بسمه تعالی

جزوه

طراحی اجزاء ۲

دانشگاه

تهران

استاد

دکتر شریعت پناهی

Subject: طراحی ۲ شریعت پناهی

Year. Month. Date. ( )

طراحی اجزاء ۲ دکتر شریعت پناهی

* مباحث درسی:

۱. یاتاقان ها (لغزشی - غلتشی)

۲. چرخ دنده ها (میان ترم تا وسط این بخش!)

۳. کلاچ ها و ترمزها

۴. شفت ها و بلبرینگ ها

۵. کابل ها

* نمره: ۱ میان ترم

۱ پایان ترم

۱ تکالیف

۵ پروژه

۸۹/۰/۳

۱ طراحی اتصالات جوشی

جوش مطرح می شود ولی سؤالی که درباره ی جوش در میان ترم می آید، اختیاری است.

- جوش استانداردهای خاص خودش را دارد و طراحی اش برای ما کاربرد کمتری دارد.

- جوش هم مثل آلن چسب ها، اتصال دائم محسوب می شود. هم از نظر شکل اتصال و هم از نظر نحوه ی برقراری اتصال (مقاومتی، مغناطیسی، انفجاری و ...). جوش ها به گروه های مختلف تقسیم می شوند.

Subject:

Year Month Date ( )

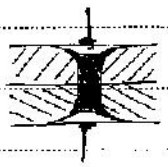
بحث ما یکی از انواع جوش‌های مقاومتی است.

در جوش به هر حال سعی می‌کنیم به نحوی، قطعاتی را که می‌خواهیم به هم متصل کنیم، ذوب کنیم.

- دو نوع عمده‌ی جوش مقاومتی عبارتند از نقطه جوش و خط جوش. در جوش مقاومتی، برای اتصال چند قطعه به هم، از شخص ثالث یا عامل سوم مثل الکترود، استفاده نمی‌کنیم.

۱) نقطه جوش (Spot Weld): وقتی می‌خواهند ورق‌ها را در طول‌های زیاد به هم متصل کنند و نیازی به استحکام بالا هم نیست.

باید دو قطعه را روی هم قرار دهیم و بلافاصله جریان برق قوی از آن رد کنیم.



۲) خط جوش (Seam Weld): در مقابل جوش نقطه‌ای قرار دارد و در اینجا یک خط جوش خواهیم داشت.

- برای Spot Weld سری استانداردهایی داریم (وجود دارد) مثل اینکه فاصله‌ی نقاط باید کمتر از ۲ اینچ باشد.

- برای نقطه جوش در واقع دو تا تیغ هستند، ولی برای خط جوش، دو تا roller هستند که روی ورق‌ها می‌غلتند و همزمان فشار مکانیکی و جریان برق را به طور پیوسته، اعمال می‌کنند.

- نوع دیگر جوش که در این درس با آن کار داریم، جوش قوس الکتریکی با الکترود است که در آن از یک عامل سوم برای جوش دادن استفاده می‌شود.

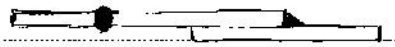
بین الکترود و قطعات، قوس الکتریکی ایجاد می‌شود، الکترود و قطعات ذوب می‌شوند و یک حوضچه مذاب به وجود می‌آید. بحث ما روی حاصل این کار است.

PqPCG

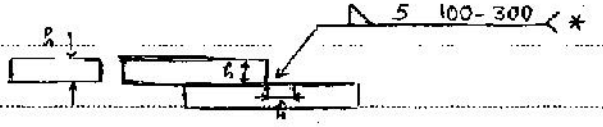
Subject: طراحی ۲ - سرعت پاخی ۲

Year Month Date

⑪ علائم جوشکاری در نقشه‌ها:

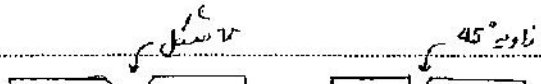


در نقشه، شکل جوش بالا را به‌صورت زیر نشان می‌دهند.

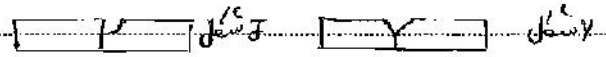


- اولین چیزی که نشان می‌دهد، شکل ساده شده‌ی جوش است. ۷ ۷ ۱۱ ۵

اگر ضخامت ورق، بیشتر از یک حدی باشد که حرارت ایجاد شده در هنگام جوش دادن، نتواند تمام ضخامت ورق را ذوب کند، پخ می‌زنند.

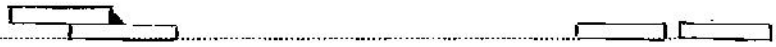


به طرف دو پخ بزنی، آسون‌تره و ارزون‌تره!



- از لحاظ قرار دادن ورق‌ها در مقابل هم:

۱) سر به سر (Butt Weld) ۲) ماهیچه‌ای (Fillet Weld) Z



- بعد بعد از شکل جوش، نشان دهنده‌ی ارتفاع، اندازه یا ساق (height) جوش با حرف h است.

جوش ماهیچه‌ای یک مثلث متساوی الساقین قائم الزاویه است که h، ساق آن است.

در جوش سر به سر، h، برابر ضخامت ورق است.

- بعد بعد از h، نشان دهنده‌ی طول خط جوش است، اگر عددی ننویسند، یعنی باید تمام طول خط را جوش بدهی.

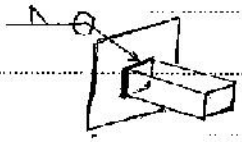
Subject:

Year: Month: Date: ( )

جوش بدهید. معمولاً اگر کامل جوش ندهند، متناوب جوش می دهند.

مثلاً 300 - 100 یعنی 100 میلی متر جوش می دهی و 200 میلی متر جوش نمی دهی، به طوری که طول کام، برابر عدد دوم که در اینجا 300 هست، بشود!

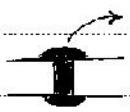
- علامت یعنی دو طرف ورق را جوش می دهی!

- علامت  یعنی دور تا دور قطعه جوش داده شود!

- در قسمت * هم، هرگونه توضیحات اضافه ای از قبیل جنس الکترود را می نویسند.

- در سیستم اینچ، اطلاعاتی که روی خط می نویسند، مربوط به طرف دریک است و اطلاعاتی که زیر خط می نویسند، مربوط به طرف دور است. سیستم اروپایی، اما، برعکس است.

☺ شکل واقعی جوش با حالت ایده آل فرق دارد. به این برجستگی ها، قسمت تقویتی یا reinforcement یا bead می گویند. برای برداشتن آن ها، سنگ می زنند.



این قسمت های اضافه اگر برداشته نشود، دو مزیت دارد: ۱) تقویتی ۲) الکترود روی جوش باقی می ماند و مانع از جلوگیری اکسیژن زدن می شود.

از طرف دیگر، دو دلیل خوب وجود دارد که با سنگ زدن، این قسمت ها را برداریم: ۱) نقاط تمرکز تنش را از بین می برد. ۲) اگر این قطعات برداشته نشوند، گاهی مانع از درست کندهم جا رفتن قطعات که مجموعه می شوند.

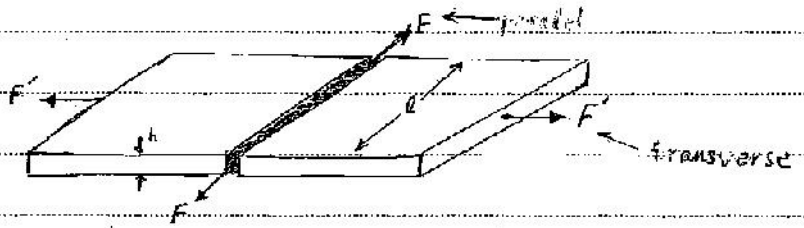
حالا وارد قسمت تحلیل موضوع می شویم:

Subject: طراحی ۲ - سرویس پنجم

Year Month Date

۱) جوش سر به سر

برای دو بارگذاری برشی و کششی فقط استفاده می‌شود و برای خمشی و پیچشی مناسب نیست.



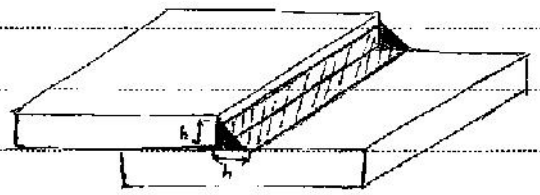
- parallel weld یعنی جوشی که تحت بار وارده با خط جوش قرار گرفته است!

$\tau = \frac{F}{hl}$ حالا که τ محاسبه شد، آن را با تنش تسلیم این جنس مقایسه می‌کنیم.

- transverse weld یعنی جوشی که تحت بار عمود بر راستای خط جوش قرار گرفته باشد.

$\sigma = \frac{F'}{hl}$

۲) جوش ماهیچه‌ای



این جوش بر روی دو بارگذاری دیگر می‌خورد.

- برای تحلیل یک اتصال جوشی معمولاً ۳ مرحله‌ی مختلف را طی می‌کنند:

base (shank) failure

weld-metal failure

۱) آیا ورق می‌شکند یا نه؟ (بررسی سلسله ورق‌ها و مقطع کار)

با اینکه قبلاً براساس ورق‌ها، تحلیل آنها، نحوه‌ی اتصال طراحی شده، ولی چون تحت تنش‌های حرارتی و ... قرار گرفته است، امکان تغییر می‌کند، پس یک بار دیگر باید کنترل شود.

weld - base bond

ج) آیا ورق از جوش جدا می‌شود یا نه؟ (بررسی محل اتصال جوش بر ورق‌ها)

مثلاً در لحیم، اگر سطح لحیم کاری به خوبی تمیز نباشد، لحیم کنده می‌شود. در اینجا مثلاً برای شکل بالا، سطح تماس

papco

Subject:
Year. Month. Date. ( )

برای این محاسبه، برابر $2hl$ است (تنش در سطح اتصال جوش به ورق ها برسی می‌شود)

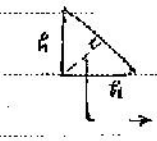
weld metal failure

base (shank) failure ((shank = ساق) برسی خود فلز جوش) 3) آیا خود فلز جوش می‌شکند یا نه؟

دو مورد اول را در کتاب بیابید. در کلاس، نقطه مورد سوم را برسی خواهیم کرد.

در مورد سوم، باید سطح میانی جوش را در نظر بگیریم. مقطع بحرانی برای تنش باید کمترین مساحت را داشته باشد.

پس ما کوچکترین طول را می‌گیریم که می‌شود ارتفاع مثلث ← گلوگاه جوش.



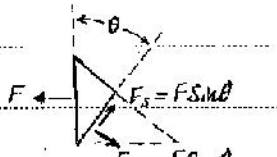
$\rightarrow t = 0.707h = \frac{\sqrt{2}}{2}h$ ضخامت (گلوگاه) جوش

- Parallel weld: $\tau = \frac{F}{0.707hl}$

- Transverse weld:

یا با فون میسز محاسبه می‌کنیم یا با ترسکا!

در هر صورت، تنشی که حساب می‌کنیم، برحسب θ خواهد بود.



می‌خواهیم بیشترین تنش را بیابیم، پس برحسب θ مشتق می‌گیریم و برابر صفر می‌گذاریم.

* فون میسز: $\sigma_e = f_1(\theta) \Rightarrow \frac{\partial \sigma_e}{\partial \theta} = 0 \Rightarrow \theta_{max} = 67.5^\circ \rightarrow F_{max} = 0.46\, S_y hl$

* ترسکا: $\tau_{max} = f_2(\theta) \Rightarrow \frac{\partial \tau_{max}}{\partial \theta} = 0 \Rightarrow \theta_{max} = 67.5^\circ \rightarrow F_{max} = 0.41\, S_y hl$

پس براساس ترسکا کار می‌کنیم، محافظه کارانه‌تر است.

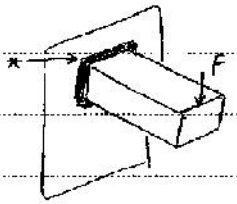
at $\theta = 67.5^\circ \Rightarrow \tau_{max} = 1.207 \frac{F}{hl}$

نکته اشکال در عمل پیش می‌آید: در بسیاری از موارد، در نظر گرفتن هردو تنش عمودی و برشی و مقادیر هر دو را با یک کدام معیار محافظه کارانه‌تر است، مستلزم صرف وقت و هزینه زیادی است.

Page

Subject: طراحی ۲ - سرعت پیچی

Year. Month. Date. ( )



برای مثال سطری * رو در نظر بگیرید. از یک طرف به زاویه 45° و از طرف دیگر 67.5° بند تحلیل شود. تحلیل پیچیده‌ای خواهد بود.

یک فرض محافظه کارانه در نظر می‌گیریم:

* تمام نیرو به صورت تنش برشی در سطح گلوگاه ظاهر می‌شود ($\theta = 45°$)

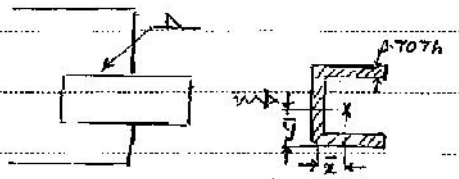
$$\tau = \frac{F}{0.707hl} = 1.414\ \frac{F}{hl}$$

پس از این به بعد، فرض بر این است که در جوش عرضی (ماهیچه‌ای) نیروی محور بر خط جوش، در سطح گلوگاه، تنها تنش برشی ایجاد می‌شود.

۸۹/۱۰/۵

- تحلیل‌های ما در مورد جوش ماهیچه‌ای خواهد بود.
- لزیم فرض می‌کند بارگذاری به گونه‌ای باشد که جوش parallel یا transverse (راستا با سیم) و در هر صورت، تنش را به صورت $\tau = \frac{F}{0.707hl}$ محاسبه می‌کنیم.
- در سر ۵ نوع بارگذاری روی جوش گلویی می‌کنیم، همیشه مساحت گلوگاه ($0.707hl$) یا حال مستطیل به عرض $0.707h$ و طول l را در نظر می‌گیریم.

از آنجا که تحلیل یک صفحه که زاویه 45° با صفحه‌ی کاف دارد، سخت است، همیشه سطح گلوگاه را به صفحه‌ی بار عرض می‌کنیم.



حالا فرض کن یک صفحه به صورت عمود بر ابزار جوش داری:

مرکز سطح این جوش را برای محاسبات لازم داریم. مختصات مرکز سطح

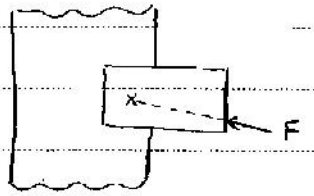
تمام اشکال متداول جوش در صفحه ۲، در جداول ۹.۱ و ۹.۲ آورده شده است.

Subject:

Year . . . Month . . . Date . . . ( )

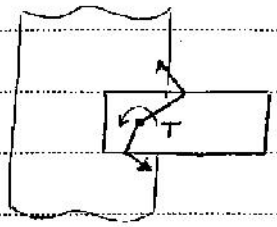
* انواع بارگذاری جوش

۱) جوش تحت یک نیروی گذرنده از مرکز سطح جوش قرار دارد. (امتداد نیرو از مرکز سطح بگذرد) و در این حالت تمام سطح کوتاه به طور یکنواخت تحت یک تنش برشی قرار می‌گیرد.



$$\tau_1 = \frac{F}{0.707hL}$$

۲) جوش تحت یک لنگر یا پیچشی حول مرکز سطح جوش‌ها قرار بگیرد. پیچش توزیع تنش یکنواخت ایجاد نمی‌کند.



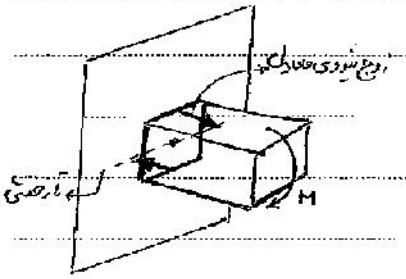
$$\tau_2 = \frac{T.r}{0.707h\,J_u}$$ تنش برشی ناشی

J ها در جدول 9.1 برای اشکال متداول داده شده است. اما J در این جدول‌ها برای عرض واحد جوش داده شده است J_u همان ممان اینرسی قطبی برای عرض واحد جوش ($0.707h = 1$) است، پس کافیست J_u را در $0.707h$ ضرب کنیم.

آن چیزی که باعث می‌شود تنش برشی ناشی یکنواخت نباشد، r یا همان فاصله از مرکز سطح است.

۳) جوش تحت یک لنگر خمشی حول مرکز سطح قرار دارد.

طبیعتاً لنگر خمشی همواره نیرو عمود بر راستای جوش خواهد ای وارد شود.



به صورت محافظه کارانه، فرض می‌کنیم صرفاً در سطح کوتاه تنش برشی ایجاد می‌شود. در مورد لنگر خمشی هم همینطور است!

$$\tau_2 = \frac{Mc}{0.707h\,I_u}$$ ← از جدول 9.2

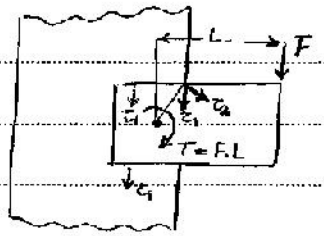
c فاصله‌ی مورد نظر از بار خمشی است.

نقطه‌ی

Subject: طراحی ۲ - سرعت بالا

Year. Month. Date. ( )

۴. جوش تحت یک نیروی عرضی به علاوه‌ی گشتاور پیچشی قرار گیرد



گاهی است یک نیرو، در صفحه‌ی جوش، داشته باشیم که از مرکز سطح بگذرد.

$$F \rightarrow \tau_1 = \frac{F}{0.707 h l}$$

$$T \rightarrow \tau_2 = \frac{(T = FL)_r}{0.707 h J_u}$$

تنش برشی کل، جمع برداری دو تنش بالاست. $\tau = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2 + 2\tau_1\tau_2\cos\theta}$

تحلیل را همیشه براساس نقطه‌ی بحرانی انجام می‌دهیم، تا از سایر نقاط حتماً کمتر باشد.

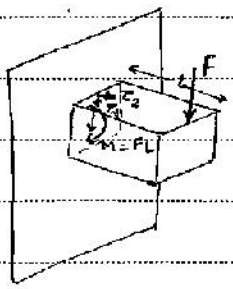
نقطه‌ی بحرانی نقطه‌ای است که دو شرط را داشته باشد:

۱) بیشترین فاصله را از مرکز سطح داشته باشد.

۲) زاویه‌ی بین دو مؤلفه‌ی تنش، کمتر باشد.

• بودن یا نبودن شوری‌های تنش و پیچش مخدوش خط‌های پیوسته است. به همین دلیل در پیچ‌ها که یک محیط پیوسته داریم، اول نیرو را حساب می‌کنیم، براساس آن تنش را محاسبه می‌کنیم.

۵. جوش تحت یک نیروی عرضی به علاوه‌ی لنگر خمشی قرار بگیرد.



نیرو دیگر در صفحه‌ی جوش نیست.

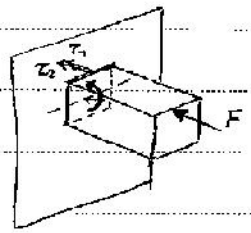
$$F \rightarrow \tau_1 = \frac{F}{0.707 h l}$$

$$M \rightarrow \tau_2 = \frac{(M = FL)\, c}{0.707 h\, I_u}$$

$$\tau = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2 + 2\tau_1\tau_2\cos\theta}$$

Subject:

Year Month Date



در اکثر قریب به اتفاق موارد، از این نوع، مولفه‌های تنش با هم عمود و یا همراستا هستند.

تا اینجا همه‌ی تنش‌ها، استاتیکی بودند و همه‌ی اتفاقات در اثر یک F بود که یک تنش به ما می‌داد! اگر بارگذاری نوسانی شد، جایی که F بین F_{max} و F_{min} بود و همه‌ی σ را هم باید دوباره حساب کنیم.

$F_{min}, F_{max} \Rightarrow \tau_{min}, \tau_{max} \Rightarrow \tau_a, \tau_m$

$$\frac{\tau_m}{S_{su}} + \frac{\tau_a}{S_{se}} = \frac{1}{SF} \quad \text{Goodmann}$$

$S_{su} \geq 0.67 S_u$, $S_{se} \geq 0.58 S_e$

در طراحی سعی داریم از اجزاء حاشیه اجازه بدهیم تنش برشی را به تنش عمودی تبدیل کنیم و از رابطه‌ی تنش‌های عمودی خون‌مسیر استفاده کنیم: ۱) مفتول فنر ۲) پرس پیچ‌ها ۳) جوش‌ها

- خب حالا که تنش را در جوش بدست آوردیم، باید آن را با تنش مجاز جوش مقایسه کنیم

جدول 9.3 مشخصات الکترودها را می‌دهد.

E $\underbrace{\square\square\square}_{S_{ut}\,(ksi)}$ $\square$ $\square$ ← اطلاعات اضافه

- حالا بیایم سراغ تنش‌های مجاز (تفسیر جدول 9.4):

Subject: طراحی ۲ - سربوت پاهی ۴

Year. Month. Date. :)

الف) استاتیکی

- توزیع تنش یکنواخت
  - جوش
    - برشی: $\tau_{all} = 0.3 S_{ut}$ elec. (batt + Fillet)
    - عمودی butt: $\sigma_{all} = 0.6 S_y$ elec.
    - کششی: $\sigma_{all} = 0.9 S_y$ elec.
  - ورق
    - جوش اتصال
      - برشی: $\tau_{all} = 0.4 S_y$ weakest †
      - عمودی: $\sigma_{all} = 0.6 S_y$ weakest
    - ورق
      - برشی: $\tau_{all} = 0.35 S_y$ base
      - عمودی: $\sigma_{all} = 0.6 S_y$ base
- توزیع تنش غیریکنواخت
  - جوش: $\tau_{all} = 0.58 S_y$ elec.
  - ورق اتصال
    - عمودی: $\sigma_{all} = S_y$ weakest
    - برشی: $\tau_{all} = 0.58 S_y$ weakest

ب) نوسانی

همواره مشخصات ضعیف‌ترین عضو

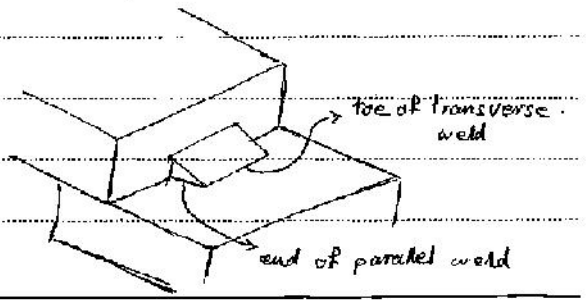
S_e: $k_a = 272 (S_{ut})^{-0.995}$

$k_b = \begin{cases} 1 & \text{توزیع تنش یکنواخت} \\ \left(\frac{de}{7.62}\right)^{-0.107} & \text{" " غیر " "} \end{cases}$

$k_c, k_d, k_e = 1$

k_{fs} از جدول 9.5 خوانده شود.

$k_f = \frac{1}{k_{fs}}$



PqPCO

† ورق: یعنی از بین جوش و ورق ضعیف‌تر بود!

Subject:
Year Month Date ( )

مسایل: 9.7 و 9.22 و 9.25 تکلیف دو هفته بعد (سری اول)

مثال‌ها: 9.1 و 9.5 و 9.6 نیروی کاملا معکوس شونده : alternating force

۸۹/۷/۱۵

۲ طراحی یاتاقان‌ها

یاتاقان‌ها اجزایی هستند که ضمن اینکه هم محور اجازه‌ی حرکت می‌دهند، بار موجود روی آن را به بدنه منتقل می‌کنند.

انتقال بار موجود روی محفظه‌ی متحرک به بدنه:

از طریق عناصر غلشی: یاتاقان‌های غلشی — Rolling Bearing

از طریق لایه‌ای از سیال: یاتاقان‌های لغزشی — Sliding Bearing

حالا یک مقایسه‌ای بین انواع یاتاقان بپردازیم.

هنگام طراحی یاتاقان، فرض بر این است که یک سری مقدمات نظیر محل یاتاقان‌ها، تعداد یاتاقان‌ها، بارهای وارد بر یاتاقان و نظایر آن معین باشند. این‌ها پیش‌نیازهای طراحی یاتاقان هستند و باید باشند.

براساس این مقدمات می‌آییم بین این دو نوع یاتاقان انتخاب می‌کنیم. معیارهایی که معمولاً در نظر می‌گیریم برای این دو یاتاقان متفاوت هستند.

Subject: طراحی ۲ - سیستم‌های خاص

Year Month Date ( )

	غلتشی	لغزشی
1) تحمل بار:	مناسب برای بارهای سنگین و ضربه دار و با تعداد دفعات راه اندازی زیاد در شرایط خاص، بار محوری می‌تواند تحمل کند.	برای بارهای کم و سبک (در ابتدای حرکت مشکل دارد) به هیچ وجه نمی‌تواند بار محوری تحمل کند.
2) گشتاور راه اندازی:	کم	زیاد
3) ضریب اصطکاک:	$\mu = 0.002 \sim 0.005$ (اصطکاک غلتشی) بازده بالای ۹۰ درصد	$\mu = 0.13 \sim 0.3$ (اتلاف توان این نوع خیلی زیاد!)
4) سادگی طراحی:	از جدول انتخاب می‌کنیم - جنبه استاندارد دارد	طراحی پیچیده دارد و نیاز به ساخت دارد!
5) محدودیت سرعت:	به دو دلیل خستگی و گریز از مرکز، محدودیت سرعت دارد.	محدودیت که نداره هیچ‌چی، هرچه سرعت بیشتر میشه بهتره کیف می‌کند، تنها دلیل محدودکننده افزایش دمای روغنه!
6) عمر:	محدود به عمر خستگی	نامحدود (اگر درست طراحی شود)
7) سروصدا:	بیشتر	کمتر
8) حیدا کنندگی:	کم	زیاد
9) قیمت:	زیاد	کم

Subject:

Year: Month: Date: ( )

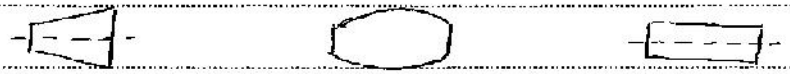
معمولاً در طول سال‌ها طراحی، در اکثر موارد، در محل یاتاقان غلتشی انتخاب می‌کنیم.

طراحی یاتاقان‌های غلتشی

- دسته‌بندی این یاتاقان‌ها براساس نوع عنصر غلتنده می‌تواند به صورت زیر باشد:

۱) ساچمه (Ball Bearing):

۲) غلتک (Roller Bearing):



وقتی می‌خواهیم در حضور چرخش، محور رحا انحراف هم بدهد.

spherical Roller

۳) سوزنی (Needle Bearing):

همان غلتک است با غلتک‌های نازک!

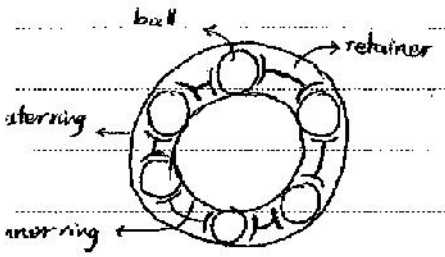
- دسته‌بندی براساس نوع محل بار:

۱) شعاعی — ساچمه‌ای / غلتکی — Radial B.

۲) محوری (تراست) — Thrust B.

۳) مخروطی — Tapered B.

* برای اینکه فاصله‌ی بین roller ها، حفظ شود و بهم نخورند،



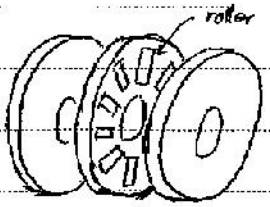
از کیج یا cage یا retainer استفاده می‌شود.

یک بلبرینگ ساده (شعاعی)

برای اینکه از ورود عنصر خارجی به میان roller ها جلوگیری شود، یا از sheild استفاده می‌کنند که از ورود عناصر و ذرات درشت جلوگیری می‌کند و یا به طور کامل آب‌بندی یا seal (حتی در مقابل آب و گاز) می‌کنند.

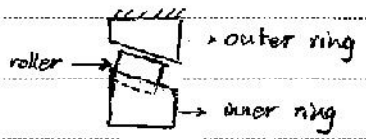
از یک سایزی به بعد، یک عدد روی بلبرینگ می‌نویسند که اگر دو رقم آخر آن را در ۵ ضرب کنیم، قطر حلقه‌ی داخلی بدست می‌آید. (از 17mm به بالا)

* باتحمل کف کرد به هیچ وجه در برابر بارهای محوری مقاومت می‌کند. یک رینگ شامل roller ها با مرکز بین دو رینگ دیگر قرار می‌گیرد. در این نوع گرها دو ردیف رینگ‌ها از هم جدا بود.



* باتحمل مخروطی در جهت شعاعی و در جهت محوری (در یک جهت) بار را تحمل می‌کند.

(Tapered Bearing)

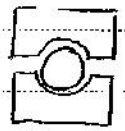


* تاهی برای صوت عجیبی در مصرف (!) یا محدودیت فضا، یکی از این اجزاء رینگ داخلی و خارجی و roller و ... ایجاد، ممکن است حذف شود.

Subject:

Year ... Month ... Date ... ( )

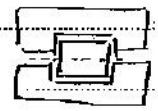
* در یاتاقان شعاعی نوع ساچمه‌ای:



- مسیر گردی ها groove (شیار) یا race way می گویند.

در این نوع، چون گردی ها در هر جهتی می توانند بچرخند، اصطکاک ندارند،

تا حدی می توانند بار محوری هم تحمل کنند.



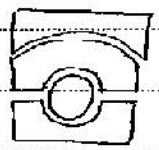
* یاتاقان های شعاعی نوع غلتشی چون در راستای محوری خیلی اصطکاک دارند، اگر بار محوری به آنها وارد شود، خیلی زود از بین می روند.

* یاتاقان ها می توانند به صورت تک ردیفه یا چند ردیفه قرار بگیرند.

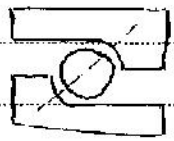
* یاتاقان شعاعی ساچمه‌ای می توانند به اندازه‌ی درجه‌ی محدودی بچرخد و مثل لولا عمل کند ولی به دلیل وجود retainer ها، این چرخش بسیار کوچک و محدود است.

* اگر به دلیلی، مثلاً جلوگیری از deflection محور، مجبور باشیم انحراف محور داشته باشیم، از یاتاقان های خود تنظیم یا self aligning استفاده باید بکنیم.

در این یاتاقان ها، معمولاً یا سطح رینگ داخلی را تغییر می دهند یا سطح رینگ خارجی را.



* نوع دیگری یاتاقان به نام angular contact هم وجود دارد



این هم بار محوری را فقط در یک جهت تحمل می کند.

Subject: 9 طراحی ۲ - سرعت پایین

Year. Month. Date. ( )

۸۹/۰۷/۱۵

- بارگذاری استاتیکی ← ظرفیت تحمل بار استاتیکی C_0
- بارگذاری دینامیکی ← ظرفیت تحمل بار دینامیکی C_{10}

اگر حرکت جسم و نوسانات محدود باشد، بارگذاری دینامیکی است.

بارگذاری استاتیک زمانی است که سرعت گردش خیلی کم تر از $n \leq 10rpm$ باشد، بطوری ایجاد می کند که باعث می شود بر آن استاتیک گویند

مکانیزم شکست در بارگذاری های استاتیکی و دینامیکی متفاوت است. معیارهای شکست در بارگذاری استاتیکی، استاتیک است مانند پدیده

غلتک، خورد می شود و می ترکد. در بارگذاری های دینامیکی، یک جسم خارج است. یخ می شود و contact point تبدیل می شود

$n > 10rpm$ بارگذاری دینامیکی $n \leq 10rpm$ بارگذاری استاتیکی contact surface

یخ شدن و ذوب شدن مکرر، ایجاد خستگی می کند. مرکز تنش به خاطر تغییر ناگهانی خرم به وجود می آید. ترک به وجود می آید.

و شکست خستگی ناشی از تخریب ضعیف است. عامل مرگ مانند در بارگذاری های دینامیکی، تخریب سطحی و

پدیده ی pitting است.

برای تعیین ظرفیت تحمل بار استاتیکی، از بین قطعات کارخانه 100تا را به صورت رندوم انتخاب می کنیم، و وقتی 10 تا شکست یا یک بار استاتیکی، به آن بار، ظرفیت تحمل بار استاتیکی (C_0) می گویند. این یعنی 90٪ تحمل

می کند این بار را (برحسب kN و ... داده شده در کاتالوگ)

یک توافق بین المللی بین تمام شرکت های بلبرینگ ساز هست برای اینکه بتوانند جداول و محاسبات آنها

را مقایسه کرد. بنابراین توافق عمر معیار برای بلبرینگ را برابر $L_{10} = 10^6$ در نظر می گیرند.

ظرفیت تحمل بار دینامیکی عبارت است از بارهایی که تحت آن بار حداقل 90٪ است بلبرینگ های

PqPCO

Subject:
Year Month Date ( )

تولید شده، 10^6 سیکل بی‌دردسر باشد.

دلیل ناملداری C_{10} است که به دهک بالای بلبرینگ‌ها میگفتند.

* فرض کن یک بلبرینگ تحت بارگذاری استاتیک قرار دارد.

① باید بدانیم وقتی می‌گیم بلبرینگ فقط منظورمون خود بلبرینگ هست یا وقتی می‌گیم یاتاقان، منظورمون بلبرینگ به علاوه‌ی جزئیات دیگر مثل پوسته و sealing و نظایر آن است.

② درست برعکس تصور ما، به دلیل آنکه پدیده‌ی pitting مقاومت از تنش‌های عادی است، ظرفیت تحمل بارگذاری دینامیکی بلبرینگ بیشتر از استاتیکی است.

برای اینکه یادت بمونه، تصورکن در بارگذاری استاتیکی، فرصت deformed شدن مقدار بیشتر از دینامیکی است.

خلاصه بحثمون روی یاتاقان‌ها شعاعی است. در آزمایش‌ها با بارشعاعی محض جداول را تنظیم می‌کنیم. حالا اگر بار محوری داشتیم، باید یک بار معادل شعاعی تعیین کنیم.

الف - استاتیکی (در کتاب نیست)

$$F_e = X_o F_r + Y_o F_a$$

$$X_o, Y_o = \begin{cases} 1, 0 & \frac{F_a}{F_r} \le 0.8 \\ 0.56, 1.4 & \frac{F_a}{F_r} > 0.8 \end{cases}$$

به عبارت دیگر، اگر بار محوری کمتر یا مساوی 0.8 بار شعاعی بود، تأثیری در بارگذاری ندارد.

نحوه‌ی اعمال بار (مثلاً بار کنواخت و هیستگی و همراه با شوک) هم در بارگذاری روی یاتاقان

RAPCO

Subject: 10 طراحی ۲ - سرعت بالا

Year. Month. Date. ( )

خیلی تأیید دارد. که application factor برعین دینا تعریف می‌کند (T 11-5:f).

پس برای انتخاب بلبرینگ:

۱. F_a و F_r را معین می‌کنیم.

۲. F_e را معین می‌کنیم.

۳. $f.F_e \le C_0$ بتوجه به این شرط با توجه به محل مورد نیاز، اولین بلبرینگ

با C_0 بزرگتر $f.F_e$ را انتخاب می‌کنیم. هرچه ظرفیت بیشتری انتخاب شود، سنگین‌تر و گران‌تر

خواهد بود.

حواست به این باشد که roller bearing ها اصلاً F_a تحمل نمی‌کنند! کرل نخوری!

* فرض بلبرینگ تحت بارگذاری دینامیکی قرار دارد. (در کتاب هست)

ب - دینامیکی

در کتاب معمولاً هرجا F_e نوشته است فرض بر این بوده که بار یکنواخت بوده و اگر جزئی بود خدمت بدهیم

f در F_e ها ضرب کنی! (اینجا هم همینطور)

L ها برحسب دور هستند.

$F_e L^{1/a} = const.$

$\frac{F_{e1}}{F_{e2}} = \left(\frac{L_2}{L_1}\right)^{1/a}$ یا $\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{F_{e1}}{F_{e2}}\right)^{a}$ $\quad a = \begin{cases} 3 & \text{ساچمه‌ای} \\ 10/3 & \text{غلتکی} \end{cases}$

برای بدست آوردن عمر بلبرینگ برحسب ساعت (n سرعت چرخش):

$L_h = \frac{L}{60n}$

$L_2 = L_1\left(\frac{F_{e1}}{F_{e2}}\right)^{a} \Rightarrow L_2^h = \frac{L_1}{60n}\left(\frac{F_{e1}}{F_{e2}}\right)^{a}$

Subject:
Year Month Date ( )

معمولاً یکی از حالت های 1 و 2 را معیار در نظر می گیرند: ($C_{10} \rightarrow 10^6$)

زمانی که بلبرینگ را انتخاب کردی و بارگذاری رو هم داری:

$$L_2^h = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C_{10}}{f.F_e}\right)^a$$

چون بار را کمتر از مقدار گرفته ایم، با توجه به رابطه بالا عمر کمتر از عمر مفید بدست می آید. بیشتر

حالا بیایم بلبرینگ رو خطر انتخاب کنیم:

F_e را جداً می گیم خطر حساب کنی!

$(C_{10}$ حداقل ظرفیت دینامیکی مورد نیاز) $= f.Fe^{des}\left(\frac{L_{des}^h \times 60n}{10^6}\right)^{1/a}$

حالا می روی بلبرینگی را انتخاب می کنی C_{10} آن بزرگتر از این حداقل ظرفیت (C_{10}) باشد.

این بحثی که گفتیم برای reliability برابر 90٪ است. در مسائل اگر غیر از 90 درصد بود، بحثال می شویم.

۹۹, ۱۰, ۱۹

حداقل C_{10} مورد نیاز $= f.Fe^{des}\left(\frac{L_h^{des} \cdot 60n}{10^6}\right)^{1/a}$

$$L_h = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C_{10}}{f.F_e}\right)^a$$

اگر بایاتان را داشته باشیم و بخواهیم بایاتان را بخواهیم از این فرمول استفاده می کنیم.

$n = rpm$

جدول 11-2 * جدول 11-3 ← غلطکی roller bearing

↳ مقادیر C_0 و C_{10}

F_e: بار معادل سکانی $\Longleftarrow$ $F_e = X.V.F_r + Y.F_a$

↳ سکانی ↳ محوری

V { 1 رینگ داخلی بچرخد ; 1.2 " خارجی بچرخد

این فرمول بخوان و بیاری است.

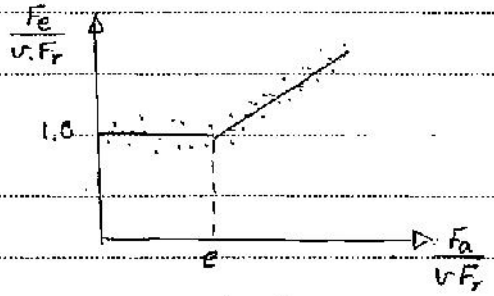
X و Y ضرایب توزیع بار هستند. deformation نشان از غلتش و غلتش است.

Subject: طراحی ۲ - مربعی پیاهی

Year. Month. Date. ( )

دقت کنید که حرکت بلبرینگ ها ناشی از غلت زدن ساچمه ها است و در هر دوری که می زنند، دوبار تحت deformation قرار می گیرد. هر رینگی که بچرخد، ساچمه در هر دور محور، به اندازه ی محیط آن رینگ غلت می زند. پس چرخش رینگ خارجی، خرابتر است.

* آزمایش های انجام شده روی بلبرینگ ها را در قالب نمودارهای مختلف نشان می دهند که بهترین آن به صورت زیر است:



در بارگذاری استاتیکی به جای e، عدد ثابت 0.8

داشتیم ولی در دینامیکی، e یک تابع است و در واقع یک محدوده داریم. $(0.19 < e < 0.44)$

تابعی از $e = f\left(\frac{F_a}{C_0}\right)$

در جدول ۱-۱۱ (که از جداول هم این فصل است)، این ضرایب X و Y را داده است.

پس روال کار بدین صورت است:

۱) براساس قطر محور، یک یاتاقان انتخاب می کنیم و مشخصات آن را می خوانیم.

۲) نسبت $\frac{F_a}{C_0}$ را تشکیل داده و براساس آن، از جدول ۱۱.۱، e مربوط به آن را می خوانیم. اگر مقدار $\frac{F_a}{C_0}$ کمتر از کوچکترین مقدار جدول یا بیشتر از آخرین مقدار آن بود، همان آخرین مقدار را در نظر می گیریم.

۳) F_e را براساس جدول ۱۱.۱ تشکیل می دهیم.

۴) با استفاده از فرمول ها، حداقل C_{10} مورد نیاز را محاسبه می کنیم.

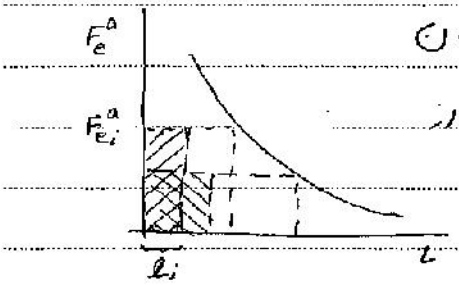
Subject:
Year Month Date

5) اگر c_{10} بلبرینگ انتخاب شده، بیشتر از این مقدار بود که مسئول حلقه و اگر کمتر بود، آن رویکرد سراغ یک بلبرینگ دیگر.

در کتاب برای هر مقدار محور خط یک بالاتان به جدول هست ولی در دنیای واقعی دست ما باز است.

* در بسیاری از کاربردها، F_e با زمان ثابت نیست و بارگذاری ها دارد با زمان تغییر می کند.

گفتیم که رابطه‌ی $F_e \cdot L = const$ برقرار است یا $F_e^a \cdot L = const$ که مخرجی سبب زیر خواهد داشت:



اگر قرار دهیم $F_e^a \cdot L = const = c_{10}^a \times 10^6$، منحنی بدست آمده، همان منحنی خرگ خطی خواهد بود حالا اگر با بار F_e کمی کمتر از بحرانهای پیش برویم و بارگذاری را تغییر دهیم، هرکدام از این مستطیل های $F_{e_i}^a \cdot l_i$ را، damage وارد شده در حقه در نظر می گیرد و می گوید:

$$D_{total} = (a_1 F_{e_1})^a l_1 + (a_2 F_{e_2})^a l_2 + \dots = F_{eq}^a (\Sigma l_i)$$

که در آن a_i ها همان load factor ها (f_i) هستند و l_i ها عرض شده در هر بارگذاری است.

$$F_{eq} = \left[\frac{\Sigma (a_i F_{e_i})^a \cdot l_i}{\Sigma l_i} \right]^{1/a} = \left[\Sigma \frac{l_i}{\Sigma l_i} (a_i F_{e_i})^a \right]^{1/a}$$

$$= \left[\Sigma f_i (a_i F_{e_i})^a \right]^{1/a}$$

↳ Table 11.5

PAPCO

Subject: طراحی ۲ - سرویس پیچ ۱۲

Year. Month. Date. ( )

● بسته به نوع بارگذاری ، تکرار شونده یا نشونده ، از یکی از روش‌های زیر استفاده می‌کنیم :

۱) حداقل C_{th} مورد نیاز را بدست می‌آوریم (بدون load Factor هست این مرحله چون قبلاً در دل F_{eq} اعمال شده)

حداقل C_{th} مورد نیاز $= F_{eq} \cdot \left(\frac{L_h^{des}}{10^6} \cdot (60n) \right)^{1/\alpha}$

● اگر بارگذاری عامر صورت پریودیک و تکرار شونده باشد تا آخر عمر قطعه (مثل چرخ دنده زنبال سنگ ← اون کاری ها) از روش سوم استفاده می‌کنیم .

۲) ولی اگر بارگذاری تکرار شونده نباشد و قطعه‌ی از عمرش را تحت یک بار و بخش دیگری را از یک بار از نوع دیگه داشته باشد و همینطوری ، فقط ۳ یا ۴ نوع بارگذاری را تجزیه کند تا عمرش بالاخره تمام شود ، از قانون هایز استفاده می‌کنیم :

$$\frac{l_1}{L_1} + \frac{l_2}{L_2} = 1.0$$

۳) برای زمانی که بارگذاری روی یاتاقان در مقاطع زمانی خاصی تکرار شود :

برای هر $a_i F_{eq}$ ← با جدول را حساب می‌کنیم و بعد از قانون هایز استفاده می‌کنیم :

$\frac{1}{\alpha}$: تعداد دوره‌های تناوب تا شکست

$$\sum \frac{l_i}{L_i} = \alpha \rightarrow L_{کل} = \frac{\sum l_i}{\alpha}$$

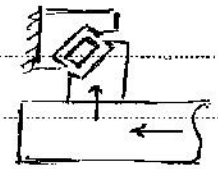
در روش اول ، اگر تاریخچه‌ی زمان کارکرد قطعه را از قبل بدانیم ، می‌شود از آن بهره برد .

* اگر بار محوری هم داشته باشیم و مطمئن باشیم جهت آن همیشه در یک سمت ثابت باشد ، یک یاتاقان مخروطی کافی است . اگر جهت بار تغییر کند ، می‌شود از دو یاتاقان استفاده کرد . یا هر دو

Subject:

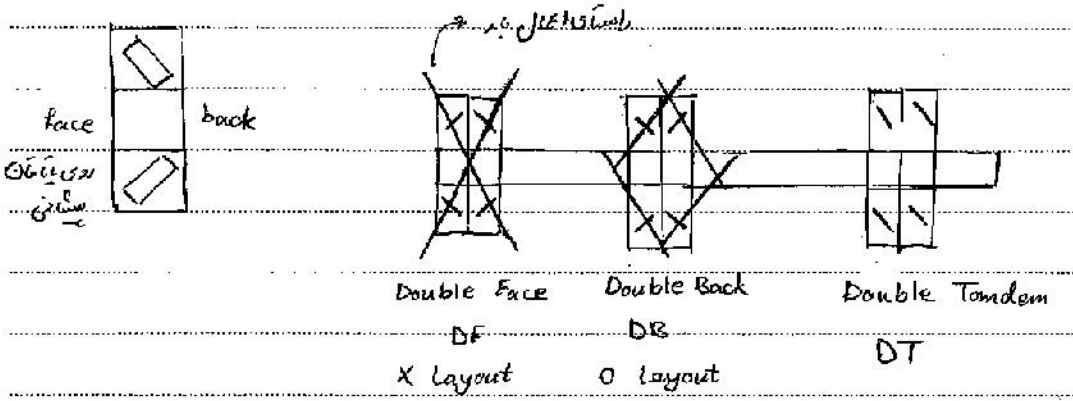
Year: Month: Date:

یاتاقان را نمی‌توانیم در دو سر محور بگذاریم و مجبوریم حرکت را در یک طرف محور نگه داریم.



این می‌تواند به دلیل محدودیت فضا در یک سر محور، یا کم بودن ظرفیت یاتاقان‌های مورد استفاده و یا برای جلوگیری از تغییر شکل و شکم دادن محور باشد.

- نحوه‌ی مونتاژ دو یاتاقان مخروطی با تماس زاویه‌ای



از DT فقط برای وقتی که فقط در یک جهت نیروی محوری داشته باشیم، می‌شود استفاده کرد.

همانطور DB بیشترین صلبیت زاویه‌ای را نسبت به دو آرایش دیگر ایجاد می‌کند.

- نحوه‌ی جا زدن یاتاقان روی محور:

- در محور متحرک، رینگ دوار به صورت Press Fit روی محور جا می‌خورد.

- رینگ ثابت هم به صورت push Fit جا می‌خورد (با فشار دست به راحتی جا می‌خورد)

باید مکانیزم یاتاقان را از روی جدول بخوانیم و مکانیزم محور را جوری تعیین کنیم که رینگ مورد نظر به صورت push fit یا press fit جا بخورد.

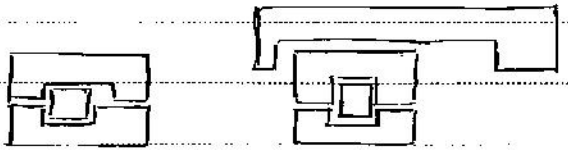
Subject: ۱۳ طراحی ۲ - سری‌های ناصحی

Year. Month. Date. ( )

برای مطالعه یاتاقان در راستای محوری هم برو بخش ۱۱.۱۲ کتاب یا سایت بلبرینگ سازها

ببین.

* اگر ممکن است به دلیل مثلاً اختلاف دما، محور دچار تغییر طول شود، از اینکه یاتاقان‌ها روی محور محکم شده‌اند، برای جلوگیری از کرانش محور (Elongation Compensation) چند راه هست



تغییر شکل housing تغییر شکل رینگ

* مسائل: ۱۱.۶ و ۱۱.۱۱ و ۱۱.۱۸ و ۱۱.۱۹ (سری دوم)

* مثال: ۱۱.۱ و ۱۱.۴ و ۱۱.۵

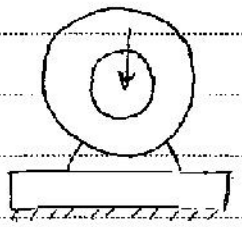
۱) طراحی یاتاقان‌های لغزشی Sliding Bearing

- Journal Bearing: این‌ها محورها را که حرکت دورانی دارند با لقی در بر دارند.

ما با این‌ها کار داریم. حرکت خطی بدون اصطکاک را بی‌خیالیم

- Sleeve Bearing:

* روانکاری: Lubrication



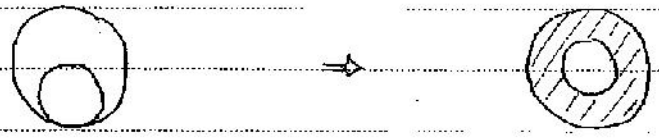
ما روی زیر مجموعه‌ای از روانکاری که روغن‌کاری است مطالعه می‌کنیم.

انواع روانکاری به دو گروه زیر تقسیم‌بندی می‌شود:

Subject:

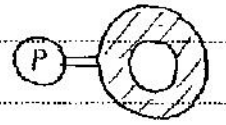
Year Month Date ( )

۱) Hydrodynamic lub. : در این فشار ایجاد شده توسط سیال برای بالا نگه داشتن محور در وسط کافی باشد، روانکاری از این نوع است.



با حرکت محور، فشار سیال محور را بالا می‌کشد — در ابتدا که گردش نداریم، محور پایین افتاده!

۲) Hydrostatic lub. : در این نوع روانکاری، فشار ناشی از حرکت سیال برای بالا نگه داشتن محور کافی نیست. به این منظور پمپ می‌گذاریم و روغن را با فشار پمپ می‌کنیم و محور را بالا می‌بریم. در اینجا فشار هیدروستاتیک اضافه کردیم.



Hydrostatic lubrication

نوع دیگر روانکاری، Elasto-hydrodynamic lub. است. در این حالت تغییر شکل الاستیک ایجاد می‌شود و روغن در پایین جای می‌گیرد. هم فشار روغن و هم تغییرات شکل الاستیک باعث ورود روغن در آن زیر می‌شود.

نوع دیگر، Solid film lubrication است که در این جا به جای روغن از جامد استفاده می‌کنیم که اصطکاک کمی هم ایجاد می‌کند. این جامدها، babbit، graphite، teflon و ... می‌توانند باشند. در این نوع همیشه جامد، زیر محور وجود دارد!

• Hydro dynamic lubrication

در این جا، روانکار ما روغن صبغتی است. روغن‌ها را براساس نوع جنس تقسیم‌بندی می‌کنند. گرانروی با غلظت یکی نیست، خواست باشد!

Subject: 14 طراحی به کمک رایانه

Year. Month. Date. ( )

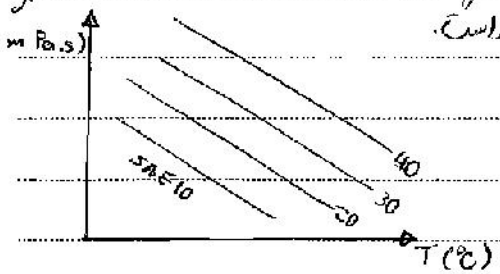
لزجت یا گرانروی (viscosity) $\tau = (\mu)\frac{du}{dy}$

در سیستم SI ، واحد لزجت pa.s است

مقدار لزجت برخی از مواد به صورت زیر است :

آب	$\mu = 0.83$ m.Pa.s	$1\ m.Pa.s = 6.89 \cdot \mu\ Reyn$ (میکرو رینی)
بنزین	$\mu = 0.4$ "	
آب	$\mu = 0.7$ "	
روغن	$\mu = 70$ "	

مؤسسه SAE ، روغن ها را دسته بندی کرده است و شماره گذاری نموده است به رده بندی روغن ، روغن گرید (grade) می گویند.

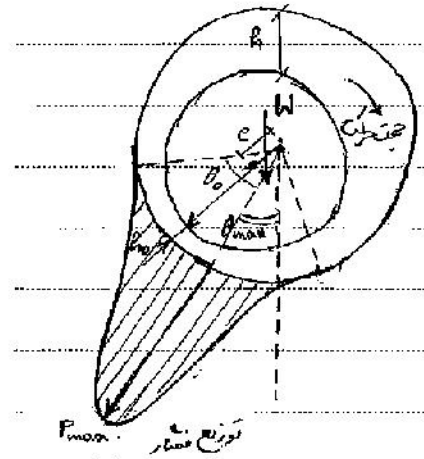


هر چه grade روغن بالاتر برود ، روغن گرانروی بیشتری خواهد داشت.

- در محدوده 15-12 کلاب ، مقادیر μ روغن های مختلف برحسب دما (°C) آورده شده است.

* نزدیک ترین نقطه ی قسمت داخلی یاتاقان به محور پمپ ، دقیقاً در زیر قرار ندارد ، حدوداً انحناست.

نقطه ناصاف هردو محور درون و خارج یکی است ولی نقطه واقعی تماس فرق دارد.



e : خروج از مرکز

h_0 : حداقل ضخامت روغن

h : ضخامت لایه روغن

d ← قطر ناصاف محور و یاتاقان

لقی شعاعی $c_r = \frac{\text{قطر واقعی محور } d - \text{قطر واقعی یاتاقان } d}{2}$

l : طول یاتاقان

W : بار وارد بر یاتاقان

PqPCO

Subject:

Year, Month, Date: ( )

در حقیقت بار به محور وارد می‌شود که در محل یاتاقان، به یاتاقان منتقل می‌شود.

$P = \frac{W}{ld}$ بار واحد یاتاقان

بار بر واحد سطح تصویر شده‌ی یاتاقان

- در جدول 12-5، نمونه‌های واقعی برای مقادیر این پارامتر، برای مصارف صنعتی آورده شده است.

- مرکز محور و یاتاقان روی هم نمی‌افتند و خروج از مرکز داریم.

* بی‌بعد می‌کنیم:

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

c در این ثابت است ولی e متغیر است. در ابتدای حرکت، مقدار e، max است.

* $\frac{h_0}{c}$ بی‌بعد شده‌ی حداقل ضخامت لایه‌ی روانکار

زمانی که دو محور هم‌مرکز باشند، e صفر است و h_0 بالقوه برای می‌شود.

$h_0 + e = c$

اگر h_0 صفر شود هم که $e=c$ می‌شود دیگر!

$\rightarrow \frac{h_0}{c} + \frac{e}{c} = 1$

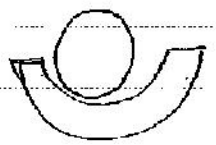
- فشار در روغن روانکار که فشار gage است، هم مهم است. توزیع فشار هم مهم است.

- ماکزیمم بودن در یاتاقان برقرار نیست. در پایین‌ترین نقطه که مقطع کوچک‌ترین است و سرعت بیشترین است، فشار از همه کمتر نیست ولی حداکثر فشار در نقطه‌ای که h_0 داریم، نیست، یک جای دیگر ولی همان اطراف است!

حداقل فشار هم صفر است چون فشار نسبی است.

در جاهایی که فشار نسبی صفر است، اگر سوراخ کنیم یا جهت بالایی این را برداریم، اتفاقی نمی‌افتد. به این نوع یاتاقان partial bearing می‌گویند.

اگر اینطور نباشد، به یاتاقان 360° (Full) bearing



Subject: طراحی ۲ - سرعت‌های بالا
Year Month Date

می‌گویند. این یاتاقان‌های لغزشی داغ می‌کنند اگر بالاسری رو باز بگذاریم، کمتر داغ می‌کند.

$\frac{r}{c}$ = نسبت لقی (d/2) و $500 \le \frac{r}{c} \le 1000$

این یاتاقان خیلی دقیق تره دیگه! ← این کارا رو نمی‌کنیم!

Q دبی روغن

Q_s دبی روغن نشتی

T_o دمای ورودی روغن (دمای محیط (ساده!)) — T_o دست ما نیست معمولاً. T_{max} را ما تعیین می‌کنیم.

T_{max} دمای روغن در اوج کار

ΔT و T_{ave} برای ما مهم است.

$\Delta T = T_{max} - T_o$

این یاتاقان‌های لغزشی برخلاف غلتشی‌ها، اصطکاک و اتلاف هم دارند. این یاتاقان‌ها خیلی خیلی ارزان‌تر از بلبرینگ‌ها استفاده می‌شوند.

$T_{ave} = T_o + \frac{\Delta T}{2}$

$P_{loss} = \underbrace{f}_{\text{نیروی اصطکاک}} \cdot W \cdot \underbrace{r \cdot \omega}_{\text{گشتاور اصطکاکی}}$ توان تلف‌شده

f = ضریب اصطکاک ($W\downarrow$)

آقای Petroff به فکر پیدا کردن f افتاد. رابطه‌ای Petroff که بدست آورد، الان از نوع اصلاح شده‌ش آن استفاده می‌شود.

$\tau = \mu \cdot \frac{u}{h} = \mu \frac{2\pi r \cdot n}{c}$ (rps)

$\tau \times \underbrace{2\pi r l}_{\text{سطح}} \times r = T$ گشتاور اصطکاکی (1)

$P = \frac{W}{2rl} \Rightarrow W = 2rlp \Rightarrow T = f \cdot 2rlp \cdot r$ (2)

(1) , (2) $\Rightarrow f = 2\pi^2 \frac{\mu n}{p} \frac{r}{c}$ به این معادله یاتاقان می‌گویند.

آقای petroff این کار را کرد که رابطه‌ی خیلی ساده‌ای است. این معادله، معادله‌ی petroff است.

f در این جا هم بی‌بعد است.

PqPCO

Subject:

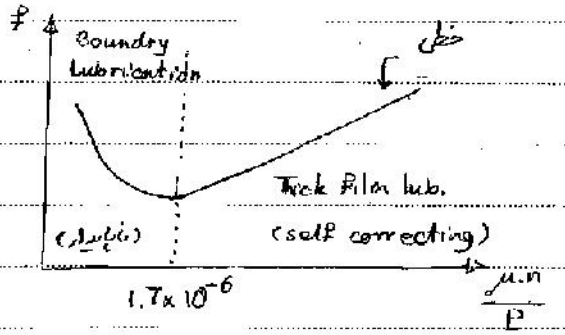
Year Month Date ( )

۸۹/۰۷/۲۶

آقای Petroff آمد یک آزمایشی انجام داد.

$$P = \frac{W}{ld} \quad , \quad f = 2\pi^2 \frac{\mu n}{P}\left(\frac{r}{c}\right)$$

یک بار به اندازه‌ی کافی روغن در یاتاقان ریخت توی یاتاقان



(thick film lubricating) یک بار هم به روغن کاری کرد. یعنی یکی از سه عامل W، n (سرعت پایین) و P رو دست کاری کرد.

↳ بار خیلی زیاد باشه روی یاتاقان!

به هر دلیل عددی بعد $\frac{\mu.n}{P}$ باید پایین بیاد، می‌رسه به مرز حدی و دیگه روغن کاری هیدرودینامیک نخواهد بود.

نتیجه‌ی آزمایش در نمودار بالا آمده است. همانطور که می‌بینی رابطه‌ی خطی بدست آمده، منطبق برای روغن کاری خوب صادق است.

روغن کاری به ⇐ بالا رفتن ضریب اصطکاک ⇐ گرم شدن روغن ⇐ کم شدن μ ⇐ بدتر شدن اوضاع

در ناحیه‌ی روغن کاری خوب، اغتشاش کم ایجاد شود، واکنش سیستم آن اغتشاش را تصحیح و جبران می‌کند ولی در ناحیه‌ی بد، اگر یک اغتشاش از طرف محیط صورت بگیرد، سیستم توانی عکس‌العمل نشان می‌دهد که اوضاع بدتر می‌شود.

∴ پس روغن کاری خوب اهمیت دارد!

☺ حالا ببینیم معیار ما برای طراحی یاتاقان لغزشی چه باید باشد؟!

آقای Trumpler خیلی ماهرید در طراحی یاتاقان، برسری تو صبیه کرد به آیندگان!

PaPCO

Subject: طراحی با سرعت بالا

Year Month Date

نکته: حداقل ضخامت لایه روغن : $h_0 \geq 0.00004\,d + 0.005$ mm

دلیل این اعداد این است که هرچه قدر هم که روی یاتاقان صیقل داده شده، باز هم وقتی که روغن بهزیم فشرده می‌شود، یک لایه آهن از سطح خلل جدا می‌شود و اعداد بالا براساس ابعاد همین ذرات آهن کنده شده است.

وقتی هم اگر خیلی بالا برود، ساختار مولکولی روغن تغییر می‌کند، این آقا دمای در محدوده‌ی زیر را به‌عنوان T_{max} پیشنهاد داد:

$T_{max} < 93 \sim 121 \rightarrow 107^{\circ}C$ $\quad T_o + \Delta T$

$T_{ave.} < 77^{\circ}$ $\quad T_o + \frac{\Delta T}{2}$

توصیه‌ی دیگر او این بود:

$SF \geq 2$

$P = \frac{W}{ld} < 2$ MPa (محاسبه‌ی این سخت)

ولی برای اینکه شرایط بالا را بتوانیم چک کنیم، حداقل سه‌تا پارامتر مثل h_0 رو باید داشته باشیم. h_0 مثلاً خودش به توزیع فشار بستگی دارد. یه لیست پارامترها هم هست که باید در بیاریم که در راس آن همین توزیع فشار است.

مثلاً برای توزیع فشار اگر المان بگیریم و این حرفا، معادله‌ی زیر حاصل می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x}\right) - \frac{\partial}{\partial z}\left(h^3 \frac{\partial P}{\partial z}\right) = -6\mu\omega \frac{\partial h}{\partial x}$$

این معادله که حل می‌شود، حل رینولدز آمد. طول یاتاقان را بی‌نهایت گرفت و از $\frac{\partial}{\partial z}$ صرف‌نظر کرد. یک سری فرض‌های ساده‌ساز دیگه هم می‌کنند و این معادله را در حالت خاص حل می‌کنند.

PAPCO

Subject:

Year: Month: Date: ( )

دو نفر به نام های Raimondi و Boyd آمدند با آزمایش و شبیه سازی کوشش های بسیار دقیق، برای $\bar{N}$ پارامتر S، P_{max}، h_0، Q، Q_s، f، ΔT، θ_{max}، θ_{ave}، البته به صورت نمودار بدست آوردند. همین ها هم تابع دو متغیر هستند.

- این دو متغیر عبارتند از:

- عدد سامرفلد: $S = \frac{\mu . n}{P} \left(\frac{r}{c}\right)^2$

- $\frac{l}{d} = 0.25 \sim 0.75$

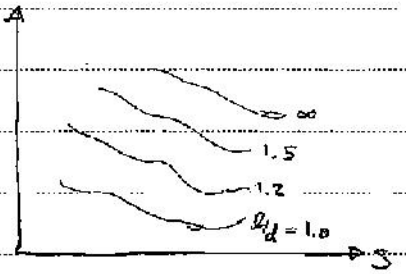
✓ اگر نسبت $\frac{l}{d}$ بیشتر از این مقدار باشد، انحنای شفت در نظر گرفته می شود که باعث می شود یاتاقان زود از بین برود.

✓ در مورد عدد سامرفلد هم براساس مقدارهایی که به دست می آورد، به صورت زیر عمل می کند:

$$S = \frac{2\times10^{-9} \times \mu \times n \times r \times l}{60 \times \frac{W}{N}} \times \left(\frac{r}{c}\right)^2 \qquad \text{mPa.s} \quad \text{rpm} \quad \text{mm} \quad \text{mm}$$

$$\text{که} \quad 0.01 \leq S \leq 10$$

* منحنی های بدست آمده به صورت زیر هستند:



نکته ی دیگر اینکه معمولاً انبادداخی را به عاصی دهند و هندسه باید بر روی c را خودمان حساب کنیم. مثلاً

محور $d = 20^{-0.01}_{-0.04}$ یاتاقان $d = 20^{+0.03}_{+0.01}$

این تلرانس های بالا bilateral هستند. اگر یکی از حدها بالا یا پایین، صفر باشد، حل می شود.

Subject: IV طراحی ۲ - سرعت پایین

Year Month Date ( )

مثلاً $d = 20^{+0.01}_{0.0}$ محور unilateral !

در چنین صورتی باید برحاشیه نوع مونتاژ چگونه است تا بتوان c را حساب کرد.

یکی از انواع مونتاژ، Minimume Clearance است، که بسیار محافظه کارانه است.

مثلاً در این حالت باید:

$$c = \frac{\text{بزرگترین سطح محور} - \text{کوچکترین سطح یاتاقان}}{2}$$

یعنی Maximum Clearance باید بزرگترین فضای کوچکترین شود

* نمودارها به ترتیب زیر در کتاب آمده:

12_13 μ

12_16 $h_0/c = f(S, l/d)$

12_17 $\phi(h_0)$

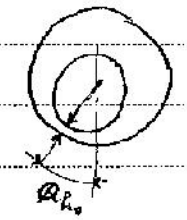
12_18 $r/c\, f$

12_19 $\frac{Q}{r c n l}$

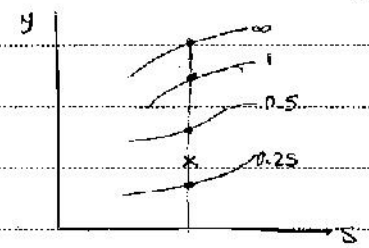
12_20 Q_s/Q

12_21 $\frac{P}{P_{max}} \to \frac{W}{ld}$

12_24 $\frac{0.12\,\Delta T}{P}$ imp این 0.12 هم عدد دار است!



* روش یابی مقادیر این پارامترها به کمک نمودارهای 16-12 انجام می شود:



$y(\frac{l}{d})$ برحسب $(y(\frac{l}{d}=0.25), y(\frac{l}{d}=0.5), \ldots, y(\infty))$

مثلاً برای $\frac{l}{d} = 0.9$ حرفاصی وجی به نمودار نیست!

Subject:

Year. Month. Date ( )

* دستور العمل طراحی یاتاقان لغزشی:

۱) انتخاب / تعیین l و d ، c ، n ، W ، SAE # ، T_o.

بعضی از مقادیر بالا دست ماست. ولی برای بقیه که خودمون باید انتخاب کنیم:

$P = \frac{W}{ld}$: اینجا محاسبه کنید ← نزدیک به مقادیر داده شده در $P = \frac{W}{ld} = 1,125$ پیشنهادی l

۲) یک ΔT حدس می زنیم (آزمون و خطا) ← $T_{ave} = T_o + \frac{\Delta T}{2}$

↓

۳) از نمودار 12-13 مقدار S را برای خوانیم برای SAE # ، T_{ave} و S را محاسبه می کنیم.

۴) از نمودار 12-24 مقدار $\frac{0.12\Delta T}{P}$ را خوانده و مقدار ΔT را حساب می کنیم.

اگر ΔT در حد ۴۵ درجه بالا پایین بود اشکال نداره ولگرنه به گام ۲ برمی گردیم تا همگرا شود!

۵) شرط های Trampler را کنترل می کنیم: $T_{ave} \overset{?}{<} 77°$ و در صورت ارضا نشدن

این شرط، پارامترهای یاتاقان را اصلاح می کنیم.

۶) از نمودار 12-16 مقدار $\frac{h_o}{c}$ را می خوانیم و h_o را حساب می کنیم.

۷) شرط Trampler را کنترل می کنیم: $h_o \geq 0.00004\, d + 0.005$ و اگر برقرار نبود، پارامترها را

اصلاح می کنیم.

۸) از 12-18 ← $\frac{r}{c} f$ ← f

۹) از 12-19 ← $\frac{Q}{rcnl}$ ← Q

MPEG

Subject: طراحی ۲ - سرعت بالا
Year. Month. Date.

۱۵) از 12-70 $\leftarrow \frac{Q_s}{Q} \leftarrow Q_s$

۱۱) از 12-21 $\leftarrow \frac{P}{P_{max}} \leftarrow P_{nom}$

۱۲) توان تلف شده: $T = f \cdot w \cdot r \rightarrow w = \frac{T.n}{9550}$ (kw, N.m, rpm)

۸,۸,۱۹

الف) روانکاری عادی Natural Lubrication

ب) روانکاری تحت فشار Pressure_Fed Lubrication

دمای کاری = T_{ave} → μ → S → ΔT → حساب با جدول اولیه

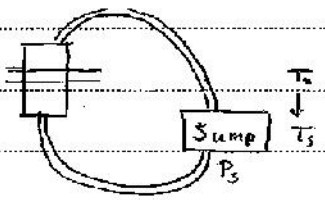
T_a دما → ΔT → T_{ave}

h_o ? , Q , Q_s , f → $f.w.r$ → $w = \frac{T.n}{9550}$, P_{max} , C_p

SAE , l , C → h_o , T_{ave} , μ

بازه این یاتاقان‌ها از 96-90 در جدول‌ها پیدا نمی‌شود.

T_{ave} خیلی مهم است. زیاد نباید بالا برود. باید روغن را بیرون خنک کنیم. می‌توانیم دو برابر یاتاقان حجم (پره) بگذاریم و خنک کنیم. راه دیگر این است که روغن را از یاتاقان بکشیم بیرون و خنک کنیم و دوباره برگردانیم.

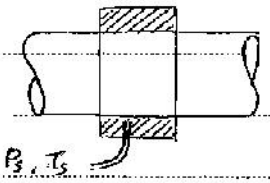


T_s دمای مخزن روغن است و از این به بعد T_s حالتی می‌شود دمای محیط ما T_s است. که روی این کنترل داریم و می‌توانیم خنک کنیم. در اینجا P_s هم داریم.

Subject:

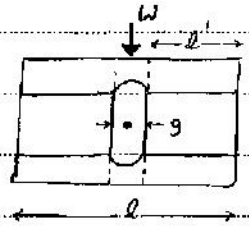
Year Month Date ( )

در این حالت، روغن کاری طبیعی نیست. ولی روغن هم طبیعی نیست و به این روانکاری، روانکاری تحت فشار می گوییم. زمانی دنبال این می رویم که Tave از حدی بیشتر نشود و $T_{max} > 107^\circ$ نشود.



در اینجا bearing ها دو انتها را پر می دارند تا روغن تا جایگاه که بخواهد خارج نشود و از اطراف بریزد. در روغن کاری تحت فشار، روغن از اطراف یاتاقان خارج می شود.

ما می خواهیم روغن را مجبور کنیم تا همه جا حرکت کند و خنک کند. برای این کار می توانیم سیار ایجاد کنیم و روغن مثل حرکت داخل جوی، حرکت کند. سیار، محوری و لغزش و حاریپیچ دها شود و ... می توان زد. برای هرکدام از این سیارها، روابط مورد استفاده فرق می کند. سطح فرق می کند و ... برای یکی از حالت روابط را می نویسیم که ساده است.



برای این یاتاقان کف می گیم الان روابطش را می نویسیم:

مثل دو نیم چپ یاتاقان شد:

$$W' = W/2$$

$$l' = (l-g)/2$$

سه جزء نمودارهای 12-24 و 12-19 و 12-20، سایر نمودارها برای هریک از نیم یاتاقان ها معتبر است.

$$P = \frac{W'}{l'd} \qquad S = \frac{2\times10^{-9}(\mu)(n)(l')(r)}{60\,W'}\left(\frac{r}{c}\right)^2$$

$$Q_s = \frac{10^{-6}\cdot\pi\cdot P_s\cdot r\cdot c^3}{3\mu l'}(1+1.5\epsilon^2) \qquad , \epsilon = \frac{e}{c} = 1-\frac{h_0}{c}$$

$$\Delta T^\circ C = \frac{9.78\times10^5\left(\frac{r}{c}P\right)S\cdot W^2}{(1+1.5\epsilon^2)\,P_s\cdot r^4}$$

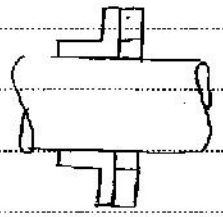
(N) W² mm Pa

این کل بار روی یاتاقان است!

عدد 9.78 بعد دارد!

$\dot{W} = \frac{T.n}{9550}$ $\quad T = \frac{f}{c} W.r = \left(\frac{r}{c} f\right) W.c$

این‌ها برای بارهای سهمی است. ولی کف گرد و حتی تلفیقی هم داریم که بار محوری تحمل می‌کند.



این هم بار شعاعی و هم بار محوری تحمل می‌کند. ←

* مسائل: 8-12 و 11-12 و 17-12 سه حدس اولیه: $\Delta T = 44^\circ C$ و معیار همگرایی:

$\frac{\Delta T_{\text{حدس}} - \Delta T_{\text{محاسبه}}}{\Delta T_{\text{حدس}}} < 0.05$

(سری سوم) روغن کاری طبیعی (هم) روغن کاری تحت فشار

نرخ heat loss را نادیده بگیرید!

(آزمون و خطا)

بقیه رو حل کن!

h_o ← را چک می‌کنیم

$(\dot{W} \leq 300\ W)$

① در روغن کاری تحت فشار، نگران دما نباید باشیم. حتی اگر $T_{ave} > 77^\circ$ باشد، مهم نیست. روغن را بیرون می‌ریم و خنک‌اش می‌کنیم. شرط h_o مهم می‌شود.

اگر h_o درست نبود، SAE را عوض می‌کنیم. $(40 \leftarrow 30)$ P_s را هم می‌توانیم تغییر بدهیم. زیادش می‌کنیم.

skf.com → production data → bearing units

Subject:
Year. Month. Date. ( )

۸۹/۸/۳

۳ طراحی چرخ دنده‌ها

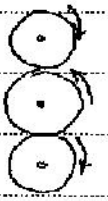
چرخ دنده‌ها از قدیمی‌ترین و پرکاربردترین متعلقات هستند و ما باید بسیار متضلع روی آنها خواهیم داشت.

در کتاب هم ۳ فصل به چرخ دنده‌ها اختصاص داده شده است.

چرخ دنده یکی از اجزاء ماشین است که کار اصلی آن انتقال حرکت بین محورهای دوّار است.

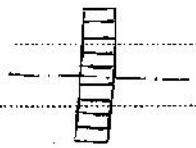
علاوه بر این می‌تواند یکی از تغییر دادن سرعت، یا تغییر دادن گشتاور هم دارند. چون توان ($P = T.\omega$) ثابت (با صرف نظر از اتلاف انرژی) است و اگر سرعت و گشتاور را تغییر داد.

جهت چرخش را هم می‌شود تغییر داد یا نداد.



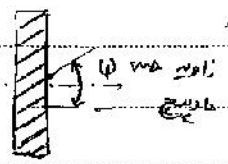
* کلیات چرخ دنده‌ها:

انواع چرخ دنده‌ها عبارتند از:



- ساده (Spur): دندانه‌ها به موازات محور چرخ دنده ایجاد می‌شوند.

این‌ها فقط برای انتقال حرکت بین محورهای موازی هستند. ویژگی دیگر آنها این است که نیروی محوری ایجاد نمی‌کنند و نیروی آنها فقط در صفحه‌ی خودشان است.



- مارپیچ (Helical): دندانه‌ها با زاویه روی محیط استوانه ایجاد می‌شوند.

حالی دیگر موازی محور نیستند. (با محوله) بین ۰ تا ۴۵ درجه است.

این چرخ دنده‌ها اجازه می‌دهند، حرکت بین محورهای غیر موازی و متقاطع

PgPCO

spur گشتاور = زاویه‌ی عمل کشش کابوی‌ها

Subject: طراحی ۲ سریعان صباحی

Year. Mouth. Date. ( )

منتقل کنیم ، برای عدم لغزش ، طول دندانه‌های مارپیچ از ساده بیشتر است بنابراین بار بیشتری تحمل می‌کند و برای توان انتقال یکسان ، مارپیچ‌ها تنش کمتری را متحمل می‌شوند.

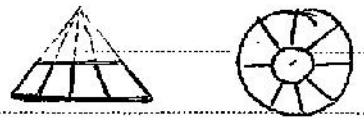
در چرخ دنده‌های ساده ، تمام طول دندانه یکباره با دندانه‌ی چرخ دنده‌ی دیگر درگیر می‌شود ولی در درگیری چرخ دنده‌های مارپیچ تدریجی است ، پس به هم ضربه نمی‌زنند و در نتیجه سر و صدای کمتری ایجاد می‌کنند.

عیب چرخ دنده‌های مارپیچ این است که نیروی محوری هم می‌سازند.

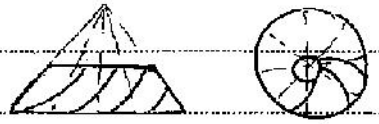
- مخروطی (Bevel) :

در صنایع چوب ، به مقطع ▷ شکل ، Bevel گفته می‌شود. در این نوع چرخ دنده‌ها ، دنده‌ها روی یک مخروط ناقص ایجاد می‌شوند.

اگر دنده‌ها در راستای بال‌های مخروط باشند ، چرخ دنده مخروطی ، دندانه مستقیم نامیده می‌شود معمولاً تا سرعت خطی 5 m/s از این نوع استفاده می‌شود.

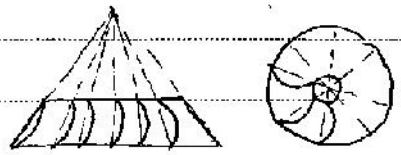


Straight Bevel Gear



Spiral

در این نوع ، هم زاویه دارد نسبت به بال و هم منحنی است.



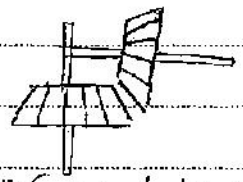
Zerol

در این نوع فقط منحنی است ولی زاویه ندارد.

Subject:

Year. Mouth. Date. ( )

محورهای چرخ دنده‌های مخروطی (یا امتدادشان) معمولاً متقاطع هستند. البته نوعی که متقاطع نباشد

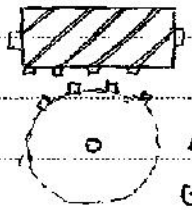


هم هست (Hypoid).

چرخ دنده‌های دیگر معمولاً یک Offset ایجاد می‌کنند بین دو محور ولی مخروطی‌ها می‌توانند جوری باشند که این کار رو نکنند.

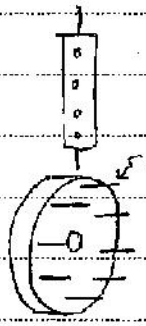
- حلزونی (Worm Gear) : نژاد این یکی کلاً با ۳ تای دیگر متفاوت است.

مثلاً یک پیچ قدرت با یک چرخ دنده‌ی حلزونی می‌شود درگیر شود.



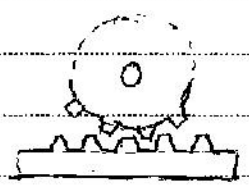
در چرخ دنده‌های از نوع ۳ تای اول، مکانیزم معمولاً خلت بدون لغزش است و بازده حدود ۹۸٪ دارند. اتلاف خیلی کم است. ولی در این حلزونی‌ها، چون یکی داره اون یکی رو هُل می‌ده پس دوتایی هم سائیده می‌شوند و اتلاف هم می‌کنند. بازده آنها در محدوده‌ی ۵۰-۸۰ درصد است.

از انواع دیگر:



از انواع قرقره چرخ‌دنده

یک نوع دیگر rack & pinion یا همان دندان‌شانه‌ای است که مثلاً برای تبدیل دورانی به خطی هم استفاده می‌شود.

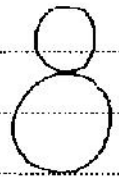


Subject: ۲۱ طراحی با کمک رایانه

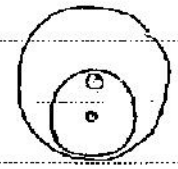
Year. Month Date. ( )

یک دسته‌بندی کلی چرخ‌دنده‌ها براساس داخلی یا خارجی بودن است. داخلی جنس این است که جهت حرکت را عوض نمی‌کند.

محورها fix هستند.



خارجی



داخلی

- جنس چرخ‌دنده‌ها باید چه ویژگی داشته باشد؟

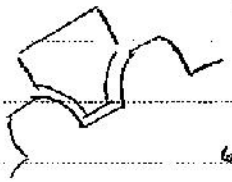
۱) استحکام فشاری بالایی داشته باشد (چرخ‌دنده‌ها در معرض خستگی قرار می‌گیرند)

۲) قابلیت ماشین‌کاری بالایی داشته باشد (بجز از ریخته‌گری، می‌خواهیم دندانه‌ها را ماشین‌کاری کنیم)

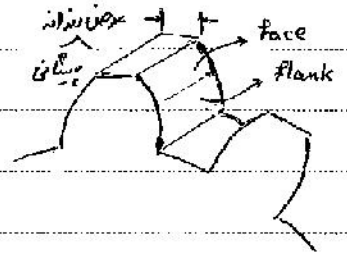
۳) مقاومت در برابر سایش هم باید بالا باشد.

جنس‌هایی که ما با آن‌ها کار می‌کنیم، معمولاً فولادهای آلیاژی، چدن، مفرغ برنز و کلی مواد جدید است.

- بحث ساخت چرخ‌دنده را از جنس خانه بازبگیرید. به راه اینکه یک چرخ‌دنده به شکلی که می‌خواهی از جنس فولاد ابزار ماشین‌کاری و نگذاری با استفاده‌ی تجهیز بیچرخد، تا آن را بتراشد. به این راه:



- استاندارد متداول آمریکایی AGMA و استانداردهای ISO در مورد چرخ‌دنده‌ها وجود دارند. انگلیسی‌ها هم استاندارد دارند البته ولی کتاب ما آمریکایی است.



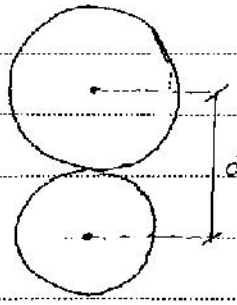
جزئیات پارامتر جنس در مورد چرخ‌دنده‌ها داریم که در جلسه بعد گفته است.

Subject:
Year. Month. Date. ( )

- دایره گام (Pitch Circle) : دو تا چرخدنده رو در نظر بگیرید که دارند همدیگه رو می‌چرخونند، حالا اینجا یا برادرو دو دایره

در جای اونجا بکذارد که بهم مماس باشند و همان نسبت سرعت‌ها را بدهند. مراکز آنی، مراکز چرخ دنده‌ها است و

شعاع‌های آنها از تقسیم فاصله‌ی مراکز بر نسبت سرعت‌ها بدست می‌آیند.

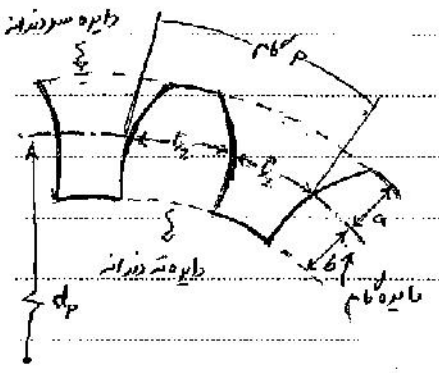


- قطر دایره‌ی گام (قطر گام Pitch diameter) : d_p

اگر تقسیم قطر (بدون صفت) منظورمان قطر گام است.

- گام دایره‌ای : فاصله‌ی نقاط متناظر روی دو دندانه‌ی مجاور!

(p) طول قوس روی دایره‌ی گام



○ به خاصیت دایره گام: روی دایره گام، ضخامت دندانه با فاصله‌ی

دو دندانه برابر است.

- تعداد دندانه‌ها: N

- مدول (Module) : $m = \frac{d}{N} \Rightarrow d = mN$

افزایش قطر گام به ازای افزایش هر دندانه. مدول چرخ‌دنده، اعداد استانداردی دارد. در سیستم SI است.

- گام قطری (رقیب مدول در سیستم انگلیسی diametral pitch) $P = \frac{N}{d}$ ← بزرگ

○ بین محیط دایره گام رو دو جور متفاوت بنویس: $Np = \pi m N = \pi \frac{N}{P} \Rightarrow P.p = \pi$ ← ساده‌تر

نکته کنکوری بود!

○ یک رابطه‌ی دیگر: $p = \pi m$

p هست افزایش محیط دایره گام به ازای هر دندانه و m هست افزایش قطر گام به ازای هر دندانه!

Rapco

Subject: طراحی ۲ - سرپیچ بیاضی ۲۲

Year. Month. Date. ( )

۱۹/۸/۸

* دو جور فرم استاندارد دندانه داریم : ۱. عمق کامل (Full depth) ۲. Stub

به غیر از دایره‌ی گام، دو دایره‌ی دیگر دندانه (Addendum Circle) و «پای دندانه» یا «ته دندانه» (Dedendum Circle) هم تعریف می‌شود.

* مقادیر a و b هم نامی‌ی سر و ته دندانه تا دایره‌ی گام هستند.

● در دندانه‌های عمق کامل :

ارتفاع سر دندانه $m = a$;

پای دندانه $1.25m = b$;

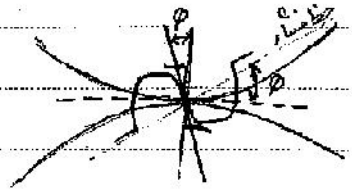
ضخامت دندانه روی دایره‌ی گام $\frac{P}{2} = \frac{\pi m}{2}$

همانطور که مشاهده می‌شود ابعاد دندانه، تابعی از مدول دندانه هستند.

* پارامتر مهم دیگر علاوه بر N و $\frac{m}{P}$ ، زاویه‌ی فشار (ϕ) است.

در هر نقطه‌ی خاص از تمام نقطات تماس دو دندانه، نقطه‌ی تماس آن‌ها بر روی خط المرکزین دو دایره‌ی گام واقع می‌شود. در این نقطه بر آن نقطه، «نقطه‌ی گام» (Pitch Point) گفته می‌شود.

در این نقطه، نیرویی که بین دو دندانه رد و بدل می‌شود، در امتداد عمود مشترک دو دندانه است. چون همیشه هم همین‌طور است. در نتیجه به این خط راستای این نیرو، «خط فشار» می‌گویند. (pressure line)



علاوه بر این، خط فشار، خط عمل‌کرد و خط معادل هم نامیده می‌شود.

به زاویه‌ی بین خط فشار و خط مماس دایره‌ی گام، «زاویه‌ی فشار» می‌گویند.

زاویه‌ی بین خط المرکزین و خط مماس بر دندانه، در نقطه‌ی گام ← تعریف اصلی

Subject:

Year. Month. Date. ( )

بنابراین چون در این حالت خاص، زاویه‌ی بین مماس بر دوایره‌ی گام‌ها و خط فشار هم برابر این زاویه است،

می‌توییم نیروی بین دو دنده هم دارای "زاویه فشار" با افق است.

اگر دنده‌ها درست ساخته شوند یا درست assemble شوند، این نیروها دقیقا عمود با افق، یا برای

برابر زاویه فشار رسانده! زاویه‌ی فشار استانداردهای خاص خودش را دارد.

$\varphi = 14.5^\circ, 20^\circ, 25^\circ$

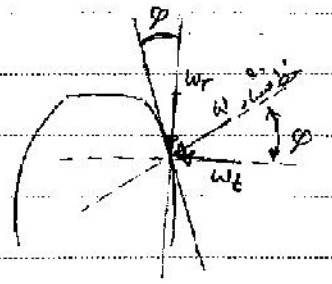
زاویه فشار یکی عواملی است که مشخص کننده‌ی پروفیل چرخ دنده هم است.

اگر نیروی بین دو چرخ دنده را با W نشان دهیم، W را با دو مولفه‌ی عمود آن برای ما مفید است، W_r یا مولفه‌ی

شعاعی آن را دوست داریم (این همان باری است که بر یاتاقان وارد می‌شود).

بنابراین مثلا برای اینکه W_r کمتر باشد، کوچکترین مقدار φ را دوست

داریم ($W_r = W\sin\varphi$).



• یک قضیه به نام «قضیه اتحاد» (Conjugate Effect) هست که می‌گوید شرط لازم و کافی برای

آنکه نسبت سرعت دو چرخنده‌ی درگیر، همواره، ثابت بماند، آن است که عمود مشترک دندانه‌های درگیر همواره،

روی خط ثابتی قرار داشته باشند.

اگر یک همچین خطی وجود داشته باشد، دوتا مثلث قائم‌الزاویه خواهیم داشت که نشان می‌دهد نسبت شعاع‌ها برابر

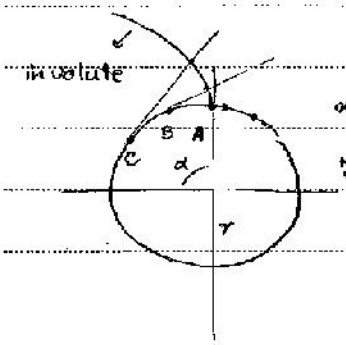
نسبت وترهای این مثلث‌هاست (اثبات قضیه ← مهم نیست!)

این خط ثابت، همان خط فشار عزیز ماست. پس باید پروفیل دندانه برگونه‌ای طراحی شود که در تمام دور

Subject: ۲۳ طراحی ۲ ـ سرویس پاسخ

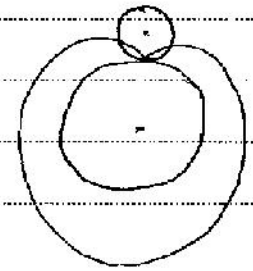
Year. Month. Date. ( )

تماس دندانه ، خود مشترک دو دندانه ، روی آن خط ثابت باشد . بسیاری منحنی های ریاضی دارای خاصیت هستند ، مثلاً سیکلوئید دو دایره (مسیر یک نقطه ی یک دایره وقتی دارد روی یک دایره دیگر می غلتد) یا یک منحنی دیگر مثل involute یک دایره (یک نخ ببند دور یک دایره ی ثابت و یک مداد ببند به نخ و حالا در حالی که نخ را کشیده نگه داشتی ، باز شو کن . مداده دارد involute این دایره رو رسم می کند) .



$x = r(\cos\alpha + \alpha\sin\alpha)$

$y = r(\sin\alpha - \alpha\cos\alpha)$

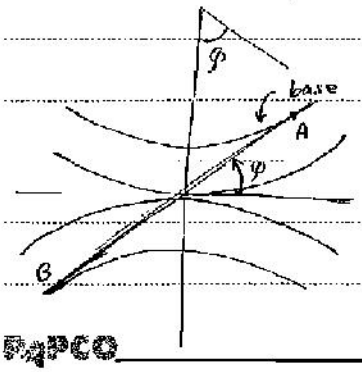


سیکلوئید
(کادرویند)

• یک دایره ی مبنا (base Circle) با قطر برابر $d_b = d\cos\phi$ برای چرخ دنده تعریف می کنند که involute آن به عنوان پروفیل چرخ دنده استفاده می شود . جالب این جاست که خط فشار ، تماس مشترک دو دایره مبنای دو چرخ دنده است .

اصل پروفیل دندانه ، لذ روی دایره ی مبنا شروع می شود و ادامه ی آن تا دایره تد دندانه را مثلاً با مماس می کشند .

• یک دو نسبت تماس یا Contact Ratio تعریف می شود که برابر است با میانگین دندانه های درگیر در دو چرخ دنده ! هرچه نسبت تماس بیشتر باشد ، چرخ دنده بهتر کار می کند و بهتر طراحی شده ، چون باری که باید منتقل شود ، بین دندانه های بیشتری تقسیم می شود .



ممکن است در لحظات مختلف ، تعداد دندانه های درگیر متفاوت باشد .

منظور از میانگین ، میانگین زمانی است .

Subject:
Year. Month. Date. ( )

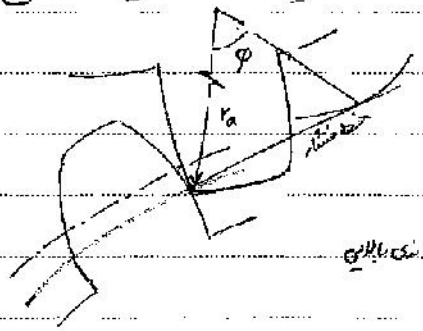
توصیه می‌شود مقدار این نسبت تماس حداقل 1.2 (Contact Ratio ≥ 1.2) باشد تا دنده‌ها برجسم صدمه نزنند.

اگر طول $\overline{AB}$ به P_b (یعنی پایه‌ی مبنا ← $P_b = \frac{P}{N} = \frac{P\cos\phi}{N}$) تقسیم شود، نسبت تماس بدست می‌آید. ($\frac{\overline{AB}}{P\cos\alpha}$). طول AB را می‌شود از هندسه محاسبه کرد.

پس برای تصحیح گیری در مورد زاویه فشار، یک عدد آن α_w بود و یکی هم نسبت تماس است. یکی برتبع دیگی برجنده!

* باتوجه به اینکه از دایره مبنا به بالا را با involute کشیدیم و به پایین را همینجوری با یک سایکلوئن الکی کشیدیم، دنده‌ها حق ندارند به داخل دایره‌ی مبنا، با یکدیگر برخورد بشوند.

* پدیده‌ی تداخل: تداخل سطح دنده‌ها در قسمت داخل دایره‌ی مبنا ⇐ در اینصورت نوک یک دنده سوی می‌کند به تراشیدن پایین دنده (under cutting)



شرط عدم تداخل $r_a \le \sqrt{r_b^2 + c^2\cos^2\phi}$

از این شرط، رابطه‌ی زیر را برای تعداد دنده‌های چرخ دنده‌ی کوچکتر بدست می‌آورند که روان m برابر نسبت سرعت‌ها است.

$$N_p^{min} = \frac{2k}{(1+2m)\sin^2\phi}\left(m + \sqrt{m^2 + (1+2m)\sin^2\phi}\right)$$

$m = \frac{n_1}{n_2} \ge 1$ $\quad k = \begin{cases} 1 & \text{full depth} \\ 0.8 & \text{stup} \end{cases}$ رابطه برای وقتی که چرخ دنده را با یک چرخ دنده‌ی دیگر می‌سازیم.

PAPCO

Subject: طراحی ۲ - سرعت بالا

Year. Month. Date. ( )

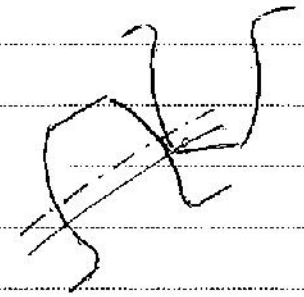
پس عامل سوم برای تقسیم‌بندی در مورد زاویه فشار، حدس N_{min}^{P} است. که ما دوست داریم N_{min}^{P} کوچکتر باشد.

پس دوتا زاویه مختلف برای چرخ‌دنده کوچک پیدا شد معمولاً $\varphi = 20^\circ$ را انتخاب می‌کنند.

رابطه‌ی روبرو برای وقتی است که چرخ‌دنده با rack بسازند. $N_{min}^{P} = \frac{2k}{\sin^2\varphi}$

۸۹، ۸، ۱۰

• برای پرهیز از تداخل و زیربرشی دندانه‌ها باید:



N_P^{min}

$r_a = r_P + a$

$d = m \times N$

تداخل به وجود می‌آید. $m \uparrow \Rightarrow a \uparrow \Rightarrow r_a \uparrow \Rightarrow$

$N_P^{min} = f(m_G, \varphi)$ $\varphi = 20^\circ$, $m_G = 4 \Rightarrow N_P^{min} = 16$

زاویه فشار ↓ نسبت سرعت چرخ‌دنده

در فرمول ۱۱-۱۳، N_P^{min} درست می‌آید.

$m_G = \frac{n_1}{n_2} \geq 1$

چون از قبل می‌دونیم که فرایند ساخت چرخ‌دنده چی‌هست و سازنده است که تقسیم می‌کنه، بدترین حالت را در نظر می‌گیریم که چرخ‌دنده را با rack بسازند (شعاع چرخ‌دنده‌ی دوم بی‌نهایت است). دراینصورت فرمول ساده‌ی روبرو درست می‌آید.

$N_{min}^{P} = \frac{2k}{\sin^2\varphi}$

حالا مثلاً یک چرخ‌دنده‌ی عدق کامل دوهم در نظر بگیر ($k=1$):

$\varphi = 14.5^\circ \Rightarrow N_{min}^{P} = 23$

$\varphi = 20^\circ \Rightarrow N_{min}^{P} = 17.1 \sim 18$ ما 18 گرفتیم ولی بعضی وقت‌ها

$\varphi = 25^\circ \Rightarrow N_{min}^{P} = 12$

محدودیت فضای میز نداریم و 17، 18 تا دندونه برای ما زیاده،

PajPCO

Subject:

Year. Month. Date. ( )

در این صورت می‌روی سراغ فرمول اصلی که تعداد دندانه‌ی کمتری به ما می‌دهد.

- در نلسون، این 17.1 را به 17 گرد می‌کنند نه 18.

- در کتاب ما با $\phi = 20°$ و $N_{min}^{P} = 18$ کار می‌کنیم.

* ما برای چرخ دنده کوچکه، شرط حداقل تعداد دندانه را گذاشتیم و حداکثر تعداد دندانه (معادله 13-12) را برای چرخ دنده بزرگه محض می‌کنیم.

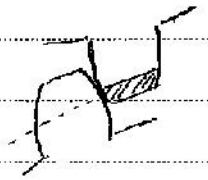
Equation 13-12: $N_G^{max} = f(N_P, m_G, \phi)$

- وقتی در مورد دندانه‌های pinion تقسیم‌بندی می‌کنی، براساس نسبت سرعت، می‌روی تعداد دندانه‌های چرخ دنده بزرگه رو پیدا می‌کنی. این عدد باید کمتر از N_G^{max} باشد.

* نکته: نسبت سرعت چرخ دنده‌های ساده، مارپیچ و مخروطی نباید بیشتر از 10:1 باشد، چون در غیر این صورت مرد صدای زیادی تولید می‌کند و آثار تخریبی آن هم خیلی زیاد است.

اگر نسبت سرعت بیشتری خواستی یا باید از چند زوج چرخ دنده استفاده کنی یا برای سراغ چرخ دنده‌ی حلزونی که محدودیت سرعت ندارد.

* چند عامل فرعی دیگه هم می‌شود استفاده کرد برای پرهیز از تداخل. مثلاً طراح دندانه را جوری تغییر می‌دهد که ارتفاع دندانه کوچکتر باشد. می‌شود چرخ دنده‌ی stub!



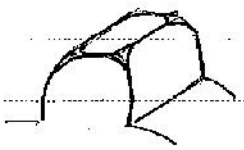
Full depth $\begin{cases} a = m \\ b = 1.25m \end{cases}$

stub $\begin{cases} a = 0.8\ m \\ b = m \end{cases}$

PAPCO

Subject: طراحی اجزای ماشین ۲ Year. Month. Date.

از دایره مبنا به پایین، دندانه ساعت ← ساعت ← دایره مبنا



یکی کار دیگری که می کنند، گرد کردن (rounding) سر دندانه است.

fillet می زنند.

* در مورد نسبت سرعت چرخ دنده ها:

چرخ دنده کوچک، فرزه و بدتر می چرخد!

$$m_G = \frac{n_2}{n_1} = \frac{N_1}{N_2} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{m_1 N_1}{m_2 N_2}$$

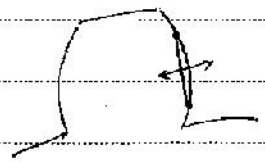
$$\rightarrow m_1 = m_2 \xrightarrow{\times \pi} P_1 = P_2$$

برای طراحی چرخ دنده چند تا پارامتر را باید مشخص کنیم مثل N ، m ، ϕ ، جنس ، عرض دندانه (b یا F).

حالا اگر این اعداد مشخص شده باشند، ببینیم از لحاظ مقاومت مصالح چه جوری باید طراحی کنیم.

در مورد اول شکست دندانه، خمش در پای دندانه است که باعث شکست می شود.

در مورد دوم، چون دو دندانه روی هم سایده می شوند و تماس آنها خیلی بیشتر از یک نقطه است، تنش هرتز ایجاد می شود. از آنجایی که هربار دندانه ها، درگیر قرار می گیرند، سطح دندانه فشرده می شود و یک مقدار کم می رود جلو، می پرد بیرون، دچار خستگی ناشی از اعمال متناوب تنش هرتز می شود (pitting) که بهتر است به آن تخریب سطحی بگوییم.



اول شکست ناشی از خمش را بررسی می کنیم، در انواع چرخ دنده ها، جداگانه البته!

۱- چرخ دنده ی ساده

۱-الف- شکست خمشی