بسمه تعالی

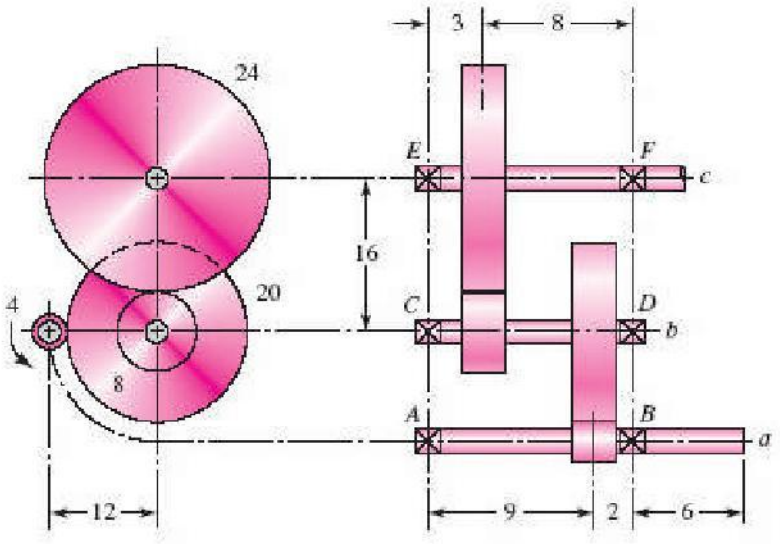
جزوه

طراحی اجزا

استاد

دکتر عباس رهی

جزوه درس طراحی اجزاء II



اندازه ها به اینچ است

مدرس: دکتر عباس رهی

پاییز ۱۳۸۷

فهرست:

مراجع، نحوه ارزیابی و سرفصلها ۱

فصل اول

۱ ۱ یاتاقانهای تماس غلتشی ۴

۱-۲- انواع یاتاقانهای بال برینگ ۵

۱-۳-انواع رولربرینگ‌ها ۵

۱-۴- عمر یاتاقان ۶

۱ ۵ ظرفیت دینامیکی ۷

۱-۶-ظرفیت استاتیکی ۷

۱-۷- محاسبه بار دینامیکی معادل ۸

۱-۸-محاسبه بار دینامیکی معادل برای یاتاقانهای D.G.B.B (بر اساس کاتالوگ SKF)..... ۹

۱-۹- محاسبه بار استاتیکی معادل..... ۹

۱ ۱۰ محاسبه حداقل بار شعاعی برای بال برینگهای شیار عمیق..... ۱۰

۱ ۱۱ طراحی (انتخاب) یاتاقان مناسب با استفاده از کاتالوگ SKF ۱۰

۱-۱۲- محاسبه ضریب اطمینان استاتیکی ۱۱

۱-۱۳-محاسبه عمر یاتاقان (D.G.B.B) بر اساس کاتالوگ SKF ۱۲

۱-۱۴-انتخاب روغن با ویسکوزیته مناسب برای یاتاقان بر اساس SKF ۱۴

فصل دوم

۲-۱- چرخدنده‌ها ۲۱

۲ ۲- چرخدنده‌های ساده..... ۲۱

۲ ۳-عمل مزدوج ۲۴

۲-۴-نسبت تماس ۲۵

۲-۵-تداخل..... ۲۶

۲-۶-چرخدنده هرزگرد ۲۸
۲-۷-تحلیل نیرویی دو چرخدنده درگیر ساده..... ۲۹
۲-۸-تحلیل تنش در دندانه‌ها..... ۳۱
۲ ۹-گسیختگی استاتیکی حاصل از تنش خمشی..... ۳۱
۲ ۱۰ عیوب رابطه لوئیس..... ۳۲
۲-۱۱-اعمال اثرهای دینامیکی (ضریب سرعت) ۳۴
۲-۱۲- طراحی چرخدنده ساده ۳۵
۲-۱۳-طراحی یک چرخدنده ساده در حالت بار استاتیکی..... ۳۵
۲- ۱۴-گسیختگی خستگی ناشی از تنش خمشی ۳۷
۲-۱۵- محاسبه ضریب ایمنی در حالت خستگی خمشی..... ۳۸
۲-۱۶- گسیختگی خستگی سطح ناشی از تنش تماسی در چرخدنده‌ها..... ۴۱
۲-۱۷-چرخدنده‌های هلیکال (مارپیچی) ۴۴
۲-۱۸-پارامترهای چرخدنده هلیکال..... ۴۵
۲-۱۹-تحلیل نیرویی چرخدنده‌های هلیکال یا مارپیچ..... ۴۶
۲ ۲۰ تحلیل نیرویی دو چرخدنده درگیر هلیکال..... ۴۷
۲ ۲۱ طراحی چرخدنده‌های هلیکال (تحلیل استحکام)..... ۵۰
۲-۲۲-خلاصه روابط برای طراحی چرخدنده‌های ساده ۵۱
۲-۲۳- خلاصه روابط طراحی برای چرخدنده‌های هلیکال..... ۵۳

فصل سوم

۳-۱- اجزای مکانیکی انعطاف پذیر ۶۲
۳-۲-تسمه‌ها (Belts)..... ۶۲
۳-۳-آنالیز نیرویی تسمه‌های تخت ۶۴
۳-۴-روند طراحی و انتخاب تسمه‌های V شکل..... ۶۷
۳-۵-زنجیرها (Roller chain)..... ۶۷
۳-۶-راننده کابلی..... ۷۳

فصل چهارم

۴-۱-کلاچها، ترمزها و چرخ لنگر (Clutches and Brakes)..... ۷۹
۴-۲-انواع کلاچها و ترمزها..... ۷۹
۴-۳-انواع اصطکاکی..... ۷۹
۴ ۴ ترمز مخروطی..... ۷۹
۴-۵-ترمز کفشکی..... ۸۰
۴-۶-ترمز نواری (Band Brake)..... ۸۰
۴-۷-تحلیل یک ترمز..... ۸۰
۴-۸-شرط خود قفلی یا شرط خود قفل کن سیستم..... ۸۱
۴-۹- ترمزهای نواری (تسمه‌ای)..... ۸۲
۴ ۱۰ روانکارها (روغن های معدنی)..... ۸۴
۴ ۱۱ انواع یاتاقان لغزشی..... ۸۶
۴-۱۲-نظریه هیدرودینامیکی..... ۸۶
ضمیمه ۱- نمونه سوالات امتحان (کتاب باز)..... ۸۷
ضمیمه ۲ نمونه سؤالات امتحان (کتاب بسته)..... ۹۵
ضمیمه ۳- نمونه مسایل حل شده توسط دانشجویان..... ۹۶
ضمیمه ۴- نمونه هایی از جعبه دنده..... ۱۰۲

نحوه ارزیابی:

۱ـ امتحان پایان ترم (کتاب بسته وکتاب باز) (۶۵٪ الی ۷۰٪)

۲ـ پروژه درسی ا تکالیف ا کوئیز (۳۰٪ الی ۳۵٪)

توجه : تحویل پروژه شرط لازم برای گذراندن درس می باشد در صورتیکه نمره امتحان پایان ترم کمتر از ۶/۵ از ۲۰ باشددانشجو نمی تواند درس را بگذراند.

مراجع:

1- Mechanical Engineering Design, Shigley
2- Marks Handbook
۳- طراحی اجزاء ماشین، شیگلی، تألیف شادروان
۴- طراحی اجزاء ماشین، شیگلی، تألیف دیبائی

سرفصل‌ها:

الف) طراحی I

۱ـ مقدمه‌ای بر تحلیل تنش + تئوری گسیختگی
۲ـ طراحی براساس بارهای استاتیکی
۳ـ طراحی براساس بارهای دینامیکی/نوسانی (خستگی)
۴ـ طراحی محور (شافت) ، طراحی خار + طراحی پین
۵ـ طراحی جوش (تحلیل استحکام)
۶ـ طراحی پیچ و مهره + پرچ
۷ـ طراحی فنر
۸ـ طراحی یاتاقانهای لغزشی

ب) طراحی II

۹ـ طراحی یاتاقانهای غلتشی (براساس کاتالوگ SKF)
۱۰ـ طراحی چرخدنده (ساده، هلیکال، حلزونی، مخروطی)
۱۱ـ طراحی المانهای انتقال قدرت (تسمه، زنجیر، کابل)
۱۲ـ کلاچ + ترمز + کوپلینگ‌ها
۱۳- تلرانسها و انطباقات
۱۴- آشنایی با استانداردها و نحوه استفاده از آنها

توجه: جزوه درسی حاضر توسط عده‌ای از دانشجویان تهیه و در طول ترم های بعدی اصلاح شده است لذا احتمال وجود اشکال در آن می باشد. در هر حال مطالب ارایه شده در کتاب ملاک اصلی می‌باشد.

تئوریهای شکست :

- تئوری شکست (گسیختگی)
  - ۱- مواد نرم $S_{yt} \approx S_{yc}, S_{ut} \approx S_{uc}$ تقدیل
    - ۱- تئوری ماکزیمم تنش نرمال ($\sigma - theory$)
    - ۲- تئوری ماکزیمم تنش برشی ($\tau - theory$)
    - ۳- تئوری انرژی (D.E-theory)
  - ۲- مواد ترد* $(S_{ut} < S_{uc})$
  - ۲- بارهای دینامیکی(خستگی)
    - ۱- تئوری گودمن
    - ۲- تئوری سادربرگ
    - ۳- تئوری اصلاح شده گودمن

- ۲- مواد ترد * $(S_{ut} < S_{uc})$
  - ۱- تئوری ماکزیمم تنش نرمال
  - ۲- تئوری کولن - مور
  - ۳- تئوری اصالح شده کولن - مور

مواد ترد در کشش و مواد نرم در برش شکسته می شوند.

طراحی اجزاء ۲

طراحی یاتاقانهای غلتشی

با استفاده از کاتالوگ SKF

فصل ۱

۱-۱- یاتاقانهای تماس غلتشی (Anti friction Bearings)

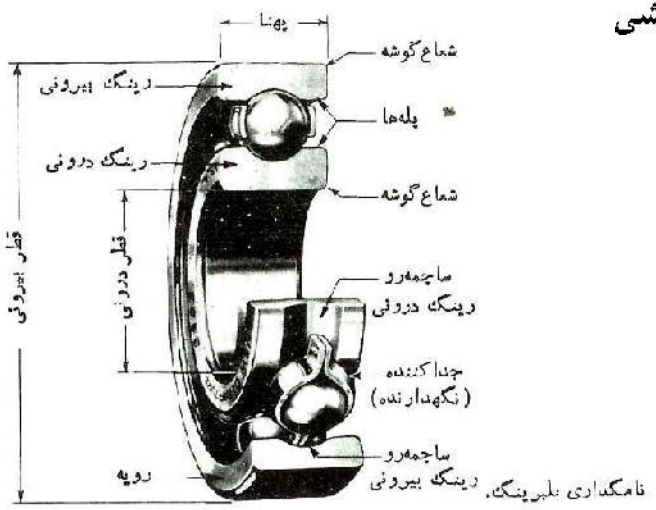
انواع یاتاقانهای غلتشی

۱- یاتاقانهای غلتشی برای تحمل بارهای شعاعی خالص

۲- یاتاقانهای غلتشی برای تحمل بارهای محوری خالص (کف گرد)

۳- یاتاقانهای غلتشی برای تحمل بارهای ترکیبی از بارهای شعاعی و محوری.

اجزاء اصلی یک یاتاقان غلتشی



۱- رینگ داخلی

۲- رینگ خارجی

۳- اجزای غلتشی

۴- جدا کننده

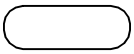
۵- کاسه نمد

اجزاء غلتشی

الف) کروی و یا ساچمه (Ball) ○

ب) غلتک (Roller)

اگر نسبت $\frac{L}{d} > 4$ باشد به آنها یاتاقانهای سوزنی شکل گفته می شود. این نوع یاتاقان برای تحمل بار شعاعی زیاد به کار می‌رود.

ج) خمره‌ای ویا بشکه ای (spherical) 

د) مخروطی (tapered)

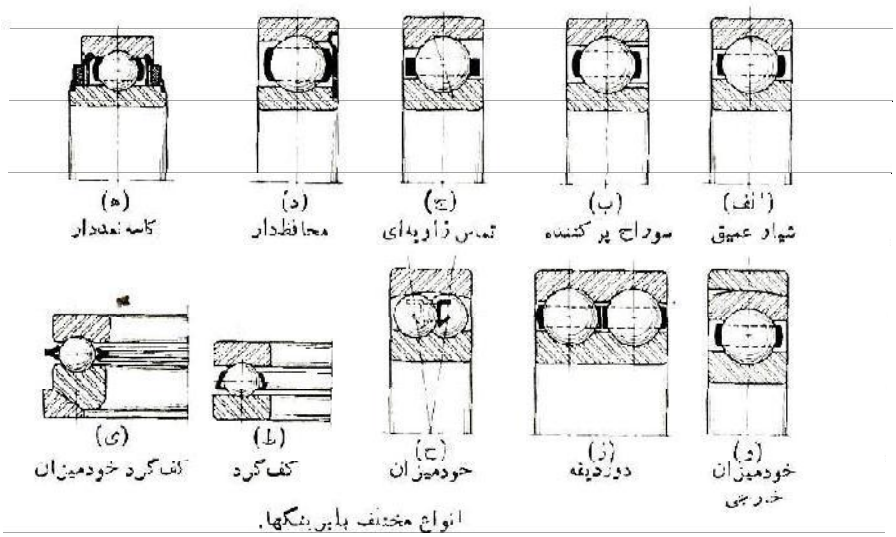
۱-۲- انواع یاتاقانهای بال برینگ

۱- بال برینگهای شعاعی شیار عمیق (Deep groove ball bearings)

۲- بال برینگ های نوع محوری (کف گرد) thrust Bearings

۳- بال برینگ تماس زاویه‌ای (Angular contacting bearing)

٤- بالبرینگ خود میزان (self alignment Ball Bearing)



انواع مختلف بابرینگها.

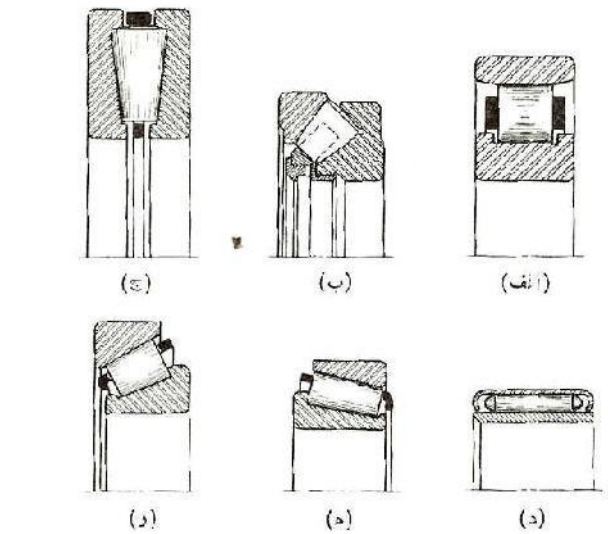
۱-۳- انواع رولربرینگ‌ها

۱- رولربرینگ غلتک ساده

۲- رولربرینگ خمره‌ای

۳- رولربرینگ سوزنی

۴- رولربرینگ مخروطی

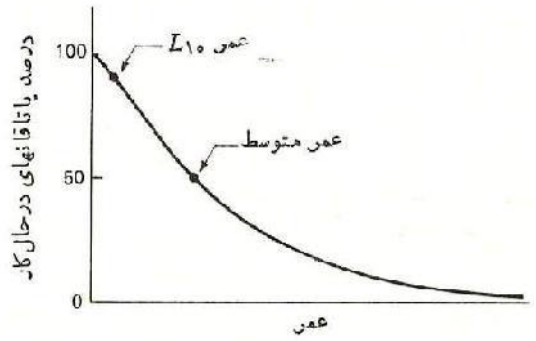


شکل ۱۱-۳ انواع رولر برینگها: (الف) غلتک ساده؛ (ب) غلتک کروی کف گرد؛ (ج) غلتک مخروطی کف گرد؛ (د) سوزنی؛ (ه) غلتک مخروطی؛ (و) غلتک مخروطی با شیب تند.

عمر یاتاقان: عمر یاتاقان به صورت کل تعداد دورها یا تعداد ساعتهای کار یاتاقان در سرعت زاویه‌ای ثابت معلومی که در آن معیارهای خرابی پدید آید تعریف می‌شود.

عمر تشخیص (عمر پایه) L_{10} : عمر تشخیص یک گروه از بال برینگ ها یا رولربرینگهای به ظاهر مشابه به صورت تعداد دورها یا ساعتهای کار با سرعت ثابت معلومی تعریف می‌شود که در ده درصد از گروه یاتاقانها خرابی ایجاد شود.

$$R_N = (R)^N$$



منحنی نمونه‌وار پیش‌بینی عمر یاتاقان.

عمر متوسط حدود ۴ تا ۵ برابر عمر L_{10} است. همچنین عمر و بار با یکدیگر نسبت معکوس دارند.

۱-٤- عمر یاتاقان

تجربه و آزمایش نشان داده است که بین دو گروه مشابه از یاتاقانها که تحت اثر بارهای متفاوت F_1 و F_2 قرار دارند و عمرهایی به ترتیب L_1 و L_2 دارند رابطه زیر برقرار است.

$$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^q$$

که در آن

q=3 : برای بال برینگها

$q = \frac{10}{3}$: برای رولربرینگها

۱-۵- ظرفیت دینامیکی (C)

ماکزیمم باری است که رینگ داخلی یک یاتاقان می‌تواند تحمل کند و تحت آن بار، رینگ داخلی 10^6 دور عمر نماید (بچرخد).

با توجه به تعریف فوق می‌توان مقدار عمر یک یاتاقان تحت بار F را به صورت زیر محاسبه نمود:

$F_2=C \quad \rightarrow \quad L_2 = 10^6$ دور

$L=? \quad \rightarrow \quad F_1=F$

$$\frac{L_1}{L_2} = (\frac{F_2}{F_1})^q \Rightarrow \frac{L}{10^6} = (\frac{C}{F})^q$$

$$\Rightarrow L = (\frac{C}{F})^q = L_{10}$$

$$L_{10h} = \frac{L_{10} \times 10^6}{60n}$$

که در آن :

L_{10} : عمر یاتاقان بر حسب میلیون دور

C: ظرفیت دینامیکی ← از کاتالوگ [KN]

F: باریاتاقان [KN]

n : سرعت زاویه‌ای شافت (rpm)

L_{10h}: عمر یاتاقان بر حسب ساعت

۱-۶- ظرفیت استاتیکی (C_0)

حداکثر میزان باری است که در قطر جزء غلتشی یاتاقان (ساچمه یا رولر) حداکثر تغییر شکل 0.0001 برابر قطر را ایجاد می نماید.

۱-۷- محاسبه بار دینامیکی معادل

هرگاه ترکیبی از بار شعاعی و بار محوری بر یاتاقان اعمال شود، بایستی مقدار بار دینامیکی معادل را برای محاسبه عمر یاتاقان محاسبه نمود. بار دینامیکی معادل به صورت زیر محاسبه می‌شود. (مطابق با کتاب)

$$P = F_{eq} = ?$$

$$F_e = \max(F_{e1}, F_{e2})$$

$$F_{e1} = VF_r \qquad F_{e2} = XVF_r + YF_a$$

ضریبهای بار شعاعی معادل

نوع یاتاقان	X_1	Y_1	X_2	Y_2
بلبرینگ‌های تماس شعاعی	۱	۰	۰/۵	۱/۴
بلبرینگ‌های تماس زاویه‌ای با زاویه کم شیب	۱	۱/۲۵	۰/۴۵	۱/۲
بلبرینگ‌های تماس زاویه‌ای با زاویه پرشیب	۱	۰/۷۵	۰/۴	۰/۷۵
بلبرینگ‌های دور ردیفه و دوبله (نوع DB یا DF)	۱	۰/۷۵	۰/۶۳	۱/۲۵

توجه: از مجموعه (X_1 , Y_1) ویا (X_2 , Y_2) استفاده میگردد که حداکثر مقدار را برای F_{e2} ایجاد کند.

که در آن :

F_{eq} ،F_e : بار معادل F_r : بار شعاعی

F_a : بار محوری V: ضریب چرخش

ضریب چرخش:
- V = 1.2 چرخان بودن رینگ خارجی
- V =1 برای یاتاقانهای خود میزان

ضریب X و Y به تعداد و قطر ساچمه‌ها و نوع یاتاقان وابسته است و در جدول ۲-۱۱ کتاب آمده است.

معمولاًیاتاقانهای غلتشی را از لحاظ کلاس کاری به سه طبقه سبک، متوسط و سنگین طبقه بندی می‌کنند.

نحوه نامگذاری یاتاقانها در کاتالوگهای سازنده عنوان می‌گردد و معمولاً نوع کلاس کاری و قطر داخلی یاتاقان در این نامگذاری مستتر است. مثلاً در کاتالوگ SKF برای دو مدل: 6304 و 6204 قطر داخلی برابر با 20 میلیمتر است ولی کلاس کاری آنها با یکدیگر متفاوت است.

04 * 5 → d

2 , 3 → کلاس کاری را می‌دهد

۱-۸- محاسبه بار دینامیکی معادل برای یاتاقانهای D.G.B.B (بر اساس کاتالوگ SKF)

برای یاتاقانهای D.G.B.B، مقدار بار دینامیکی معادل بر اساس کاتالوگ SKF از رابطه زیر بدست می آید:

$$P = F_r \qquad when \qquad \frac{F_a}{F_r} \le e$$

$$P = XF_r + YF_a \qquad when \qquad \frac{F_a}{F_r} > e$$

که در آن:

F_a: بار محوری F_r: بار شعاعی P: بار معادل دینامیکی

X,Y,e : ضرایبی که از جدول شماره ۴ صفحه 299 کاتالوگ SKF برحسب $f_o \frac{F_a}{C_o}$ خوانده می‌شود.

جدول (۴)-

Calculation factors for single row deep groove ball bearings

	Normal clearance			C3 clearance			C4 clearance		
$f_0 F_a/C_0$	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,50	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1,00
6,89	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00	0,56	0,44	1,00

Intermediate values are obtained by linear interpolation

و همچنین مقادیر f_0 و C_0 نیز از مشخصات بال برینگ هستند که از جداول مربوط به یاتاقان (کاتالوگ) خوانده می‌شود.

۱- ۹- محاسبه بار استاتیکی معادل

بار استاتیکی معادل بر اساس کاتالوگ SKF برای یاتاقانهای شیار عمیق (D.G.B.B) به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$P_0 = Max\,(P_{01}, P_{02})$$
$$P_{01} = 0.6F_r + 0.5F_a$$
$$P_{02} = F_r$$

۱- ۱۰- محاسبه حداقل بار شعاعی برای بال برینگهای شیار عمیق

در سرعتها وشتابهای زیاد، جهت عملکرد بهتر یاتاقان بال برینگ شیار عمیق، بایستی یک حداقل نیروی شعاعی به یاتاقان اعمال گردد که بر اساس کاتالوگ SKF به صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$F_{rm} = K_r \left(\frac{\nu \times n}{1000}\right)^{2/3} \left(\frac{d_m}{100}\right)^2$$

Where:

F_{rm}: Minimum radial load (KN)

K_r minimum load factor (product table)

υ : Oil viscosity at operation temp ($\frac{mm^2}{s}$)

n: Rotational speed (rpm)

d_m: Bearing mean diameter (mm)

Where $d_m = \frac{1}{2}(d + D)$

۱- ۱۱- طراحی (انتخاب) یاتاقان مناسب با استفاده از کاتالوگ SKF

الف) انتخاب نوع یاتاقان (type)

ب) انتخاب سایز و اندازه یاتاقان

الف) انتخاب نوع یاتاقان *(type)*

پارامترهای ذیل در انتخاب نوع یاتاقان موثرند:

۱- فضای قابل دسترس

۲- بار (Load)

۳- نامم راستایی (Misalignment)

۴- دقت (Precision)

۵- سرعت (Speed)
۶- حرکت آرام (سر و صدای کم) noise
۷- سختی ـ ماشین ابزار
۸- تغییر مکان در جهت طولی
۹- جا زدن و خارج کردن
۱۰- آب بندی داخلی یاتاقان (Seals)

ب) انتخاب سایز و اندازه یاتاقان

عمر یک یاتاقان غلتشی به عوامل ذیل وابسته است:

۱- عمر پوسته داخلی و خارجی یاتاقان
۲- عمر المان چرخنده
۳- عمر بخش جدا کننده
۴- روغنکاری
۵- قطعه آب بندی کننده (seals)
۶ - بار (Load)

۱-۱۲- محاسبه ضریب اطمینان استاتیکی

ضریب اطمینان استاتیکی بایستی در حالتهای چرخش آهسته شافت، حرکت نوسانی آهسته برای شافت و زمانی که شافت مدت زمان کوتاهی ساکن می‌باشد محاسبه شود. در هر حال توصیه می‌گردد که ضریب اطمینان استاتیکی حتماً برای یاتاقان چک شود. ضریب اطمینان استاتیکی به صورت زیرمحاسبه می‌شود:

$$S_o = \frac{C_o}{P_o}$$

که در آن:

S_0: ضریب اطمینان استاتیکی ، P_0: بار استاتیکی معادل

C_0: ظرفیت استاتیکی

مقدار مجاز ضریب اطمینان استاتیکی در جدول شماره ۱۰ صفحه ۷۷ کاتالوگ SKF آمده است.

جدول (۱۰)

Guideline values for the static safety factor s_0

Type of operation	Rotating bearing: Requirements regarding quiet running unimportant		normal		high		Non-rotating bearing	
	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings
Smooth, vibration-free	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Pronounced shock loads [1]	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

For spherical roller thrust bearings it is advisable to use $s_0 \geq 4$

[1] ...

به هر حال در کارکرد معمولی یاتاقان مقدار آن (ضریب اطمینان استاتیکی) باید بزرگتر از یک باشد و ضریب S_0 همیشه باید برای یک یاتاقان چک شود.

■۱-۱۳- محاسبه عمر یاتاقان (D.G.B.B) بر اساس کاتالوگ SKF

عمر پایه (عمر تشخیص)

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{q}$$

باید توجه داشت که عمر واقعی یک یاتاقان در شرایط واقعی کارکرد با مقدار عمر پایه آن متفاوت می‌باشد. در کاتالوگ SKF عمر اصلاح شده یاتاقان از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$L_{nm} = a_1 a_{skf} \left(\frac{C}{P}\right)^{q}$$

$$(L_{nm})_h = \frac{10^6}{60n} L_{nm}$$

که در آن :

L_{nm}: عمر اصلاح شده یاتاقان بر اساس SKF بر حسب میلیون دور با قابلیت اعتماد (100-n)%

C: ظرفیت دینامیکی یاتاقان

P: بار دینامیکی معادل

a_1: ضریب قابلیت اعتماد (جدول ۱ ص ۵۳ جدول کاتالوگ SKF)

جدول (۱)

Values for life adjustment factor a_1

Reliability %	Failure probability %	Rating life L_{nm}	Factor a_1
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,62
96	4	L_{4m}	0,53
97	3	L_{3m}	0,44
98	2	L_{2m}	0,33
99	1	L_{1m}	0,21

a_{skf}: ضریب اصلاحی عمر SKF (که از نمودارهای 1 الی 4 کاتالوگ SKF استفاده می‌گردد. همچنین برای بال برینگ ها از نمودار شماره 1 صفحه 54 کاتالوگ SKF می‌توان استفاده کرد).

n : سرعت دورانی شافت (rpm)

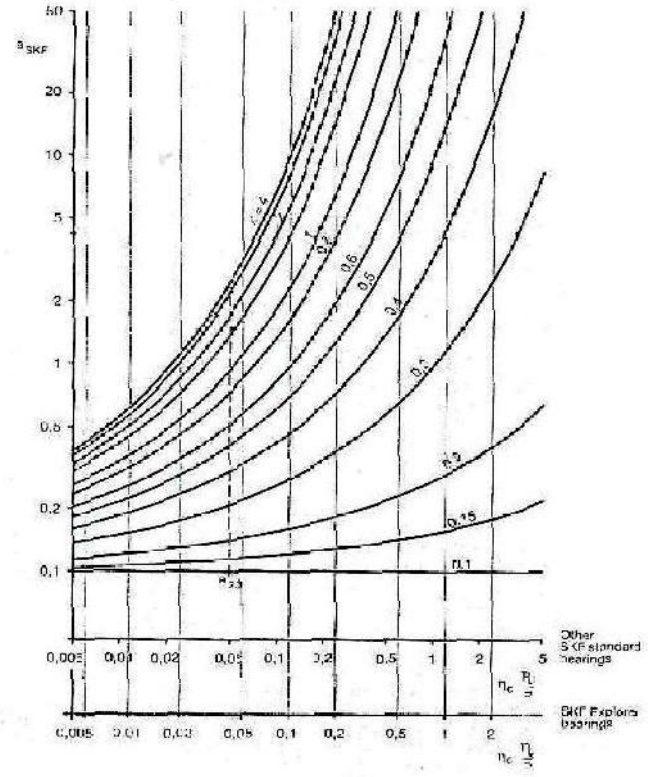
$(L_{nm})_h$: عمر اصلاح شده یاتاقان در کاتالوگ SKF بر حسب ساعت با قابلیت اعتماد (100-n)%

ضریب a_{skf} به حد بار خستگی، شرایط روغنکاری و ویسکوزیته روغن وابسته است که بر حسب پارامترهای زیر از نمودار شماره ۱ صفحه ۵۴ کاتالوگ SKF خوانده می‌شود.

$$K = \frac{\nu}{\nu_1} \quad , \quad \left[\eta_C \frac{P_u}{P} \right]$$

نمودار ۱ صفحه ٥٤

کاتالوگ SKF



در روابط فوق پارامترها به صورت زیر تعریف می‌شوند.

η_c : (سطح آلودگی در یاتاقان) (contamination level in the bearing)

از جدول شماره ۴ صفحه ۶۲ کاتالوگ SKF (جدول زیر)

جدول (۴)

Guideline values for factor η_c for different levels of contamination

Condition	Factor η_c for bearings with diameter d_m < 100 mm	d_m ≥ 100 mm
Extreme cleanliness Particle size of the order of the lubricant film thickness Laboratory conditions	1	1
High cleanliness Oil filtered through extremely fine filter Conditions typical of bearings greased for life and sealed	0,8 ... 0,6	0,6 ... 0,5
Normal cleanliness Oil filtered through fine filter Conditions typical of bearings greased for life and shielded	0,6 ... 0,5	0,5 ... 0,6
Slight contamination Slight contamination in lubricant	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Typical contamination Conditions typical of bearings without integral seals, coarse filtering, wear particles and ingress from surroundings	0,3 ... 0,	0,4 ... 0,2
Severe contamination Bearing environment heavily contaminated and bearing arrangement with inadequate sealing.	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Very severe contamination (Under extreme contamination values of η_c can be outside the scale resulting in a more severe reduction of life than predicted by the equation for L_{nm})	0	0

P_u: حد بار خستگی که از جداول خود یاتاقان خوانده می‌شود.

υ: ویسکوزیته سینماتیکی مورد نیاز دردمای مرجع (40^oC)

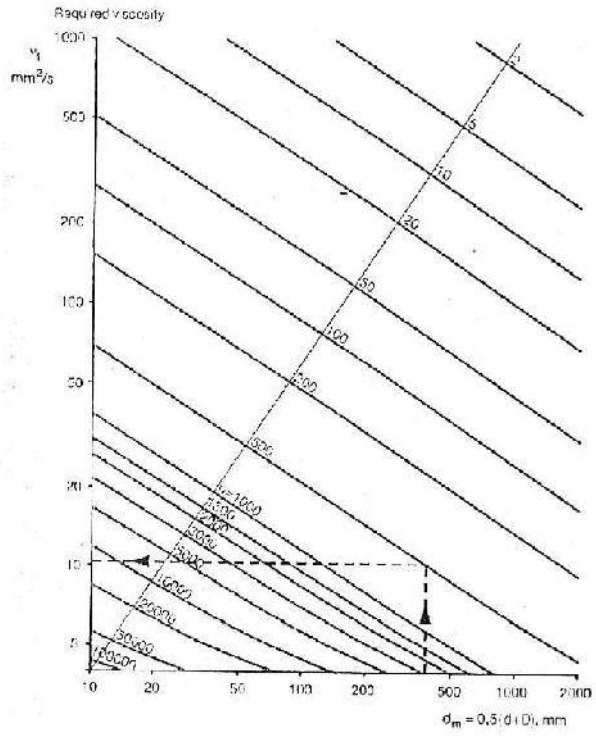
υ_1 : ویسکوزیته سینماتیکی مورد نیاز در دمای کارکرد یاتاقان

لازم به توضیح است که در کاتالوگ‌های قبلی SKF، عمر پایه محاسبه شده برای یاتاقان با استفاده از فاکتور a_{23} « جهت درنظر گرفتن اثر جنس و روغنکاری» اصلاح می گردیده است. فاکتور a_{23} در کاتالوگ سال ۱۹۷۵ شرکت SKF معرفی شده است.

در حالت استفاده از فاکتور a_{23} مقدار $\left[\eta_c \frac{P_u}{P}\right]_{23}$ ثابت در نظر گرفته می‌شود و در نتیجه فاکتور a_{23} تنها وابسته به نسبت ویسکوزیته سینماتیکی می‌باشد.

۱-۱۴- انتخاب روغن با ویسکوزیته مناسب برای یاتاقان بر اساس SKF

ویسکوزیته سینماتیکی مورد نیاز برای روغن بر اساس قطر متوسط یاتاقان (d_m) و سرعت دورانی شافت با استفاده از نمودار شماره ۵ صفحه ۶۰ کاتالوگ SKF تعیین می گردد.



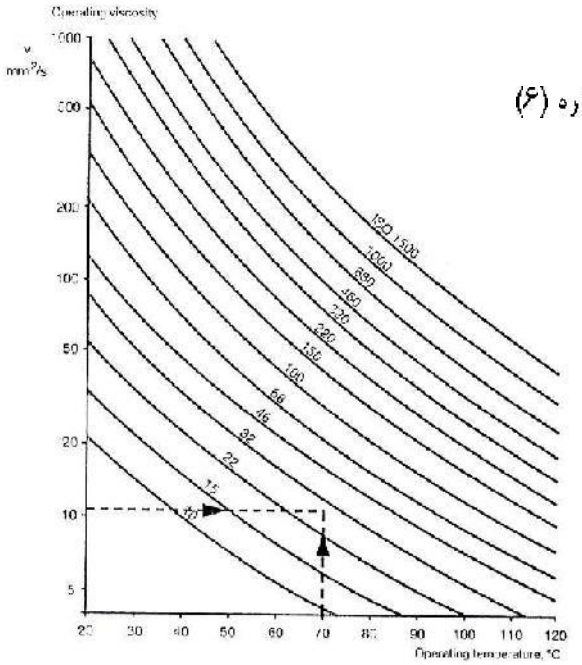
نمودار شماره ۵ صفحه ۶۰

کاتالوگ SKF

$$d_m = \frac{1}{2}(d + D)$$

همچنین شماره روغن بر اساس ISO با استفاده از نمودار شماره ۶ صفحه ۶۱ بر حسب دمای کارکرد یاتاقان و ویسکوزیته مورد نیاز قابل تعیین خواهد بود. (نمودار زیر)

نمودار شماره (۶)



رده بندی روغنها بر اساس ویسکوزیته و استاندارد ISO 3448 در جدول شماره 3 صفحه ۵۹ کاتالوگ SKF آمده است.

جدول (۳)

Table 3

ISO viscosity classification to ISO 3448

ISO viscosity grade	Kinematic viscosity limits at 40 °C		
	mean	min	max
–	mm²/s		
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1 000	1 000	900	1 100
ISO VG 1 500	1 500	1 350	1 650

مثال۱

بال برینگ شیار عمیق به شماره 6206* را در تکیه‌گاهی استفاده نموده‌ایم که در آن مقدار بار شعاعی خالص F_r=2000N و سرعت دورانی n=3000 rpm می‌باشد با فرض دمای کارکرد $T=60^0C$ و شرایط تمیزی معمولی روغن (Normal cleanliness)مطلوب است:

الف)محاسبه عمر پایه یاتاقان (L_{10}=?)

F_r= 2000 N n= 3000 rpm T= 60^oc

برای یاتاقان شماره 6206* از کاتالوگ SKF داریم:

d= 30 mm ، D=62 mm

C=20.3 KN ، C_0= 11.2 KN

P_u= 0.48 ، f_o= 14

K_r= 0.025

$P=F_r$= 2 kN

جایگذاری : $L_{10}=(\frac{20.3}{2})^3=1045.68$ (میلیون دور)

$L_{10h}=\frac{10^6}{60n}L_{10}=5809.3$ (ساعت)

ب) ضریب اطمینان استاتیکی یاتاقان را محاسبه نمایید

$S_0=\frac{C_o}{P_o}=\frac{11.2}{2}=5.6$ (According to the table 10 of SKF Catalogue)

ج) شماره روغن براساس ISO

می‌دانیم :

$$d_m=\frac{1}{2}(d+D)=\frac{1}{2}(30+62)=46(mm)$$

حال داریم : $d_m=46(mm)$, $n=3000(rpm)$ ➔ $v_1=11\frac{mm^2}{s}$ (Diagram 5 of SKF)

Required viscosity at operating temp.

T= 60 ^oC

$\upsilon_1 = 11\frac{mm^2}{S}$ → ISO VG22 (انتخاب روغن) → $v = 22\frac{mm^2}{S}\ (atT = 40^o c)$

د) مقدار عمر اصلاح شده یاتاقان براساس کاتالوگ SKF را با فرض قابلیت اطمینان 95% محاسبه کنید.

R= 95% L_{nm}=?

L_{5m}=? R= 95%

a_1= 0.62 (از جدول ۱ کاتالوگ) ، $k = \frac{v}{v_1} = \frac{22}{11} = 2$

از 0.5 استفاده میشود ($\eta_c = 0.5,...,0.6$) (جدول ۴) Normal cleanliness

$\Rightarrow \eta_c \times \frac{P_u}{P} = 0.12 \rightarrow 0.5\frac{0.48}{2} = 0.12$

با مراجعه به نمودار 1 صفحه 54 کاتالوگ SKF داریم:

For explorer bearing: $a_{skf} \approx 7$

حال داریم:

$$L_{nm} = a_1 a_{skf} (\frac{c}{P})^q$$

$$L_{5m} = (0.62)(7)(\frac{20.3}{2})^3 = 4538.24$$ (میلیون دور)

$$L_{5mh} = 25213$$ (ساعت)

هـ) برای بالبرینگ فوق حداقل بار شعاعی موردنیاز را محاسبه کنید:

$$F_{rm} = K_r (\frac{\upsilon_1 \times n}{1000})^{2/3} (\frac{d_m}{100})^2$$

v_1: oil viscosity at operating temp

$$F_{rm} = (0.025)(\frac{11*3000}{1000})^{2/3}(\frac{46}{100})^2 = 0.054(KN)$$

مثال ۲

بالبرینگ شیار عمیق شماره 6318*برای تکیه‌گاهی با بار شعاعی F_r=8000 (N) و بار محوری F_a=5000(N) مورد استفاده قرار گرفته‌است. سرعت دورانی شافت n= 1500 rpm و دمای کارکرد یاتاقان T=75 ^oC می‌باشد. وضعیت روغن را بصورت Normal Cleanliness در نظر بگیرید.

الف) عمر پایه یاتاقان را محاسبه کنید

L_{10} , L_{10h}=?

For *6318 → (از کاتالوگ SKF)

d= 90 mm

D=190 mm C= 151 KN

C_0= 108 KN P_u= 3.8 KN

K_r= 0.03 f_o= 13

$$f_o \frac{F_a}{C_o} = (13)\frac{5000}{108000} = 0.602$$

→ e=0.25 , X=0.56 , Y=1.78 (جدول ۴ کاتالوگ SKF)

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{5000}{8000} = 0.625 > e \rightarrow P = XF_r + YF_a$$

$$\rightarrow P = 13380(N) \rightarrow L_{10} = (\frac{C}{P})^q = (\frac{151}{13.38})^3 = 1437.35 \text{ (million Rev.)}$$

$$(L_{10})_h = \frac{10^6}{60n} \times L_{10} = 15970.6 \text{ ساعت}$$

ب) ضریب اطمینان استاتیکی

P_{01}= 0.6 F_r+0.5 F_a = 7300 (N)

P_{02}= F_r = 8000 N

P_0 = Max (P_{01}, P_{o2}) = 8000 (N)

S_0= $\frac{C_o}{P_o} = \frac{108KN}{8KN} = 13.5$ *ok* (جدول ۱۰ کاتالوگ)

ج) مقدارعمر اصلاح شده با قابلیت اعتماد 90%

(R= 90%) L_{10m} , $L_{10\,mh}$= ?

d_m= 140 mm

n= 1500 rpm → υ_1= 9 (mm^2/s) (نمودار ۵ کاتالوگ)

T=75°C → ISO VG 32

$$K=\frac{v}{v_1}=\frac{32}{9}=3.6$$

(Normal cleanliness حالت) → $\eta_C = 0.6$ (از جدول ٤ کاتالوگ)

d_m>100 mm

$$\rightarrow \eta_c \frac{P_u}{P}=(0.6)\frac{3.8}{13.38}=0.17$$

نمودار صفحه ۵۴ کاتالوگ → $a_{SKF} \approx 20$

R=90% → a_1= 1

$$L_{10m}=(1)(20)(\frac{151}{13.38})^3=28746.9$$ میلیون دور

L_{10mh}=31941.0 (ساعت)

د) محاسبه حداقل بار شعاعی ? =F_{rm}

$$F_{rm}=(0.03)(\frac{9*1500}{1000})^{\frac{2}{3}}(\frac{140}{100})^2=0.333KN$$

تمرین:

در صورت امکان بالبرینگ شیار عمیق ساده‌ای برای شرایط تکیه‌گاهی ذیل انتخاب نمایید:

F_r=6000 (N) d= 75 mm

F_a = 4700 (N) n= 2000 rpm

همچنین نوع ماشین ایجاب می نماید که حداقل عمر مطلوب برای یاتاقان 40000 ساعت و قابلیت اعتماد R=96% باشد.

Slight Contamination: سطح آلودگی روغن

$T=60^oC$ (دمای کارکرد یاتاقان)

طراحی اجزاء ۲

طراحی چرخدنده ها

- ساده
- هلیکال
- حلزونی
- مخروطی

فصل ۳

۲-۱- چرخدنده‌ها

انواع مهم چرخدنده‌ها

۱- چرخدنده ساده (Spur Gear)

۲- چرخدنده هلیکال یا مارپیچ (Helical Gear)

۳- چرخدنده حلزونی (Worm Gear)

۴- چرخدنده مخروطی

بررسی مجموعه چرخدنده‌ها

۱- تحلیل سینماتیکی مجموعه چرخدنده‌ها

۲- تحلیل نیرویی و استحکام چرخدنده‌ها

تعاریف

- چرخدنده کوچکتر را پینیون (pinion) و چرخدنده بزرگتر را گیر (Gear) می‌گویند.

- چرخدنده راننده (محرک) را Driver و چرخدنده متحرک یا رانده شده را Driven می‌نامند.

-معمولا ماکزیمم نسبت تبدیل دور در چرخدنده‌های ساده ۱ به ۶ است. برای چرخ حلزونی نسبت تبدیل میتواند ۱ به ۴۰ باشد. برای بالابرجرثقیلها نسبت تبدیل ۱ به ۴۰۰ هم وجود دارد که با چرخدنده‌های سیاره‌ای ایجاد میشود.

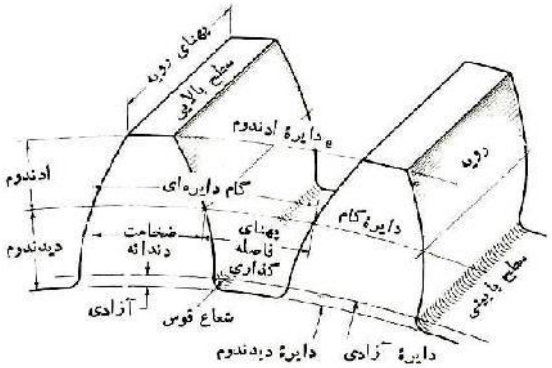
۲-۲- چرخدنده‌های ساده (Spur Gears)

چرخدنده‌های ساده برای انتقال حرکت دورانی بین محورهای موازی به کار می‌روند و دندانه‌های آنها به موازات محور چرخششان می‌باشد. معمولاًچرخدنده‌های ساده از لحاظ تئوری قادر به ایجاد ماکزیمم نسبت دور ۱ به ۶ می‌باشند. که البته این پیشنهادی است و می‌تواند بیشتر هم باشد. محدودیت استفاده از چرخدنده های ساده به صورت زیر است:

$(\frac{n_2}{n_1}) < \frac{1}{6}$ و $40\ hp >$ توان : نسبتت تبدیل دور

- به طور معمول دور چرخدنده کوچک «برای چرخدنده‌های ساده» نبایستی از 3600 rpm بیشتر شود.

$n_1 < 3600$ rpm



نامگذاری دندانهٔ چرخدنده.

a : ارتفاع تاج دندانه (Addendum)

b : ارتفاع ریشه دندانه (Dedendum)

همواره b>a می باشد که سر دندانه چرخدنده درگیر به دایره ته دندانه نرسد.

ارتفاع دندانه: $h_t=a+b$

■ دایره گام:

دایره‌ای است فرضی که تمامی محاسبات برمبنای آن انجام می‌شود. و قطر آن را قطر دایره گام گویند.

■ دایره لقی:

دایره لقی دایره‌ای است که بر دایره ادندوم چرخدنده درگیر مماس است.

■ گام (گام دایره‌ای) P_c ، P :

فاصله‌ای است که بر روی دایره گام از یک نقطه بر روی یک دندانه تا نقطه مشابه بر روی دندانه مجاور اندازه گیری می‌شود.

$$P=\frac{\pi\, d}{N}$$

d: قطر دایره گام (mm)

p: گام چرخدنده (mm)

N: تعداد دندانه‌های چرخدنده

■ مدول (m):

به نسبت قطر دایره گام به تعداد دندانه‌های چرخدنده، مدول گفته می‌شود.

$$m=\frac{d}{N}$$

m: مدول(mm)

d: قطر دایره گام چرخدنده (mm)

N: تعداد دندانه‌های چرخدنده

با جایگذاری داریم:

$$\rightarrow P = \frac{\pi\ d}{N} = \pi\ m$$

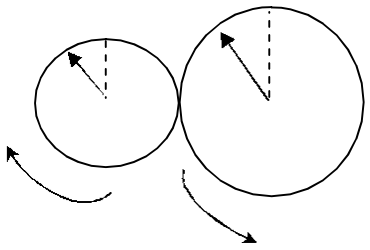
یک جفت چرخدنده درگیر باید دارای مدول یکسانی باشند و بدلیل اینکه برای ایجاد هر مدول به ابزار تراش جداگانه‌ای نیاز است، لذا تنها از تعداد محدودی مدول استاندارد استفاده می‌شود.

گام قطری (P_d):

درسیستم اینچی به نسبت تعداد دندانه‌ها بر قطر دایره گام بر حسب اینچ گام قطری گفته می‌شود (که عکس مدول است به اینچ)

$$P_d = \frac{N}{d(in)} \qquad P_d = \frac{1}{m(in)}$$

d: قطر دایره گام (inch) ، N: تعداد دندانه‌ها



$d_p = 2\ r_p$, $d_G = 2\ r_G$

$$Cd = \frac{d_p + d_G}{2} = r_p + r_G$$

d_G : قطر دایره گام چرخدنده گیر

d_p : قطر دایره گام پینیون

Cd : Center distance (فاصله مراکز دو چرخدنده)

$$\frac{n_G}{n_P} = \frac{r_P}{r_G} \qquad \frac{n_G}{n_P} = \frac{n_G}{n_P} = \frac{r_P}{r_G}$$

n_P: سرعت دورانی چرخدنده پینیون (rpm)

n_G: سرعت دورانی چرندنده Gear (rpm)

ω_P :سرعت دورانی چرندنده پینیون (rad/sec)

ω_G:سرعت دورانی چرندنده Gear (rad/sec)

$$V = r_p * \omega_P$$

$$\Rightarrow r_p \omega_P = r_G \omega_G$$

$$V = r_G * \omega_G$$

$$\Rightarrow \frac{\omega_G}{\omega_P} = \frac{r_p}{r_G} = \frac{n_G}{n_P} = \frac{N_p}{N_G}$$

در چرخدنده‌های استاندارد داریم:

برای دندانه بلند (Full Depth):

$a=m$

$b=1.25\ m$

لقی شعاعی $C= b-a = 0.25\ m$

برای دندانه کوتاه (Stud):

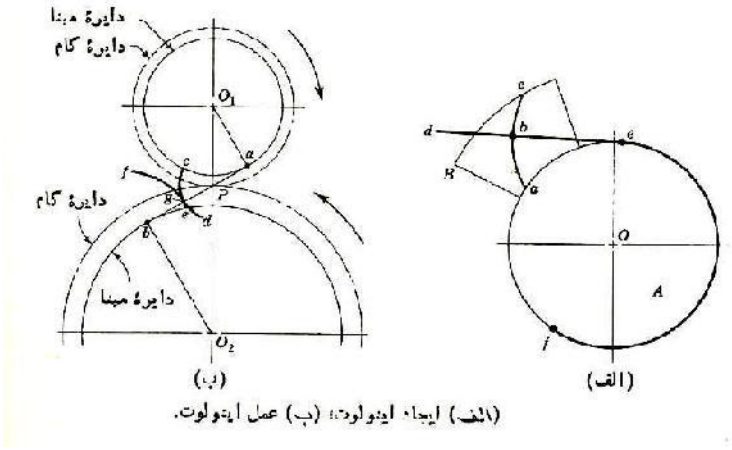
$a=0.8\ m$

$b=m$

$C=b-a=0.2\ m$

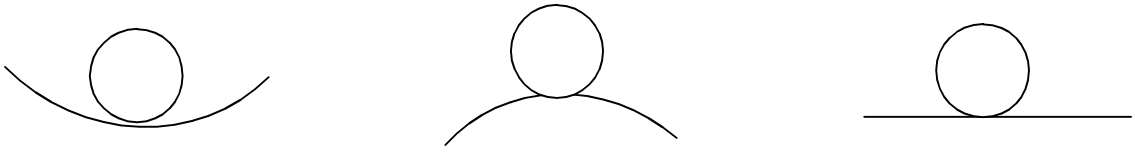
۲-۳- عمل مزدوج

هنگامی که پروفیل دندانه‌ها به نحوی طراحی شوند که در حین درگیری دندانه‌های دو چرخدنده نسبت سرعت زاویه‌ای ثابتی ایجاد شود،گویند که آن دو چرخدنده عمل مزدوج دارند در این حالت انتقال قدرت آرام می‌باشد. یکی از راه حل‌ها برای ایجاد نسبت سرعت زاویه‌ای ثابت در دو چرخدنده درگیر استفاده از پروفیل سیکلوئید و یا پروفیل اینولوت می‌باشد. پروفیل سیکلوئید در چرخدنده‌های قدیمی‌تر مورد استفاده قرار می‌گرفته است. در حال حاضر کلیه چرخدنده‌ها با پروفیل اینولوت تراشیده می‌شوند. برای مشاهده نحوه ایجاد پروفیل اینولوت به کتاب مراجعه شود.

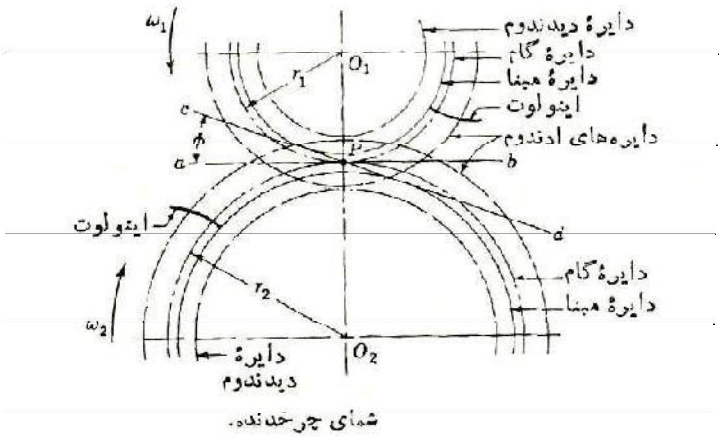


(الف) ایجاد اینولوت، (ب) عمل اینولوت.

اثبات می‌شود «به کتاب مراجعه شود» که اگر از پروفیل اینولوت برای چرخدنده‌ها استفاده شود، نسبت سرعت زاویه‌ای دو چرخدنده در طی درگیری دو دندانه ثابت خواهد ماند.



هیپوسیکلوئید　　اپی سیکلوئید　　سیکلوئید



ϕ : زاویه فشار

r_{bp}, r_{bG} : شعاع دایره مبنای پنیون و گیر

r_p , r_G : شعاع دایره گام پنیون و گیر

شعاع دایره مبنا، با توجه به شکل داریم:

$$r_{bG} = r_G.\cos\phi$$

$$\rightarrow r_b = r\cos\phi$$

$$r_{bp} = r_p.\cos\phi$$

$$if \quad c.d.\uparrow \quad \rightarrow \quad r\uparrow \quad \rightarrow \quad \cos\phi\downarrow \rightarrow \phi\uparrow \quad \rightarrow \quad w_r\uparrow$$

به مثال (۱۳ـ۱) صفحه ۵۲۷ کتاب مراجعه شود.

۴-۴- نسبت تماس (Contact Ratio)

تعداد دندانه‌های درگیر در هنگام چرخش دو چرخدنده را نسبت تماس گویند. معمولاًپروفیل چرخدنده‌ها باید طوری طراحی شوند که قبل از جدایی یک جفت دندانه، یک جفت دندانه دیگر با هم درگیر شده باشند. در طراحی چرخدنده‌ها بایستی مقدار ($C_R< 2$) باشد. معمولاً در چرخدنده‌های ساده مقدار $(1.2 \le C_R \le 1.5)$ است.

در محدوده فوق الذکر هر چه مقدار C_R بیشتر باشد،کارکرد چرخدنده نرم‌تر می‌شود. C_R از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$C_R = \frac{\sqrt{r_{ap}^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{r_{aG}^2 - r_{bG}^2} - cd\sin\phi}{\left(\frac{\pi.d_G.\cos\phi}{N_G}\right)}$$