

نکات مهم در طراحی چرخدنده ساده-قسمت دوم

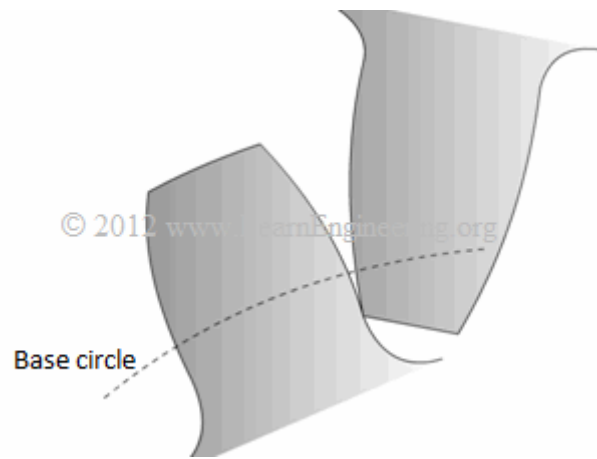


تعیین تعداد دندانه‌ها □ تداخل

در اینجا ما یاد خواهیم گرفت که چگونه تعداد دندانه‌ها را در دو چرخدنده تعیین کنیم. برای انجام این کار باید تعداد دندانه‌ها در یک چرخدنده را (T_1) فرض کنیم، منظور چرخدنده کوچک‌تر است. هم اکنون با استفاده از روابط داده شده در زیر می‌توانیم تعداد دنده‌های چرخدنده دیگر، T_2 را تعیین کنیم.

$$T_2 = (T_1 / D_{p1}) * D_{p2}$$

بنابر این تعداد دندانه در هر دو چرخدنده را تعیین کرده‌ایم، اما در صورتی که سیستم چرخدنده می‌بایست عملکرد نرمی داشته باشد همچنین می‌بایست به دنبال پدیده‌ای باشیم که تداخل نامیده می‌شود. زمانی که دندانه چرخدنده به پروفیل دایره مبنای زیر می‌رسد تداخل روی می‌دهد. این امر به سر و صدای زیاد و مشکل جداشدگی ماده منجر خواهد شد. این پدیده در شکل زیر نشان داده شده است.



یک جفت دندانه چرخدنده تحت تداخل

اگر باید تداخل برداشته شود، می‌بایست پینیون (مترجم: چرخدنده کوچک‌تر) دارای یک حداقل تعداد دندانه تعیین شده توسط رابطه زیر باشد.

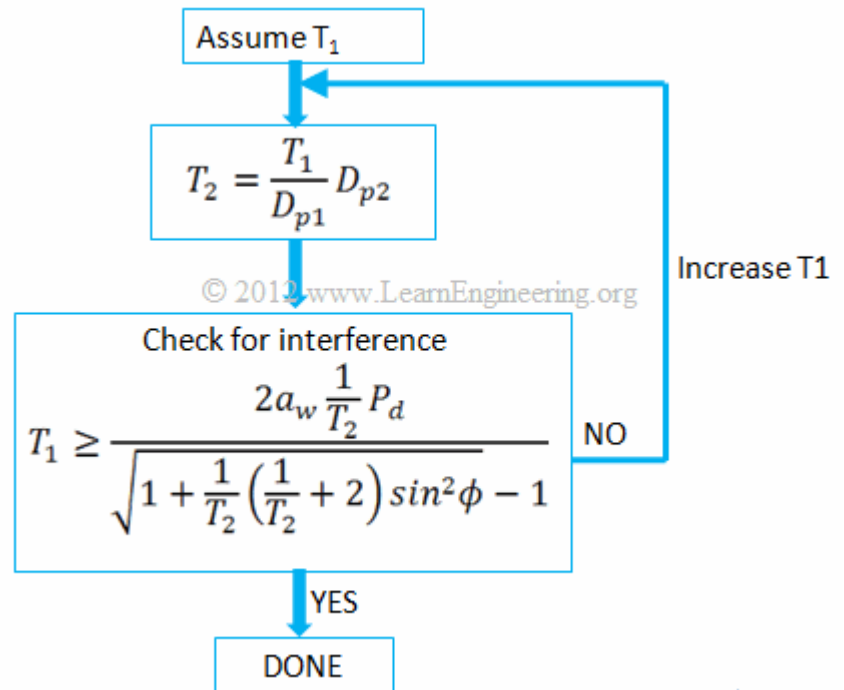
$$T_1 \geq \frac{2a_w \frac{1}{T_2} P_d}{\sqrt{1 + \frac{1}{T_2} \left(\frac{1}{T_2} + 2 \right) \sin^2 \phi} - 1}$$

که در آن a_w نشان دهنده ارتفاع سر دندانه می‌باشد. برای زاویه فشار 20 درجه (که معمولاً توسط طراح در نظر گرفته می‌شود) $a_w = 1$ m و $b_w = 1.2$ m مدول m و قطر دایره‌ای گام P_d به صورت زیر تعریف می‌شوند.

$$m = \frac{D_p}{T}$$

$$P_d = \frac{T}{D_p}$$

در صورتیکه این روابط برای یک مورد داده شده، آنگاه می‌بایست تعداد دندانه‌های T_1 را افزایش داد، و محاسبات را مجدداً انجام داد. الگوریتم برای تعیین تعداد دندانه‌ها T_1 و T_2 در زیر نشان داده شده است.



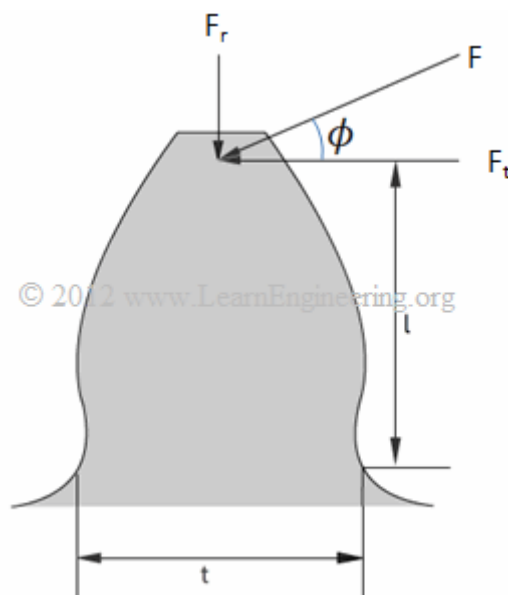
فلوچارت تعیین تعداد دنده‌ها در هر چرخ دنده

طراحی برای استحکام مکانیکی-معادلات لوئیس

اکنون پارامتر اصلی باقی مانده در طراحی چرخ دنده، پهنا یا ضخامت دندانه چرخدنده b است. این با بررسی اینکه آیا ماکزیمم تنش خمشی ایجاد شده توسط اجزای تماسی بار منتقل شده، F_t در ریشه چرخدنده بزرگتر از تنش مجاز است یا نه، تعیین می‌شود. همانگونه که می‌دانیم توان منتقل شده، P و گام سرعت خطی گام V چرخدنده F_t را می‌توان با استفاده از روابط زیر تعیین نمود.

$$F_t V = \text{Power Transmitted}$$

دندانه چرخدنده را همانند یک تیر یک سر گیردار در نظر می‌گیریم که تحت تعادل استاتیکی است. نیروهای چرخدنده و هندسه پیچیده دندانه در شکل زیر نشان داده شده است.



دندانه چرخدنده تحت بار

در صورتی که تمام پارامترهای هندسی نشان داده در شکل زیر معلوم باشند، به راحتی می‌توان ماکزیمم مقدار تنش خمشی ایجاد شده را به دست آورد. اما تعیین کردن مقادیر t و l آنچنان هم که باید آسان نیستند، بنابر این برای پیدا کردن ماکزیمم مقدار تنش خمشی با استفاده از قانون لوئیس از یک روش جایگزین استفاده می‌کنیم. ماکزیمم تنش خمشی ایجاد شده توسط معادله خمشی لوئیس به صورت زیر داده شده است.

$$\sigma = \frac{F_t P_d}{bY}$$

که در آن Y ضریب شکل لوئیس است، که تابعی از زاویه فشار، تعداد دندانه‌ها و ارتفاع سر دندانه و ارتفاع پای دندانه است. مقدار Y در قالب جدول یا نمودار در دسترس است. با استفاده از رابطه بالایی با جایگذاری کردن ماکزیمم مقدار تنش مجاز ماده در LHS از معادلات، می‌توان مقدار b را تعیین کرد. اما طراحی چرخدنده به دست آمده به گونه‌ای به خورت غیر طبیعی خواهد بود، چون در این طراحی دندانه چرخدنده را همانند یک تیر یک سر گیردار تحت تعادل استاتیکی است در نظر گرفته‌ایم. اما این مورد واقعی نیست. به منظور دستیابی به طراحی واقعی‌تر در جلسه بعد بسیاری از پارامترهای دیگر را که بر استحکام مکانیکی چرخدنده تاثیر می‌گذارند تفسیر خواهیم کرد.

یک رویکرد واقع‌گرایانه‌تر □ معادله استحکام AGMA

زمانی که یک جفت چرخدنده دوران می‌کنند اغلب سروصدایی را از آن می‌شنویم، این ناشی از برخورد رخ داده در میان دندانه چرخدنده به علت لقی کوچک در بین آن‌ها است. چنین برخوردهایی نیرو را در چرخدنده به بالاتر از مقداری که پیش از این محاسبه شده افزایش می‌دهد. این اثر در ضریب بارگذاری دینامیکی گنجانیده شده است، K_v مقداری که تابعی از سرعت خطی گام است.

به علت اثر تمرکز تنش در اینجا ریشه چرخدنده می‌تواند دچار شکست خستگی شود. اثری که در یک ضریب گنجانیده شده است، K_f نامیده می‌شود که مقدار آن بیشتر از 1 است.

در اینجا فاکتورهایی برای بررسی ازدیاد بار (K_o) و توزیع بار روی دندانه چرخدنده (K_m) وجود دارد. در حالیکه تمام این فاکتورها ترکیب شوند معادله استحکام لوئیس بدین شکل ویرایش خواهد شد

$$\sigma = \frac{F_t P_d}{bY} K_v K_o K_m K_f$$

معادله بالا نیز می‌تواند به فرمی دیگر که در زیر نشان داده شده (معادله استحکام AGMA) مجدداً بیان شود

$$\sigma = \frac{F_t P_d}{bJ} K_v K_o K_m$$

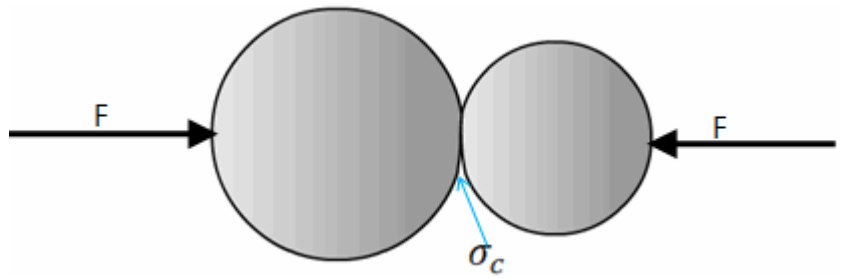
که در آن J است:

$$J = \frac{Y}{K_f}$$

با استفاده از معادله بالا می‌توانیم برای مقدار b آن را حل کنیم، بنابر این همه پارامترهای خروجی مورد نیاز برای طراحی چرخدنده را به دست می‌آوریم. اما چنین چرخ دنده‌ای یک عملکرد مفید را تضمین نمی‌کند جز اینکه آن استحکام سطحی مناسبی ندارد.

طراحی برای استحکام سطحی

در چرخدنده شکست معمولاً به علت عدم وجود استحکام سطحی رخ می‌دهد، این نیز تحت عنوان شکست حفره‌ای شناخته شده است. در اینجا زمانی که 2 سطح جفت شده تحت یک بار تعیین شده با یکدیگر تماس برقرار می‌کنند در سطح تماس یک تنش تماسی گسترش پیدا می‌کند و سطح تغییر شکل می‌دهد. یک نمونه ساده از گسترش تنش تماسی در زیر نشان داده شده است، که در آن دو استوانه تحت بار F با یکدیگر تماس پیدا می‌کنند.



تغییر شکل سطحی و گسترش تنش سطحی به علت بار اعمال شده

برای یک مساله دندانه چرخدنده می‌توان تنش تماس را به عنوان تابعی از پارامترهای زیر تعیین کرد

$$\sigma_c = f(F_t, \phi, r_1, r_2, K_v, E_1, E_2, \nu_1, \nu_2)$$

در صورتیکه تنش تماسی گسترش یافته در سطح مشترک یک چرخدنده بیشتر از مقدار بحرانی باشد (به وسیله استاندارد AGMA تعیین شده)، آنگا شکست چاله‌ای شدن رخ می‌دهد. بنابر این می‌بایست طراح اطمینان حاصل کند که وضعیت رشد پیدا نمی‌کند.