

تدوین کد طراحی بهینه سازه دیسک روتور در موتور توربین‌گاز هوایی

بهرروز شهریاری^۱، محمدرضا کارآموز^۲، شهرام یوسفی^۳، مهدی تاجداری^۴

۱-دانشجوی دکترا- دانشگاه صنعتی مالک اشتر- مجتمع دانشگاهی مکانیک و هوافضا

۲-دانشجوی دکترا- دانشگاه صنعتی اصفهان- دانشکده مکانیک

۳-دانشیار-دانشگاه صنعتی مالک اشتر- مجتمع دانشگاهی مکانیک و هوافضا

۴-استاد-دانشگاه آزاد اسلامی واحد اراک- دانشکده مکانیک

چکیده

طراحی دیسک توربین محوری به عنوان یکی از اجزای اصلی روتور در موتور توربین‌گاز هوایی با توجه به موقعیت و شرایط کاری سخت آن، از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. سرعت دورانی و عملکرد در دمای بسیار بالا، گرادیان حرارتی شدید و نیاز به کاهش وزن، محدودیت‌های سختی را به طراحی روتور توربین تحمیل می‌کنند. تحلیل استحکامی پیش نیاز تحلیل عمر در توربین می‌باشد. ابتدا می‌بایست مقاومت قطعه در برابر بارگذاری استاتیکی قبل از بارگذاری سیکلی محقق شود. برای محاسبه عمر، داشتن توزیع تنش و کرنش در مدل مورد نیاز می‌باشد. هدف این تحقیق، ارائه برنامه طراحی بهینه و تحلیل سازه‌ای دیسک می‌باشد. مشخصات طراحی آیرودینامیکی از جمله هندسه، تعداد و موقعیت قرارگیری پره‌ها، توزیع بارهای آیرودینامیکی، توزیع حرارت و فشار روی بلیسک، دور و سایر شرایط در رژیم‌های کاری مختلف، ورودی طراحی می‌باشند. مبنای طراحی و تحلیل، اصول حاکم بر طراحی استحکامی، حل عددی و برنامه‌نویسی بوده است. برنامه‌های مربوط به طراحی و تحلیل دیسک نوشته شده و نتایج خروجی با مقایسه با موارد بیان شده در مقالات معتبر مورد اعتبار سنجی قرار گرفت نتایج حاکی از صحت برنامه‌های طراحی و تحلیل دیسک است.

واژه‌های کلیدی: توربوجت، دیسک توربین، طراحی بهینه، تحلیل.

مقدمه و تاریخچه

دیسک‌های دوار سرعت بالا در بسیاری از کاربردهای عملی از جمله در روتور موتورهای توربین گاز هوایی، زمینی و دریایی، روتور توربین بخار، فلاپویل، کمپرسورهای محوری و پروانه‌های کشتی مورد استفاده قرار می‌گیرند. مقدار و توزیع تنش‌ها در این دیسک‌های دوار، عامل محدود کننده اصلی طراحی است. این مساله توجه بسیاری از محققان را به خود جلب کرده است. برای دیسک‌های دوار، ضخامت ثابت کاملاً غیر اقتصادی است [۲۱]. استودولا [۳] پروفیل هایپربولیک را برای سطح مقطع این دیسک‌ها پیشنهاد کرد. پتروسکی^۲ یک روش تقریبی را بیان کرد که دیسک را با یک سری دیسک ضخامت ثابت جایگزین می‌کند که تنش‌های گریز از مرکز و حرارتی در توربین به صورت رضایت‌بخش از این روش قابل محاسبه‌اند [۴]. دوناس^۳ و گرامل^۴ این روش را توسعه دادند [۱]. کاربرد دیسک‌ها با ضخامت متغیر عمدتاً به دلیل در نظر گرفتن ملاحظات اقتصادی و به منظور بهبود عملکرد

مکانیکی در حال افزایش است. برای حل مسائل دیسک‌های دوار دو روش وجود دارد، روش‌های تحلیلی و عددی. گوپتا^۵ و همکاران برای حل تحلیلی دیسک‌های دوار با ضخامت یکنواخت، یک راه حل پیشنهاد کردند. ارسلان^۶ و ارکان^۷ یک راه حل تئوری قابل قبول برای تحلیل دیسک دوار با ضخامت نمایی متغیر معرفی کردند. ارسلان و همکاران [۵] حد مجاز سرعت زاویه‌ای را برای دیسک‌های دوار با ضخامت متغیر محاسبه کردند، که تغییرات ضخامت در آن از تابع توانی تبعیت می‌کند. جاهد و همکاران [۶] یک مدل دیسک ناهمگن با ضخامت متغیر را در نظر گرفته و میدان تنش را تحت دوران و میدان دما ثابت با استفاده از روش خواص مادی متغیر به دست آوردند. کاپرو^۸ و سرچنت^۹ (۲۰۰۲) [۷] با حمایت نیروی هوایی آمریکا یک طرح مبتکرانه را برای روتور توربین‌های پیشرفته ارائه کردند که می‌تواند تاثیری بزرگ در موتورهای آینده داشته باشد و آن استفاده از دیسک دو جانه^{۱۰} است که وزن روتور را مینیمم می‌کند.

در میان قطعات مورد استفاده در ساخت موتورهای جت، دیسک توربین از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. چرا که در کنار تجربه سرعت‌های دورانی بسیار زیاد، گرادیان حرارتی بسیار زیادی را نیز به خود می‌بیند. در عین حال دیسک‌های دوار موجود در موتور جرم قابل توجهی را به خود اختصاص می‌دهند. سیرگ^{۱۱} و سورانا^{۱۲} [۸]، به منظور محاسبه تنش‌های محیطی و شعاعی در داخل دیسک غیر همگن دوار که در سرعت‌های بالا دوران می‌کند آن را به چندین دیسک تقسیم نموده و با بیان روابط تعادل برای هر دیسک که ضخامتی ثابت دارد مقادیر تنش را محاسبه نمودند. آن‌ها سپس با در نظر گرفتن مسائل بهینه‌سازی مختلف به حل بهینه دیسک مبادرت ورزیدند. مسائلی که توسط آن‌ها بررسی شد عبارتند از: مینیمم کردن بیشترین تنش مماسی، مینیمم کردن میانگین تنش‌های مماسی، مینیمم کردن بیشترین تنش معادل، مینیمم کردن بیشترین تنش برشی، مینیمم کردن اختلاف بین بیشترین و کمترین تنش مماسی و مینیمم کردن ترکیب وزنی حجم دیسک، بیشترین تنش مماسی و تنش مماسی میانگین. آن‌ها در حل خود اثرات گرادیان حرارتی را در نظر نگرفتند. بهاویکاتی^{۱۳} و راماکریشن^{۱۴} [۱]، از یک روش برنامه‌ریزی غیرخطی به منظور بهینه‌سازی پروفیل هندسه دیسک‌های دوار

ریم دیسک که در مقابل نیروی پره‌ها عمل می‌کنند یک وزن مرده را به دیسک تحمیل می‌کنند. سرعت بیشتر دیسک نتیجه‌اش نیروی اعمالی بیشتر پره است که نیازمند قلاب دیسک عمیقتر یا په‌نتر جهت نگهداری پره است که این مورد به نوبه خود نیازمند دیسک با ضخامت بیشتر است تا قلاب دیسک عمیقتر و بار مرده بیشتر را تحمل کند. راه حل این معضل ایجاد یک روتور پره‌دار یکپارچه^{۲۲} است که در آن پره‌ها با دیسک یکپارچه می‌شوند. [۱۳] ردیف روتور توربین (به ندرت ردیف کمپرسور) محوری که در آن، دیسک و پره‌ها از یک جنس و به شکل یکپارچه ساخته شده‌اند را بلیسک^{۲۳} گویند [۱۴]. در برخی منابع به این نوع روتور، روتور پره‌دار یکپارچه گفته می‌شود. ساختار غیر یکپارچه، روتور توربین را از حالت جمع و جور بودن دور می‌کند؛ پیچیدگی منجر به دوام کم شده که به شدت هزینه را برای مشتریان افزایش می‌دهد [۱۵]. عملکرد و قابلیت اطمینان بالاتر نیازمند مزایای بلیسک توربین است که پره‌هایش از قطعه فلزی یکسان با دیسک بوده و در ادامه دیسک ایجاد شده‌اند. شاید اولین کاربرد بلیسک مربوط به کمپرسور محوری (پره ۱۷) موتور هوایی J69-T-29 در اواخر دهه ۱۹۶۰ باشد. بلیسک‌ها به طور برجسته‌ای پیچیدگی و وزن را کاهش می‌دهند و ساختار بسیار بادوام آنها منجر به عملکرد بهتر و هزینه‌های سخت افزاری بسیار کمتر می‌شود. بدلیل این مزایا پروژه «جنگنده تاکتیکی پیشرفته»^{۲۴} در آمریکا، تکنولوژی بلیسک را به عنوان یک تکنولوژی اصلی مهم شناسایی کرد و پروژه «تکنولوژی موتور توربین عملکرد بالای یکپارچه»^{۲۵} معین کرد که همه روتورهای توربین جنگنده‌های آمریکا تا سال ۲۰۲۰ از موتورهای بلیسکی استفاده کنند. چالش‌ها در ساخت بلیسک، گرانی و پیچیدگی فرآیند ماشین‌کاری است [۱۶]. بزرگترین مزیت استفاده از بلیسک این است که دیسک سبکتر می‌شود. اما بلیسک به ترانس‌های ماشین‌کاری بسیار حساس است و اختلافات در هندسه یک پره نسبت به پره دیگر غیر قابل اجتناب است که یکی از دلایل ویژه آن سایش ابزار در طی فرآیند ماشین‌کاری است [۱۷]. چند پارچه‌سازی موتور یا اجزای اصلی آن نظیر توربین که منوط به استفاده از اتصالات غیر دائم می‌باشد، امکان بازرسی قطعات و پایش آسان‌تر وضعیت آنها را فراهم می‌سازد. این ویژگی برای موتورهایی که به عنوان هسته مرکزی سایر موتورها استفاده می‌شوند و موتورهای سنگین و با ابعاد بزرگ که میزان مواد مورد استفاده در اجزای آنها بالا است و خرابی یک بخش کوچک موتور در صورت امکان تعویض تنها آن بخش باعث کاهش شدید هزینه‌ها می‌شود حایز اهمیت است ولی در مورد موتورهای کوچک (میکرو توربو و تا اندازه‌ای مینی توربوها) که تعداد قطعات آنها و حجم آنها پایین است و اجزای اصلی مثلاً توربین غالباً تک ردیفه هستند و بازرسی آنها آسان و تعویض کل قطعه در صورت

استفاده کردند. آن‌ها فرض کردند که پروفیل هندسه دیسک از یک تابع چندجمله‌ای از مرتبه پنج تبعیت کند، سپس با فرض اختلاف بیشترین و کمترین تنش محیطی به عنوان تابع هدف ضرایب این چندجمله‌ای را در جهت کاهش این تابع هدف به دست آوردند. آن‌ها همچنین از تحلیل‌های اجزای محدود جهت محاسبه تنش در داخل پروفیل استفاده کردند. رای^{۱۵} و سینها^{۱۶} [۹] ابتدا یک دیسک دوار ضخامت متغیر را به چندین حلقه تقسیم نموده، سپس با تعریف دو تابع هزینه به بهینه‌سازی آن پرداختند. آن‌ها در گام اول از اختلاف بین ماکزیمم و مینیمم مقدار تنش مماسی به عنوان تابع هزینه استفاده کردند و در گام بعد ماکزیمم مقدار تنش مماسی را به عنوان تابع هزینه در نظر گرفتند. در هر دو حالت هدف آن یافتن یک مقدار حداقلی برای توابع هزینه بود. لوچی^{۱۷} و همکارانش [۱۰] رای کمینه کردن وزن دیسک توربین گازی از یک الگوریتم بهینه‌سازی بر مبنای روش مختلط^{۱۸} استفاده کردند. آنها مقدار ضخامت در چندین نقطه از دیسک را یافته و با متصل کردن این نقاط به یکدیگر با استفاده از منحنی‌هایی پروفیل کلی را استخراج نمودند. آن‌ها همچنین در هر گام حل با استفاده از مش مثلثی شکل مقادیر تنش و جابجایی در داخل دیسک را محاسبه نمودند. فرشی^{۱۹} و همکارانش [۱۱]، مقدار دیر تنش در یک دیسک غیرهمگن که تحت تاثیر گرادیان حرارتی نیز قرار دارد را با استفاده از تقسیم دیسک به چندین حلقه محاسبه نموده و سپس از روش ابر کره‌های محاطی^{۲۰} به بهینه‌سازی پروفیل هندسه دیسک دوار پرداختند. در این روش قطر ابر کره محاطی به گونه‌ای به دست می‌آید که تمامی قیود، از جمله قید استحکام، برآورده گردند. جاهد^{۲۱} و همکارانش [۱۲]، با استفاده از روش حلقه کردن دیسک، به ارائه روشی نیمه تحلیلی برای بهینه‌سازی وزن دیسک غیرهمگن دوار که تحت گرادیان‌های حرارتی نیز قرار دارد پرداختند. در این تحقیق ابتدا دیسک توربین گازی به چندین دیسک با ضخامت ثابت تقسیم می‌شود. تا بتوان جرم کلی دیسک را تخمین زد. در ادامه با نوشتن معادلات تعادل برای هر کدام از دیسک‌ها و ترکیب آن‌ها با یکدیگر سیستم معادلات تعادل برای کل دیسک استخراج و با استفاده از آن تنش‌های موجود در دیسک محاسبه می‌گردد. پس از تعیین جرم و تنش‌ها در داخل دیسک، تابع هزینه و توابع قید سینماتیکی و سینتیکی برای بهینه‌سازی جرم دیسک بیان و فرمول‌بندی می‌گردند و پروفیل بهینه دیسک استخراج می‌گردد.

اتصال پره به دیسک، چرا بلیسک؟

رھیافت معمول جهت اتصال مکانیکی پره‌ها به دیسک، از طریق شکل‌های ریشه صنوبری یا دم چلچله‌ای است که به علت وجود شکاف‌های محدود کننده عمر روی ریم دیسک که نتیجه آنها ایجاد تمرکز تنش در این شکاف‌ها است، سرعت روتور را محدود می‌کند. وخیم کننده این مشکل این واقعیت است که قلاب‌های باقیمانده روی

دیسک شل می‌شود. سرعت زاویه‌ای خاصی را که به ازای آن تنش‌های شعاعی در این نوع دیسک‌ها برابر صفر می‌شوند، سرعت زاویه‌ای شل شدگی می‌نامند و با ω_* نشان می‌دهند. کشش تداخلی^{۳۰} این نوع دیسک‌ها باید طوری انتخاب شود که دیسک در کل محدوده سرعت‌های احتمالی روتور نتواند شل شود. به عنوان یک استاندارد اگر سرعت زاویه‌ای شل شدگی به اندازه ۱۵ تا ۲۰ درصد بیشتر از سرعت زاویه‌ای کاری باشد، کارکرد اطمینان بخش روتور تضمین می‌شود [۱۸] یعنی:

$$\omega_* = \omega [1.15, 1.20] \quad (1)$$

حل ترموالاستیک دیسک دوار غیر همگن با ضخامت متغیر

دیسک دوار غیرهمگن با ضخامت متغیر به تعداد محدودی حلقه تجزیه می‌شود. هر حلقه تحت فشار داخلی، فشار خارجی، نیروی گریز از مرکز و تغییرات دما می‌باشد. برای چنین حلقه‌ای، از تغییرات ضخامت و خواص ماده صرف‌نظر می‌شود. با جای‌گذاری در معادلات مولفه‌های تنش شعاعی و محیطی به صورت زیر قابل استخراج است:

$$\sigma_r = E \left[\frac{c_1}{1-\nu} - \frac{c_2}{(1+\nu)r^2} \right] - \frac{E}{r^2} \int_{r_i}^r \xi \alpha T d\xi - \rho \frac{3+\nu}{8} \omega^2 r^2 \quad (1)$$

$$\sigma_\theta = E \left[\frac{c_1}{1-\nu} + \frac{c_2}{(1+\nu)r^2} \right] + \frac{E}{r^2} \int_{r_i}^r \xi \alpha T d\xi - \alpha E T - \rho \frac{1+3\nu}{8} \omega^2 r^2 \quad (2)$$

حال می‌توان ثابت‌های c_1 و c_2 را با توجه به شرایط مرزی مسئله یافت.

این شرایط مرزی عبارتند از:

$$\sigma_r(r=r_i) = \sigma_i, \quad \sigma_r(r=r_o) = \sigma_o \quad (3)$$

F_0 و F_r به ترتیب نیروهای شعاعی و محیطی بر واحد طول بوده و h نیز ضخامت هر کدام از رینگ‌های مورد استفاده‌است. پس از اعمال شرط سازگاری جابجایی در مرزها، معادله کلی زیر بدست خواهد آمد، که یک دستگاه معادلات خطی می‌باشد:

$$[K]U = F + [K]B + [K]D \quad (4)$$

معادله ۴ برای یافتن بردار U حل می‌شود، سپس می‌توان مقدار نیرو به واحد طول را برای هریک از رینگ‌ها محاسبه نمود.

اعتبارسنجی برنامه طراحی دیسک

برنامه طراحی دیسک با مقایسه با موارد معتبر مختلف مورد اعتبار سنجی قرار گرفت. مثال نمونه جهت بررسی درستی برنامه طراحی دیسک از منبع [۳] استخراج شده‌است. در تمامی حالات قیود مورد نظر بر مسئله اعمال شده و حجم دیسک مورد نظر بعنوان تابع هزینه مورد مقایسه قرار گرفته‌است.

مثال اول اعتبارسنجی: جدول ۱ مقادیر پارامترهای ورودی برای حل مسئله بهینه را نشان می‌دهد. برای بررسی همگرایی مسئله

واماندگی مقرون به صرفه است اجزای اصلی موتور به صورت یکپارچه ساخته می‌شوند. به طور کلی از مزایای استفاده از بلیسک می‌توان به کاهش ناچ‌ها و در نتیجه کاهش نقاط ایجاد تمرکز تنش و افزایش دوام، کاهش وزن، کاهش نابالانسی، عیب‌یابی آسان، کاهش پیچیدگی، کاهش هزینه و کاهش زمان مونتاژ با کاهش تعداد قطعات اصلی اشاره کرد. از آنجا که پره‌های موتورهای جدید به صورت سه‌بعدی (دارای پیچش و کجی) بوده و ممکن است دارای شروود باشند فرآیند ساخت بلیسکی آنها بسیار سخت و زمان‌بر است لذا لازم است که روش‌های مقرون به صرفه برای این کار پیدا شود.

در پیشرفته‌ترین تکنولوژی اخیر، پره‌ها با استفاده از جوشکاری اصطکاکی خطی^{۲۶} به دیسک متصل می‌شوند. از جوشکاری اصطکاکی خطی همچنین جهت جایگزینی تک پره‌های آسیب دیده در بلیسک‌ها استفاده می‌شود. با بررسی فعالیت‌های انجام شده جهت ساخت بلیسک در سرتاسر دنیا فرآیندهای ساخت را می‌توان در چهار گروه دسته بندی کرد:

(الف) ماشینکاری CNC چند محوره

(ب) ریخته‌گری دقیق با (یا بدون) EDM^{۲۷} تکمیلی

(ب) فورج با قالب با EDM تکمیلی

(ج) ماشین کاری الکتروشیمیایی (ECM^{۲۸}) بلیسک از یک قطعه

(د) اتصال ایزواستاتیک داغ (HIP^{۲۹}) پرها و دیسک

از بین این تکنولوژی‌ها HIP پیشرفته‌ترین تکنولوژی است که با عیب نزدیک به صفر و شکل نزدیک به شکل نهایی جهت تولید بلیسک استفاده می‌شود.

اتصال دیسک به شفت جهت انتقال گشتاور

روش‌های متفاوتی بسته به مشخصات عملکردی و هندسی موتور، نوع موتور و میزان ترانس‌ها جهت اتصال توربین به شفت و انتقال گشتاور توربین به شفت و کمپرسور استفاده می‌شود. این روش‌ها به طور کلی می‌توانند به صورت استفاده از روتور یکپارچه، خار، هزارخاری، انطباق پرسی، جوش‌های مختلف، میل مهار در دیسک خود نگهدار شده، رینگ گشتاور، پیچ، اسپول و روش‌های ترکیبی باشند.

دیسک‌ها به روش انطباق فشاری-انقباضی روی شفت نصب می‌شوند تا از طرفی هم محورشدن محور تقارن آنها با محور تقارن شفت برآورده شود و از طرف دیگر محکم بودن آنها برای انتقال گشتاور پره به دیسک، تضمین شود. این روش نصب باعث ایجاد یک فشار تماسی بین دیسک و شفت می‌شود.

تنش‌های شعاعی در سوراخ این نوع دیسک‌ها در زمان سکون روتور بیشترین مقدار را دارا هستند. با افزایش سرعت زاویه‌ای، تنش‌های شعاعی در سوراخ دیسک کاهش یافته و در یک سرعت معین برابر صفر می‌شوند. از این حد سرعت به بعد، با افزایش سرعت زاویه‌ای، امکان ایجاد لقی بین شفت و سوراخ دیسک وجود دارد به عبارت دیگر

سازی شده توسط سیرج و سورنا و برنامه طراحی دیسک را نشان می‌دهد.

جدول ۲- مقایسه تنش‌های شعاعی و مماسی در دیسک با پروفیل‌های مختلف

نوع طراحی	ضخامت ثابت	دیسک استودولا	سیرج و سورنا	برنامه طراحی
ماکزیمم تنش محیطی (psi)	۴۲۹۵۱/۰۵	۱۸۹۷۵/۴۸	۱۴۷۱۷/۶۷	۱۸۲۰۰
ماکزیمم تنش شعاعی (psi)	۱۵۵۶۴/۲۳	۱۲۷۲۳/۳۴	۱۴۷۱۷/۳۰	۱۸۰۰۰
حجم دیسک (in ³)	۷۹۱/۶۸	۱۷۳/۶۳	۲۰۳/۶۷	۱۰۸

مثال دوم اعتبارسنجی: جدول ۳ پارامترهای ورودی برای این مثال را نشان می‌دهد. همچنین در این مسئله فرض شده است که ضخامت ریم داخلی برابر ۶ اینچ باشد شکل ۵ پروفیل ارائه شده توسط سیرج و سورنا را نشان می‌دهد. این پروفیل باعث کاهش سطح تنش محیطی نسبت به دیسک معادل ضخامت ثابت و یکنواخت شدن تقریبی استحکام شده است و حجم دیسک نیز نزدیک ۳۱ درصد کاهش یافته است.

جدول ۳- پارامترهای مورد استفاده برای اعتبارسنجی

پارامتر	مقدار
شعاع داخلی و خارجی	$r_i = 1 \text{ in}$, $r_o = 6 \text{ in}$
مدول الاستیک	$E = 30 * 10^6 \text{ Psi}$
ضریب پواسون	$\nu = 0.3$
سرعت دوران	$\omega = 10000 \text{ rpm}$
چگالی	$\rho = 7.44 * 10^{-4} \text{ slug/in}^3$
نیروها	$F_i = 6006 \text{ Psi}$; $F_o = 0$
تنش مجاز	$\sigma_e = 15000 \text{ Psi}$
ضریب ایمنی	$S_f = 1$
وتر محوری پره	3 in
حد پایینی ضخامت	$\bar{h}_i = 0.6 \text{ in}$

با استفاده از برنامه طراحی دیسک مقدار حجم دیسک از ۲۲۷/۷۹ به ۱۲۲/۳۰ کاهش یافته است که مقدار ۴۶/۳۱٪ بهبود را نشان می‌دهد. شکل‌های ۶ و ۷ به ترتیب پروفیل و توزیع تنش دیسک طراحی شده با برنامه طراحی را نشان می‌دهند. همانگونه که مشاهده می‌شود دیسک بدست آمده دارای تنش نسبتاً یکنواختی در جهت شعاعی است که برای طراحی دیسک دوار یک حالت بسیار ایده‌آل و مطلوب محسوب می‌شود. شکل ۴ برش ۹۰ درجه از دیسک را ارائه می‌دهند.

ابتدا لازم است تا تعداد مناسب رینگ‌ها محاسبه گردد برای این منظور مسئله برای تعداد مختلف رینگ حل شده و جواب بدست آمده در هر حالت بر حسب تعداد رینگ ترسیم می‌شود. زمانی که میزان تغییرات تا حد قابل قبولی کم باشد می‌توان گفت همگرایی حاصل شده است. تعداد رینگ قابل قبول برای این مساله ۲۱ می‌باشد. لازم به ذکر است که تعداد رینگ بدست آمده ممکن است برای مسائل دیگر متفاوت باشد لذا لازم است که کاربر برای هر مسئله ابتدا یک آنالیز همگرایی انجام داده تا از صحت نتایج بدست آمده اطمینان حاصل نماید. شکل ۱ پروفیل و توزیع تنش شعاعی و محیطی در دیسک هایپربولیک استودولا را نشان می‌دهد. استودولا جهت بهینه ساختن دیسک با ضخامت ثابت استفاده از پروفیل هایپربولیک را برای دیسک پیشنهاد کرد که کاهش تنش‌ها به خصوص تنش‌های محیطی را در پی داشته است. این طرح، ماکزیمم تنش محیطی را بیشتر از ۵۰ درصد کاهش داده و باعث کاهش نزدیک به ۸۰ درصد حجم دیسک شده است.

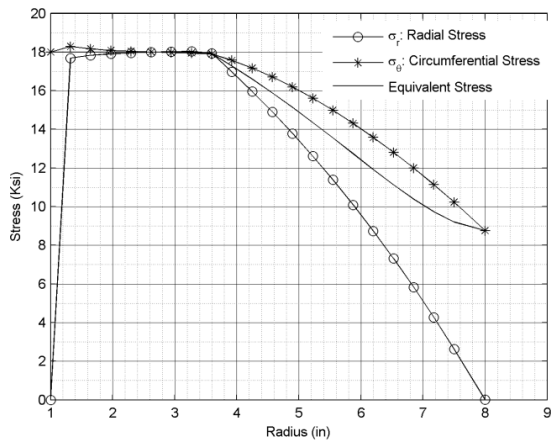
جدول ۱- پارامترهای مورد استفاده برای مثال اول اعتبارسنجی

پارامتر	مقدار
شعاع داخلی	$r_i = 1 \text{ in}$
شعاع خارجی	$r_o = 8 \text{ in}$
مدول الاستیک	$E = 30 * 10^6 \text{ Psi}$
ضریب پواسون	$\nu = 0.3$
سرعت دوران	$\omega = 10000 \text{ rpm}$
چگالی	$\rho = 7.44 * 10^{-4} \text{ slug/in}^3$
نیروها	$F_i = F_o = 0$
تنش مجاز	$\sigma_e = 18000 \text{ Psi}$
ضریب ایمنی	$S_f = 1$
وتر محوری ایرفویل هاب پره	$\text{Axial Chord} = 5 \text{ in}$
حد پایینی ضخامت	0.5 in

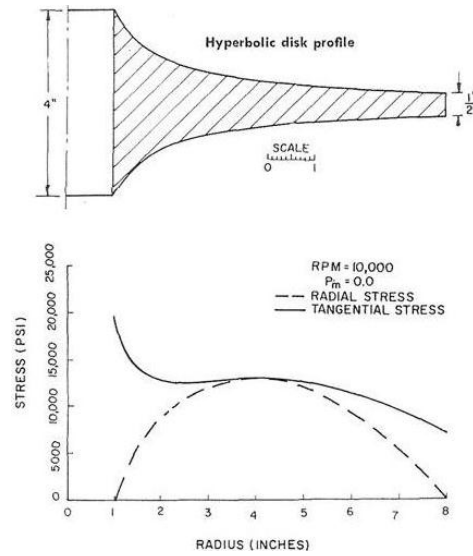
سیرج و سورنا با انجام یک فرآیند بهینه‌سازی روی دیسک با پروفیل هایپربولیک استودولا که هدف آن کاهش سطوح تنش بود طراحی با استحکام نزدیک به استحکام یکنواخت ارائه کردند هر چند که این عمل باعث افزایش حجم دیسک نسبت به دیسک با پروفیل هایپربولیک گردید اما کاهش سطوح تنش را در پی داشت شکل ۲. حجم دیسک با استفاده از برنامه طراحی دیسک که هدف آن کاهش وزن دیسک بوده است از ۱۷۳/۶۳ اینچ مکعب در مورد پروفیل دیسک هایپربولیک استودولا و ۲۰۳/۶۷ اینچ مکعب در مورد پروفیل دیسک بهینه شده توسط سیرج و سورنا به ۱۰۸/۰۰۴۷ اینچ مکعب کاهش یافته است که به ترتیب باعث کاهش حجم به میزان مقدار ۳۷/۸۰ درصد و ۴۶/۹۷٪ شده است. شکل‌های ۳ و ۴ به ترتیب پروفیل دیسک و توزیع تنش در دیسک مورد طراحی را نشان می‌دهند.

جدول ۲ مقایسه تنش‌های شعاعی و مماسی و حجم دیسک را در هر یک از دیسک‌های ضخامت ثابت، پروفیل هایپربولیک استودولا، بهینه

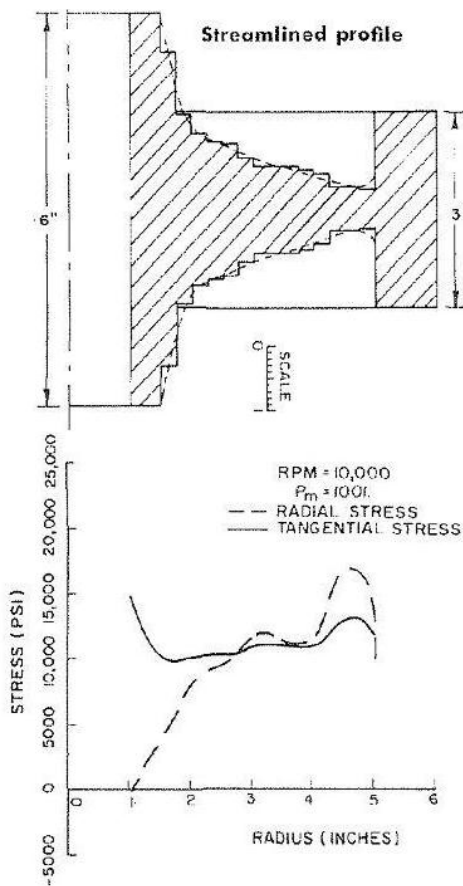
شکل ۳- پروفیل دیسک حاصل از برنامه طراحی دیسک برای مثال اول
اعتبارسنجی



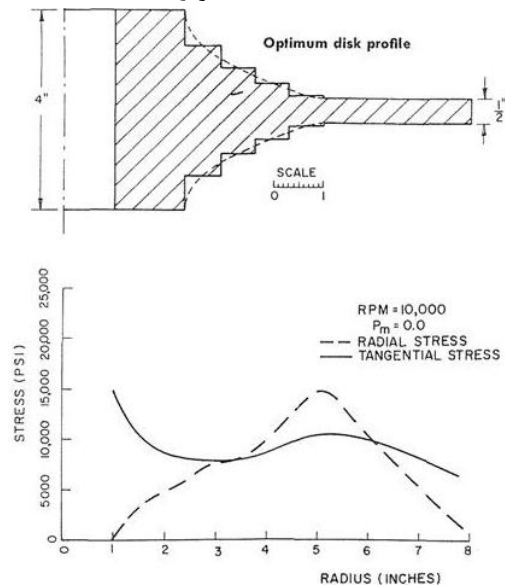
شکل‌ها و نمودارها



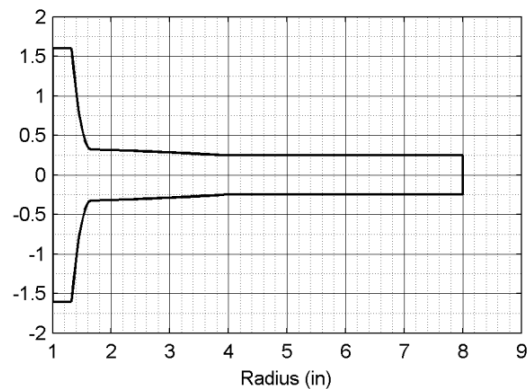
شکل ۴- توزیع تنش حاصل از برنامه طراحی دیسک برای مثال اول
اعتبارسنجی



شکل ۱- پروفیل و توزیع تنش شعاعی و محیطی در دیسک های پربولیک
استودولا



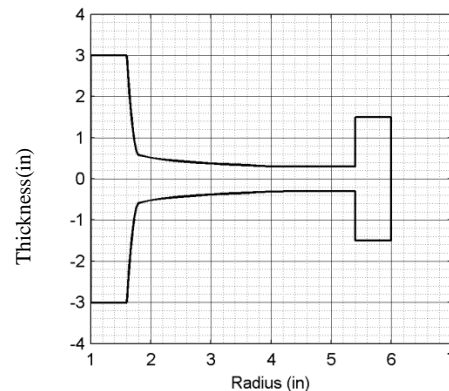
شکل ۲- پروفیل و توزیع تنش دیسک بهینه سازی شده توسط سیرج و سورنا
مربوط به مثال اول اعتبارسنجی



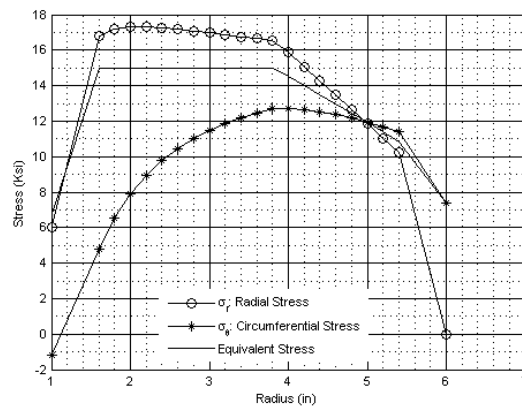
شکل ۵- پروفیل ارائه شده توسط سیرج و سورنا [۳]

مراجع

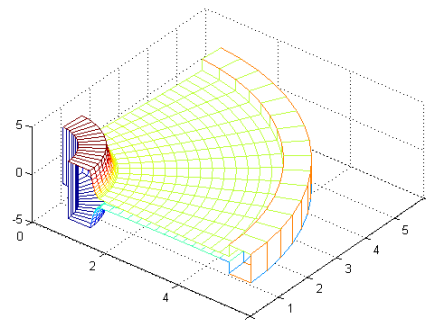
1. S. S. Bhavikattit, C.V., Ramakrishnant, Optimum Shape Design of Rotating Disks, computers & structures, Vol. 11, pp. 397-401, 1980.
2. Jing-Sheng Liu, Geoffrey T. Parks, P. John Clarkson, Optimization of Turbine Disk Profiles by Metamorphic Development, Journal of Mechanical Design, ASME, Vol. 124, pp. 192-200, 2002.
3. Stodola, A., Steam and Gas Turbines, Vol. 1, Peter Smith, New York, 1945.
4. C. W. Smith, Aircraft Gas Turbines, General Electric Company, 1958.
5. A. N. Eraslan, H. Argeso, Limit angular velocities of variable thickness rotating disks, Int. J. Solids. Struct., Vol. 39, No.12, pp.3109-3130, 2002.
6. H. Jahed, B. Farshi, J. Bidabadi, Minimum weight design of inhomogeneous rotating discs, International Journal of Pressure Vessels and Piping Vol. 82, No. 1, pp.35-41, 2005.
7. Cairo, R.R., Sargent, K.A., Twin Web Disk: A Step Beyond Convention, Journal of Engineering for Gas Turbine Engines and Power, ASME, Vol. 124, pp. 298-302, April 2002.
8. Seireg, A. and Surana, K.S. Surana, Optimum Design of Rotating Disks, Journal of Engineering for Industry, ASME, 1970.
9. G.S. Ray, B.K. Sinha, Profile optimization of variable thickness rotating disc, Computers & Structures, 42(5): pp. 809-813, 1992.
10. Luchi, M. L., A. Poggiali, and F. Persiani, An interactive optimization procedure applied to the design of gas turbine discs, Computers & Structures, 11: pp. 629-637, 1980.
11. Farshi, B., H. Jahed, and A. Mehrabian, Optimum design of inhomogeneous non-uniform rotating discs, Computers and Structures, 82: pp. 773-779, 2004.
12. Jahed, H., B. Farshi, and J. Bidabadi, Minimum weight design of inhomogeneous rotating discs, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 82: pp. 35-41, 2005.
13. Cairo, R.R., Sargent, K.A., A Scientific Approach to the Process Development Bonded Attachments for High-Speed Rotor Application, Journal of Engineering for Gas Turbine Engines and Power, ASME, Vol. 124, pp. 190-195, January 2002.



شکل ۶- شکل پروفیل دیسک حاصل از برنامه طراحی



شکل ۷- توزیع تنش در دیسک طراحی شده با برنامه طراحی



شکل ۸- دیسک طراحی شده با برنامه طراحی دیسک- برش ۹۰ درجه

نتیجه‌گیری

مقایسه نتایج حاصل از برنامه‌ای طراحی با سایر تحلیل‌ها در مقالات معتبر حاکی از درستی و دقت آنها است. برنامه‌های طراحی تمام قیود طراحی را ارضا می‌کند. یکی از این قیود باقی ماندن محدوده تنش‌ها در دامنه تنش‌های مجاز در نواحی مختلف دیسک با دمای مختلف است. قید دیگر محدوده جابجایی در سوراخ دیسک است به نحوی که در سرعت‌های بالا شل‌شدگی اتفاق نیفتد که از توانایی‌های دیگر برنامه در نظر گرفتن این قید است. یکی از قیود آیرودینامیکی طول وتر محوری پروفیل پره روی ریم خارجی است که برنامه همواره دیسکی را طراحی می‌کند که پره قابلیت نصب مناسب روی آن را داشته باشد و وزن ریم خارجی هم مینیمم باشد.

-
- ۱۸ Complex Method
 - ۱۹ Farshi
 - ۲۰ Inscribed hyperspheres
 - ۲۱ Jahed
 - ۲۲ IBR: Integrally Bladed Rotor
 - ۲۳ Blisk: Bladed disk
 - ۲۴ ATF: Advanced Tactical Fighter
 - ۲۵ IHPTET: Integrally High Performance Turbine Engine Technology
 - ۲۶ Linear Friction Welding
 - ۲۷ Electrical Discharge Machining
 - ۲۸ Electrochemical Machining
 - ۲۹ Hot Isostatic Pressing
 - ۳۰ Interference tension

- 14. Bill Gunston, OBE, FRAeS, The Cambridge aerospace dictionary, 2nd ed, Cambridge university press, 2009.
- 15. Meisl, C.J., Life-cycle-cost considerations for launch vehicle liquid propellant rocket engine, Journal of Propulsion and Power, Vol. 4, NO.2, pp. 26-118, 1988.
- 16. Zhan, H., Zhao, W., and Wang, H., Manufacturing turbine blisks, Aircraft Engineering and Aerospace Technology, Vol. 72, No.3, pp.247-251, 2000.
- 17. D. M. Feiner and J. H. Griffin. Mistuning identification of bladed disks using a fundamental mistuning model – Part II: Application. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 126, pages 159–165, 2004.
- 18. A. Kostyuk, V. Forlov, Steam and Gas Turbines, Translated from the Russian by V. Afanasyev, Mir Publishers Moscow, 1988.

بی نوشتها

-
- ۱ Stodola
 - ۲ V. Petrovsky
 - ۳ Donath
 - ۴ Grammel
 - ۵ Gupta
 - ۶ Eraslan
 - ۷ Orcan
 - ۸ Cairo
 - ۹ Sargent
 - ۱۰ TWD: Twin Web Disk
 - ۱۱ Seireg
 - ۱۲ Surana
 - ۱۳ Bhaviikati
 - ۱۴ Ramakrishnan
 - ۱۵ Ray
 - ۱۶ Sinha
 - ۱۷ Luchi