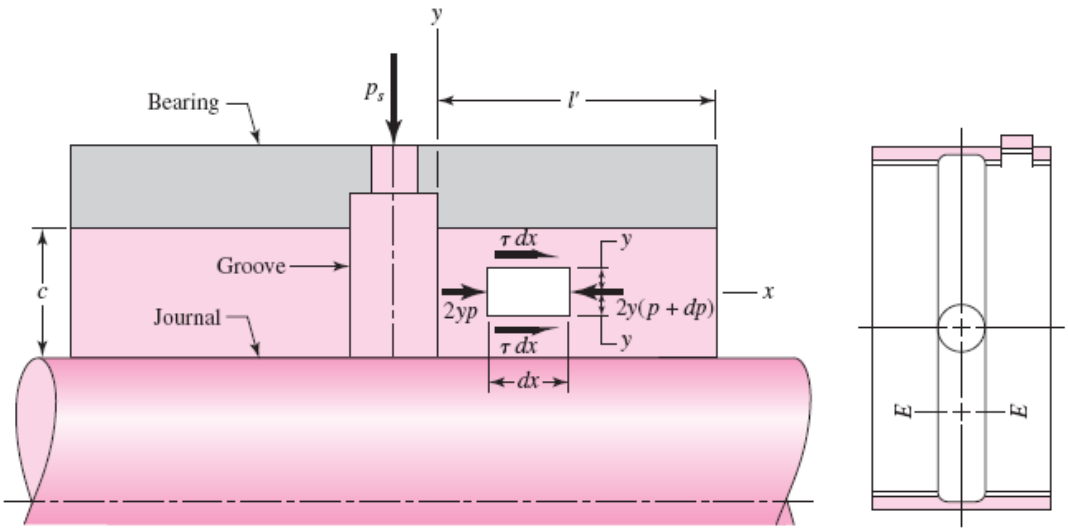
با جایگذاری این مقدار در رابطه بالا، رابطه سرعت روغن بر حسب y به دست می آید :

$$u=\frac{P_s}{8\mu\acute{L}}(c^2-4y^2)$$

که نمودار یک سهمی است و بیشترین سرعت در y = ۰ ایجاد می شود که برابر است با

$$u=\frac{P_S c^2}{8\mu\acute{L}}$$





$$dQ_s = 2\,u_{ave}dA = 2\,u_{ave}(r\,h.\,d\theta) = \frac{P_s \times r}{6\mu \times \acute{L}}(c - e \times cos\theta)^3 d\theta$$

$$Q_S = \int d\,Q_S$$

$$= \frac{P_s \times r}{6\mu \times \acute{L}} \int_0^{2\pi} (c - e \times cos\theta)^3 d\theta$$

$$= \frac{\pi \times P_s \times R \times c^3}{3 \times \mu \times \acute{L}} \times (1 + 1.5\varepsilon^2)$$

در تحلیل یاتاقان هایی با تغذیه فشاری، طول یاتاقان L در نظر گرفته می شود و بـار بـین دو نیمه یاتاقان تقسیم می شود :

$$P = \frac{\frac{W}{2}}{2r\acute{L}} = \frac{W}{4r\acute{L}}$$

در این حالت از نمودارهای (۲۰ـ۱۲) و (۱۹ـ۱۲) برای تغییر دبی و نسبت دبی استفاده نمی شود و به مقدار فشار ماکزیممی که از نمودار (۲۱ـ۱۲) به دست می آید، باید مقدار فشار ورودی (P_s) را اضافه کرد تا فشار کلی به دست آید.

$$\Delta T = \frac{H}{\rho\, c_{\,p} Q_3} \qquad H = 2\pi N\, T \quad \text{اتلاف گرما}$$

با قرار دادن مقادیر H و Q_S در رابطه ΔT داریم :

$$\Delta T = \frac{6\mu\, \acute{L} f\, W\, N}{\rho\, c_{\,p}\, P_s\, c^3\, (1 + 1.5\, \varepsilon^2)}$$

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P} = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{4r\, \mu\, \acute{L}\, N}{W}$$

$$\Delta T = \frac{\Delta T}{S} S = \frac{1.5\, \left(\frac{r}{c} f\right) W^2 S}{\rho\, c_{\,p}\, P_s\, r^4\, (1 + 1.5\, \varepsilon^2)}$$

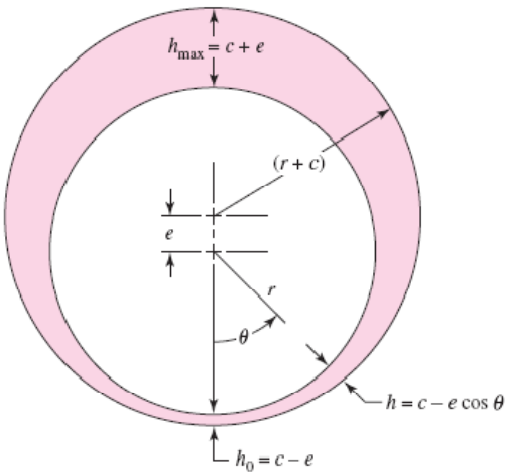
ρ : دانسیته متوسط روغن که معمولاً $۸۶۱ \frac{kg}{m^3}$ در نظر گرفته می شود.

C_P : گرمای ویژه متوسط روغن که معمولاً $۱۷۶۰ \frac{J}{Kg\,°C}$ در نظر گرفته می شود.

W : بر حسب نیوتن

P_s : برحسب پاسکال

ΔT : برحسب درجه سانتی گراد یا کلوین



موازنه گرمایی

یاتاقان خود نگهدارنده : اگر روغن در پوسته یاتاقان ذخیره شود، به آن یاتاقان خود نگهدارنده گویند.

در یاتاقان های خود نگهدارنده گرما از طریق دبی حجمی روغن انتقال نمی یابد و باید به صورت تابش و جابه‌جایی دفع شود.

$$H = C\ A\ (T_H - T_A)$$

C : ضریب انتقال حرارت (ترکیبی از تابش و جابه‌جایی) بر حسب $\frac{W}{\mathrm{m^2K}}$

A : سطح پوسته بر حسب متر مربع

T_A : دمای هوای محیط

T_H : دمای سطح پوسته

	هوای ساکن	برای کارهای طراحی متوسط	برای حرکت هوا باسرعت $\left(\frac{m}{\mathrm{s}}\right)$۲.۵
C	۱۱.۴	۱۵.۳	۳۳.۵

در اثر اختلاف دمای متوسط روغن و پوسته حرارت از روغن به پوسته و از آن جا به محیط انتقال می یابد.

برای به دست آوردن دمای متوسط روغن از رابطه کاملاً تقریبی زیر استفاده می شود :

$$T_L - T_H = B \times (T_H - T_A)$$

T_L : دمای متوسط روغن

B : ثابتی است که به نحوه روانکاری بستگی دارد و از جدول زیر تعیین می شود :

سیستم روغن کاری	شرایط	محدوده B
رینگ روغنی	هوای متحرک	۲-۱
رینگ روغنی	هوای ساکن	
وان روغنی	هوای متحرک	
وان روغنی	هوای ساکن	

با حذف T_H از دو رابطه بالا خواهیم داشت :

$$H = \frac{C \quad A}{B \; + \; 1}(T_L - T_A)$$

یاتاقان با روانکاری مرزی و روانکاری با فیلم مخلوط

روانکاری مرزی : هنگامی که دو سطح نسبت به هم می لغزند و فقط یک لایه جزئی روغن بین آن ها قرار دارد، به این حالت روانکاری مرزی گویند.

این حالت در مواقع راه اندازی یا توقف یاتاقان های هیدرودینامیکی یا موقع افزایش بار و یا به دلیل نوع کاربردشان به وجود می آید.

روانکاری با فیلم مخلوط : یاتاقان هایی که هم در شرایط هیدرودینامیکی و هم در شرایط لایه خیلی نازک کار می کنند، به این حالت روانکاری با فیلم مخلوط گویند.

حالت روانکاری با فیلم مخلوط در شرایط زیر ظاهر می شود :

۱. لزجت روغن خیلی کم باشد.
۲. سرعت محور خیلی کم باشد.
۳. اضافه بار به یاتاقان اعمال شود.
۴. محور و یاتاقان کاملاً هم راستا نباشند.

در این شرایط چون طراحی قابل اعتماد غیر ممکن است، لذا یک روش برخورد برای ارضای نیازهای تعریف شده وجود دارد. که یک روش برخورد با این مسأله طراحی بر مبنای توانایی یاتاقان در دفع گرمای تولید شده می باشد.

در این روش مقدار $P\ V$ از رابطه زیر محاسبه می شود :

$$PV = \frac{K(T_B - T_A)}{f_m}$$

P : بار بر واحد سطح تصویر شده یاتاقان بر حسب KPa

V : سرعت سطح محور نسبت به سطح یاتاقان بر حسب $\frac{m}{s}$

T_A : دمای هوای محیط

T_B : دمای داخل یاتاقان

F_m : ضریب اصطکاک فیلم مخلوط

در جدول (۵ـ۱۲) پاره ایی از موارد مورد استفاده در هنگامی که شرایط خشک یا فیلم مخلوط ظاهر می شود، نشان داده شده است و بیشترین مقادیر برای کمیت های ذکر شده در بالا ارائه شده است. در نمودار (۳۴ـ۱۲) بر مبنای درصد روانکاری و ضریب اصطکاک خشک بین دو سطح به صورت نمودارهایی ارائه شده است. باید با توجه به تجربه خود در طراحی های گذشته مقدار مناسبی برای K به دست آورد.

مثلاً در یاتاقان های برنزی ریخته گری شده $K = \frac{1}{4}$ ، بنابراین :

$$PV = \frac{T_B - T_A}{4\, f_m}$$

Figure 12–12

Viscosity_temperature chart in U.S. customary units. ***(Raimondi and Boyd.)***

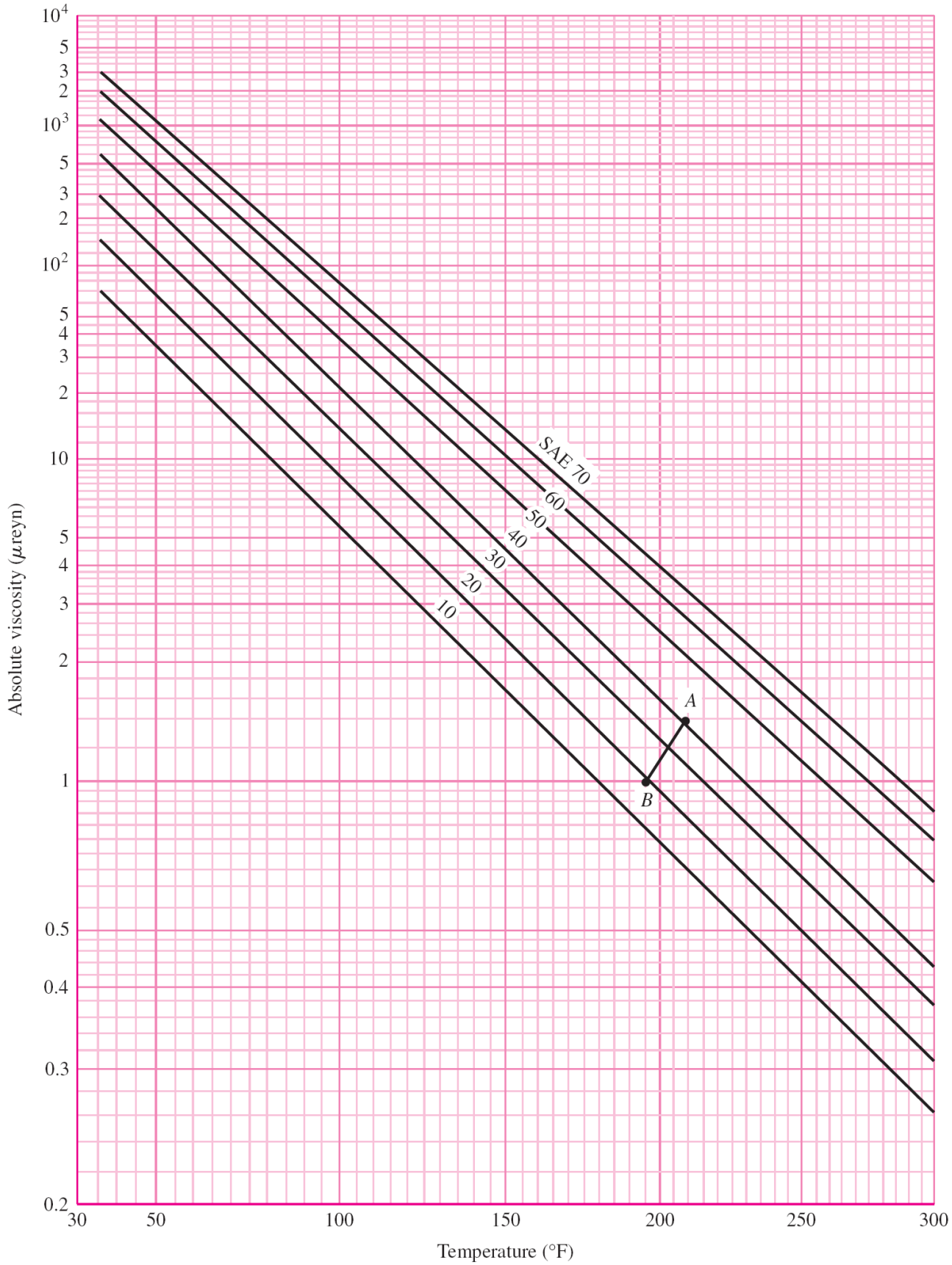


Figure 12–13
Viscosity–temperature chart in SI units. ***(Adapted from Fig. 12–12.)***

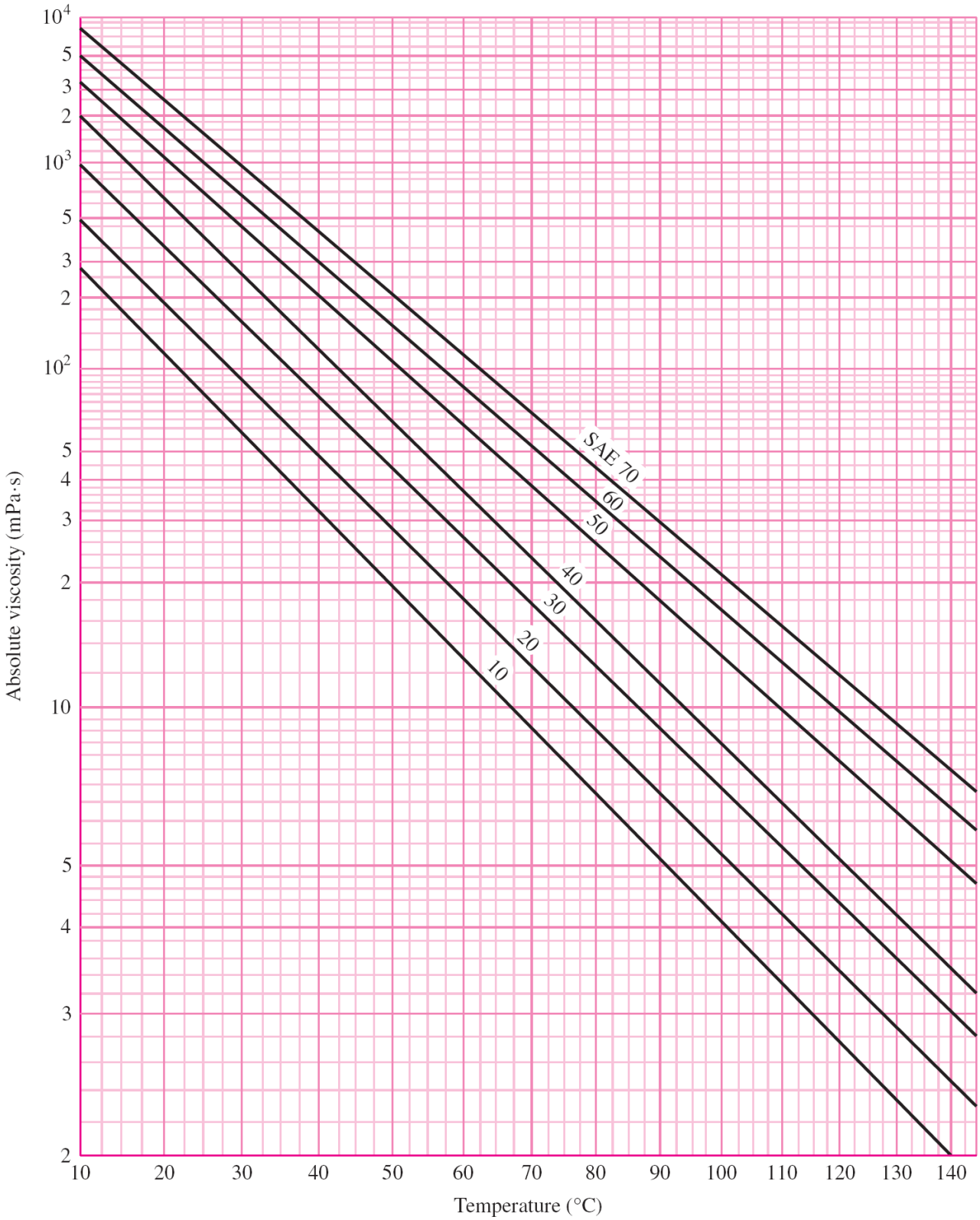


Figure 12–14

Chart for multiviscosity lubricants. This chart was derived from known viscosities at two points, 100 and 210°F, and the results are believed to be correct for other temperatures.

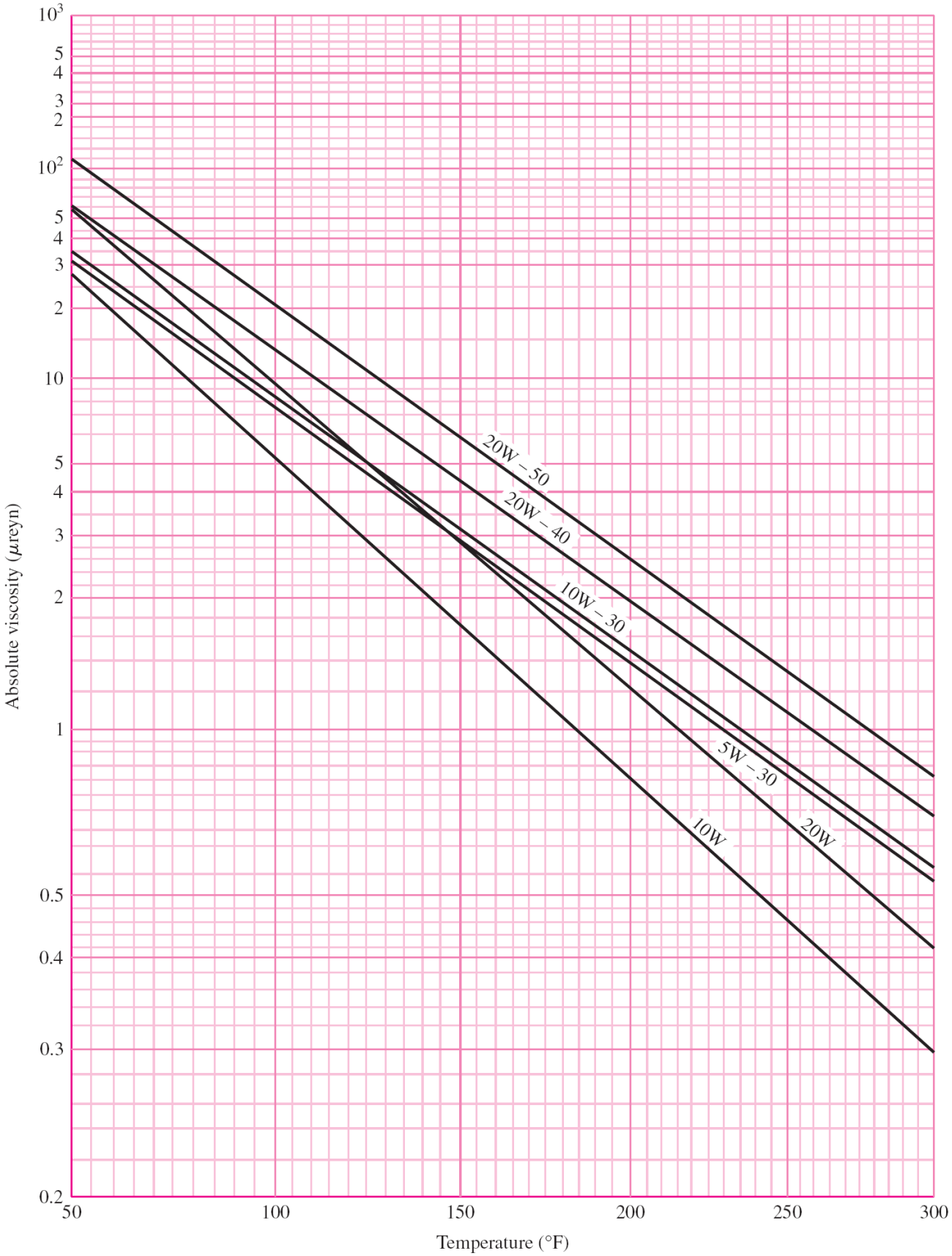


Table 12–1

Curve Fits* to Approximate the Viscosity versus Temperature Functions for SAE Grades 10 to 60

Source: A. S. Seireg and S. Dandage, "Empirical Design Procedure for the Thermodynamic Behavior of Journal Bearings," *J. Lubrication Technology,* vol. 104, April 1982, pp. 135–148.

Oil Grade, SAE	Viscosity μ_0, reyn	Constant b, °F
10	$0.0158(10^{-6})$	1157.5
20	$0.0136(10^{-6})$	1271.6
30	$0.0141(10^{-6})$	1360.0
40	$0.0121(10^{-6})$	1474.4
50	$0.0170(10^{-6})$	1509.6
60	$0.0187(10^{-6})$	1564.0

*$\mu = \mu_0 \exp [b/(T + 95)]$, T in °F.

Figure 12–16

Chart for minimum film-thickness variable and eccentricity ratio. The left boundary of the zone defines the optimal h_0 for minimum friction; the right boundary is optimum h_0 for load. *(Raimondi and Boyd.)*

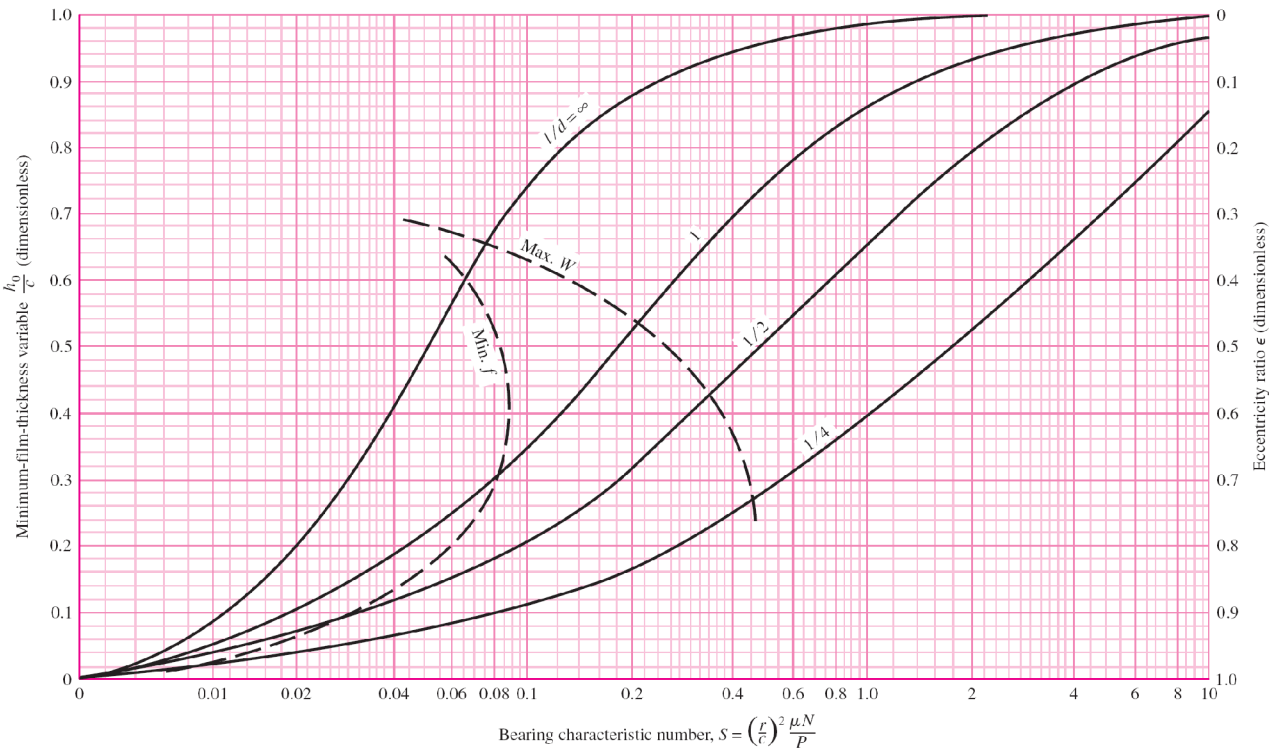


Figure 12–17

Chart for determining the position of the minimum film thickness *h*0. *(Raimondi and Boyd.)*

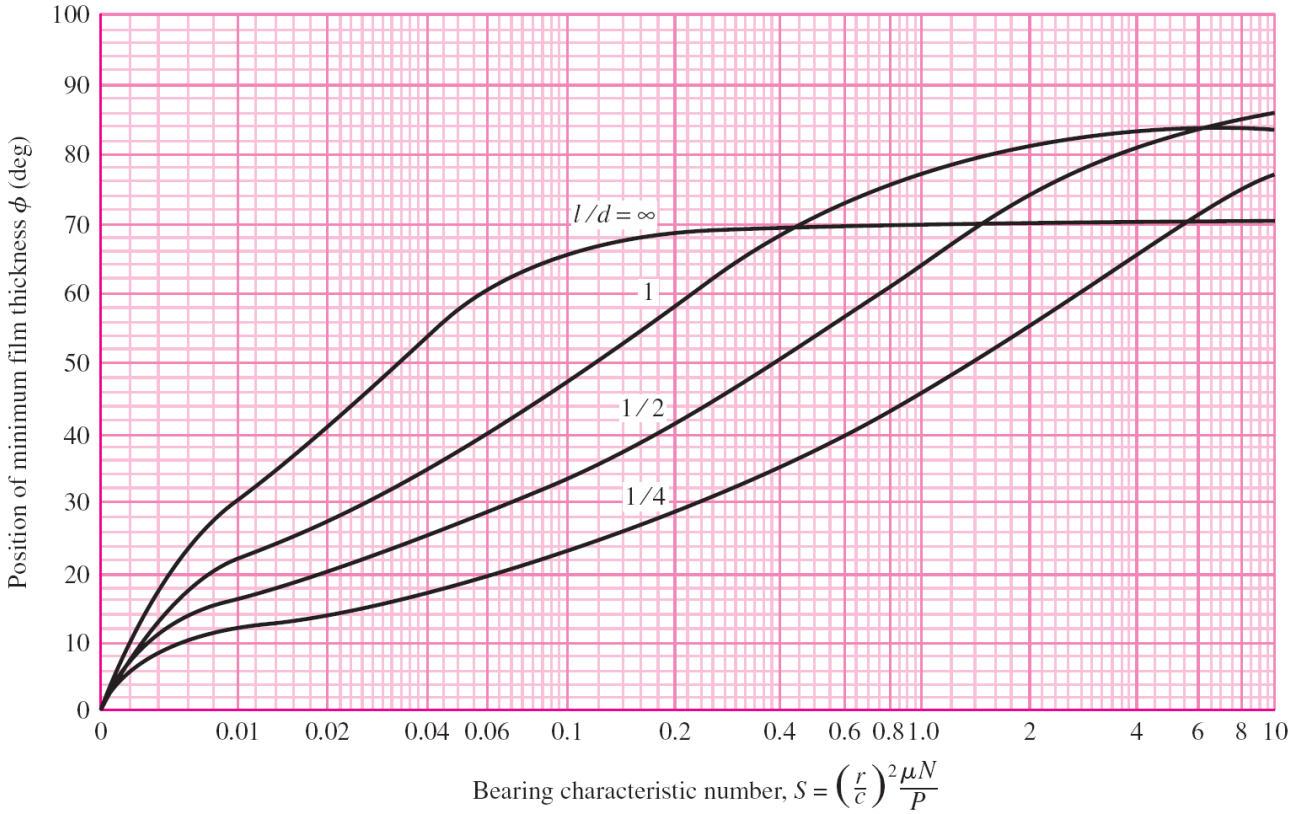


Figure 12–18

Chart for coefficient-of-friction variable; note that Petroff's equation is the asymptote. ***(Raimondi and Boyd.)***

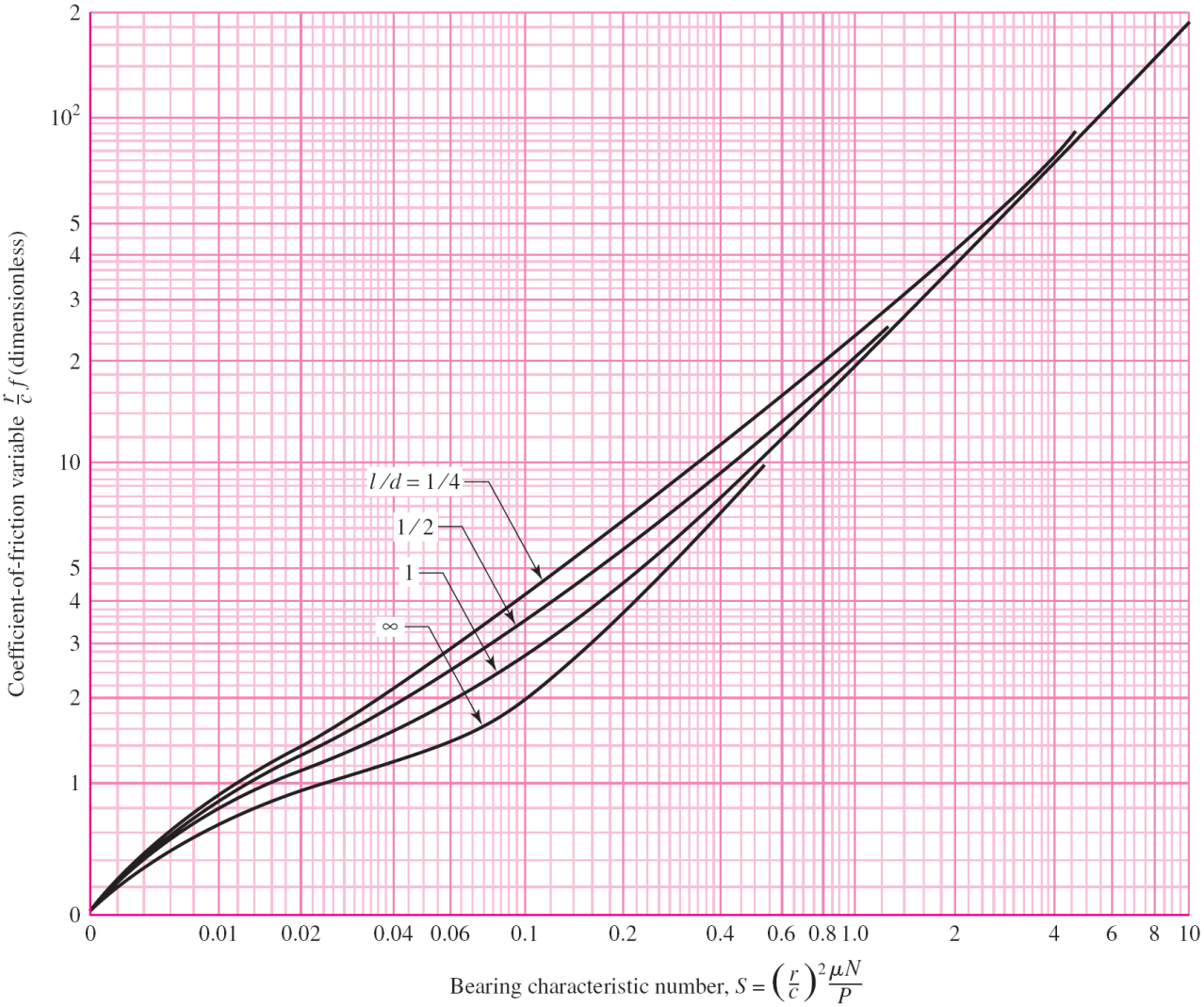


Figure 12–19
Chart for flow variable. ***Note:*** **Not for pressure-fed bearings.** ***(Raimondi and Boyd.)***

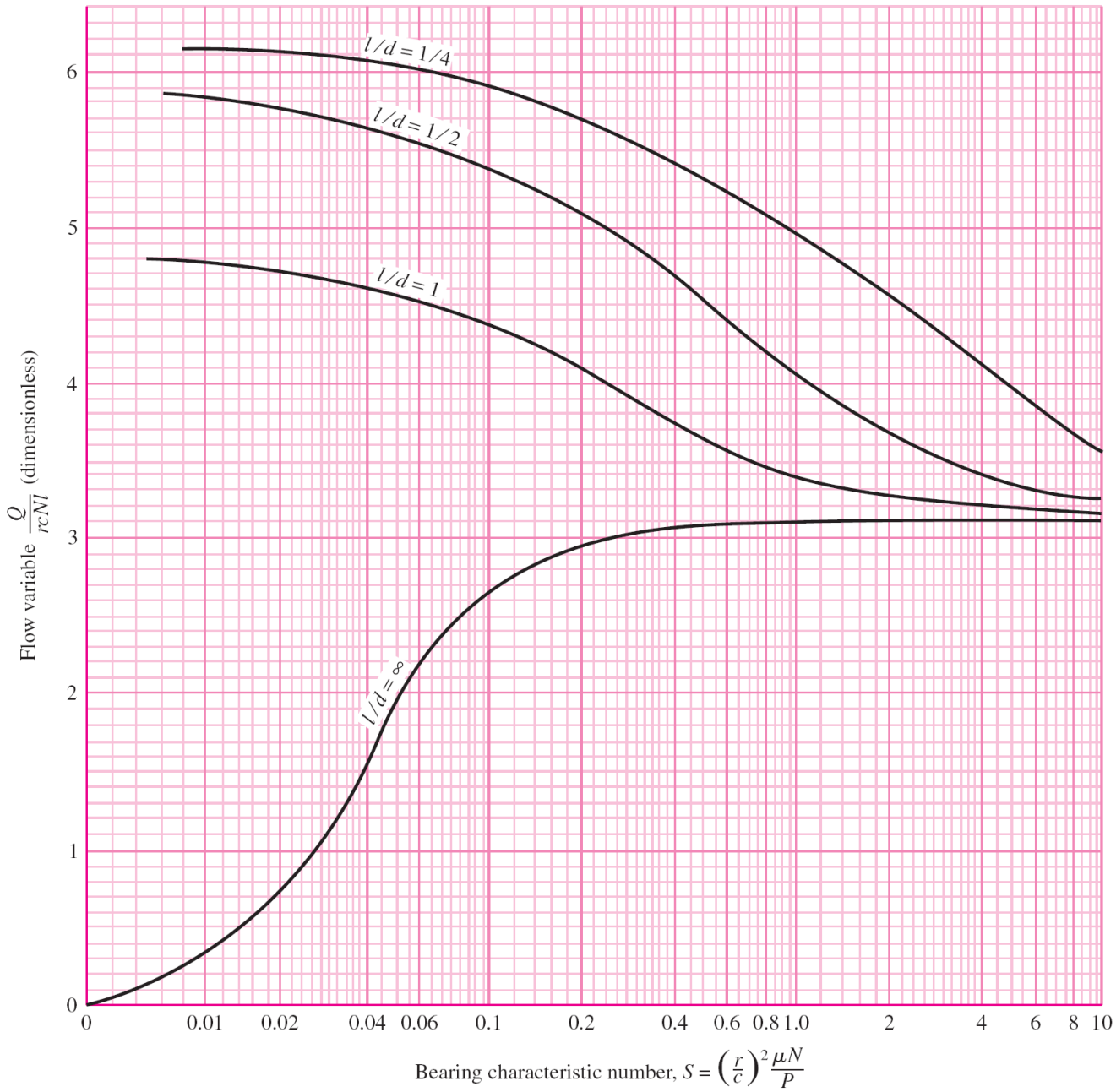


Figure 12–20

Chart for determining the ratio of side flow to total flow. ***(Raimondi and Boyd.)***

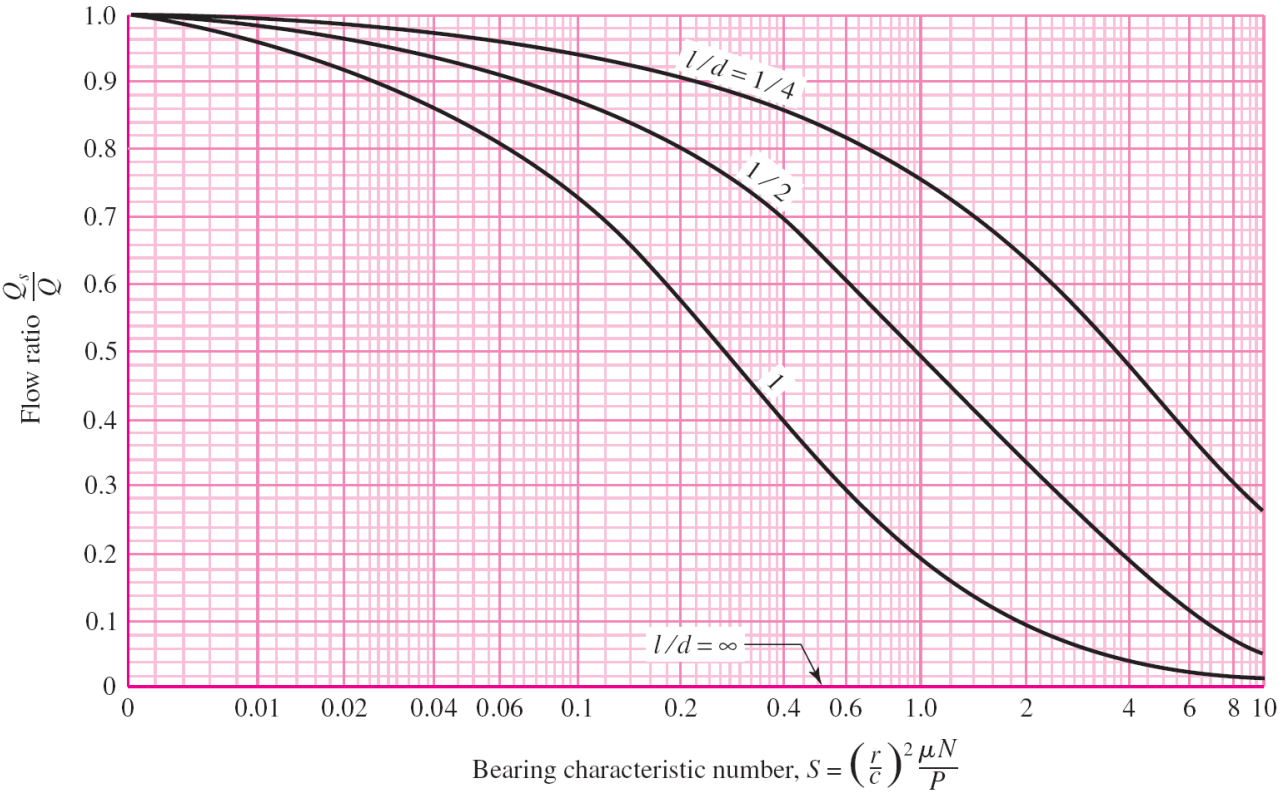


Figure 12–21

Chart for determining the maximum film pressure. ***Note:*** **Not for pressure-fed bearings.** ***(Raimondi and Boyd.)***

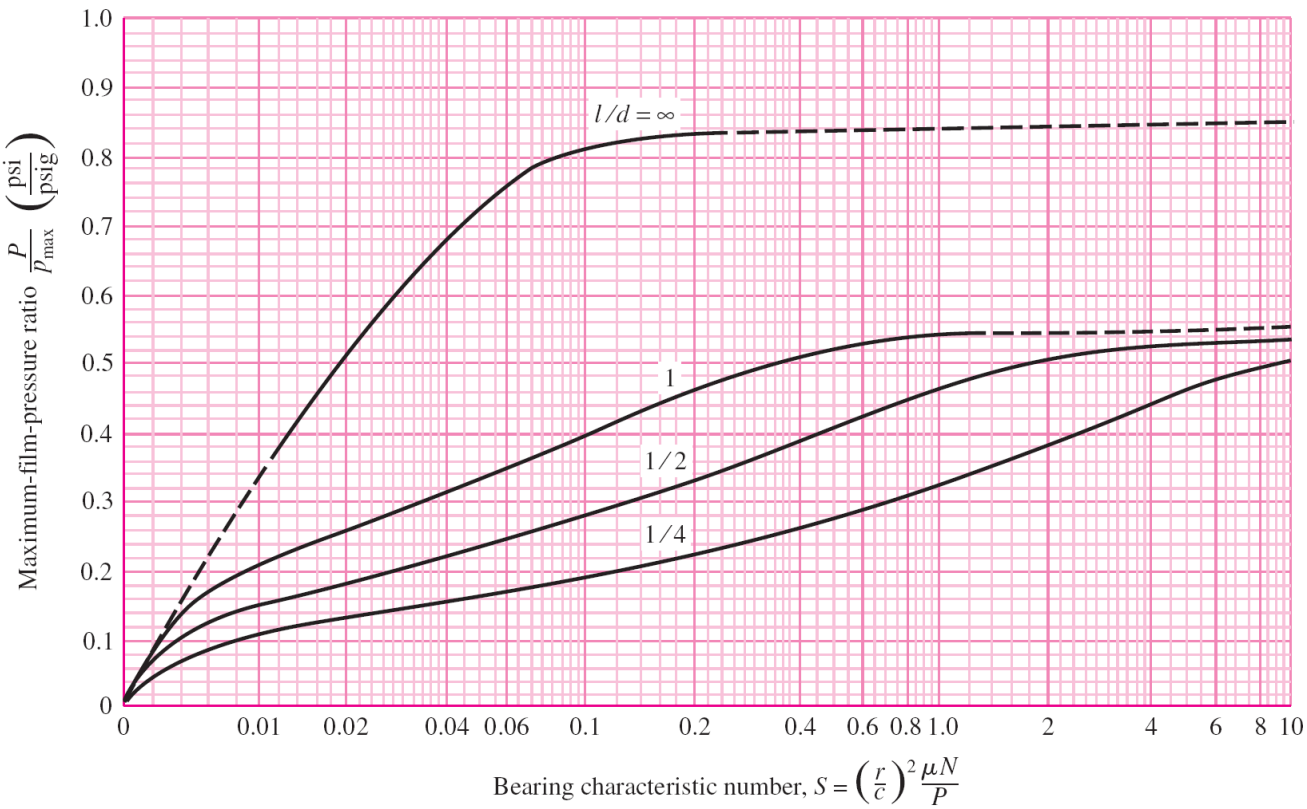


Figure 12–22

Chart for finding the terminating position of the lubricant film and the position of maximum film pressure. ***(Raimondi and Boyd.)***