



WHITE PAPERS

ASK-RD-ENG-009

R&D Department

ARYA SEPEHR KAYHAN (ASK) | SHAHID SALIMI INDUSTRIAL CITY, TABRIZ, IRAN

شرکت آریا سپهر کیهان با نام اختصاری ASK، طراح و تولیدکننده پمپ های گریز از مرکز و روتاری و ارائه دهنده راهکارهای بهینه سازی سیستم های فرایندی و پمپاژ می باشد.

توجه!

مقالات تخصصی با عنوان White Papers جهت افزایش دانش عمومی پمپ ها در بخش تحقیق و توسعه این شرکت نگارش شده است. استفاده از این مقالات رایگان می باشد و لازم است جهت استفاده از محتویات آن به موارد ذیل توجه فرمایید:

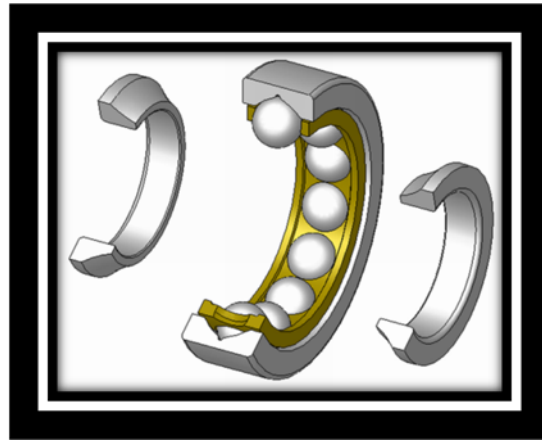
- 1- انتشار مجدد مطالب مقالات (به شکل اولیه و بدون تغییر در ساختار محتوایی و ظاهری) با ذکر منبع، بلامانع است.
- 2- استفاده تجاری از محتویات مقالات در نشریات مجاز نمی باشد.

باتاقان



Bearing

یاتاقان وسیله‌ای است که اجازه حرکت نسبی مقید بین دو یا بیشتر از دو قطعه را می‌دهد که به طور نمونه به صورت چرخش یا حرکت خطی است. یاتاقان‌ها می‌توانند به صورت گسترده‌ای بر طبق حرکتی که مجازند داشته باشند، یا براساس اصول کاری آن‌ها و همچنین جهت بارهای اعمالی که می‌توانند تحمل کنند، طبقه‌بندی شوند.



شکل ۱- نمایی از یک یاتاقان

یاتاقان‌های ساده به طرز گسترده‌ای استفاده می‌شوند و از سطوح برای تماس سایشی استفاده می‌کنند. با وجود روان‌کاری، آن‌ها معمولاً عمر و اصطکاک کاملاً قابل قبولی را ارائه می‌دهند. از سوی دیگر، یاتاقان‌های با اصطکاک کم معمولاً به خاطر راندمان، کاهش فرسایش و استفاده گسترده در سرعت‌های بالا، دارای اهمیت می‌باشند. اصولاً یک یاتاقان می‌تواند اصطکاک را با امتیاز شکل، نوع ماده یا با داشتن یک سیال بین سطوح یا جداکردن سطوح با یک میدان الکترومغناطیسی، کاهش دهد.

- از طریق شکل: معمولاً این مزایا با استفاده از غلتک‌ها، کره‌ها یا با شکل دادن یاتاقان‌های خمشی به دست می‌آید.
- از طریق مواد: با بهره‌گیری از طبیعت موادی که یاتاقان‌ها را تشکیل می‌دهند. (یک مثال می‌تواند استفاده از پلاستیک باشد که اصطکاک سطحی کمی دارد).
- از طریق سیال: با بهره بردن از ویسکوزیته کم یک لایه سیال مانند یک روان‌کار و یا یک واسطه فشرده شده که از برخورد دو سطح جلوگیری کند، یا با کاهش نیروی عمودی بین آن‌ها.

- از طریق میدان‌ها: با استفاده از میدان‌های الکترومغناطیسی، مانند میدان مغناطیسی تا از برخورد سطوح جامد جلوگیری کند.

حتی می‌توان از ترکیبی از این خواص در یک یاتاقان بهره برد.

۱. مفاهیم کلی در مورد یاتاقان

۱.۱. تاریخچه و تکامل

نوع اولیه از یاتاقان‌های خطی از سه قسمت تشکیل شده که بر روی هم قرار دارند. در هر صورت هیچ مدرک قاطعی وجود ندارد اما این تکنولوژی ممکن است به قدمت ساخت اهرام گیزا باشد. یاتاقان‌های خطی مدرن از اصول مشابهی استفاده می‌کنند با این تفاوت که بعضی مواقع از ساچمه به جای غلتک استفاده می‌شود.

اجزاء نخستین یاتاقان‌ها، ساچمه‌های ساده، غلتکی و چوب بوده‌است اما سرامیک، یاقوت کبود و شیشه نیز در آن زمان کاربرد داشتند. آهن، برنز و فولادهای دیگر، سرامیک‌ها و پلاستیک (برای مثال نایلون، پولی اکسی متیلین، تفلون) همگی امروزه معمول می‌باشند. حتی مواد قدیمی هم می‌توانند دوام خوبی داشته باشند. برای مثال، یاتاقان‌های چوبی امروزه هنوز هم می‌توانند در آسیاب‌های آبی قدیمی دیده شوند.

یاتاقان‌های چرخشی برای بسیاری از کاربردها مورد نیازند. از کاربردهای سنگین در محور چرخ‌ها و شفت‌های ماشین گرفته تا قسمت‌های دقیق ساعت‌ها. ساده‌ترین یاتاقان چرخشی یاتاقان بوش است که فقط یک سیلندر است که بین چرخ و محورش وارد می‌شود. این ساختار بوسیله یاتاقان غلتشی ادامه پیدا کرد که در آن بوش بوسیله تعدادی غلتک سیلندری جایگزین شد. هر غلتک به عنوان یک چرخ جدا رفتار می‌کند. اولین یاتاقان غلتکی اتاق‌دار در اواسط دهه ۱۷۴۰ میلادی بوسیله جان هریسون که ساعت‌ساز بود برای یک کارمند وقت‌نگهدار دریائی ابداع شد. او در این وسیله از یاتاقان برای یک حرکت نوسانی بسیار محدود استفاده کرد ولی او همچنین در همان زمان از یک یاتاقان مشابه در یک وسیله واقعا دوار در یک ساعت معمولی نیز استفاده کرد.

یک مثال قدیمی از بلبرینگ چوبی که یک میز چرخنده را پشتیبانی می‌کرد، از کشتی رومی به جا مانده است. خرابی کشتی به ۴۰ سال قبل از میلاد برمی‌گردد. گفته می‌شود لئوناردو داوینچی یک نوع یاتاقان ساچمه‌ای (بلبرینگ) را در حدود سال ۱۵۰۰ شرح داده‌است. مسئله‌ای در ارتباط با بلبرینگ‌ها، مالش ساچمه‌ها در مقابل یکدیگر که موجب اصطکاک مضاعف می‌شود. یاتاقان

غلتهای اتاق‌دار در اصل بوسیله گالیه شرح داده شد. قرار دادن یاتاقان‌ها در یک ردیف تا سال‌ها زیادی بعد از آن انجام نشد. اولین امتیاز حق ثبت کاسه ساچمه متعلق به فیلیپ وگان در سال ۱۷۹۴ بود. ایده فردریش فیشر در سال ۱۸۸۳ برای فرزکاری و سنگ‌زدن ساچمه‌ها در اندازه‌ها و گردی یکسان، اساس خلق یک صنعت مستقل بلبرینگ‌سازی بود.

یک حق امتیازی که به عنوان اولین حق امتیاز گزارش شده‌است، به یک تعمیرکار دوچرخه پاریسی در آگوست ۱۸۶۹ رسید. این یاتاقان‌ها سپس در دوچرخه‌ای که بوسیله جیمز مور در اولین دوره مسابقات جهانی دوچرخه سواری در جاده پاریس-روئن در نوامبر ۱۸۶۹ به مقام قهرمانی رسید، گنجانده شد.

طراحی مدرن یاتاقان خود تنظیم به اسون وینگوئیست از شرکت تولیدکننده بلبرینگ SKF در سال ۱۹۰۷ مربوط می‌شود. هنری تیمکن، یک رویاگرا و مبتکر در صنعت حمل و نقل در قرن ۱۹، امتیاز یاتاقان با غلتک مخروطی را در ۱۸۹۸ به ثبت رساند. یک سال بعد، او یک شرکت تأسیس کرد تا ابداعش را به تولید برساند. اریش فرانکه در سال ۱۹۳۴ بلبرینگ کاسه سیمی را اختراع و به ثبت رساند. توجه او در طراحی یاتاقان بر کوچک بودن سطح مقطع تا حداقل مقدار ممکن بود که بتواند در یک طراحی بسته جمع شود. بعد از جنگ جهانی دوم او به همراه گرهارد هیدریچ، شرکت «فرانک و گرهارد» را تأسیس کرد تا به تولید و بسط بلبرینگ کاسه سیمی سرعت بخشد. شرکت تیمکن، شرکت SKF، گروه شافلر، شرکت NSK، و شرکت یاتاقان‌سازی NTN در حال حاضر بزرگ‌ترین تولیدکنندگان یاتاقان در جهان می‌باشند. امروزه، یاتاقان‌ها در کاربردهای متنوعی به کار می‌روند. یاتاقان‌های فوق سریع در قطعات دستی دندانپزشکی به کار می‌روند، یاتاقان‌های هوافضائی در مریخ نورد به کار رفته‌اند، و یاتاقان‌های خمشی در سیستم‌های هم تراز نوری استفاده شده‌اند.

۱.۲. اصول عملکرد

حداقل شش سیستم معمول وجود دارند:

- یاتاقان‌های لغزشی که معمولاً بوش، یاتاقان‌های سرمحور، یاتاقان بوش، یاتاقان‌های خان‌دار، یا یاتاقان‌های ساده نامیده می‌شوند.
- یاتاقان‌های غلتشی مانند یاتاقان‌های ساچمه‌ای (بلبرینگ‌ها) و یاتاقان‌های غلتکی (رولربرینگ‌ها).
- یاتاقان‌های مرصع که نیروها در آن بوسیله پیچیدن جزئی خارج از مرکز محور، تحمل می‌شود.

- یاتاقان‌های لغزشی که در آن نیروها توسط یک سیال و یا گاز تحمل می‌شوند.
- یاتاقان‌های مغناطیسی که در آن نیرو با کمک یک میدان مغناطیسی تحمل می‌شود.
- یاتاقان‌های خمشی که در آن حرکت با المان نیروئی که خم می‌شود، تأمین می‌شود.

۱.۳. حرکت

حرکت‌های معمولی که یاتاقان‌ها اجازه آن را می‌دهند عبارتند از:

- چرخش شعاعی به عنوان مثال چرخش میله محور.
- حرکت خطی مانند کشو.
- حرکت کروی مانند لولای کاسه ساچمه‌ای
- حرکت مفصلی مانند درها

۱.۴. نیروها

یاتاقان‌ها تنوع گسترده‌ای در اندازه و جهتی که می‌توانند نیرو را تحمل کنند دارند. نیروها می‌توانند به صورت نیروهای غالب شعاعی، محوری (یاتاقان کف‌گرد) یا ممان عمود بر محور اصلی باشند.

۱.۵. سرعت

انواع مختلف یاتاقان‌ها، محدودیت‌های سرعت عملکردی متفاوتی دارند. سرعت به طور نمونه به عنوان حداکثر سرعت سطحی نسبی تعریف می‌شود که واحدش اغلب فوت بر ثانیه یا متر بر ثانیه می‌باشد. یاتاقان‌های چرخشی به عنوان نمونه، عملکرد را به صورت DN توصیف می‌کنند که D قطر یاتاقان (اغلب به میلی‌متر) و N سرعت چرخش با واحد دور بر دقیقه است. عموماً سرعت عملکرد یاتاقان‌ها در بازه قابل توجهی با هم تداخل دارند. به عنوان نمونه یاتاقان‌های ساده در سرعت‌های پائین کارایی دارند. یاتاقان‌های غلتشی سریع‌تر هستند. به دنبال آن یاتاقان‌های لغزشی و سرانجام یاتاقان‌های مغناطیسی قرار دارند که نهایتاً توسط نیروی مرکزگرا و با غلبه بر مقاومت مواد، محدود می‌شوند.

۱.۶. لقی و الاستیسیته

بعضی کاربردها، نیروهای یاتاقان‌ها را در جهات متنوعی به کار می‌برد و تنها لقی یا شیب محدودی را به عنوان نیروی متغیر اعمالی می‌پذیرد. یکی از منابع حرکت در یاتاقان‌ها، فواصل یا لقی‌هاست. برای مثال یک شفت ۱۰ میلی‌متری در یک سوراخ ۱۲ میلی‌متری، ۲ میلی‌متر لقی دارد. منبع دوم حرکت، الاستیسیته در خود یاتاقان‌هاست. برای مثال ساچمه‌ها در یاتاقان‌های ساچمه‌ای (بلبرینگ‌ها) مانند یک لاستیک سفت می‌مانند و تحت بار، از دایره به یک شکل جزئی مسطح تبدیل می‌شوند. کاسه بلبرینگ نیز الاستیک است و یک فرورفتگی را در محلی که ساچمه‌ها بر روی آن فشار می‌آورند ایجاد می‌کند.

۱.۷. عمر

یاتاقان‌های مغناطیسی و لغزشی می‌توانند به صورت بالقوه عمر نامحدودی را دارا باشند. عمر یاتاقان‌های غلتشی آماری است اما بوسیله بار، دما، تعمیر و نگهداری، ارتعاش، روان‌کاری و سایر فاکتورها تعیین می‌شود. برای یاتاقان‌های ساده بعضی از مواد عمر بیشتری نسبت به بقیه دارند.

۱.۸. تعمیر و نگهداری

یاتاقان‌های بسیاری احتیاج به تعمیرات دوره‌ای دارند تا از خرابی پیش از موعد آن‌ها جلوگیری شود. گرچه بعضی از آن‌ها نظیر یاتاقان‌های لغزشی یا مغناطیسی ممکن است احتیاج به نگهداری کمتری داشته باشند. بیشتر یاتاقان‌ها در عملکرد در دوره‌های بالا نیازمند روان‌کاری و تمیزکاری دوره‌ای هستند و ممکن است احتیاج به تنظیمات مجدد داشته باشند تا اثر فرسایش را به حداقل برسانند.

۱.۹. گونه‌های یاتاقان

یاتاقان‌ها گونه‌های متفاوتی دارند که با توجه به جدول شماره ۱، این دسته‌بندی را مشاهده می‌نمایید:

جدول ۱- انواع یاتاقان‌ها و خصوصیات آن‌ها

نکات	عمر	سرعت	سختی	توصیف	نوع
ساده‌ترین نوع یاتاقان، استفاده وسیع از آن، اصطکاک نسبتاً زیاد	متوسط (بسته به نوع روان-کار)	کم / متوسط (غالباً نیاز به خنک‌کاری دارد)	خوب، در صورتی که میزان ساییدگی کم باشد، مقداری لقی معمولاً وجود دارد.	استفاده از روان‌کار بین دو سطح متحرک و ثابت	یاتاقان ساده (بوش)
مورد استفاده برای بارهای بیشتر و اصطکاک کمتر نسبت به یاتاقان ساده	متوسط (بسته به نوع روان-کار، غالباً نیاز به تعمیر و مراقبت دارد)	متوسط - زیاد (غالباً نیاز به خنک‌کاری دارد)	خوب، وجود اندکی لقی	بکارگیری ساچمه و یا غلتک برای کاهش اصطکاک	یاتاقان غلتشی
عمدتاً برای سرعت‌های کم و دقت‌های بالا مانند ساعت استفاده می‌شود.	خوب، نیاز به تمیزکاری و روان‌کاری دارد.	کم	کم به علت انعطاف‌پذیری	یاتاقان حول نقطه‌ای خارج از مرکز بر روی نشیمن‌گاه می‌چرخد.	یاتاقان مرصع
غبار و سنگ‌ریزه می‌تواند باعث خرابی این نوع یاتاقان گردد. در استفاده پیوسته نیاز به عملیات نگهداری ندارد.	می‌توان عمر این نوع یاتاقان را بی‌نهایت دانست؛ گاهی اوقات هنگام آغاز به کار و خاموش کردن دستگاه اندکی فرسایش ایجاد می‌شود.	خیلی زیاد، محدودیت سرعت معمولاً ناشی از آب بندها است.	خیلی زیاد	محور درون یک سیال می‌گردد.	یاتاقان لغزشی
مصرف انرژی بالا، عدم نیاز به نگهداری.	بی‌نهایت	بی‌نهایت	کم	دو سطح توسط مغناطیس (الکترومغناطیس و یا جریان گردابی) از هم جدا نگه داشته می‌شوند.	یاتاقان مغناطیسی
دامنه حرکتی محدود	خیلی زیاد یا کم، بستگی به کاربرد دارد.	خیلی زیاد	کم	حرکت با تغییر شکل در ماده پدید می‌آید.	یاتاقان خمشی

۲. محاسبه بارهای یاتاقان

برای محاسبه بارهای یاتاقان، نیروهایی که بر روی شفت از طریق یاتاقان‌ها اعمال می‌شود، باید مشخص شوند. نیروهای اعمالی بر روی شفت و اجزای مربوط به آن، شامل بار مرده روتاتور^۱، بار تولید شده در هنگام کارکرد ماشین و بار تولید شده به وسیله ارسال نیروی دینامیکی می‌باشد. این‌ها می‌توانند به صورت تئوری، از طریق ریاضی محاسبه شوند، اما در بعضی موارد، محاسبات بسیار مشکل می‌باشد. روش محاسبه بارهایی که بر روی شفت اعمال شده و نیروی دینامیکی را انتقال می‌دهند، که جزء اولین کاربردهای شفت نیز می‌باشد، در ادامه توضیح داده می‌شود.

۲.۱. بار اعمالی به شفت

۲.۱.۱. فاکتور بار^۲

موارد زیادی وجود دارد که در آن‌ها، بار شفت عملیاتی حقیقی بسیار بیشتر از میزان بار محاسبه شده تئوری، با توجه به ارتعاشات ماشین است. بار حقیقی شفت از طریق رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$K = f_w \cdot K_c \dots \dots \dots \quad (1)$$

که در آن، K بار حقیقی شفت بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو، f_w فاکتور بار بر حسب داده‌های جدول پایین و K_c مقدار محاسبه شده به صورت تئوری می‌باشد.

جدول ۲- فاکتور بار

کاربرد	f_w	میزان بارهای ضربه‌ای
ماشین‌های الکتریکی، ابزار ماشین‌ها، تجهیزات اندازه‌گیری و	۱,۰ تا ۱,۲	بسیار کم یا بدون ضربه
ماشین‌های ریلی، اتومبیل‌ها، ماشین‌های فلزکاری، ماشین‌های تولید کاغذ، هواپیماها، ماشین‌های دفتری و	۱,۵ تا ۱,۲	بار ضربه‌ای سبک
دستگاه‌های سنگ‌شکن، تجهیزات کشاورزی، تجهیزات ساخت و ساز، جرثقیل‌ها و	۱,۵ تا ۳,۰	بار ضربه‌ای سنگین

۲.۱.۲. بار دنده^۳

¹ Rotator

² Load Factor

باری که بر روی دنده‌ها عمل می‌کند، با توجه به جهتی که بار اعمال می‌شود، به ۳ نوع اصلی مماسی K_t ، شعاعی K_s و محوری K_a تقسیم می‌شود. شدت و جهت این بارها با توجه به نوع دنده‌ها متفاوت می‌باشد. روش‌های محاسبه بار ارائه شده در این قسمت، برای ۲ ترکیب عمومی شفت و دنده استفاده می‌شود: دنده‌های شفت موازی، دنده‌های شفت متقاطع.

۲.۱.۲.۱. بارهای اعمال شده بر دنده‌های شفت موازی

نیروهای اعمالی بر دنده‌های مستقیم و دنده‌های مارپیچی در شکل‌های ۲ و ۳ و ۴ نشان داده شده است. شدت بار، از طریق روابط زیر به دست می‌آید:

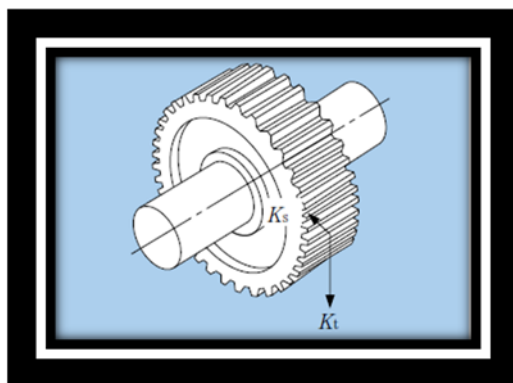
$$K_t = \frac{19.1 * 10^6 * H}{D_p * n} (N) = \frac{1.95 * 10^6 * H}{D_p * n} (Kgf) \quad (۲)$$

$$K_s = K_t * \tan\alpha (\text{spur gear}) = K_t * \frac{\tan\alpha}{\cos\beta} (\text{helical gear}) \quad (۳)$$

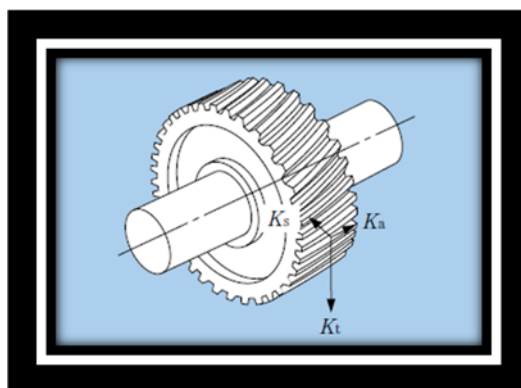
$$K_r = \sqrt{K_t^2 + K_s^2} \quad (۴)$$

$$K_a = K_t * \tan\beta (\text{helical gear}) \quad (۵)$$

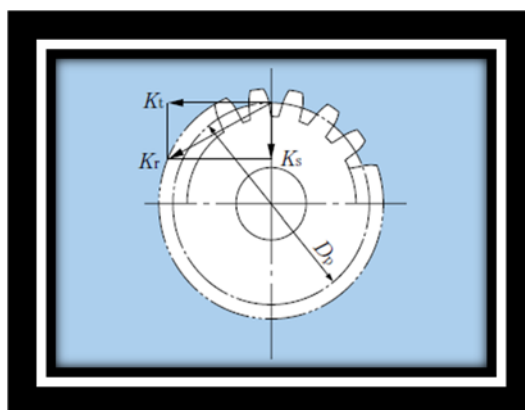
که در این روابط، K_t بار مماسی دنده بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو، K_s بار شعاعی (نیروی جداکننده) دنده بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو، K_r بار شفت در نتیجه دو نیروی قبلی بر حسب کیلوگرم نیرو یا نیوتن، K_a بار موازی شفت بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو، H نیروی انتقال بر حسب کیلووات، n سرعت چرخشی، D_p قطر دایروی گام دنده بر حسب میلی‌متر، α زاویه فشار دنده بر حسب درجه و β زاویه مارپیچ دنده که بر حسب درجه می‌باشد.



شکل ۲- بارهای دنده مستقیم



شکل ۳- بارهای دنده مارپیچی



شکل ۴- نیروهای برآیند شعاعی

از آن جا که بار واقعی دنده همچنین دارای ارتعاشات و بارهای ضربه‌ای نیز می‌باشد، بار تئوری به دست آمده توسط فرمول فوق می‌باید با فاکتور دنده که در جدول ۴,۲ نشان داده شده است تنظیم شود.

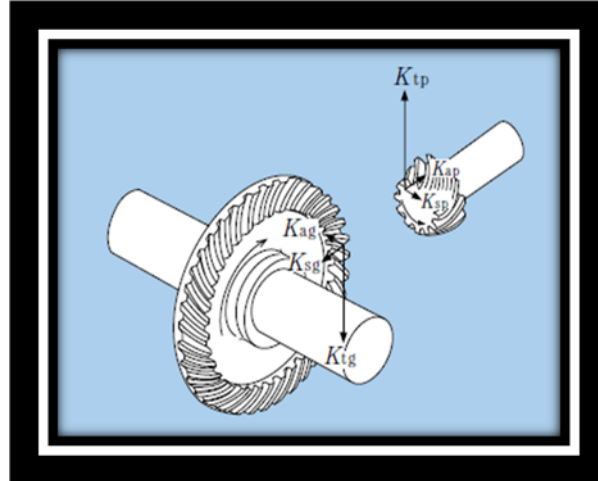
جدول ۳- فاکتور دنده

فاکتور دنده (f_z)	نوع دنده
۱,۰۵ تا ۱,۱	چرخ‌دنده‌های زمینی دقیق (گام و پروفیل دندانه آن‌ها دارای خطای کمتر از ۰,۰۲ میلی‌متر)
۱,۱ تا ۱,۳	دنده‌های ماشین‌کاری شده معمولی (گام و پروفیل دندانه آن‌ها دارای خطای کمتر از ۰,۱ میلی‌متر)

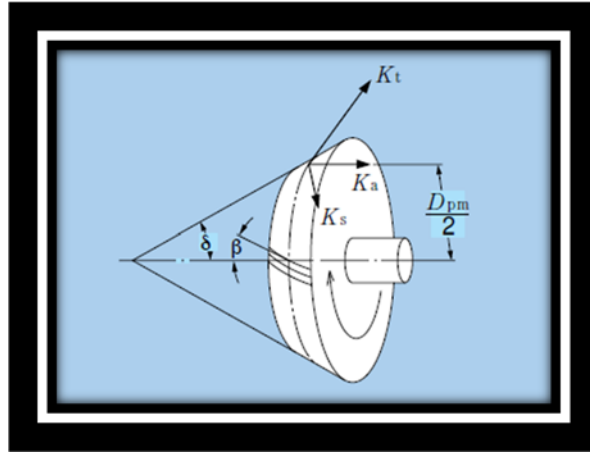
۲,۱,۲,۲. بارهای اعمال شده بر دنده‌های شفت‌های متقاطع

بارهای اعمال شده بر دنده‌های مخروطی دندانه مستقیم و دنده‌های مخروطی مارپیچی بر دنده‌های شفت‌های متقاطع در شکل ۵ و ۶ نشان داده شده است. روش‌های محاسباتی برای این دنده‌ها در جدول شماره ۴ آمده است. برای محاسبه بار دنده‌ها در دنده‌های مخروطی مارپیچ، زاویه مارپیچ برابر صفر است ($\beta = 0$).

در قسمت زیر دو شکل ۵ و ۶ را مشاهده می‌کنید:



شکل ۵- بار وارد بر دنده‌های مخروطی



شکل ۶- دیاگرام دنده‌های مخروطی

که در این روابط، K_t بار مماسی دنده بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو، K_s بار شعاعی (نیروی جداکننده) دنده بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو، K_a بار موازی شفت بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو، H نیروی انتقال بر حسب کیلووات، n سرعت چرخشی، D_{pm} قطر متوسط دایروی گام دنده بر حسب میلی‌متر، α زاویه فشار دنده بر حسب درجه، β زاویه مارپیچ دنده بر حسب درجه و δ زاویه مخروطی گام بر حسب درجه می‌باشد.

از آنجایی که دو شفت با یکدیگر متقاطع‌اند، رابطه بین چرخ دندانه پینیون و باردنده به صورت زیر خواهد بود:

$$K_{sp} = K_{ag} \quad (۶)$$

$$K_{ap} = K_{sg} \quad (۷)$$

که در آن K_{sp} و K_{sg} نیروی جداکننده چرخ دندانه پینیون و دنده بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو و K_{ag} و K_{ap} نیروی محوری چرخ دندانه پینیون و دنده بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو می‌باشد.

برای دنده‌های مخروطی مارپیچی، جهت بار با توجه به جهت زاویه مارپیچ، جهت چرخش و این‌که کدام جهت محرک و کدام جهت گردنده است تغییر می‌کند. جهات برای نیروی جداکننده (K_s) و بار محوری (K_a) در شکل شماره ۶ نشان داده شده‌اند. جهت چرخش و جهت زاویه مارپیچ، از انتهای بزرگ مارپیچ تعریف می‌شوند. جهت چرخش دنده نیز، موافق جهت حرکت عقربه‌های ساعت (راست) فرض می‌شود.

جدول زیر بارهای موثر بر چرخ دنده‌های مخروطی را نشان می‌دهد:

جدول ۴- بارهای موثر بر چرخ دنده‌های مخروطی

نوع بار	جهت چرخش	جهت عقربه‌های ساعت	خلاف جهت عقربه‌ها	جهت عقربه‌های ساعت	خلاف جهت عقربه‌ها
	جهت مارپیچ	راست	چپ	چپ	راست
بار مماسی K_t	$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_{pm} \cdot n}, \left\{ \frac{1.95 \times 10^6 \cdot H}{D_{pm} \cdot n} \right\}$				
بار شعاعی نیروی جداکننده K_s	قسمت محرک	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \sin \delta \right]$	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \sin \delta \right]$		
	قسمت گردنده	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \sin \delta \right]$	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \sin \delta \right]$		
بار موازی بر دنده شفت K_a	قسمت محرک	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \cos \delta \right]$	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \cos \delta \right]$		
	قسمت گردنده	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \cos \delta \right]$	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \cos \delta \right]$		

۲،۱،۳. بار شفت تسمه‌ای یا زنجیری

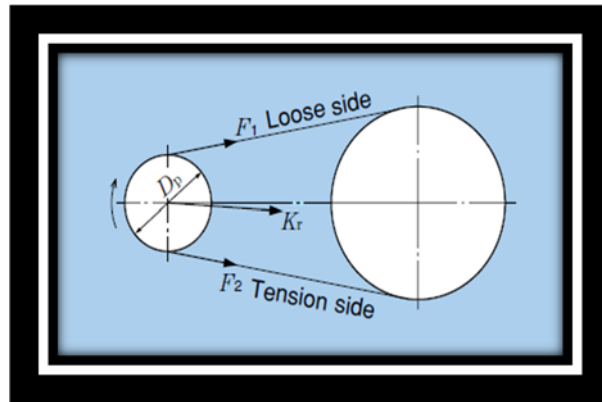
بارهای مماسی بر روی دندانه‌های دور چرخ یا قرقره، در زمانی که قدرت به وسیله زنجیر یا تسمه منتقل می‌شود به وسیله رابطه زیر مورد محاسبه قرار می‌گیرد:

$$K_t = \frac{19.1 \cdot 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} (N) = \frac{1.95 \cdot 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} (Kgf) \quad (۸)$$

که در آن، K_t بار مماسی بر دندانه‌های دور چرخ یا قرقره بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو، H نیروی انتقال بر حسب کیلووات و D_p قطر گام دندانه‌های دور چرخ یا قرقره بر حسب میلی‌متر می‌باشد.

برای گرداندن‌های تسمه‌ای، یک کشش اولیه به سیستم اعمال می‌شود تا یک کشش عملیاتی ثابت و کافی بر روی تسمه و قرقره اعمال شود. با به حساب آوردن این کشش، نیروی شعاعی موثر بر روی قرقره توسط رابطه زیر محاسبه می‌شود. برای گرداندن‌های زنجیری، در صورتی که بارهای ضربه‌ای و ارتعاشاتی مورد نظر قرار گیرند، از فرمولی مشابه می‌توان بهره برد.

$$K_r = f_b \cdot K_t \dots \dots \dots \quad (۹)$$



شکل ۷- بارهای تسمه/زنجیر

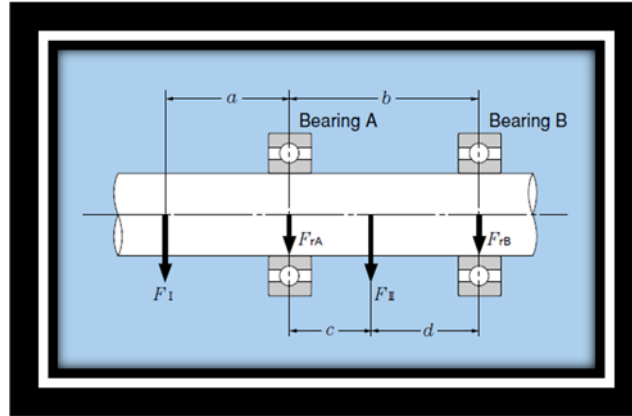
که در آن K_r بار شعاعی بر دندانه‌های دور چرخ یا قرقه بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو و f_b فاکتور تسمه و زنجیر است که طبق جدول زیر به دست می‌آید.

جدول ۵- فاکتور تسمه و زنجیر

f_b	نوع تسمه یا زنجیر
۱,۵ تا ۱,۲	زنجیر(تک)
۲,۰ تا ۱,۵	تسمه-V
۱,۳ تا ۱,۱	تسمه تایمینگ
۳,۰ تا ۲,۵	تسمه مسطح (قرقه کشش)
۴,۰ تا ۳,۰	تسمه مسطح

۲,۲. توزیع بار یاتاقان

برای محور، تنش‌های استاتیکی توسط یاتاقان‌ها تحمل می‌شود و تمامی بارهای موثر بر شفت‌ها، بر یاتاقان توزیع می‌شوند. برای مثال در شکل زیر، بارهای اعمال شده به یاتاقان‌ها از روابط زیر محاسبه می‌شوند. این مثال بسیار ساده می‌باشد، اما در بسیاری از موارد، این محاسبات بسیار پیچیده می‌شوند:



شکل ۸- مثالی از شفت و یاتاقان

$$F_{rA} = \frac{a+b}{b} F_I + \frac{d}{c+d} F_{II} \quad (10)$$

$$F_{rB} = -\frac{a}{b} F_I + \frac{c}{c+d} F_{II} \quad (11)$$

که در آن‌ها، F_{rA} بار شعاعی بر یاتاقان A، F_{rB} بار شعاعی بر یاتاقان B و F_I و F_{II} بارهای شعاعی بر روی شفت می‌باشند. اگر جهات بار شعاعی متفاوت باشد، بردار مجموع بار مربوطه باید تعیین گردد.

۲.۳. بار متوسط

بار یاتاقان‌های استفاده شده در ماشین‌ها، تحت شرایط عادی، با توجه به یک دوره زمانی ثابت، دچار نوساناتی می‌شود. بار روی یاتاقان‌ها در چنین شرایطی می‌تواند به یک بار متوسط (F_m) تبدیل شود که این بار همان طول عمری را به یاتاقان می‌دهد که یاتاقان تحت شرایط عملکرد ثابت خواهد داشت.

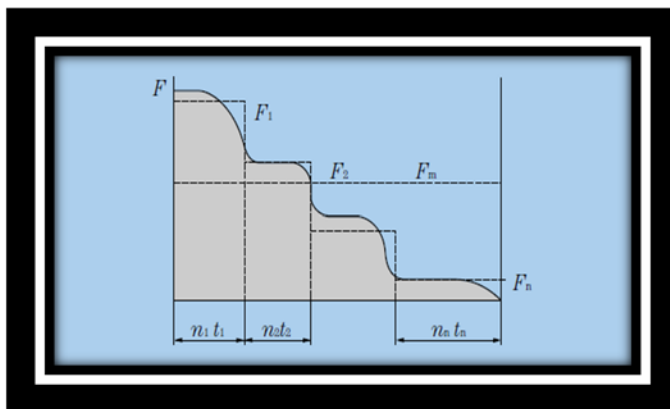
۲.۳.۱. بار نوسانی پله‌ای^۴

⁴ Fluctuating stepped load

بار متوسط یاتاقان (F_m)، برای بارهای پله‌ای از رابطه زیر محاسبه می‌شود که در آن F_1 و F_2 و ... و F_n بارهای موثر بر یاتاقان، n_1 و n_2 و ... و n_n سرعت‌های یاتاقان و t_1 و t_2 و ... و t_n زمان‌های عملکرد مربوط به آن می‌باشد.

$$F_m = \left(\frac{\sum (F_i^p n_i t_i)}{\sum n_i t_i} \right)^{1/p} \quad (12)$$

که در آن ($p = 3$) برای بلبرینگ‌ها و ($p = 10/3$) برای یاتاقان‌های غلتکی می‌باشد.



شکل ۹- بار پله‌ای

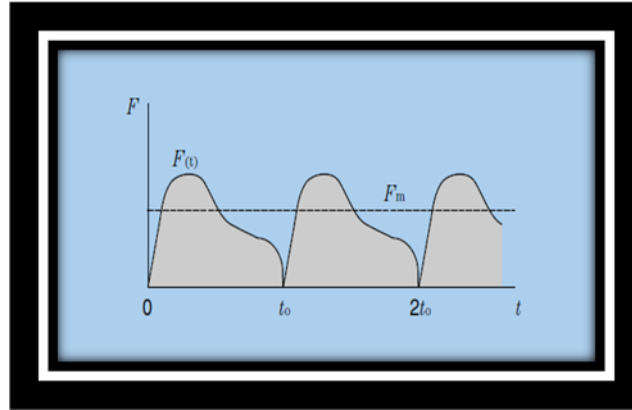
۲.۳.۲. بار نوسانی مستمر^۵

جایی که امکان بیان تابع $F(t)$ بر مبنای سیکل بار t_0 و زمان t وجود داشته باشد، بار متوسط از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$F_m = \left(\frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} F(t)^p dt \right)^{1/p} \quad (13)$$

که در آن ($p = 3$) برای بلبرینگ‌ها و ($p = 10/3$) برای یاتاقان‌های غلتکی می‌باشد.

⁵ Continuously fluctuating load

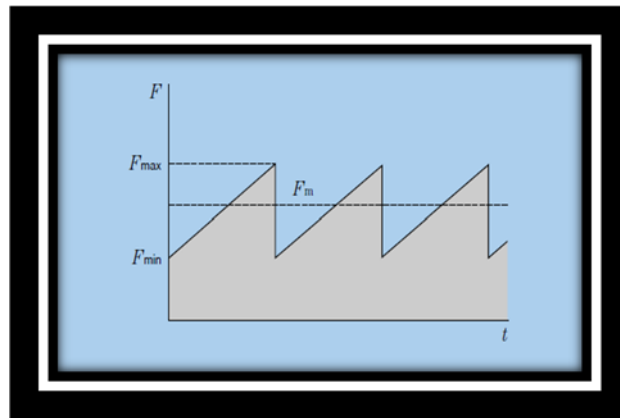


شکل ۱۰- بار نوسانی به صورت تابعی از زمان

۲,۳,۳. بار نوسانی خطی^۶

بار متوسط F_m از طریق فرمول زیر تقریب زده می‌شود:

$$F_m = \frac{F_{min} + 2F_{max}}{3} \quad (۱۴)$$



شکل ۱۱- بار نوسانی خطی

۲,۳,۴. بار نوسانی سینوسی^۷

بار متوسط F_m از طریق فرمول‌های زیر و با توجه به شکل شماره ۱۲ تقریب زده می‌شود:

⁶ Linear fluctuating load

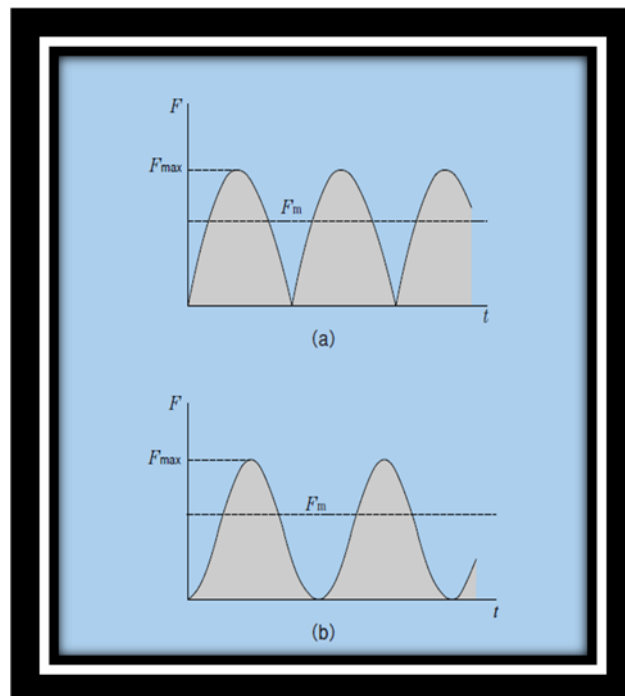
⁷ Sinusoidal fluctuating load

$$F_m = 0.75 * F_{max} \quad (15)$$

برای مورد شماره ۱ استفاده می‌شود.

$$F_m = 0.65 * F_{max} \quad (16)$$

برای مورد شماره ۲ استفاده می‌شود.



شکل ۱۲- بار نوسانی سینوسی

۳. محاسبات یاتاقان‌ها

هدف از محاسبات یاتاقان‌ها آن است که تخمین زده شود که یک یاتاقان، با احتمالات تعریف شده، تا چه مدتی در سیستم دوام می‌آورد. در محاسبات تئوری، خرابی یاتاقان اولین نشانه کاستی و شکست تعریف می‌شود و نه هنگامی که کل یاتاقان خرد شود.

۳.۱. بار معادل زمانی

به دلیل وجود عکس‌العمل بارهای استاتیکی و دینامیکی شعاعی موثر بر یاتاقان، لازم است که از بار معادل زمانی استفاده شود. ابتدا قسمت‌های دینامیکی جمع می‌شوند. میزان عکس‌العمل گذر از پره با عکس‌العمل چرخشی، برای ایجاد قسمت دینامیکی، جمع می‌شود. سپس قسمت‌های استاتیکی و دینامیکی با یکدیگر طبق رابطه زیر جمع می‌شوند:

$$F = F_m \cdot (F_{stat} - F_{dyn}) \quad (17)$$

$$F_m = \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{MAX(F_{stat}, F_{dyn})}{F_{stat} + F_{dyn}} - 0.5 \right)^2 \quad (18)$$

که در آن F بار معادل زمانی، F_m فاکتور محاسباتی و F_{stat}, F_{dyn} نیروهای استاتیکی و دینامیکی می‌باشند. در اغلب شرکت‌های معتبر، طول عمر با فرض بار کامل و سیستم دائم کارکرد محاسبه می‌شود. در صورتی که در مسیر کارکرد، بارهای متفاوتی به سیستم وارد شود، خواهیم داشت:

$$F = \left(\frac{\sum F_i^3 \cdot U_i}{\sum U_i} \right)^{1/3} \quad (19)$$

که در آن F نیروی معادل زمانی، F_i نیروی i و U_i کسر زمانی نیروی i می‌باشد.

۳.۲. بار معادل

رابطه بین نیروهای شعاعی و محوری وارد بر یاتاقان، بر توزیع بار وارد بر قطعات چرخشی گوناگون موثر می‌باشد. شرایطی مثل فاصله و مونتاژ بر روی این بار موثر می‌باشد. با روابط ساده زیر داریم:

$$P = X \cdot F_r - Y \cdot F_y \quad (20)$$

که در آن، P بار دینامیکی معادل، X و Y ثابت برای انواع یاتاقان‌ها و موارد مختلف بارها و F_r و F_y نیروهای شعاعی و محوری می‌باشند.

۳,۳. استاندارد ایزو ۲۸۱

استاندارد ایزو برای محاسبات یاتاقان‌ها، با ارائه اولین رابطه برای طول عمر اسمی یاتاقان‌ها، در سال ۱۹۶۲ تعریف شد. مبنای آن رابطه کارهای ویبول^۸، تئوری دوام استاتیکی مواد فلزی در سال ۱۹۶۳، کارهای لوندبرگ^۹ و پالمگرن^{۱۰}، که تنش‌ها را در حجم متاثر از فشار هرزیان^{۱۱} در سال ۱۹۴۷ محاسبه کردند، می‌باشد. در سال ۱۹۷۷، فاکتورهای قابلیت اعتماد، مواد و روان‌کاری (a_1, a_2 و a_3) برای تسهیل محاسبات به آن اضافه شد. آخرین افزایش، معرفی محدوده بار خستگی و تاثیرات آلودگی که سبب ایجاد a_m می‌شوند، برای محاسبات طول عمر مورد استفاده قرار می‌گیرند.

۳,۳,۱. روابط ابتدایی

این رابطه، طول عمر اسمی را با احتمال ۱۰ درصد خطا بیان می‌کند:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (21)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} \quad (22)$$

که در آن‌ها، L_{10} عمر اسمی در دور در 10^6 ، L_{10h} طول عمر اسمی در ساعت، P بار دینامیکی معادل، C نرخ بار دینامیکی، که در آن $(p = 3)$ برای بلبرینگ‌ها و $(p = 10/3)$ برای یاتاقان‌های غلطشی و n سرعت چرخشی می‌باشد.

مقدار C توسط سازندگان یاتاقان‌ها و از طریق انجام تعداد زیادی تست به دست می‌آید.

۳,۳,۲. قابلیت اعتماد

فاکتور اعتماد برای قابلیت اعتماد ۹۰ درصد ۱ می‌باشد و این عدد برای قابلیت اعتماد بالاتر کمتر می‌باشد. در نمودار زیر مقدار فاکتور اعتماد را بر حسب درصد اعتماد مشاهده می‌کنید. طبق رابطه، برای طول عمر اسمی یاتاقان با میزان اعتماد متغییر n با توجه فاکتور اعتماد (فاکتور تنظیم طول عمر) a_1 خواهیم داشت:

⁸ Weibull

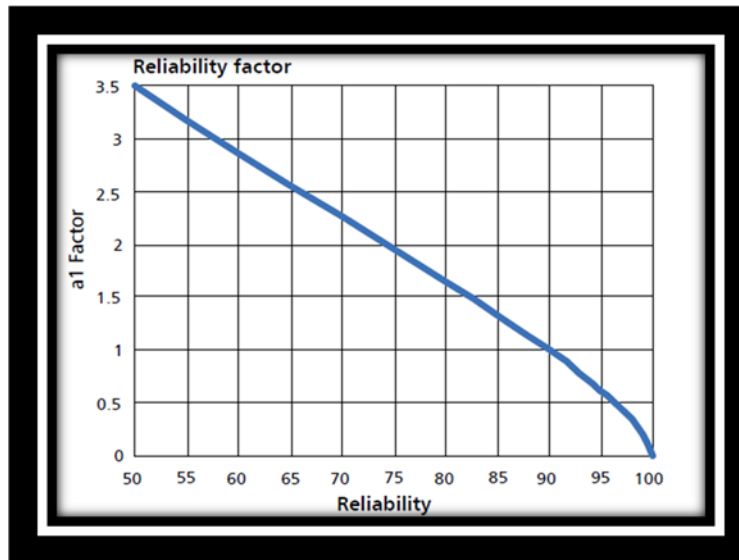
⁹ Lundberg

¹⁰ Palmgren

¹¹ Herzian

$$L_{nh} = a_1 \cdot L_{10} \quad (23)$$

که در آن، L_{nh} طول عمر اسمی یاتاقان با میزان اعتماد متغییر n با توجه فاکتور اعتماد a_1 ، L_{10} طول عمر اسمی در دور در میلیون و a_1 فاکتور اعتماد می‌باشد.



شکل ۱۳- مقدار فاکتور اعتماد را بر حسب درصد اعتماد

که a_1 را می‌توان از رابطه زیر محاسبه نمود:

$$a_1 = \left(\frac{\ln \frac{100}{s}}{\ln \frac{100}{90}} \right)^{1/e} \quad (24)$$

که در آن، s میزان قابلیت اعتماد و e مقدار ثابت توانی ویبول (برابر ۱,۵) می‌باشد.

طول عمر L_{nm} ، نرخ عمر ابتدایی اصلاح شده برای اعتماد (100-n) درصد، برای یاتاقان‌های با خصوصیات خاص و شرایط عملیاتی مخصوص، از طریق رابطه زیر قابل محاسبه می‌باشد:

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{XYZ} \cdot L_{10} \quad (25)$$

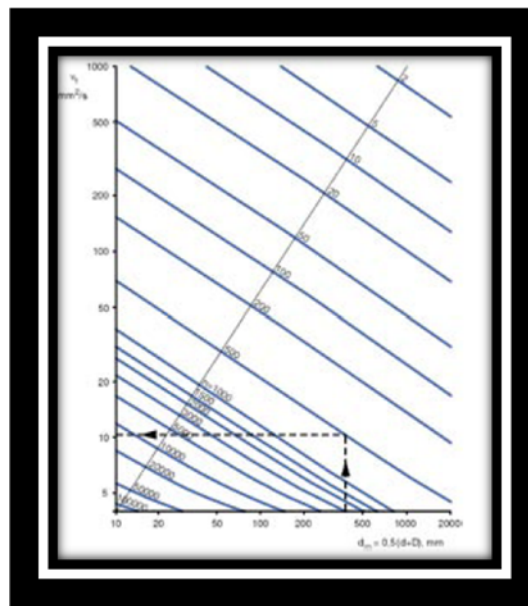
که در آن a_{XYZ} فاکتور اصلاح طول عمر یاتاقان می‌باشد. مقدار a_1 در جدول زیر، برای مقادیر مختلف میزان قابلیت اعتماد مشاهده می‌شود:

جدول ۶- مقدار a_1

Reliability S	L_{rm}	a_1
90	L_{10m}	1
95	L_{5m}	0,62
96	L_{4m}	0,53
97	L_{3m}	0,44
98	L_{2m}	0,33
99	L_{1m}	0,21

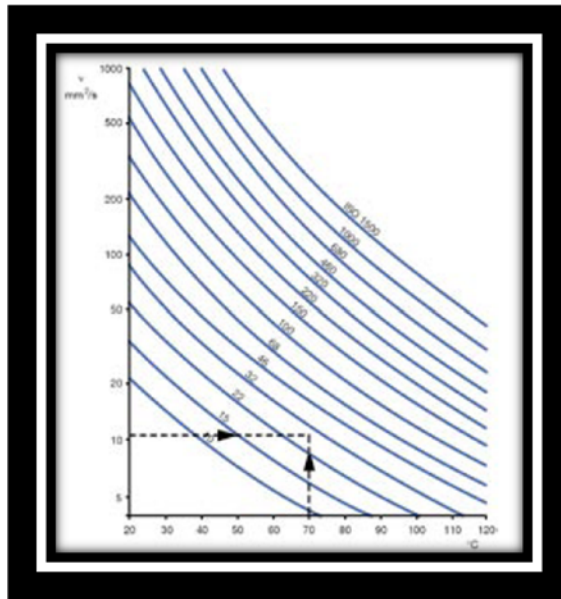
۳.۳.۳. ویسکوزیته

روان‌ساز مورد نظر، باید لزجت مورد نیاز برای جدا کردن سطوح چرخشی و توزیع فشار برای دستیابی به سطوح تنش مورد قبول را داشته باشد. دیاگرام زیر لزجت مورد نیاز را بر اساس اندازه و سرعت یاتاقان نشان می‌دهد:



شکل ۱۴- لزجت مورد نیاز بر اساس اندازه و سرعت یاتاقان

لزجت دارای وابستگی بسیار شدیدی به دما می‌باشد. لزجت گریس معمولاً در دمای ۴۰ درجه سانتی‌گراد و در شرایط نرمال در دیاگرام زیر نمایش داده شده است:



شکل ۱۵- رابطه دما و لزجت برای گریس

اگر برای گریس در دمای ۱۰۰ درجه سانتی‌گراد داده‌ها داده شود، لزجت مورد نظر از رابطه زیر مورد محاسبه قرار می‌گیرد:

$$xf(T) = \log(T_0 - T) \quad , \quad yf(\vartheta) = \log(\log(\vartheta^2)) \quad , \quad (26)$$

$$a = \frac{yf(\vartheta_{T_2}) - yf(\vartheta_{T_1})}{xf(T_2) - xf(T_1)} \quad , \quad b = yf(\vartheta_{T_1}) - a \cdot xf(T_1) \quad , \quad yf(\vartheta_T) = a \cdot xf(T) + b$$

که در آن T با اندیس‌های مختلف، دماهای متفاوت را به سانتی‌گراد نشان می‌دهد و ϑ نیز با اندیس‌های متفاوت لزجت‌های مربوط به این دماها را نشان می‌دهد. T_0 دمای مرجع (۲۷۳،۱۵ درجه سانتی‌گراد) می‌باشد.

با دانستن لزجت مورد نیاز و لزجت حقیقی، رابطه لزجت به صورت زیر می‌باشد:

$$k = \frac{\vartheta}{\vartheta_1} \quad (27)$$

که در آن k نسبت لزجت، ϑ لزجت مورد نیاز و ϑ_1 لزجت واقعی می‌باشد.

۳.۳.۴. آلودگی‌ها و محدوده بار خستگی

درجه آلودگی، برای اندازه‌گیری بسیار فریبنده می‌باشد. در جدول زیر این ضرایب مشاهده می‌شود:

جدول ۷- فاکتور آلودگی

شرایط	η_c
بسیار تمیز ذرات بسیار ریز به ضخامت روان کننده	1
تمیز یاتاقان گریسکاری دائمی و آب بند شده است	0.8 - 0.9
معمولی یاتاقان گریسکاری و حفاظ آن قرار داده شده است	0.5 - 0.8
دارای آلودگی یاتاقان بدون آب بند و ذرات آلوده محیط اطراف وجود دارند	0.5 - 0.1
بسیار آلوده ورود سیالات و ذرات، آلودگی زیاد	0

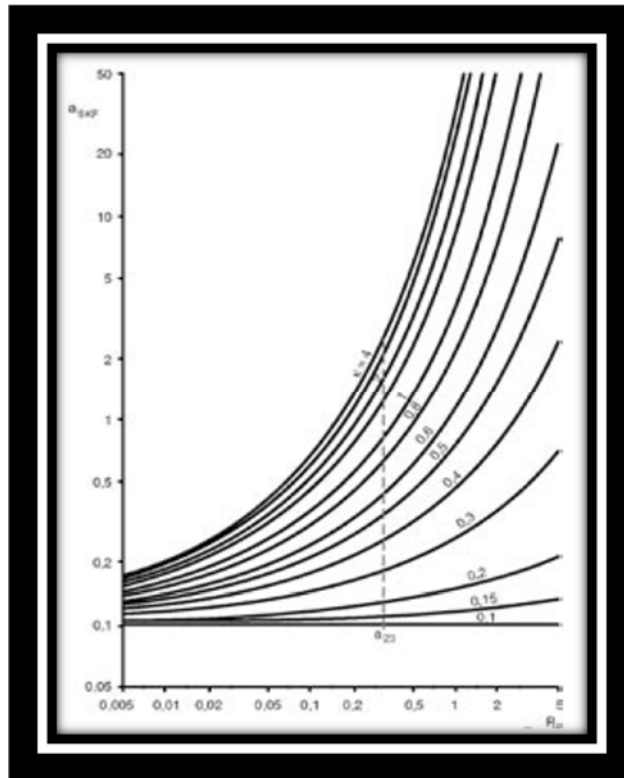
با فرض بارها، روان کننده و ملاحظات محیطی، حال نوبت به محاسبه فاکتور تنظیم برای محاسبه عمر یاتاقان می‌باشد. پس خواهیم داشت:

$$L_{10mh} = a_m \cdot L_{10h} \quad (28)$$

$$a_m = f\left[k, \eta_c, \frac{p_u}{p}\right] \quad (29)$$

که در آن، L_{10mh} طول عمر به ساعت، L_{10h} طول عمر اسمی به ساعت، a_m فاکتور تنظیم، k نسبت لزجت، η_c فاکتور آلودگی، p بار دینامیکی معادل و p_u حد بار خستگی می‌باشد.

فاکتور تنظیم، از دیاگرام‌هایی مثل دیاگرام زیر برای انواع یاتاقان‌ها به دست می‌آید. اطلاعات حد بار خستگی نیز از طریق سازنده مهیا می‌شود.



شکل شماره - فاکتور تنظیم SKF

فاکتور تنظیم طول عمر از جدول شماره ۶ به دست می‌آید.

۳.۴. عمر روانکاری

تمامی مطالب گفته شده، طبیعتاً تحت شرایطی اتفاق می‌افتد که در آن روان کاری صحیح اتفاق بیافتد که این روان کاری خود دارای طول عمر می‌باشد. طول عمر روان کاری با گریس، می‌تواند از طول عمر خود یا تاقان کمتر باشد. قوانین زیر در مورد طول عمرها برای روان کاری صادق می‌باشد (t_f طول عمر در ساعات عملیاتی می‌باشد):

- اگر به جای ۹۹ درصد اطمینان، ۹۰ درصد اطمینان موجود باشد ($t_f = t_f * 2$)
- در قرارگیری عمودی ($t_f = t_f/2$)
- برای هر ۱۵ درجه سانتی‌گراد بالای ۷۰ درجه سانتی‌گراد ($t_f = t_f/2$)
- برای پایین‌ترین دمای ممکن ($t_f = t_f * 2$)
- برای گریس ساختگی بالای ۷۰ درجه سانتی‌گراد ($t_f = t_f * 4$)

- برای گریس ساختگی پایین ۷۰ درجه سانتی‌گراد ($t_f = t_f * 3$)

مراجع

[1]: ISO 21107, 1edition, 2004

[2]: Shaft and Bearing Calculation, FLYGT

[3]: Ioannides E., Bergling G, Gabelli A, The SKF formula for rolling bearing. SKF magazine Evolution no 1, p25-28 (2001)

[4]: Johannes Brändlein, Paul Eschmann, Ludwig Hasbargen, Karl Wiegand, Ball and roller bearings, theory, design and application. Third Edition John Wileys & Sons Ltd (1999)

[5]: Bearing Load Calculation, NTN