هندسه بهینه چرخ دنده برای تنش فیلت حداقل با استفاده از BEM و صحت سنجی آزمایشی با فتوالاستیسیتی

این مقاله مفهوم چرخ دنده عقب بدون بعد مورد استفاده در مسائل کمینه سازی تنش چرخ دنده را معرفی می کند. روش پیشنهادی برای مدل سازی موجب کاهش زمان محاسباتی در مقایسه با سایر روش های موجود با کاهش تعداد کل متغیر های طراحی می شود. به جای مدل سازی چرخ دنده عقب بار گذاری شده و اجرای BEA برای محاسبه تنش ریشه ماکزیمم در هر مرحله از روش بهینه سازی، تنش با استفاده از مقادیر تعیین شده محاسبه می شود که قبلا با استفاده از BEM بر روی مدلهای بدون بعد متناظر با ترکیب متفاوتی از پارامتر های طراحی محاسبه شده است. الگوریتم پیچیده برای بهینه سازی استفاده شدهو تنش های ریشه ای چرخ دنده های بهینه با تنش های دندانه های استاندارد برای گشتاور انتقالی مقایسه می شوند. کاهش در تنش تا بیش از 36.5 درصد به این طریق می تواند بدست بیاید. این کاهش در تنش را می توان به طور آزمایشی با فتوالاستیسیته دو بعدی تایید کرد.

کلمات کلیدی:چرخ دنده ساده، تنش ریشه ای، BEM،بهینه سازی، الگوریتم پیچیده، فتوالاستیسیته

1-مقدمه

پیشرفت ها در زمینه مکانیک محاسباتی و بهینه سازی ساختاری منجر به توسعه فنون مدل سازی عددی شده است که در زمینه های تولید چرخ دندانه برای تولید طرح های بهینه جفت چرح دندانه های خاص استفاده شده اند(لیتوین 1). با این حال گفته می شود که(سیواندرلی 2) خاطر نشان کرده است که چون پارامتر های طراحی هر یک از چرخ دنده ها بسیار زیاد هستند، بهینه سازی زمان واقعی نیازمند تحلیل تنش عددی در هر مرحله بوده و می تواند غیر ممکن باشد. به منظورمقابله با این اختلاف، محققان از فرمول تجربی استفاده کرده و یا مسئله را با فرض بار گذاری در بالای دندانه ها ساده سازی کرده اند و در صورتی که دندانه های غیر استاندارد مطالعه شوند، منجر به نتایج غیر قابل اطمینانی می شوند.

این مقاله به معرفی یک مفهوم جدید در مدل سازی دنده با استفاده از نسبت تماس جفت دنده برای تعیین نقطه کاربرد بار می پردازد، مسئله ای که با دندانه های بدون بعد و با استفاده از همه ویژگی های هندسی دنده در نسبت تماس جفت ساده شده و موجب کاهش تعداد کل پارامتر ها از هفت به سه می شود. هر یک از چرخ دنده ها به طور هندسی مدل سازی شده و در نقاط مختلف متناظر با مقادیر مختلف نسبت تماس برای محاسبه تنش ریشه ای ماکزیمم بار گذاری می شود. مقادیر حاصله در یک جدول تنش قرار می گیرد که مشخص کننده تعداد معینی از دندانه ها و چرخ دنده ها است که در الگوریتم بهینه سازی قرار می گیرد و در آن همه مقادیر متوسط را می توان با میان یابی انواع جدولی محاسبه کرد.

ر.ش مدل سازی جدید امکان بهبود زمان محاسبه را بر خلاف فنون استاندارد می دهد. به علاوه، به دلیل مفهوم جدول تنش، آن را می توان به شکلی مدولار در هر مسئله ای که نیازمند محاسبه تنش فیلت است محاسبه کرد. در نهایت، نتایج با استفاده از فتو الاستیسیته دو بعدی بر روی مدل های دندانه چرخ دنده پلاستیکی تایید شد.

2- مدل سازی چرخ دندنه بدون بعد

یک جفت چرخ دنده ساده را که در شکل 1 نشان داده شده است در نظر بگیرید . که در آن چرخ دنده 1 به صورت پینیون و چرخ دنده 2 به صورت چرخ است. قانون چرخ دنده مستلزم این است که این چرخ دنده ها بایستی دارای زاویه فشار اسمی α_o و ماژولM باشند. به طور کلی، چرخ دنده هادارای اصلاحات اضافی به ترتیب X1-X2 بوده و از این روی ضخامت پیچ آن ها با رابطه زیر بدست می اید

$$s_{oi} = c_{si} m \pi + 2 x_i m \tan \alpha_o = s_{oiu} m \qquad (1)$$

که c_{si} ضری ضخامت چرخ دنده است که به طور کلی $c_{s1} \neq 0.5 \neq c_{s2},$ است و این در حالی است که s_{oiu} ضخامت پیچ چرخ دنده بدون بعد متناظر است که به ازای آن ماژول و عرض هر دو برابر با یک هستند.

فاصله مرکزی O_1O_2 با استفاده از فرمول زیر محاسبه می شود

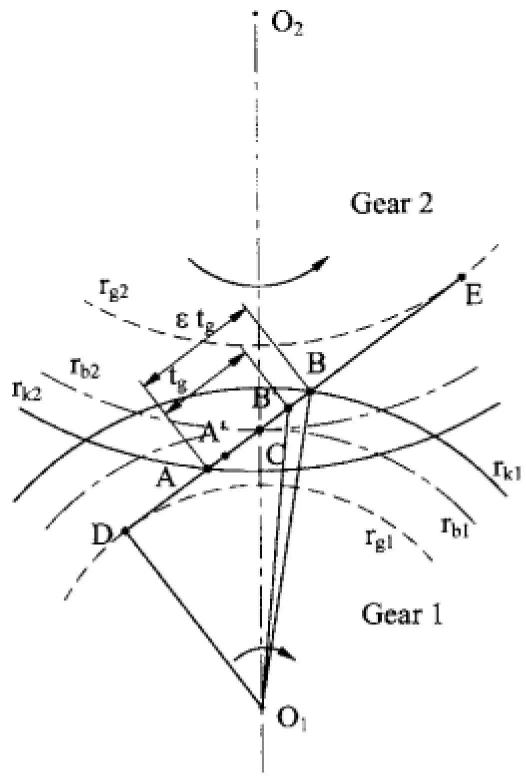
$$a_{12} = \frac{z_1 + z_2}{2} m + (x_1 + x_2) m = a_{12u} m \qquad (2)$$

دایره پیچ عملیاتی واقعی r_{bi} چرخ دنده $i, (i=1,2)$ بایستی موید قانون چرخ دنده بوده و برابر با زیر باشد

$$r_{bi} = \frac{z_i}{z_1 + z_2} a_{12u} m = r_{biu} m \qquad (3)$$

اکنون چرخ دنده های 1 و 2 را حول مراکز O1-O2 در نظر بگیرید که در شکل 1 نشان داده شده است. در طی فرایند مشینگ، دو جفت دندانه چرخ دنده در امتداد مقاطع AA و BB وجود دارند و به این ترتیب دارای بار نرمال کل هستند، و یک جفت از این ها زمانی وجود دارند که تماس دندانه ها در امتداد منطقه مرکزی ab رخ می دهد.نقطه B بالاترین نقطه تماس دندانه برای چرخ دنده 1 می باشد که شعاع $r_{B'}$ به صورت زیر بدست می اید

$$r_{B'} = O_1B' = \sqrt{r_{k1}^2 + (\varepsilon - 1)t_g[(\varepsilon - 1)t_g - 2\sqrt{r_{k1}^2 - r_{g1}^2}]} \qquad (4)$$



شکل 1: مسیر تماس

با تقسیم ماژول جفت، معادله فوق در مقادیر بدون بعد به صورت زیر است

$$r_{B'u} = \frac{r_{B'}}{m} = \sqrt{r_{k1u}^2 + (\varepsilon - 1)t_{gu}[(\varepsilon - 1)t_{gu} - 2\sqrt{r_{k1u}^2 - r_{g1u}^2}]} \qquad (5)$$

بر اساس معادله فوق می توان گفت که بدیهی است که موقعیت HPSTC تا حد زیادی به شکل هندسی و نسبت تماس جفت دارد که در آن همه ویژگی های دندانه در شکل متراکم قرار دارد.

مزیت ارایه شده در این روش بسیار قابل توجه است زیرا رفتار مکانیکی هر چرخ دنده را می توان با استفاده از ویژگی های هندسی z, x, c_s و نسبت تماس ε جفت چهار متغیر به جای استفاده از همه ویژگیهای هندسی شش متغیر مدل سازی کرد. هم چنین استفاده از دندانه بدون بعد موجب ساده تر شدن مسئله می شود زیرا هر ویژگی هندسی F بر روی مقطع عرضی از طریق معادله زیر بدست می اید

$$f = mf_u \quad (6)$$

تنش ها را می توان در دندانه بدون بعد $\sigma_u(z, x, c_s, \varepsilon)$ با واحد بار گذاری $P_{Nu}=1$ محاسبه کرده و آن را به تنش واقعی سیگما با استفاده از معادله زیر مرتبط کرد

$$\sigma = \sigma_u \frac{P_N}{bm} \quad (7)$$

3-مدل سازی تنش با استفاده از جداول تنش

همه روش های تحلیلی وابسته به محاسبه تنش خمشی کششی اسمی در فیلت چرخ دنده ساده می باشند(تیموشکنوف 6) و معمولا تمرکز تنش را با معرفی ضریب تمرکز تنش تقسیم بر روش های تجربی یا نیمه تجربی جبران می کنند. همه استاندارد ها و معیار ها، چرخ دنده بار گذاری شده را به صورت یک تیر یک سر گیر دار تحت بار خمشی و اسمی ضرب در ضریب تمرکز تنش برای تولید تنش خمشی واقعی در نظر می گیرند.

بر طبق استاندارد 6366iso(7) تنش اسمی با استفاده از این فرض محاسبه می شود که مقطع اصلی در نقطه ای است که در آن یک خط با زاویه 30 درجه با فیلت تماس برقرار می کند. این موجب می شود تا ماکزیمم تنش فیلت بیش از مقدار واقعی براورد شود و معایب آن عدم در نظر گرفتن تغییر موقعیت مقطع بحرانی به دلیل جا به جایی بار در امتداد پروفیل دندانه فعال می باشد که توسط کلی و پدرسون(8) پیشنهاد شده است.

AGMA 2101-C95 استاندارد(9) یک رویکرد تحلیلی دقیق تر را برای مسئله ارایه کرده است زیرا موقعیت مقطع بحرانی را در نظر می گیرد که درآن یک نقطه ای وجود دارد که سهمی با محور خود در محل برخورد جهت بار با مرکز دندانه، با فیلت برخورد می کند. این ایده توسط لویس(10) معرفی شده است و یک رویکرد بهتری را نسبت به تئوری 30 درجه ارایه می کند و می تواند خطای زیادی را در پی داشته باشد به خصوص اگر تغییر دندانه بزرگ وجود داشته باشد.

روش های محاسبه تنش ساده به فراوانی در مسائل بهینه سازی چرخ دنده استفاده می شود(راجرز و همکاران 4، یه 11)، زیرا روش های تکراری مورد استفاده نیازمند یک ابزار ساده و کارامد برای مدل سازی تنش چرخ دنده برای هزاران تکرار مورد نیاز است. این موارد شکل هندسی فیلت ریشه را در نظر نمی گیرد در حالی که اثر تمرکز غلظت تنش و نیز اجزای تنش فشاری نادیده گرفته می شود.

رو.ش های عددی نظیر FEM و BEM(1.2، 13،2) به طور موفق بر روی چرخ دنده با در نظر گرفتن افزایش و براورد تنش مطمئن استفاده شده اند. معایب اصلی این روش ها این است که آن ها نیازمند زمان زیادی برای هر دومعادله ماتریس می باشند. به علاوه آن ها برنامه های سختی هستند و از این روی نیازمند جمع اوری و استفاده از نرم افزار های پیشرفته و پر هزینه هستند.

مسائل و کمبود های مربوط به روش های فوق با استفاده از جدول تنش در مقایسه با مدل سازی دندانه بدون بعد ارایه شدهدر پاراگراف قبلی حل می شوند. به منظور ایجاد جدول تنش، یک چرخ دنده با تعداد معین دندانه انتخاب شده و سپس ضرایب اصلاح $(x_{\min}, x_{\max})$ ، ضرایب ضخامت دندانه$(c_{s\min}, c_{s\max})$ و نسبت های تماس $(\varepsilon_{\min}, \varepsilon_{\max})$ در نظر گرفته می شوند. هر یک از این بازه ها در مقادیر 4-6 قرار دارند و برای هر ترکیب، ماکزینن تنش برشی بدون بعد $\sigma_u(\varepsilon, x, c_s)$ در فیلت با مدل بدون بعد از طریق BEA با استفاده از عناصر مرزی محاسبه می شود. محاسبه پروفیل دندانه بدون بعد و تولید مش با استفاده از نرم افزار تخصصی انجام می شود.

نتایج بدست امده با تحلیل با تعداد دندانه ها در جدول تنش برای بررسی رفتار مکانیکی چرخ دنده استفاده شده است. یک جدول معرف برای 19 دندانه با ویژگی های زیر محاسبه شدند. زاویه فشار اسمی$a_o=20\ \deg$ ، ضریب $c_k=1.0$، ضریب ددندوم $c_f=1.25$ و ضریب شعاع کاتر $c_c=0.25$ نشان داده شده است.

به منظور محاسبه یک مقدار تنش متوسط سیگما متناظر با تعداد معین دندانه ها و مجموعه ای از پارامتر ها z, x, c_s, ε، میان یابی خطی به صورت زیر توصیف می شود.

مرحله 1: از جدول تنش ، متناظر با تعداد دندانه معین، مقادیر اولیه به صورت $\varepsilon_i \leq \varepsilon \leq \varepsilon_{i+1},\ x_j \leq x \leq x_{j+1},\ c_{sk} \leq c_s \leq c_{sk+1}$ انتخاب می شوند.

مرحله 2: از جدول تنش، مقادیر تنش متناظر با مقادیر ضرایب فوق ترسیم شده است.

$$\sigma(\varepsilon_i, x_j, c_{sk}) = \sigma_{i,j,k} \quad \sigma(\varepsilon_i, x_j, c_{sk+1}) = \sigma_{i,j,k+1} \tag{8}$$

$$\sigma(\varepsilon_i, x_{j+1}, c_{sk}) = \sigma_{i,j+1,k} \quad \sigma(\varepsilon_i, x_{j+1}, c_{sk+1}) = \sigma_{i,j+1,k+1} \tag{9}$$

$$\sigma(\varepsilon_{i+1}, x_j, c_{sk}) = \sigma_{i+1,j,k} \quad \sigma(\varepsilon_{i+1}, x_j, c_{sk+1}) = \sigma_{i+1,j,k+1} \tag{10}$$

$$\sigma(\varepsilon_{i+1}, x_{j+1}, c_{sk}) = \sigma_{i+1,j+1,k} \quad \sigma(\varepsilon_{i+1}, x_{j+1}, c_{sk+1}) = \sigma_{i+1,j+1,k+1} \tag{11}$$

جدول 1: جدول تنش برای 18 دندانه

=1.2

x\cs	*cs*=0.40	*cs*=0.45	*cs*=0.50	*cs*=0.55	*cs*=0.60
x=-0.2	5.730	4.818	4.141	3.621	3.211
x= +0.0	4.965	4.246	3.696	3.262	2.912
x= +0.2	4.502	3.887	3.406	3.021	2.708
x= +0.4	4.032	3.510	3.094	2.758	2.484
x= +0.7	3.729	3.257	2.873	2.561	2.306

=1.4

x\cs	*cs*=0.40	*cs*=0.45	*cs*=0.50	*cs*=0.55	*cs*=0.60
x=-0.2	4.906	4.184	3.642	3.222	2.889
x= +0.0	4.214	3.652	3.218	2.874	2.596
x= +0.2	3.800	3.321	2.945	2.642	2.397
x= +0.4	3.413	3.005	2.680	2.418	2.203
x= +0.7	3.054	2.702	2.415	2.183	1.993

=1.6

x\cs	*cs*=0.40	*cs*=0.45	*cs*=0.50	*cs*=0.55	*cs*=0.60
x=-0.2	4.391	3.793	3.339	2.986	2.703
x= +0.0	3.741	3.283	2.927	2.643	2.412
x= +0.2	3.282	2.911	2.618	2.382	2.189
x= +0.4	2.942	2.629	2.380	2.177	2.012
x= +0.7	2.602	2.339	2.125	1.952	1.809

=1.8

x\cs	*cs*=0.40	*cs*=0.45	*cs*=0.50	*cs*=0.55	*cs*=0.60

x=-0.2	3.978	3.485	3.109	2.812	2.573
x= +0.0	3.356	2.990	2.703	2.472	2.284
x= +0.2	2.928	2.640	2.411	2.225	2.072
x= +0.4	2.616	2.379	2.188	2.033	1.904
x= +0.7	2.253	2.070	1.921	1.800	1.699

مرحله 3: مقادیر تنش متوسط محاسبه می شوند

$$\sigma_{i,j} = \sigma_{i,j,k} + \frac{\sigma_{i,j,k+1} - \sigma_{i,j,k}}{c_{sk+1} - c_{sk}}(c_s - c_{sk})$$

$$\sigma_{i,j+1} = \sigma_{i,j+1,k} + \frac{\sigma_{i,j+1,k+1} - \sigma_{i,j+1,k}}{c_{sk+1} - c_{sk}}(c_s - c_{sk})$$

$$\sigma_{i+1,j} = \sigma_{i+1,j,k} + \frac{\sigma_{i+1,j,k+1} - \sigma_{i+1,j,k}}{c_{sk+1} - c_{sk}}(c_s - c_{sk}) \qquad (12)$$

$$\sigma_{i+1,j+1} = \sigma_{i+1,j+1,k} + \frac{\sigma_{i+1,j+1,k+1} - \sigma_{i+1,j+1,k}}{c_{sk+1} - c_{sk}}(c_s - c_{sk}) \qquad (13)$$

$$\sigma_{i} = \sigma_{i,j} + \frac{\sigma_{i,j+1} - \sigma_{i,j}}{x_{j+1} - x_j}(x - x_j)$$

$$\sigma_{i+1} = \sigma_{i+1,j} + \frac{\sigma_{i+1,j+1} - \sigma_{i+1,j}}{x_{j+1} - x_j}(x - x_j) \qquad (14)$$

مرحله 4: تنش مطلوب به صورت زیر محاسبه می شود

$$\sigma(z,\varepsilon,x,c_s) = \sigma_i + \frac{\sigma_{i+1} - \sigma_i}{\varepsilon_{i+1} - \varepsilon_i}(\varepsilon - \varepsilon_i) \qquad (15)$$

تغییرات پارامتر های z, x, c_s, ε مورد استفاده در جداول تنش طوری انتخاب شده اند که ماکزیمم خطای میان یابی کم تر از 1.2 درصد باشد. این بر طبق صحت کلی روش های تحلیلی مورد استفاده در محاسبه مقادیر تنش است و به این ترتیب انتخاب دقیق بازه ها منجر به افزایش ملموس در صحت پیش بینی تنش نمی شود.

4-فرمولاسیون تابع هدف

روش های بهینه سازی تحلیلی برای مسائل بهینه سازی تنش چرخ دنده به دلیل توابع پیچیده ای که متغیر های هندسی را به تنش های حاصله ارتباط نمی دهند مناسب نیستند. یک روش کارامد برای حل این مسائل، الگوریتم کمپلکساست که حداقل تابع n متغیر را محاسبه می کند که در آن $\mathbf{x}=(x_1,x_2,\ldots,x_n)^T$ یک بردار متغیر است

در هر جفت دنده، فشار کششی ماکزیمم توسعه یافته در هر دندانه برابر است با این حال در چرخ دنده های بدون تغییر، تنش ایجاد شده در پینیون بزرگ تر از چرخ است. اثبات شده است که تنش ریشه ای زمانی ماکزیمم می شود که جفت دندانه ها در HPSTC وجود داشته باشد زیرا بار نرمال اعمال شده بر روی پروفایل و اهرم آن با مقطع اصلی به ماکزیمم مقدار می رسد. از این روی، هدف بهینه سازی چرخ دنده، کاهش تنش ماکزیمم در هر دو فیلت با فرض بار گذاری در HPTSC است.

متغیر های مستقل مسئله بهینه سازی تنش با در نظر گرفتن چرخ دنده های بدون بعد به صورت زیر است

تغییرات ادنتدومک X1 به ازای چرخ دنده 1، X2به ازای چرخ دنده 2

ضرایب ضخامت:Cxs برای چرخ دنده 1، cs2 برای چرخ دنده 2

تابع هدف بدون محدودیت به صورت زیر تعریف می شود

$$\min f(x_1,x_2,c_{s1},c_{s2}) = \max(\sigma_1,\sigma_2)$$

که σ_1,σ_2 ماکزیمم تنش کششیمی باشد که در فیلت های چرخ دنده 1 و 2 توسعه می یابد به خصوص زمانی که در hpstc بار گذاری شود.

به طور طبیعی، بهینه سازی زمانی محدود می شود که ماکزیمم دندانه بهینه دارای معیار های عملیاتی خاص باشد. هفت عامل محدود کننده متفاوت در زیر لحاظ شده است و لحاظ کردن آن ها در روش بهینه سازی بر اساس تابع هدف با استفاده از باقی مانده های وزنی صورت می گیرد

$$\min f(x_1,x_2,c_{s1},c_{s2}) = \max(\sigma_1,\sigma_2) + \sum_{i=1}^{7} w_i c_i \qquad (16)$$

توابع جریمه ci و ضرایب وزنی wi به کار برده شده در معادله 16 به صورت زیر تعریف می شوند. به طور کلی، تابع جریمه زمانی می تواند بزرگ باشد که متغیر ها بزرگ تر از مرز های طراحی مجاز برای حذف آن ها از

مراحل تکراری بعدی می باشند. و یا این که مربوط به مقادیر متغیر واقعی برای تسهیل همگرایی است. در مورد دوم، مقادیر مربوط به ضرایب وزنی حاصل$w_i x_i$ را ارایه می کنند که مشابه و قابل مقایسه با تنش های بدون بعد در تابع هدف می باشد.

قید 1: اصلاح مجاز: ضریب اصلاح فوق برای چرخ دنده i بین دو مقدار حداقل و حداکثر بسته به تعداد دندانه ها محدود می شود. این مقادیر توسط چرخ دنده ها تولید می شود. در هر جدول تنش، یک ضریب اصلاحی وجود دارد که نباید از مقدار استانه تجاوز کند. در صورتی که x_i در بردار فراتر از دامنه مجاز باشد، توابع جریمه و ضرایب وزنی مقادیر بالایی را برای حذف آن ها از تکرار بعدی دارند. و به این صورت در این چارچوب تابع پنالتی برابر با صفر است:

If $x_i < x_{i\,\min}$ or $x_i > x_{i\,\max}$, $i=1,2$ then $w_1 c_1 = 1000$, $\sigma_1 = \sigma_2 = 1000$;
If $x_{i\,\min} \leqslant x_i \leqslant x_{i\,\max}$, for every $i=1,2$ then $w_1 c_1 = 0$.

قید 2: ضرایب ماکزیمم مجاز: برای دلایل فنی، ابزاربرش تولید کننده چرخ دنده ها نمی توانند دارای یک دنده ضخیم باشند و این خود محدودیتی را بر ضخامت حاصله چرخ دنده تولید شده وارد می کند. از این روی ضرایب ضخامت بایستی بین مقادیر $c_{s\,\min}$ و$c_{s\,\max}$، باشند که موجب محدود شدن مقادیر تعیین شده در جدول تنش می شود. همانند قید 1، به منظور حذف مقادیر فراتر از آستانه مجاز، تابع جریمه مقادیر 1000 و 0 را در زمانی فرض می کند که مقادیر c_{si} در محدوده استانه ها قرار گیرد

If $c_{si} < c_{si\,\min}$ or $c_{si} > c_{si\,\max}$, $i=1,2$ then $w_2 c_2 = 1000$, $\sigma_1 = \sigma_2 = 1000$;
if $c_{si\,\min} \leqslant c_{si} \leqslant c_{si\,\max}$, for every $i=1,2$ then $w_2 c_2 = 0$.

قید 3: حداقل فاصله شعاعی: به منظور اطمینان از این که چرخ دنده ها بدون هر گونه خطر گرفتکی عمل می کنند، حداقل فاصله شعاعی مجاز$c_{r\,\min} \cdot m$، لازم است که در آن $c_{r\,\min} = 0.25$. قرار دارد. برای چرخ دنده بدون بعد این را می توان با معادله زیر محاسبه کرد

$$c_{ri} = a_{12} - r_{kiu} - r_{fiu} = c_f - c_k = c_r,$$

که

=ck شعاع ریشه و راس چرخ دنده بدون بعد بوده و $r_{uki}=\frac{z_i}{2}+x_i+c_k$ and $r_{ufi}=\frac{z_i}{2}+x_i-c_f$

باشد 0.2 کوچک تر از cr ضرایب مربوطه است.توابع جریمه به صورت زیر ارایه می شوند اگر $1.0,\ c_f=1.25$

انگاه $c_3=0.25-c_r$ و $w_3=10.$ است.

تابع جریمه c3 به صورت تابعی از فاصله شعاعی برای کمک به همگرایی راه حل در نقطه ای است که در آن ضریب بدون بعد cr به مقدار اسمی 0.25 برسد. مقدار ضریب وزنی برای بهبود همگرایی الگوریتم برابر با 10 است.

در صورتی که $c_r>0.25$ باشد، انگاه $w_3c_3=0.$ است

قید 4: تداخل: در صورتی که شعاعrki چرخ دنده حول oi بیش از مقدار ماکزیمم $r_{ki\max}$ باشد به طوری که مقطع دایره متناسب با مسیر تماس در نقطه uقلمداد شود، تداخل رخ می دهد زیرا مقطع دندانه در زیر دارای شکل ذوذنقه ای است و فاقد یک مقدار اصلی می باشد. در نتیجه معمولا به صورت $r_{ki}\leqslant r_{ki\max},$ می باشد که در آن $r_{ki\max}=O_iU$ مطلوب است. از حیث چرخ دنده های بدون بعد، این منجر به تابع جریمه زیر می شود

If *rkiurki* max, *i*=1,2 then *c*4=max*rk*1*u*-*rk*1 max,*rk*2*u* -*rk*2 max and *w*4=5;
if *rkiurki* max for every *i*=1,2 then *w*4*c*4=0.

قید 5: حداقل ضخامت راس: در شیوه های رایج مربوط به کارکرد چرخ دنده، ضخامت راسی کم تر از 0.2 برابر ماژول نیست. در چرخ دنده بدون بعد، ضخامت راس بایستی $s_{ku}\geqslant 0.2.$ باشد

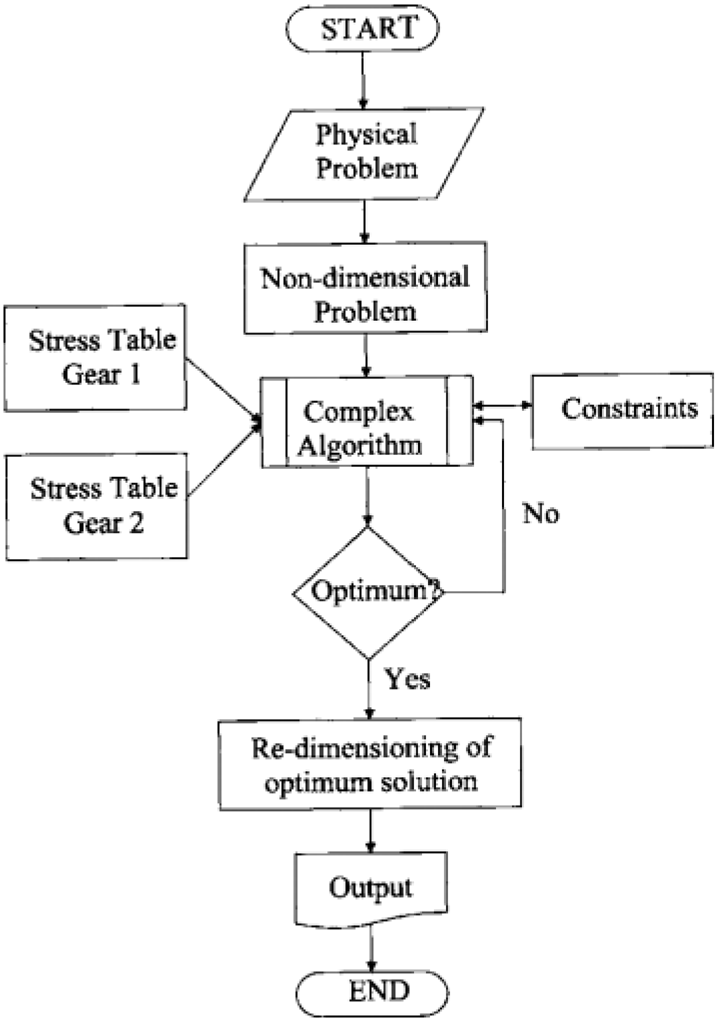
If *skui*0.25, *i*=1,2 then *c*5=min*sk*1,*sk*2 and *w*5=10;
if *ski*0.25 for every *i*=1,2 then *w*5*c*5=0.

قید 6: نسبت تماس مجاز: به منظور اطمینان از اجرای نسبت تماس چرخ دنده بایستی بیش از 1.2 می باشد. یک حد استانه فوقانی 1.8 می باشد که 20 درجه است. مشابه با قید 1 و 2، نسبت تماس e بایستی در دامنه جدول تنش باشد از این روی جریمه های بزرگ در مرز ها اعمال می شوند.

If min or max then *w*6*c*6=1000, 1=2=1000;
if minmax then *w*6*c*6=0.

قید 7: عکس العمل مجاز: عکس العمل جفت دنده بایستی معمولا مثبت باشد و طرح های بهینه بایستی حداقل باشد زیرا هر چه دندانه ها ضخیم تر باشند، تنش ریشه کم تر است. اگرچه عکس العمل صفر برای انتقال قدرت و توان مطلوب نیست، حضور عکس العمل حداکثر معمولا به طور جدی موجب کاهش ضخامت دندانه نمی شود و از این روی برای ساده سازی محاسبات، عکس العمل بهینه را میتوان به صورت صفر در نظر گرفت.این رامیتوان از حیث تابع جریمه بیان کرد که مرز مجاز آن به صورت زیر بیان می شود.

$$c_7 = B \quad \text{and} \quad w_7 = 1000.$$



شروع

مسئله فیزیکی

مسئله بدون بعد

جدول تنش

الگوریتم پیچیده

محدودیت ها

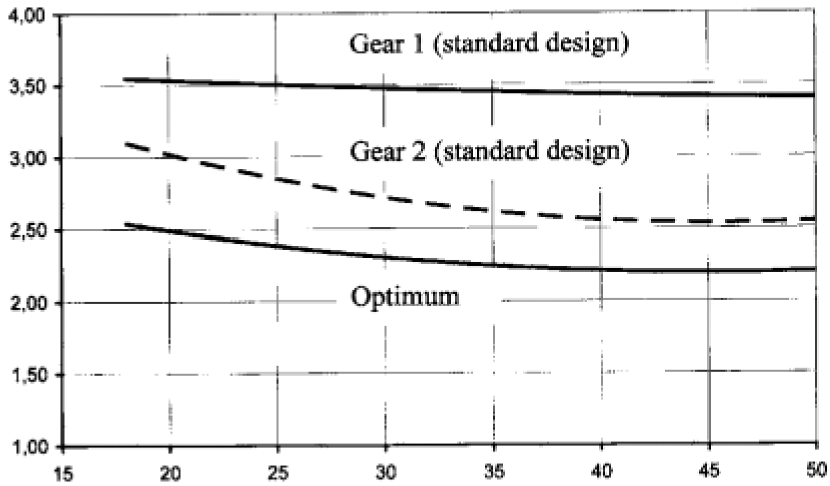
بهینه

ابعاد راه حل بهینه

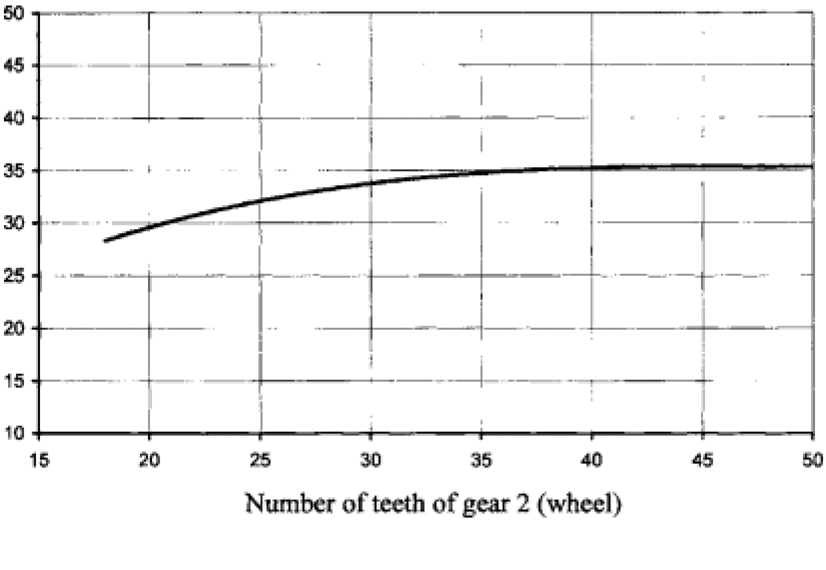
خروجی

پایان

شکل 2: الگوریتم بهینه سازی



شکل 3: تنش ریشه ای بدون بعد برای دندانه پینیون $z_1=12$



شکل 4: کاهش تنش ریشه برای چرخ دنده بهینه

5-نتایج و بحث

روش بهینه سازی فوق بر روی مجموعه ای از یک پینیون 20 درجه ای با 12 دندانه قرار گرفت که دارای 15، 18، 22 ، 28 و 50 دندانه است. جدول تنش اولین بار همه تعداد دندانه ها و برای الوریتنم بهینه سازی بر اساس مقادیر پارامتر استفاده شد: $\epsilon=1\times10^{-4}$ ، $\alpha=1.2$ و $\beta=1.0$ و $\gamma=2.0$. مقادیر پارامتر همگرایی و پایداری الگوریتم را در اختیار می گذارد.

در شکل 3 مقادیر ماکزیمم تنش ریشه برای پینییون با 12 دندانه و چرخ دنده های مجاور با 18-15 دندانه نشان داده شده است. در این شکل می توان مشاهده کرد که ماکزیمم برش پینیون معمولا بزرگ تر از تنش ماکزیمم بر روی چرخ می باشد. در شکل 4 کاهش درصد تنش ریشه ای ماکزیمم با طرح بهینه برابر با 12 می باشد و چرخ دندانه از 18 تا 50 است. کاهش ماکزیمم در تنش فیلت برای پینیون با 12 دندانه و چرخ دندانه با 50 چرخ دندانه در نظر گرفته شده و به 36.5 درصد است.

زمان محاسباتی کل برابر با 95 ثانیه در سستم مبتنی بر پنتیوم 1.6 گیگاهرتز است. الگوریتم بهینه سازی از یک مجموعه m=1000 استفاده کرده و به راه حل بهینه پس از 29 تکرار می رسد و به این ترتیب 40000محاسبه می رسد. مطابق با روش استاندارد انجام شده بر روی مدل سازی چرخ دنده عقبی(زمان اجرای 1.6 ثانیه)، تولیدمش منجر به مقدار 40,000 1.6+0.4+19=840,000 s یا 233 ساعت می شود.

طرح بهینه به طور آزمایشی با استفاده از فتوالاستیسیته دو بعدی تایید شد(15). نمونه های متناظر با مقدار دندانه معین از مواد پلی کربنات خاص ساخته شده اند. تنش های فیلت بر روی یک پلاریسکوپ تحت نور سدیم مونوکرومات و سفید اندازه گیری شد. بار بر روی نمونه با مکانیسم خاص برای اطمینان از این که بار نرمال است اعمال شده و نیرو های کارکردی نیز مشخص شدند. مطالعه فوتوالاستایک تنها شامل نمونه های بهینه بود با این حال نمونه های متناظر با دندانه اسمی و برش دندانه بر طبق استاندارد عالی در نظر گرفته شده است. به این ترتیب طرح های جدید تنش فیلت حداکثر متغیر از 13.5 تا 36.5 درصد بوده و بستگی به ویژگی های هندسی چرخ دنده دارد. تفاوت اندازه گیری شده بین پینیون و فیلت بیش از 1.8 است.

در شکل 5، سه نمونه دندانه متناظر با پینیون 28 دندانه ای و 50 دندانه ای می باشد. طرح دندانه چپ یک شکل هندسی بهینه است، دندانه مرکزی متناظرAGMA برای حداقل تنش فیلت شده و این مقدار بر اساس توصیه FZG برای حداقل تنش فیلت است. همه نمونه ها در HPSTC با بار نرمال تا زمان رسیدن به حاشیه ایزوکروماتیک در مقطع ریشه بار گذاری شده است به این معنی که همه نمونه ها، تنش های اصلی را در این نقطه توسعه می دهند. بر این اساس می توان نتیجه گرفت که ظرفیت تحمل بار بهینه تا 14 درصد در مقایسه با توصیه AGMA و تا 27 درصد در مقایسه با FZG بهیود می یابد.

این روش به طور موفق در تعدادی از مسائل بهینه سازی مورد استفاده قرار گرفته است و هم خوانی خوبی با مطالعات فتو الاستیک دارد.

6-نتیجه گیری

در این مقاله مفاهیم چرخ دندانه های بدون بعدی و جداول تنش معرفی شده و برای بهینه سازی تنش با الکوریتم پیچیده استفاده شد. روش پیشنهادی برای مدل سازی موجب کاهش زمان محاسباتی در مقایسه با سایر روش های موجود با کاهش تعداد کل متغیر های طراحی می شود. به جای مدل سازی چرخ دنده عقب بار گذاری شده و اجرای BEA برای محاسبه تنش ریشه ماکزیمم در هر مرحله از روش بهینه سازی، تنش با استفاده از مقادیر تعیین شده محاسبه می شود که قبلا با استفاده از BEM بر روی مدلهای بدون بعد متناظر با ترکیب متفاوتی از پارامتر های طراحی محاسبه شده است. الگوریتم پیچیده برای بهینه سازی استفاده شدهو تنش های ریشه ای چرخ دنده های بهینه با تنش های دندانه های استاندارد برای گشتاور انتقالی مقایسه می شوند. کاهش در تنش به این طریق می تواند بدست بیاید. این کاهش در تنش را می توان به طور آزمایشی با فتوالاستیسیته دو بعدی تایید کرد. از این روی، مدل پیشنهادی یک ابزار ساده را برای حل مسائل بهینه سازی و محاسبه تنش های چرخ دنده ارایه می کند.

مفاهیم و اختصارات

o زاویه فشار
a12 فاصله مرکز
عرض دندانه

ضریب شعاع برش c

ضریب انقباض cf

ضریب افزودنی ck

ضریب

نسبت تماس

ماژول m

نیروی طبیعی

ضریب شعاع زمین

g شعاع پایه غیر فعال

شعاع خارجی RK

استرس خمشی در مقطع بحرانی

s

ضخامت دندان در دایره زمین

t

g پایه زمین

ضریب اصلاح افزودنی x

z تعداد دندان ها

شاخص ها

چرخ دنده بدون بعد

بهینه سازی

: تابع هدف

بردار متغیر های بهینه سازی

تابع جریمه

ضریب وزنی

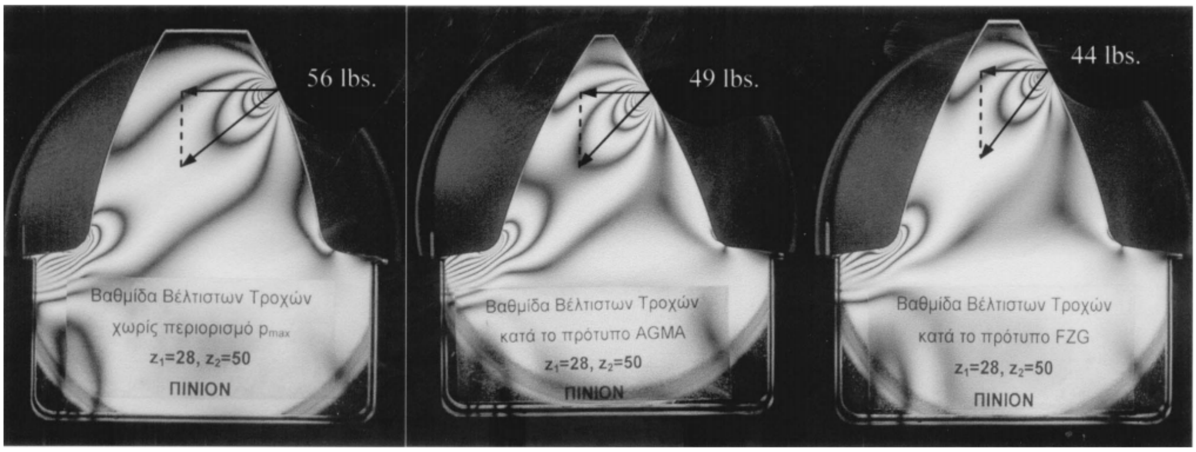
الگوریتم کمپلکس

مقاومت

ضریب انعکاس

ضریب انبساط

ضریب انقباض



شکل 5: الگوهای فوتو الاستیک بر روی مدل های دندانه نمونه