ترمز، کلاچ و کوپلینگ‌ها

معرفی اجمالی تسمه

فهرست مطالب

عنوان **شماره صفحه**

۱- ترمزها ۳
۲- کلاچ ۶
۳- کوپلینگها ۷
۴- استاتیک ۹
۴-۱- کلاچ‌ها و ترمزهای دوره‌دار با بازشونده‌ی داخلی ۱۰
۴-۲- کلاچ‌ها و ترمزهای دوره‌دار با جمع شونده‌ی خارجی ۱۳
۴-۳- کلاچ‌ها و ترمزهای نوع نواری ۱۵
۵- تسمه ۱۷
۵-۱- گیربکس تسمه‌ای ۱۷
۵-۲- مزایا ۱۷
۵-۳- معایب ۱۷
۵-۴- انواع تسمه ۱۸

۱-ترمزها

ترمزها براساس اصطکاک کار کرده و به منظور بازداشتن از حرکت قطعات متحرک که عمدتاً دوار هستند بکار می‌روند.

خواص جفتهای مالشی:۱- ضریب اصطکاک بالای ثابت در حوزه سرعت، فشار و دمای کاری ۲- استحکام مکانیکی و مقاومت گرمایی بالا ۳- استحکام زیاد در برابر سایش و عدم تمایل به خوردگی ۴- قابلیت هدایت گرمایی خوب.

سیستم کنترل ترمزها: سیستم کنترل به صورت مکانیکی، نیوماتیکی، هیدرولیکی و الکترومغناطیس است.

کفشک اغلب ترمزها را از آسبست می‌سازند.

انواع ترمزها:

۱- لبه‌ای: نوع کفشکی بوده که خود دارای دونوع می‌باشد. هر یک می‌توانند یک یا چند کفشکی باشند.

الف) با کفشکهای جمع‌شونده داخلی: کفشکهای دوتایی از انواع معروف این دسته‌اند. چند نمونه این کفشکها عبارتند از:

کفشکهای سیمپلکس: کفشکهای قرینه‌اند، مناسب برای چرخهای عقب می‌باشند.

کفشکهای دوبلکس: مناسب برای چرخهای جلو خودروها می‌باشد، کفشکها هم‌جهتند.

سرو : دو کفشک با یک پیچ قابل تنظیم بهم متصلند.

کفشکهای دومی به اولی مفصل شده‌اند که به آن ترمز کامل گویند. در یک جهت دارای حداکثر نیروی ترمزگیری و در جهت دیگر حداقل نیروی ترمزگیری‌اند- مزایای هر دو نوع سیمپلکس و دوبلکس را دارد.

ب) با کفشکهای جمع‌شونده خارجی: می‌تواند یک یا چند کفشکی باشند. نمونه‌ای از این ترمزها در ترمز جرثقیل بکار رفته است.

نمونه‌ی از ترمز یک کفشکی نسبت به لولا متقارن ساخته شده است. این نوع ترمز می‌تواند پنوماتیکی باشد.

۲- نوع دیسکی: اصطکاک بیشتری در فضای کوچک ایجاد می‌کنند، انتقال حرارت در آنها سریعتر از نوع لبه‌ای است و می‌توانند چند صفحه‌ای ساخته شوند.

۳- نوع نواری: از نوار انعطاف‌پذیر برای عمل ترمز استفاده می‌شود. نوارها از پنبه‌نسوز که گاهی با سیم مسی تقویت شده و با آسفالت اشباع گردیده می‌سازند. از انواع آن عبارتند از:

الف) ساده: بسته به جهت چرخش نیروی ترمزگیری متفاوت است. تنها یک نیروی حول لولا گشتاور دارد.

ب) تجمعی: هر دو نوع نیروی نوار خلاف جهت نیروی ترمز گشتاور ایجاد می‌کنند. نیرو ترمزگیری چندین برابر حالت ساده است.

ج) تفاضلی: نیروهای نوار خلاف جهت هم حول لولا گشتاور ایجاد می‌کند. در حالت خاص ترمزگیری می‌تواند خودبه‌خود باشد.

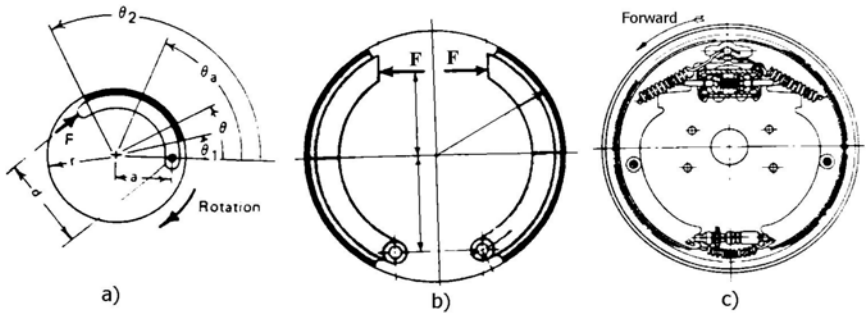
٤- ترمز مخروطی

٥- ترمزهای متفرقه:

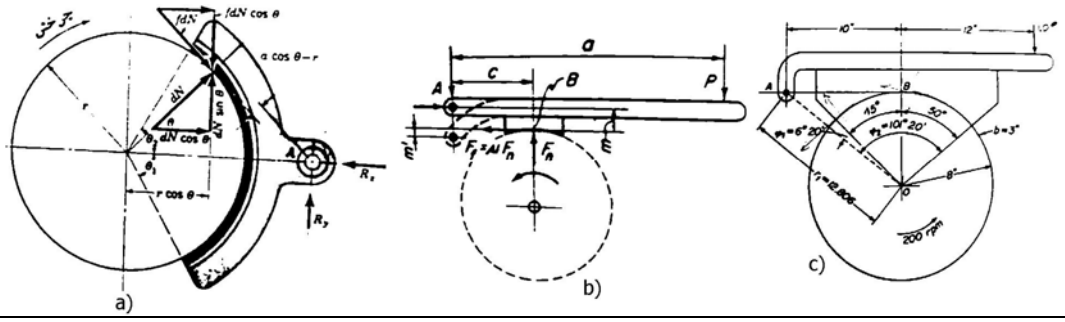
الف) ترمز ادی کارنت براساس جریان الکتریکی کار می‌کند.

ب) سولونوئیدی: با جریان الکتریکی کار می‌کند. جزء ترمزهای اتوماتیک است. در بالابرها و جرثقیلها کاربرد دارد. با جریان الکتریکی کار می‌کند.

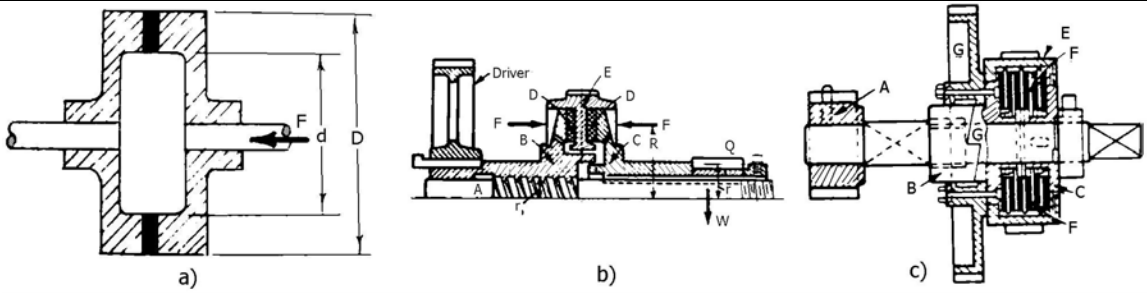
ج) پنوماتیکی



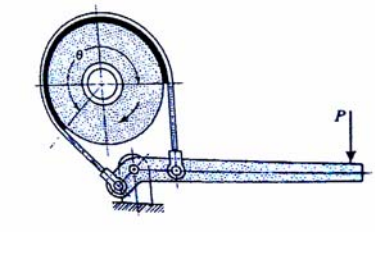
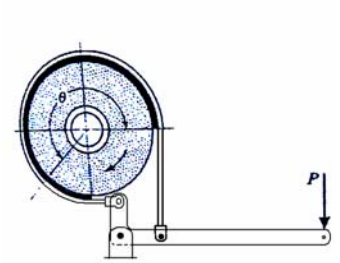
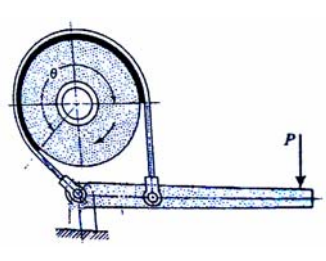
چند نوع ترمز لبه‌ای بازشوندهٔ داخلی

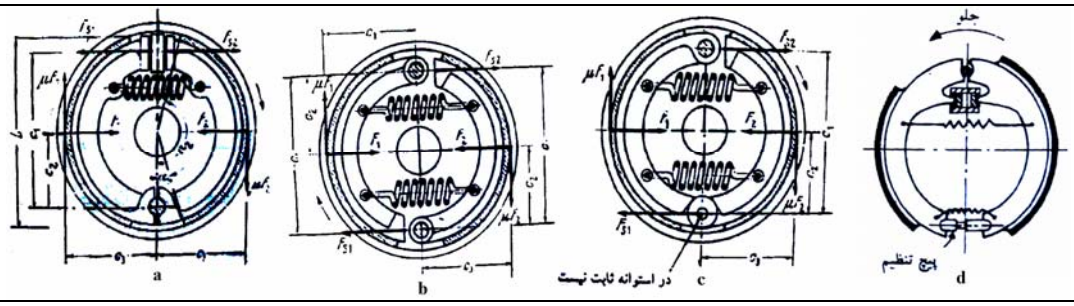


چند نوع ترمز جمع شوندهٔ خارجی: a)ترمز با کفشک متقارن، b) کفشکی کوتاه، c) کفشکی بلند

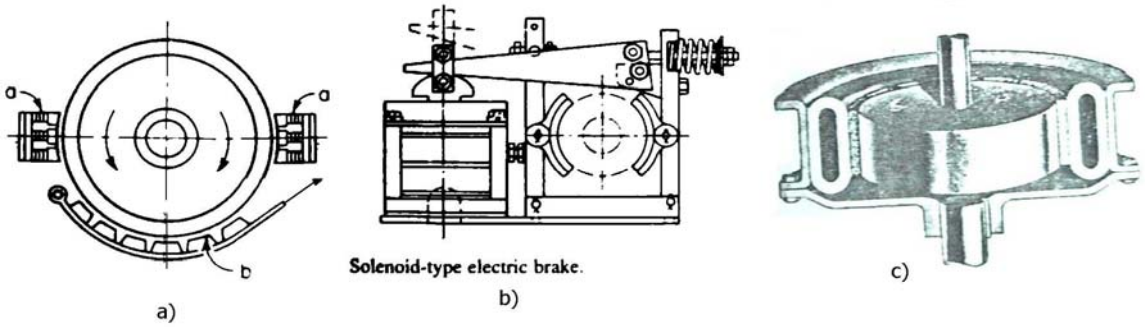


چند نمونه ترمز دیسکی: a) دیسکی ساده، b)دیسکی دوبل، c) دیسکی چند صفحه‌ای.

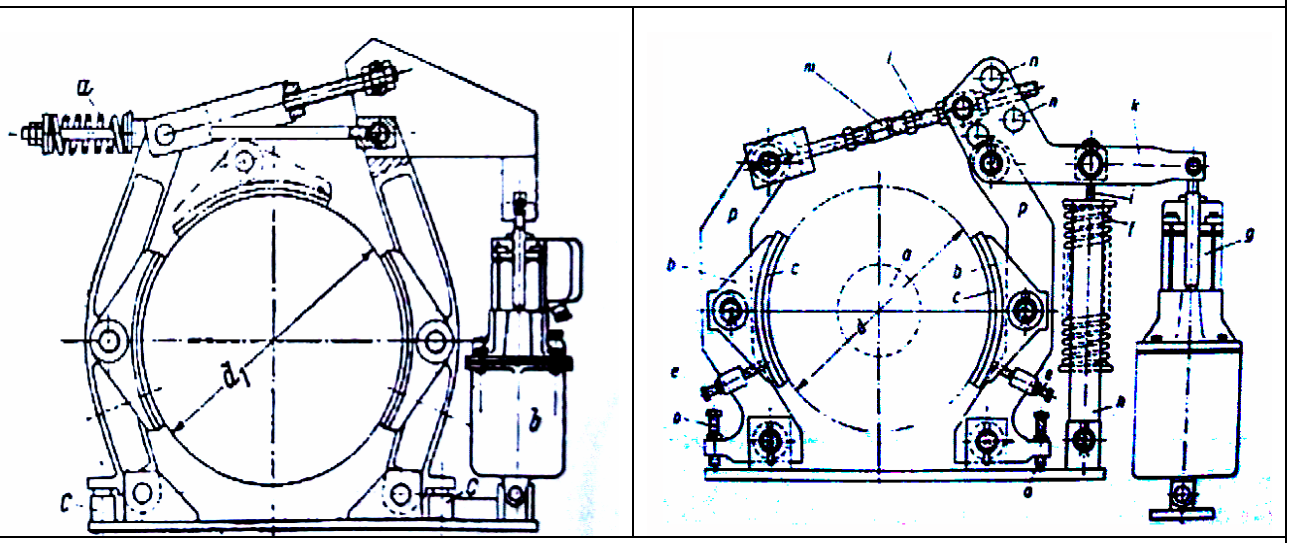
		
ترمز نواری تفاضلی	ترمز نواری تجمعی	ترمز نواری ساده



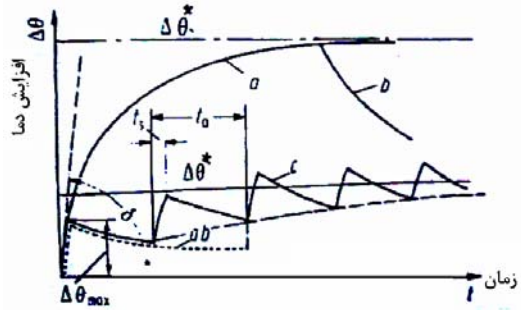
چند نمونه ترمز کفشکی جمع شوندهٔ داخلی: a) سیمپلکس b) دوپلکس c) دومی به اولی مفصل شده d) سرو



چند نمونه ترمز متفرقه: a) ترمز ادی کارنت، b) ترمز الکتریکی سولونوئیدی، c) ترمز پنوماتیکی



چند نمونه ترمز کفشکی جمع شوندهٔ خارجی جهت استفاده در جرثقیل



تغییر دما یک دیسک ترمز یا کلاچ: a) گرم شدن b) خنک شدن c)اتصال مکرر d) اتصال کوتاه ناگهانی

۲-کلاچ

تعریف: نوع خاصی از کوپلینگ‌ها می‌باشند. کلاچها کوپلینگ‌هایی هستند که به کاربر اجازه قطع درگیری محورها در حین کار در موارد دلخواه (یا کنترل جهت چرخش) را می‌دهند.

انواع کلاچها

۱- کلاچهای قطع و وصل: برای قطع و وصل حرکت بین دو محور محرک و متحرک در هر لحظه دلخواه، انواع آن عبارتند از:

الف) طرح عامل اتصال: پنجه‌ای، دنده‌ای، صفحه‌ای و چند صفحه‌ای، مخروطی، باندی و ...

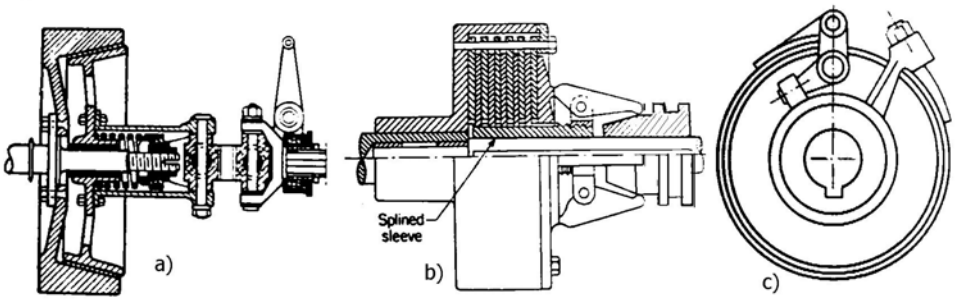
ب) مکانیزم عمل‌کننده: مکانیکی، الکتریکی- هیدرولیکی و پنوماتیکی

۲- کلاچ‌های چرخش آزاد: تنها در یک جهت گشتاور را منتقل می‌کنند و در جهت عکس هرز می‌چرخند خودرو دوچرخه یا آن‌را متوقف می‌کنند (در حمالهها و آسانسورها) یک نوع از این کلاچ‌ها، کلاچ سبقتی می‌باشد.

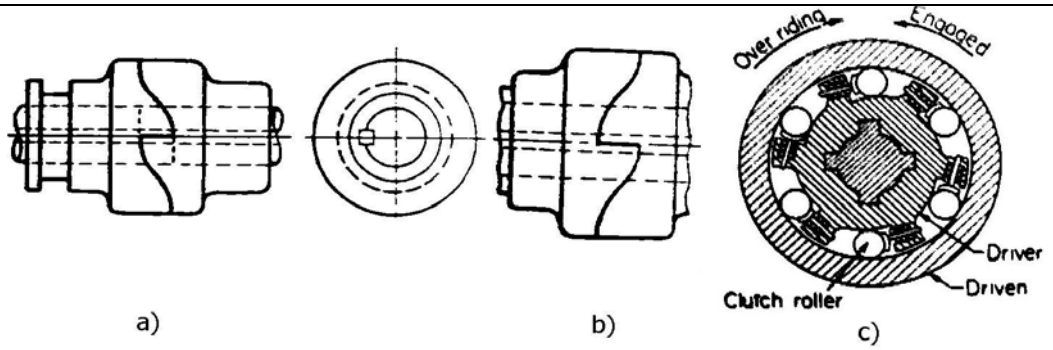
- مقدار گشتاور انتقالی به وسیله کلاچ‌های صفحه‌ای به ضریب اصطکاک لنت‌ها، قطر صفحات، نیروی فشاری و تعداد صفحات بستگی دارد.

- کلاچ‌های قطع و وصل‌شونده الکتریکی در سیستم‌های کنترل اتوماتیک، ماشین‌های افراز و مخصوصاًدر دستگاه‌های NC و CNC) مصرف زیادی دارند.

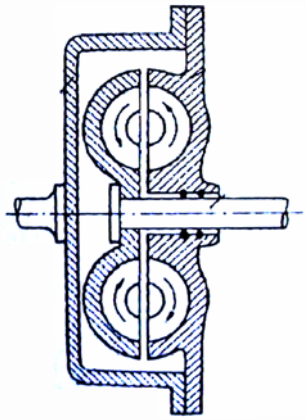
- از محاسن کلاچ‌های الکتریکی: کنترل از راه‌دور- کوچکی اندازه ساختمان با قدرت انتقال گشتاور مساوی قطع و وصل‌های سریع و دقیق با فرمانهای اتوماتیک– کنترل چند کلاچ از یک نقطه



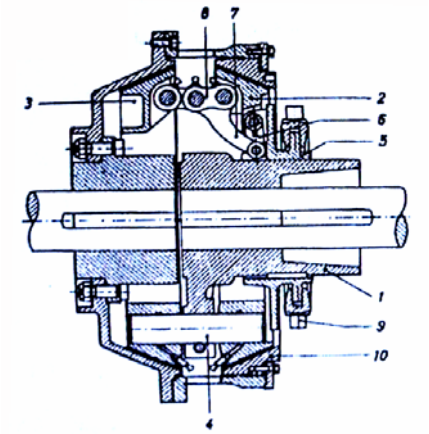
نمونه‌هایی از کلاچهای قطع و وصل: a) مخروطی، b) دیسکی چند صفحه‌ای، c) باندی



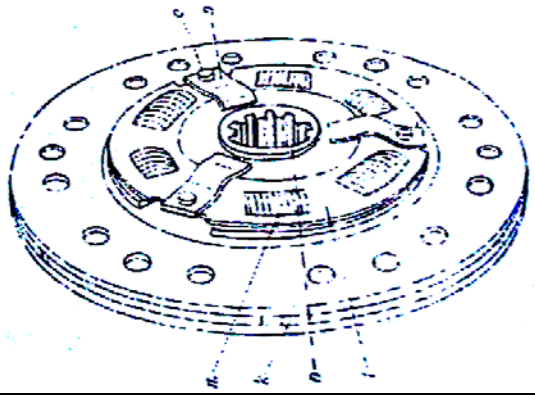
چند نوع کلاچهای چرخش آزاد: c) یک نوع کلاچ سبقتی



یک نوع کلاچ هیدرولیکی



کلاچ مخروطی دوبل



کلاچ دیسکی با فنر خورشیدی

۳-کوپلینگها

تعریف: اجزایی از ماشین هستند که حرکت و گشتاور را در جهات محوری- شعاعی و یا تحت زاویه خاص از یک محور به محور دیگر منتقل می‌نمایند.

انواع کوپلینگ‌ها:

۱- کوپلینگ ثابت: برای اتصال ثابت دو محور هم امتداد است. افت دور وجود ندارد مانند فلانجی، بدون خار فشاری، کوپلینگ پوسته‌ای و صفحه‌ای.

۲- کوپلینگ قابل تغییر: برای اتصال لاستیک و غیرالاستیک دو محور غیرهمراستا که کارشان با ضربه و ارتعاش توام است. از جمله این کوپلینگ‌ها:

الف) کوپلینگ بالغزنده دوبل (اولدهام): برای انحراف شعاعی و یا محوری

ب) کوپلینگ قابل تغییر زاویه‌ای (اتصال هوک یونیورسال): نسبت دور متفاوت است، راندمان به مقدار زاویه انحراف بستگی دارد.

$$\eta = 100(1 - 0.003\theta)$$

ج) کوپلینگ قابل تغییر همه‌جانبه: برای انحراف‌های زاویه‌ای، محور و شعاعی کم

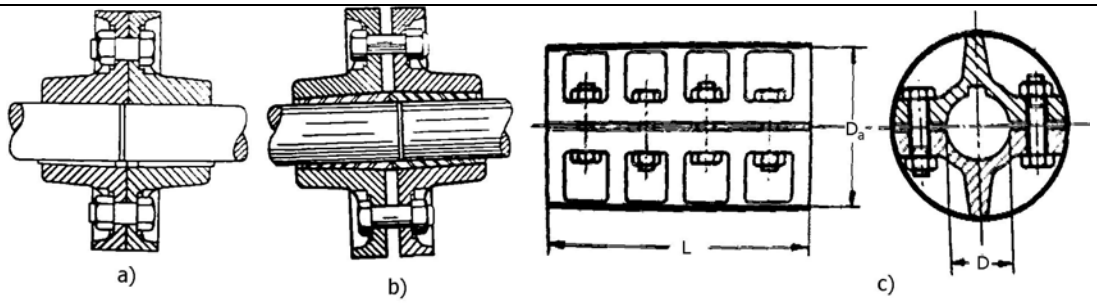
د) کوپلینگ انعطاف‌پذیر لاستیکی: برای استهلاک ضربه و ارتعاش

۳- کوپلینگ ایمنی: در صورت افزایش غیرمجاز گشتاور به طور خودکار انتقال حرکت قطع می‌شود.

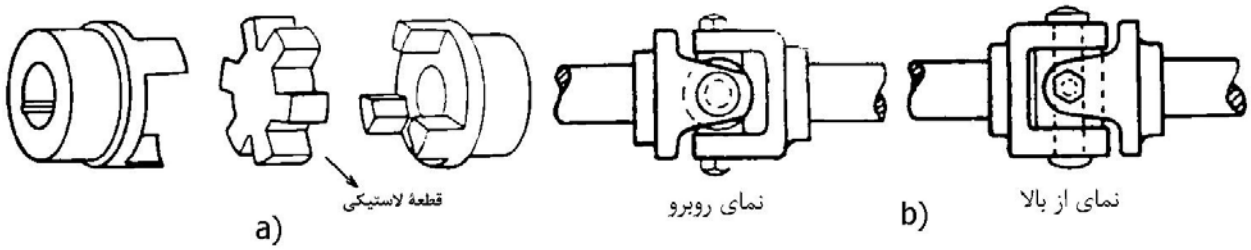
٤- کوپلینگ راه‌انداز: درگیری به دور بستگی دارد. هر چه دور بیشتر شود درگیری کامل‌تر می‌شود. مانند کوپلینگ گریز از مرکز و لفل و کوپلینگ هیدرولیکی.

٥- کوپلینگ قطع و وصل: برای انتقال حرکت بین محورهایی که قطع و وصل حرکت در مواقع موردنظر الزامی است بکار می‌رود. این نوع کوپلینگ‌ها به کلاچ معروفند.

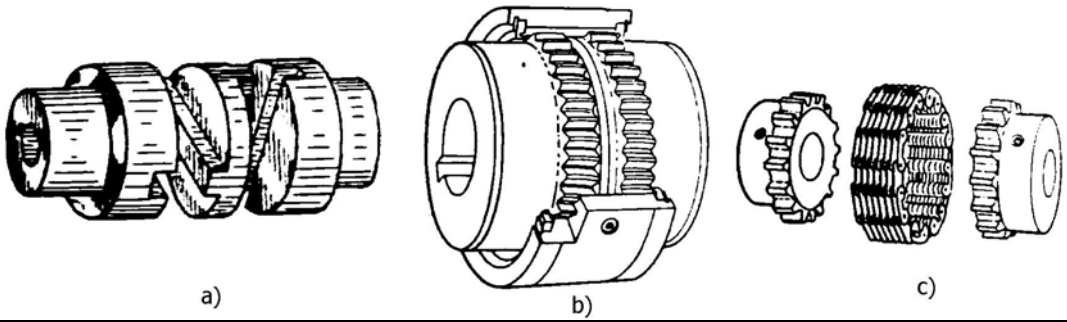
کوپلینگ‌های ثابت ضربات گشتاور را کاهش نمی‌دهند لذا در نوسانات بسیار جزئی مورد استفاده قرار می‌گیرد.



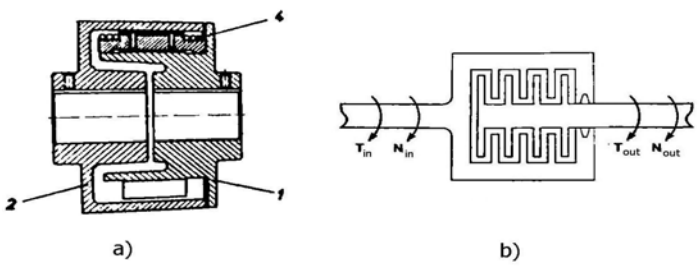
کوپلینگهای ثابت. a)کوپلینگ فلانجی، b) کوپلینگ بدون خار فشاری، c) کوپلینگ پوسته‌ای.



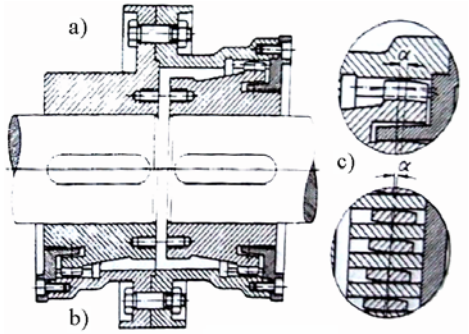
کوپلینگ قابل تغییر. a) کوپلینگ انعطاف پذیر لاستیکی، b) کوپلینگ اتصال هوک یونیورسال.



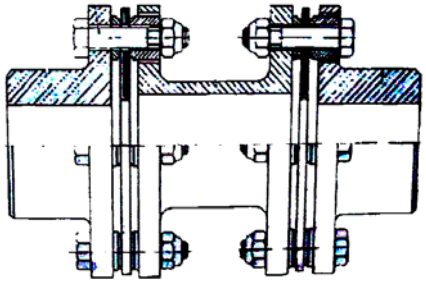
کوپلینگ قابل تغییر. a) کوپلینگ اولدهام، b) کوپلینگ والدرون، c.) کوپلینگ زنجیری



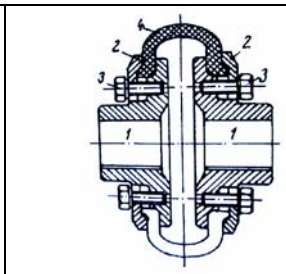
کوپلینگهای راه‌انداز: a)گریز از مرکز وولفل، b) هیدرولیکی



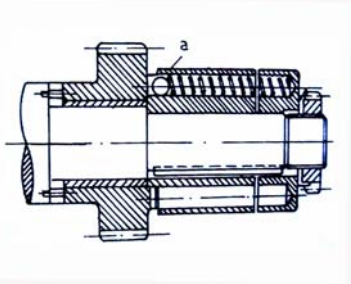
کوپلینگ همه‌جانبهٔ دندانه‌ای:a) ساده، b)دوبل c) عملکرد



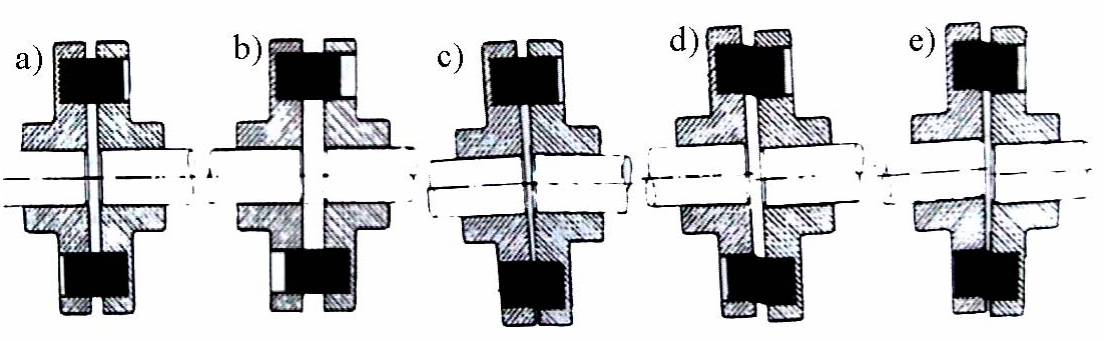
کوپلینگ توربوفلکس(حرکت جابجایی محوری و زاویه‌ای).



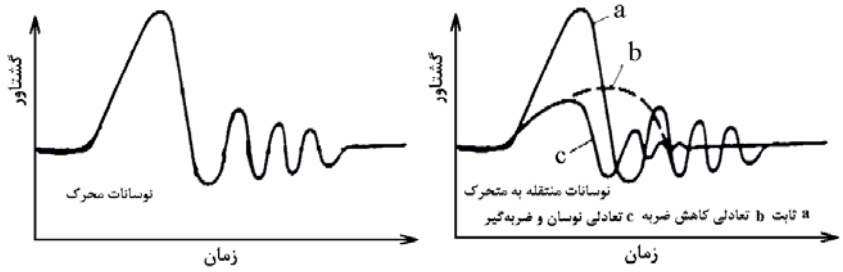
کوپلینگ لاستیکی



کوپلینگ ایمنی ساچمه‌ای



کوپلینگ الاستیک: a)ثابت b)محوری c)زاویه‌ای d) شعاعی e) شعاعی زاویه‌ای



چگونگی انتقال نوسانات و ضربه در کوپلینگ از محرک به متحرک

در این فصل با گروهی از اجزا سروکار داریم که معمولاً با چرخشی که وجه اشتراک آن ذخیره‌سازی و یا انتقال انرژی چرخشی است همراه‌اند.

۴-استاتیک

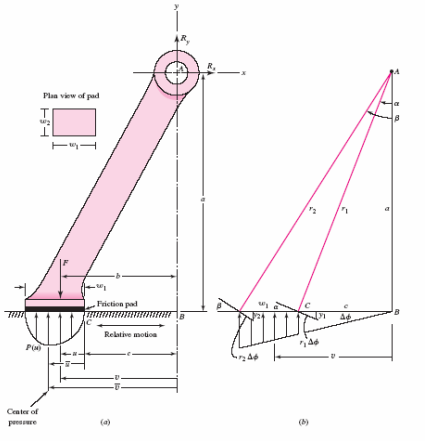
تحلیل همه‌ی انواع کلاچ‌ها و ترمزهای اصطکاکی به روشی کلی یکسانی انجام می‌شود. برای این منظور، باید گام‌های زیر را برداشت:

۱- توزیع فشار را روی سطح‌های اصطکاکی فرض، یا تعیین کنید.

۲- رابطه‌ای بین فشار بیشینه و فشار در هر نقطه پیدا کنید.

۳- شرایط تعادل استاتیکی را برای پیدا کردن (الف) نیروی تحریک، (ب) لنگر، و (ج) واکنش‌های تکیه‌گاهی به کار برید.

حال مسئله نظری نشان داده شده در شکل روبرو را با استفاده از مراحل فوق حل می‌کنیم.



شکل۱- نیروهای وارد بر کفشک لولا شده

مرحله‌ی اول: چون کفشک کوتاه است، فرض می‌کنیم فشار بر روی سطح اصطکاک به طور یکنواخت توزیع شده است.

مرحله‌ی دوم: از مرحله‌ی اول معلوم می‌شود که $p = p_a$

مرحله‌ی سوم: چون فشار یکنواخت توزیع شده است، می‌توانیم نیروهای عمودی واحد را با نیروی عمودی معادلی عوض کنیم. بنابراین $N = p_a A$

حال، شرایط تعادل استاتیکی را با جمع کردن گشتاورها حول پین لولا به کار می‌بریم، نتیجه چنین است

$$\sum M_A = Fb - Nb + f\,Na = 0 \qquad (۱)$$

با قرار دادن $p_a A$ به جای N و حل معادله‌ی (۱) برای نیروی تحریک داریم:

$$F = \frac{p_a A(b - fa)}{b} \qquad (۲)$$

با جمع کردن نیروها در جهت‌های افقی و عمودی، واکنش‌های پین لولا به دست می‌آید:

$$\sum F_x = 0 \qquad R_x = f\,p_a A \qquad (۳)$$

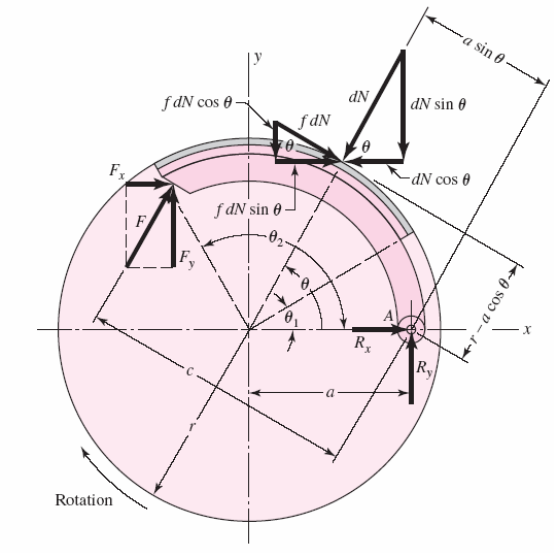
$$\sum F_y = 0 \qquad R_y = p_a A - F \qquad (۴)$$

در معادله‌ی (۲)، اگر $b = f\,a$ را انتخاب کنیم، صورت صفر می‌شود، و هیچ نیروی تحریکی لازم نیست، این شرط خودقفلی است.

با انتخاب $f' = 0.75f$ تا $0.85f$ می‌توان از معادله‌ی $b = f'a$ برای به دست آوردن اندازه‌های a و b استفاده کرد، به طوری که تا حدودی خود تحریکی حاصل شود.

٤-١-کلاچ‌ها و ترمزهای دوره‌دار با بازشونده‌ی داخلی

فشار بیشینه را با p_a که در زاویه‌ی θ_a از پین لولا قرار دارد مشخص می‌کنیم. حال فرض می‌کنیم (مرحله‌ی اول) که فشار در هر نقطه متناسب با فاصله‌ی عمودی از پین لولاست. این فاصله‌ی عمودی متناسب با $\sin\theta$ است، و (مرحله‌ی دوم) رابطه‌ی بین فشارها چنین است:



شکل۲- ترمز کفشکی باز شونده‌ی داخل توام با نیروهای وارده

$$\frac{p}{\sin\theta} = \frac{p_a}{\sin\theta_a} \qquad (۵)$$

پس از بازآرایی داریم

$$p = p_a \frac{\sin\theta}{\sin\theta_a} \qquad (۶)$$

از معادله‌ی (۶) می‌بینیم که هر گاه p , $\theta = 90^\circ$ مقدار بیشینه را دارد، یا اگر زاویه‌ی لبه‌ی θ_2 کمتر از 90° باشد، p مقدار بیشینه را در لبه خواهد داشت.

هنگامی که $\theta = 0$، معادله‌ی (۶) نشان می‌دهد که فشار صفر است. بنابراین، ماده‌ی اصطکاکی واقع در محل لولا، سهم بسیار کمی در عمل ترمزگیری دارد و می‌توان آن را حذف کرد.

حال به مرحله‌ی سوم می‌رسیم (شکل ۲)، واکنش‌های پین لولا، R_x و R_yاند. نیروی تحریک F، مولفه‌های F_x و F_y را دارد و در فاصله‌ی C از پین لولا عمل می‌کند. در هر زاویه‌ی θ از پین لولا نیروی عمودی دیفرانسیلی dN که مقدارش

$$dN = pbrd\theta \qquad (۷)$$

$$dN = \frac{p_a brd\sin\theta\, d\theta}{\sin\theta_a} \qquad (۸)$$

نیروهای اصطکاکی بازوی گشتاوری حول پین دارند که اندازه‌ی آن $r - a\cos\theta$ است. گشتاور M_f این نیروهای اصطکاکی چنین است:

$$M_f = \int f\, dN(r - a\cos\theta) = \frac{f\, p_a br}{\sin\theta_a}\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin\theta(r - a\cos\theta)\, d\theta \qquad (۹)$$

بازوی گشتاور نیروی عمودی dN حول پین، $a\sin\theta$ است. با مشخص کردن گشتاور نیروهای عمودی با M_N و جمع آن‌ها حول پین لولا داریم:

$$M_N = \int dN(a\sin\theta) = \frac{p_a bra}{\sin\theta_a}\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2\theta\, d\theta \qquad (۱۰)$$

نیروی تحریک F باید با این گشتاورها در تعادل باشد. پس

$$F = \frac{M_N - M_f}{c} \qquad (۱۱)$$

در این‌جا می‌بینیم که شرطی برای نیروی تحریک صفر وجود دارد. به عبارت دیگر، اگر $M_N = M_f$، خودقفلی حاصل می‌شود، و به هیچ نیروی تحریکی نیاز نیست. این مطلب، ما را به روشی برای به دست آوردن اندازه‌های لازم برای عمل خود تحریکی مجهز می‌کند. بنابراین، با استفاده از f' به جای f در معادله‌ی ( ) می‌توانیم رابطه‌ی زیر را برای a حل کنیم:

$$M_N = M_{f'}$$

که مانند گذشته، f' در حدود 1.1 تا $1.2f$ در نظر گرفته می‌شود.

لنگر T که توسط کفشک ترمز به بدنه‌ی استوانه وارد می‌شود، برابر جمع نیروهای اصطکاکی $f\, dN$ ضرب در شعاع استوانه است:

$$T = \int f dN_r = \frac{fp_a b_{r^2}}{\sin\theta_a}\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2\theta\, d\theta = \frac{fp_a b_{r^2}(\cos\theta_1 - \cos\theta_2)}{\sin\theta_a} \qquad (۱۲)$$

واکنش‌های پین لولا با جمع کردن نیروهای افقی و عمودی پیدا می‌شوند. بنابراین، برای R_x داریم:

$$R_x = \int dN\cos\theta - \int f dN\sin\theta - F_x = \frac{p_a br}{\sin\theta_a}\left(\int_{\theta_1}^{\theta_2}\sin\theta\cos\theta\, d\theta - f\int_{\theta_1}^{\theta_2}\sin^2\theta\, d\theta\right) - F_x \qquad (۱۳)$$

واکنش عمودی به همین ترتیب پیدا می‌شود:

$$R_y = \int dN \sin\theta + \int f dN \cos\theta - F_y = \frac{p_a br}{\sin\theta_a}\left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2\theta\, d\theta + f\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin\theta\cos\theta\, d\theta\right) - F_y \qquad (۱۴)$$

اگر چرخش عکس شود جهت نیروهای اصطکاک معکوس می‌شود. بنابراین، برای چرخش پادساعتگرد، نیروی تحریک چنین است:

$$F = \frac{M_N + M_f}{c} \qquad (۱۵)$$

و چون هر دو گشتاور همسویند، اثر خود تحریکی از بین می‌رود. همچنین برای چرخش پادساعتگرد، علامت عبارت‌های اصطکاکی در معادله‌های مربوط به واکنش‌های پین تغییر می‌کند، و معادله‌های (د) و (هـ) چنین می‌شوند:

$$R_x = \frac{p_a br}{\sin\theta_a}\left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin\theta\cos\theta\, d\theta + f\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2\theta\, d\theta\right) - F_x \qquad (۱۶)$$

$$R_y = \frac{p_a br}{\sin\theta_a}\left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2\theta\, d\theta - f\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin\theta\cos\theta\, d\theta\right) - F_y \qquad (۱۷)$$

معادله‌های فوق را می‌توان برای راحتی محاسبات ساده کرد. بنابراین،

$$A = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin\theta\cos\theta\, d\theta = \left(\frac{1}{2}\sin^2\theta\, d\theta\right)_{\theta_1}^{\theta_2}$$
$$B = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2\theta\, d\theta = \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4}\sin 2\theta\, d\theta\right)_{\theta_1}^{\theta_2} \qquad (۱۸)$$

پس، برای چرخش ساعتگرد همان گونه که در شکل نشان داده شده است. واکنش‌های پین لولا عبارت‌اند از

$$R_x = \frac{p_a br}{\sin\theta_a}(A - f\,B) - F_x$$
$$R_y = \frac{p_a br}{\sin\theta_a}(B + f\,A) - F_y \qquad (۱۹)$$

برای چرخش پادساعتگرد، معادله‌های (و) و (ز) چنین می‌شوند:

$$R_x = \frac{p_a br}{\sin\theta_a}(A + f\,B) - F_x$$
$$R_y = \frac{p_a br}{\sin\theta_a}(B - f\,A) - F_y \qquad (۲۰)$$

در هنگام استفاده از این معادله‌ها، مرکز دستگاه مرجع همیشه بر مرکز استوانه منطبق است. جهت مثبت محور x به طرف پین گرفته می‌شود. جهت مثبت محور y همیشه در جهت کفشک است، حتی اگر منجر به دستگاه چپگرد شود.

در این تحلیل فرض‌های زیر مستترند:

۱- فشار در هر نقطه بر روی کفشک متناسب با فاصله از پین لولا، و در پین، صفر فرض می‌شود. این مطلب را از این دیدگاه می‌بایست نگریست که فشارهای مشخص شده توسط سازندگان مقدارهای میانگین‌اند، نه بیشینه.

۲- از اثر نیروی گریز از مرکز صرف‌نظر شده است. در مورد ترمزها، کفشک‌ها نمی‌چرخند، و هیچ نیروی گریز از مرکزی وجود ندارد. در طراحی کلاچ، اثر این نیرو را باید در نوشتن معادله‌های تعادل استاتیکی منظور کرد.

۳- کفشک، صلب فرض می‌شود. چون این مطلب نمی‌تواند صحیح باشد، خیزی پدید خواهد آمد که مقدار آن به بار، فشار، و سفتی کفشک بستگی دارد. توزیع فشار حاصل ممکن است با توزیع فرض شده متفاوت باشد.

۴- تحلیل کلی بر ضریب اصطکاکی مبتنی بود که با فشار تغییر نمی‌کرد. عملاً، ضریب اصطکاک ممکن است با بعضی شرایط مانند دما، سایش، و محیط تغییر کند.

تمرین ۱- قطر ترمز نشان داده شده در شکل $300\,mm$ است و با مکانیسمی تحریک می‌شود که نیروی یکسان F را به هر کفشک وارد می‌کند. کفشک‌ها مشابه‌اند و پهنای رویه آن‌ها $32\,mm$ است. آستر از آزبست ریخته شده که ضریب اصطکاک آن 0.32 و محدودیت فشار آن $1000\,kPa$ است.

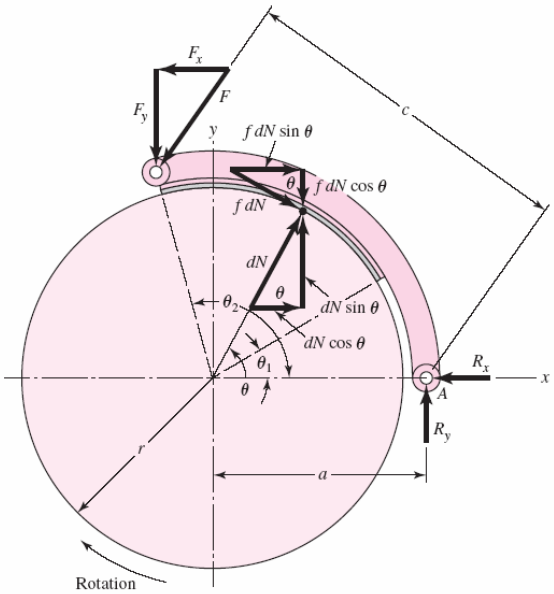
الف) نیروی تحریک F را تعیین کنید.

ب) ظرفیت ترمزگیری را پیدا کنید.

ج) واکنش‌های پین لولا را محاسبه کنید.

٤-۲-کلاچ‌ها و ترمزهای دوره‌دار با جمع شونده‌ی خارجی

نمادگذاری کفشک‌های جمع شونده‌ی خارجی در شکل ۳ نشان داده شده است. گشتاورهای نیروهای اصطکاکی و عمودی حول پین لولا، مانند گشتاورهای متناظر در کفشک داخلی بازشونده‌اند. معادله‌های و در این مورد کاربرد دارند و برای راحتی دوباره تکرار می‌شوند.



شکل۳- ترمز کفشکی باز شونده‌ی خارج توام با نیروهای وارده

$$M_f = \frac{f\,p_a br}{\sin\theta_a}\int_{\theta_1}^{\theta_2}\sin\theta(r-a\cos\theta)\,d\theta \qquad (۲۱)$$

$$M_N = \frac{p_a bra}{\sin\theta_a}\int_{\theta_1}^{\theta_2}\sin^2\theta\,d\theta \qquad (۲۲)$$

هنگامی که از این معادله‌ها برای کفشک‌های جمع شونده‌ی خارجی استفاده شود مقدارهای مثبتی برای گشتاورهای ساعتگرد (شکل ۳) به دست می‌آید. نیروی تحریک باید به حد کافی زیاد باشد تا با هر دوی این گشتاورها در تعادل باشد:

$$F = \frac{M_N + M_f}{c} \qquad (۲۳)$$

واکنش‌های افقی و عمودی در پین لولا به همان ترتیب کفشک‌های بازشونده‌ی داخلی پیدا می‌شوند. و عبارت‌اند از

$$R_x = \int dN\cos\theta + \int f dN\sin\theta - F_x \quad (۲۴)$$

$$R_y = \int f\, dN\cos\theta - \int dN\sin\theta + F_y \quad (۲۵)$$

با استفاده از معادله‌های ۱۸ داریم:

$$R_x = \frac{p_a br}{\sin\theta_a}(A + f\,B) - F_x$$
$$R_y = \frac{p_a br}{\sin\theta_a}(B - f\,A) - F_y \quad (۲۶)$$

اگر چرخش پادساعتگرد باشد، علامت عبارت اصطکاکی در هر معادله عوض می‌شود، بنابراین معادله‌ی برای نیروی تحریک چنین است:

$$F = \frac{M_N - M_f}{c} \quad (۲۷)$$

و خود تحریکی در حالت چرخش پادساعتگرد وجود دارد. واکنش‌های افقی و عمودی به همان ترتیب قبل پیدا می‌شوند:

$$R_x = \frac{p_a br}{\sin\theta_a}(A - f\,B) - F_x$$
$$R_y = \frac{p_a br}{\sin\theta_a}(-f\,A - B) + F_y \quad (۲۸)$$

باید توجه داشت که در هنگام استفاده از طرح‌های جمع شونده‌ی خارجی به عنوان کلاچ، اثر نیروی گریز از مرکز، کاهش نیروی عمودی است. بنابراین هر چه سرعت افزایش یابد، نیروی تحریک F بزرگ‌تری لازم است.

یک مورد خاص هنگامی پدید می‌آید که مفصل به طور متقارن قرار گرفته‌اند به طوری که که گشتاور نیروهای اصطکاکی حول مفصل صفر شود. وضعیت هندسی چنین ترمزی شبیه شکل (۴ ب) خواهد بود. برای به دست آوردن رابطه‌ی توزیع فشار فرض می‌کنیم آستر طوری ساییده شود که همواره شکل استوانه‌ای آن حفظ شود. به این معنی که سایش شعاعی کفشک $\Delta r = \Delta x\cos\theta$ است. اگر فرض کنیم که انرژی یا افت اصطکاکی در هر جزء از سطح کفشک با فشار شعاعی متناسب باشد، و اگر فرض کنیم که سایش مستقیماً به افت اصطکاکی وابسته است، پس با قیاس مستقیم

$$p = p_a\cos\theta \quad (۲۹)$$

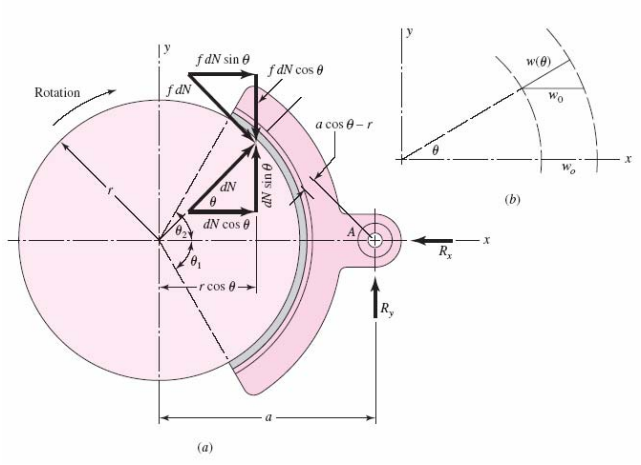
با شروع به تحلیل نیرو، می‌بینیم که (شکل ۴)

$$dN = pbrd\theta \quad (۳۰)$$

$$dN = p_a br\cos\theta\, d\theta \quad (۳۱)$$

فاصله‌ی a تا مفصل طوری انتخاب می‌شود که گشتاورهای نیروهای اصطکاکی M_f صفر شود. معنی تقارن آن است که $\theta_1 = \theta_2$، و بنابراین

$$M_f = 2\int_0^{\theta_2}(f\,dN)(a\cos\theta - r) = 0 \quad (۳۲)$$



شکل۴- کفشک مفصل شده‌ی متقارن با سایش آستر

با قرار دادن معادله‌ی (۳۰) داریم:

$$2 f\, p_a br \int_{\circ}^{\theta_2} (a\cos^2\theta - r\cos\theta)\, d\theta = 0 \qquad (۳۳)$$

که از آن

$$a = \frac{4r\sin\theta_2}{2\theta_2 + \sin 2\theta_2} \qquad (۳۴)$$

با استقرار مفصل مطابق با این معادله، گشتاور حول پین صفر است، و واکنش‌های افقی و عمودی عبارت‌اند از

$$R_x = 2\int_{\circ}^{\theta_2} dN\cos\theta = \frac{p_a br}{2}(2\theta_2 + \sin 2\theta_2) \qquad (۳۵)$$

که به دلیل تقارن

$$\int f dN\sin\theta = 0 \qquad (۳۶)$$

همچنین

$$R_y = 2\int_{\circ}^{\theta_2} f\, dN\cos\theta = \frac{p_a brf}{2}(2\theta_2 + \sin 2\theta_2) \qquad (۳۷)$$

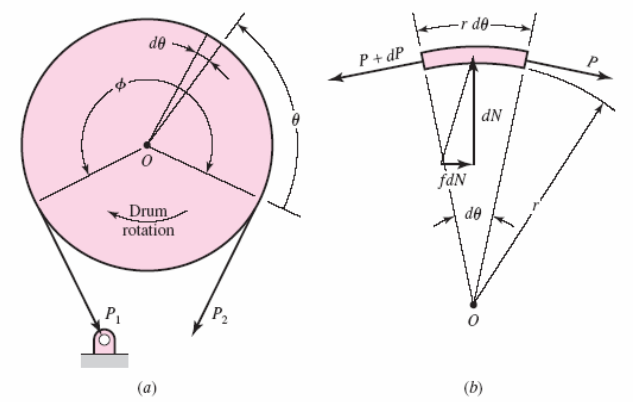
که $\int dN\sin\theta = 0$

که باز هم به دلیل تقارن است. همچنین توجه کنید که $R_x = -N$ و $R_y = -f\,N$ که برای انتخاب ویژه‌ی اندازه‌ی a باید انتظارش را داشت. بنابراین لنگر برابر است با

$$T = a\, f\, N \qquad (۳۸)$$

٤-۳-کلاچ‌ها و ترمزهای نوع نواری

به دلیل اصطکاک و چرخش کاسه، نیروی تحریک p_2 از واکنش پین p_1 کمتر است. هر جزء از نوار به طول زاویه‌ای $d\theta$، تحت اثر نیروهای نشان داده شده در شکل در تعادل خواهد بود. با جمع این نیروها در جهت عمودی و این‌که $\sin\frac{d\theta}{2} = \frac{d\theta}{2}$ و ساده‌سازی‌ها.



شکل۵- نیروهای وارد بر ترمز نواری

$$dN = P d\theta \qquad (۳۹)$$

با جمع نیروها در جهت افقی و با لحاظ کردن فرض فوق

$$dP - f\, dN = 0 \qquad (۴۰)$$

با قرار دادن مقدار dN از معادله‌ی (۳۹) در معادله‌ی (۴۰) و انتگرال‌گیری از آن

$$\int_{p_2}^{p_1}\frac{dP}{P} = f\int_{\circ}^{\Phi} d\theta \qquad \ln\frac{P_1}{P_2} = f\,\Phi \Rightarrow \quad \frac{P_1}{P_2} = e^{f\Phi} \qquad (۴۱)$$

لنگر را می‌توان از معادله‌ی زیر به دست آورد.

$$T = (P_1 - P_2)\frac{D}{2} \qquad (۴۲)$$

نیروی عمودی dN وارد بر جزء سطحی به پهنای b و طول $r\,d\theta$ چنین است:

$$dN = pbrd\theta \quad (۴۳)$$

که p فشار است. با قرار دادن مقدار dN از معادله‌ی (ب) داریم:

$$Pd\theta = pbrd\theta \quad (۴۴)$$

بنابراین

$$p = \frac{P}{br} = \frac{2P}{bD} \quad (۴۵)$$

پس فشار با کشش در نوار متناسب است. فشار بیشینه‌ی p_a در لبه پدید می‌آید و مقدار آن برابر است با

$$p_a = \frac{2P_1}{bD} \quad (۴۶)$$

۵-تسمه

تسمه، الاستیک و در مقابل خمش انعطاف‌پذیر است. و نیروی محیطی را بصورت نیروی کششی از محور محرک به محور (و یا محورهای) متحرک منتقل می‌کند. از تسمه و چرخ تسمه بیشتر در مواردی استفاده می‌شود که فاصله دو محور زیاد بوده و نیروی انتقالی محدود است.

در تسمه‌های تخت، جناقی (V شکل) و گرد عامل انتقال اصطکاک است.

در تسمه‌های دندانه‌دار اتصال بدون لغزش بوده و فلکه تسمه متناسب با شکل تسمه، دندانه‌دار است.

۵-۱-گیربکس تسمه‌ای

حالتهای مختلف برای محورهای محرک و متحرک در گیربکس‌های تسمه‌ای بدین قرار است:

الف) گیربکس باز برای محورهای موازی، جهت گردش محرک و متحرک یکسان

ب) گیربکس باز با غلتک پیش‌تنیدگی

ج) گیربکس متنافر برای محورهای موازی، جهت گردش محرک و متحرک مخالف

د) گیربکس نیمه‌متنافر (گیربکس پیچیده) برای فواصل محوری کوچک و بزرگ

ه) گیربکس زاویه‌ای برای محورهایی که با یکدیگر را قطع می‌کنند.

۵-۲-مزایا

الف) بدون سروصدا، ضربه‌پذیر و جاذب الاستیک ضربه	ب) شکل ساختمانی ساده و عدم نیاز به دقت بالا
ج) بی‌نیاز از روغن‌کاری و سرویس	د) متناسب برای فواصل محوری بزرگ
ه) عدم حساسیت به بارهای ناگهانی، لغزش تسمه (به استثنای تسمه دندانه‌دار)	
خ) نسبت وزن به توان کم	ر) در شرایط کاری ثابت یکنواختی حرکت بسیار خوب

۵-۳-معایب

الف) حجم ساختمانی بزرگ	ب) بار زیاد وارد بر محور
ج) محدودیت گرمایی خاص دارند	د) حساسیت به اسید، بنزین، روغن و بخار آب
ه) وابستگی ضریب اصطکاک و انبساط تسمه به گرد و غبار، آلودگی روغن، دما و رطوبت	
خ) تنظیم پیش‌تنیدگی در فواصل زمانی مشخص	

سرعت خطی تسمه یکی از مهمترین پارامتر محدودکننده است که بسته به نوع و ابعاد تسمه از یک مقدار خاص نباید تجاوز کند.

۵-٤-انواع تسمه

الف) تسمه تخت:

ب) تسمه جناقی و تسمه گرد: ۱- در زوایای معمولی فلکه و نیروی محیطی قابل انتقال تقریباً سه‌برابر تسمه تخت است. ۲- زوایای کوچک جناق موجب خودقفلی تسمه می‌شود.

ج) تسمه دندانه‌دار: تسمه‌های تخت دندانه‌ای هستند. اجزای تسمه‌های دندانه‌دار چنین است.

۱- لایه کششی متشکل از کابل‌های فولادی

۲- بدنه تسمه با قابلیت خمشی که لایه کششی را دربرگرفته است که مخلوطی از نئوپرین و پلی‌اورتان مناسب است.

۳- لایه تماسی که سبب مقاومت در برابر سایش و کاهش ضریب اصطکاک می‌شود و از جنس نایلون است.

۵-۴-۱-خواص تسمه دندانه‌دار

۱- درجه تبدیل ثابت مستقل از بار و شرایط محیطی	۲- پیش‌تنیدگی کم
۳- محدوده‌ی بزرگ سرعت و وزن کم	۴- عدم نیاز به روغن‌کاری
۵- برعکس تسمه‌های دیگر اصطکاک نقش مهمی ندارد.	
۶- از نظر سروصدا و جذب ضربه را مناسب‌تر از زنجیر و نامناسب‌تر از تسمه‌های تخت و جناغی است.	

تا زمانیکه لغزش ایجاد نشود:

$i=\frac{n_a}{n_b}\sim\frac{d_b}{d_a}$	V سرعت، z تعداد فلکه، L_w طول موثر تسمه	$F_b=\frac{V\times z}{L_w}$

طول موثر (۴۷)

$$L_w\sim 2e+0/5\pi(dw_2-dw_1)+\frac{(dw_2-dw_1)^2}{4e}$$

طول تسمه‌های متقاطع $L=\pi(R+R')+\frac{(R+R')^2}{e}+2e$	رابطه باخ برای تعداد بازوهای فلکه $z=\frac{1}{7}\sqrt{D}$

با انتخاب پولیهای مخروطی می‌توان در حین حرکت دور را تغییر داد (تغییر دور غیرپله‌ای)

فرکانس خمشی (f_b) تعداد خمشهایی است که هر المان تسمه روی فلکه در واحد زمان انجام می‌دهد.

سرعت تسمه در طرف باری (محرک) بدلیل انبساط طولی بزرگتر از سرعت تسمه در طرف خالی است.

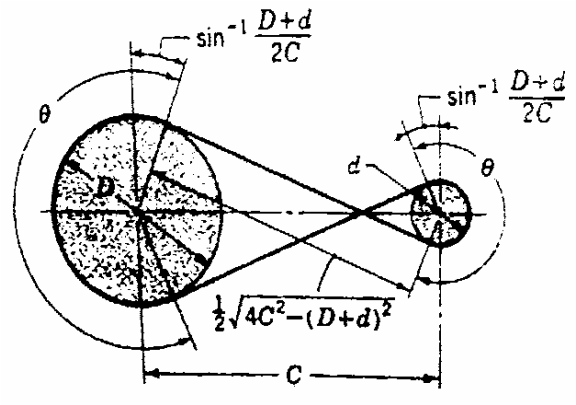
$$V_2=V_1(1-\varphi) \quad (۴۸)$$

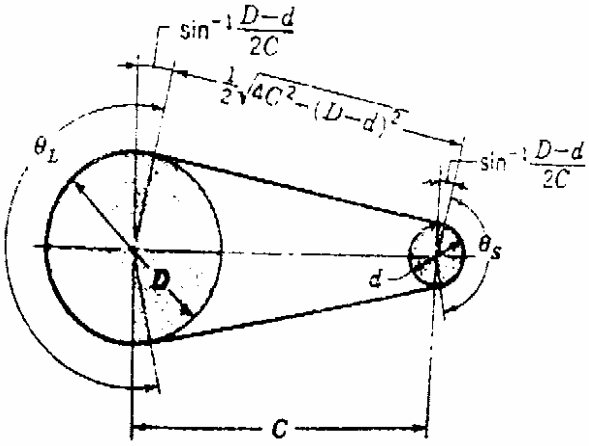
زاویه شیار چرخ تسمه متناسب با قطر آنها از 32 تا 36 درجه انتخاب می‌شود (هر چه قطر بیشتر زاویه بیشتر)

منظور از اندازه‌ی اسمی، اندازه‌ی قاعده بزرگ ذوزنقه می‌باشد.

تسمه‌های ذوزنقه‌ای را معمولاً از مواد مصنوعی به همراه لاستیک ولکانیزه می‌سازند.

زاویهٔ تماس برای حالات مختلف در تسمه‌ها در شکل زیر نشان داده شده است.


$\sin^{-1}\frac{D+d}{2C}$
$\sin^{-1}\frac{D+d}{2C}$
θ
θ
D
d
$\frac{1}{2}\sqrt{4C^2-(D+d)^2}$
C


$\sin^{-1}\frac{D-d}{2C}$
$\frac{1}{2}\sqrt{4C^2-(D-d)^2}$
$\sin^{-1}\frac{D-d}{2C}$
θ_L
θ_S
D
d
C