

طراحی بهینه سازه بلیسک توربین در روتور یک موتور مینی توربوجت

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

۱ دانشجوی دکتری، مجتمع دانشگاهی مکانیک و هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، اصفهان، shahriari@mut-es.ac.ir

۲ دانشیار مجتمع دانشگاهی مکانیک و هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، اصفهان

۳ استاد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاداسلامی، واحد اراک، اراک

۴ استادیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تحصیلات تکمیلی صنعتی و فناوری پیشرفته، کرمان

تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۰۵/۰۴

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۰۶/۰۱

چکیده

با توجه به موقعیت و شرایط کاری سخت دیسک توربین و کمپرسور به عنوان اجزای اصلی روتور در موتور توربین گاز هوایی، طراحی این ادوات اهمیت ویژه‌ای پیدا می‌کند. این دیسک‌ها از یک طرف تحت بار گریز از مرکز قرار دارند که با افزایش سرعت دوران روبه افزایش می‌نهند و از طرف دیگر تحت بار حرارتی قرار دارند که با افزایش گرادیان حرارتی، به‌ویژه در اجزای تحت دمای بالا در روتور افزایش می‌یابد. در این بین، لازم است تا وزن روتور جهت بهبود رفتار دینامیکی، کاهش بار یاتاقان‌ها و کاهش وزن کل موتور به‌عنوان یک بخش اصلی وسیله پرنده کمینه گردد. سرعت دورانی، عملکرد در دمای بسیار بالا، گرادیان حرارتی شدید و نیاز به کاهش وزن، شرایط و الزاماتی برای روتور موتورهای توربینی هوایی است که طراحی آن را با مشکل مواجه می‌سازد. تحلیل استحکامی پیش‌نیاز تحلیل عمر در یک روتور است؛ زیرا ابتدا باید مقاومت قطعه در برابر بارگذاری استاتیکی قبل از بارگذاری سیکلی محقق شود. هدف این مقاله، طراحی بهینه وزنی سازه دیسک پره‌دار یکپارچه (بلیسک) توربین در روتور یک موتور مینی‌توربوجت است. برای این منظور، مشخصات طراحی ائروترمودینامیکی از جمله هندسه، تعداد و موقعیت قرارگیری پره‌ها، توزیع بارهای ائرودینامیکی، توزیع حرارت و فشار روی روتور و سرعت دورانی به‌عنوان ورودی مسئله طراحی بهینه بلیسک تحت قیود استحکامی و هندسی در نظر گرفته شده‌اند. در ادامه، برنامه‌های مربوط به طراحی و تحلیل بلیسک با استفاده از روش‌های عددی تدوین و نتایج خروجی با مقایسه با موارد بیان‌شده در مقالات معتبر اعتبارسنجی شده و در پایان سازه بلیسک توربین یک موتور مینی‌توربوجت خاص طراحی بهینه شده است.

واژگان کلیدی

موتور مینی‌توربوجت، بلیسک توربین، طراحی بهینه، تحلیل

۱. مقدمه

عضوهای دواری که تحت عنوان روتور شناخته می‌شوند در توربوماشین‌ها و ماشین‌های حرارتی و هیدرولیکی مولد قدرت یا مصرف‌کننده قدرت (توربین‌ها، توربوپمپ‌ها، توربوشارژرها، پمپ‌های سانتریفیوژ، کمپرسورهای سانتریفیوژ، فن‌ها، پمپ‌های مولکولی، سانتریفیوژها)، توربوژنراتورها، توربوالترتورها، دینام‌های دوار، شمار زیادی از ماشین‌های الکتریکی سنکرون و آسنکرون؛ انواع مشخصی از وسائل پرنده (هلی‌کوپترها، اتوجایروها یا جایروپلن‌ها) استفاده می‌شوند [۱]. دیسک‌های دوار سرعت‌بالا به‌عنوان بخشی از سازه روتورها در بسیاری از کاربردهای عملی از جمله در روتور موتورهای توربین گاز هوایی، زمینی و دریایی، روتور توربین بخار، فالایویل، کمپرسورهای محوری و پروانه‌های کشتی کاربرد گسترده دارند. مقدار و توزیع تنش‌ها در این دیسک‌های دوار، عامل محدودکننده اصلی طراحی است. امروزه این مسئله توجه بسیاری از محققان را به‌خود جلب کرده است. طراحی موتورهای هوایی، فرایندی بسیار تکراری، چندرشته‌ای و پیچیده است [۲]. برای حل مسائل دیسک‌های دوار دو روش تحلیلی و عددی وجود دارد. برای دیسک‌های دوار، ضخامت ثابت کاملاً غیراقتصادی است [۳]. استودولا^۱ پروفیل هایپرولیک را برای سطح مقطع این دیسک‌ها پیشنهاد کرد [۴]. پتروفسکی^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 به‌صورت رضایت‌بخش از این روش قابل محاسبه‌اند [۵]. دوناس^۳ و گرامل^۴ این روش را توسعه دادند [۲]. کاربرد دیسک‌ها با ضخامت متغیر عمدتاً به‌دلیل در نظر گرفتن ملاحظات اقتصادی و به‌منظور بهبود عملکرد مکانیکی در حال افزایش است. گوپتا^۵ و همکاران برای حل تحلیلی دیسک‌های دوار با ضخامت یکنواخت راه‌حلی پیشنهاد کردند. ارسالان^۶ و ارکان^۷ راه‌حلی نظری قابل قبولی برای تحلیل دیسک دوار با ضخامت نامی متغیر معرفی کردند [۶]. ارسالان و همکاران نیز حد مجاز سرعت زاویه‌ای را برای دیسک‌های دوار با ضخامت متغیر محاسبه کردند، که تغییرات ضخامت در آن از تابع توانی تبعیت می‌کند [۷].

در میان قطعات مورد استفاده در ساخت موتورهای جت، دیسک توربین از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است؛ زیرا در کنار تجربه سرعت‌های دورانی بسیار زیاد، گرادیان حرارتی بسیار زیادی

را نیز به‌خود می‌بیند. در عین حال دیسک‌های دوار موجود در موتور جرم قابل توجهی را به‌خود اختصاص می‌دهند و طراحی بهینه آنها جهت بهبود رفتار دینامیکی، کاهش بار یاتاقان‌ها و کاهش وزن کل موتور به‌عنوان یک بخش اصلی از سازه وسیله پرنده از اهمیت خاصی برخوردار است.

سیرگ^۸ و سورانا^۹ به‌منظور محاسبه تنش‌های محیطی و شعاعی داخل دیسک غیرهمگن دوار که در سرعت‌های بالا دوران می‌کند آن را به چندین دیسک تقسیم و با بیان روابط تعادل برای هر دیسک، که ضخامتی ثابت دارد، مقادیر تنش را محاسبه نمودند [۸]. این پژوهشگران با در نظر گرفتن مسائل بهینه‌سازی مختلف به حل بهینه دیسک پرداختند. مسائلی که به‌دست آنها بررسی شد عبارت‌اند از: کمینه‌کردن بیشترین تنش مماسی، کمینه‌کردن میانگین تنش‌های مماسی، کمینه‌کردن بیشترین تنش معادل، کمینه‌کردن بیشترین تنش برشی، کمینه‌کردن اختلاف بین بیشترین و کمترین تنش مماسی و کمینه‌کردن ترکیب وزنی حجم دیسک، بیشترین تنش مماسی و تنش مماسی میانگین. آنها در حل خود آثار گرادیان حرارتی را در نظر نگرفتند. بهاویکاتی^{۱۰} و راماکریشنان^{۱۱} از یک روش برنامه‌ریزی غیرخطی به‌منظور بهینه‌سازی پروفیل هندسه دیسک‌های دوار استفاده کردند [۹]. 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 به‌عنوان تابع هدف ضرایب این چندجمله‌ای را در جهت کاهش این تابع هدف به‌دست آوردند. همچنین از تحلیل‌های اجزای محدود جهت محاسبه تنش در داخل پروفیل استفاده کردند. ری^{۱۲} و سینها^{۱۳} ابتدا یک دیسک دوار ضخامت متغیر را به چندین حلقه تقسیم نمودند، سپس با تعریف دو تابع هزینه به بهینه‌سازی آن پرداختند [۱۰]. آنها در گام نخست از اختلاف بین ماکزیمم و کمینه مقدار تنش مماسی به‌عنوان تابع هزینه استفاده کردند و در گام بعد، ماکزیمم مقدار تنش مماسی را به‌عنوان تابع هزینه در نظر گرفتند. در هر دو حالت هدف یافتن مقداری حداقلی برای توابع هزینه بود. لوچی^{۱۴} و همکاران نیز برای کمینه‌کردن وزن دیسک توربین گازی از یک الگوریتم بهینه‌سازی برمبنای روش مختلط^{۱۵} استفاده کردند [۱۱]. آنها مقدار ضخامت در چندین نقطه از دیسک را یافته و با اتصال این نقاط به یکدیگر پروفیل کلی را استخراج نمودند. همچنین در

می‌کند. مشکل بزرگ‌تر این است که قلاب‌های باقیمانده روی ریم دیسک، که در مقابل نیروی پرها عمل می‌کنند، وزن مرده‌ای به دیسک تحمیل می‌کنند. پیامد سرعت بیشتر دیسک، 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. راه‌حل ایجاد یک روتور پره‌دار یکپارچه^{۳۳} است که در آن پرها با دیسک یکپارچه می‌شوند [۱۷].

ردیف روتور توربین (به‌ندرت ردیف کمپرسور) محوری که در آن دیسک و پرها از یک جنس و به‌شکل یکپارچه ساخته شده‌اند را بلیسک^{۳۴} می‌نامند [۱۸]. در برخی از منابع به این نوع روتور، روتور پره‌دار یکپارچه گفته می‌شود. ساختار غیریکپارچه، روتور توربین را از حالت جمع‌وجور دور می‌کند؛ پیچیدگی منجر به دوام کم شده که به‌شدت هزینه را برای مشتریان افزایش می‌دهد [۱۹]. 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 نخستین کاربرد بلیسک مربوط به کمپرسور محوری (با ۱۷ پره) موتور هوایی J69-T-29 در اواخر دهه ۱۹۶۰ م باشد. بلیسک‌ها به‌طور چشمگیری پیچیدگی و وزن را کاهش می‌دهند و ساختار بسیار بادوام آنها منجر به عملکرد بهتر و هزینه‌های سخت‌افزاری بسیار کمتر می‌شود. به‌دلیل این مزایا پروژه جنگنده تاکتیکی پیشرفته^{۳۵} در آمریکا، فناوری بلیسک را به‌عنوان یک فناوری اصلی مهم شناسایی کرد و پروژه فناوری موتور توربین عملکرد بالای یکپارچه^{۳۶} مقرر کرد که همه روتورهای توربین جنگنده‌های آمریکا تا سال ۲۰۲۰ م از موتورهای بلیسکی استفاده کنند. چالش‌ها در ساخت بلیسک، گرانی و پیچیدگی فرایند ماشینکاری است [۲۰]. 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 فرایند ماشینکاری است [۲۱]. چندپارچه‌سازی موتور یا اجزای اصلی آن نظیر توربین که منوط به استفاده از اتصالات غیردائم می‌باشد، امکان بازرسی قطعات و پایش آسان‌تر وضعیت آنها را فراهم می‌سازد. این ویژگی برای موتورهایی که به‌عنوان هسته مرکزی سایر موتورها استفاده می‌شوند و موتورهای سنگین و با ابعاد بزرگ

هر گام حل با استفاده از مش مثلثی شکل مقادیر تنش و جابه‌جایی در داخل دیسک را محاسبه نمودند. فرشی^{۱۶} و همکاران مقادیر تنش در یک دیسک غیرهمگن که تحت تأثیر گرادیان حرارتی نیز قرار دارد را با استفاده از تقسیم دیسک به چندین حلقه محاسبه نموده و سپس از روش ابر کره‌های محاطی^{۱۷} به بهینه‌سازی پروفیل هندسه دیسک دوار پرداختند [۱۲]. در این روش قطر ابر کره محاطی به‌گونه‌ای به‌دست می‌آید که تمامی قیود، از جمله قید استحکام، برآورده گردند. جاهد^{۱۸} و همکاران با استفاده از روش حلقه‌کردن دیسک، به ارائه روشی نیمه‌تحلیلی برای بهینه‌سازی وزن دیسک غیرهمگن دوار که تحت گرادیان‌های حرارتی نیز قرار دارد پرداختند [۱۳]. شهریار و همکاران نیز دیسک ردیف دوم توربین موتور توربین گاز هوایی J85-21-GE که پیرامون شعاع خارجی خود دارای قلاب‌های نگه‌دارنده پره می‌باشد را با استفاده از یک الگوریتم بهینه‌سازی ترکیبی بهینه‌سازی وزنی نمودند [۱۴]. کایرو^{۱۹} و سرچنت^{۲۰} با حمایت نیروی هوایی آمریکا طرحی مبتکرانه را برای روتور توربین‌های پیشرفته ارائه کردند که می‌تواند تأثیری شگرف در موتورهای آینده داشته باشد و آن استفاده از دیسک دوجانه^{۲۱} است که وزن روتور را کمینه می‌کند [۱۵]. گوتزویلر^{۲۲} بهینه‌سازی دیسک‌های توربوماشین متقارن محوری را بر اساس مدل تنش صفحه‌ای و قید استحکام استاتیکی به‌کمک الگوریتم ژنتیک ارائه نمود [۱۶].

در این مقاله، 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 یک از دیسک‌ها و ترکیب آنها با هم 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 و پروفیل بهینه دیسک استخراج می‌گردد.

۲. انتخاب اتصال مناسب پره به دیسک

رهیافت معمول جهت اتصال مکانیکی پرها به دیسک، از طریق شکل‌های ریشه صنوبری یا دم‌چلچله‌ای است که به‌علت وجود شکاف‌های محدودکننده عمر روی ریم دیسک، که نتیجه آنها ایجاد تمرکز تنش در این شکاف‌هاست، سرعت روتور را محدود

که میزان مواد مورد استفاده در اجزای آنها بالاست و خرابی یک بخش کوچک موتور در صورت امکان تعویض تنها آن بخش سبب کاهش شدید هزینه‌ها می‌شود حائز اهمیت است. 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 تک‌ردیفه هستند و بازرسی آنها آسان و تعویض کل قطعه در صورت 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. چون پره‌های موتورهای جدید به صورت سه‌بعدی (دارای پیچش و کجی) بوده و ممکن است دارای شروود باشند، فرایند ساخت بلیسکی آنها بسیار سخت و زمان‌بر است؛ لذا لازم است روش‌های مقرون به صرفه برای این کار پیدا شود. در پیشرفته‌ترین فناوری اخیر، پرها با استفاده از جوشکاری اصطکاکی خطی^{۲۷} به دیسک متصل می‌شوند. از جوشکاری اصطکاکی خطی همچنین جهت جایگزینی تک پره‌های آسیب‌دیده در بلیسک‌ها استفاده می‌شود. با بررسی فعالیت‌های انجام شده جهت ساخت بلیسک در سرتاسر دنیا فرایندهای ساخت را می‌توان در پنج گروه دسته‌بندی کرد:

۱. ماشینکاری سی. ان. سی. چندمحوره
۲. ریخته‌گری دقیق یا بدون EDM^{۲۸} تکمیلی
۳. فورج با قالب با EDM تکمیلی
۴. ماشینکاری الکتروشیمیایی^{۲۹} بلیسک از یک قطعه
۵. اتصال ایزواستاتیک داغ^{۳۰} پرها و دیسک

از فناوری‌های فوق، HIP پیشرفته‌ترین فناوری است که با عیب نزدیک به صفر و شکل نزدیک به شکل نهایی جهت تولید بلیسک استفاده می‌شود.

۳. انتخاب اتصال مناسب دیسک به شفت

بسته به مشخصات عملکردی و هندسی موتور، نوع موتور و میزان ترانسها، روش‌های متفاوتی جهت اتصال توربین به شفت و انتقال گشتاور توربین به شفت و کمپرسور استفاده می‌شود. به طور کلی این روش‌ها می‌توانند به صورت استفاده از روتور یکپارچه، خار، هزارخاری، انطباق پرسی، جوش‌های مختلف، رینگ گشتاور

در دیسک خودنگه‌دار شده، پیچ، اسپول و روش‌های ترکیبی باشند. دیسک‌ها به روش انطباق فشاری - انقباضی روی شفت نصب می‌شوند تا از طرفی هم‌محور شدن محور تقارن آنها با محور تقارن شفت برآورده شود و از طرف دیگر محکم‌بودن 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 دارند. 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 دیسک شل می‌شود. سرعت زاویه‌ای خاصی را که به ازای آن تنش‌های شعاعی در این نوع دیسک‌ها برابر صفر می‌شوند، سرعت زاویه‌ای شل‌شدگی می‌نامند و با ω_s نشان می‌دهند. کشش تداخلی^{۳۱} این نوع دیسک‌ها باید به گونه‌ای انتخاب شود که دیسک در کل محدوده سرعت‌های احتمالی روتور نتواند شل شود. به عنوان یک استاندارد، اگر سرعت زاویه‌ای شل‌شدگی به اندازه ۱۵ تا ۲۰ درصد بیشتر از سرعت زاویه‌ای کاری باشد، کارکرد اطمینان بخش روتور تضمین می‌شود [۲۲].

۴. حل ترموالاستیک دیسک دوار غیرهمگن با ضخامت متغیر

در شکل ۱ دیسک ضخامت متغیر و المانی از آن با بارگذاری مربوطه نمایش داده شده است. این المان باید در حال تعادل باشد، لذا می‌توان نوشت:

$$\begin{aligned} & (\sigma_r + d\sigma_r)(r + dr)(h + dh)d\theta - \\ & \sigma_r r h d\theta - 2\sigma_\theta \left(h + \frac{dh}{2} \right) dr \sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) + \\ & \left(r + \frac{dr}{2} \right) d\theta \left(h + \frac{dh}{2} \right) dr \rho r \omega^2 = 0 \end{aligned} \quad (۱)$$

$$\frac{1}{h} \frac{dh}{dr} \sigma_r + \frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} + \rho r \omega^2 = 0$$

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 دماست. برای چنین حلقه‌ای از تغییرات ضخامت و خواص ماده صرف‌نظر می‌شود. با جایگذاری در معادلات مؤلفه‌های تنش شعاعی و محیطی به صورت زیر قابل استخراج است:

$$a_{11} = \frac{1+\nu}{E} \frac{-r_i^3}{r_o^2 - r_i^2} \left(\frac{1-\nu}{1+\nu} + \frac{r_o^2}{r_i^2} \right)$$

$$a_{12} = \frac{2}{E} \frac{r_i r_o^2}{r_o^2 - r_i^2}$$

$$a_{21} = -\frac{2}{E} \frac{r_i^2 r_o}{r_o^2 - r_i^2} \quad (7)$$

$$a_{22} = \frac{1+\nu}{E} \frac{r_o^3}{r_o^2 - r_i^2} \left(\frac{1-\nu}{1+\nu} + \frac{r_i^2}{r_o^2} \right)$$

$$b_1 = \frac{2r_i}{r_o^2 - r_i^2} \int_{r_i}^{r_o} \xi \alpha T d\xi \quad (8)$$

$$b_2 = \frac{2r_o}{r_o^2 - r_i^2} \int_{r_i}^{r_o} \xi \alpha T d\xi$$

$$d_1 = \frac{\rho}{8E} \omega^2 r_i (2r_i^2 + 6r_o^2 - 2\nu r_i^2 + 2\nu r_o^2) \quad (9)$$

$$d_2 = \frac{\rho}{8E} \omega^2 r_o (2r_o^2 + 6r_i^2 + 2\nu r_i^2 - 2\nu r_o^2)$$

برای آنکه بتوان آثار ضخامت را لحاظ کرد، تنش شعاعی و محیطی به صورت زیر بیان می شود:

$$\sigma_r = \frac{F_r}{h}, \quad \sigma_\theta = \frac{F_\theta}{h} \quad (10)$$

که در آن F_θ و F_r به ترتیب نیروهای شعاعی و محیطی بر واحد طول بوده و h نیز ضخامت هر کدام از رینگ های مورد استفاده است. با جایگذاری رابطه ۱۰ در معادله ۶ می توان نوشت:

$$h \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} u_i \\ u_o \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{ri} \\ F_{ro} \end{Bmatrix} + h \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{Bmatrix} + h \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \end{Bmatrix} \quad (11)$$

پس از یافتن معادله ۱۱ برای هر یک از رینگ ها و اعمال شرط سازگاری جابه جایی در مرزها، معادله کلی ۱۲ به دست خواهد آمد، که یک دستگاه معادلات خطی است:

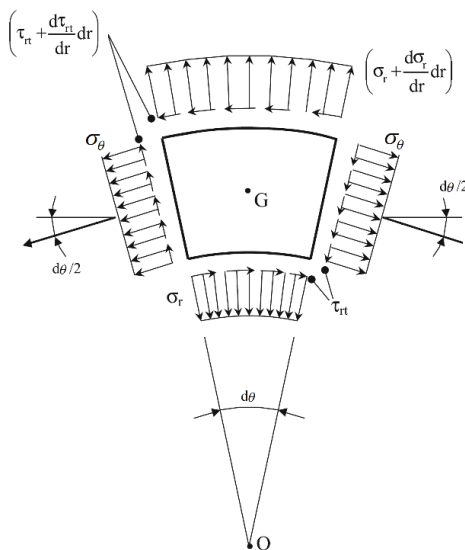
$$[K]U = F + [K]B + [K]D \quad (12)$$

که در آن K ، F ، U ، B و D فرم تجمیع شده پارامترهای موجود در معادله ۱۱ است. معادله ۱۲ برای یافتن بردار U حل می شود، سپس با استفاده از معادله ۱۱ می توان مقدار نیرو به واحد طول را برای هر یک از رینگ ها محاسبه کرد. با استفاده از نیروها می توان مقدار تنش های شعاعی و محیطی را محاسبه کرد، سپس با استفاده از رابطه تنش معادل فون مایز، تنش معادل برای طراحی دیسک از رابطه ۱۳ محاسبه می شود.

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2 - \sigma_r \sigma_\theta} \quad (13)$$

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

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



شکل ۱. المانی از دیسک با ضخامت متغیر

به همراه توزیع تنش روی آن

حال می توان مقادیر ثابت c_1 و c_2 را با توجه به شرایط مرزی مسئله یافت. این شرایط عبارت اند از:

$$\sigma_r(r=r_i) = \sigma_i, \quad \sigma_r(r=r_o) = \sigma_o \quad (4)$$

با اعمال شرایط مرزی ۴ می توان نوشت:

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

$$c_2 = \frac{1+\nu}{E} \left(\frac{r_i^2 r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \right) \left[\sigma_o - \sigma_i + \frac{E}{r_o^2} \int_{r_i}^{r_o} \xi \alpha T d\xi \right] + \frac{1+\nu}{E} \left(\frac{r_i^2 r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \right) \left[\rho \omega^2 \frac{(3+\nu)}{8} (r_o^2 - r_i^2) \right] \quad (5)$$

با جایگذاری ثابت های فوق در معادلات ۲ و ۳ می توان جابه جایی شعاعی را برای مرز داخلی و خارجی دیسک به صورت زیر یافت:

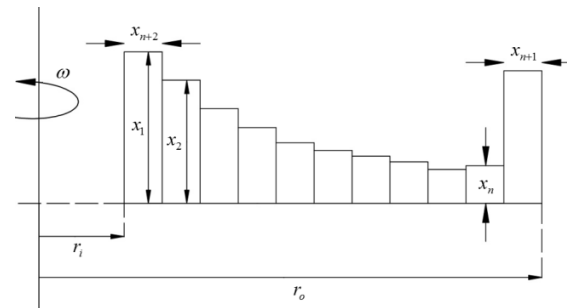
$$\begin{Bmatrix} u_i \\ u_o \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_i \\ \sigma_o \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

با در نظر گرفتن مدل تنش صفحه‌ای و با استفاده از برنامه‌ای که بر مبنای مدل المان محدود یک‌بعدی نوشته می‌شود، تنش و جابه‌جایی محاسبه می‌شوند. برنامه توانایی دارد که مقادیر مدول الاستیسیته، چگالی، ضریب انبساط حرارتی و ضریب پواسون را به‌صورت تابعی از شعاع به‌عنوان ورودی دریافت و مقدار تنش معادل را با استفاده از معیار فون‌مایز تعیین نماید.

۵. متغیرهای طراحی در طراحی بهینه دیسک

در شکل ۲ یک دیسک حلقه‌حلقه شده نمایش داده شده است. متغیرهای طراحی این دیسک عبارت‌اند از ضخامت تمامی حلقه‌های به‌جز حلقه بیرونی، که در واقع ضخامت آن توسط پره‌های روتور تعیین می‌شود، پهنای دو حلقه داخلی و خارجی و شعاع سوراخ دیسک. با توجه به مطالب فوق اگر دیسک به $N+1$ حلقه تقسیم شود، تعداد متغیرهای طراحی $N+3$ عدد خواهد بود. بنابراین بردار متغیرهای طراحی به‌صورت زیر خواهد بود:

$$X_1 = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_{n+1} \\ x_{n+2} \\ r_i = x_{n+3} \end{Bmatrix} \quad (14)$$



شکل ۲. یک دیسک حلقه‌حلقه شده و متغیرهای طراحی آن

برای مدل تنش صفحه‌ای

خانواده‌هاست که در آن بر اساس مقدار تابع برازش خانواده‌ها به صف می‌شوند. در این حالت بهترین خانواده در اولین مکان صف و بدترین آنها در آخرین مکان صف قرار می‌گیرند و دیگر خانواده‌ها به ترتیب اهمیت مکان‌های بین آنها را پر می‌کنند. الگوریتم روش فوق در ۶ گام اجرا می‌شود [۲۳-۲۵].

۱. ابتدا m عضو به‌صورت منظم یا تصادفی در فضای متغیرهای طراحی تولید می‌گردد، سپس مقدار تابع برازش برای هر عضو محاسبه می‌شود.
۲. با توجه به مقادیر تابع برازش، m عضو به صف می‌شوند. در اینجا مسئله یک مسئله یافتن کمینه در نظر گرفته می‌شود، در این صورت اعضاء با توجه به مقدار تابع برازششان به‌طور صعودی مرتب خواهند شد.
۳. بر مبنای موقعیت هر خانواده در صف به آن خانواده فضای جستجوی اختصاص داده می‌شود. اولین خانواده (بهترین خانواده) کوچکترین فضای جستجو و آخرین خانواده (بدترین) بزرگترین فضای جستجو را خواهد داشت.
۴. بر اساس یک فرایند زادوولد، s عضو در هر خانواده و در فضای جستجو تولید می‌شود. سپس تمامی کودکان و والدین آنها برای زنده ماندن به رقابت می‌پردازند و در پایان بهترین عضو زنده مانده و به‌عنوان والد به گام بعدی راه می‌یابد.

۵. فضای جستجو کوچک‌تر می‌شود.
۶. اگر معیار توقف برآورده نگردد به گام ۲ بازگشت می‌شود. بهترین معیار توقف برای الگوریتم فوق می‌تواند رسیدن به یک فضای جستجوی کوچک از پیش تعیین شده باشد. با توجه به مطالب بالا الگوریتم LCA دارای چهار عملگر اصلی است: تولید مثل، مرتب‌سازی، تخصیص فضای جستجو و انقباض فضای جستجو.

۷. اعتبارسنجی نتایج برنامه طراحی دیسک

نتایج برنامه طراحی دیسک با نتایج حاصل از موارد معتبر مختلف مورد مقایسه قرار گرفت. مثال‌های نمونه جهت بررسی درستی برنامه طراحی دیسک از منبع [۸] استخراج شده‌اند. در تمامی حالات قیود مورد نظر بر مسئله اعمال شده و حجم دیسک مورد نظر به‌عنوان تابع هزینه مورد مقایسه قرار گرفته است. به‌عنوان مثال اول، جدول ۱ مقادیر پارامترهای ورودی برای حل مسئله

۶. الگوریتم طراحی بهینه دیسک

الگوریتم رقابتی ترتیبی^{۳۳} یک الگوریتم تکاملی جدید است، هرچند که ماهیت آن با دیگر الگوریتم‌های تکاملی متفاوت است. در این الگوریتم تمامی اعضای خانواده‌ها از یکدیگر مستقل بوده و با یک فرایند تولیدمثل زادوولد می‌کنند. در این الگوریتم در دو سطح رقابت بین اعضای خانواده‌ها صورت می‌گیرد یکی در داخل خانواده به‌منظور زنده ماندن اعضا یا عضو برتر و دیگری رقابت بین

بهینه را نشان می‌دهد. برای بررسی همگرایی مسئله نخست لازم است تعداد مناسب رینگ‌ها محاسبه شود. برای این منظور مسئله برای تعداد مختلف رینگ حل شده و جواب حاصل 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 مسئله ۲۱ است. گفتنی است تعداد رینگ به دست آمده ممکن است برای مسائل دیگر متفاوت باشد، لذا لازم است کاربر برای هر مسئله ابتدا یک آنالیز همگرایی انجام دهد تا از صحت نتایج اطمینان حاصل نماید. شکل ۳ پروفیل و توزیع تنش شعاعی و محیطی در دیسک هایپرپولیک استودولا را نمایش می‌دهد.

جدول ۱. پارامترهای مورد استفاده برای مثال اول

پارامتر	مقدار
شعاع داخلی	$r_i = 1 \text{ in}$
شعاع خارجی	$r_o = 8 \text{ in}$
مدول الاستیسیته	$E = 30 \times 10^6 \text{ psi}$
ضریب پواسون	$\nu = 0.3$
سرعت دوران	$\omega = 10000 \text{ rpm}$
چگالی	$\rho = 7.44 \times 10^{-4} \text{ slug/in}^3$
فشار داخلی در سوراخ دیسک	$P_i = 0 \text{ psi}$
فشار خارجی در محیط خارجی	$P_o = 0 \text{ psi}$
تنش مجاز	$\sigma_{all} = 18000 \text{ psi}$
ضریب ایمنی	$S_f = 1$
وتر محوری ایرفویل هاب پره	$Axial \text{ Chord} = 0.5 \text{ in}$
حد پایینی ضخامت	0.5 in

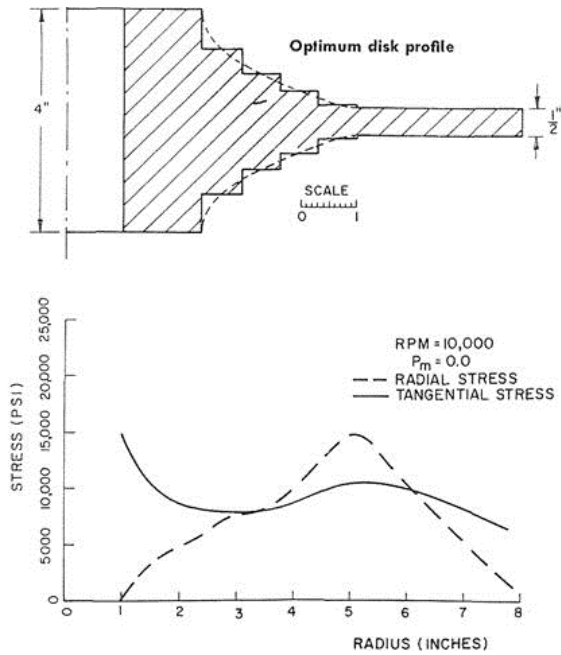
جدول ۲. تنش‌های شعاعی و مماسی در دیسک با پروفیل‌های مختلف

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

جدول ۳ پارامترهای ورودی برای مثال دو را نشان می‌دهد. در این مسئله فرض شده است که ضخامت ریم داخلی برابر ۶ اینچ باشد. شکل ۷ نیز پروفیل ارائه شده توسط سیرج و سورنا را نمایش می‌دهد. این پروفیل باعث کاهش سطح تنش محیطی نسبت به دیسک معادل ضخامت ثابت و یکنواخت شدن تقریبی استحکام شده و حجم دیسک نیز حدود ۳۱ درصد کاهش یافته است. با استفاده از برنامه طراحی دیسک مقدار حجم دیسک از ۲۲۷/۷۹ به ۱۲۲/۳۰ کاهش یافته است که مقدار ۴۶/۳۱ درصد بهبود را نشان می‌دهد. شکل‌های ۸ و ۹ نیز به ترتیب پروفیل و توزیع تنش دیسک طراحی شده با برنامه طراحی را نمایش

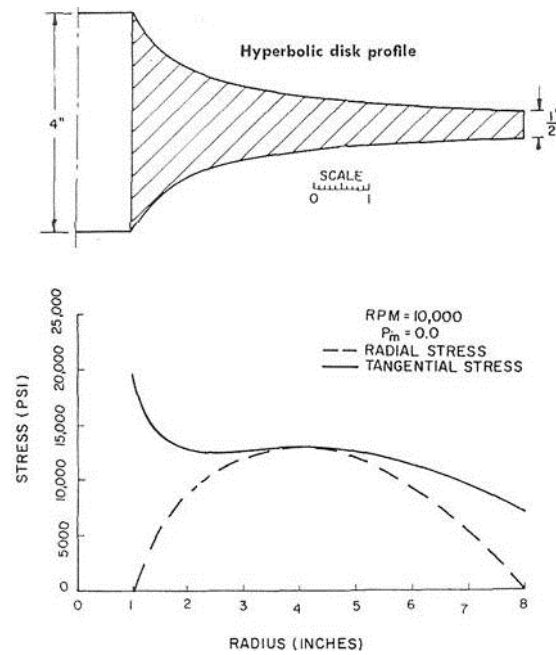
استودولا جهت بهینه‌ساختن دیسک با ضخامت ثابت استفاده از پروفیل هایپرپولیک را برای دیسک پیشنهاد کرد که کاهش تنش‌ها به خصوص تنش‌های محیطی را در پی داشته است. این طرح بیشینه تنش محیطی را بیشتر از ۵۰ درصد کاهش داده و سبب کاهش نزدیک به ۸۰ درصد حجم دیسک شده است. سیرج و سورنا با انجام یک فرایند بهینه‌سازی روی دیسک با پروفیل

طراحی دیسک دوار یک حالت بسیار ایده‌آل و مطلوب محسوب می‌شود. شکل ۱۰ نیز برش ۹۰ درجه از دیسک را ارائه می‌دهد.

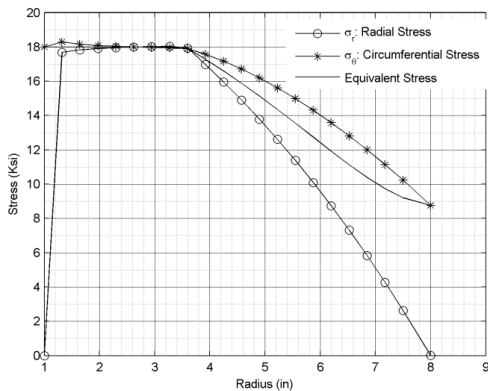


شکل ۴. پروفیل و توزیع تنش دیسک بهینه‌سازی شده توسط سیرج و سورنا مربوط به مثال اول [۸]

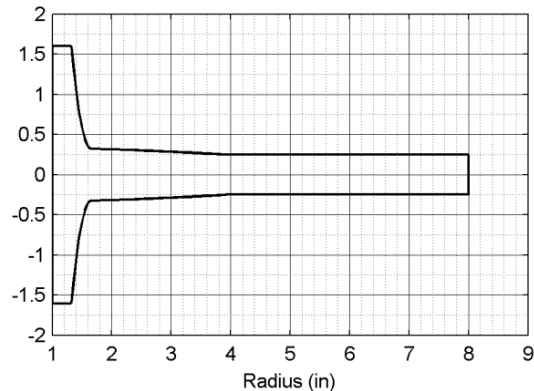
می‌دهند. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، دیسک به‌دست آمده دارای تنش نسبتاً یکنواختی در جهت شعاعی است که برای



شکل ۳. پروفیل و توزیع تنش شعاعی و محیطی در دیسک هایپربولیک استودولا [۸]



شکل ۶. توزیع تنش حاصل از برنامه طراحی دیسک برای مثال اول



شکل ۵. پروفیل دیسک حاصل از برنامه طراحی دیسک برای مثال اول

می‌گردند. بدین ترتیب می‌توان نواحی از دیسک که حساسیت بیشتری دارند را تشخیص داد. نگاه‌داشتن تنش‌ها در بیشینه مقدار ممکن؛ یعنی نزدیک استحکام تسلیم محلی دیسک (که برحسب دما متغیر است) نیز قابل مشاهده خواهد بود. سپس دیسک برای بار واقعی طراحی می‌شود. ماده مورد استفاده برای این دیسک

۸. طراحی بهینه دیسک توربین موتور مینی توربوجت
 پارامترهای ورودی جهت تعریف صورت مسئله در جدول ۴ آمده است. در این طراحی، نخست مقدار نیروی ناشی از پره‌ها که روی مرز خارجی دیسک عمل می‌کند، چندین برابر حالت واقعی تعریف می‌شود و برای دو حالت ضریب ایمنی ۱ و ۱/۲ جواب‌ها مقایسه

تغییرات این خواص برحسب دما از شکل ۱۱ تا ۱۴ نمایش داده شده‌اند.

سوپرآلیاژ اینکونل ۷۱۸ است. خواص فیزیکی و مکانیکی متغیر با دمای این ماده از مرجع [۲۶] استخراج شده است. منحنی‌های

جدول ۴. پارامترهای ورودی طراحی دیسک توربین یک موتور مینی توربوجت خاص

پارامتر	مقدار
شعاع داخلی	$r_i = 7.5 \text{ mm}$
شعاع خارجی	$r_o = 55.6 \text{ mm}$
سرعت دوران	$\omega = 54000 \text{ rpm}$
چگالی	$\rho = 8221 \text{ kg / m}^3$
نیروها	$F_i = 1200 \text{ N}$ $F_o = 3510 \text{ N}$
ضریب ایمنی	$S_f = 1, 1.2$
وتر محوری پره	$\text{Axial chord} = 13 \text{ mm}$
دمای سوراخ دیسک	$T_i = 700 \text{ K}$
دمای تاج دیسک	$T_o = 970 \text{ K}$

جدول ۳. پارامترهای مورد استفاده برای مثال دوم

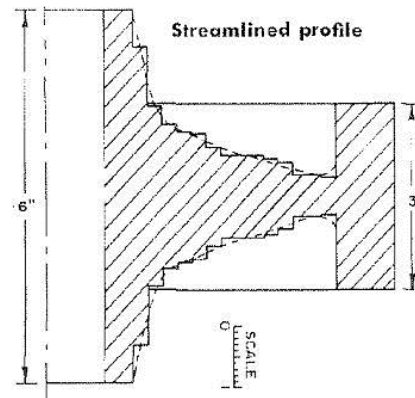
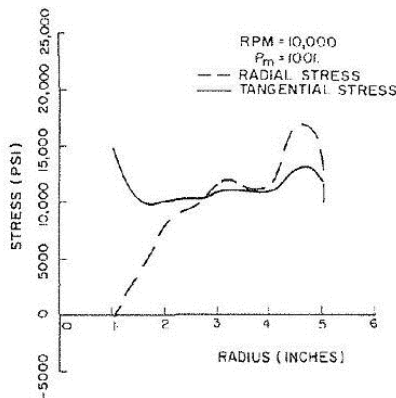
پارامتر	مقدار
شعاع داخلی و خارجی	$r_i = 1 \text{ in}$, $r_o = 6 \text{ in}$
مدول الاستیسیته	$E = 30 \times 10^6 \text{ psi}$
ضریب پواسون	$\nu = 0.3$
سرعت دوران	$\omega = 10000 \text{ rpm}$
چگالی	$\rho = 7.44 \times 10^{-4} \text{ slug / in}^3$
فشار داخلی در سوراخ دیسک	$P_i = 1001 \text{ psi}$
فشار خارجی در محیط خارجی	$P_o = 0 \text{ psi}$
تنش مجاز	$\sigma_{all} = 15000 \text{ psi}$
ضریب ایمنی	$S_f = 1$
وتر محوری پره	$\text{Axial Chord} = 3 \text{ in}$
حد پایینی ضخامت	$h_i = 0.6 \text{ in}$

مناطق مجاور به‌دست می‌آید. از طرفی در ریم خارجی چون ضخامت آن از پارامترهای طراحی نیست و با توجه به وتر محوری پره تعیین می‌شود، مقدار تنش به‌دلیل زیادبودن ضخامت مورد استفاده کمتر خواهد بود. مقایسه پروفیل‌ها نشان می‌دهد که برای تحقق ضریب ایمنی ۱/۲ بیشترین تغییر در ضخامت ریم داخلی داده شده است و این ریم در ناحیه تماس با شفت افزایش طول داده است. مقایسه تنش‌ها حاکی از آن است که جهت کمینه‌کردن وزن، تنش‌ها در بیشترین مقدار ممکن هستند به‌طوری‌که تنش در هر نقطه از دیسک کمتر از استحکام تسلیم اینکونل ۷۱۸ در دمای مربوط به آن نقطه از دیسک است. هرچند نمودارهای تنش در دو حالت از لحاظ مقدار متفاوت‌اند و برای ایجاد ضریب ایمنی ۱/۲ سطح تنش‌ها کاهش پیدا کرده است، اما از نظر نرخ تغییرات یکسان‌اند و این حاکی از درستی و دقت برنامه‌های طراحی است. شکل‌های ۲۱ و ۲۲ نرخ جابه‌جایی در دو حالت را نشان می‌دهند که تشابه آنها قابل رویت است. در واقع برنامه برای کمینه‌کردن وزن اجازه بیشینه جابه‌جایی، که به ازای آن هنوز اتصال پرسی

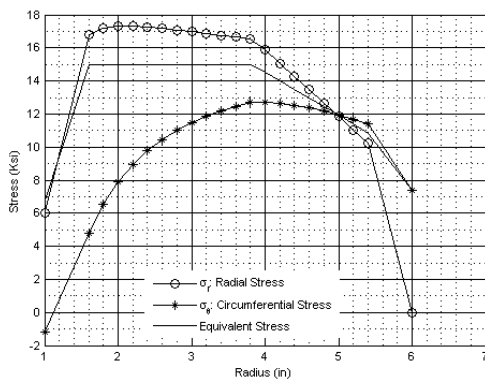
با توجه به داده‌های تهیه‌شده فرایند طراحی انجام شد و پروفیل دیسک مطابق آنچه در شکل‌های ۱۵ و ۱۶ نشان داده شده است به‌دست آمد. با استفاده از این پروفیل جرم دیسک برای ضریب اطمینان ۱، ۵۸۷/۳ گرم و برای ضریب اطمینان ۱/۲، ۷۸۴/۶ محاسبه شد. شکل‌های ۱۷ و ۱۸ نمای سه‌بعدی دیسک‌های مزبور را نمایش می‌دهند. برای بررسی دقیق‌تر نتایج طرح به‌دست آمده لازم است توزیع تنش در جهات مختلف را مورد بررسی قرار داد. شکل‌های ۱۹ و ۲۰ توزیع تنش در داخل دیسک‌ها را نمایش می‌دهند. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، مقدار تنش محیطی تقریباً نصف تنش شعاعی است و توزیع یکنواختی دارد. البته باید توجه داشت که این نتیجه در ریم داخلی و ریم خارجی صادق نیست؛ دلیل این امر آن است که در ریم داخلی به‌دلیل نیاز به ایجاد اتصال پرسی مناسب و کارا در تمام رژیم کار موتور و جلوگیری از شل‌شدگی روتور در سرعت‌های بالا دارای طراحی خاص خود بوده و ضخامت این ریم باید به اندازه کافی بزرگ باشد، لذا تنش روی آن به‌مراتب کمتر از تنش در

دیسک و شفت برقرار می‌ماند، را به دیسک داده است. در حالت واقعی پره‌ها سبب اعمال نیروی $279/5$ نیوتن در مرز خارجی دیسک می‌شوند و سایر شرایط ورودی مشابه قبل باقی می‌ماند. در این حالت انتظار می‌رود وزن دیسک پایین‌تر آمده و مقادیر تنش‌ها و کرنش‌ها مانند حالات قبل در بیشینه حالت ممکن باشند. شکل ۲۳ پروفیل دیسک واقعی جهت موتور مینی توربوجت خاص را نشان می‌دهد. دیسک برای ضریب ایمنی $1/2$ طراحی شده و همان‌طور که انتظار می‌رفت نسبت به حالات قبل جرم کمتر شده است. جرم دیسک در این حالت $202/5$ گرم است. شکل ۲۴ اما منحنی تغییرات تنش در داخل دیسک جهت موتور مینی توربوجت خاص را نشان می‌دهد. نمودار مشابه حالت قبل

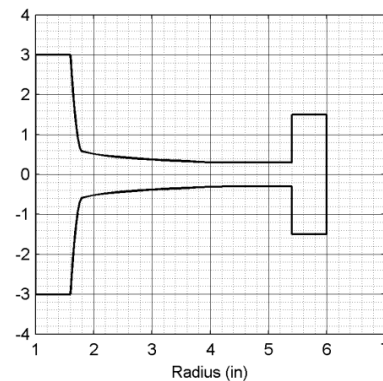
برای ضریب ایمنی $1/2$ است. تنش در هر نقطه از دیسک پایین‌تر از استحکام تسلیم اینکونل ۷۱۸ مربوط به آن نقطه از دیسک است. در واقع برای طراحی بهینه دیسک و کمینه‌کردن وزن، تنش‌ها در بیشینه مقدار مجاز نگه داشته شده است. شکل ۲۶ نیز نرخ جابه‌جایی برای موتور مینی توربوجت خاص را نمایش می‌دهد. نرخ تغییرات مشابه حالت‌های قبل بوده و نشان‌دهنده آن است که برنامه طراحی جهت کمینه‌کردن وزن در نزدیکی محدودیت‌های اعمال‌شده در طراحی عمل می‌کند و بیشینه جابه‌جایی ممکن در راستای شعاعی را به دیسک می‌دهد تا حالتی بهینه را ارائه کند. شکل ۲۵ نمای سه‌بعدی دیسک طراحی شده برای این موتور مینی توربوجت را نشان می‌شود.



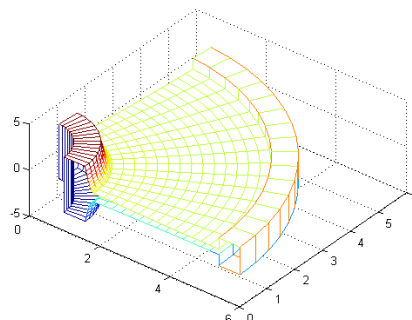
شکل ۷. پروفیل ارائه شده توسط سیرج و سورنا [۸]



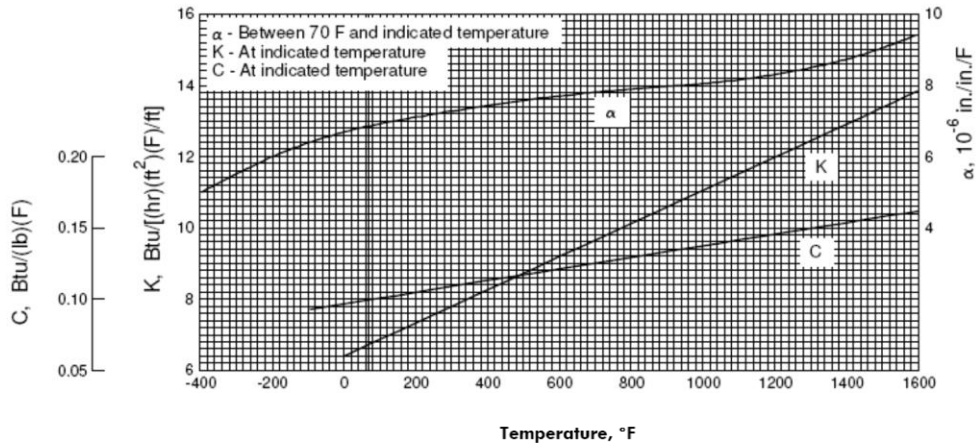
شکل ۹. توزیع تنش در دیسک طراحی شده با برنامه طراحی



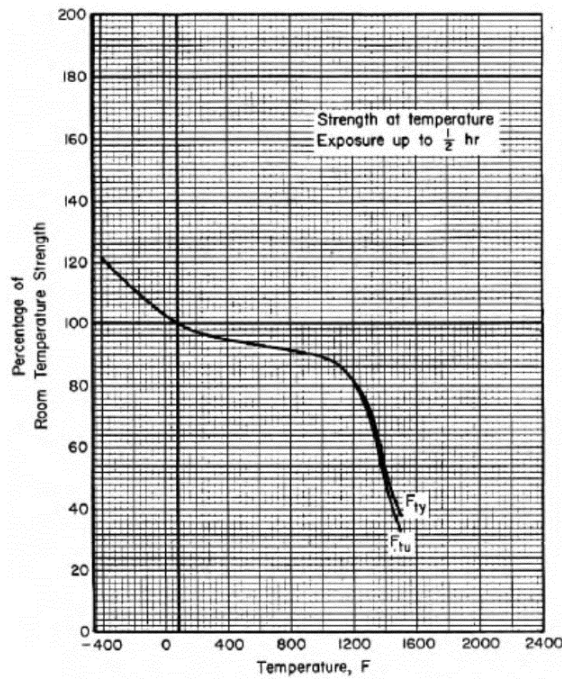
شکل ۸. شکل پروفیل دیسک حاصل از برنامه طراحی



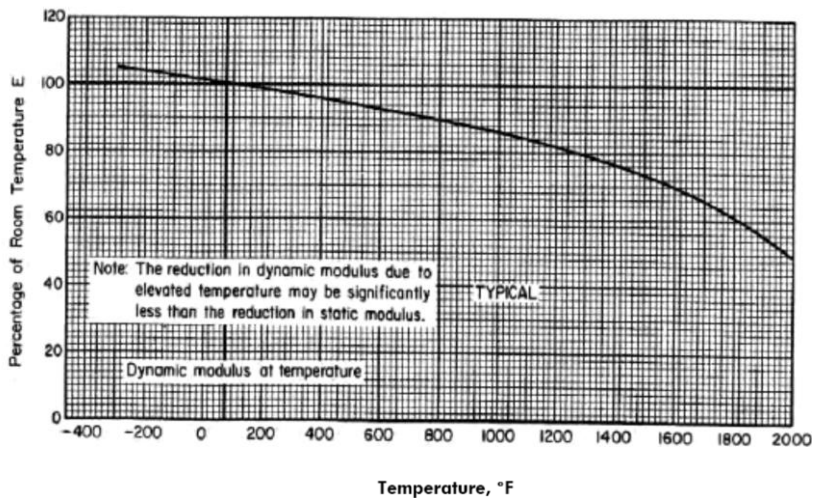
شکل ۱۰. دیسک طراحی شده با برنامه طراحی دیسک - برش ۹۰ درجه



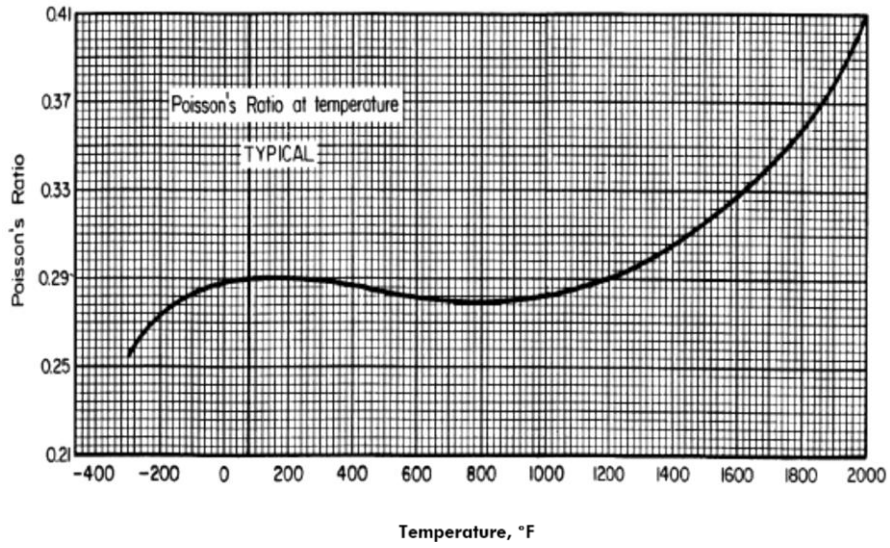
شکل ۱۱. منحنی تغییرات خواص فیزیکی سوپرآلیاژ اینکونل ۷۱۸ برحسب دما [۲۶]



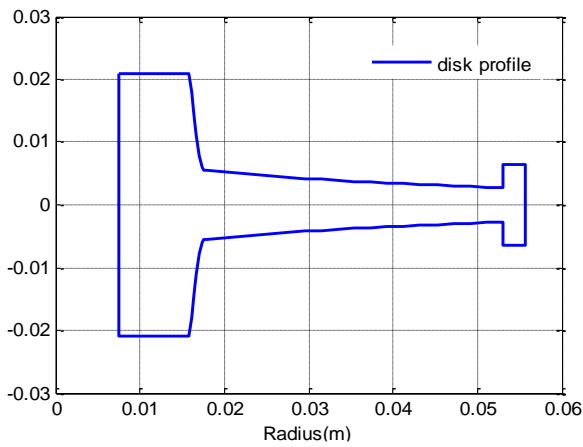
شکل ۱۲. تأثیر دما بر تنش تسلیم و تنش نهایی سوپرآلیاژ اینکونل ۷۱۸ [۲۶]



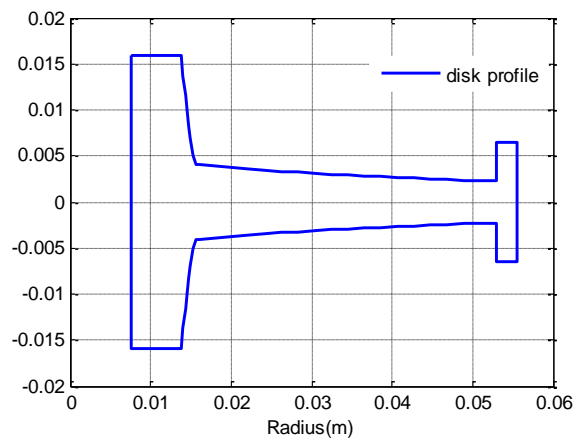
شکل ۱۳. تأثیر دما بر مدول الاستیسیته سوپرآلیاژ اینکونل ۷۱۸ [۲۶]



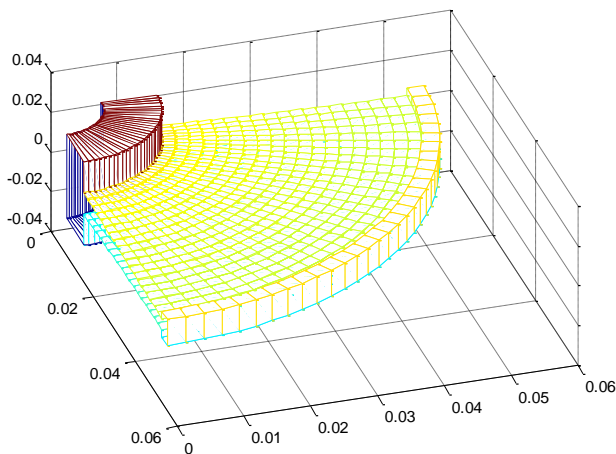
شکل ۱۴. تأثیر دما بر ضریب پواسون سوپرآلیاژ اینکونل ۷۱۸ [۲۶]



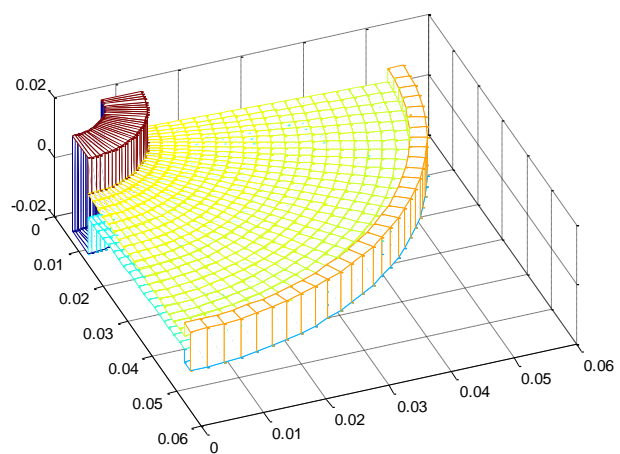
شکل ۱۶. پروفیل دیسک طراحی شده بر مبنای ضریب ایمنی ۱/۲



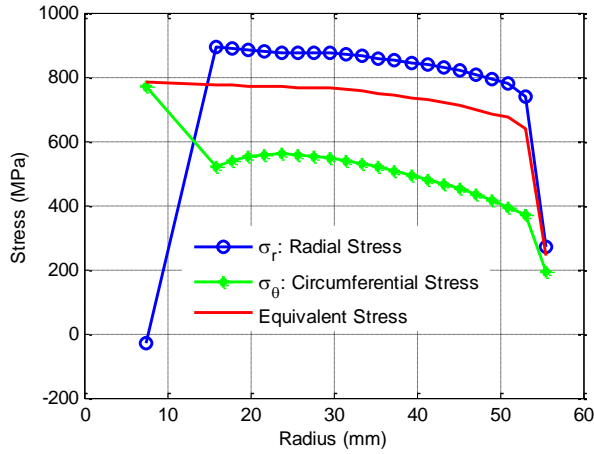
شکل ۱۵. پروفیل دیسک طراحی شده بر مبنای ضریب ایمنی ۱



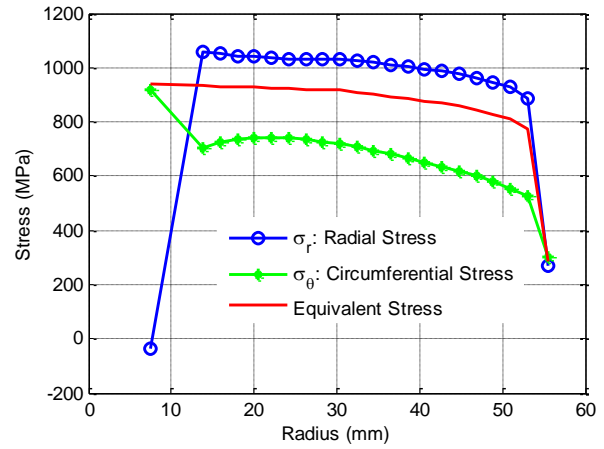
شکل ۱۸. نمای سه بعدی دیسک بر مبنای ضریب ایمنی ۱/۲



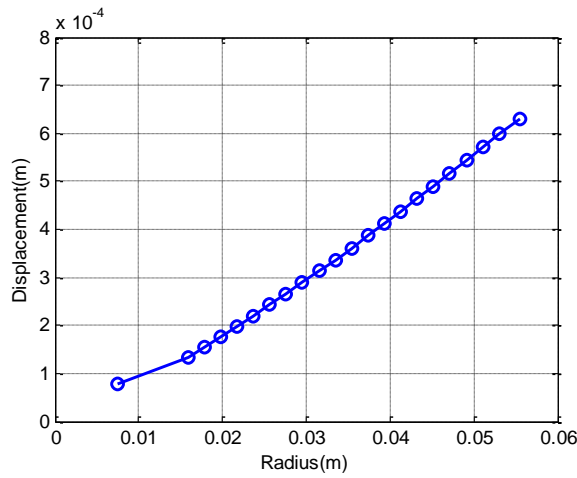
شکل ۱۷. نمای سه بعدی دیسک بر مبنای ضریب ایمنی ۱



شکل ۱۹. منحنی تغییرات تنش در داخل دیسک بر مبنای ضربه ایمنی ۱

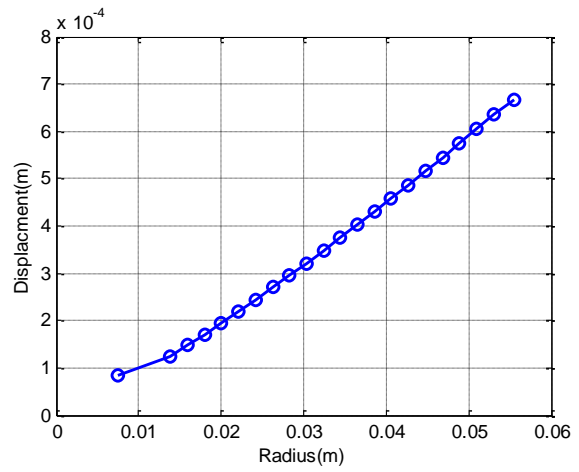


شکل ۲۰. منحنی تغییرات تنش در داخل دیسک بر مبنای ضربه ایمنی ۱/۲



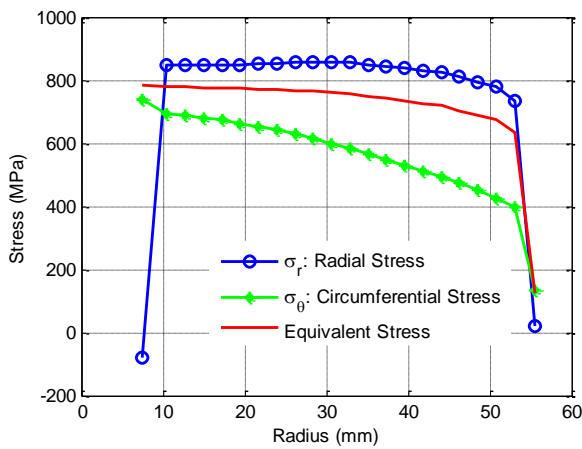
شکل ۲۱. منحنی تغییرات جابه‌جایی در داخل دیسک

بر مبنای ضربه ایمنی ۱/۲



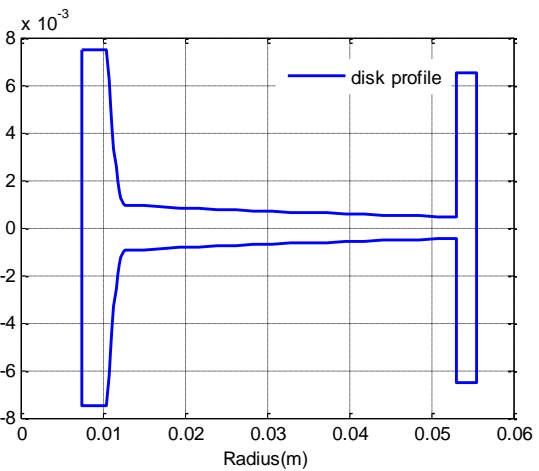
شکل ۲۲. منحنی تغییرات جابه‌جایی در داخل دیسک

بر مبنای ضربه ایمنی ۱



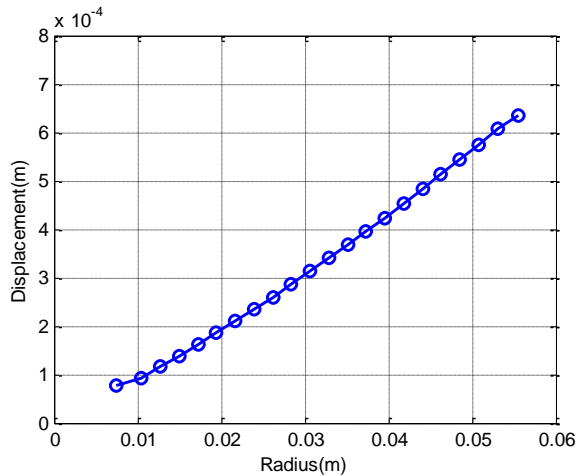
شکل ۲۳. پروفیل دیسک طراحی شده

جهت موتور مینی توربوجت نمونه

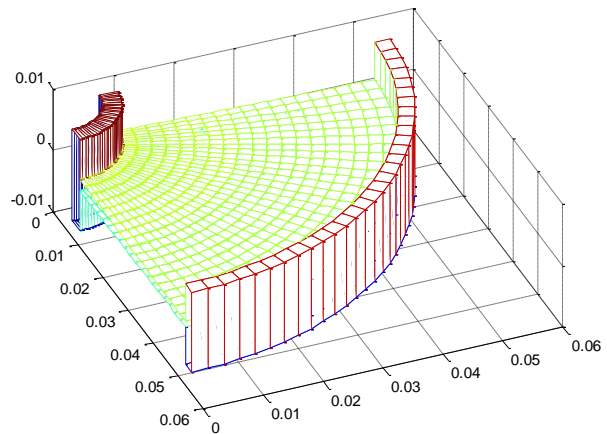


شکل ۲۴. منحنی تغییرات تنش در داخل دیسک طراحی شده

برای موتور مینی توربوجت نمونه



شکل ۲۶. منحنی تغییرات جابه‌جایی در داخل دیسک برای موتور مینی توربوجت نمونه



شکل ۲۵. نمای سه‌بعدی دیسک طراحی شده برای موتور مینی توربوجت نمونه

۹. نتیجه‌گیری

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 کمینه باشد. پس از اطمینان از درستی عملکرد برنامه طراحی، دیسک توربین یک موتور مینی توربوجت خاص با پارامترهای ورودی مشخص طراحی بهینه شد. با توجه به شرایط کاری سخت‌تر دیسک توربین محوری نسبت به دیسک کمپرسور محوری، روش ارائه شده قابلیت استفاده برای طراحی دیسک‌های کمپرسور را نیز دارد.

قدردانی

نویسندگان این مقاله بر خود لازم می‌دانند از آقای دکتر محسن آقاسید میرزا بزرگ، مدیر محترم پژوهشکده موتور و قوای محرکه در مجتمع دانشگاهی مکانیک و هوافضا دانشگاه صنعتی مالک اشتر جهت فراهم نمودن امکان انجام این تحقیق و راهنمایی‌های ارزنده تشکر و قدردانی نمایند.

در این مقاله برای طراحی بهینه بلیسک روتور یک موتور مینی توربوجت، تابع وزن به‌عنوان تابع هدف تعیین شد که باید تحت تأثیر قیود تنش و برخی قیود هندسی کمینه می‌شد. برای تشکیل توابع هدف و قید، دیسک ضخامت‌متغیری به چند حلقه با ضخامت ثابت تقسیم شد و با نوشتن معادلات تعادل برای هر یک از این حلقه‌ها، مقادیر تنش شعاعی، محوری و معادل در داخل دیسک جهت توسعه قیود مربوط به استحکام دیسک محاسبه گردید. قیود هندسی و قید استحکام دیسک برای رسیدن به هندسه بهینه روی مسئله اعمال شد. با انتخاب روش بهینه‌سازی LCA برنامه طراحی بهینه نوشته شد. مقایسه نتایج حاصل از برنامه طراحی با سایر تحلیل‌ها حاکی از درستی و دقت آنهاست. برنامه طراحی تمام قیود طراحی را ارضا می‌کند. یکی از قیود باقی‌ماندن محدوده تنش‌ها در دامنه تنش‌های مجاز در نواحی مختلف دیسک با دمای مختلف است. قید دیگر محدوده جابه‌جایی در سوراخ دیسک است. یکی از قیود اترودینامیکی، طول

۱۰. مأخذ

- [1] Vullo, V., F., Vivio, *Rotors: stress analysis and design, Mechanical Engineering Series*, Springer, 2013.
- [2] Bar, W., M. Orkisz, H. Moustapha. "Multidisciplinary design and optimization of gas turbine engine low pressure turbine at preliminary design stage." *Journal of KONES*
- [3] Liu, Jing-Sheng, Geoffrey T. Parks, P. John Clarkson. "Optimization of turbine disk profiles by metamorphic development." *Journal of Mechanical Design*, ASME 124, 2002, pp. 192-200.

- [4] Stodola. Aurel, *Steam and gas turbines*, New York: McGraw Hill, 1945.
- [5] Smith. C. W. *Aircraft gas turbines*, General Electric Company, 1958.
- [6] Eraslan, A., Y. Orcan. "Elastic-plastic deformation of a rotating solid disk of exponentially varying thickness." *Mech. Mat.* 34(7), 2002, pp. 423-432.
- [7] Eraslan, A. N., H. Argeso. "Limit angular velocities of variable thickness rotating disks." *Int. J. Solids. Struct* 39(12), 2002, pp. 3109-3130.
- [8] Seireg, A.A., K.S. Surana. "Optimum design of rotating disks." *Journal of Engineering for Industry*, ASME, 92(1), 1970, pp. 1-10.
- [9] Bhavikatti, S.S., C.V. Ramakrishnan. "Optimum shape design of rotating disks." *Computers and Structures* 11, 1980, pp. 397-401.
- [10] Ray, G.S., B.K. Sinha. "Profile optimization of variable thickness rotating disc." *Computers and Structures* 42(5), 1992, pp. 809-813.
- [11] Luchi, M. L., A. Poggiali, F. Persiani. "An interactive optimization procedure applied to the design of gas turbine discs." *Computers and Structures* 11, 1980, pp. 629-637.
- [12] Farshi, B., H. Jahed, A. Mehrabian. "Optimum design of inhomogeneous non-uniform rotating discs." *Computers and Structures* 82, 2004, pp. 773-779.
- [13] Jahed, H., B. Farshi, J. Bidabadi. "Minimum weight design of inhomogeneous rotating discs." *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 82, 2005, pp. 35-41.
- [14] شهرياري، پهروز، محمدرضا کارآموز، شهرام يوسفی و مهدي تاجداري. "بهينه‌سازي سازه دیسک ردیف دوم توربین موتور توربین گاز هوایی J85-21-GE." *پيشرانس هوافضایی (۱)*، ص. ۵۱-۶۵.
- [15] Cairo, R. R., K. A Sargent. "A scientific approach to the process development bonded attachments for high-speed rotor application." *Journal of Engineering for Gas Turbine Engines and Power*, ASME 124, 2002, pp. 190-195.
- [16] Cairo, R. R., K. A. Sargent. "Twin web disk: a step beyond convention." *Journal of Engineering for Gas Turbine Engines and Power*, ASME 124, 2002, pp. 298-302.
- [17] Gutzwiller, David P., Mark G. Turner. "Rapid low fidelity turbomachinery disk optimization." *Advances in Engineering Software* 41, 2010, pp. 779-791.
- [18] Gunston. Bill. *The Cambridge aerospace dictionary*, 2nd ed., Cambridge university press و 2009.
- [19] Meisl, C. J. "Life-cycle-cost considerations for launch vehicle liquid propellant rocket engine." *Journal of Propulsion and Power* 4(2), 1988, pp. 26-118.
- [20] Zhan, H., W. Zhao, H. Wang. "Manufacturing turbine blisks." *Aircraft Engineering and Aerospace Technology* 72(3), 2000, pp. 247-251.
- [21] Feiner, D. M., J. H. Griffin. "Mistuning identification of bladed disks using a fundamental mistuning model-Part II: Application." *Journal of Turbomachinery*, ASME 126(1), 2004, pp. 159-165.
- [22] Kostyuk A., V. Forlov. "Steam and gas turbines." Translated from the Russian by V. Afanasyev, Mir Publishers Moscow, 1988.
- [23] Liexiang, Y. M. Dexian. "Global optimization of non-convex nonlinear programs using Line-up Competition Algorithm." *Computers and Chemical Engineering* 25, 2001, pp. 1601-1610.
- [24] Liexiang, Yan. "Solving combinatorial optimization problems with line-up competition algorithm." *Computers and Chemical Engineering* 27, 2001, pp. 251-258.
- [25] Liexiang, Y., S. Kun, H. Shenghua. "Solving mixed integer nonlinear programming problems with line-up competition algorithm." *Computers and Chemical Engineering* 28, 2004, pp. 2647-2657.
- [26] Federal Aviation Administration (FAA) William J. Hughes Technical Center. *Metallic Materials Properties Development and Standardization (MMPDS-06)*, USA, 2011.

1. Stodola
2. V. Petrovsky
3. Donath
4. Grammel
5. Gupta
6. Eraslan
7. Orcan
8. Seireg
9. Surana
10. Bhaviikati
11. Ramakrishnan
12. Ray
13. Sinha
14. Luchi
15. complex method
16. Farshi
17. inscribed hyperspheres
18. Jahed
19. Cairo
20. Sargent
21. twin web disk (TWD)
22. David P. Gutzwiller
23. integrally bladed rotor (IBR)
24. bladed disk (Blisk)
25. advanced tactical fighter (ATF)
26. integrally high performance turbine engine
technology (IHPTET)
27. linear friction welding
28. electrical discharge machining
29. electrochemical machining
30. hot isostatic pressing
31. interference tension
32. line-up competition algorithm (LCA)