

طراحی بهینه سازه دیسک دوار یک موتور توربینی با روش های بهینه سازی مدرن

چکیده: در پژوهش حاضر تحلیل اولیه سازه دیسک دوار مورد استفاده در یک موتور توربینی هوایی و بهینه سازی هندسه آن جهت رسیدن به کمترین جرم در کنار اطمینان مناسب انجام شده است. دیسک مورد بحث همگن و تحت بارگذاری های مکانیکی و حرارتی قرار دارد. جهت تحلیل ترموالاستیک دیسک مفروض روابط حاکم با فرض شرایط تنش صفحه ای استخراج و به کمک نرم افزار محاسباتی متلب تحلیل شده است. به منظور بهینه سازی هندسه از روش های بهینه سازی گرادیانی شمارشی (CSA) و غیر گرادیانی الگوریتم ژنتیک (GA) و الگوریتم کلونی زنبور عسل مصنوعی (ABC) استفاده شده است. مقایسه نتایج به ترتیب نشان دهنده کاهش ۳۶/۴۹، ۳۹/۵۱ و ۳۶/۴۳ درصدی جرم اولیه دیسک با روش های بهینه سازی مورد استفاده است. همچنین زمان تقریبی لازم جهت رسیدن به نتایج بهینه سازی در این روش ها به ترتیب برابر با ۳۵۰۰، ۱۲۰ و ۱۰۰ دقیقه بوده است. نتایج نشان می دهند که بیشترین میزان بهبود نتایج مربوط به روش غیرگرادیانی الگوریتم GA است. همچنین سرعت همگرایی در روش های غیرگرادیانی الگوریتم GA و ABC در حدود ۳۰ تا ۳۵ برابر بیشتر از روش CSA است. در نتیجه با توجه به زمان بر بودن تحلیل های گرادیانی اهمیت روش های غیر گرادیانی در صرفه جویی زمان و هزینه های محاسباتی نیز بیشتر نمایان شده و با توجه به نتایج استفاده از روش GA به عنوان یک روش دقیق و با سرعت مطلوب در بهینه سازی مسائل دوار در معرض بارگذاری های ترموالاستیک پیشنهاد شده است.

واژه های راهنما: دیسک دوار، بهینه سازی غیر گرادیانی و گرادیانی، الگوریتم ژنتیک، الگوریتم کلونی زنبور عسل مصنوعی

بهروز شهریاری*

استادیار،
مجتمع دانشگاهی مکانیک،
دانشگاه صنعتی مالک اشتر

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۲/۰۴/۱۲

پذیرش: ۱۴۰۲/۰۵/۲۹

Optimal design of the rotating disk structure of a turbine engine utilizing modern optimization methods

Behrooz
Shahriari*

Assistant Professor,
Faculty of Mechanics,
Malek Ashtar
University of
Technology

Abstract: This paper presents the initial structural analysis and geometric optimization of a rotating disk used in an aircraft turbine engine. The disk is homogeneous and subject to mechanical and thermal loads. The governing equations for the thermoelastic analysis of the assumed disk were derived under the assumption of plane stress conditions and subsequently analyzed using the MATLAB computational software. Three different optimization methods were implemented for the geometric optimization of the rotating disk: The Counting Sort Algorithm (CSA), the non-gradient Genetic Algorithm (GA), and the Artificial Bee Colony algorithm (ABC). The optimization methods resulted in a reduction of the disk mass by 36.49%, 39.51%, and 36.43%, respectively. Also, the approximate time required to reach the optimization results was 3,500, 120, and 100 minutes, respectively. The results show that the non-gradient genetic algorithm (GA) method has the greatest improvement in results. The convergence speed of the non-gradient GA and ABC methods is also about 30 to 35 times faster than the CSA method. As a result, the importance of non-gradient methods in saving time and computational costs has become more evident, due to the time-consuming nature of gradient-based analyses. Based on the results, the use of the GA method has been proposed as an accurate and efficient method for the optimization of rotating problems under thermoelastic loading.

Keywords: Rotating disk, Gradient and non-gradient optimization, Counting Sort Algorithm (CSA), Genetic Algorithm (GA), Artificial Bee Colony (ABC)

۱- مقدمه

[۳]. در سال ۲۰۱۸ ژنگ و همکاران به مطالعه رفتار دیسک‌های دوار همگن و مدرج تابعی با پروفیل ضخامت غیریکنواخت و بررسی اثر سرعت دوران بر تغییرات رفتار آن پرداختند [۴]. در سال ۲۰۲۰ یوسفی و همکاران تحلیل الاستیک یک درام اسپول کمپرسور محوری موجود در یک توربین گاز هوایی را مورد بررسی قرار دادند [۵]. در سال ۲۰۲۲ شهریاری و همکاران به بررسی پارامترهای تأثیرگذار بر رفتار درام دوار با در نظر گرفتن جنس و شرایط حرارتی متفاوت پرداختند [۶]. در کنار بررسی اولیه سازه دیسک دوار با توجه به اهمیت خاص پارامترهایی مانند استحکام و لزوم پایین بودن وزن، بررسی و تلاش برای بهینه‌سازی این سازه‌ها نیز به‌طور جدی مورد توجه طراحان و مهندسان بوده است. در نتیجه در سال‌های اخیر کارهای عددی و تحلیلی مهمی در این زمینه انجام شده است.

پراگر و همکاران در سال ۱۹۷۰ تحلیل‌هایی را در زمینه بهینه‌سازی دیسک متقارن ارائه کردند [۷]. در سال ۱۹۷۶ توسط مالکوف و همکاران استفاده از روش‌های عددی برای بهینه‌سازی دیسک مطرح شد [۸]. در سال ۲۰۰۴ فرشی و همکاران، مقادیر تنش در یک دیسک غیر همگن تحت تأثیر گرادیان حرارتی را با استفاده از تقسیم دیسک به چندین حلقه محاسبه نموده و سپس از روش ابر کره‌های محاطی به بهینه‌سازی پروفیل هندسه دیسک دوار پرداختند [۹]. در سال ۲۰۰۵ جاهد و همکارانش [۱۰]، با استفاده از روش حلقه کردن دیسک، به ارائه روشی نیمه‌تحلیلی برای بهینه‌سازی وزن دیسک غیر همگن دوار که تحت گرادیان‌های حرارتی نیز قرار دارد پرداختند. در سال ۲۰۱۳ موهان و همکاران با استفاده از روش ژنتیک به بهینه‌سازی سازه دیسک‌های دوار پرداختند [۱۱]. در سال ۲۰۱۸ خرسند و تانگ با استفاده از روش بهینه‌سازی ازدحام ذرات (PSO) و با هدف رسیدن به وزن کمینه، به تحلیل و بازطراحی هندسی یک دیسک دوار FGM در معرض بارهای ترموالاستیک پرداختند [۱۲]. در سال ۲۰۱۹ شهریاری و همکاران رفتار اسپول کمپرسور توربوچفت برای حالات همگن و مدرج تابعی را با ضرایب ثابت به‌صورت تحلیلی استخراج و مورد بررسی قرار دادند. در این پژوهش برای رسیدن به حداقل جرم اسپول از روش بهینه‌سازی شمارشی استفاده شده است [۱۳]. در سال ۲۰۱۹ ثارون و همکاران با استفاده از تحلیل رابطه‌ای خاکستری و روش طراحی آزمایش تاگوچی بهینه‌سازی تنش در دیسک‌های دوار FGM را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که این روش می‌تواند تنش،

تجهیزات دوار به‌عنوان یکی از اجزای اصلی صنایع مختلف نقش ایفا می‌کنند. از جمله اجزا دواری که در صنعت کاربرد فراوانی دارند و نقش مهمی ایفا می‌کنند، می‌توان به دیسک‌های دوار اشاره نمود. کاربرد روزافزون این جزء دوار در صنایع گوناگون از جمله صنایع هوافضا، صنایع خودروسازی، صنایع دریایی و غیره حاکی از اهمیت و جایگاه مهم این جزء دوار در صنعت می‌باشد. با توجه به نقش دیسک دوار در صنایع مختلف، تجزیه و تحلیل دیسک‌ها در شرایط متفاوت بارگذاری از اهمیت و جایگاه خاصی برخوردار است. مهمترین زمینه استفاده از دیسک دوار در صنعت هوایی، استفاده در موتورهای هوایی از جمله توربوچفت و مینی توربوچفت‌ها و اجزای تشکیل‌دهنده آن‌ها یعنی توربین‌ها و کمپرسورها می‌باشد [۱]. سازه موتور همچون سایر سازه‌های مهندسی برای پاسخ به نیازهای موجود در صنایع وابسته نظیر هوافضا، کشتی‌سازی، خودروسازی، توربین‌ها، صنایع هسته‌ای، نظامی و غیره ساخته شده و همواره دارای محدودیت‌هایی در طراحی و عملکرد بوده است. از این‌رو طراحان همواره در تلاش‌اند تا با ارائه ایده‌های نو و با تغییر در جنس اجزای سازنده موتور موجود، باعث افزایش راندمان کل و کاهش محدودیت‌های موجود در موتورهای نسل‌های پیشین گردند. یکی از پارامترهای مهم در افزایش عملکرد موتور توربین گازی هوایی کاهش وزن موتور بوده و روتور درصد بالایی از وزن موتور را به خود اختصاص می‌دهد. لذا بهینه‌سازی وزنی سازه روتور جهت بهبود رفتار دینامیکی، کاهش بار یاتاقان‌ها و کاهش وزن کل موتور حائز اهمیت است. لذا طراحی بهینه دیسک توربین به‌عنوان یکی از اجزای روتور با توجه به شرایط کاری سخت آن از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. تحلیل تنش دیسک‌های دوار دارای تاریخچه‌ی پژوهشی گسترده‌ای بوده و به‌عنوان موضوعی مهم در مبحث طراحی‌های مهندسی مطرح بوده است. تنش‌های حاصل از بارگذاری گریز از مرکز می‌توانند اثرات قابل‌توجهی بر استحکام و ایمنی دیسک داشته باشند. از این‌رو تعیین میدان‌های تنش و جابجایی به‌عنوان اهدافی جدی در طراحی این سازه‌ها مطرح می‌باشند. در سال ۱۹۷۰ تیموشنکو و همکاران یک راه‌حل تحلیلی متقارن محوری برای تحلیل دیسک‌های دوار همسانگرد همگن به دست آوردند [۲]. در سال ۲۰۱۰ ولوو و همکاران به حل دیسک‌های ضخامت متغیر دوار الاستوپلاستیک با کرنش سختی غیرخطی پرداختند

¹ Particle swarm optimization

به منظور دستیابی به این هدف در ابتدا به بررسی و تحلیل اولیه رفتار سازه دیسک دوار مورد استفاده در یک موتور توربینی هوایی پرداخته شده است. دیسک مدنظر همگن و دارای سرعت ثابت بوده و در معرض فشارهای داخلی و خارجی ناشی از تماس داخلی دیسک با شفت و نیروی گریز از مرکز پره‌های روی سطح خارجی است. همچنین اثر حرارتی بر رفتار دیسک با در نظر گرفتن رفتار دیسک به صورت ترموالاستیک در نظر گرفته شده است. همچنین پس از استخراج روابط حاکم بر دیسک اولیه، اصول روش‌های بهینه‌سازی گرادیانی شمارشی (CSA) و غیرگرادیانی الگوریتم ژنتیک (GA) و کلونی زنبورعسل مصنوعی (ABC) معرفی شده است. سپس با معرفی شرایط حاکم بر دیسک مفروض تحلیل اولیه دیسک و نتایج حاصل از بهینه‌سازی دیسک با سه روش مورد اشاره و سرعت همگرایی این روش‌ها استخراج و با یکدیگر مقایسه شده‌اند. حصول به کمترین جرم ممکن در کنار اطمینان از قرارگیری حداقل ضریب اطمینان سازه در محدوده ایمن از جمله شروط اساسی بهینه‌سازی دیسک مدنظر است. تحلیل رفتاری سازه و بهینه‌سازی سه روش مورد بحث در محیط نرم افزار متلب^۲ و با استفاده از کدنویسی حاصل شده است.

۲- تحلیل ترموالاستیک دیسک دوار همگن

در این بخش به بررسی روابط و معادلات اساسی حاکم بر دیسک‌های دوار نظیر تعیین معادله حرکت، تنش‌های حاکم بر دیسک، نیروی معادل ناشی از دوران پره‌های روی دیسک، محاسبه جرم دیسک در حالت‌های ضخامت ثابت و با پروفیل ضخامت متغیر، معیار تسلیم مورد استفاده جهت پایش وقوع پدیده تسلیم و فراهم‌سازی امکان تحلیل اولیه رفتار دیسک دوار مورد بحث و انجام بهینه‌سازی در ادامه پرداخته شده است.

۲-۱- معادلات حاکم بر رفتار دیسک دوار

در شکل (۱) تصویر شماتیک یک دیسک دوار توخالی نشان داده شده است. دیسک مفروض دارای شعاع داخلی r_i و شعاع خارجی r_o بوده و تحت بارگذاری‌های یکنواخت داخلی ناشی از تماس با شفت داخلی و خارجی ناشی از دوران پره‌های خارجی است و به ترتیب با P_i و P_o نشان داده شده و با سرعت زاویه‌ای ثابت ω در حال دوران است.

جایابی و جرم دیسک را به حداقل برساند [۱۴]. در سال ۲۰۲۰ عبدالله و همکاران رفتار تنش‌های ترمومکانیکی در دیسک‌های چرخان توخالی محوری با ضخامت متغیر FGM را مورد تجزیه و تحلیل قرار داده و آن را با هدف کاهش حداکثر تنش معادل در راستای شعاع بهینه‌سازی کردند [۱۵].

در سال ۲۰۲۲ احمد و همکاران بهینه‌سازی سازه دیسک ترمز را با استفاده از روش اجزای محدود و الگوریتم بهینه‌سازی توپولوژی^۱ مورد بررسی قرار دادند [۱۶]. در سال ۲۰۲۲ رحمان با مطالعه اثرات میدان تنش، حرارت، سرعت زاویه‌ای و ضخامت بر رفتار دیسک‌های با مقطع دایره‌ای و با هدف کمینه‌سازی تنش‌های وارد بر آن به بهینه‌سازی هندسی و خواص دیسک‌ها پرداختند [۱۷]. در سال ۲۰۲۲ وانگ و همکاران با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی توپولوژی و با هدف کمینه کردن وزن به بهینه‌سازی دیسک‌های متقارن در معرض بارگذاری‌های ترموالاستیک پرداختند [۱۸].

در سال ۲۰۲۳ یان و همکاران بهینه‌سازی تنش‌های یک دیسک توربین در معرض بارگذاری‌های گریز از مرکز و قیود طراحی مربوط به دیسک را با استفاده از روش بهینه‌سازی توپولوژی^۱ مورد بررسی قرار دادند [۱۹]. در سال ۲۰۲۳ مدان و بومیگ تأثیر خواص مادی و هندسه دیسک بر سرعت الاستیک حدی آن‌ها را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که می‌توان با استفاده از بهینه‌سازی پارامترهای مواد و هندسه، سرعت الاستیک حدی دیسک‌های چرخان را به‌طور قابل توجهی افزایش داد [۲۰]. در سال ۲۰۲۳ رحمان و علی به توسعه روشی برای بهینه‌سازی توزیع مواد در دیسک‌های FGM برای دستیابی به توزیع تنش کمینه پرداختند. مدل بهینه‌سازی توسعه داده شده از معادلات دیفرانسیل مرتبه دوم برای تعیین توزیع مواد بهینه استفاده می‌کند. نتایج مطالعه نشان می‌دهد که طراحی دیسک‌های FGM با توزیع مواد بهینه برای دستیابی به توزیع تنش کمینه امکان‌پذیر است [۲۱].

هدف از پژوهش حاضر اجرای مطالعه‌ای مقایسه‌ای میان مدل‌های شناخته شده بهینه‌سازی گرادیانی و غیر گرادیانی برای نمونه مطالعاتی دیسک دوار یک موتور توربینی و تعیین هندسه بهینه حاصل و مقایسه نتایج حاصل از روش‌های اتخاذ شده بعنوان یک نمونه دوار در معرض بارگذاری‌های ترموالاستیک با کاربردهای قابل توجه صنعتی بوده که تاکنون در پژوهش‌های پیشین مشاهده نشده است.

² Matlab

¹ Topology optimization

$$\begin{aligned}\sigma_r &= \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_r + \nu\varepsilon_\theta) \\ &= \frac{E}{1-\nu^2}\left(\frac{du}{dr} + \nu\frac{u}{r}\right)\end{aligned}\quad (3)$$

$$\begin{aligned}\sigma_\theta &= \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_\theta + \nu\varepsilon_r) \\ &= \frac{E}{1-\nu^2}\left(\frac{u}{r} + \nu\frac{du}{dr}\right)\end{aligned}$$

با قرار دادن رابطه (3) در رابطه (1) معادله حرکت دیسک حاصل شده است:

$$\begin{aligned}\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r}\frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} \\ = -\frac{(1-\nu^2)\rho\omega^2r}{E}\end{aligned}\quad (4)$$

معادله حاصل دارای دو جواب عمومی و خصوصی است. که جواب عمومی طبق رابطه (5) برابر است با:

$$u = C_1r + \frac{C_2}{r}\quad (5)$$

به سهولت می‌توان نشان داد که جواب خصوصی نیز به صورت رابطه (6) برابر است با:

$$u_p = -(1-\nu^2)\frac{\rho\omega^2r^3}{8E}\quad (6)$$

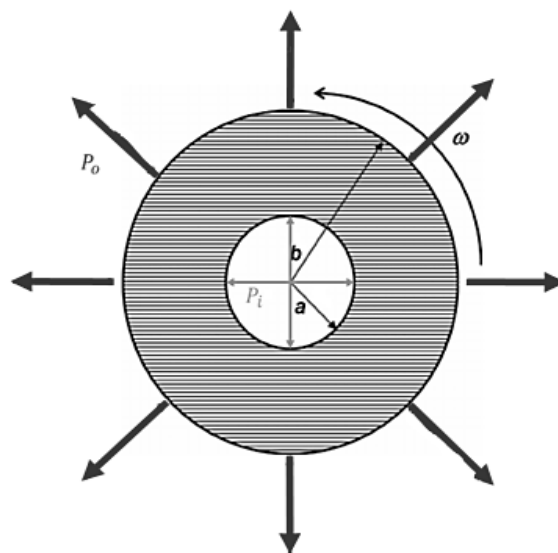
در نتیجه جواب کلی رابطه به صورت رابطه (7) خواهد بود:

$$u = -\frac{\rho\omega^2r^3(1-\nu^2)}{8E} + C_1r + \frac{C_2}{r}\quad (7)$$

با ترکیب روابط (3) و (7)، تنش‌های شعاعی و محیطی بر حسب ثابت‌های C_1 و C_2 برابر است با:

$$\begin{aligned}\sigma_r \\ = \frac{E}{1-\nu^2}\left[\frac{-(3+\nu)(1-\nu^2)\rho\omega^2r^2}{8E} + (1+\nu)C_1 - (1-\nu)\frac{C_2}{r^2}\right]\end{aligned}\quad (8)$$

برای تحلیل با توجه به نوع هندسه مسئله از سیستم مختصات قطبی استفاده شده و با توجه به تقارن موجود فرض می‌شود جابجایی شعاعی تنها تابعی از شعاع باشد ($u = u(r)$)، و از جابجایی در راستای محیطی صرف نظر شده است ($v = 0$).



شکل 1 دیسک دوار توخالی در معرض بارگذاری

با نوشتن معادله تعادل حاکم بر سازه دیسک دوار در راستای شعاعی و با فرض ثابت بودن ضخامت دیسک در راستای طولی، معادله تعادل طبق رابطه (1) به دست می‌آید [3]:

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

σ_θ و σ_r به ترتیب نشان دهنده مؤلفه‌های شعاعی و محیطی تنش و ρ چگالی ماده می‌باشد. در رابطه (2) مجموعه معادلات سازگاری که نشان دهنده روابط بین کرنش و جابجایی‌ها با توجه به فرض تقارن محوری است، نشان داده شده است:

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr} \quad \varepsilon_\theta = \frac{u}{r} \quad \gamma_{r\theta} = 0\quad (2)$$

در روابط (2)، ε_r ، ε_θ و $\gamma_{r\theta}$ به ترتیب برابر با کرنش‌های قائم در راستای شعاعی، محیطی و کرنش برشی در صفحه $r\theta$ می‌باشند. با استفاده از روابط میان مؤلفه‌های تنش و کرنش برای مواد همگن و رابطه (2)، رابطه میان مؤلفه‌های تنش بر حسب مؤلفه‌های جابجایی طبق رابطه (3) عبارت است از:

$$\begin{aligned} @ r = i &\rightarrow k \frac{dT}{dr} = h_a(T - T_i) \\ @ r = o &\rightarrow -k \frac{dT}{dr} = h_b(T - T_o) \end{aligned} \quad (11)$$

در رابطه‌ی (۱۱)، T_o و T_i به ترتیب دمای سطوح داخلی و خارجی استوانه و h_i و h_o به ترتیب برابر با ثابت‌های انتقال حرارت جابجایی در سطوح داخلی و خارجی استوانه است. با حل کلی رابطه (۱۰)، تابع توزیع حرارت طبق رابطه‌ی (۱۲) به دست می‌آید:

$$T(r) = T_1 \ln\left(\frac{r}{a}\right) + T_2 \quad (12)$$

که در رابطه‌ی (۱۲)، ثابت‌های T_1 و T_2 طبق رابطه‌ی (۱۳) به دست می‌آیند:

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{(T_b - T_a)}{k\left(\frac{1}{ah_a} + \frac{1}{bh_b}\right) + \ln\left(\frac{1}{\chi}\right)} \\ T_2 &= \frac{k\left(\frac{T_b}{bh_b} - \frac{T_a}{ah_a}\right) + T_i \ln\left(\frac{1}{\chi}\right)}{k\left(\frac{1}{ah_a} + \frac{1}{bh_b}\right) + \ln\left(\frac{1}{\chi}\right)} \end{aligned} \quad (13)$$

۲-۳- استخراج نیروهای گریز از مرکز دوران پره‌ها

برای دیسک در معرض نیروی گریز از مرکز حاصل از دوران پره‌ها، بارگذاری وارده بر سطح اعمالی طبق رابطه‌ی (۱۴) برابر است با [۲۲]:

$$\sigma_r = \frac{F_{Tb}}{A_r} = \frac{m_b r_b \omega^2 \times N_b}{2\pi \times r_r \times t_b} \quad (14)$$

که در اینجا F_{Tb} و A_r به ترتیب برابر با نیروی گریز از مرکز پره‌ها و مساحت مرکز سطح دوران پره است. همچنین m_b ، r_b و t_b به ترتیب برابر جرم یک پره، مختصات شعاعی پره، پهنای پره و تعداد پره‌های در حال دوران می‌باشد. بنابراین در تحلیل دیسک مورد بحث شرط مرزی ارائه شده در رابطه (۹) به رابطه و فرم دقیق‌تر (۱۵) تبدیل شده است:

$$\begin{aligned} \text{Boundary Condition} \\ = \begin{cases} r = i \rightarrow \sigma_r = -P_i \\ r = o \rightarrow \sigma_r = \frac{m_b r_b \omega^2 \times N_b}{2\pi \times r_r \times t_b} \end{cases} \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \sigma_\theta \\ = \frac{E}{1 - \nu^2} \left[\frac{-(3 + \nu)(1 - \nu^2)\rho\omega^2 r^2}{8E} + (1 + \nu)C_1 + (1 - \nu)\frac{C_2}{r^2} \right] \end{aligned}$$

ثابت‌های C_1 و C_2 از شرایط مرزی به دست می‌آیند. در دیسک توخالی مدنظر تنش شعاعی در مرزهای داخل ($r = i$) و خارج ($r = o$) به ترتیب برابر با فشار ناشی از تماس پرسی با روتور و کشش ناشی از پره‌ها می‌باشد. در نتیجه شرایط مرزی به صورت رابطه (۹) برابر است با:

$$\begin{aligned} (\sigma_r)_{r=i} &= -P_i \\ (\sigma_r)_{r=o} &= +P_o \end{aligned} \quad (9)$$

با اعمال شرایط مرزی رابطه (۹) ثابت‌های C_1 و C_2 قابل محاسبه است. بدیهی است با جایگذاری ثوابت محاسبه شده در روابط (۷) و (۸) جابجایی و تنش‌های وارد بر دیسک دوار مفروض در معرض بارگذاری ترموالاستیک به دست می‌آید. لازم به ذکر است برای محاسبه شرایط تسلیم در سازه دیسک مورد بحث معیار تسلیم فون میزز در نظر گرفته شده است. به منظور محاسبه نتایج برای یک دیسک با ضخامت غیر ثابت کافی است دیسک به n زیر دیسک با ضخامت ثابت تقسیم شده، با محاسبه و تحلیل یک به یک دیسک‌ها و اعمال شروط پیوستگی تحلیل ارائه شده به هندسه با ضخامت غیریکنواخت تعمیم می‌یابد.

۲-۲- تابع توزیع حرارت در حالت همگن

با توجه به تغییرات حرارتی پایدار دیسک مورد بحث در تمامی راستای طولی، همچنین با توجه به این که این توزیع ناشی از اختلاف حرارت بین سطوح داخلی و خارجی پیوسته و تابعی از تغییرات مختصات شعاعی است، برای محاسبه تابع توزیع حرارت از معادله‌ی حاکم بر توزیع حرارت برای مسائل با متغیر یک بعدی در سیستم مختصات قطبی به صورت رابطه‌ی (۱۰) استفاده شده است [۱۸].

در این رابطه k برابر با ضریب هدایت حرارتی ماده است. برای حل رابطه (۱۰) و در نتیجه محاسبه تابع توزیع حرارت $T(r)$ ، شرایط مرزی به صورت رابطه (۱۱) در نظر گرفته شده است.

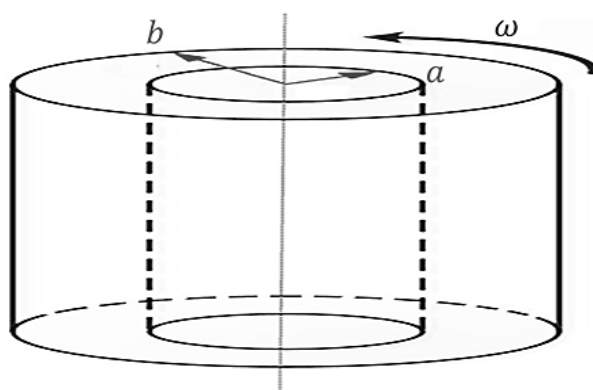
$$\frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0 \quad (10)$$

۴-۲- محاسبه جرم دیسک در حالت همگن

برای محاسبه جرم دیسک مورد بررسی که هندسه آن در شکل (۲) مشابه با یک دیسک نشان داده شده است، از رابطه (۱۶) به صورت زیر استفاده می‌گردد:

$$m = \rho \times V \rightarrow \rho \times h \times \pi \times (o^2 - i^2) \quad (16)$$

که در این رابطه h برابر با ارتفاع دیسک مورد بحث و بر حسب متر است.



شکل ۲ نمای سه بعدی دیسک

بدیهی است به منظور محاسبه جرم دیسک با ضخامت غیر ثابت پس از تقسیم بندی هندسه دیسک به n دیسک ضخامت ثابت و محاسبه تمامی ریز دیسک‌ها، مجموع جرم دیسک‌های ضخامت ثابت برابر با جرم کلی سازه دیسک مطلوب خواهد بود.

۳- روش‌های بهینه‌سازی مورد استفاده

بهینه‌سازی فرآیندی است که برای ارتقا یک متغیر مؤثر سازه دنبال می‌شود. فکر، ایده و یا طرحی که به وسیله یک محقق مطرح می‌شود، طی روال بهینه‌سازی بهبود می‌یابد. در هنگام بهینه‌سازی، شرایط اولیه با روش‌های مختلف مورد بررسی قرار می‌گیرد و اطلاعات به دست آمده، برای بهبود بخشیدن به یک فکر یا روش مورد استفاده قرار می‌گیرند. بهینه‌سازی ابزاری ریاضی است که برای یافتن پاسخ بسیاری از پرسش‌ها در خصوص چگونگی راه‌حل مسائل مختلف به کار می‌رود. امروزه فرایند طراحی مهندسی در ابعاد گسترده و پیچیده خود نیازمند روش‌های بهینه‌سازی قدرتمندتری است. روش‌هایی که مخصوصاً در بهینه‌سازی توابع غیر صریح و متغیرهای پیچیده تر کارآمد باشند. در میان روش‌های متعدد بهینه‌سازی موجود می‌توان

آن‌ها را به دو دسته روش‌های گرادیانی و غیرگرادیانی تقسیم نمود. در روش‌های گرادیانی عموماً با بررسی یک دامنه وسیع جستجو از میان تمامی دامنه جستجوی موجود به بررسی پاسخ بهینه پرداخته می‌شود. روش‌های غیرگرادیانی اغلب بر اساس صفات و رفتار بیولوژیکی، مولکولی، رفتار گروهی حشرات، و سیستم‌های طبیعی توسعه یافته‌اند و به لحاظ تکنیکی بر مبنای برنامه‌نویسی ریاضی قابل استفاده هستند [۲۳]. در ادامه به معرفی اصول اساسی روش بهینه‌سازی گرادیانی CSA و غیرگرادیانی GA و ABC پرداخته شده است.

۳-۱- روش بهینه‌سازی شمارشی (CSA)

روش بهینه‌سازی شمارشی به‌عنوان یک روش قدیمی، کلاسیک، مطمئن و پرکاربرد مطرح است. در روش‌های شمارشی، در هر تکرار فقط یک نقطه متعلق به فضای دامنه تابع هدف بررسی می‌شود. این روش‌ها برای پیاده‌سازی، ساده‌تر از روش‌های دیگر می‌باشند؛ اما به محاسبات قابل توجهی نیاز دارند. در این روش‌ها سازوکاری برای کاستن دامنه جستجو وجود ندارد و دامنه فضای جستجو شده با این روش بزرگ است. این روش اغلب در مواردی مورد استفاده قرار می‌گیرد که بازه تغییرات تابع هدف محدود باشد [۲۴]. روش CSA روندی همچون روش اجزاء محدود دارد. به همان صورت که در حل المان محدود مسئله در قالب تعداد مشخصی گره از یک مسئله پیوسته به یک مسئله گسسته تغییر شکل داده و حل می‌شود و چون روشی عددی است با افزایش تعداد گره‌ها و یا کاهش فاصله بین حالات بررسی، همگرایی حل مورد بررسی قرار می‌گیرد. در اینجا نیز روش شمارشی فرآیندی مشابه را طی می‌کند. به این صورت که اگر تمامی حالات ممکن قابل شمارش و گسسته باشند، تمامی آن‌ها را یک‌به‌یک حل کرده و بهترین حالت را گزارش می‌کند و اگر تمامی حالات در یک بازه محدود پیوسته باشند، در ابتدا با توجه به محدود بودن بازه تغییرات تابع، مسئله از یک تحلیل برای بی‌نهایت نقطه پیوسته ممکن به n نقطه در میان بازه با n حالت حل گسسته تقسیم شده و مسئله برای تمامی حالات به صورت مجزا تحلیل شده که این گسسته‌سازی به صورت شماتیک در شکل (۳) نشان داده شده است. در پایان بهترین نتیجه در بین حالات حل شده به‌عنوان نتیجه بهینه گزارش خواهد شد. بدیهی است هرچه تعداد نقاط بیشتر باشد جواب به واقعیت نزدیک‌تر خواهد شد؛ بنابراین همچون مسائل المان محدود با افزایش حالات حل از یک حالت حل تک نقطه‌ای تا جایی که پاسخ همگرا شود و افزایش بیشتر

آنچه تاکنون به عنوان ساختار کلی GA ارائه شده است، به وسیله گرفنتست^۱ و بیکر^۲ ارائه گردیده است. در ادامه مراحل پیاده سازی این روش در قالب ۶ مرحله معرفی و خلاصه آن در شکل (۴) نشان داده شده است.

مرحله ۱: در این مرحله تعداد مناسبی از زوج کروموزومها بر اساس میزان برازندگی آنها انتخاب می شوند تا در مراحل بعدی مورد استفاده قرار بگیرند. کروموزومهایی که دارای مقدار برازندگی بالایی هستند، ممکن است چندین بار در مراحل تولید انتخاب شوند، در حالی که کروموزومهایی که مقدار برازندگی آنها کم می باشد، ممکن است هیچ گاه انتخاب نگردند.

مرحله ۲: در این مرحله عملگر ترکیب با احتمال P_c بر روی کروموزومهای والد عمل کرده و با ترکیب آنها، کروموزومهای جدیدی (فرزندان) را تولید می کند. در عمل ترکیب، اطلاعات جدید به طور معمول فقط بر اساس اطلاعات موجود در کروموزومهای فعلی (کروموزومهای حاضر در جمعیت والدین) استخراج می گردد.

مرحله ۳: در این مرحله عمل جهش با احتمال P_m بر روی کروموزومهای حاصل از عمل ترکیب انجام شده و با تغییر بیت های این کروموزومها، راهی را برای ورود اطلاعات جدید به وجود می آورد.

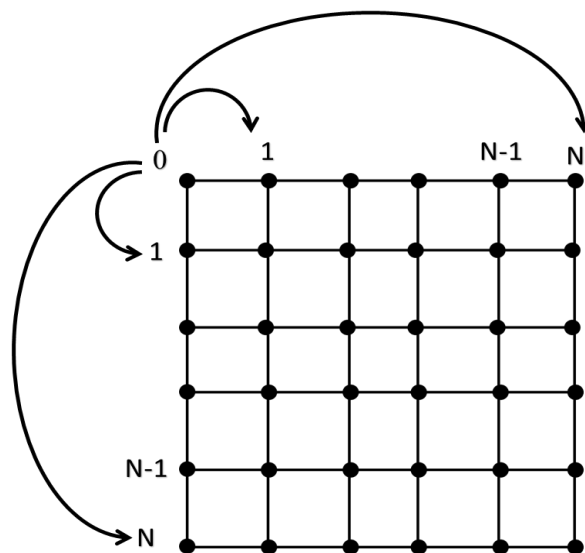
مرحله ۴: در این مرحله به منظور ارزیابی فرزندان، مقدار برازندگی کروموزومهای جدید محاسبه می گردد.

مرحله ۵: در این مرحله جمعیت جدید برای ورود به مرحله بعد الگوریتم، انتخاب می گردد. این کار با مقایسه مقدار برازندگی کروموزومها انجام می شود.

مرحله ۶: در این مرحله همه افراد جمعیت جدید مورد ارزیابی قرار می گیرند. چنان چه شرایط خاتمه الگوریتم فراهم باشد، الگوریتم پایان می پذیرد و در غیر این صورت جمعیت موجود به عنوان جمعیت اولیه برای مرحله بعد مورد استفاده قرار می گیرد. شرایط GA می تواند به وسیله مسئله مشخص شود و یا شرایطی مانند زمان اجرای الگوریتم، تعداد محدودی تولید در انجام الگوریتم و یا تغییر نکردن بهترین جواب برای تعداد مشخصی از مراحل تولید باشد.

همچنین پارامترهای اتخاذ شده در این پژوهش جهت پیاده سازی این روش با در نظر گرفتن اندازه جمعیت برابر با ۱۰۰، نرخ جهش برابر با ۰/۲، نرخ انتخاب ۰/۵ و انتخاب از نوع رتبه بندی لحاظ شده است.

تعداد نقاط حل دیگر منجر به افزایش دقت حل نشود، ادامه خواهد یافت (مشاهده کمتر از ۱ درصد تغییر در جواب با افزایش دامنه جستجو می تواند شرط همگرایی پاسخ در نظر گرفته شود). دیسک حاضر با احتساب ۳ گره منجر به تولید ۲۷ هندسه منحصر به فرد بعنوان حالت آغازین بررسی های این روش آغاز شده است.



شکل ۳ المان بندی سازه و انتخاب تمامی حالت های ممکن حل در روش بهینه سازی شمارشی

۳-۲- الگوریتم ژنتیک (GA)

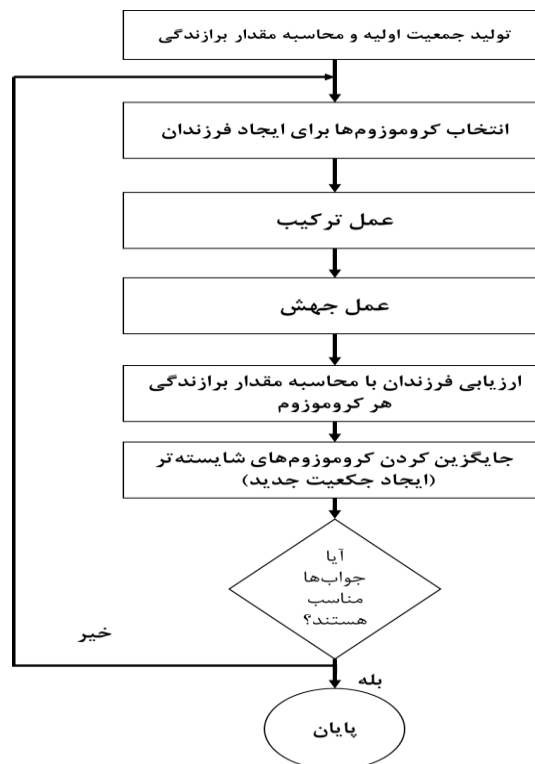
الگوریتم های ژنتیکی بر اساس نظریه تکاملی داروین بنا شده و جواب مسئله ای که از طریق GA حل می شود رفته رفته بهبود می یابد. فرآیند GA با یک مجموعه از جوابها که از طریق کروموزومها نشان داده می شوند شروع می شود. این مجموعه جوابها جمعیت اولیه نام دارد. در این الگوریتم جوابهای حاصل از یک جمعیت برای تولید جمعیت بعدی استفاده می شوند. در این فرآیند امید است که جمعیت جدید نسبت به جمعیت قبلی بهتر باشد. انتخاب بعضی از جوابها از میان کل جوابها (والدین) به منظور ایجاد جوابهای جدید یا همان فرزندان بر اساس میزان برازندگی آنها می باشد. طبیعی است که جوابهای مناسب تر شانس بیشتری برای تولید مجدد داشته باشند. این فرآیند تا برقراری شرطی که تعیین شده است (مانند تعداد جمعیتها یا میزان بهبود جواب) ادامه پیدا می کند [۲۵].

² Baker

¹ Gerfenstet



شکل ۵ روند اجرای الگوریتم ABC



شکل ۴ مراحل اجرای الگوریتم ژنتیک

همچنین پارامترهای اتخاذ شده در این پژوهش جهت پیاده سازی این روش با در نظر گرفتن تعداد زنبورها (N) برابر با ۱۰۰، تعداد فاز (M) برابر با ۵۰، میزان فریب (P) ۰/۲ و میزان پخش (Q) ۰/۳ لحاظ شده است.

۴- تعریف مسئله بهینه سازی

در یک مسئله بهینه سازی باید قبل از هر چیز دیگری متغیرهای طراحی تعیین گردند. شکل (۶) یک دیسک حلقه حلقه شده را نشان می دهد. همان گونه که در شکل نیز مشخص است، متغیرهای طراحی این دیسک ضخامت تمامی حلقه های داخلی فرض خواهد شد. ضخامت دو حلقه بیرونی و داخلی بایستی جزء پارامترهای قیدی طراحی وارد در محدوده ای مشخص قرار گیرند، گرچه در مراجع برای اندازه آنها معیارهایی وجود دارد. با توجه به مطالب فوق اگر دیسک را به N حلقه تقسیم کنیم، در این صورت تعداد متغیرهای طراحی N عدد خواهد بود. بنابراین بردار متغیرهای طراحی h بصورت رابطه (۱۷) بیان می شود:

$$h = \{h_1, h_2, \dots, h_N\} \quad (17)$$

۳-۳- الگوریتم کلونی زنبور عسل مصنوعی (ABC)

ترشکوا^۱ یک مدل از رفتار جستجوی کلونی زنبور عسل بر اساس معادلات واکنش-انتشار را توسعه داد [۲۶]. این مدل منجر به ظهور هوش جمعی از انبوه زنبوران عسل شده که شامل سه جزء اساسی منابع غذایی، زنبورهای جستجوگر کارگر، و زنبورهای جستجوگر بیکار است و دو حالت رفتاری استخدام به یک منبع غذایی و رها کردن یک منبع برای زنبورهای عسل تعریف می شود.

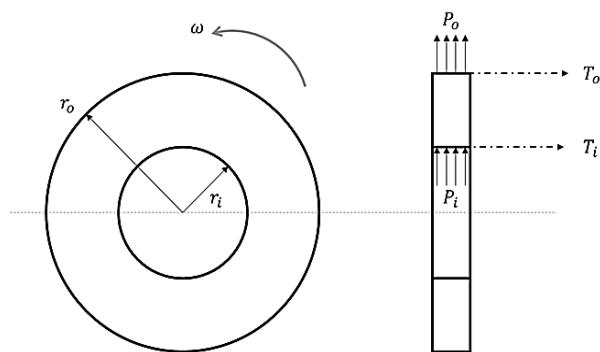
در الگوریتم ABC، موقعیت یک منبع غذایی نشان دهنده یک راه حل ممکن برای مسئله بهینه سازی و مقدار شاهد از یک منبع غذایی مربوط به کیفیت (شایستگی) راه حل موجود است [۲۷]. تعداد زنبورهای کارگر و یا تماشاچی برابر با تعداد راه حل های جامعه است. در گام اول، ABC جمعیت اولیه $P(C=0)$ موقعیت منبع غذایی را به طور توزیع تصادفی تولید می کند، که در آن SN نشان دهنده اندازه زنبور عسل های کارگر یا تماشاچی است. هر راه حل $x_i (i = 1, 2, \dots, SN)$ یک بردار D بعدی است. در اینجا، D تعداد پارامترهای بهینه سازی است. جزئیات اجرای الگوریتم ABC در شکل (۵) نشان داده شده است.

¹ Tereshko

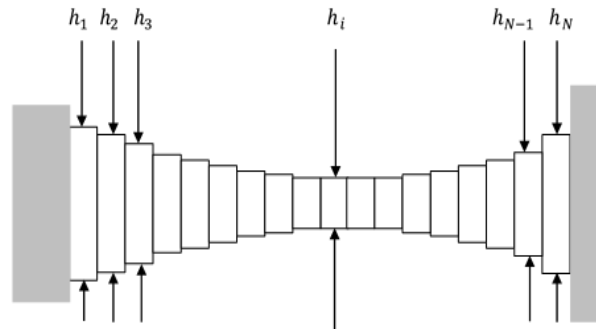
دیسک در حالات بهینه حاصل با نتایج اولیه پیش از بهینه‌سازی مورد مقایسه قرار گرفته است. دیسک مورد بحث تحت شرایط بارگذاری مشخص شده در شکل (۷) قرار گرفته است.

جنس دیسک مدنظر از Ti6Al4V-Annealed و دارای شعاع داخلی ۲۰ و شعاع خارجی ۱۲۵ میلی‌متر و با سرعت زاویه‌ای برابر با ۲۲۰۰۰ دور بر دقیقه می‌باشد. دیسک در سطح داخلی و خارجی به ترتیب در معرض دمای ۲۵ و ۱۵۰ درجه سانتی‌گراد است. تنش شعاعی ناشی از انطباق دیسک و شفت و همچنین پرها در سطوح داخلی و خارجی به ترتیب از نوع فشاری و کششی و برابر با ۶۰- و ۲۰۰+ مگاپاسکال است. هندسه اولیه با ضخامت اولیه ۳۰ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. در ادامه به منظور محاسبه و بررسی پاسخ‌های تحلیل، خواص ترمومکانیکی وارد بر دیسک طبق جدول (۱) مشخص شده است. در پایان لازم به ذکر است در بخش بهینه‌سازی به‌طور کلی تابع هدف وزن نهایی سازه دیسک و قیود و محدودیت‌های مسئله، عدم تجاوز تنش مؤثر فون میزز از حد تسلیم ماده، مثبت بودن جرم و عدم تجاوز از جرم هندسه اولیه و مقید بودن ضخامت در سطوح داخلی و خارجی در نظر گرفته شده است. تحلیل هندسه اولیه، اعمال روش‌های بهینه‌سازی و استخراج پروفیل بهینه دیسک مفروض با کد نویسی این الگوریتم‌ها در محیط برنامه‌نویسی Matlab، انجام شده است.

در شکل‌های (۸) تا (۱۲) به ترتیب نتایج مربوط به نمودار توزیع تنش شعاعی، محیطی، تنش معادل و تغییرات ضریب اطمینان و پروفیل ضخامت در دیسک اولیه و بهینه همگن از جنس Ti6Al4V-Annealed به دست آمده با استفاده از روش‌های ABC، GA، CSA و برحسب مختصات شعاعی نشان داده شده است. در اینجا نیز نتایج به دست آمده نشان‌دهنده همخوانی قابل قبول و نتایج بسیار نزدیک پروفیل بهینه به دست آمده از روش‌های بهینه‌سازی ارائه شده با یکدیگر دارد که به نوعی نشان‌دهنده صحت نتایج این روش‌ها در قیاس با یکدیگر است.



شکل ۷ هندسه و شرایط بارگذاری‌های وارده بر دیسک اولیه مفروض



شکل ۶ متغیرهای طراحی دیسک

همچنین، شکل استاندارد تابع هدف به منظور کمینه‌سازی جرم به صورت رابطه (۱۸) تعریف می‌شود:

$$f = \sum_{i=1}^N (n\sigma_y - \sigma_{e_i})^2 \leq 0 \quad (18)$$

در این رابطه n ضریب ایمنی طراحی بوده و توسط طراح و بر اساس کاربرد موتور تعیین می‌شود و حداقل برابر با یک در نظر گرفته می‌شود. برای یک دیسک خاص می‌توان قیودی را وضع نمود که طراح بیش‌ازپیش قابل کنترل باشد.

این قیود می‌تواند توسط طراح و یا کارفرما تعیین شده و مورد استفاده قرار گیرند. همچنین، باید به این نکته توجه داشت که با توجه به محدودیت‌های طراحی و ساخت، قیدهای زیر باید در هنگام تحلیل بهینه‌سازی در نظر گرفته شود. در دیسک مطلوب قیود حاکم مطابق با رابطه (۱۹) بیان شده است:

$$\begin{aligned} g_1 &= \max\{h - ub\} \leq 0 \\ g_2 &= \min\{lb - h\} \leq 0 \\ g_3 &= \max\{mass\} \geq 0 \\ g_4 &= \min\{mass\} \leq \text{Initial Mass} \\ g_5 &= \min\{n\} \geq 1.0 \end{aligned} \quad (19)$$

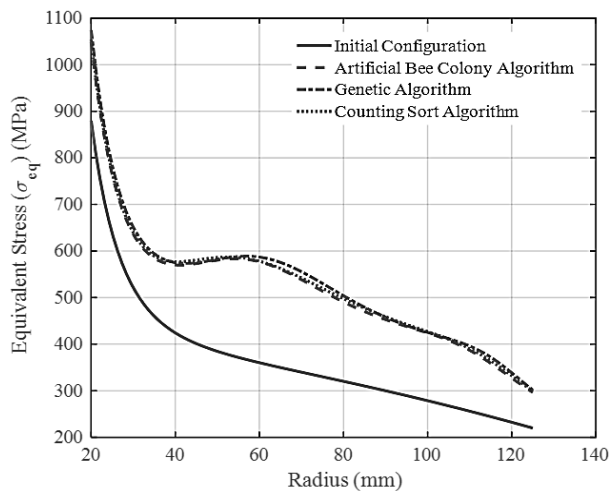
ub و lb به ترتیب برابر با ۱۵۰ و ۱۰ میلی‌متر در نظر گرفته شده اند.

۵- تحلیل دیسک اولیه دوار موتور توربین هوایی

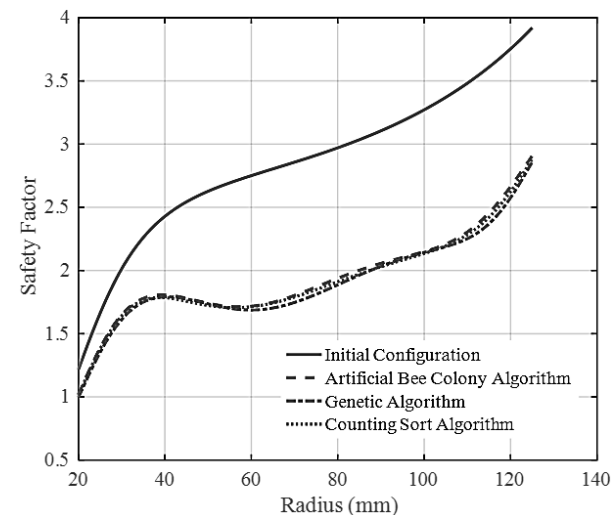
پس از فراگیری نکات لازم و روابط مورد نیاز جهت تحلیل رفتار ترموالاستیک دیسک دوار و آشنایی با اصول بهینه‌سازی مختلف و معرفی توابع و قیود مدنظر مسئله، در ادامه ابتدا به بررسی دیسک اولیه موجود با ساختار یک دیسک با هندسه اولیه ضخامت ثابت پرداخته خواهد شد. سپس با استفاده از روش‌های بهینه‌سازی ABC، GA، CSA و هندسه بهینه محاسبه و رفتار

جدول ۱ مشخصات ترمومکانیکی دیسک مفروض

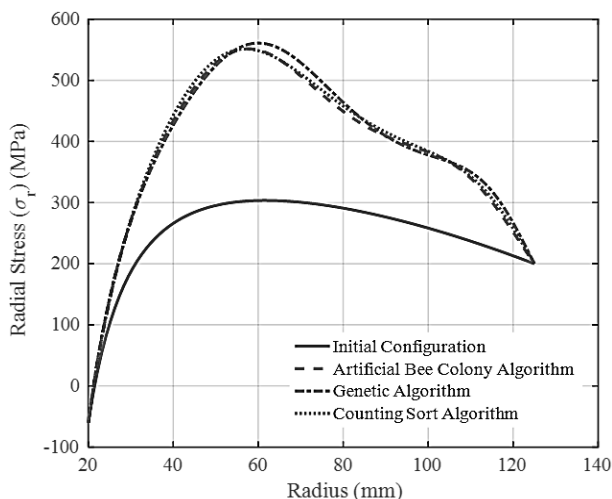
مشخصات مکانیکی		جنس ماده
سطح داخلی	سطح خارجی	مشخصه
۲۵	۱۵۰	حرارت (°C)
-۶۰	۲۰۰	تنش شعاعی (MPa)
۲۰	۱۲۵	شعاع (mm)
۱۰۷۰	۸۶۲	استحکام تسلیم کششی (MPa)
۱۱۹		مدول الاستیسیته ینگ (GPa)
۴۴۲۸/۷۸		چگالی (Kg/m^3)
۲۲۰۰۰		سرعت زاویه‌ای (rpm)
۹e-۶		ضریب انبساط حرارتی ($1/°C$)
۰/۳۱		ضریب پواسون
۷۸۶		حد تسلیم الاستیک (MPa)
۳۰		ضخامت اولیه دیسک (mm)



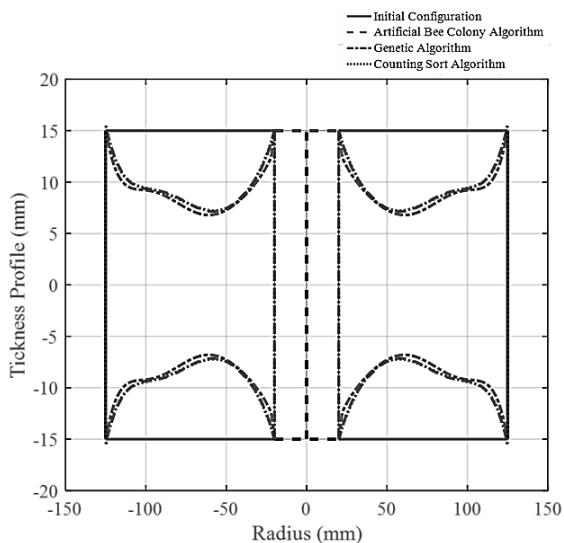
شکل ۱۰ نمودار مقایسه توزیع تنش معادل دیسک اولیه و بهینه با استفاده از روش‌های ABC، GA، CSA، برحسب مختصات شعاعی



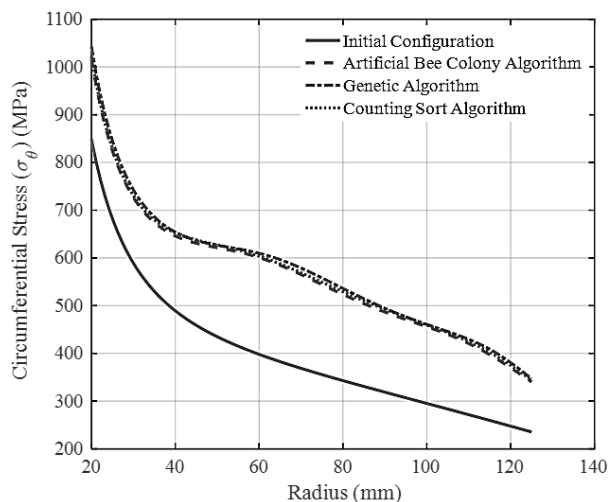
شکل ۱۱ نمودار مقایسه تغییرات ضریب اطمینان دیسک اولیه و بهینه با استفاده از روش‌های ABC، GA، CSA، برحسب مختصات شعاعی



شکل ۸ نمودار مقایسه توزیع تنش شعاعی دیسک اولیه و بهینه با استفاده از روش‌های ABC، GA، CSA، برحسب مختصات شعاعی



شکل ۱۲ نمودار مقایسه توزیع پروفیل ضخامت دیسک اولیه و بهینه با استفاده از روش‌های ABC، GA، CSA، برحسب مختصات شعاعی



شکل ۹ نمودار مقایسه توزیع تنش محیطی دیسک اولیه و بهینه با استفاده از روش‌های ABC، GA، CSA، برحسب مختصات شعاعی

جدول ۲ مقایسه نتایج و میزان بهبود سازه دیسک مفروض در قیاس با هندسه اولیه

روش بهینه‌سازی	زمان تقریبی حل (دقیقه)	حداقل ایمنی	جرم بهینه دیسک (کیلوگرم)	درصد بهبود نسبت به هندسه اولیه
هندسه اولیه	۱	۱/۲۱	۶/۳۵	-
الگوریتم شمارشی	۳۵۰۰	۱/۰۱	۴/۰۳	۳۶٪/۴۹
الگوریتم ژنتیک	۱۲۰	۱/۰۰	۳/۸۴	۳۹٪/۵۱
کلونی زنبور عسل	۱۰۰	۱/۰۲	۴/۰۴	۳۶٪/۴۳

GA و ABC با یکدیگر نزدیکی و تطابق بسیار خوب و قابل قبولی را نشان می‌دهند. همچنین در حالت بهینه به دست آمده در قیاس با هندسه و ماده اولیه، جرم نهایی از ۶/۳۵ کیلوگرم به حدود ۴/۰۳ کیلوگرم کاهش یافت که در حدود ۳۶ درصد بهبود و کاهش جرم در اثر بهینه‌سازی را نشان داده است. در هر دو حالت اولیه و بهینه میزان تنش محیطی بیش از سایر مؤلفه‌های تنش و به نوعی مؤلفه بحرانی تنش شناخته شد. همچنین با استفاده از معیار فون میزس مشاهده شد، سطح داخلی دیسک در هر دو حالت به نسبت سطح خارجی تحت تنش‌های شدیدتری قرار گرفته که می‌توان با مقاوم‌سازی این نواحی، با توجه به محدودیت‌های طراحی استحکام این نواحی که بحرانی‌تر از سایر نقاط می‌باشند را افزایش داد. با تحلیل دیسک به ازای مقادیر مختلف ضخامت می‌توان به این نتیجه رسید که با افزایش ضخامت ضریب اطمینان آن ناحیه، بهبود چشمگیری پیدا می‌کند. اما از طرفی منجر به افزایش شدید جرم نهایی خواهد شد که بایستی در طراحی آن را در نظر گرفت. لذا در صورت عدم مغایرت با محدودیت‌های طراحی می‌توان از ایده افزایش ضخامت به عنوان راه‌حلی پیشنهادی جهت امکان‌سنجی کاهش تنش بر سازه و متعاقباً افزایش ضریب اطمینان آن نام برد.

۷- فهرست علائم و اختصارات

علائم انگلیسی

E	مدول الاستیک (GPa)
k	ضریب هدایت حرارتی ($1/^\circ C$)
m	جرم دیسک (Kg)
n	ضریب اطمینان
r	موقعیت شعاعی دیسک (m)
t	ضخامت دیسک
T	حرارت ($^\circ C$)
u	جابجایی دیسک (m)

علائم یونانی

ρ	چگالی (kg/m^3)
ν	ضریب پواسون
ω	سرعت زاویه‌ای (rpm)
σ	تنش (استحکام) (MPa)

زیرنویس‌ها

e	معادل
i	سطح داخلی دیسک
o	سطح خارجی دیسک
r	شعاعی
θ	محیطی

در پایان با توجه به نتایج حاصل از هر سه روش بهینه‌سازی ارائه شده شامل GA، CSA و ABC پروفیل هندسی دیسک با جرم بهینه، ضریب اطمینان قابل قبول و ضخامت مقید در سطوح داخلی و خارجی به دست آمد. نزدیکی و انطباق قابل قبول نتایج به دست آمده خود به نوعی نشان‌دهنده صحت نتایج می‌باشد. نتایج نشان داد استفاده از روش‌های بهینه‌سازی برای سازه دیسک مفروض می‌تواند منجر به کاهش در حدود ۳۶ تا ۴۰ درصد در جرم نهایی آن گردد که با توجه به اهمیت بسیار بالای فاکتور وزن بسیار قابل توجه می‌باشد.

۶- نتیجه‌گیری

با توجه به اهمیت و کاربرد قابل توجه سازه دیسک در موتورهای توربینی و سهم قابل توجه آن در وزن کل موتور در پژوهش حاضر به بررسی تنش این سازه در معرض شرایط کاری شامل دوران با سرعت ثابت، گرادیان حرارتی و تنش‌های داخلی و خارجی ناشی از تماس با شفت داخلی و اثر دوران پره‌ها به صورت ترموالاستیک پرداخته شد. دیسک اولیه ساخته شده از ماده همگن Ti6Al4V-Anealed و با هندسه ضخامت ثابت و مشخص محاسبه و با محاسبه ضریب اطمینان به دست آمده امکان‌سنجی ساخت آن مورد بررسی قرار گرفت. در ادامه پس از معرفی وزن به عنوان هدف بهینه‌سازی و معرفی قیود بهینه‌سازی، روش‌های گرادیانی CSA و غیرگرادیانی GA و ABC به منظور بهینه‌سازی دیسک بکار گرفته شد.

پس از مقایسه نتایج می‌توان مشاهده کرد، پروفیل بهینه به دست آمده در اثر بهینه‌سازی با استفاده از روش‌های CSA،

vol. 82, no. 1, pp. 35-41, 2005. doi: 10.1016/j.ijpvp.2004.06.006.

- [11] S. Mohan and D. Maiti, "Structural optimization of rotating disk using response surface equation and genetic algorithm," *International Journal for Computational Methods in Engineering Science and Mechanics*, vol. 14, no. 2, pp. 124-132, 2013. doi: 10.1080/15502287.2012.698712.
- [12] M. Khorsand and Y. Tang, "Design functionally graded rotating disks under thermoelastic loads: Weight optimization," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, vol. 161, pp. 33-40, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijpvp.2018.02.002>.
- [13] B. Shahriari, M. Sadeghinezhad, and S. Yousefi, "Thermoelastic analysis of compressor spool in turbojet engine and redesign it using functionally graded materials with optimal coefficients," *Mechanics of Advanced Composite Structures*, vol. 6, no. 2, pp. 167-179, 2019. doi: 10.22075/mac.2019.14686.1144.
- [14] P. Tharun, M. Dharshan Siddarth, D. Prakash, and K. Babu, "Analysis and optimization on functionally graded rotating disk using grey relational method," in *Advances in Manufacturing Processes: Select Proceedings of ICEMMM 2018*, 2019: Springer, pp. 297-308. doi: 10.1007/978-981-13-1724-8_29.
- [15] H. M. A. Abdalla, D. Casagrande, and L. Moro, "Thermo-mechanical analysis and optimization of functionally graded rotating disks," *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, vol. 55, no. 5-6, pp. 159-171, 2020. doi: 10.1177/0309324720904793.
- [16] F. Ahmad, Vishvajeet, V. Yadav, and S. Chauhan, "Finite Element Analysis-Based Geometry Optimization of a Disk Brake," in *Advancement in Materials, Manufacturing and Energy Engineering, Vol. I: Select Proceedings of ICAMME 2021*, 2022: Springer, pp. 225-240, doi: https://doi.org/10.1007/978-981-16-5371-1_20.
- [17] S. Rahman, "Optimum material distributions for minimizing stresses in a rotating functionally graded material circular disk," 2022.
- [18] B. Wang, G. Wang, Y. Shi, L. Huang, and K. Tian, "Stress-constrained thermo-elastic topology optimization of axisymmetric disks considering temperature-dependent material properties," *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, vol. 29, no. 28, pp. 7459-7475, 2022. doi: 10.1080/15376494.2021.2000080.
- [1] B. MacIsaac and R. Langton, *Gas turbine propulsion systems*. John Wiley & Sons, 2011.
- [2] S. Timoshanko and T. Goodier, "Theory of elasticity McGraw-Hill," ed: New York, USA, 1970.
- [3] F. Vivio and L. Vullo, "Elastic-plastic analysis of rotating disks having non-linearly variable thickness: residual stresses by overspeeding and service stress state reduction," *Annals of Solid and Structural Mechanics*, vol. 1, pp. 87-102, 2010.
- [4] Y. Zheng, H. Bahaloo, D. Mousanezhad, E. Mahdi, A. Vaziri, and H. Nayeb-Hashemi, "Stress analysis in functionally graded rotating disks with non-uniform thickness and variable angular velocity," *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 119, pp. 283-293, 2016. doi: 10.1016/j.ijmecsci.2016.10.018.
- [5] S. Yousefi, B. Shahriari, and M. s. Sadeghinezhad, "Elastic analysis of the rotating FGM spool drum of the axial compressor in aero gas turbine engine," (in Persian), *Aerospace Knowledge and Technology Journal*, vol. 8, no. 2, pp. 55-66, 2020. [Online]. Available: https://www.astjournal.ir/article_38496_0c8f98c5e9590bbb9e60d7bf027ae630.pdf.
- [6] B. Shahriari, and M. S., Sadeghi Nezhad, "Investigation on Effective Factors in Thermoelastic Analysis of FGM Rotating Drum in Air Turbine Engine under Nonlinear Thermal Loading," *Mechanics of Advanced and Smart Materials*, vol. 1, no. 2, pp. 106-135, 2022. [in Persian] doi:10.52547/masm.1.2.106.
- [7] J. Chern and W. Prager, "Optimal design of rotating disk for given radial displacement of edge," *Journal of Optimization Theory and Applications*, vol. 6, pp. 161-170, 1970. doi:10.1007/BF00927049.
- [8] V. Malkov and E. SALGANSKAIA, "Optimal material distribution in rotating discs for maximal strength," *Soviet Aeronautics*, vol. 19, no. 3, pp. 46-50, 1976.
- [9] B. Farshi, H. Jahed, and A. Mehrabian, "Optimum design of inhomogeneous non-uniform rotating discs," *Computers & structures*, vol. 82, no. 9-10, pp. 773-779, 2004, doi: <https://doi.org/10.1016/j.compstruc.2004.02.005>.
- [10] H. Jahed, B. Farshi, and J. Bidabadi, "Minimum weight design of inhomogeneous rotating discs," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*,

- [23] S. S. Rao, *Engineering optimization: theory and practice*. John Wiley & Sons, 2019.
- [24] D. Kirk, "Optimal Control Theory: An Introduction, Courier Corporation," *Courier Corporation*, 2012.
- [25] C. Karr and L. M. Freeman, *Industrial applications of genetic algorithms*. CRC press, 1998.
- [26] V. Tereshko and T. Lee, "How information-mapping patterns determine foraging behaviour of a honey bee colony," *Open Systems & Information Dynamics*, vol. 9, no. 2, pp. 181-193, 2002. Doi: 10.1023/A:1015652810815.
- [27] D. Karaboga and B. Akay, "A comparative study of artificial bee colony algorithm," *Applied mathematics and computation*, vol. 214, no. 1, pp. 108-132, 2009. doi: 10.1016/j.amc.2009.03.
- [19] Y. Cheng, L. Ce, D. Han, W. Cunfu, and Y. Zeyong, "Topology optimization of turbine disk considering maximum stress prediction and constraints," *Chinese Journal of Aeronautics*, 2023. doi: 10.1016/j.cja.2023.03.019.
- [20] R. Madan and S. Bhowmick, "Optimum FG rotating disk of constant mass: lightweight and economical alternatives based on limit angular speed," *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering*, vol. 47, no. 3, pp. 1019-1033, 2023. doi: 10.1007/s40997-022-00553-6.
- [21] S. Rahman and M. A. Ali, "A Novel Approach to Optimize Material Distributions of Rotating Functionally Graded Circular Disk under Minimum and Prescribed Stresses," *Materials Today Communications*, p. 106620, 2023. doi: 10.1016/j.mtcomm.2023.106620.
- [22] J. D. Mattingly, K. M. Boyer, and H. von Ohain, *Elements of propulsion: gas turbines and rockets*. American Institute of Aeronautics and Astronautics Reston, VA, 2006.