

## مروری بر مقالات کاهش نویز موتور و عوامل ایجاد نویز در توربوشارژر خودرو

**چکیده:** امروزه با توجه به افزایش وزن خودروها، افزودن توربوشارژرها به موتورهای احتراق داخلی باعث افزایش توان عملکردی و در عین حال، تولید صدای زیاد در بازه ۷۲ دسی-بل تا ۱۵۴ دسی-بل در هنگام کار کردن موتور در دور بالا و در زمان شتابگیری ابتدایی یا حین حرکت شده است. برای کاهش اثرات بد این صداها و افزایش آرامش سرنشینان خودرو، روش های مختلفی از جمله تحلیل های اجزاء محدود و تحلیل های عددی پره های کمپرسور برای بهینه سازی ضرایب افت فشار (نسبت توان ورودی توربین به خروجی کمپرسور) و استفاده از پدهای صداگیر و مواد آکوستیک به دور قطعات موتور، از جمله قطعه توربوشارژر و منیفولد هوا، به کار برده شده است. هدف اصلی این مقاله بیان کردن و طبقه بندی پژوهش های صورت گرفته در زمینه کاهش صداها، مزاحم، حاصله از کار کردن موتور و توربوشارژر خودرو، می باشد. همچنین ارائه راهکار مناسب برای رفع نویزهای مزاحم از دیگر اهداف مد نظر در این مقاله است.

**واژه های راهنما:** موتور، توربو-شارژر، کمپرسور، صوت، نویز، آکوستیک، تراز شدت صوت

بردیا صالحی راد

دانشجوی کارشناسی ارشد

**سلیمان ابراهیمی نژاد\***

استادیار

**مرتضی ملا جعفری**

استادیار، دانشکده مهندسی خودرو،  
دانشگاه علم و صنعت ایران،  
تهران

مقاله ترویجی

دریافت: ۱۴۰۱/۰۲/۰۶

پذیرش: ۱۴۰۱/۰۳/۰۳

**Bardia SalehiRad**  
M.Sc. Student

**Salman  
Ebrahimejad\***  
Assistant Professor

**Morteza  
Mollajafari**  
Assistant Professor,  
Department of  
Automotive Engineering,  
Iran University of Science  
and Technology, Tehran

## A review of articles on reducing engine noise and the causes of turbocharger noise

**Abstract:** Today, due to the increasing weight of cars, the addition of turbochargers to internal combustion engines increases performance and at the same time, produces high noise in the range of 72 dB to 154 dB when the engine is running at high speeds and during the initial acceleration. To reduce the negative effects of these noises and increase the comfort of the car occupants, various methods such as including finite element analysis and numerical analysis of compressor blades to optimize pressure drop coefficients (ratio of turbine input to compressor output), sound pads and acoustic materials around engine parts including turbocharger parts and air manifold, are used. The purpose of this article is to express and classify the research done in the field of reducing annoying noises resulting from the operation of the car engine and turbocharger.

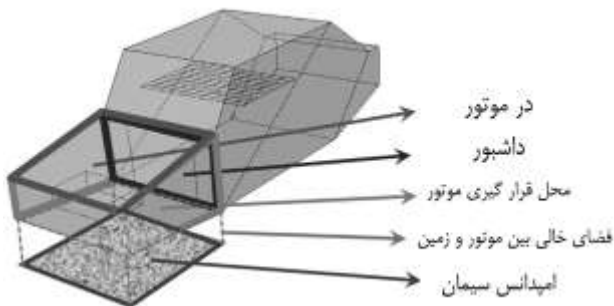
**Keywords:** Engine, Turbocharger, Compressor, Sound, Noise, Acoustics, Sound Pressure Level

## ۱- مقدمه

سازی در نرم‌افزارهای مختلف و تحلیل دینامیکی می‌توان پیدا کرد.

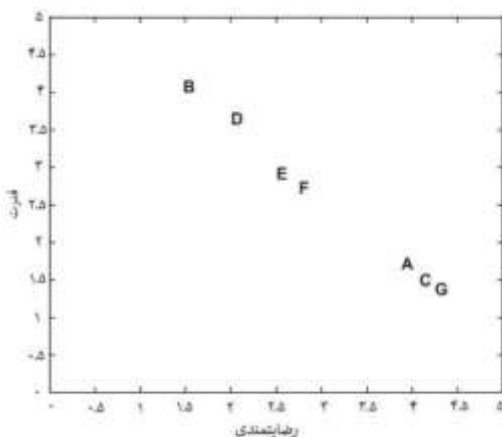
## ۲-۱- استفاده از مواد عایق بر روی سطوح

لی و همکاران [۶] با پخش صوت موتور از یک بلندگو، اثرات هفت عایق صوتی مختلف را بررسی کرد و این آزمایش با استفاده از هفت نوع مختلف مواد عایق و کنترل صوت ورودی موتور به کابین خودرو و پردازش سیگنال صوتی توسط آمپلی-فایر از طریق روش تجربی انجام شده است. لی تجهیزات مربوط به آزمایش را به صورت شکل ۱ طراحی و پیاده سازی کرده است.



شکل ۱ محل قرارگیری تجهیزات آزمایش لی و همکاران [۶]

بعد از بررسی ها، تحلیل هفت مدل مختلف عایق صوتی از نظر درجه احساس قدرت دهی و درجه خوشایندی برای سرنشینان به صورت شکل ۲ ارائه شده است. با مقایسه ی دو ماده عایق B و G، می‌توان نتیجه گرفت که به ازای افزایش ضریب جذب، رضایتمندی برای سرنشان نمایان می‌شود اما قدرت موتور خودنمایی نمی‌کند. اطلاعات این هفت مدل عایق صوتی که در آزمایش عملی استفاده شده، در جدول ۱ آورده شده است.



شکل ۲ میزان احساس رضایتمندی سرنشینان خودرو و احساس قدرتی که از خودرو می‌گیرند بر اساس نوع عایق استفاده شده [۶]

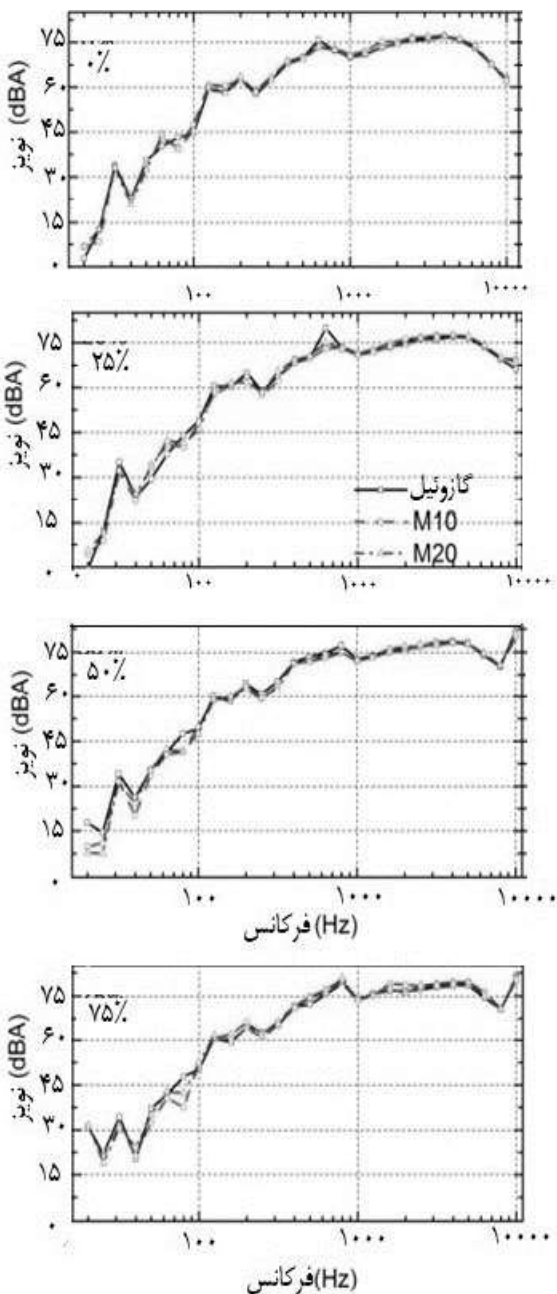
موتور خودرو از اجزای مختلفی که ساکن یا دارای حرکت هستند تشکیل شده است و اجزائی که دارای حرکت، حرکت های دورانی یا حرکت های رفت و برگشتی خطی دارند. علاوه بر صدای احتراق حاصله از سوختن سوخت های فسیلی [۱]، این حرکات رفت و برگشتی و دورانی، باعث ایجاد ارتعاشات در موتور می شوند و این ارتعاشات عامل ایجاد نویز در موتور می شوند. یکی دیگر از عوامل تولید نویز در موتور که دارای دورانی است، توربوشارژر نام دارد که اصلی ترین دلیل اختراع [۲] این تجهیز، تولید موتورهایی با ابعاد کوچک و وزن کمتر اما با قدرت بیشتر بود. در توربوشارژر حرکت دورانی توربین به کمپرسور منتقل و باعث کشیده شدن هوای بیشتر به داخل منیفولد ورودی هوا می‌شود و به این صورت بازده کلی خودرو با وجود این تجهیز افزایش می‌یابد اما این افزایش بازده با فعل و انفعالات سیالاتی همراه است که عامل اصلی نویز توربوشارژر می‌باشد. نویز به تعبیر فارسی، صدای مزاحم است و هم موتور و هم توربوشارژر، نویزهایی تولید می‌کنند که بالاتر از حد تحمل شنیدار انسان است و این مورد عامل اذیت سرنشینان خودرو می‌شود [۳].

در این مقاله مروری بر عوامل ایجاد صوت و نویز توسط موتور و توربوشارژر موتور انجام شده است. در بخش موتور، عوامل تولید نویز و تمهیداتی که به جهت کاهش آن صورت گرفته، درج شده است. در بخش توربوشارژر، عوامل اصلی تولید نویز یک به یک تشریح شده است. در نهایت، جمع بندی و پیشنهاداتی جهت بهبود نویز یا کاهش آن نوشته شده است. همچنین، تحقیقات پیش رو و در دست کار محققان این مقاله در انتهای جمع بندی آورده شده است.

## ۲- کاهش نویز موتور

از زمانی که موتورها بر روی خودروهای سواری قرار داده شد [۴]، تجهیزات آن نویز زیادی تولید می‌کنند. همچنین، با افزایش دمای ساطع شده از موتور، صدای تولیدی آن هم افزایش می‌یابد [۵]. روش های کاهش نویز تولیدی این موتورها در این بخش از مقاله ارائه می‌شود، همچنین در هر روش، تحقیقات پیشین و آزمایش های گوناگون که بر روی این مبحث انجام شده است، نوشته شده و نتایج آن ها برای درک بهتر روش ها، تشریح شده است. پیدا کردن نویز تولید شده توسط انجین از طریق کارهای آزمایشگاهی انجام می‌شود، البته این نویزها را نیز با شبیه

ناک هم از جمله نویزهای تولیدی موتور است و وقتی بوجود می آید که خود احتراقی قبل از جرقه زدن شمع انجام شود و باعث تولید نویز و ارتعاش زیاد در موتور است. پلا [۱۰] با آزمایش موتور در دور کم، آن نویز را آنالیز و فان [۱۱] با بهبود سازی میل لنگ نیز از تولید این نویز جلوگیری کرده است.



شکل ۳ مقایسه‌ی تراز نویز تولیدی موتور با انواع سوخت (سوخت M20 با داشتن ۲۰٪ متانول، سوخت M10 با داشتن نسبت ۱۰٪ متانول) [۷] در ۴ حالت درجه هوای کاملاً بسته (۰٪)، یک چهارم (۳۵٪)، نیمه باز (۵۰٪) و ۷۵٪ باز

جدول ۱ مواد استفاده شده در عایق های صوتی [۶]

ماده	تخلخل	پایداری جریان	چگالی جرمی	ضریب جذب
		(Ns/m <sup>4</sup> )	(Kg/m <sup>3</sup> )	در ۲kHz
A	۰/۹۵۳	۳۶۴۸۳	۷۲/۹	۰/۸۵۴
B	۰/۹۷۳	۶۱۸۴۷۷	۱۹/۴	۰/۳۵۸
C	۰/۹۷	۱۰۳۵۷	۲۹/۸	۰/۵۸۳
D	۰/۹۴۸	۴۰۵۴۰	۵/۷	۰/۸۴۶
E	۰/۹۶۸	۱۶۲۲۷۳	۱۷/۱	۰/۵۰۴
F	۰/۹۹	۴۱۰۹۰۰	۸/۸	۰/۴۲۹
G	۰/۹۵۳	۳۵۴۸۳	۲۷/۱	۰/۹۰۹

هدف از انجام این آزمایش طراحی عایق های صوتی بهتر جهت بهبود سازی کیفیت صدای ورودی از محفظه موتور به کابین خودرو است [۷]. این تحقیق و تحقیق دیگری از مون [۸] با استفاده از پارامترهای آکوستیکی، در آینده برای طراحی عایق های صوتی بهینه جهت بهینه سازی کیفیت صدای ورودی از محفظه موتور به کابین سرنشین انجام شده است.

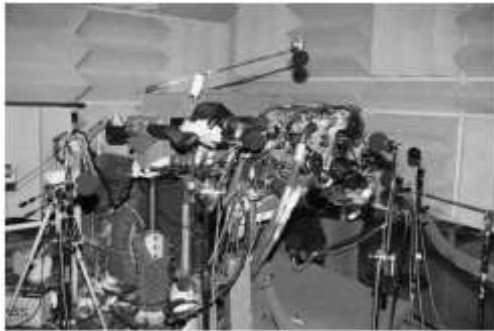
### ۲-۲- نوع سوخت مصرفی موتور

شارما [۱]، سعی به بررسی اثر تغییر سوخت موتور بر روی صوت آن شده است. به این منظور، یک موتور تک سیلندر پاشش مستقیم استفاده شده و دریافت که با افزایش درصد الکل موجود در سوخت، صدای تولیدی موتور کاهش می یابد. مشاهده می شود که سوخت M20 با داشتن ۲۰٪ متانول و ۸۰٪ بنزین، کمترین تراز شدت صوت را داشته است. همچنین سوخت M10 با داشتن نسبت ۱۰٪ و ۹۰٪ متانول و بنزین، صدای تولیدی کمتری در اکتاوندهای مختلف نسبت به سوخت تمام بنزینی داشته است.

همچنین این موضوع برای خودروهای برقی سری (دارای جن-ست موتور<sup>۱</sup> است) هم بررسی شده است. پاتل [۵] با بررسی یک موتور تک سیلندر، دریافت که با تغییر نوع سوخت، می توان میزان حداکثر فشار تولید شده در محفظه سوخت موتور را افزایش یا کاهش داد. همچنین با استفاده از سوخت های با اکتان بالا [۹] و بیو می توان گرمای تولیدی و در نتیجه، گرمای ساطع شده را کاهش داد که این خود منجر به کاهش صوت تا ۲ دسی-بل می شود.

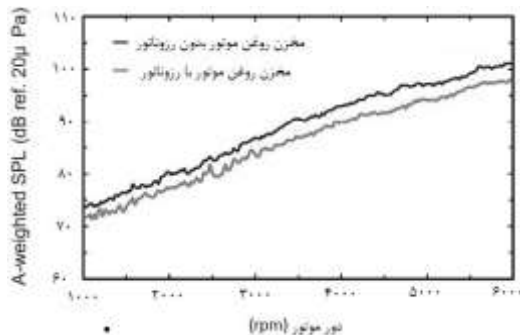
<sup>1</sup> GenSet engine (a generator and engine combined which the engine drives the generator)

و جن نشان داده است و از این تعداد میکروفون برای اندازه گیری و بررسی دقیق تر صوت و نویز تولیدی تجهیزات موتور استفاده شده است.



شکل ۶ محل قرارگیری میکروفون ها در آزمایش لو و جن [۸]

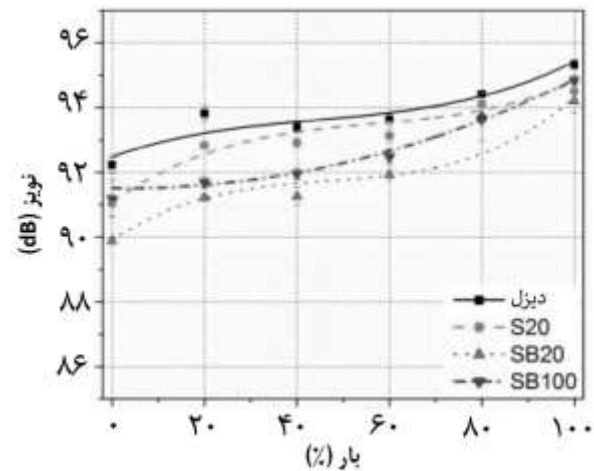
مطابق شکل ۷ با قرار دادن رزوناتور در ورودی فیلتر هوا و همچنین با استفاده از صداگیر فومی کف محفظه روغن موتور، صدای تولیدی در دوره های کاری مختلف موتور کاهش حدوداً ۳ دسی-بلی خواهد داشت. در حالتی که موتور حالت تحت بار است، در دوره های پایین تر، موتور صدای بیشتری نسبت به حالت بدون بار بودن دارد. مثلاً مشاهده می شود در دور کاری ۲۵۵۰ دور-بر-دقیقه و حالت با بار، با افزودن رزوناتور باعث کاهش صوت ۳۰ دسی-بلی شده است



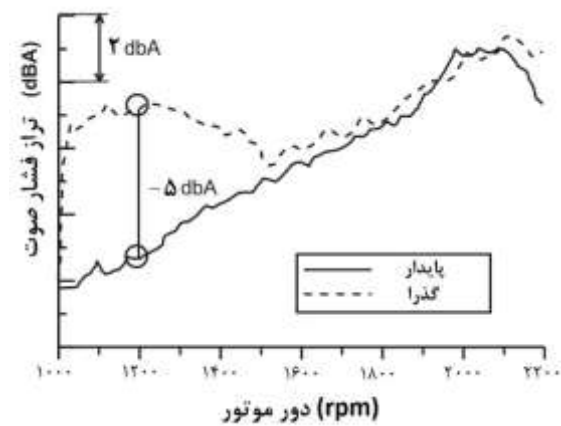
شکل ۷ اثر رزوناتور تجهیز شده در ورودی فیلتر هوای موتور و کاهش حدوداً ۳ دسی-بلی [۸] در حالت تحت بار، در دوره های پایین تر، موتور صدای بیشتری نسبت به حالت بدون بار دارد.



شکل ۸ رزوناتور هلمهولتزی [۹] برای قرار دادن بر سر فیلتر هوای موتور [۱۵] عامل کاهش نویز تا ۳ دسی-بلی



شکل ۴ تفاوت نویز ساطع شده از موتور با ۴ مدل سوخت مختلف [۱۲] (سوخت دیزل و سوخت های هسته سویا یا بیودیزل)



شکل ۵ تراز فشار صوت در حالت گذرا و پایدار [۱۳] در حالت گذرا هنوز تجهیزات موتور به پایداری حرکتی و ثبات نرسیده اند، در دوره های کاری پایین، تفاوت به حداکثر میزان خود می رسد که حدوداً ۲ تا ۲/۵ دسی بل است.

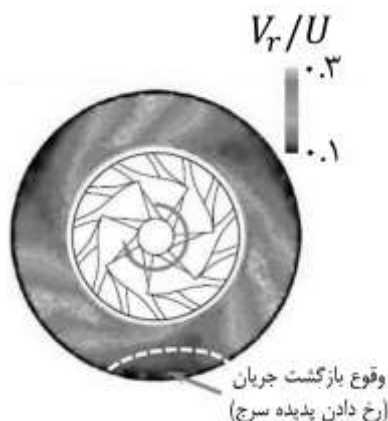
### ۲-۳- قرار دادن صدا خفه کن داخل تجهیزات موتور

لو و جن [۱۴] یک موتور دیزلی ۴ سیلندر را مورد بررسی قرار دادند. با اندازه گیری صوت های تولید شده در اجزاء متفاوت این موتور، قطعه های تمیزکننده هوا (فیلتر هوای خودرو) و محفظه روغن موتور برای تحلیل و بهینه شدن انتخاب شد. با قرار دادن رزوناتور و صداخفه کن های متعدد، اثر آن ها بر روی نویز تولیدی هر تجهیز بررسی شد. برای اینکار، ابتدا نویز تجهیز اندازه گیری شد، سپس راهکاری طراحی و در آخر اثر راهکار پیشنهادی بررسی شده است.

لو برای اندازه گیری نویز تولیدی تجهیز، با توجه به شکل ۶، هفت عدد میکروفون در مکان های مختلف در فضای اطراف موتور کار گذاشت. شکل ۶ محل قرارگیری سیستم میکروفون لو

برعکس شده و از خروجی به سمت ورودی تغییر می کند. به این پدیده جدایی جریان گفته می شود [۲۲].

جدایی جریان در نهایت باعث ایجاد جریان های گردابی، کاهش بازده کمپرسور و افزایش نویز می شود [۲۳]. جریان برعکس شده سبب می شود که فشار خروجی کمپرسور افت کند. با افت فشار خروجی کمپرسور، کمپرسور به شرایط کارکرد اولیه برمی گردد. اگر دبی جریان بیشتر نشود، این پدیده در یک دبی مشخص برای هر کمپرسور بصورت سیکل اتفاق می افتد [۴]. پدیده سرچ پدیده ای مخرب است که باعث خرابی های مکانیکی در دراز مدت است. در سرعت های زیاد دوران کمپرسور، خرابی این پدیده محسوس می شود. تحقیقات انجام شده در زمینه ی این پدیده [۴] در کمپرسورها نشان می دهد که پدیده سرچ و جریان های گردابی از عوامل اصلی تولید نویز در کمپرسورها با دبی های کم، حدودا ۵۹ تا ۷۷ گرم بر ثانیه، است.

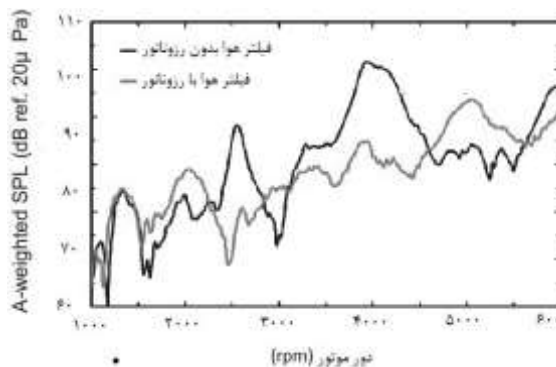


شکل ۱۰ محل وقوع سرچ و جریان بازگشتی [۴] کانکتور تیره تر نسبت سرعتی کمتر از ۰/۱ را نشان می دهد.

پاورز [۲۲] جریان بازگشتی دیگری به غیر از سرچ را در کمپرسور مشاهده نمود. این جریان را recirculation نامید، بدین معنی که جریان چرخیده در کمپرسور، بدون خروج از آن، با جریان ورودی جدید ادغام و دوباره کمپرس بشود. پاورز پره های کمپرسوری با توابع درجه ۵ طراحی نمود و مورد آزمایش تجربی در آزمایشگاه و همچنین حل کامپیوتری قرار داد. این طرح جدید برای جلوگیری از ایجاد سرچ زود هنگام پیشنهاد شده است.

### ۳-۲- بارگذاری بر روی پره های کمپرسور

صدای اصلی کمپرسورها به دلیل بارگذاری روی پره های آنهاست که منظور از بارگذاری، همان دبی در حال جریان بر روی پره ها می باشد. ضخامت پره های کمپرسور روی صدای تولیدی آن اثر



شکل ۹ صوت وزن دهی شده موتور در دوره های کاری مختلف [۸] نمایان کننده ی اثر رزوناتور بر روی تجهیز فیلترهوا خودرو است.

همچنین، مطابق شکل ۹ با تجهیز شدن فیلتر هوا به رزوناتور، صوت وزن دهی شده موتور کاهش پیدا کرده است. این کاهش در دوره های کاری ۲۵۰۰ و ۴۰۰۰ دور در دقیقه که دوره های عمومی تعویض دنده است، بسیار بخصوص می باشد. بدین معنی که راننده در حد بالای دور موتور، جهت تعویض دنده، نویز کمتری از موتور می شوند و این موجب آسایش او و سرنشینان خودرو شده است.

### ۳- عوامل ایجاد نویز در توربوشارژر

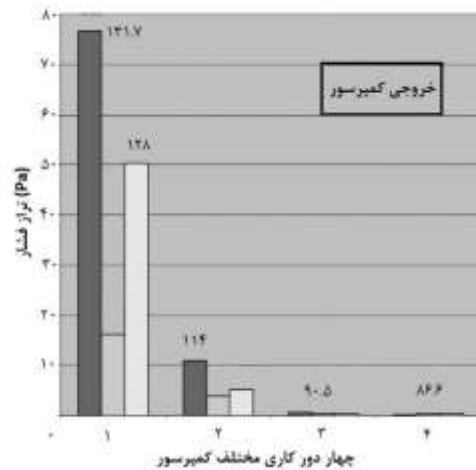
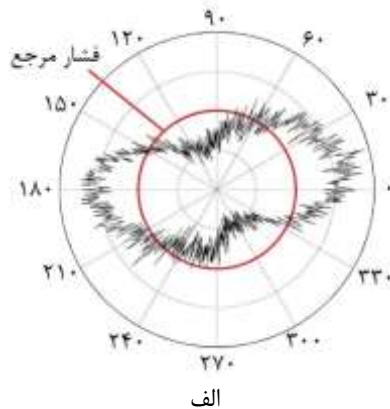
در این بخش عوامل متعدد در تولید نویز [۱۶] توربوشارژر معرفی، بررسی، آزمایش و تحلیل شده است که تحلیل ها توسط دو روش مدلسازی و تحلیل کامپیوتری یا آزمایش و تحلیل تجربی است [۱۷]، [۱۸]، [۱۹]. روش کامپیوتری زمانبر و روش تجربی [۲۰] هزینه بر است [۲۱]. از جمله این عوامل می توان به رخ دادن پدیده سرچ (جدایش جریان)، بارگذاری روی تیغه های کمپرسور، تعداد پره های مناسب، زبری سطوح مختلف کمپرسور، اختلاف فشار سطح رویی و سطح زیرین هر پره و در نهایت هندسه ورودی کمپرسور اشاره کرد.

### ۳-۱- عوامل ایجاد نویز در توربوشارژر

زمانی که پروانه کمپرسور با سرعت ثابت در حال دوران است، اگر دبی جریان سیال عبوری از آن کاهش پیدا کند، فشار خروجی افزایش پیدا می کند. با ادامه یافتن کاهش دبی، فشار خروجی از کمپرسور تا حدی بالا می رود. این فشار از فشار داخل کمپرسور و میان پره ها بیشتر شده و بر آن غلبه می کند. در نتیجه، با توجه به اینکه سیال تمایل دارد از فشار بیشتر به کمتر جاری شود، جهت جریان در بعضی از نقاط داخل کمپرسور

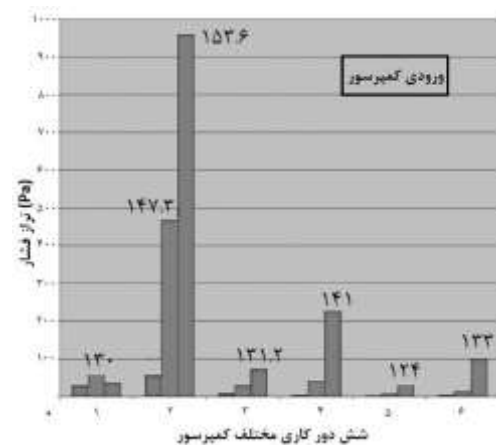
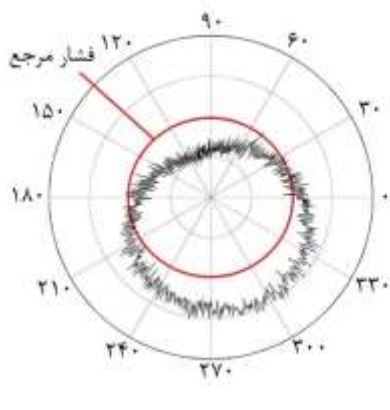
کاهش نباشند، با تعبیه کردن جاذب های صوتی، از نشت این نویزها جلوگیری کرد.

شکل ۱۳ اختلاف فشار کمپرسور توربوشارژر را هنگامی که سرعت خطی نوک پره ها به ترتیب ۰/۸۵، ۰/۵ و ۰/۶۵ ماخ است، با فشار مرجع نشان می دهد [۴]، [۲۵]. در نواحی که فشار کمتر از فشار مرجع است، سرچ رخ داده. مشاهده می شود که سرچ هم در سرعت های کاری بالا (دبی زیاد) و هم در سرعت های کاری پایین (دبی کم) اتفاق می افتد و کمینه ترین حالت ممکن برای رخ ندادن سرچ، بارگذاری مناسب، با تنظیم دبی ورودی، بر روی پره های کمپرسور است.

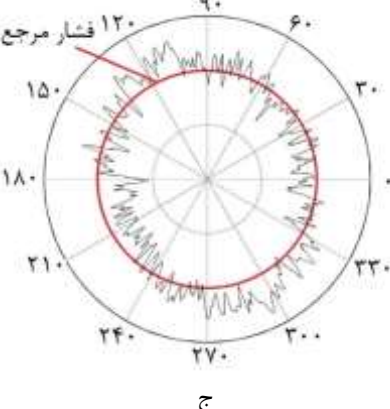


شکل ۱۱ تراز فشار صوت در خروجی کمپرسور [۴]

همانطور که در دو شکل ۱۱ و ۱۲ مشاهده می شود، ترازهای صوتی در طول ورودی و خروجی کمپرسور اندازه گیری شده است و همانطور که می توان دید، نویز بیشتری در ورودی کمپرسور نسبت به خروجی کمپرسور ایجاد می شود [۴]؛ هنگام مکش هوا از ورودی کمپرسور توسط پره های به گردش درآمده، تراز صوتی حدود ۱۵۴ دسی-بل است [۴] در حالی که در خروجی ۱۳۱/۷ دسی-بل است.



شکل ۱۲ تراز فشار صوت در ورودی کمپرسور [۴]

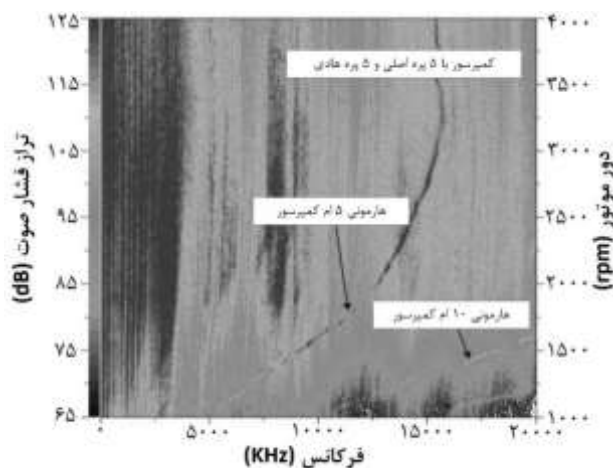


شکل ۱۳ فشار تولیدی در سطح داکت ورودی کمپرسور [۲۰] - الف - در دور کاری ۰/۸۵ ماخ ب - در دور کاری ۰/۶۵ ماخ و ج - در دور کاری ۰/۵ ماخ

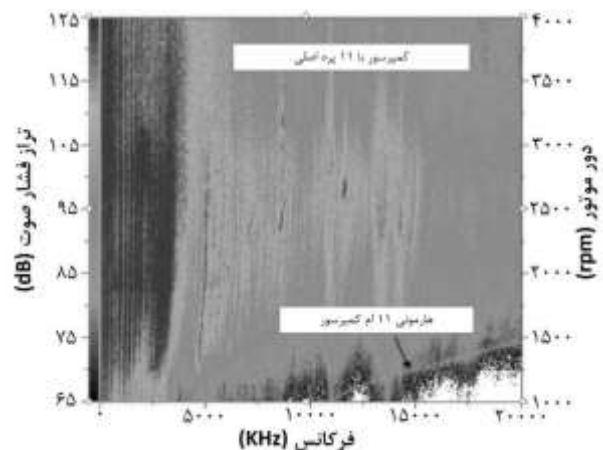
با توجه به اینکه بازه ی راحتی شنیداری انسان در محدوده ی صفر دسی-بل تا ۶۰ دسی-بل است [۲۴]، این اعداد بسیار بالا هستند و باید به طریقی برای آرامش سرنشینان و افراد حاضر در اطراف خودرو، این مقادیر را کاهش داد یا در صورتی که قابل

### ۳-۳- تعداد نامناسب پره های کمپرسور

از دلایل دیگری که می توان برای تولید نویز در توربوشارژر نام برد، کمبود پره های اصلی و هادی است و از دلایل استفاده از پره های هادی، علاوه بر هدایت جریان های بین پره ای، می توان به منظم سازی این جریان ها و جلوگیری از تولید نویز، به دلیل تولید جریان های گردابه ای اشاره کرد. برای بهبود مشکل و کاهش نویز تولید شده توسط پره های کمپرسور (ایمپلر)، یکی از روش ها، افزایش تعداد پره های موجود روی ایمپلر است. شکل زیر کاهش تراز صوتی تولید شده در اثر اضافه شدن پره های کمپرسور را در دورهای مختلف کارکرد موتور نشان می دهد. شکل ۱۴ و ۱۵ تفاوت نویز دو کمپرسور با تعداد پره های مختلف را نشان داده اند. مشاهده می شود که کمپرسور با تعداد پره اصلی بیشتر، نویز کمتری تولید می کند.



شکل ۱۴ تراز فشار صوت کمپرسور با ۱۰ پره شامل ۵ پره اصلی و ۵ پره هادی [۴] تراز فشار صوت تولیدی هنگامی که تعداد پره کم است، بیشتر می شود.



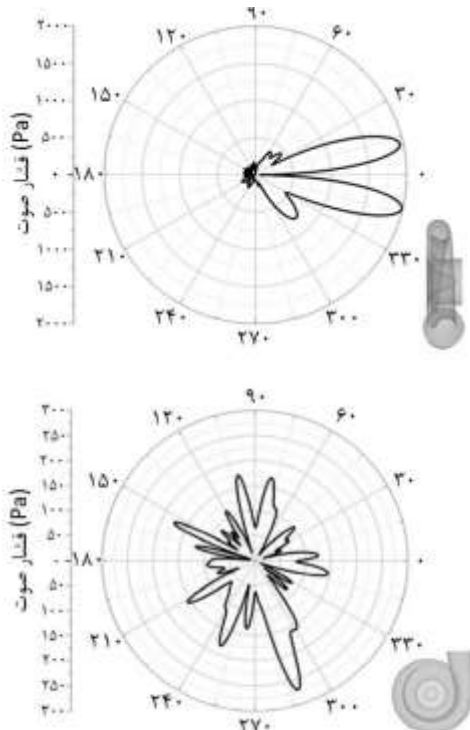
شکل ۱۵ تراز فشار صوت کمپرسور با ۱۱ پره شامل ۶ پره اصلی و ۵ پره هادی [۴]

### ۳-۴- زبری سطوح مختلف کمپرسور

زبری سطح از عواملی است که می تواند باعث آشفته گی جریان بشود. لیو [۲۶] اثر زبری سطح پره های کمپرسور بر روی صدای تولیدی و عملکرد آن را بررسی کرده و عملکرد تحت سرعت دورانی و صوت تولیدی تحت شرایط مختلف کارکرد کمپرسور سنجیده است. لیو با قرار دادن میکروفون در اطراف کمپرسور نقاط مختلف (با توجه به شکل ۱۵)، اثر ۶ مدل متفاوت از زبری سطح بر روی نویز تولیدی را بررسی کرد. در شکل ۱۵، محل قرار گرفتن ۵ میکروفون برای اندازه گیری نویز تولیدی توسط کمپرسور در آزمایش لیو نمایش داده شده است.

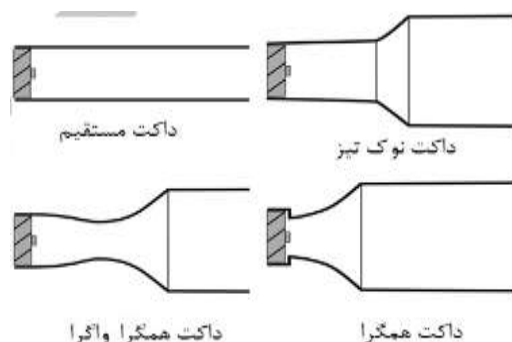
لیو ۶ پره با جنس های مختلفی که در جدول ۲ آورده شده را بررسی کرد و نتایج آزمایش ها را به صورت زیر بیان کرد: ۱- با افزایش زبری سطح پره های کمپرسور، فشار حداکثری و بازده آیزنتروپیک کاهش پیدا کردند. ۲- ضریب فشار حداکثری ۲/۵٪ و ضریب بازده کاهش اکپوننشیالی داشتند. لیو ۶ حالت مختلف که در جدول ۲ تشریح شده را بررسی کرد و نتایج آزمایش ها به صورت زیر بیان شدند: ۱- با افزایش زبری سطح پره های کمپرسور، فشار حداکثری و بازده آیزنتروپیک کاهش پیدا کردند. ۲- ضریب فشار حداکثری ۲/۵٪ و ضریب بازده کاهش اکپوننشیالی داشتند. ۳- به دلیل زبری سطح، جریان های توربولانسی باعث ایجاد بازگشت جریان کلی در نزدیک حلزونی می شود که این باعث کاهش توانایی هواکشی کمپرسور می شود. ۴- نوسان فشار حداکثری به خاطر زبری سطح زیاد شد (ناپایداری جریان)؛ هرچند تا تغییرهای زبری در بازه ۲۵ میکرومتر اثری نداشت. ۵- تغییر بسیار محسوسی در تراز-فشار-صوتی ایجاد شد که با زبری سطح پره ها رابطه مستقیم دارد. ۶- تراز-صوت در کل با افزایش زبری ۱۵۰ میکرومتری، ۲ دسی-بل افزایش داشت (اثر اکپوننشیالی دارد) ولی بر روی جهت صدا اثری نداشت. بازده حداکثری ۲/۴۷٪ کاهش داشت.

مانند می شود که آزاد دهنده است. این صدا به مقدار دبی جریان ورودی هم بستگی دارد؛ اگر دور کارکرد موتور بالا باشد، تراز صوتی بیشتر از حالتی خواهد بود که دور کارکرد موتور پایین باشد.



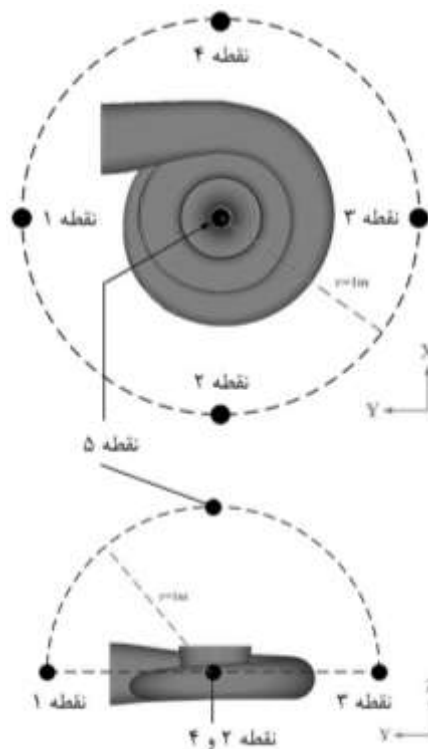
شکل ۱۷ فشار آکوستیکی تولیدی در محل ورودی کمپرسور [۲۷]

گالیندو [۲۹] در راستای نویز کمپرسور توربوشارژر، اثر شکل ورودی هوا به کمپرسور بررسی کرده است (شکل ۱۸). بیشترین نویز تولیدی مربوط به داکت مستقیم بود. داکت همگرا-واگرا با آنکه این نویز را کاهش داد، اما سبب کاهش نسبی دبی ورودی شد اما بیشترین کاهش نویز را داکت همگرا داشت.



شکل ۱۸ هندسه های مورد بررسی گالیندو [۲۹]

کریم و همکاران [۳۰] داکت های ورودی متعددی را بر روی کمپرسور، که دارای ۶ پره اصلی و ۶ پره هادی بود، آزمایش کردند.



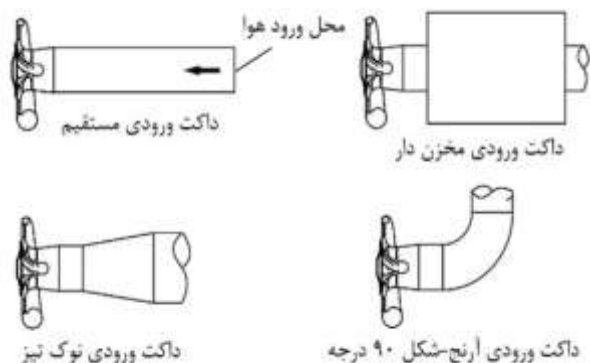
شکل ۱۶ محل قرار گیری میکروفون ها در آزمایش لیو و همکاران [۲۶]

جدول ۲ جنس های مختلف پره [۲۰]

حالت	سطح پره	$R_k$	$R_a(\mu m)$	$k_s(\mu m)$
۱	نرم	۰	۰	۰
۲	نرم	۲۰/۵۸	۰/۱۶	۱
۳	زیر	۱۰۲/۸۹	۰/۸۱	۵
۴	زیر	۲۰۵/۷۹	۱/۶۱	۱۰
۵	زیر	۵۱۴/۴۷	۴/۰۳	۲۵
۶	زیر	۱۰۲۸/۹۴	۸/۰۶	۵۰
۷	زیر	۱۵۴۳/۴۱	۱۲/۱۰	۷۵
۸	زیر	۲۰۵۷/۸۸	۱۶/۱۳	۱۰۰
۹	زیر	۳۰۸۶/۸۲	۲۴/۱۹	۱۵۰

### ۳-۴- داکت ورودی کمپرسور

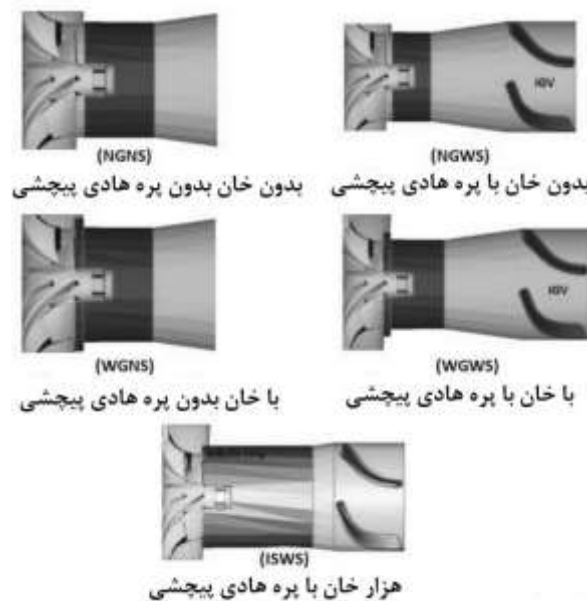
شارما [۲۷] در مقاله خود نمودارهای مربوط به تراز فشار صوتی یک کمپرسور موتور دیزلی را رسم کرده و وجود فشار صوتی بالای ۲۰۰ پاسکال را در ورودی کمپرسور را صحت داده است. شکل ۱۷ یکی از چندین نمودار شارما برای اثبات وجود نویز توربوشارژر را نشان می دهد در ورودی کمپرسور توربوشارژر [۲۸] به دلیل سرعت بالای سیال، فلذا کاهش فشار در ورودی، اختلاف فشار با محیط [۲۷] اطراف باعث تولید صدایی ووش



شکل ۲۱ هندسه داکت ورودی آزمایش بروآچ [۳۱]

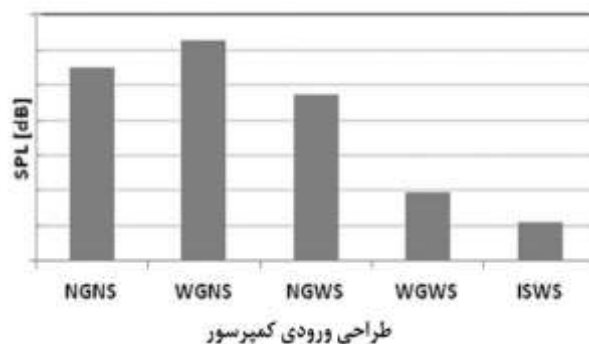
### ۳-۵- روغن کاری و جلوگیری از اتلاف توان کمپرسور

با توجه به آنکه بازده توربوشارژر به روغنکاری یاتاق‌های آن مرتبط است، می‌توان از هدررفت انرژی با بهینه‌سازی مواد تشکیل‌دهنده‌ی روغن و هم‌زمان توانایی ساخت و کارکرد توربوشارژر با آن مواد جلوگیری کرد. نووتنی [۳۲] با استفاده از الگوریتم ژنتیک و مدلسازی روغن یاتاقان برای بهینه‌سازی یاتاقان استفاده کرده است. حالت گذرا با توربوشارژر غیر فیزیکی و حالت پایدار با محاسبات پیشرفته CFD حل شده است. این استراتژی باعث کاهش اصطکاک و در حالت عملکردی مطلوب، باعث ۳۵٪ کاهش اتلاف مکانیکی شده است. این دو کاهش در اتلاف، ۲۰٪ افزایش ذخیره انرژی در سیستم روغنکاری بدون افزایش دبی روغن شده است. به همراه داشته است. این نتایج از طریق کاهش اتلاف‌های اصطکاکی یاتاقان پیش‌برنده میسر شد هرچند این استراتژی باعث کاهش تحمل و بد شدن طراحی این یاتاقان شد که اثر آن بد شدن عملکرد آن است. خوبی این استراتژی شامل بودن تعداد زیادی شرایط عملکردی بوده است. شرایط عملکردی تاثیر بسزایی روی طراحی یاتاقان دارند. در آینده باید روی عمق شیارهای یاتاقان و حالت گذرای دینامیک برای بهینه‌سازی استفاده شود.



شکل ۱۹ طرح‌های مختلف ورودی کمپرسور [۳۰] بهترین نوع داکت ورودی برای کمپرسور، ورودی کمپرسور با هادی<sup>۱</sup> ها و خان<sup>۲</sup>ها برای کاهش نویز تولیدی پیشنهاد شده است.

میزان نویز تولیدی طرح‌های مختلف داکت ورودی به صورت شکل ۲۰ توسط کریم نشان داده شده است که بهترین طرح برای تولید کمترین نویز را می‌توان هزار خان با پره پیچشی تصور کرد.



شکل ۲۰ تراز فشار صوت تولیدی داکت‌های ورودی کمپرسور آزمایش کریم [۳۰]

بورآچ [۳۱] در ارتباط با هندسه داکت ورودی، چهار هندسه را بررسی نمود. بهترین هندسه از جهت کاهش نویز برای داکت ورودی نوک تیز بود. همچنین بهترین داکت برای جلوگیری از سرچ را داکت ورودی مخزن دار داشت، هرچند کاهش نویز آن به اندازه‌ی داکت مخزن دار نبود.

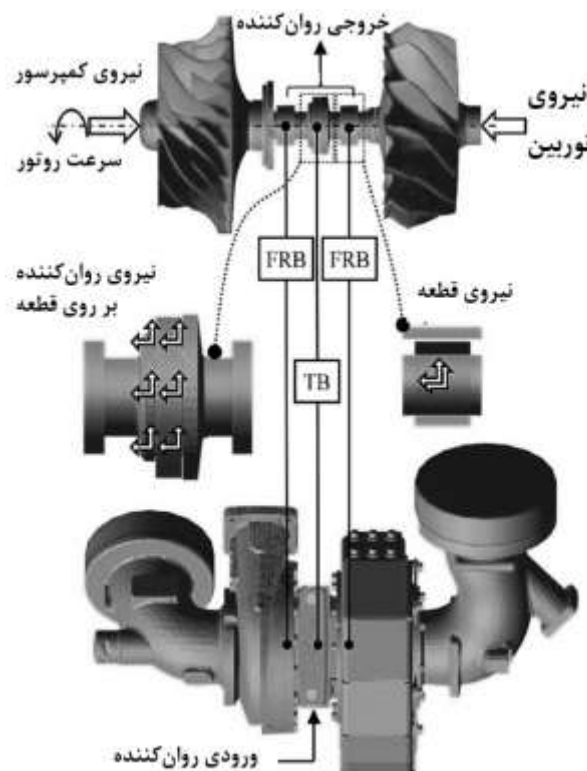
<sup>۲</sup> Inlet guide vane

<sup>۱</sup> Leading-edge step

نزدیک، مقاله علمی-پژوهشی در همین راستا از آن ها منتشر خواهد شد.

#### ۵- مراجع

- [1] Sharma, N., et al., "Experimental investigations of noise and vibration characteristics of gasoline-methanol blend fuelled gasoline direct injection engine and their relationship with combustion characteristics", *Applied Thermal Engineering*, 158: pp. 113754, (2019).
- [2] Backhaus, R., "Innovative Concepts for Higher Efficiency and Performance", *MTZ industrial*, 8(2): pp. 12-13, (2018).
- [3] Atarod, P., et al., "Soft computing-based modeling and emission control/reduction of a diesel engine fueled with carbon nanoparticle-dosed water/diesel emulsion fuel", *Journal of Hazardous Materials*, 407: p. 124369, (2021)
- [4] Chen, H. "Noise of Turbocharger Compressors. in 17th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery", (*ISROMAC2017*). (2017).
- [5] Patel, C., N. Tiwari, and A.K. Agarwal, "Experimental investigations of Soyabean and Rapeseed SVO and biodiesels on engine noise, vibrations, and engine characteristics", *Fuel*, 238: pp. 86-97, (2019).
- [6] Lee, S.-K., G.-H. Lee, and J. Back, "Development of sound-quality indexes in a car cabin owing to the acoustic characteristics of absorption materials", *Applied Acoustics*, 143: pp. 125-140, (2019).
- [7] Lee, S.-K., et al., "A new method for active cancellation of engine order noise in a passenger car", *Applied Sciences*, 8(8): pp. 1394, (2018).
- [8] Moon, S., et al., "A study on affective dimensions to engine acceleration sound quality using acoustic parameters", *Applied Sciences*, 9(3): pp. 604, (2019).
- [9] Kumar, T., et al., "Experimental study of the anti-knock efficiency of high-octane fuels in spark ignited aircraft engine using response surface methodology", *Applied Energy*, 259: p. 114-150, (2020).
- [10] Pla, B., et al., "Knock analysis in the crank angle domain for low-knocking cycles detection", *SAE Technical Paper*, (2020).
- [11] Fan, F., et al. "Experimental Study on the Vehicle Knocking Noise Based on Crankshaft Angle", *China SAE Congress 2020: Selected Papers*, Springer, (2022).



شکل ۲۲ سیستم طراحی شده برای روان کاری [۳۰]

#### ۴- نتیجه گیری

در این مقاله بررسی نویز و صوت تولید شده از موتور خودرو و همچنین یکی از مهم ترین تجهیزات آن، توربوشارژر، مورد هدف بود. با بررسی های انجام شده، دریافته شد که نویز عضو جدایی ناپذیر اجسام در حال دوران و دارای جریان است. این نویزها با طراحی بهتر و مهندسی شده تر، قابل کاهش هستند تا بتوان موجب آرامش سرنشینان خودرو را فراهم کرد. روش های کاهش نویز موتور، استفاده از مواد جاذب مانند صدا خفه کن ها و عایق های صوتی بود. برای کاهش نویز تجهیز توربوشارژر نیز می توان با بهره گیری از روش های تجربی و کامپیوتری، ابتدا این نویزها و عوامل آن ها را پیدا کرد، سپس به بررسی روش کاهش آن از طریق بهبود هندسه کمپرسور و پره ها و ورودی آن پرداخت. همچنین، با استفاده از کنترلر ها می توان دبی ورودی و خروجی از کمپرسور را تحت نظارت و کنترل قرار داد تا باعث بازگشت جریان و ایجاد پدیده سرج نشود. با توجه به بخش ۵/۳، می توان برای هندسه داکت ورودی طراحی بهینه انجام داد.

نویسندگان این مقاله در حال حاضر در حال انجام پژوهش بر روی هندسه داکت ورودی و بهینه سازی آن هستند و در آینده

- [23] Darbyshire, J.L. and J.D. Young, "An investigation of sound levels on intensive care units with reference to the WHO guidelines", *Critical Care*, 17(5): pp. 1-8, (2013).
- [24] Bianchini, A., et al. "Some guidelines for the experimental characterization of vaneless diffuser rotating stall in stages of industrial centrifugal compressors. in Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air", *American Society of Mechanical Engineers*, (2014).
- [25] Liu, C., et al., "Effects of blade surface roughness on compressor performance and tonal noise emission in a marine diesel engine turbocharger", *Journal of Automobile Engineering*, 2020. 234(14): pp. 3476-3490, (2020).
- [26] Faßbender, A., M. Enneking, and P. Jeschke., "Rotor-Alone Tones in the Outflow Noise of a Centrifugal Compressor. in Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air", *American Society of Mechanical Engineers*, (2019).
- [27] Wu, G., J.C. Ge, and N.J. Choi, "A comprehensive review of the application characteristics of biodiesel blends in diesel engines", *Applied Sciences*, 10(22): pp. 8015, (2020)
- [28] Galindo, J., et al., "Effect of the inlet geometry on performance, surge margin and noise emission of an automotive turbocharger compressor", *Applied Thermal Engineering*, 110: pp. 875-882, (2017).
- [29] Karim, A., et al., "Computational aero-acoustics simulation of compressor whoosh noise in automotive turbochargers", *SAE Technical Paper*, (2013).
- [30] Broatch, A., et al., "Impact of simple surge-enhancing inlet geometries on the acoustic behavior of a turbocompressor", *International Journal of Engine Research*, 21(5): pp. 794-800, (2020).
- [31] Novotný, P., J. Vacula, and J. Hrabovský, "Solution strategy for increasing the efficiency of turbochargers by reducing energy losses in the lubrication system", *Energy*, 236: pp. 121402, (2021).
- [12] Wu, G., J.C. Ge, and N.J. Choi, "A comprehensive review of the application characteristics of biodiesel blends in diesel engines", *Applied Sciences*, 10(22): pp. 8015, (2020).
- [13] Giakoumis, E.G., D.C. Rakopoulos, and C.D. Rakopoulos, "Combustion noise radiation during dynamic diesel engine operation including effects of various biofuel blends: A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54: pp. 1099-1113 (2016).
- [14] Gallo, M. and M. Marinelli, "Sustainable mobility: A review of possible actions and policies", *Sustainability*, 12(18): pp. 7499, (2020).
- [15] Barron, R.F., "Industrial noise control and acoustics", *CRC Press*, (2002).
- [16] Liu, C., et al., "Numerical investigation of marine diesel engine turbocharger compressor tonal noise", *Journal of Automobile Engineering*, 234(1): pp. 71-84, (2020).
- [17] Sharma, S., et al., "Acoustic characteristics of a ported shroud turbocompressor operating at design conditions", *International Journal of Engine Research*, 21(8): pp. 1454-1468, (2020).
- [18] Pištěk, V., et al., "Acoustic Identification of Turbocharger Impeller Mistuning—A New Tool for Low Emission Engine Development", *Applied Sciences*, 10(18): pp. 6394, (2020).
- [19] Mohamad, B.A., "Modeling and Testing of Advanced Intake and Exhaust System Components for Race Car Engines", *Design of Machines and Structures*, University of Miskolc, pp. 125632, (2021).
- [20] Blackstock, D.T., "Fundamentals of physical acoustics", *Acoustical Society of America*, (2001).
- [21] Powers, K., et al., "A new first-principles model to predict mild and deep surge for a centrifugal compressor", *Energy*, pp. 123050, (2022).
- [22] Perreault, D.J., K.K. Afridi, and I.A. Khan, "Automotive applications of power electronics, in Power Electronics Handbook", *Elsevier*, pp. 1067-1090, (2018).

## شبیه‌سازی و کاهش ارتعاش دک‌های ساندویچی با میراگرهای دانه‌ای در شناورها با استفاده از روش جریان دو فاز گاز-جامد

**چکیده:** در این تحقیق، کارایی میراگرهای دانه‌ای، در بهبود عملکرد ارتعاشی سازه کامپوزیتی نشیمن موتور در یک شناور، بررسی شده است. با توجه به زمان بر بودن فرآیند محاسباتی تحلیل دینامیکی این میراگرها با استفاده از روندهایی مانند المان‌های گسسته، یک فرآیند جایگزین بهینه مبتنی بر تئوری چند فازی جریان توسعه داده شده است. در گام اول، مشخصات یک واحد از این نوع میراگرها استخراج و معادلات آن به منظور تخمین ضریب میرایی معادل توسعه یافته است. به این منظور، تئوری چند فازی جریان استفاده می‌شود که در آن، تئوری جنبشی جریان متراکم سیالات و تئوری مور-کولمب جهت مدل‌سازی برخورد و اصطکاک بین ذرات درون سلول به کار می‌رود. با توجه به وابستگی غیرخطی ضرایب میرایی معادل، به دامنه سرعت، یک کد پایتون به صورت حلقه همگرا کننده در محیط نرم افزار آباکوس جهت پیاده سازی فرآیند تخمین میرایی معادل خطی آن واحد، نوشته شده است. در بخش نتایج پس از انجام صحت سنجی و اثبات دقت و سرعت محاسبات، نشان داده شد دامنه شتاب ارتعاشی در این مدل، کاهش قابل توجهی داشته است.

**واژه‌های راهنما:** میراگر دانه‌ای، ضریب میرایی، تئوری چند فازی جریان، اجزاء محدود، پایتون

محمد گندم‌کار\*

استادیار،  
مجتمع دانشگاهی مکانیک،  
دانشگاه صنعتی مالک اشتر

مهدی دادخواه

استادیار،  
مجتمع دانشگاهی مکانیک،  
دانشگاه صنعتی مالک اشتر

سید حسین دیباجیان

استادیار، دانشکده مهندسی  
مکانیک و سیستم‌های انرژی،  
دانشگاه شهید بهشتی، تهران

سارا جهانگیری

کارشناسی ارشد،  
مجتمع دانشگاهی مکانیک،  
دانشگاه صنعتی مالک اشتر

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۳۹۸/۰۷/۲۸

پذیرش: ۱۴۰۱/۰۲/۳۰

**Mohammad Gandomkar\***  
Assistant Professor,  
Faculty of Mechanics,  
Malek Ashtar University  
of Technology

**Mahdi Dadkhah**  
Assistant Professor,  
Faculty of Mechanics,  
Malek Ashtar University  
of Technology

**Seyed Hossein Dibajian**  
Department of  
Mechanical and Energy  
Systems Engineering,  
Shahid Beheshti  
University, Tehran

**Sara Jahangiri**  
MSc., Faculty of  
Mechanics, Malek Ashtar  
University of Technology

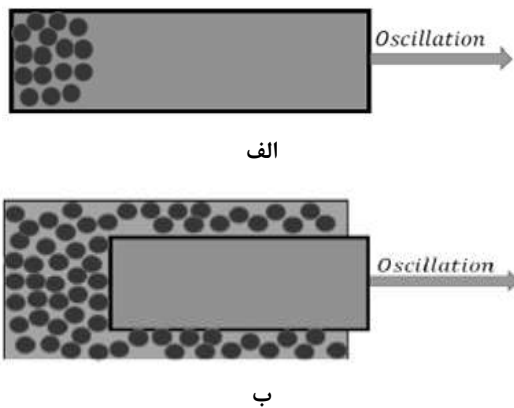
## Simulation and vibration reduction of sandwich panels with granular dampers in vessels using multiphase flow theory of gas-particle

**Abstract:** In this research, the efficiency of granular dampers in improving the vibration performance of a composite engine seat structure in a vessel has been investigated. Due to the time-consuming computation process of dynamic analysis of these dampers using processes such as discrete elements, an optimal alternative process based on multiphase flow theory has been developed. First, the characteristics of a unit of this type of damper are extracted and its equations are developed to estimate the equivalent damping coefficient. For this purpose, multiphase flow theory is used, in which the kinetic theory of dense fluid flow and the Moore-Columb theory are used to model the collision and friction between particles within the cell. Due to nonlinear dependence, a Python code has been used as a convergent loop in the ABAQUS software environment to implement the damping estimation process. In the result section, after performing validation and proving the accuracy and speed of calculations, it was shown that the amplitude of vibrational acceleration in this model has significantly decreased.

**Keywords:** Granular damper, Damping coefficient, Multiphase flow theory, Finite element, Python

## ۱- مقدمه

ندارند و لذا برای تجهیزات قابل حمل و متحرک مفید هستند. مطابق شکل ۱ دو نوع از این میراگرها موجود است: جعبه‌ای و پیستونی [۲]. این میراگرها در محدوده دمایی گسترده‌ای کار می‌کنند و در مقایسه با دیگر میراگرها دیرتر خراب می‌شوند [۳]، [۴].



الف

ب

شکل ۱ انواع میراگر دانه‌ای الف- مدل پیستونی ب- مدل جعبه‌ای [۲]

بیش از ۳ دهه است که از این نوع میراگر استفاده می‌شود و در سال‌های اخیر با توجه به کارایی این میراگر در صنایع مختلف، تحقیقات بسیاری برای شبیه‌سازی و استخراج میزان میرایی و بهینه‌سازی پارامترهای آن صورت گرفته است [۵]، [۶]. قریب و همکاران در سلسله مقالاتی به بررسی جذب شوک حین برخورد بین دانه‌های میراگرها پرداختند و روابطی برای مدل-سازی نیروهای حین برخورد ارائه نمودند [۷]، [۸]، [۹]. در سال ۱۹۹۹ سالوئا و همکارانش [۱۰] با شبیه‌سازی عددی نشان دادند که چگونه جاذبه زمین بر اتلاف انرژی در رژیم‌های حرکتی این میراگر اثر می‌گذارد. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد سه رژیم انرژی اتلافی مختلف با اعمال نیروی خارجی وجود دارد. این سه رژیم جامد (جمع‌شدگی و برخورد<sup>۲</sup>)، انتقالی و گازی<sup>۳</sup> هستند.

در سال ۲۰۰۴ وو و همکارانش [۱۱] به بررسی روشی جدید به نام تئوری چند فازی جریان<sup>۴</sup> برای محاسبه ویژگی‌های این میراگر پرداختند. آن‌ها در مقاله خود، یک تیر یک سر گیردار مطابق شکل ۲ را مورد تحلیل و بررسی قرار دادند و کارایی میراگر را در مقادیر مختلف درصد جرمی ذرات (۵۰، ۷۵ و ۹۵ درصد) بررسی کردند. نتیجه‌ی این تحقیق بیانگر این است که درصد حجمی بالاتر یعنی ۹۵٪ عملکرد بهتری نسبت به درصدهای کمتر جرمی از خود نشان می‌دهد. نمونه‌ای از این شبیه‌سازی‌ها

یکی از مهم‌ترین عوامل ارزیابی عملکرد شناورهای سطحی و زیرسطحی، سطح ارتعاش سازه آن‌هاست. معمولاً مالکین و سفارش‌دهندگان برطبق استانداردهای سختگیرانه‌ایی که در این حوزه وضع شده است، اقدام به تحویل‌گیری می‌کنند. این قید در مورد شناورهای مسافری، ترابری، تندرو، گشتی و نظامی وجود دارد و کاهش سطح ارتعاشات سازه یک شناور، یک عامل رقابتی در کیفیت طراحی، ساخت و مونتاژ و نیز تعمیر و نگهداری محسوب می‌شود.

یکی از ابزارهای کاهش ارتعاش که به طور گسترده در صنعت مورد استفاده قرار می‌گیرد استفاده از میراگرهای ارتعاشی است که در آن، از طریق مکانیزم‌های مختلف اتلاف انرژی، حد ارتعاش آزاد و اجباری سامانه‌ها کاهش می‌یابد. امروزه استفاده از میراگرها جهت کاهش ارتعاشات، بسیار رایج و بلکه ضروری است و بدون وجود آنها شرایط زیستی و عملکردی سامانه‌ها، نامناسب و یا حتی غیر قابل قبول خواهد بود. میراگرها بر اساس مکانیزم‌های عملکردی، دو نوع میراگر وجود دارد: غیر فعال و فعال.

سامانه‌های میراگر غیرفعال، نیاز به منبع انرژی خارجی ندارند و از نیروهایی که در پاسخ به حرکت سازه و در اثر استهلاک داخلی ایجاد می‌شود، بهره می‌گیرند. در سامانه میراگر فعال، پاسخ سازه از طریق حس‌گرها، دریافت و به پردازنده منتقل شده و پردازش می‌شود و پاسخ سازه با اعمال تحریکات خارجی محاسبه شده توسط کنترلر، کاهش می‌یابد. سامانه‌های فعال در بازه فرکانس‌های پایین بسیار مؤثرتر از سامانه‌های غیرفعال هستند اما معایبی نیز دارند؛ از جمله اینکه هزینه اجرا و نگهداری بالایی دارند و چنانچه در تخمین نیروی کنترلی، خطا (در اندازه یا فاز) وجود داشته باشد سامانه ممکن است ناپایدار و ناکارآمد شود [۱]. در سامانه‌های میراگر نیمه‌فعال، امکان تغییر در مشخصات مکانیکی وجود دارد و در نتیجه این سامانه‌ها در محدوده وسیع‌تری از بارگذاری‌ها کارایی دارند.

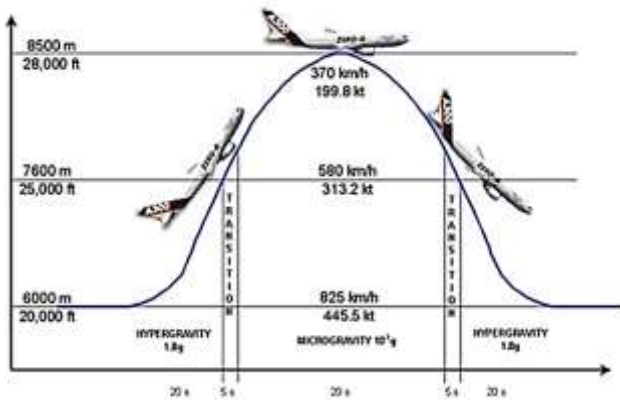
میراگرهای دانه‌ای<sup>۱</sup> بر اساس تکنیک غیر فعال کار می‌کنند و از این رو صرفه‌ی اقتصادی دارند. این میراگرها شامل یک محفظه و تعداد زیادی دانه (ساجمه) هستند که می‌توانند مطابق شکل ۱ آزادانه درون محفظه حرکت کنند دانه‌ها در اثر حرکت محفظه یا پیستون، ناشی از نوسانات سازه به حرکت در آمده و با برخورد با یکدیگر و دیواره، انرژی جنبشی را به انرژی درونی و سپس به گرما تبدیل می‌کنند. این میراگرها به تکیه‌گاه نیاز

<sup>3</sup> Gas-like regime

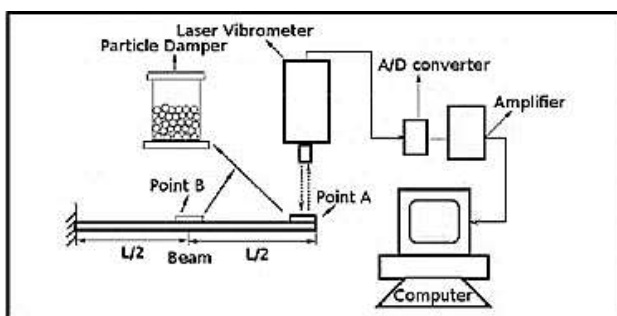
<sup>4</sup> Multiphase Flow Theory (MFT) of Gas-Particle

<sup>1</sup> Granular dampers

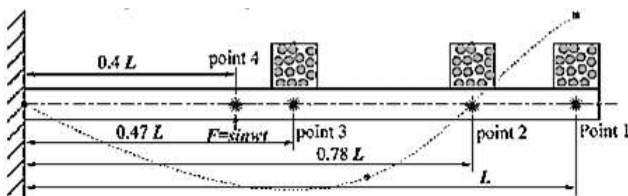
<sup>2</sup> Collect & Collide



شکل ۴ پرواز سهموی برای ایجاد شرایط بی‌وزنی [۱۳]



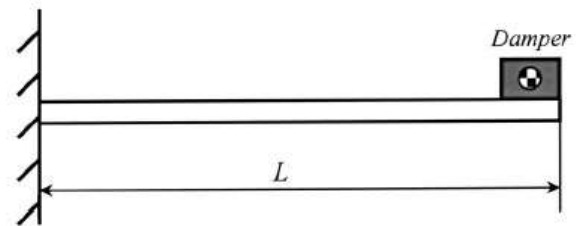
شکل ۵ آزمایش ارتعاشات آزاد تیر همراه میراگر دانه‌ای [۱۴]



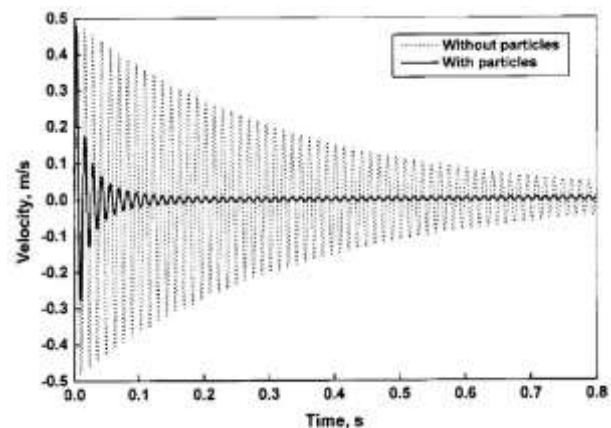
شکل ۶ محل میراگرها روی تیر یکسر گیردار [۱۵]

پور توکلی و پاشل در مقاله‌ی خود به بررسی بهترین شکل ذرات برای حصول بیشترین میرایی پرداخته‌اند و بر بهینه بودن شکل هندسی کره برای ذرات تاکید داشته‌اند [۱۶]. در سال ۲۰۱۵ فراهانی به بهینه‌سازی پارامترهای این میراگرها در شرایط جاذبه کم پرداخت [۲]. وی نشان داد در یک میراگر دانه‌ای، منحنی نسبت اتلاف به دامنه ارتعاشی، به صورت کلی مطابق شکل ۷ است. وی با استفاده از تقسیم محفظه و دانه‌ها به قسمت‌های کوچک‌تر مطابق شکل ۸ نشان داد اصل برهم‌نهی برای مقدار کلی اتلاف صدق می‌کند. شکل ۹ نشان دهنده این موضوع است.

در شکل ۳ نشان داده شده که مربوط به درصد جرمی ۷۵٪ است. در ادامه، نتایج تئوری، با آزمایش نیز مقایسه شده است [۱۱]. در سال ۲۰۱۰ بنرمن و همکارانش [۱۲] به بررسی این میراگر در شتاب جاذبه کم پرداختند. آن‌ها متوجه شدند در این شرایط، عملکرد میراگر مستقل از فرکانس و خواص ذرات است. در سال ۲۰۱۳ سک و همکاران [۱۳] به بررسی آزمایش عملکرد اتلاف انرژی میراگر دانه‌ای در شرایط بی‌وزنی که این شرایط را از طریق پرواز سهموی یک هواپیما مطابق شکل ۴ به وجود آورده و روابط میرایی را در این شرایط ارائه کردند.

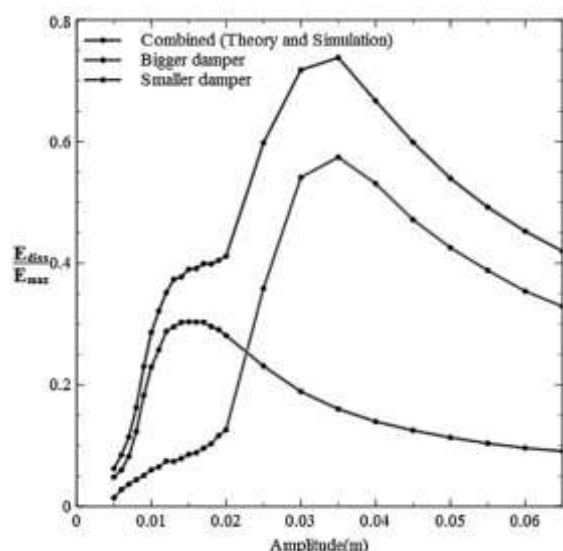


شکل ۲ طرح تیر یک سر گیر دار با میراگر دانه‌ای [۱۱]

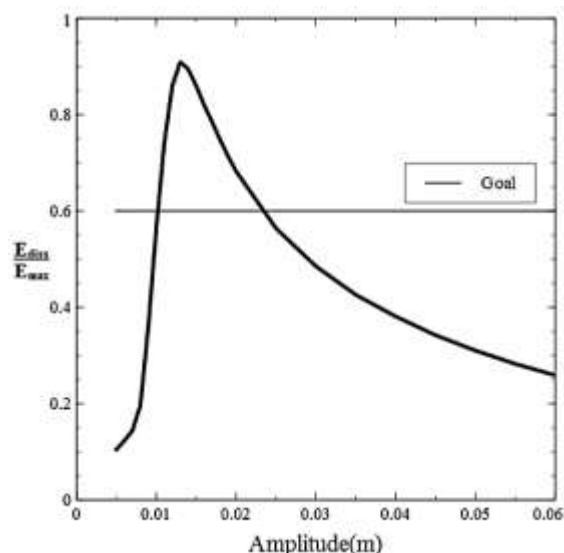


شکل ۳ پاسخ سرعت ارتعاشی تیر بدون و با میراگر دانه‌ای [۱۱]

در سال ۲۰۱۴، وانگ و همکاران [۱۴] به بررسی تئوری و تجربی ارتعاشات آزاد تیر یکسر گیردار به همراه میراگر دانه‌ای (شکل ۵) بر پایه تئوری چند فاز جریانی پرداختند و به این نتیجه رسیدند که افزایش درصد جرمی ذرات و همچنین قرار دادن میراگر در مکان‌هایی با جابجایی ارتعاشی بالا سبب افزایش کارایی میراگر می‌شود. در همان سال، تحقیق مشابهی نیز در همین سال توسط وو و همکاران [۱۵] انجام شد با این تفاوت که مطابق شکل ۶ نقاط مختلفی از تیر برای استقرار میراگر انتخاب و آزمایش شد و در ادامه، همان نتایج کلی استنتاج شد.



شکل ۹ مقایسه نسبت میرایی محفظه با اجزا تشکیل دهنده آن [۲]

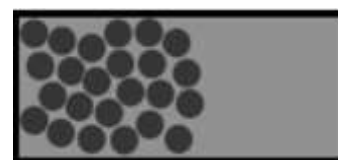


شکل ۷ نمودار انرژی اتلافی بر اساس دامنه‌ی جابه‌جایی [۲]

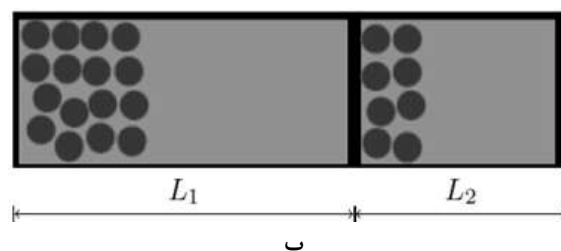
از آن‌جا که تخمین میزان اتلاف انرژی در سلول‌های میراگر دانه‌ای معمولاً در قالب روش‌هایی نظیر المان‌های گسسته<sup>۱</sup> انجام می‌شود که بسیار وقت گیر و پرهزینه هستند، استفاده از روش جریان چندفازی ذرات گاز مزیت‌های زیادی نسبت به روش‌های معمول برای مدل‌سازی و بهینه‌سازی این میراگرها دارد. علاوه بر این، میراگرهای دانه‌ای می‌تواند در راستای بهبود خواص دینامیکی و میرایی ارتعاش در ساختار داخلی مواد مرکب نیز به صورت مستقیم استفاده شود. بخصوص در ساختارهای ساندویچی این نوع میراگر می‌تواند میرایی کل سازه را ارتقاء بخشد؛ چرا که امکان ایجاد فضای مناسب در این نوع مواد مرکب وجود دارد که می‌تواند به عنوان محفظه دربرگیرنده مواد دانه‌ای استفاده شود. لذا در مقاله حاضر، پس از تخمین ضریب میرایی برای یک سلول، بر اساس روابط وانگ و وو [۹]، تاثیر نصب این میراگر بر ارتعاش یک ورق ساندویچی بررسی شده است. این مدل، جهت بررسی اثرات نیروهای نوسانی یک موتور از سیستم رانش یک شناور سطحی تندرو بر ارتعاشات ورق کف این شناور انتخاب شده است. بنا بر ملزومات سختگیرانه تحویل دهی این شناور به بهره‌بردار، لازم است میزان ارتعاشات کف این شناور به حداقل برسد.

## ۲- محاسبه ضریب میرایی

در روش‌های اولیه، جهت محاسبه‌ی کارایی میراگر، انرژی اتلافی آن محاسبه می‌شد و بر پایه‌ی روش المان گسسته شبیه‌سازی



الف



ب

شکل ۸ میراگر تک جزئی (الف) و دو جزئی (ب) [۲]

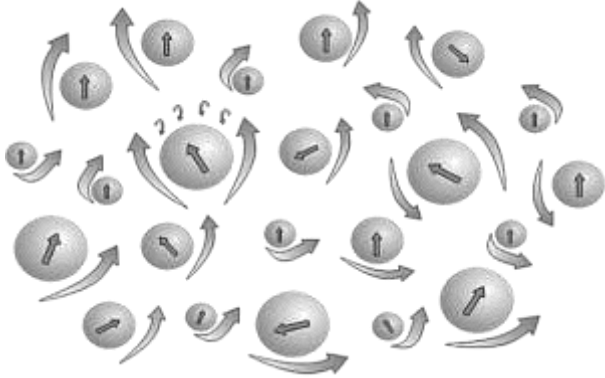
فراهانی همچنین نشان داد که با افزایش تعداد تقسیم محفظه، اگرچه میزان حداکثر میرایی کاسته می‌شود لیکن در محدوده بزرگ‌تری از دامنه ارتعاشی، حداقل نسبت میرایی حاصل می‌شود.

در سال ۲۰۱۵ وانگ و وو در مقاله خود به پیش‌بینی رفتار ارتعاشی ورق الاستیک و محاسبه کاهش میزان شتاب تحت تاثیر میراگرهای دانه‌ای بر اساس تئوری جریان چند فازی ذرات گاز پرداختند [۹]. آن‌ها رابطه‌ای جهت محاسبه‌ی ضریب میرایی معادل به دست آوردند که حاصل دو بخش برخورد و اصطکاک است. در ادامه، با بررسی شتاب ارتعاشی ورق در نقاط مختلف آن با وجود میراگر دانه‌ای، در نرم‌افزار کامسول نشان دادند که انطباق بسیار خوبی بین روابط تخمینی و نتایج آزمایش‌ها دارد.

<sup>۱</sup> Discrete Element Method (DEM)

$$\theta = \frac{\langle \dot{X}^2 \rangle}{3} \quad (۳)$$

در رابطه (۳)،  $\langle \dot{X}^2 \rangle$  مجذور سرعت متوسط ذرات است و مطابق رابطه (۴) محاسبه می‌شود.



شکل ۱۰. تئوری انرژی جنبشی برای جریان ذرات دانه‌ای [۱۷]

$$\langle \dot{X}^2 \rangle = \frac{|\dot{X}|^2}{2} \quad (۴)$$

$|\dot{X}|$  دامنه سرعت ارتعاشی ذرات است. همچنین  $\alpha_p$  درصد حجمی،  $g_p$  تابع شعاع توزیعی،  $\rho_p$  چگالی ذرات،  $d_p$  قطر ذرات و  $\mu_f$  نیز ویسکوزیته‌ی برشی اصطکاکی است. در رابطه (۱) نوسانات انرژی جنبشی به صورت رابطه (۵) و در نهایت به صورت رابطه (۶) بازنویسی می‌شود:

$$\mu_c = \frac{6}{5}(1 + e_p) \sqrt{\frac{|\dot{X}|^2}{6\pi}} \alpha_p^2 g_p \rho_p d_p \quad (۵)$$

$$\mu_c = \frac{1}{5}(1 + e_p) \sqrt{\frac{6}{\pi}} \alpha_p^2 g_p \rho_p d_p |\dot{X}| \quad (۶)$$

با تعریف  $K_1$  مطابق رابطه (۷) می‌توان رابطه (۶) را به صورت رابطه (۸) بازنویسی کرد:

$$K_1 = \frac{1}{5}(1 + e_p) \sqrt{\frac{6}{\pi}} \alpha_p^2 g_p \rho_p d_p \quad (۷)$$

$$\mu_c = K_1 |\dot{X}| \quad (۸)$$

در رابطه (۲)،  $\phi$  زاویه‌ی اصطکاک داخلی و  $I_{2D}$  دومین تانسور تنش انحرافی است که این دو پارامتر از آزمایشات مکانیک ذرات متخلخل نظیر خاک، برای ذرات در میراگر دانه‌ای حاصل می‌شوند. همچنین  $p_p$  فشار دانه‌ای است که از دو ترم جنبشی و برخورد تشکیل شده است و به شکل رابطه (۹) نوشته می‌شود:

$$p_p = \alpha_p \rho_p \theta + 2\rho_p (1 + e_p) g_p \alpha_p^2 \quad (۹)$$

انجام می‌شد که بسیار زمان‌بر بوده و از این جهت مقرون به صرفه نبود. اخیراً برخی از محققین، ویژگی‌های اتلافی از مواد دانه‌ای را بر اساس تخمین عددی و بر پایه فرضیه چند فازی جریان ذرات گازی به دست آورده‌اند. وو و همکاران [۱۵] یک مدل تحلیلی برای تخمین ویژگی‌های میرایی ذره‌ای توسعه دادند که در آن اثر عکس‌عملی ذرات، بر اساس معادلات ویسکوزیته با استفاده از تئوری جریان چند فازی از ذرات گازی، محاسبه شده است. ترکیب معادلات، اثر میرایی ویسکوز با میرایی اصطکاکی کولمب (که همه اثرات اصطکاکی را بیان می‌کند) و معادلات نیروی مقاوم<sup>۱</sup> برای آنالیز دینامیکی سازه را بیان می‌کند. اثر اصطکاک بین ذرات به صورت ساده شبیه میرایی اصطکاکی کولمب بر پایه‌ی تئوری تماس هرتر بیان می‌شود لذا با استفاده از تئوری جریان چند فازی می‌توان هزینه‌ی محاسباتی را کمتر کرد. در واقع، میراگر دانه‌ای در یک سازه ارتعاشی را می‌توان شبیه جریان چند فازی از ذرات گازی با عدد رینولدز کم در قسمتی که تجمع ذرات خیلی بالاست در نظر گرفت.

این نظریه بر این اساس است که هنگامی که حرکت ذرات در میدان سیال در نظر گرفته شود، ذرات با انتقال جنبشی بین خود و در با تعامل بین ذره و سیال حرکت می‌کنند؛ پس دو حالت در بررسی انتقال ذرات مدنظر قرار می‌گیرد: برخورد ذره به ذره و حرکت ذره در سیال لزج مطابق شکل ۱۰. چالش مدل کردن حرکت ذرات این است که چگونه جنبش و انتقال برخورد از ذرات را مدل کرد. در این تئوری، نوسانات سرعت ذرات، بسیار کوچک-تر از سرعت متوسط ذرات در نظر گرفته می‌شود [۱۷].

اتلاف، ناشی از دو بخش تغییر شکل غیر الاستیک و اتلاف به علت اصطکاک ذرات با مایع است. برای ذرات غیر الاستیک و جریان برشی ساده مثل جریان لایه‌ای، ویسکوزیته‌ی مؤثر برخورد را می‌توان از تئوری انرژی جنبشی از جریان چند فازی متراکم به صورت رابطه (۱) نوشت و همچنین ویسکوزیته برشی مطابق با اصطکاک به صورت رابطه (۲) نوشته می‌شود [۹]:

$$\mu_c = \frac{6}{5}(1 + e_p) \sqrt{\frac{\theta}{\pi}} \alpha_p^2 g_p \rho_p d_p \quad (۱)$$

$$\mu_f = \frac{p_p \sin \phi}{2\sqrt{I_{2D}}} \quad (۲)$$

در رابطه (۱) چگالی ذرات،  $\mu_c$  ویسکوزیته‌ی حاصل از برخورد،  $e_p$  ضریب استرداد ذرات و  $\theta$  نوسانات خاص انرژی جنبشی است که به صورت رابطه (۳) نوشته می‌شود:

<sup>۱</sup> Drag force

که در آن  $\beta$  طبق رابطه (۱۹) خواهد بود:

$$\beta = \frac{\pi d^2 f \rho_m}{\mu_p} \quad (19)$$

با استفاده از رابطه‌ی (۱۹)، رابطه (۱۸) بازنویسی شده و ضریب  $C_d$  طبق رابطه (۲۰) محاسبه می‌شود:

$$C_d = \frac{fd\pi^3}{|\dot{X}|} \left[ \frac{3}{2} \left( \frac{\pi d^2 f \rho_m}{K_1 |\dot{X}| + k_2 |\dot{X}|^2} \right)^{-\frac{1}{2}} + \frac{3}{2} \left( \frac{\pi d^2 f \rho_m}{K_1 |\dot{X}| + k_2 |\dot{X}|^2} \right)^{-1} + \frac{3}{8} \left( \frac{\pi d^2 f \rho_m}{K_1 |\dot{X}| + k_2 |\dot{X}|^2} \right)^{\frac{3}{2}} \right] \quad (20)$$

و در نهایت ضریب  $C_d$  معادل به صورت رابطه (۲۱) نوشته خواهد شد:

$$C_d = \frac{fd\pi^3}{|\dot{X}|} \left[ \frac{3}{2} \left( \frac{K_1 |\dot{X}| + k_2 |\dot{X}|^2}{\pi d^2 f \rho_m} \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{3}{2} \left( \frac{K_1 |\dot{X}| + k_2 |\dot{X}|^2}{\pi d^2 f \rho_m} \right)^1 + \frac{3}{8} \left( \frac{K_1 |\dot{X}| + k_2 |\dot{X}|^2}{\pi d^2 f \rho_m} \right)^{\frac{3}{2}} \right] \quad (21)$$

با استفاده از روابط (۱۷) و (۲۱)، در نهایت ضریب غیرخطی میرایی لزج معادل، از رابطه (۲۲) بدست می‌آید:

$$C_{eq} = f\pi^3 d^2 h \rho_m \left[ \frac{3}{4} \left( \frac{K_1 |\dot{X}| + k_2 |\dot{X}|^2}{\pi d^2 f \rho_m} \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{3}{4} \left( \frac{K_1 |\dot{X}| + k_2 |\dot{X}|^2}{\pi d^2 f \rho_m} \right)^1 - \frac{3}{16} \left( \frac{K_1 |\dot{X}| + k_2 |\dot{X}|^2}{\pi d^2 f \rho_m} \right)^{\frac{3}{2}} \right] \quad (22)$$

در روابط بالا،  $f$  فرکانس ارتعاشات، و  $|\dot{X}|$  سرعت دامنه‌ی ارتعاشی در محل میراگر است. این معادله براساس اصطکاک و برخورد ذرات داخلی برای جریان مخلوط ذرات گازی در محفظه-ی سازه‌ی ارتعاشی یک نوع میراگر غیرخطی نسبت به دامنه‌ی سرعت سازه‌ی ارتعاشی است. اعمال این میراگر به مساله در نرم افزار از طریق اعمال میراگر لزج و جرم اضافه خواهد بود که در آن جرم معادل  $M_{eq}$  برابر با جرم محفظه و ذرات دانه‌ای آن است.

با استفاده از رابطه (۴)، رابطه (۹) نیز به صورت رابطه (۱۰) بازنویسی خواهد شد:

$$\mu_f = \frac{\alpha_p \rho_p \theta + 2\rho_p (1 + e_p) g_p \alpha_p^2 \sin \phi}{12\sqrt{I_{2D}}} |\dot{X}|^2 \quad (10)$$

با تعریف  $k_2$  مطابق رابطه (۱۱):

$$k_2 = \frac{\alpha_p \rho_p \theta + 2\rho_p (1 + e_p) g_p \alpha_p^2 \sin \phi}{12\sqrt{I_{2D}}} \quad (11)$$

رابطه (۱۰) نیز دوباره مطابق رابطه (۱۲) بازنویسی خواهد شد:

$$\mu_f = k_2 |\dot{X}|^2 \quad (12)$$

با در نظر گرفتن هر دو مدل اصطکاک‌ی و برخوردی، اثر کامل میرایی بین ذرات به صورت یکنواخت با معادله (۱۳) محاسبه می‌شود:

$$\mu_p = \mu_c + \mu_f = K_1 |\dot{X}| + k_2 |\dot{X}|^2 \quad (13)$$

اگرچه ویسکوزیته‌ی مخلوط جریان ذرات گازی به شکل رابطه (۱۴) نوشته می‌شود اما در حالت کلی  $\mu_p \gg \mu_g$  بنابراین  $\mu_m \approx \mu_p$

$$\mu_m = \mu_p + \mu_g \quad (14)$$

برای معادل کردن میرایی یک میراگر دانه‌ای با میراگرهای لزج رایج، ابتدا نیروی درگ  $F_{d,viscous}$  از معادله‌ی میرایی لزج با رابطه (۱۵) بیان می‌شود:

$$F_{d,viscous} = -\frac{1}{2} \rho_m S C_d |\dot{X}| \dot{X} \quad (15)$$

که  $\dot{X}$  سرعت ارتعاشات ورق در مکان نصب میراگرهای دانه‌ای یا همان سرعت محفظه میراگر است.  $\rho_m$  معادل است با چگالی حجمی از جریان ترکیبی نسبت به چگالی گاز و ذرات و با رابطه‌ی (۱۶) محاسبه می‌شود:

$$\rho_m = (1 - \alpha_p) \rho_g + \alpha_p \rho_p \quad (16)$$

پس ضریب میرایی معادل میرایی لزج غیرخطی، با رابطه (۱۷) به‌دست خواهد آمد:

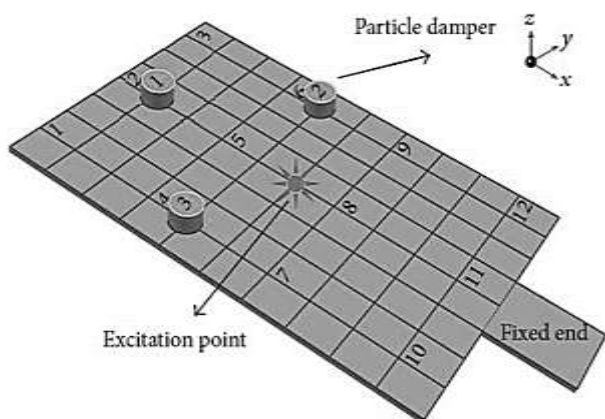
$$C_{eq} = \frac{1}{2} \rho_m S C_d |\dot{X}| \quad (17)$$

که  $S$  مساحت مقطع عرضی محفظه است. ضریب  $C_d$  از رابطه (۱۸) محاسبه می‌شود:

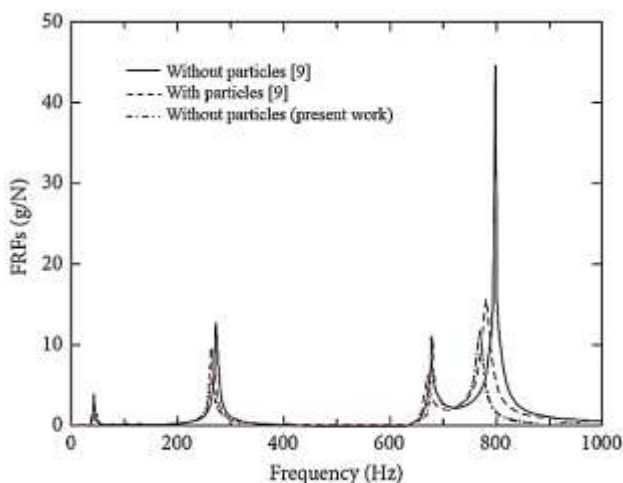
$$C_d = \frac{fd\pi^3}{|\dot{X}|} \left( \frac{3}{2} \beta^{-\frac{1}{2}} + \frac{3}{2} \beta^{-1} + \frac{3}{8} \beta^{-\frac{3}{2}} \right) \quad (18)$$

آلومینیومی گیردار با ابعاد  $30 \times 20$  سانتیمتر و ضخامت ۶ میلیمتر مطابق شکل ۱۲، در سه نقطه، میراگر دانه‌ای نصب شده و تحت ارتعاشات اجباری با فرکانس از ۱ تا ۱۰۰۰ هرتز قرار می‌گیرد و نتایج شتاب در نقطه ۲ آن پس از همگرایی ضریب میرایی استخراج می‌گردد. نتایج میزان شتاب برای نقطه ۲ در شکل ۱۴ بدست آمده و در شکل ۱۳ دیده می‌شود. همان‌طور که دیده می‌شود روند کلی شتاب و مقادیر دامنه حداکثر، در چهار فرکانس تشدید اول این مدل، در حالتی که میراگر دانه‌ای به مدل اضافه شده، مشابه یکدیگر بوده و نشان از دقت مناسب روابط استفاده شده و صحت اعمال آن دارد.

مقادیر میرایی معادل برای میراگرهای دانه‌ای در این مثال، پس از همگرایی، در نقاط ۱، ۲ و ۳ به ترتیب  $3/7$ ،  $3/6$  و  $3/6$  نیوتن ثانیه بر متر محاسبه شده است. همچنین خواص الاستیک فوم در جدول ۳ دیده می‌شود.



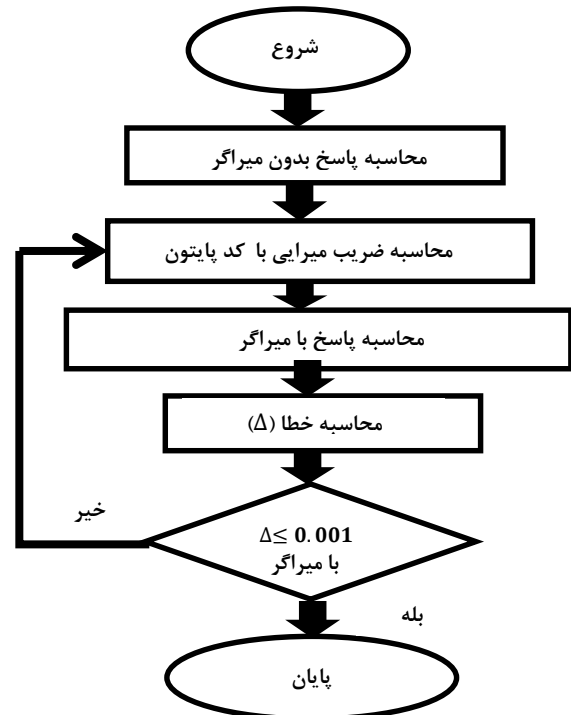
شکل ۱۲ مدل تهیه شده جهت مقایسه نتایج میزان شتاب [۹]



شکل ۱۳ مقایسه شتاب در نقطه ۲ نسبت به حالت بدون میراگر و با میراگر در مرجع [۹] و روش حاضر

از آنجا که ضریب میرایی این میراگر تابعی وابسته به دامنه جابجایی ورق است و جابجایی ورق نیز تابعی از ضریب میرایی این میراگر است، بنابراین این ضریب متغیر بوده و جهت شبیه‌سازی عملکرد این میراگر، با استفاده از رابطه ضریب میرایی ویسکوز معادل، یک کد با زبان برنامه‌نویسی پایتون<sup>۱</sup> در تعامل با نرم افزار اجزاء محدود آباکوس تهیه شده و این ضریب را با ایجاد همگرایی در نتایج محاسبه می‌نماید.

فلوچارت روش انجام کار در شکل ۱۱ دیده می‌شود.



شکل ۱۱ فلوچارت روند انجام شبیه‌سازی

در اینجا  $\Delta$  خطای بی‌بعد در مرحله  $i$  ام است که مطابق رابطه (۲۳) محاسبه شده و باید تقریباً صفر شود تا ضریب میرایی به دست آمده همگرا شود.

$$\Delta = \left( \left( \frac{u_1^i - u_1^{i-1}}{u_1^0} \right)^2 + \left( \frac{u_2^i - u_2^{i-1}}{u_2^0} \right)^2 + \left( \frac{u_3^i - u_3^{i-1}}{u_3^0} \right)^2 \right)^{0.5} \quad (23)$$

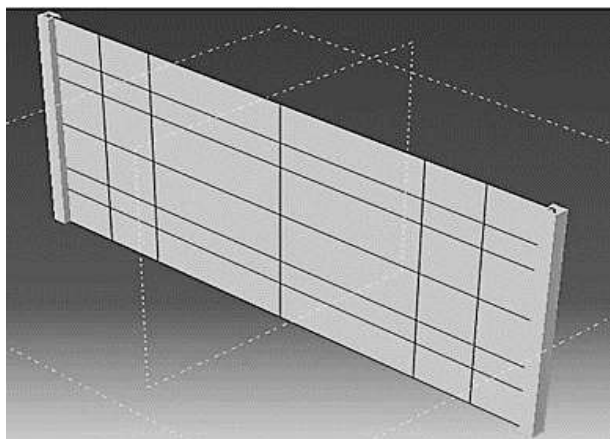
### ۳- بررسی صحت روابط و شبیه‌سازی

در این بخش ابتدا برای بررسی صحت روابط ذکر شده، نتایج مرجع [۹] مجدداً تکرار شده و میزان کاهش شتاب ارتعاشات محاسبه می‌شود. در این تحلیل، بر روی یک ورق مسطح

<sup>۱</sup> Python

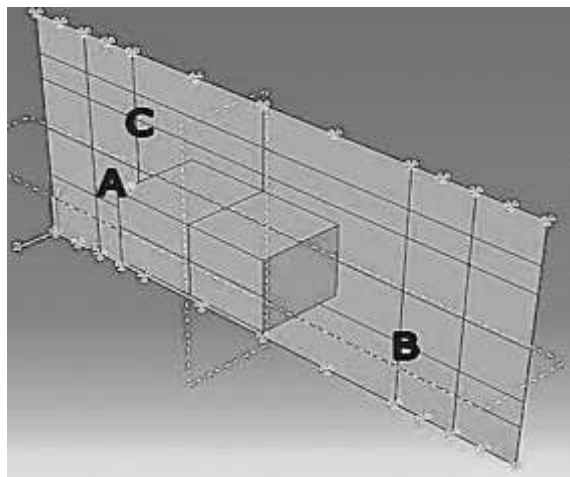
## ۴- شبیه سازی ورق کامپوزیتی همراه با میراگر

همچنین این ورق مطابق شکل ۱۴، دو تیر تقویت کننده با مقطع قوطی مربعی با ابعاد مقطع ۳ سانتیمتر و ضخامت ۳ میلیمتر در راستای عرضی در دو انتها دارد. چگالی جنس این تقویت کننده ها،  $\frac{kg}{m^3}$  ۲۶۴۶ است. مدول یانگ و نسبت پواسون نیز به ترتیب ۵۶ گیگا پاسکال و ۰/۲۷ در نظر گرفته شده است. ورق در لبه های طولی خود به صورت لولایی ساده مهار شده است.



شکل ۱۴ ورق ساندویچی با دو تقویت کننده در دو انتها

مقدار جرم هر ذره قرارداده شده در میراگر، ۰/۲ گرم و جنس ذرات تنگستن در نظر گرفته شده است. قطر ذرات ۰/۳ میلیمتر، ضریب چقرمگی ۰/۶، چگالی ۱۷۰۰۰ کیلوگرم بر متر مکعب، نسبت جرمی ذرات، ۵۰٪ و جرم کل محفظه، ۵۰ گرم است. سازه به همراه جرم بلوکی قرار گرفته بر روی آن و نیز محل میراگر، دانه ای (نقطه C) در شکل ۱۵ دیده می شود. محل نصب میراگر، نقطه ای از ورق است که دارای حداکثر جابجایی نسبی در موده های اولیه است.



شکل ۱۵ ورق، میراگر دانه ای روی آن و جرم بلوکی

پس از تحلیل مساله ارتعاشات یک ورق همراه با میراگر در مرجع [۹] و اطمینان از صحت روابط، در تحقیق حاضر، یک ورق کامپوزیتی همراه با میراگر بررسی شده و میزان کاهش شتاب در ارتعاشات اجباری آن استخراج شده است. مساله ذکر شده در این تحقیق، عبارت است از یک سازه (ورق) ساندویچی ۵ لایه به همراه جرم بلوکی قرار گرفته بر روی آن با ابعاد  $0.16 \times 0.13 \times 0.13$  متر و جرم ۱۰۸ کیلوگرم. این مدل، جهت بررسی اثرات نیروهای نوسانی یک موتور از محرک های سیستم رانش یک شناور سطحی تندرو بر ارتعاشات ورق کف این شناور انتخاب شده است. بنا بر ملزومات سختگیرانه تحویل دهی این شناور به بهره بردار، لازم است میزان ارتعاشات کف این شناور به حداقل برسد. کف شناور به صورت یک ورق ساندویچی است که از ۴ لایه الیاف شیشه و یک لایه هسته ای مرکزی (فوم) وسط الیاف ها تشکیل شده است. ابعاد ورق، ۱ متر در ۲ متر و کل ضخامت ورق ۰/۰۵۴۸ متر است. مشخصات لایه ها مطابق جدول ۱ است. خواص الاستیک هر لایه در جدول ۲ دیده می شود. چگالی و ضریب میرایی لایه ها به ترتیب  $\frac{kg}{m^3}$  ۶۶/۳۱۶ و ۰/۰۰۱ در نظر گرفته شده است. این مقادیر، برای فوم به ترتیب  $\frac{kg}{m^3}$  ۵۲ و ۰/۰۰۰۱ است.

جدول ۱ مشخصات لایه چینی ورق کف شناور

شماره لایه	زاویه چینش	ضخامت (میلی متر)	جنس ماده
۱	۰	۱/۲	الیاف شیشه
۲	۹۰	۱/۲	الیاف شیشه
۳	۰	۵۰	هسته مرکزی
۴	۹۰	۱/۲	الیاف شیشه
۵	۰	۱/۲	الیاف شیشه

جدول ۲ مشخصات الاستیک هر لایه

$E_1$ (GPa)	$E_2$ (GPa)	$\nu_{12}$	$G_{12}$ (GPa)	$G_{13}$ (GPa)	$G_{23}$ (GPa)
۱۹/۳	۳/۴۸	۰/۰۵	۱/۶۵	۷/۷	۱/۶۵

جدول ۳ مشخصات الاستیک فوم

$E_1$ (MPa)	$E_2$ (MPa)	$\nu_{12}$	$G_{12}$ (MPa)	$G_{13}$ (MPa)	$G_{23}$ (MPa)
۸۵	۸۵	۰/۴۲	۳۰	۳۰	۳۰

## ۴-۱- تحلیل ارتعاش آزاد و اجباری

در تحلیل ارتعاش آزاد، سه فرکانس طبیعی اول محاسبه شده و در تحلیل ارتعاش اجباری، به منظور محاسبه پاسخ فرکانسی شتاب نقطه  $B$  در شکل ۱۷، نیروی تحریک هارمونیک در راستای محور  $z$  در محل نقطه  $A$  به موتور محرک (جرم بلوکی) وارد می‌شود. در نهایت، پاسخ فرکانسی ورق محاسبه و با حالت بدون میراگر مقایسه می‌شود.

خلاصه نتایج شبیه سازی ارتعاش آزاد و اجباری در جدول ۴ نمایش داده شده است. در این جدول، شتاب نقطه‌ی  $B$  از ورق در فرکانس‌های رزونانس اول تا سوم در حالت اول (بدون میراگر) و حالت دوم (با میراگر) و نیز درصد کاهش شتاب، نشان داده شده است. کد پایتون نوشته شده به صورت خودکار، جابه‌جایی را از نقاط مورد نظر دریافت و ضریب میرایی معادل آن را محاسبه کرده و مجدداً ضریب میرایی معادل را در نقطه‌ی مورد نظر قرار می‌دهد تا در نهایت به همگرایی مورد نظر برسد.

جدول ۴ نتایج ارتعاش اجباری

رزونانس	شتاب در نقطه‌ی $B$ ( $m/s^2$ )	
	بدون میراگر	با میراگر
رزونانس اول (۲۲/۹۷ هرتز)	۶/۴۳	۴/۶۰
رزونانس دوم (۳۲/۳۶ هرتز)	۱۰/۹۴	۶/۴۷
رزونانس سوم (۳۴/۴۶ هرتز)	۲/۷۷	۲/۶۸

## ۵- نتیجه‌گیری

در این فعالیت دو هدف اصلی دنبال شده است که در فعالیت‌های قبل کمتر به آن پرداخته شده است:

اولاً استفاده از فرمول‌بندی و الگوریتمی بسیار کارآمد و کم-هزینه مبتنی بر روش جریان چندفازی ذرات گاز که در مقایسه با روندهای رایج از جمله DEM بسیار موثرتر عمل می‌کند. با توجه به وابستگی ضرایب میرایی معادل به دامنه سرعت و طبیعت غیرخطی مسئله، یک کد پایتون به صورت حلقه همگرا کننده در محیط نرم افزار آباکوس جهت پیاده‌سازی فرآیند تخمین میرایی معادل خطی آن واحد، نوشته شد.

ثانیاً امکان پذیری استفاده از سلول میراگر دانه‌ای در مواد مرکب از نوع ساندویچی برای دک موتور یک شناور بررسی شده است که مطابق با آخرین اطلاعات نویسندگان، سابقه‌ای در این خصوص گزارش نشده است.

در این مقاله کاهش شتاب ورق کامپوزیتی با این میراگر تحلیل شده است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد علیرغم هزینه کم و سادگی ساخت، این میراگر توانسته است تا ۴۱ درصد کاهش قله رزونانس را برای مود دوم ایجاد نماید؛ لذا جهت استفاده در کلیه‌ی سازه‌های تحت ارتعاش و خصوصاً محیط دریا که به‌کارگیری الاستومرها تحت اثر عوامل تخریبی و محیط خورنده، با محدودیت مواجه است مناسب به نظر می‌رسد. در مجموع می‌توان گفت این میراگر می‌تواند جایگزین مناسبی برای میراگرهای الاستومری غیر فعال باشد.

## ۶- فهرست علائم و اختصارات

## علائم انگلیسی

$C_0$	ضریب دمپینگ
$C_{eq}$	ضریب دمپینگ معادل
$C_d$	ضریب درگ
$d_p$	قطر ذرات
$e_p$	ضریب مقاومت ذرات
$f$	فرکانس ارتعاشات
$F_{d,visc}$	نیروی درگ
$g_p$	تابع شعاع توزیعی
$h$	ارتفاع محفظه
$I_{2D}$	دومین تانسور تنش انحرافی
$K$	سختی
$M_{eq}$	جرم معادل
$p_p$	فشار جامدات
$S$	مساحت مقطع عرضی
$ \dot{X} $	سرعت دامنه‌ی ارتعاشی

## نمادهای یونانی

$\alpha_p$	درصد حجمی
$\theta$	نوسانات انرژی جنبشی
$\phi$	زاویه‌ی اصطکاک داخلی
$\varphi_m$	چگالی ترکیبی
$\varphi_p$	چگالی ذرات
$\mu_c$	ویسکوزیته‌ی حاصل از برخورد
$\mu_f$	ویسکوزیته‌ی برشی اصطکاکی
$\alpha_p$	درصد حجمی
$\mu_p$	ویسکوزیته‌ی کامل ناشی از برخورد و اصطکاک

## ۶- مراجع

- [1] Yao, G., Yap, F., Chen, G., Li, W., and Yeo, S., "MR damper and its application for semi-active control

- [10] Salueña, C., Pöschel, T., and Esipov, S. E., "Dissipative properties of vibrated granular materials", *Physical Review E*, Vol. 59, No. 4, pp. 4422, (1999).
- [11] Wu, C., Liao, W., and Wang, M. Y., "Modeling of granular particle damping using multiphase flow theory of gas-particle", *Journal of vibration and acoustics*, Vol. 126, No. 2, pp. 196-201, (2004).
- [12] Bannerman, M. N., Kollmer, J. E., Sack, A., Heckel, M., Mueller, P., and Pöschel, Movers, T., and shakers: Granular damping in microgravity", *Physical Review E*, Vol. 84, No. 1, pp. 011301, (2011).
- [13] Sack, A., Heckel, M., Kollmer, J. E., Zimmer, F., and Pöschel, T., "Energy dissipation in driven granular matter in the absence of gravity", *Physical review letters*, Vol. 111, No. 1, pp. 018001, (2013).
- [14] Wang, D., Wu, C., Yang, R., and Lei, X., "Forced Vibration of the Particle-Damping Beam based on Multiphase Flow Theory of Gas- Particle", in *21 Th International Congress on Sound & Vibration, Beijing, China*, (2014).
- [15] Wu, C., Wang, D., Yang, R., and Lei, X., "Acoustic radiation response prediction of thin-walled box with particle dampers using multiphase flow theory of gas-particle", in *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*, (2014), Vol. 249, No. 8: Institute of Noise Control Engineering, pp. 617-624.
- [16] Pourtavakoli, H., Parteli, E. J., and Pöschel, T., "Granular dampers: does particle shape matter?", *New Journal of Physics*, Vol. 18, No. 7, pp. 073049, (2016).
- [17] Kia, S. A. and Aminian, J., "Hydrodynamic modeling strategy for dense to dilute gas-solid fluidized beds", *Particuology*, Vol. 31, pp. 105-116, (2017).
- [1] of vehicle suspension system", *Mechatronics*, Vol. 12, No. 7, pp. 963-973, (2002).
- [2] M., Farahani, "Simulation based optimization of granular damping devices", *Master of science thesis, Friedrich Alexander Universität Erlangen-Nürnberg*, (2015).
- [3] Gharib, M., and Hurmuzlu, Y., "A new contact force model for low coefficient of restitution impact", *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 79, No. 6, pp. 064506, (2012).
- [4] Gharib, M., Karkoub, M., BinYousaf, M., and AlGammal, M., "Shock vibration control using a novel impact damper", in *22nd Int. Congress on Sound and Vibration*, (2015).
- [5] Gharib, M. and Karkoub, M., "An Experimental Study of Bi-Directional Structure Vibration Suppression Using LPC Impact Dampers, in *ASME 2016 Dynamic Systems and Control Conference*, (2016): *American Society of Mechanical Engineers*", pp. V002T22A003-V002T22A003.
- [6] Gharib, M. and Karkoub, M., "Experimental investigation of linear particle chain impact dampers in free-vibration suppression", *Journal of Structural Engineering*, Vol. 143, No. 2, pp. 04016160, (2016).
- [7] Gharib, M., Karkoub, M., and Ghamary, M., "Numerical investigation of Linear Particle Chain impact dampers with friction", *Case Studies in Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 3, pp. 34-40, (2016).
- [8] Gharib, M., Karkoub, M., Yousaf, M. T. B., and AlGammal, M., "An experimental study of a novel impact damper in free vibration of structures, in *ASME 2014 Dynamic Systems and Control Conference*, (2014): *American Society of Mechanical Engineers*", pp. V001T01A002-V001T01A002.
- [9] Wang, D. and Wu, C., "Vibration response prediction of plate with particle dampers using cosimulation method", *Shock and Vibration*, Vol. 2015, (2015).

## طراحی و ساخت نمونه آزمایشگاهی انگشت ربات با قابلیت حس لامسه

**چکیده:** با پیشرفت صنعت رباتیک در دهه های اخیر، یکی از این توانایی ها که تا کنون کمتر به آن توجه شده ولی از ضروری ترین توانایی های بشری است، حس لامسه است. توانایی ای که به هیچ وجه با دیگر قابلیت ها از جمله پردازش تصویر، جبران نمی شود. در این مقاله به طراحی و ساخت یک نمونه حسگر لامسه با ظاهری شبیه به بند انگشت انسان ارائه شده است. این انگشت از یک بدنه صلب داخلی (استخوان) و یک پوشش منعطف کشسان (پوست) ساخته شده است. فضای مابین بدنه و پوشش با یک سیال پر شده و با یک مجرا به یک فشارسنج راه می یابد. زمانی که پوست به جسم خارجی تماس پیدا کند، متناسب با شدت تماس، تغییر شکل داده و سیال محبوس تحت فشار قرار می گیرد. افزایش فشار، با بالا رفتن ولتاژ خروجی فشارسنج قرائت می شود. سطح خارجی پوست دارای طرح های برجسته است که به هنگام لغزش پوست بر روی جسم خارجی تولید امواج ارتعاشی در سیال می کند. حسگر ساخته شده توانست تست های تکرار پذیری و حساسیت را به خوبی بگذراند.

**واژه های راهنما:** حسگر لامسه، فشار سیال، ربات، انگشت ربات، لغزش.

### میثم فرج الهی\*

استادیار،  
دانشکده فناوری های نوین،  
گروه سیستم های انرژی،  
دانشگاه علم و صنعت ایران

### حامد پوریای ولی

دانشجوی کارشناسی،  
دانشکده مهندسی مکانیک،  
دانشگاه تهران

### عقیل یوسفی کما

استاد،  
دانشکده مهندسی مکانیک،  
دانشگاه تهران

مقاله علمی

دریافت: ۱۴۰۰/۰۸/۱۱

پذیرش: ۱۴۰۱/۰۲/۳۰

**Meisam Farajollahi\***  
Assistant Professor,  
School of Advanced  
Technologies,  
Department of Energy  
Systems, Iran  
University of Science  
and Technology, Tehran

**Hamed Pouriayevali**  
BSc Student, School of  
Mechanical  
Engineering, University  
of Tehran

**Aghil Yousefikoma**  
Professor, School of  
Mechanical  
Engineering, University  
of Tehran

## Robot fingertip with tactile sensation: design, fabrication and testing

**Abstract:** Recent progress in robotic industry has increased efforts on robot ability enhancement to use them in factories and services instead of labors and human workers. One of the important ability which plays an important role to reach this aim, is tactile sensation which is not compensated by other ability including image processing. In this paper, a robot fingertip with tactile sensation is designed and fabricated which has a configuration very close to human fingertip for gripping or other robotic applications. This fingertip consists of rigid body and elastic flexible cover which the area between these two parts is filled with a fluid which is connected to the pressure sensor. When the elastic cover which plays a skin role, touch the external body, regarding to the speed and amplitude of touch, the reaction of the cover is transferred to the fluid and also pressure sensor. Pressure sensor sense the pressure change and convert this to the output voltage which is detectable by designed electrical circuit. Outer layer of the elastic cover is corrugated to increase sensitivity of the sensor. The fabricated tactile sensor was tested to verify its performance in different experiments which was in good agreement with our expectation.

**Keywords:** Tactile sensor, Fluid pressure, Robot, Robot fingertip, sliding.

## ۱- مقدمه

به فرد است که امکان کار با ابزار را برای وی فراهم میکند. بر اساس آزمایش های انجام شده، حیوانات از این لحاظ ضعیف تر هستند و از طرفی مطالعه و بررسی رفتار حیوانات بسیار دشوار است. امروزه رباتها با توانایی ادراک و چابکی الهام یافته از طبیعت ساخته میشوند و لذا می توان با فراهم کردن بستر آزمایشگاهی مناسب رفتار لامسه را شبیه سازی و مطالعه کرد. رویای دیرینه بشر برای ایجاد توانایی ربات ها در استفاده از ابزار دوشادوش انسانها تنها با پیاده سازی چنین تئوری هایی امکان پذیر است [۵].

تاکنون تعداد معدودی حسگر لمسی برای گیره ها و انگشت های رباتیکی تجاری سازی شده است. تجهیزات صنعتی به گونه ای تکامل یافته اند که بدون حس لامسه و تنها با تکیه بر پردازش تصویری به عنوان داده ی ورودی قادر به انجام وظیفه خود هستند. این محدودیت ربات ها زمانی که با اجسامی با ماهیت، ابعاد و جهت گیری نامشخص سروکار دارند به خوبی قابل تشخیص است.

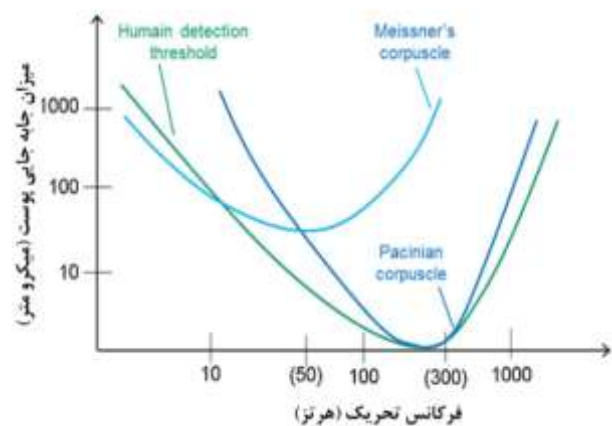
اکثر سیستم های رباتیکی تنها میتوانند با اجسام صلب با موقعیت معین کار کنند در حالی که از انجام کوچکترین کارهای روزمره مانند بستن دکمه پیراهن، نگه داشتن یک فنجان قهوه و یا نوشتن با قلم عاجزند. مشابه چنین ناتوانی در افرادی که پوست سرانگشتان آنها بر اثر سرما دچار بیحسی شده است نیز مشهود است. با معرفی حسگرهای لامسه پیشرفته و الگوریتم های استفاده از داده های آن، انتظار می رود رباتها نیز به سطح چابکی و مهارت انسان برسند؛ مهارتی که انسان به پاس حساسیت لامسه ای که گیرنده های موجود در پوست صاف کف دست ایجاد میکنند از آن بهره می برد.

لامسه بر خلاف بینایی و شنوایی یک حس تعاملی است. ما میتوانیم بدون تعامل فیزیکی مناظر و صداها محیط اطراف خود را مشاهده کنیم و بشنویم، در حالی که مشخصات وابسته به حس لامسه یک جسم تنها با تماس فیزیکی قابل شناسایی است. روان شناسان تجربی موفق شده اند شش نوع اصلی از حرکات کاوش گرانه را که انسان برای شناسایی اجسام از راه لمس استفاده میکند معرفی کنند [۶].

همانطور که در بالا اشاره شد تا کنون چندین نوع حسگر برای تشخیص تماس و لمس ساخته شده است که به ربات توانایی لمس بشری دهد. در ادامه به توضیح برخی پرداخته میشود.

حس لامسه شامل حواسی چون درد، فشار، ارتعاش و دماست. این حواس به وسیله دو نوع گیرنده واقع در زیر سطح پوست، تشخیص داده میشوند: انتهاهای عصبی آزاد (بدون پوشش) و انتهاهای عصبی پوشیده به صورت اجسام حسی. تعداد گیرنده ها در بدن فرق میکند: برای مثال، نوک انگشتان دست به شدت حساس هستند و گیرنده های زیادی دارند در حالی که ناحیه میانی پشت گیرنده های کمتری دارد. گیرنده های عصبی آزاد در نزدیک سطح پوست، به لمس، درد، فشار و دما پاسخ میدهند. ارتعاشات نقش کلیدی در حس لامسه انسان برای تشخیص لغزش اجسام، اطلاعات لازم برای استفاده از ابزار، کنترل گرفتن اجسام و درک جنس و بافت سطوح ایفا میکند. این قابلیت به کمک غده پایچینی<sup>۱</sup> که یک گیرنده بسیار کوچک در بافت زیرپوستی است ممکن شده است [۱] که توانایی شناسایی ارتعاشات تا فرکانس ۱۰۰۰ هرتز را دارد [۲]. این گیرنده ها در ناحیه بیشینه حساسیت خود (حدود ۲۵۰ هرتز) به ارتعاشات با دامنه کمتر از یک میکرومتر نیز حساسند [۳]. سیستم های الهام یافته از طبیعت که به دنبال توانایی ادراک و تشخیص انسانی هستند از چنین قابلیت هایی بهره میبرند.

در شکل (۱) نمودار میزان جابه جایی پوست انسان نسبت به فرکانس تحریک برای آستانه حساسیت انسان و دو حسگر بیولوژیکی پوست نشان داده شده است.



شکل ۱ میزان جابه جایی پوست انسان نسبت به فرکانس تحریک برای آستانه حساسیت انسان (خط سبز) و دو حسگر بیولوژیکی پوست (خطوط آبی) [۴]

لامسه را میتوان توصیف و تشخیص اجسام به کمک جستجو ارادی و بازخورد حسی دانست. انسان دارای توان لامسه منحصر

<sup>1</sup> Pacinian corpuscle

جدول ۱ کنترل حرکات کاوشگرانه و تخمین مشخصات [۷]

اطلاعات حسی	منعبر کنترل	حرکت کاوشگرانه
گرمایی	موقعیت سرانگشت	تماس ایستا
تغییر شکل محلی، نیرو	موقعیت و نیروی سرانگشت	فشار
ارتعاشات	سرعت و نیروی سرانگشت	حرکت جانبی
تماس	موقعیت سرانگشت	دنبال کردن خطوط برجسته
موقعیت مفصل دست	گشتاور مفصل دست	دربز گرفتن
گشتاور مفصل بازو	موقعیت مفصل بازو	نگه داشتن بدون تکیه گاه

محبوس بالا می‌رود. این افزایش فشار توسط فشارسنج به صورت سیگنال ولتاژ قرائت می‌شود. موقعیت پوسته با یک ناخن پلاستیکی صلب تثبیت می‌شود.

این حسگر در ظاهر شبیه دو بند انتهایی انگشت است، به گونه ای که بند انتهایی با یک پوسته منعطف پوشیده شده است. بدنه صلب داخلی آن کوچکتر بوده و فضای مابین بدنه و پوسته با مایعی رسانا با گرانش کم پر شده است. در صورتی که گرانش مایع بیش از اندازه باشد، امواج حاصل از ارتعاش پوسته قبل از رسیدن به فشارسنج از بین می‌روند. بند دوم انگشت در بردارنده قطعات حسگر از جمله فشارسنج است.

برای کاهش هزینه تولید از روش تراشکاری به جای قالب‌ریزی برای ساخت بدنه انگشت استفاده شد. یک قطعه استوانه ای شکل از جنس تفلون با دستگاه تراش به شکل یک انگشت به قطر ۳ سانتیمتر در آمد. سپس با فرز دستی، حوضچه ای برای سیال در بخش زیرین انگشت تعبیه شد. از یک دستکش لاتکس برای پوسته منعطف انگشت استفاده شد. در انتهای بدنه دو سوراخ تعبیه شده است؛ یکی برای لوله حسگر فشار و دیگری برای پر و خالی کردن سیال. انتهای سوراخ پر و خالی کردن به صورت مخروطی درآمده است و سمت دیگر آن با گام M8 رزوه شده است. از جنس تفلون یک پیچ مغزی M8 تراشیده و رزوه شده است که در محور آن سوراخی سرتاسری به قطر یک میلی‌متر وجود دارد. مابین این مغزی و انتهای سوراخ تخلیه یک قطعه با هندسه مخروط ناقص از جنس سیلیکون گذاشته می‌شود که به هنگام بستن پیچ مغزی از سمت دیواره های مخروطی تحت فشار قرار می‌گیرد. زمانی که پیچ مغزی بسته شده، حوضچه به کمک یک سرنگ از سوراخ مرکزی پیچ مغزی پر از آب می‌شود تا به فشار لازم برسد. پس از خارج کردن سوزن سرنگ، سوراخ ایجاد شده در قطعه سیلیکونی بر اثر فشار جانبی دیواره مخروطی بسته شده و آب خارج نمی‌شود.

برای اندازه گیری فشار سیال محبوس از فشارسنج MPX5050DP استفاده شد. این فشارسنج از نوع دیافراگمی بوده و در آن از تکنولوژی پیزومقاومتی و پل وتستون استفاده شده است. بازه اندازه گیری فشار تا ۵۰ کیلوپاسکال نسبت به فشار محیط است و خروجی آن ۵ ولت می‌باشد که تفکیک پذیری خوبی را ایجاد می‌کند. برای آبیندی بهتر اتصال حسگر و بدنه، دور لوله حسگر چندین دور نوار تفلون پیچیده می‌شود تا با کمی فشار در سوراخ موجود در انتهای بدنه جای گیرد. مهمترین بخش آبیندی مربوط به اتصال پوسته و بدنه است. پوسته که همان

الف) استفاده از حسگر نیرو-گشتاور در بدنه انگشت. در این روش از یک لودسل<sup>۱</sup> چندمحوره قبل از بند نهایی انگشت قرار می‌گیرد. این حسگر جزئیات توزیع فشار تماسی را تشخیص نداده و فقط قادر به اندازه گیری بردار نیرو و گشتاور خالص به هنگام تماس نوک انگشت با جسم خارجی می‌باشد.

ب) استفاده از سطوح آرایه لمسی<sup>۲</sup>. این روش مرسوم ترین روش دریافت داده های لمسی است و به طور گسترده در زندگی روزمره استفاده می‌شود مانند صفحه لمسی تلفن های همراه. در این روش مجموعه ای از حسگرهای کوچک با چیدمان خاصی در کنار هم، تشکیل یک سطح با قابلیت تشخیص لمس را می‌دهند. با توجه به نوع المان های حسگر، سطح قادر به اندازه گیری فشار و یا جابه جایی حاصل در سطح انگشت بر اثر تماس با جسم خارجی خواهد بود.

ج) - استفاده از حسگر لامسه دینامیکی. این نوع حسگرها به تغییر در شرایط تماس حساس بوده و معمولاً ارتعاشات و یا تغییرات تنش در پوسته منعطف سطح انگشت را اندازه گیری میکنند [۸].

در این مقاله برای طراحی و ساخت سنسور مورد نظر، از روش اندازه گیری فشار توسط یک فشار سنج گیبج استفاده شده است.

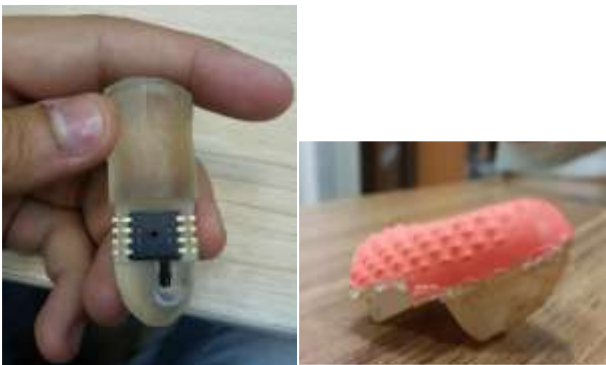
## ۲- طراحی و ساخت انگشت لمس کننده ربات

طرح پیشنهادی حسگر شامل یک بدنه صلب از جنس پلاستیک و یک پوسته لاستیکی انعطاف پذیر است. فضای بین بدنه و پوسته توسط مایعی پر شده است و این فضا با لوله ای به یک حسگر فشار متصل شده است. زمانی که انگشت به سطحی تماس پیدا کند، پوسته انعطاف پذیر تغییر شکل داده و فشار سیال

<sup>2</sup> Tactile array

<sup>1</sup> Load cell

لوله حسگر به حوضچه است. مکانیزم پر و خالی کردن حوضچه نیز تغییرات بنیادی داشت و سیستم پیچ و مخروط با سیستمی جایگزین شد که فضای بسیار کمتری اشغال کرده و پیاده سازی آن بسیار ساده تر است. در روش جدید یک لوله منعطف (لوله سرم) با چسب در سوراخ منتهی به حوضچه تثبیت شده و سر دیگر آن به سرنگ متصل میشود. پس از تنظیم مقدار سیال لوله از نزدیکی انگشت بر روی خودش خم شده و به کمک یک گیره بسته میشود. این روش آبنندی موقت است و برای نمونه نهایی انگشت، لوله به کمک یک روش دائمی مانند پرس حرارتی مسدود میشود. در طراحی جدید، بدنه انگشت پیچیده تر شده و در نتیجه باید روش ساخت دقیقتری استفاده شود. برای سهولت استفاده انگشت، محلی برای اتصال دسته در بدنه تعبیه شده است.



شکل ۴ نمونه سوم ساخته شده انگشت

برای ساخت بدنه انگشت این بار از قالب ریزی استفاده شده است. رزین اپوکسی و سخت کننده با نسبت یک به یک مخلوط شده و داخل انگشت دستکش جراحی (لاتکس) ریخته میشود. برای جلوگیری از ایجاد چروک در دستکش، فشار فضای اطراف انگشت را کاهش داده تا دستکش تا حدی منبسط شود. برای ایجاد این فشار منفی، انگشت و محتویات بر درب یک بطری که مقداری فشرده شده کشیده شده و سپس بطری رها میشود. بدین ترتیب فشار داخل بطری از محیط بیرون کمتر شده و دستکش را باز میکند. رزین پس از خشک شدن به سادگی از دستکش خارج میشود. حفره های هوای بسیار ریز در قطعه وجود دارند که مشکلی در روند ساخت ایجاد نمیکند. مزیت روش قالب ریزی یک اندازه بودن تمام انگشتهای ساخته شده است که امکان استفاده از مدل کامپیوتری برای ساخت به کمک دستگاه فرز CNC را فراهم می کند.

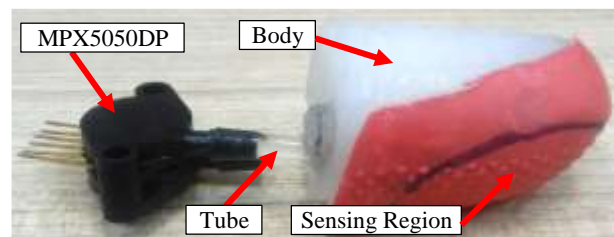
نمونه نهایی انگشت بر روی فیکسچر نصب شد تا بتوان تست های لازم عملکردی را انجام داد. شکل نهایی انگشت ربات ساخته شده و متصل شده به فیکسچر در زیر آمده است.

انگشت دستکش لاتکس است بر روی بدنه کشیده شده و با یک رشته مفتول یا چندین کش لاستیکی به دور بدنه محکم میشود.



شکل ۲ اولین نمونه ساخته شده انگشت با پوشش کامل

بزرگترین مشکل این طرح ناکارآمدی سیستم آبنندی بین بدنه و پوسته آن بود که با یک شیار روی بدنه و یک کش یا مفتول منعطف صورت میگرفت. ضعف این طراحی به هنگام استفاده از روغن به عنوان سیال کاری به خوبی به چشم می آمد. برای رفع مشکل آبنندی، در طرح بعدی، تنها بخشی از سطح زیرین انگشت توانایی لمس را داشت. این بار فقط ناحیه حوضچه با پوسته پوشیده شده و لبه های آن با چسب قطره های ثابت میشود. در این طرح همچنان از حسگر MPX5050DP استفاده شده و برای پر کردن حوضچه از سرنگ و سیستم آب بندی مخروطی استفاده شده است. با این شیوه مشکل نشتی سیال درون انگشت ربات حل شد.

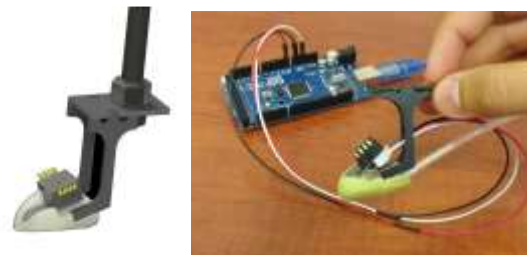


شکل ۳ نمونه دوم ساخته شده انگشت با پوشش جزئی

در گام بعد تصمیم گرفته شد ابعاد انگشت تا جای ممکن کوچک شده و در حدود ابعاد انگشت انسان قرار گیرد. برای این منظور همه اجزای سیستم باید از لحاظ ابعاد و چیدمان تغییر کند. حسگر مورد استفاده از MPX5050DP به MPXV5050GP تغییر پیدا کرد. حسگر جدید از لحاظ عملکردی کاملاً مشابه حسگر پیشین بوده و ابعاد آن بسیار کوچکتر است.

در این طراحی محل قرارگیری حسگر از پشت انگشت به روی آن منتقل شد. نتیجه این انتقال، عوض شدن محل اتصال

انگشت به اندازه کافی منبسط نشده و بر اثر اندکی فشردگی پوسته به بدنه میرسد. در صورت زیاد بودن فشار، پوسته بیش از اندازه منبسط شده و توانایی کشسانی خود را پس از مدتی از دست میدهد و سیگنال (فشار) افت میکند. از طرفی هر چه فشار اولیه بیشتر باشد، حسگر زودتر اشباع میشود و به حداکثر خود (۵ ولت) میرسد. لذا تنظیم فشار اولیه بسیار مهم است و باید با دقت صورت گیرد. در آزمایش اول حسگر با هوا پر شده و در سه فشار مختلف بررسی میشود. در این آزمایش حسگر با فیکسچر طراحی شده به سر دستگاه CNC متصل شده و محکم میشود. حسگر به سرنگ متصل است و فشار از طریق صفحه رایانه قابل رویت است. فشار را در مقدار معین تنظیم کرده و راه آن به طریق توضیح داده شده مسدود میشود. سپس فک CNC تا جایی پایین میآید که به صفحه ترازو دیجیتالی تماس پیدا کند. با استفاده از ترازوی دیجیتالی نیروی تماس با واحد گرم نیرو اندازه گیری میشود. در لحظه تماس، سیگنال فشار و مقدار نیرو اندکی افزایش می یابد. موقعیت عمودی (Z) دستگاه درست قبل از تماس با ترازو صفر شده و با گام ثابت، حسگر به وسط صفحه ترازو فشرده میشود. نتایج این آزمایش در سه فشار مختلف در ادامه قابل مشاهده است. یکی از پارامترهای مهم در صحنه گذاری عملکرد حسگر، موضوع تکرار پذیری است. در ادامه به بررسی تکرارپذیری عملکرد حسگر پرداخته شده است. در این آزمایش حسگر از حالت مماس با سطح ترازو به اندازه یک گام با طول مشخص در راستای عمودی به آن فشرده می شود و و سپس مجدداً به حالت بدون بار مماس، باز میگردد. این عمل چندین بار تکرار شده و تکرارپذیری نتایج بررسی شده است. همچنین این تکرار پذیری برای گام ها مختلف جابه جایی عمودی که می تواند فاشر بیشتری بر روی انگشت ربات ایجاد نماید تست شده است و در همه آزمایشات تکرار پذیری بسیار خوبی توسط حسگر نشان داده شده است. برای نمونه نتایج یکی از این آزمایشات در زیر آورده شده است. هر کدام از آزمایش ها چندین مرتبه (حداقل ۳ مرتبه) تکرار شده است و نتایج نشان داده شده، میانگین تکرار آزمایش ها است. خطای نشان داده شده در نمودارهای زیر، حاصل نتایج به دست آمده از تکرار آزمایش ها است که حداکثر ۷ درصد خطا داشته است. همانطور که در نمودارهای زیر نیز مشخص است، با افزایش مقدار نیرو، مقدار خطای تکرار آزمایش ها نیز بیشتر شده است. یعنی نیروهای مختلف وارده شده در محدوده حدود ۷ درصدی، مقدار ولتاژ خروجی مشابهی داشته اند.



شکل ۵ نمونه نهایی انگشت متصل به فیکسچر



شکل ۶ نمونه نهایی انگشت در تست سفتی

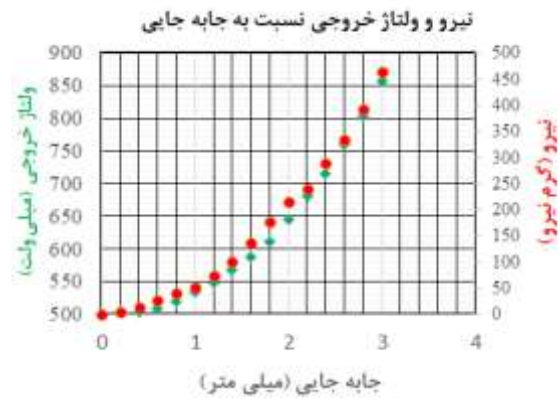
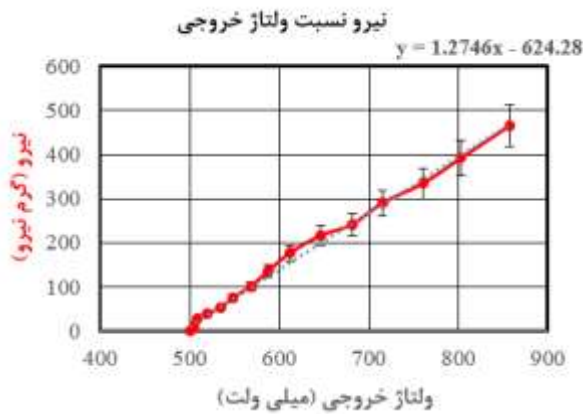
### ۳- تست و تحلیل نتایج

اولین مراحل داده برداری از حسگر فشار MPX5050DP با آردوینو Mega 2560 انجام شد. پین های حسگر به پین های مرتبط آردوینو متصل شده و از کد آماده قرائت پین آنالوگ در Arduino IDE استفاده شد. به دلیل استفاده از اتصالات نامناسب، نویزهای زیادی در داده ها مشاهده شد. برای تقویت مشخصات فرکانس بالای سیگنال از یک فیلتر بالاگذر مرتبه اول آنالوگ (مقاومت ۱۰۰ کیلو اهمی و خازن ۱۰۰ نانوفاراد) با فرکانس قطع ۱۰ هرتز استفاده شد. این سیگنال فیلتر شده پس از تقویت شدن (به صورت دیجیتالی) با سیگنال خام جمع میشود. در ادامه به منظور کاهش حجم سیستم از فیلتر آنالوگ خودداری شد. برای ایجاد محیط کاربری بهتر از نرم افزار LabVIEW برای ادامه کار استفاده شد. با نصب افزونه Arduino interface بلوک های ارتباط با آردوینو به سادگی در دسترس قرار گرفت. برای اجرای دستورات برد آردوینو میبایست ابتدا کد LIFA توسط Arduino IDE بر روی آردوینو بارگذاری شود. مراحل بعدی در محیط LabVIEW برنامه ریزی شد.

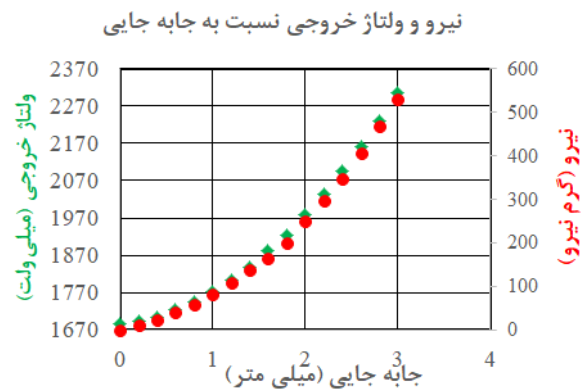
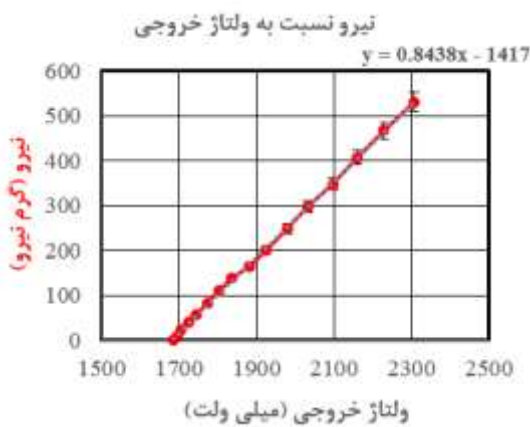
### ۳-۱- تست فشار اولیه

در این آزمایش به بررسی تاثیر فشار اولیه بر عملکرد سیستم و خطی بودن آن پرداخته میشود. در ابتدا به کمک سرنگ، فشار اولیه تنظیم میشود. پیش بینی می شود اگر این فشار کم باشد

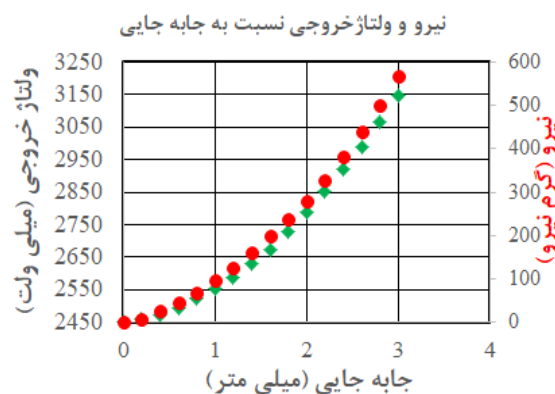
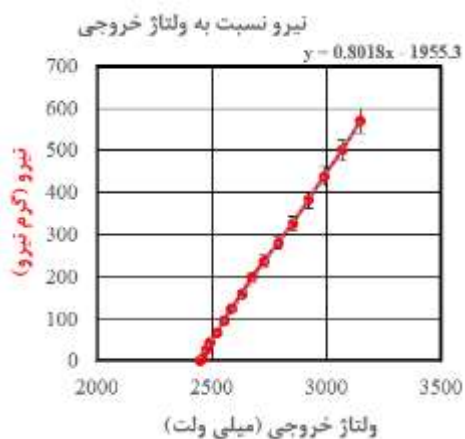
<sup>1</sup> Gram Force



شکل ۷ روابط حسگر انگشت نسبت به تغییرات جابجایی در فشار اولیه گیج ۵۵ / ۵ کیلوپاسکال (در نمودار رفتار فشار و نیرو با جابه جایی، لوزی سبز نماد سیگنال خروجی ولتاژ و دایره قرمز نماد نیرو است)



شکل ۸ روابط حسگر انگشت نسبت به تغییرات جابجایی در فشار اولیه گیج ۷۲ / ۱۸ کیلوپاسکال (در نمودار رفتار فشار و نیرو با جابه جایی، لوزی سبز نماد سیگنال خروجی ولتاژ و دایره قرمز نماد نیرو است)



شکل ۹ روابط حسگر انگشت نسبت به تغییرات جابجایی در فشار اولیه گیج ۲۲ / ۲۷ کیلوپاسکال (در نمودار رفتار فشار و نیرو با جابه جایی، لوزی سبز نماد سیگنال خروجی ولتاژ و دایره قرمز نماد نیرو است)

در این مقاله رخ نداده و با تقریب خوبی، رفتار حسگر در هر دو حالت یکسان بوده است. در نتایج به دست آمده از سنسور ساخته شده در این مقاله، همانطور که در شکل های ۷ تا ۹ آمده است، یک رابطه خطی با معادلات مشخص به دست آمده که هنگامی که فشار اولیه بالا بوده است، شیب این خط نیز تغییر نکرده است.

رفتار خطی بین ولتاژ و نیروی اعمالی در کار انجام شده در مرجع [۹] نیز تایید شده است. این رفتار در شکل ۱۰ نشان داده شده است. البته در مرجع مربوطه، رفتار در حالت اعمال نیرو و برداشتن نیرو از روی حسگر، کمی با هم تفاوت داشته و اصطلاحاً حسگر دارای هیستریزیس است. این رفتار در حسگر پیشنهادی

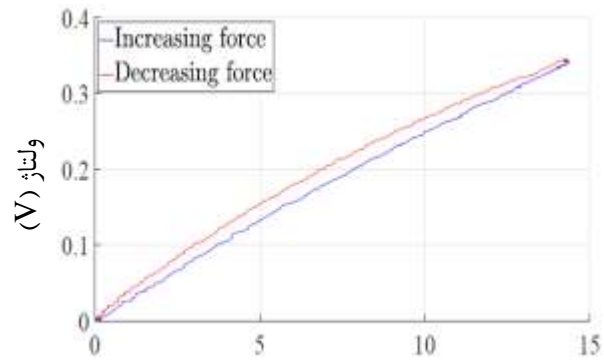


شکل ۱۱ تکرارپذیری عملکرد حسگر در فشار اولیه گیج ۹۳ / ۱۳ کیلوپاسکال و گام نیم میلیمتر

### ۳-۳ تست تشخیصی حرکت جانبی

در آخرین آزمایش، به بررسی توانایی تشخیصی حرکت جانبی انگشت پرداخته شده است. از اصلی ترین اهداف ساخت این انگشت، تشخیص سُر خوردن اجسام از دست ربات است. پس باید داده های خروجی انگشت بتواند زمان دقیق شروع سُر خوردن را به طور مشخص نشان دهد. برای بررسی این عملکرد، بستر آزمایشی متفاوتی تعبیه شد. این بار از یک سوهان فلز به عنوان سطح تماس استفاده شد و انگشت به کمک میز CNC ابتدا اندکی به سطح سوهان فشرده شده و در ادامه با سرعت یکنواخت بر روی سطح آن کشیده میشود.

در لحظه شروع حرکت جانبی، مشاهده میشود که سیگنال فشار اندکی افت داشته و مولفه های فرکانس بالا ظاهر میشود. بنابراین تصمیم بر این شد که با تشخیص لحظه ظهور امواج فرکانس بالا در منحنی FFT سیگنال، لحظه شروع حرکت شناسایی شود. در نرم افزار LabVIEW برنامه ای نوشته شد که به طور همزمان از سیگنال دریافتی FFT بگیرد. داده های ورودی از آردوینو به صورت تکی و جداگانه است لذا ابتدا یک آرایه ۱۰۰۰ تایی از داده های ولتاژ ورودی ایجاد کرده و از آن FFT گرفته میشود. با توجه به این که بخش ثابت سیگنال اهمیتی در تشخیص لحظه شروع لغزش ندارد، از یک فیلتر بالاگذر نیز استفاده شد. فیلتر از نوع Butterworth مرتبه ۳ با فرکانس برش یک هزارم هرتز است. البته مقیاس فرکانس در این برنامه واقعی نیست چون داده های ورودی بدون مولفه زمان هستند و نرم افزار به طور پیش فرض با فرکانس ۱ هرتز داده ها را ثبت میکند. هدف اصلی مشاهده یک یا چند قله در نمودار FFT است. ارتعاشات ایجاد شده در انگشت ربات در شکل ۱۲ آمده است.



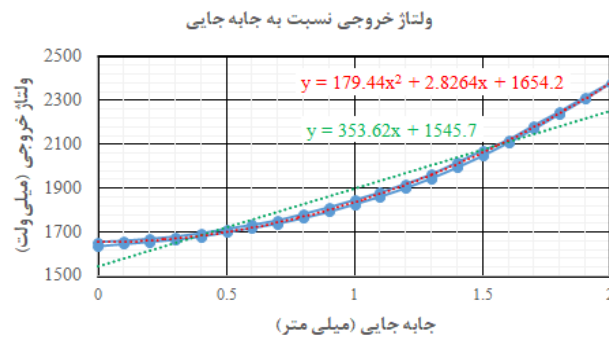
نیروی اعمال شده به حسگر (N)

شکل ۱۰ رابطه بین نیروی اعمال شده و ولتاژ تولید شده در حسگر ارایه شده در مرجع [۹].

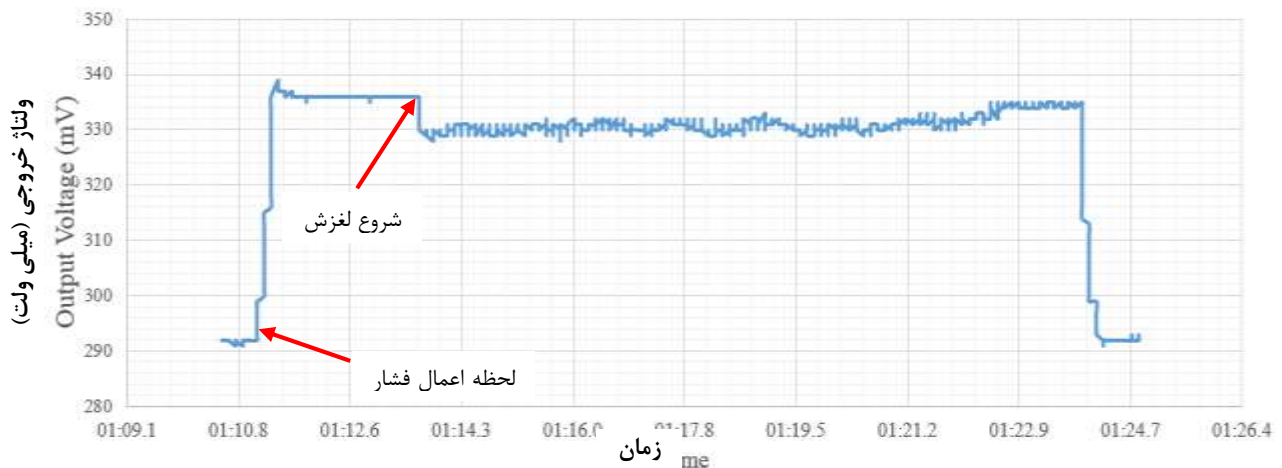
### ۳-۲ تست اثر نوع سیال محبوس بر ولتاژ خروجی

در این آزمایش به بررسی تاثیر سیال محبوس در حوضچه انگشت پرداخته میشود. برای این منظور، از آب استفاده داخل انگشت از آب پر شده باشد و حباب هوا در مسیر نباشد، مخصوصاً در لوله واصل حوضچه به حسگر فشار چون نوسانات فشار تا حد زیادی به واسطه این تغییر فاز محیط از بین میرود. پس از آماده سازی انگشت، آزمایشی مشابه آزمایش فشار اولیه انجام میشود. فشار اولیه گیج بنابر نتیجه آزمایش فشار، برابر با ۱۸/۷ کیلوپاسکال قرار داده شد و انگشت به کمک میز CNC بر روی صفحه ترازو یک حرکت رفت و برگشتی قائم به طول ۲ میلیمتر طی میکنند.

همانطور که از شکل ۱۲ قابل مشاهده است، در مقایسه با شکل ۸، حساسیت سیگنال فشار به جابه جایی بیشتر شده و رفتار تغییر فشار به جابه جایی بنا بر دلیل مشابه توضیح داده شده در بخش فشار اولیه، غیر خطی است. بنا براین با در نظر گرفتن محدودیت فیزیکی اعمال جابه جایی به پوسته انگشت، جهت افزایش ناحیه فشار قابل دسترس و یا بالا بردن تفکیک پذیری حسگر انگشت برای مصارف با دقت بالاتر بهتر است از آب و یا مایع مشابه استفاده کرد. همانطور که ملاحظه می شود برای نمونه، وقتی که حسگر با هوا پر شده است، بر اعمال جابه جای ۱ میلی متری ولتاژ خروجی حدود ۱۰۰ میلی ولت تغییر می کند در صورتیکه این عدد برای حسگر پر شده به وسیله آب نزدیک به ۳۵۰ میلی ولت است یعنی حساسیت یا نسبت ولتاژ خروجی به جابه جایی ورودی در حسگر پر شده با آب چند برابر بالاتر است. این برای حسگر یک مزیت به حساب می آید هر چند که رفتار غیر خطی بیشتری از خود نشان می دهد.



شکل ۱۲ تغییرات سیگنال فشار نسبت به جابه جایی با آب به عنوان سیال



شکل ۱۳ ارتعاشات ایجاد شده در انگشت بر اثر جابه جایی جانبی روی سطح

#### ۴- نتیجه گیری

در این مقاله یک بند نهایی انگشت ربات مطابق با ابعاد انگشت انسان طراحی و ساخته شد. بدنه صلب با رزین اپوکسی قالب ریزی شده و سپس با استفاده از برنامه نویسی کامپیوتری CAM مدلی برای تراش آن ساخته شد که با فرز CNC در سه مرحله و زمان حدودی ۲۰ دقیقه تکمیل میشود. برای روکش منعطف سطح زیرین انگشت از دستکش های آماده لاتکس استفاده شد. از لحاظ آب بندی عملکرد قابل قبولی داشته و در مدت ۴۸ ساعت تنها ۵ درصد افت سیگنال پایا را شاهد بود. این انگشت قابلیت تشخیص لمس و با تقریب خیلی خوبی تشخیص لغزش را دارد. عملکرد آن نسبت به نیروی تماسی کاملاً خطی است. با بسیاری از سیالات از جمله هوا، آب و روغن کار میکند و حساسیت و تفکیک پذیری آن با تعویض سیال کاری قابل تنظیم است. تکرارپذیری عملکرد انگشت بررسی و تایید شد.

#### ۵- مراجع

- mammalian way: An artificial Pacinian corpuscle", *Bioinspiration Biomimetics*, Vol. 15, pp. 4-11, (2020).
- [2] Barrett-Snyder, K., Lane, S., Lazarus, N., Albert, W. C. K., Hanrahan, B., "Printing a pacinian corpuscle: Modeling and performance", *Micromachines*, Vol. 12, No, 5, pp. 574-579, (2021).
- [3] Quindlen, J. C., Bloom, E. T., Ortega, L. E., Moeller, A. T., Barocas, V. H., "Micropipette aspiration of the Pacinian corpuscle", *Journal of Biomechanics*, Vol 63, pp. 104-109, (2017).
- [4] Ganet, F., Le, M. Q., Capsal, J. F., Gérard, J. F., Pruvost, S., Duchet, J., Livi, S., Lermusiaux, P., Millon, A., Cottinet, P., J., "Haptic feedback using an all-organic electroactive polymer composite", *Sensors Actuators, B: Chemical*, Vol. 220 pp. 1120-30, (2015).
- [5] Abiri, A., Pensa, J., Tao, A., Ma, J., Juo, Y. Y., Askari, S. J., Bisley, J., Rosen, J., Dutson, E. P., Grundfest, W. S., "Multi-Modal Haptic Feedback for Grip Force Reduction in Robotic Surgery", *Scientific Reports*, Vol. 9, pp. 19-21, (2019).

- [1] Lane, S., Barrett-Snyder, K., Lazarus, N., Albert, W. C. K., Hanrahan, B., "Vibration sensing the

- [8] Yang, T., Xie, D., Li, Z., Zhu, H., "Recent advances in wearable tactile sensors : Materials , sensing mechanisms , and device performance", *Materials Science and Engineering: R: Reports*. Vol. 115, pp. 1-37, (2017).
- [9] Costanzo, M., De Maria, G., Natale, C., Pirrozi, C., "Design and Calibration of a Force/Tactile sensor for Dexterous Manipulation", *Sensors*, Vol, 19, pp. 1-23, (2019).
- [6] Rahim, M. A., Shin, J., "Hand movement activity-based character input system on a virtual keyboard", *Electronics*, Vol. 9, No. 5, pp. 1-15, (2020).
- [7] Lederman, S. J., Klatzky, R. L., "Hand Movements: A Window into Haptic Object Recognition", *Cognitive Psychology*, Vol. 19, No. 3, pp. 342-368, (1987).

## تحلیل تنش دیسک دوجانه در روتور توربین خنک شونده با هوای سرد

چکیده: استفاده از دیسک های دوجانه به جای دیسک های تک جانه در روتور توربین، ایده نوینی است که به سبب ایجاد فضای لازم، امکان خنک کاری روتور و در نتیجه کاهش سطح دما و تنش های ناشی از آن را فراهم می کند. دیسک تحت بارگذاری های مکانیکی و حرارتی قرار دارد. بارگذاری مکانیکی شامل اثر ناشی از دوران دیسک و بار گریز از مرکز ناشی از دوران پره ها است. بارگذاری حرارتی در اثر تغییرات حرارتی موجود بین سطوح داخلی و خارجی بر دیسک اعمال شده است. شرایط مرزی دیسک به صورت دوسرگیردار در نظر گرفته شده است. ابتدا با استفاده از روش حل تحلیلی تئوری الاستیسیته صفحه ای روابط حاکم بر یک دیسک دوار تک جانه در حالت تنش صفحه ای استخراج شده است. در ادامه دیسک مورد نظر با پروفیل ضخامت واقعی با استفاده از روش عددی تیموشنکو-گریمل مورد تحلیل قرار گرفته است. سپس به منظور رسیدن به یک دیسک دوجانه با پروفیل مناسب این دیسک با سوراخ های پله ای شکل در ۴۰۰ حالت هندسی مختلف مورد بررسی قرار گرفته و حالت دارای کمترین جرم ممکن و ضریب اطمینان قابل قبول به دست آمده است. نتایج حاصل از تحلیل نشان دهنده کاهش جرم، کاهش سطح تنش ها و بهبود ضریب اطمینان در اثر استفاده از یک دیسک دوجانه بهینه می باشد.

واژه های راهنما: توربین، روتور خنک شونده، دیسک دوجانه، بارهای مکانیکی و حرارتی، تحلیل تنش

بهروز شهریاری\*  
استادیار

سعید ترحمی

کارشناس ارشد،  
مجتمع دانشگاهی مکانیک،  
دانشگاه صنعتی مالک اشتر

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۱/۰۱/۱۲

پذیرش: ۱۴۰۱/۰۳/۰۸

Behrooz  
Shahriari\*  
Assistant professor

Saeed Tarahomi  
MSc.,  
Faculty of  
Mechanics, Malek  
Ashtar University of  
Technology

## Stress analysis of twin web disk in cooled turbine rotor with cooling air

**Abstract:** Using twin web disks instead of single disks in turbine rotor is the new idea, which provides the necessary space for cooling and thus reducing the temperature level and the resulting stresses. The disk is subject to mechanical and thermal loading. Mechanical loading involves the effect of the disk rotation and the centrifugal load caused by the blade rotation at the external surface. Thermal loading is applied due to thermal changes between the internal and external surfaces on the disk. Disk boundary conditions are considered as dual-cantilever. Using the analytical solution method, the theory of elasticity of the plate is derived from the relations that govern the thickness of a rotating disk in a plane stress state. In the following, the disk was analysed under consideration the actual thickness profile using the Timoshenko-Grameel's numerical method. In order to reach a twin web disk with a proper profile, this disk is studied with stepped holes in 400 different geometrical modes, and the state with the lowest possible mass and acceptable reliability coefficient is obtained. The results of the analysis show the reduction of mass, reduction of stress levels and improvement of the coefficient of confidence through the use of an optimal twin web disk.

**Keywords:** Turbine, Cooled rotor, Twin Web Disk, Mechanical and thermal loads, Stress Analysis.

## ۱- مقدمه

چند نوع دیسک و یک نمونه بلیسک دوجانه پرداختند. آنها نشان دادند که طراحی دیسک دوجانه اجازه افزایش استحکام را می دهد و منجر به کاهش وزن نیز می شود [۹]. همچنین آنها در سال ۲۰۱۸ به روش ساخت، تحلیل و بررسی بازدهی طرح دیسک دوجانه پرداختند [۱۰]. برخی از روش های بهینه سازی برای بهبود عملکرد دیسک توربین توسط لانگ و همکاران در سال ۲۰۱۹ [۱۱] و همچنین جیرالدو-لاندانو و پائولینو در سال ۲۰۲۱ پیشنهاد شده اند [۱۲]. ژپولی شن و همکاران در سال ۲۰۱۹ [۱۳] به بهینه سازی چند رشته ای دیسک دوجانه پرداختند. آنها نشان دادند که اگرچه دیسک دوجانه در مقایسه با دیسک تک جانه بهینه شده، مزیت کمی در کاهش وزن نشان می دهد، اما به عنوان دیسک توربین جدید پتانسیل خنک کنندگی متقارن تری دارد.

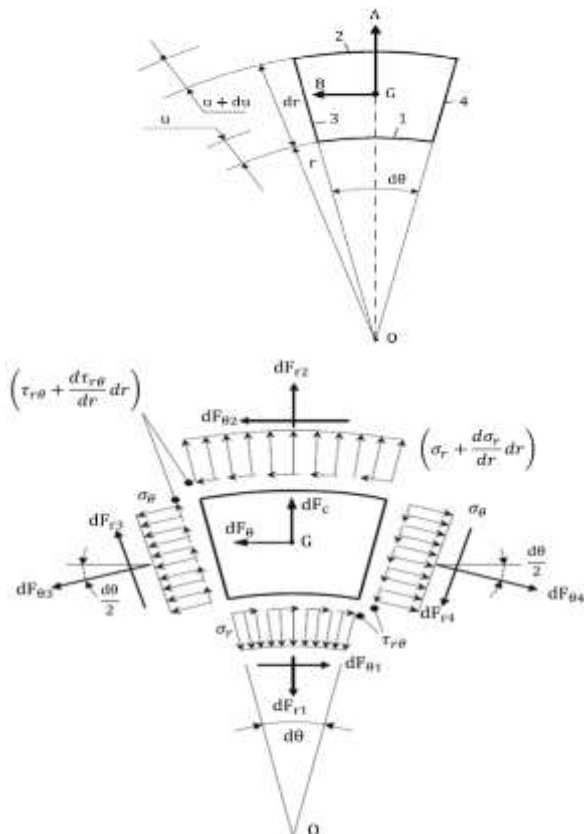
وانگ و همکاران در سال ۲۰۲۱ یک روش بهینه سازی توپولوژی را در استخراج شکل اولیه جدیدی از دیسک توربین دوجانه پیشنهاد کردند که در آن قید سرعت گسیختگی در نظر گرفته شد [۱۴]. همچنین آنها در تحقیقی دیگر در سال ۲۰۲۱، یک روش ترمو-الاستیک با قید تنش برای دیسک های متقارن محوری تحت محیط کار ترمومکانیکی شدید، پیشنهاد کردند [۱۵]. سونگ و همکاران در سال ۲۰۲۲ با ترکیب روش های بهینه سازی توپولوژی و شکل به صورت تئوری یک دیسک توربین دوجانه را توسعه دادند [۱۶].

با وجود کارهای انجام شده همچنان چالش هایی در مورد معماری توپولوژیکی بهینه دیسک توربین دوجانه تحت قیود چندگانه و محیط های ترمومکانیکی و نحوه طراحی دیسک های دوجانه برای کاربرد بیشتر آن ها در موتورهای هوایی با کارایی بالا وجود دارد. هدف اصلی این پژوهش، تحلیل تنش یک دیسک دوجانه به عنوان یک نوآوری در طراحی دیسک های خنک شونده با هوای سرد می باشد. دیسک دوجانه تحت بارهای مکانیکی و حرارتی قرار دارد. هندسه بهینه دیسک دوجانه شامل پروفیل خارجی دیسک و همچنین سوراخ داخلی که دیسک دوجانه را ایجاد می کند، استخراج می شود. تعمیم روابط تحلیل دیسک تک جانه به دوجانه و بهینه سازی پروفیل دیسک دوجانه جنبه نوآوری این تحقیق است. تحلیل و بهینه سازی دیسک های دوجانه در پژوهش های پیشین، مبتنی بر نرم افزارهای تجاری تحلیل سازه بوده که استفاده از آنها مستلزم استفاده از سیستم پردازش قوی و صرف زمان و در نهایت هزینه طراحی و تحلیل بیشتر است. رهیافت تحلیلی ارائه شده در این تحقیق مقرون به صرفه تر و به ویژه در مراحل طراحی و تحلیل اولیه دیسک که بسیار پر تکرار است کاربردی تر می باشد.

## ۲- معادلات حاکم بر دیسک در حالت ترموالاستیک

دیسک موجود در روتور توربین با سرعت دورانی بالا دوران می کند. این سرعت دورانی بالا منجر به ایجاد نیروی گریز از مرکز

برای طراحی هر سازه ای باید نسبت به پاسخگویی استحکام آن در شرایط مختلف بارگذاری آگاه شد لذا مسئله باید تحت تحلیل های مختلف سازه ای از جمله تحلیل تنش و کرنش در بارگذاری های مختلف قرار گیرد. دیسک در موتور توربینی دارای محدودیت هایی در پارامتر  $AN^2$  (مساحت سطح حلقوی توربین در مجذور سرعت دورانی) و ظرفیت بار است [۱]. همچنین یکی از مسائلی که همواره توسط طراحان موتور توربین گاز مورد توجه قرار می گیرد، رسیدن به مقادیر بالاتری از نسبت نیروی پیشران به وزن و رسیدن به راه کاری جهت کاهش تنش های حرارتی وارد بر دیسک است؛ رسیدن به سرعت های دورانی بالاتر روتور باعث بارگذاری بیشتر بر روی دیسک روتور و پره های روی آن می شود. علاوه بر آن سطح مقطع بیشتر جریان نیز نیاز به پره هایی با سطح بیشتر داشته که این مسئله نیز بارگذاری بر روی پره ها را بیشتر خواهد کرد. برآورده کردن این دو مسئله مستلزم افزایش ظرفیت بارگذاری سازه دیسک روتور است، که برای رسیدن به آن باید در طراحی سازه دیسک و پره ها و استحکام ماده سازنده بهینه سازی هایی صورت داد، تا ظرفیت بارگذاری آن ها افزایش یابد. علاوه بر موارد فوق، موارد دیگری نیز از جمله کاهش وزن، افزایش دوره عمر مجاز قطعات سازنده، قابلیت استفاده از مواد جایگزین برای قطعات به منظور استفاده در کاربردهای مختلف، از اهداف مهمی هستند که همواره برای ارتقاء سطح طرح های جدید مورد توجه طراحان قرار گیرند [۲]. ایده استفاده از دیسک دوجانه مناسب به جای دیسک های یک تکه مرسوم می تواند منجر به برآورده ساختن این اهداف گردد. کایرو و سارجنت در سال ۲۰۰۲ ابتدا یک دیسک با ساختار دوجانه پیشنهاد دادند و یک آزمون چرخش اعتبارسنجی ساختار با استفاده از یک دیسک دوجانه انجام دادند [۳]؛ نتایج تحلیل نشان داد که نمونه دیسک دوجانه نمایانگر ظرفیت چرخش بالاتر به واسطه افزایش پارامتر  $AN^2$  و وزن کمتر تحت شرایط استحکام یکسان است. لو و لی در سال ۲۰۱۱ به بهینه سازی دیسک دوجانه تحت بار سنگین در موتور هوایی پرداختند [۴]. یانگ ژیان در سال ۲۰۱۲ به آنالیز استحکام ساختار دیسک دوجانه پرداخت [۵]. شن و همکاران در سال ۲۰۱۴ تحقیقاتی در زمینه نسبت نیروی پیشران به وزن در دیسک دوجانه صورت دادند [۶]. دوگونچی و گنجی در سال ۲۰۱۵ به بررسی خنک کاری دیسک با استفاده از جریان سیال غیر نیوتنی پرداختند [۷]. شی و شن در سال ۲۰۱۵ یک روش بهینه سازی طرح چند رشته ای را برای دیسک توربین تک جانه ارائه کردند [۸]. بر اساس تحلیل کوپل حرارتی، CFD و ارزیابی مکانیکی، شکل دیسک تک جانه تحت چهار قید تنش با استفاده از روش بهینه سازی سطح پاسخ به دست آمد. واسیلیو و همکاران در سال ۲۰۱۸ با استفاده از مدل سازی پارامتری المان محدود به طراحی و تحلیل



بالا، ناشی از نیروی حجمی می گردد. دیسک تحت بارگذاری گریز از مرکز ناشی از دوران پره ها در محیط خارجی قرار دارد که در مدل سازی این اثر به صورت یک بار گسترده روی سطح خارجی آن لحاظ می شود. همچنین دیسک تحت گرادیان حرارتی ناشی از اختلاف حرارت در سطوح داخلی و خارجی قرار دارد. موضوع این تحقیق بررسی یک دیسک روتور موتور توربین گاز با ظرفیت تحمل بار بالا و دارا بودن مجرای جهت خنک کاری با جریان هوای سرد می باشد. برای این منظور به جای استفاده از دیسک های جامد توپر معمول از بررسی دیسک های دوجانه استفاده می شود. نمای برش خورده یک دیسک دوجانه در شکل ۱ نشان داده شده است.



شکل ۱ نمای برش خورده دیسک دوجانه در توربین فشار بالا [۹]

شکل ۲ بارگذاری بر روی المانی از دیسک به طول  $dz$  [۱۷]

مطابق شکل ۲ بارگذاری وارد بر یک المان حجمی از دیسک به ضخامت  $dz$  در نظر گرفته می شود، که این المان بین سطوح ۵ و ۶ قرار گرفته و به دو صفحه قطری با مختصات  $\theta$  و  $\theta + d\theta$  که زاویه بین آن ها  $d\theta$  است و دو دایره به شعاع های  $r$  و  $r + dr$ ، محدود شده است. این المان دارای ابعاد محدود در راستای محور طولی  $Z$  است و دارای ابعاد بینهایت کوچک در امتداد دو محور دیگر است. تعادل نیروهای اعمالی بر روی المان در راستای خط  $OA$  عمود بر محور المان و گذرنده از مرکز ثقل  $G$  و در راستای خط  $GB$  که در  $G$  عمود بر  $OA$  است، در نظر گرفته می شود. المان مفروض در حالت کلی تحت تأثیر دو نیروی حجمی قرار دارد که در مرکز ثقل المان اعمال می شوند. یکی نیروی  $dF_c$  که در راستای شعاعی اعمال شده و ناشی از بارگذاری های شعاعی و چرخش المان بوده و طبق رابطه (۱) به دست آمده است و دیگری نیروی  $dF_t$  که در راستای محیطی و عمود بر راستای شعاعی بوده که به سبب وجود شتاب زاویه ای ایجاد می شود. با توجه به ثابت بودن سرعت زاویه ای، نیروی حجمی محیطی برابر با صفر بوده و از محاسبات کنار گذاشته شده است. معادله دیفرانسیل حاکم بر حرکت دیسک دوار جدار ضخیم همگن تحت بارگذاری ترمومکانیکی به فرم رابطه (۱) عبارت است از [۱۷]:

برای تحلیل تنش دیسک دوجانه، ابتدا معادلات حاکم بر دیسک تک جانه با ضخامت ثابت استخراج می شوند. فرضیاتی در تحلیل دیسک با ضخامت ثابت در نظر گرفته می شوند. مقدار ضخامت، در سرتاسر راستای طولی دیسک ثابت فرض شده است. گرادیان حرارتی مفروض وارد بر دیسک تنها تابعی از شعاع اما هر تابع دلخواهی می تواند در نظر گرفته شود. هندسه سازه، نحوه توزیع خواص و بارگذاری های اعمال شده بر دیسک همگی متقارن محوری است. چرخش دیسک با سرعت زاویه ای ثابت فرض شده است. شرایط مرزی حاکم بر دیسک به صورت دوسرگیردار در نظر گرفته شده است. دیسک در سطح خارجی تحت تنش شعاعی ناشی از دوران پره ها قرار داشته و در سطح داخلی هیچ گونه بارگذاری خارجی شعاعی به آن وارد نمی شود. گرادیان دمای دیسک با گذر از سطح داخل به خارج رو به افزایش است.

این دیسک دارای یک سوراخ محوری و سطح مقطع دایره ای شکل است. همچنین دیسک مورد بحث از لحاظ شرایط مرزی دارای طول دوسرگیردار و ضخامت شعاعی ثابت است. این دیسک از مواد همگن و ایزوتروپیک ساخته شده که در محدوده الاستیک خطی تحت تأثیر نیروهای سطحی، حجمی و گرادیان حرارتی قرار داشته و همگی این نیروها حول محور طولی  $Z$  که چرخش حول آن صورت می گیرد، به صورت متقارن محوری بر سازه اعمال می گردند. با توجه به شرایطی که گفته شد، برای اعمال شرایط تعادل ابتدا یک المان از دیسک مطابق با شکل ۲ در نظر گرفته شده است.

در این رابطه پارامترهای S1 تا S5 طبق رابطه (۷) عبارتند از:

$$\begin{aligned} S1 &= \frac{\alpha(1+\nu)}{r^2} \int_a^r rT(r) dr \\ S2 &= \frac{\rho r^2 \omega^2 (1-\nu^2)}{8E} \\ S3 &= \frac{C_1}{2}, S4 = \frac{C_2}{r^2}, S5 = \frac{E}{(1-\nu^2)} \end{aligned} \quad (7)$$

برای به دست آوردن ثابت های انتگرال گیری لازم است تا شرایط مرزی حاکم بر مسئله اعمال گردد. برای دیسک مورد بررسی در سطح خارجی، استوانه تحت بارگذاری های گسترده شعاعی ناشی از چرخش پره ها به صورت یکنواخت است و در سطح داخلی نیرویی در راستای شعاعی به سازه اعمال نمی گردد، با این حال برای اطمینان از رسیدن به جامع ترین حالت پاسخ، که پاسخگوی مسائل تحت تنش شعاعی غیر صفر در هر دو سطح داخلی و خارجی نیز باشد، برای به دست آوردن ثابت ها، شرایط مرزی موجود مطابق با رابطه (۸) اعمال خواهد شد:

$$\begin{aligned} @ r = a \rightarrow \sigma_r &= P_i \\ @ r = b \rightarrow \sigma_r &= P_o \end{aligned} \quad (8)$$

که در این رابطه،  $P_i$  و  $P_o$  به ترتیب برابر با مقادیر تنش شعاعی در سطوح داخلی و خارجی است و  $b$  برابر با مقدار شعاع در سطح خارجی است. پس از اعمال شرایط مرزی، ثابت های انتگرال گیری طبق رابطه (۹) محاسبه شده است:

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{2 \left( P_i - S5 \left( \Phi a^2 + \frac{(P_i - P_o)b^2}{S5} - \Lambda b^2 + \Gamma \alpha (1+\nu)(\nu - \right) \right)}{\Psi S5} \\ C_2 &= \frac{\frac{(P_i - P_o)}{S5} - \Phi(a^2 - b^2) + \frac{\Gamma \alpha}{b^2} (1+\nu)(\nu - 1)}{\Psi \left( \frac{b^2 - a^2}{b^2 a^2} \right)} \end{aligned} \quad (9)$$

در این رابطه پارامترهای  $\Phi$ ،  $\Lambda$ ،  $\Gamma$  و  $\Psi$  طبق رابطه (۱۰) عبارتند از:

$$\begin{aligned} \Psi &= 1 - \frac{\nu}{a} \\ \Phi &= \frac{\rho \omega^2 (1-\nu^2)(3+\nu)}{8E} \\ \Lambda &= \Phi(a^2 - b^2) \\ \Gamma &= \int_a^b rT(r) dr \end{aligned} \quad (10)$$

با جایگذاری ثابت های به دست آمده رابطه (۹) در رابطه (۶) تنش های وارد بر یک دیسک چرخان توخالی همگن در حالت دو سرگیردار قابل محاسبه است. همچنین با جایگذاری ثابت های C1 و C2 به دست آمده در رابطه (۴) جابجایی شعاعی به سادگی قابل محاسبه است.

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{du}{rdr} - \frac{u}{r^2} - \alpha(1+\nu) \left( \frac{dT}{dr} \right) + \frac{(1-\nu^2)\rho r \omega^2}{E} = 0 \quad (1)$$

معادله (۱) که تحت عنوان معادله ناویر نیز شناخته می شود، در واقع یک معادله دیفرانسیل مرتبه دوم غیرخطی و غیر همگن بوده که حل آن به روش های مختلفی نظیر روش های عددی، تحلیلی و نیمه تحلیلی قابل انجام است. معادله دیفرانسیل (۱) به صورت رابطه (۲) قابل بازنویسی است:

$$\frac{d}{dr} \left[ \frac{d}{rdr} (ru) \right] - \alpha(1+\nu) \left( \frac{dT}{dr} \right) + \frac{(1-\nu^2)\rho r \omega^2}{E} = 0 \quad (2)$$

با انتقال بخش غیر همگن معادله دیفرانسیل به طرف دیگر تساوی رابطه (۲) به صورت رابطه (۳) مرتب و بازنویسی شده است:

$$\frac{d}{dr} \left[ \frac{d}{rdr} (ru) \right] = \alpha(1+\nu) \left( \frac{dT}{dr} \right) - \frac{(1-\nu^2)\rho r \omega^2}{E} \quad (3)$$

معادله فوق با فرض تابعی دلخواه برای توزیع دما برحسب شعاع  $T(r)$  به منظور اطمینان از رسیدن به کلی ترین حل ممکن برای این مسئله در نظر گرفته شده است، برای حل با دو بار انتگرال گیری پی درپی از رابطه (۳) جابجایی شعاعی مطابق با رابطه (۴) محاسبه می گردد:

$$u = \frac{(1-\nu^2)\rho r^3 \omega^2}{8E} + \frac{\alpha(\nu+1)}{r} \int_a^r rT(r) dr + C_1 \frac{r}{2} + \frac{C_2}{r} \quad (4)$$

که در این رابطه  $a$  برابر با شعاع داخلی دیسک بوده و C1 و C2 ثابت های انتگرال گیری می باشند و با استفاده از شرایط مرزی حاکم بر مسئله به دست می آیند. با مشتق گیری از رابطه (۴)، رابطه (۵) به دست آمده است:

$$\begin{aligned} \frac{du}{dr} &= \frac{3(1-\nu^2)\rho r^2 \omega^2}{8E} + \alpha(1+\nu)T(r) \\ &- \frac{\alpha(1+\nu)}{r^2} \int_a^r rT(r) dr + \frac{C_1}{2} - \frac{C_2}{r^2} \end{aligned} \quad (5)$$

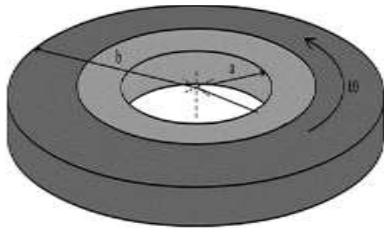
بدیهی است، ثابت های انتگرال گیری با مشخص بودن مقدار تنش شعاعی در سطوح داخلی و خارجی قابل محاسبه است تنش شعاعی حاکم بر دیسک به صورت رابطه (۶) و برحسب ثابت های انتگرال گیری به دست آمده است.

$$\begin{aligned} \sigma_r &= S5 \left[ \begin{aligned} &S2(3+\nu) + S1(\nu-1) + S3 \left( 1 - \frac{\nu}{r} \right) + \\ &S4 \left( 1 - \frac{\nu}{r} \right) + (1+\nu)\alpha T(r) \end{aligned} \right] \\ \sigma_\theta &= S5 \left[ \begin{aligned} &S2(1+3\nu) + S1(1-\nu) + S3(1+\nu) \\ &S4(1-\nu) - (1+\nu)\alpha T(r) \end{aligned} \right] \end{aligned} \quad (6)$$

جابجایی های استوانه مدنظر در حالت تحت گرادیان حرارتی خاص قابل محاسبه است.

### ۳- نیروهای گریز از مرکز ناشی از دوران پره ها و قلاب نگه دارنده

برای محاسبه جرم دیسک مورد بررسی که هندسه در (شکل ۳) نشان داده شده است، از رابطه (۱۶) استفاده می گردد.



شکل ۳ نمای سه بعدی دیسک

$$m = \rho \times V \rightarrow \rho \times h(r) \times \pi \times (b^2 - a^2) \quad (16)$$

$$\rightarrow h(r) = h = cte$$

در این رابطه  $h(r)$  برابر با تابع ضخامت دیسک و مقدار آن ثابت و برحسب متر است. برای دیسک در معرض نیروی گریز از مرکز حاصل از دوران پره ها و قلاب های متصل کننده پره به سطح خارجی دیسک، هریک از آثار به طور جداگانه محاسبه و با یکدیگر جمع شده است. برای محاسبه بار ناشی از پره ها بارگذاری وارده بر سطح اعمالی طبق رابطه (۱۷) برابر است با [۱۸]:

$$\sigma_{rB} = \frac{F_{Tb}}{A_b} = \frac{m_b r_b \omega^2 \times N_b}{2\pi \times r_r \times t_b} \quad (17)$$

در اینجا  $F_{Tb}$  و  $A_b$  به ترتیب برابر با نیروی گریز از مرکز پره ها و مساحت مرکز سطح دوران پره است.  $m_b$ ،  $r_b$ ،  $t_b$  و  $N_b$  به ترتیب برابر جرم یک پره، مختصات شعاعی پره، پهنای پره و تعداد پره های در حال دوران است.  $\sigma_{rB}$  تنش معادل ناشی از دوران پره ها است. جهت محاسبه تنش ناشی از نیروی گریز از مرکز ریشه های متصل کننده پره به دیسک طبق رابطه (۱۸):

$$\sigma_{rR} = \frac{F_r}{A_r} = \frac{m_r r_r \omega^2 \times N_r}{A_r} \quad (18)$$

$m_r$ ،  $r_r$  و  $N_r$  به ترتیب برابر با جرم یک ریشه، مختصات شعاعی ریشه، تعداد ریشه ها و سطح مقطع سطح تماس ریشه با دیسک است.  $\sigma_{rR}$  تنش معادل ناشی از دوران ریشه ها است.

$$B.C. = \begin{cases} r = a \rightarrow \sigma_r = 0 \\ r = b \rightarrow \sigma_r = \sigma_{rB} + \sigma_{rR} = \frac{m_b r_b \omega^2 \times N_b}{2\pi \times r_r \times t_b} + \frac{m_r r_r \omega^2 \times N_r}{A_r} \end{cases} \quad (19)$$

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 دیسک و تابعی از تغییرات مختصات شعاعی است، برای محاسبه تابع توزیع حرارت از معادله حاکم بر توزیع حرارت برای مسائل با متغیر یک بعدی در سیستم مختصات قطبی به صورت رابطه (۱۱) استفاده شده است [۱۳].

$$\frac{\partial}{r \partial r} \left( kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0 \quad (11)$$

که در این رابطه  $k$  برابر با ضریب هدایت حرارتی ماده است. برای حل معادله دیفرانسیل (۱۱) و در نتیجه محاسبه تابع توزیع حرارت  $T(r)$ ، شرایط مرزی برای دیسک دوار جدار ضخیم مدنظر به صورت رابطه (۱۲) در نظر گرفته می شود:

$$\begin{aligned} @ r = a &\rightarrow k \frac{dT}{dr} = h_a(T - T_a) \\ @ r = b &\rightarrow -k \frac{dT}{dr} = h_b(T - T_b) \end{aligned} \quad (12)$$

در رابطه (۱۲)،  $T_b$  و  $T_a$  به ترتیب دمای سطوح داخلی و خارجی دیسک و  $h_b$  و  $h_a$  به ترتیب برابر با ثابت های انتقال حرارت جابجایی در سطوح داخلی و خارجی دیسک است. همچنین اندیس های  $a$  و  $b$  به ترتیب به سطوح داخلی  $r = a$  و خارجی  $r = b$  دیسک اشاره دارد. با حل کلی معادله دیفرانسیل (۱۱) و با در نظر گرفتن شرایط مرزی برای مواد همگن طبق رابطه (۱۲)، تابع توزیع حرارت طبق رابطه (۱۳) به دست می آید:

$$T(r) = T_1 \ln(\beta) + T_2 \quad (13)$$

که در رابطه (۱۳)، ثابت های  $T_1$  و  $T_2$  طبق رابطه (۱۴) به دست می آیند:

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{(T_b - T_a)}{k \left( \frac{1}{ah_a} + \frac{1}{bh_b} \right) + \ln \left( \frac{b}{a} \right)} \\ T_2 &= \frac{k \left( \frac{T_b}{bh_b} - \frac{T_a}{ah_a} \right) + T_i \ln \left( \frac{b}{a} \right)}{k \left( \frac{1}{ah_a} + \frac{1}{bh_b} \right) + \ln \left( \frac{b}{a} \right)} \end{aligned} \quad (14)$$

با جایگذاری تابع گرادیان حرارتی خاص رابطه جدید به دست آمده به صورت رابطه (۱۵) قابل بازنویسی است:

$$\frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{du}{r dr} - \frac{u}{r^2} - \alpha \frac{(1+\nu)T_1}{r(1-\nu)} + \frac{(1+\nu)(1-2\nu)pr\omega^2}{E(1-\nu)} = 0 \quad (15)$$

رابطه (۱۵) نوع ساده تری از معادله حرکت ناویر دیسک تحت گرادیان حرارتی (۱۴) دلخواه است، که به مانند روش استفاده شده برای حل این معادله مجدداً برای تابع حرارتی خاص مطرح شده قابل حل است. از سوی دیگر با جایگزینی تابع خاص به دست آمده (۱۴) به جای تابع حرارت دلخواه تنش ها و

۲۱۱	مدول الاستیسیته یانگ (Gpa)
۸۱۹۰	چگالی ( $Kg/m^3$ )
۱۶۲۰۰	سرعت زاویه ای (rpm)
۱۲/۸e-۶	ضریب انبساط حرارتی ( $1/^\circ C$ )
۰/۲۸	ضریب پواسون
۱۰۳۶	حد تسلیم الاستیک (Mpa)
۹۳۲/۴	حد تسلیم الاستیک (Mpa) در دمای $500^\circ C$
۱۶/۶۱	ضخامت دیسک (mm)

#### ۴- تحلیل دیسک ضخامت ثابت

با توجه به مشخصات هندسی و ترمومکانیکی دیسک و پره های متصل به آن، که در جداول ۱ و ۲ به آن پرداخته شد، نمودارهای توزیع تنش برای دیسک مفروض همگن در حالت ضخامت ثابت مطابق با شکل های ۶ تا ۱۰ به دست آمده است. برای هر یک از حالات تنش و ضریب اطمینان محاسبه شده، نمودار تغییرات برحسب شعاع محاسبه شده است. در این شکل و تمامی شکل های بعد تا شکل ۱۰ محور افقی نشان دهنده مختصات شعاعی و بازه تغییرات آن از سطح داخلی تا سطح خارجی است.

در شکل ۶ نمودار توزیع تنش شعاعی دیسک توربین همگن از جنس اینکونل ۷۱۸ نشان داده شده است. همان طور که در این شکل مشخص است، با حرکت در راستای شعاعی از شعاع داخلی به خارجی افزایش تنش از صفر تا تنشی برابر با تنش ایجاد شده در اثر بار معادل حاصل از دوران پره ها در سطح خارجی مشاهده شده است. بنابراین بیشینه میزان تنش شعاعی در سطح ۶۰ میلی متری اتفاق می افتد و برابر با ۳۰۰ مگا پاسکال است. تطابق مقادیر تنش در سطوح داخلی و خارجی با مقادیر شرایط مرزی، به نوعی نشان دهنده صحت نتایج نمودار ترسیمی است.

در شکل ۷ نمودار توزیع تنش محیطی دیسک توربین همگن از جنس اینکونل ۷۱۸ نشان داده شده است. تنش ها ابتدا در ناحیه کششی و در سطح خارجی دیسک وارد ناحیه فشاری می شود. با گذر از سطح داخلی به سطح خارجی مقدار این نوع تنش در دیسک کاهش یافته است که این تفاوت بین سطوح داخلی و خارجی نزدیک به پنج برابر است، به عبارتی واضح است سطح داخلی از نقطه نظر تنش های محیطی، بحرانی است. از سوی دیگر بدیهی است مؤلفه های محیطی تنش مؤلفه بحرانی تنش بوده و در قیاس با تنش های شعاعی در محدوده تغییراتی بسیار وسیع تری قرار گرفته اند، به گونه ای که بیشینه تنش محیطی

در شکل های ۴ و ۵ به ترتیب نماهای مربوط به ریشه متصل کننده پره به دیسک و پره متصل به دیسک مورد نظر آمده است. مشخصات هندسی و تنش معادل به دست آمده با استفاده از شرایط مرزی طبق رابطه (۱۹) در جدول ۱ نشان داده شده است. خواص ترمومکانیکی وارد بر دیسک طبق جدول ۲ مشخص شده است.



شکل ۴ نمای سه بعدی ریشه متصل کننده پره به دیسک



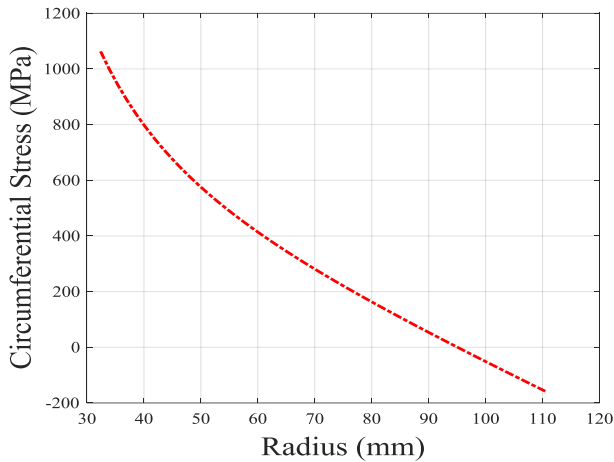
شکل ۵ نمای سه بعدی پره دیسک

جدول ۱ مشخصات هندسی پره و قلاب نگه دارنده متصل به دیسک

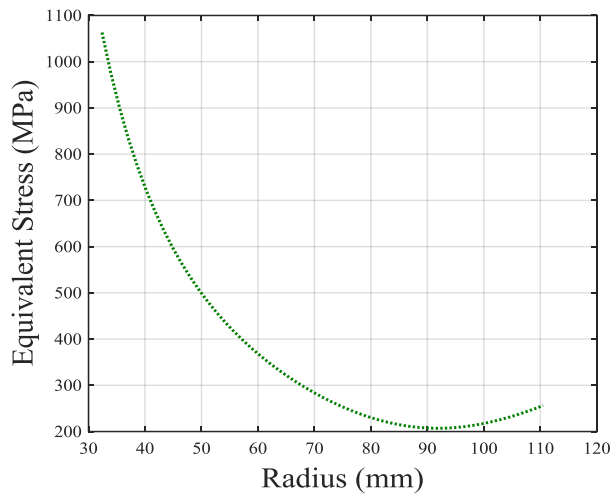
پره	ریشه	کمیت هندسی
اینکونل ۷۱۸	اینکونل ۷۱۸	جنس پره
۵/۶۸۶e-۶	۰/۸۵۱۵e-۶	حجم واحد ( $m^3$ )
۷۵	۷۵	تعداد
۱۶۲۰۰	۱۶۲۰۰	سرعت چرخش (rpm)
۲۱/۴	۲/۶۳۶	نیروی گریز از مرکز (KN)
۱۶۰۵	۱۹۷/۷	نیروی گریز از مرکز کل (KN)
۰/۰۵	۰/۰۰۸	جرم واحد (Kg)
۱۲۲/۵۲	۱۵/۰۹	تنش معادل (Mpa)
.	.	تنش معادل سطح داخلی (Mpa)
۱۳۷/۶۱	۱۳۷/۶۱	تنش معادل سطح خارجی (Mpa)

جدول ۲ جنس و مشخصات ترمودینامیکی دیسک ضخامت ثابت

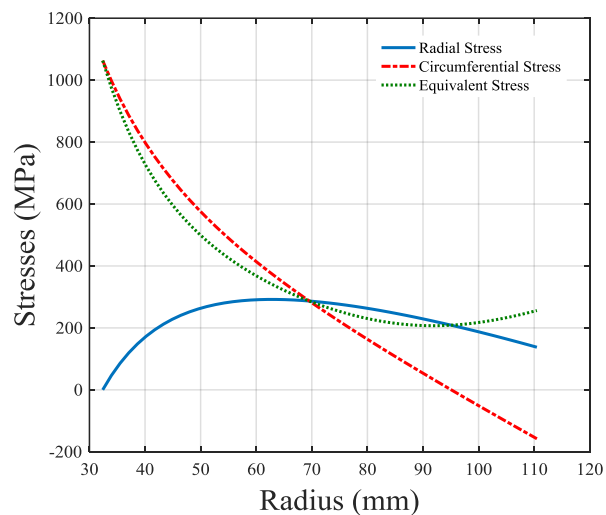
جنس و مشخصات مکانیکی		جنس ماده
Inconel 718		
سطح خارجی	سطح داخلی	مشخصه
۵۰۰	۱۵۰	حرارت ( $^\circ C$ )
۱۳۷/۶۱	.	تنش شعاعی (Mpa)
۱۱۰/۴۹	۳۲/۳۸۵	شعاع (mm)



شکل ۷ توزیع تنش محیطی دیسک توربین مفروض با پروفیل ضخامت ثابت



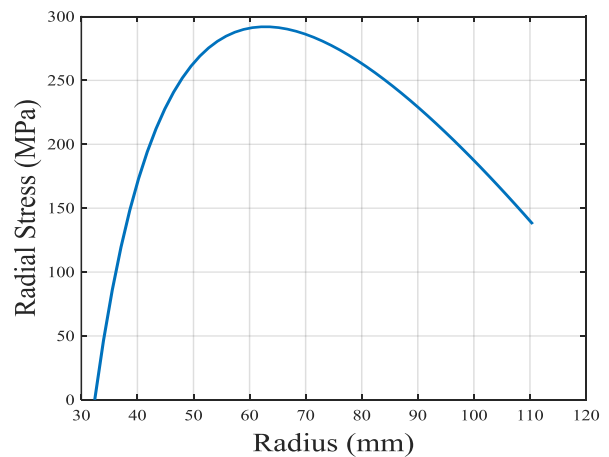
شکل ۸ توزیع تنش معادل دیسک توربین مفروض با پروفیل ضخامت ثابت



شکل ۹ توزیع تنش های دیسک توربین مفروض با پروفیل ضخامت ثابت

بیش از سه برابر بیشینه تنش شعاعی است، لذا این تنش نقش بسیار مهمی را در طراحی سازه ایفا می کند.

در شکل ۸ نمودار توزیع تنش معادل دیسک توربین همگن از جنس اینکونل ۷۱۸ نشان داده شده است. همچون تنش های اصلی شعاعی، محیطی و تغییرات تنش معادل نیز با حرکت در راستای شعاعی روندی کاهشی و سپس افزایش دارد. کمترین سطح تنش ها در ۹۴ میلی متری مختصات شعاعی اتفاق افتاده و بیشینه تنش در سطح داخلی اتفاق افتاده است. در شکل ۹ نمودار توزیع تنش های شعاعی، محیطی و معادل دیسک توربین همگن از جنس اینکونل ۷۱۸ نشان داده شده است. مشخص است سطح تنش های محیطی از سطح داخلی تا شعاع ۷۰ میلی متری بیش از مؤلفه شعاعی تنش بوده و بعد از این مختصات با حرکت از سطح داخلی به سطح خارجی، تنش شعاعی نسبت به تنش محیطی فراتر رفته و تنش محیطی به تدریج وارد ناحیه فشاری شده است. در شکل ۱۰ نمودار توزیع ضریب اطمینان دیسک توربین همگن از جنس اینکونل ۷۱۸ نشان داده شده است؛ سطح داخلی با وجود برخورداری از استحکام بالاتر و قرار گرفتن در معرض حرارت کمتر سطح بحرانی بوده و با گذر به سطح خارجی ضریب اطمینان رو به افزایش است. در اینجا باید متذکر شد که سازه علاوه بر حرارت تحت بار گریز از مرکز ناشی از اثر وزن و بار معادل ناشی از دوران اتصالات خارجی نیز می باشد. که در مجموع این آثار منجر به بحرانی شدن سطح داخلی گردیده است.



شکل ۶ توزیع تنش شعاعی دیسک توربین مفروض با پروفیل ضخامت ثابت

برای دیسک جزئی که تنش مربوط به آن نقطه شناخته می شود، وجود دارد. بنابراین مطابق با روش گریمل [۱۰] می توان نوشت:

$$\begin{aligned} s &= \sigma_r + C_1 r^2 \\ t &= \sigma_\theta + C_2 r^2 \end{aligned} \quad (21)$$

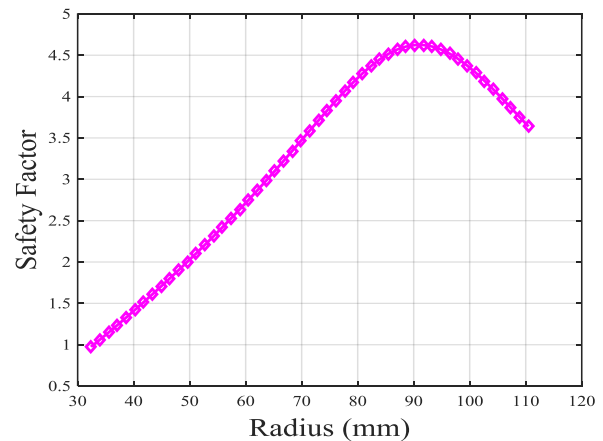
با فرض اینکه مقادیر  $\sigma_r$  و  $\sigma_\theta$  در هر شعاع  $r$  جزئی مشخص باشد:

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{2}(t + s) \\ B &= \frac{1}{2}(t - s)r^2 \end{aligned} \quad (22)$$

در این روش تنش های دیسک های جزئی مشابه با روابط دیسک ضخامت ثابت قابل بررسی است اما تفاوت در این است که در دیسک ضخامت ثابت یک تکه برای رسیدن به نتایج به دو شرط مرزی نیاز بود که با معلوم بودن تنش های شعاعی سطوح داخلی و خارجی ثابت های انتگرال گیری و در نتیجه توزیع تنش در راستای دیسک قابل محاسبه می باشد اما در دیسک جزئی در تنش های شعاعی و محیطی در فصل مشترک دیسک ها مجهول است. اگر تنش های شعاعی در لبه داخلی اولین دیسک حلقوی جزئی و در لبه خارجی از آخرین دیسک های جزئی (دیسک  $n$  ام) برای دیسک تقسیم بندی شده، معلوم باشند، در مجموع  $2n$  مجهول وجود دارد یا به عبارت دیگر  $n - 1$  تنش شعاعی در محل اتصال دیسک های جزئی با ضخامت مختلف و  $n + 1$  تنش محیطی در فصل مشترک ها و همچنین در لبه داخلی از اولین دیسک جزئی و لبه خارجی از آخرین دیسک مجهول هستند. در مجموع می توان  $2n$  معادله نوشت که  $n - 1$  معادله از آن ها، معادلات سازگاری است که بیان کننده یکسان بودن جابجایی های شعاعی در هر سمت هر فصل مشترک است؛  $n + 1$  از معادلات تعادل که در آن ها عبارت ثابت  $\sigma_r h$  برقرار است، روی هر فصل مشترک ثابت بوده و شامل اولین و آخرین فصل مشترک هم می شود.

به جای نوشتن سیستم  $2n$  معادله  $2n$  مجهول، روش اصلی تیموشنکو-گریمل پیشنهاد شده و در مراحل بعدی، شروع محاسبات از لبه داخلی اولین دیسک جزئی یا لبه خارجی آخرین دیسک جزئی است که در آن مقدار تنش  $\sigma_r$  معلوم و یک مقدار تجربی  $\sigma_{\theta 0}$  نیز برای تنش مجهول  $\sigma_\theta$  فرض شده است. لازم به ذکر است از آنجا که ضخامت در شعاع داخلی اولین دیسک جزئی متفاوت از شعاع داخلی در پروفیل واقعی است، دقیق تر است اشاره شود مقدار  $\sigma_{r0}$  مطابق شرایط در مرز داخلی باید توسط اولین روابط (۲۲) جهت اعمال تغییر ضخامت  $\Delta h$  تصحیح شده باشد.

$$\bar{h} = h + \Delta h \quad (23)$$



شکل ۱۰ توزیع ضریب اطمینان دیسک توربین مفروض با پروفیل ضخامت ثابت

## ۵- تحلیل دیسک ضخامت دلخواه با استفاده از تئوری تیموشنکو-گریمل

روش تیموشنکو-گریمل طراح را قادر به تحلیل دیسک های توپر، حلقوی و با انواع پروفیل های ضخامت، نظیر ضخامت ثابت، خطی، هذلولی، مخروطی و هندسه های خاص می کند. این روش که به نوعی یک روش المان محدود است، بر اساس تقسیم دیسک ضخامت دلخواه به تعدادی دیسک های حلقوی ضخامت ثابت به هم پیوسته صورت می گیرد. به منظور ساده سازی، دیسک ها همواره به دیسک های جزئی با ضخامت ثابت تقسیم شده است. البته در این تئوری می توان به جای چند دیسک ضخامت ثابت از چند دیسک متصل با پروفیل ضخامت خطی و یا هذلولی نیز استفاده کرد. در تقسیم بندی دیسک اصلی به دیسک های جزئی، پروفیل پیوسته واقعی با پروفیل گسسته سازی شده دارای قسمت های ضخامت ثابت معادل جایگزین می گردد و باید توجه داشت جهت اطمینان از صحت و اعتبار نتایج برای پروفیل های دیسک با تغییرات ضخامت زیاد و ناگهانی، تعداد دیسک ها را افزایش و یا به عبارت دیگر تقسیم بندی ها را کوچک تر در نظر گرفت. تحلیل تنش موجود در هر حلقه دیسک ضخامت ثابت عبارت است از:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= S5 \left[ \begin{aligned} &S2(3 + \nu) + S1(\nu - 1) + S3 \left( 1 - \frac{\nu}{r} \right) + \\ &S4 \left( 1 - \frac{\nu}{r} \right) + (1 + \nu)\alpha T(r) \end{aligned} \right] \\ \sigma_\theta &= S5 \left[ \begin{aligned} &S2(1 + 3\nu) + S1(1 - \nu) + S3(1 + \nu) \\ &S4(1 - \nu) - (1 + \nu)\alpha T(r) \end{aligned} \right] \end{aligned} \quad (20)$$

بدیهی است که اگر مقادیر تنش های شعاعی و محیطی در هر نقطه از دیسک های حلقوی جزئی که تقسیم بندی شده اند؛ مشخص باشد، امکان تعیین ثابت های انتگرال گیری  $C_1$  و  $C_2$

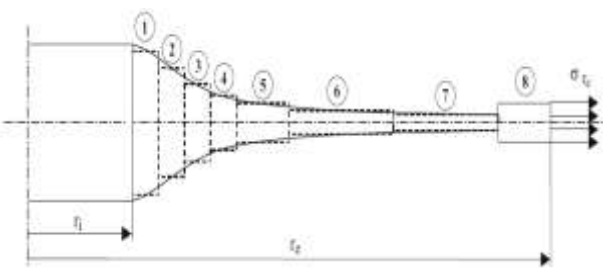
تکرار فرض شده است، که به موجب آن به یک سیستم از تنش های  $\sigma_r'$  و  $\sigma_\theta'$  که متفاوت از آنچه مطلوب است، می توان رسید. با شروع شرایط جدید و تکرار محاسبه قبلی، یک سیستم جدید از تنش های  $\sigma_r''$  و  $\sigma_\theta''$  به دست می آید. که این تنش ها شرایط سازگاری و تعادل را ارضا کرده و همراه تنش های متناسب با مقدار اولیه  $\sigma_{\theta 0}$  در همه نقاط است. با این وجود وضعیت تنش مطلوب می تواند به عنوان یک ترکیب خطی از دو وضعیت تنش که ارضا کننده شرایط تعادل و سازگاری است، حاصل شود. با در نظر گرفتن دو وضعیت تنش محاسبه شده که قبلاً نیازمندی ها را اعمال کرده، تنش مطلوب با رابطه (۲۷) بیان شده است:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \sigma_r' + K\sigma_r'' \\ \sigma_\theta &= \sigma_\theta' + K\sigma_\theta'' \end{aligned} \quad (27)$$

اولین رابطه امکان محاسبه ثابت  $K$  را ایجاد می کند، همچنین شرایط مرزی رابطه (۲۸) باید در لبه خارجی در نظر گرفته شود. وقتی که ثابت  $K$  دارای مقدار از پیش تعیین شده است، وضعیت تنش در سرتاسر دیسک می تواند با استفاده از روابط (۲۸) محاسبه شود.

$$\sigma_{rb} = \sigma_{rb}' + K\sigma_{rb}'' \quad (28)$$

در شکل (۱۱) نمایی از المان گیری دیسک های ضخامت ثابت برای مدل سازی مسئله ضخامت دلخواه نشان داده شده است. از طرفی می توان بدون محاسبه ثابت  $K$  و به صورت سعی و خطاهای طولانی مقدار اولیه  $\sigma_{\theta 0}$  صحیح که منجر به رسیدن به تنش شعاعی مشابه با شرایط مرزی در سطح خارجی می گردد را حدس زده و حالات تنش دیسک مورد نظر را به دست آورد.



شکل ۱۱ نمایی از المان گیری دیسک های ضخامت ثابت در یک دیسک ضخامت دلخواه [۱۷]

در ادامه به منظور تحلیل دقیق تر و مقایسه نتایج حالت واقعی به نسبت حالت ضخامت ثابت و بررسی میزان خطای ناشی از ساده سازی، پروفیل واقعی هندسه واقعی دیسک بررسی می شود. تئوری با استفاده از نرم افزار متلب کد نویسی شده است و با توجه به عددی بودن تئوری حل جهت اطمینان از صحت نتایج به دست آمده یک هندسه خاص فرضی ضخامت ثابت با استفاده

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}_r &= \sigma_r + \Delta\sigma_r \\ \bar{\sigma}_\theta &= \sigma_\theta + \Delta\sigma_\theta \end{aligned}$$

بدین ترتیب ضخامت و تنش های شعاعی و محیطی در دیسک جزئی بعدی حاصل می شود. در فصل مشترک بین دیسک های جزئی متصل، نیروهای شعاعی در واحد طول باید معادل آنچه در معادلات تعادل است، برقرار باشد. با این وجود جابجایی های شعاعی دو فصل مشترک باید مطابق معادلات سازگاری باشد، بنابراین:

$$\begin{aligned} \sigma_r h &= \bar{\sigma}_r \bar{h} \\ u &= r\varepsilon_\theta = \frac{r}{E}(\sigma_\theta - \nu\sigma_r) = \frac{r}{E}(\bar{\sigma}_\theta - \nu\bar{\sigma}_r) \end{aligned} \quad (24)$$

با جایگزین کردن روابط (۲۳) در روابط (۲۴)، روابط (۲۵) حاصل می شود:

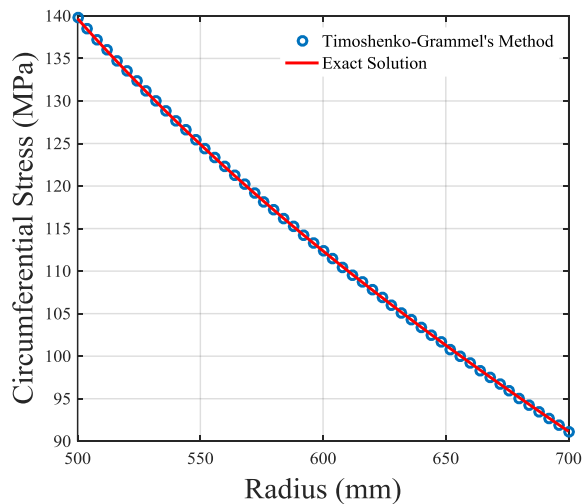
$$\begin{aligned} \Delta\sigma_r &= -\sigma_r \frac{\Delta h}{h + \Delta h} \\ \Delta\sigma_\theta &= \nu\Delta\sigma_r \end{aligned} \quad (25)$$

اما از آنجا که نتایج  $C_1$  و  $C_2$  بدون تغییر در انتقال از یک دیسک جزئی به دیسک بعدی در راستای شعاع؛ معادل است، رابطه (۲۶) نتیجه می دهد:

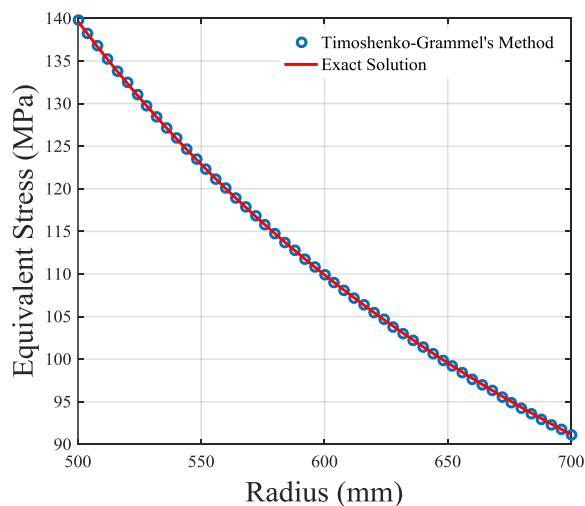
$$\begin{aligned} \Delta s &= \Delta\sigma_r \\ \Delta t &= \Delta\sigma_\theta \end{aligned} \quad (26)$$

اضافه کردن تنش های  $\sigma_r$  و  $\sigma_\theta$  محاسبه شده در شعاع خارجی اولین دیسک جزئی به روابط (۲۵)، تنش های  $\sigma_r$  و  $\sigma_\theta$  را در شعاع داخلی دومین دیسک جزئی می دهد. سپس این روش دیسک به دیسک ادامه یافته تا آنجا که به شعاع خارجی آخرین دیسک جزئی رسیده شود. در این مرحله می توان کنترل کرد که مقدار تجربی  $\sigma_{\theta 0}$  که ابتدا فرض شده بود، درست است یا نه. اگر به صورت اتفاقی مقدار  $\sigma_{\theta 0}$  درست باشد، تنش  $\sigma_r$  حاصل شده در شعاع خارجی آخرین دیسک جزئی مقدار معلوم مشتق شده از شرایط مرزی در آن شعاع خواهد بود، که دقیق تر است زیرا ضخامت در شعاع خارجی آخرین دیسک جزئی به طور کلی متفاوت از ضخامت خارجی پروفیل واقعی است. تنش محاسبه شده  $\sigma_r$  اصلاحی با استفاده از اولین رابطه (۲۳) به منظور تغییر ضخامت  $\Delta h$  باید تنش  $\sigma_r$  مطابق شرایط مرزی خارجی با  $\sigma_{rb}$  جایگزین شود. در واقع با این وجود بسیار بعید است که مقدار تجربی  $\sigma_{\theta 0}$  نسبت داده شده به عنوان پیش فرض صحیح باشد و تنش شعاعی در لبه خارجی متفاوت از مقدار داده شده در شرایط مرزی است.

در صورتی که فرض ابتدایی صحیح باشد حل مسئله به پایان می رسد، اما در صورت اشتباه بودن فرض اولیه مجدداً فرض تنش محیطی دوباره در لبه خارجی برابر  $\sigma_{\theta 0}$  و معادل با اولین

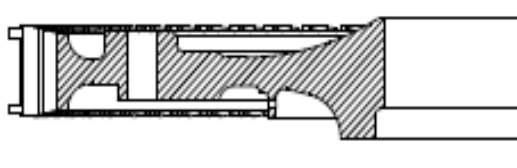


شکل ۱۳ توزیع تنش محیطی مسئله فرضی با استفاده از نظریه های دقیق و تیموشنکو-گریمل



شکل ۱۴ توزیع تنش معادل مسئله فرضی با استفاده از نظریه های دقیق و تیموشنکو-گریمل

با توجه به بررسی مسئله فرضی با استفاده از تئوری تیموشنکو-گریمل و تطابق صحت و اعتبار نتایج به دست آمده با حل دقیق در ادامه با استفاده از تئوری تشریح شده هندسه حقیقی دیسک مدنظر مورد بررسی قرار گرفته است. در (شکل ۱۵) نمایی از پروفیل تغییرات ضخامت هندسه حقیقی دیسک توربین مفروض نشان داده شده است.

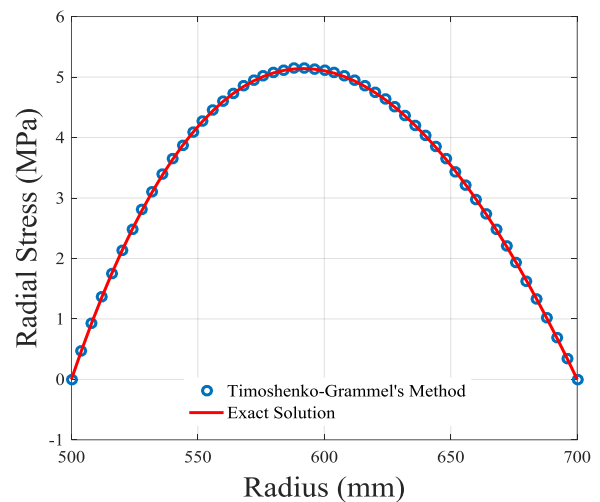


شکل ۱۵ دیسک مفروض با پروفیل ضخامت حقیقی

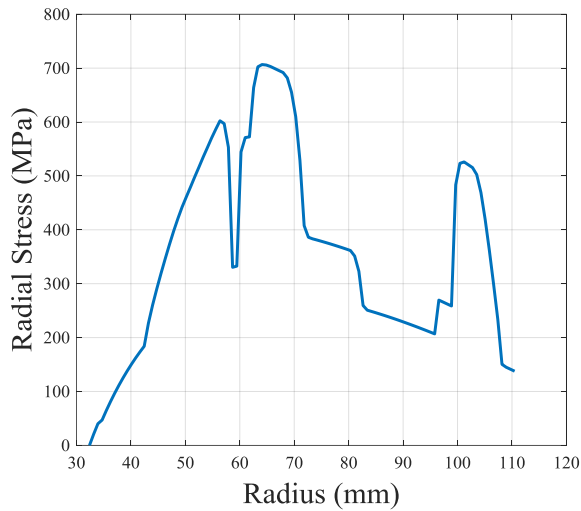
از روش دقیق و تئوری تیموشنکو-گریمل به طور جداگانه مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج تنش ها که در شکل های ۱۲ تا ۱۴ نشان داده شده است به ترتیب نتایج ناشی از تنش های شعاعی، محیطی و ضریب اطمینان با استفاده از حل دقیق و تئوری تیموشنکو-گریمل است. هندسه مسئله بررسی شده در جدول ۳ نشان داده شده است. نتایج حاکی از تطابق ۱۰۰ درصد تئوری مورد استفاده با روش حل دقیق و صحت آن می باشد.

جدول ۳ مشخصات هندسی و مکانیکی دیسک برای صحت سنجی

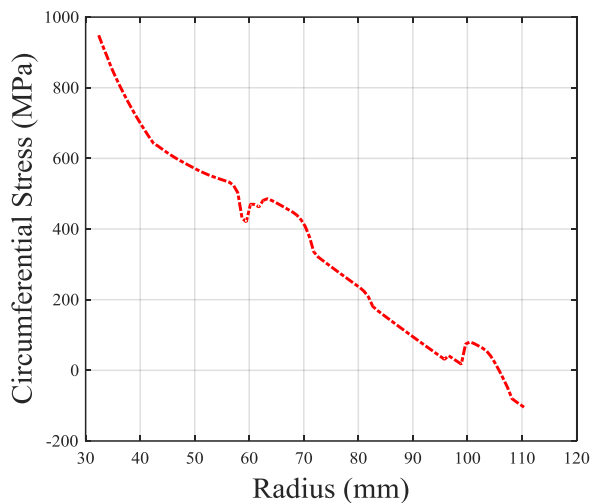
مشخصه	سطح داخلی	سطح خارجی
حرارت (°C)	۲۰	۲۵
تنش شعاعی (Mpa)	۰	۰
شعاع (mm)	۵۰۰	۷۰۰
مدول الاستیسیته ینگ (Gpa)	۲۱۰	
چگالی (Kg/m <sup>3</sup> )	۷۸۰۰	
سرعت زاویه ای (rpm)	۲۰۰۰	
ضریب انبساط حرارتی (1/°C)	۱۲-۲۵	
ضریب پواسون	۰/۳	
ضخامت دیسک (mm)	۱۶/۶۱	



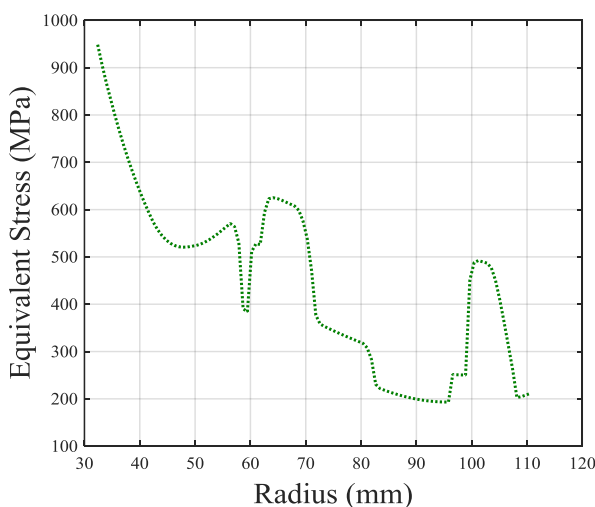
شکل ۱۲ توزیع تنش شعاعی مسئله فرضی با استفاده از نظریه های دقیق و تیموشنکو-گریمل



شکل ۱۶ توزیع تنش شعاعی دیسک توربین مفروض با پروفیل ضخامت حقیقی



شکل ۱۷ توزیع تنش محیطی دیسک توربین مفروض با پروفیل ضخامت حقیقی



شکل ۱۸ توزیع تنش معادل دیسک توربین مفروض با پروفیل ضخامت حقیقی

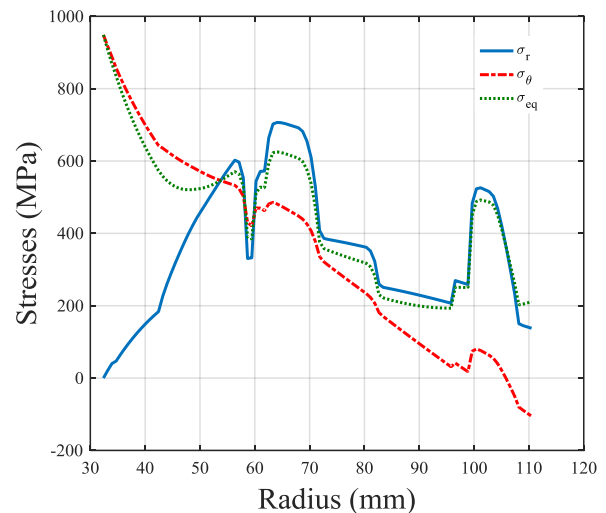
پس از تحلیل و کد نویسی پروفیل حقیقی با استفاده از تئوری تیموشنکو-گریمل نمودارهای توزیع تنش های دیسک مفروض در شکل های ۱۶ تا ۱۹ نشان داده شده است. در ۱۶ نمودار توزیع تنش شعاعی دیسک توربین همگن از جنس اینکونل ۷۱۸ برای پروفیل حقیقی آمده است. همان طور که در این شکل مشخص است، همچون هندسه ضخامت ثابت روند تغییرات تنش شعاعی افزایش و سپس کاهش است اما به خاطر تغییرات پیوسته و شدید ضخامت، تنش ها مرتباً در حال تغییر بوده مجدداً تغییرات از سطح داخلی به سطح خارجی از صفر تا تنشی برابر با تنش ایجاد شده در اثر بار معادل حاصل از دوران پره ها در سطح خارجی مشاهده شده است. بنابراین بیشینه میزان تنش شعاعی در سطح ۷۰ میلی متری اتفاق می افتد و برابر با ۷۰۰ مگا پاسکال است. لازم به ذکر است تطابق مقادیر تنش در سطوح داخلی و خارجی با مقادیر شرایط مرزی، به نوعی نشان دهنده صحت نتایج گراف ترسیمی است. در شکل ۱۷ نمودار توزیع تنش محیطی دیسک همگن از جنس اینکونل ۷۱۸ برای پروفیل حقیقی آن نشان داده شده است. نحوه تغییرات تنش و باز تنش ها در سطوح داخلی و خارجی بسیار نزدیک به رفتار هندسه با ضخامت ثابت است و تفاوت ها و فراز و نشیب های تنش ها ناشی از تغییرات پروفیل ضخامت است. در شکل ۱۸ نمودار توزیع تنش معادل دیسک توربین همگن از جنس اینکونل ۷۱۸ برای پروفیل حقیقی آن آمده است. سطح داخلی دارای بیشینه میزان تنش معادل و سطح بحرانی است. در شکل ۱۹ نمودار توزیع تنش های شعاع، محیطی و معادل دیسک توربین همگن از جنس اینکونل ۷۱۸ برای پروفیل حقیقی آن نشان داده شده است. نحوه تغییرات تنش و باز تنش ها در سطوح داخلی و خارجی در اینجا نیز بسیار نزدیک به رفتار هندسه با ضخامت ثابت است و تفاوت ها و فراز و نشیب های تنش ها ناشی از تغییرات پروفیل ضخامت است. در شکل ۲۰ نمودار توزیع ضریب اطمینان دیسک توربین همگن از جنس اینکونل ۷۱۸ برای پروفیل حقیقی آن نشان داده شده است. در اینجا نیز بار دیگر می توان مشاهده کرد، بحرانی ترین سطح، سطح داخلی بوده و ضریب اطمینان بحرانی به دست آمده برابر با ۱/۱ بسیار نزدیک به مقدار استخراج شده برای ضخامت ثابت بوده است. پروفیل هندسی دیسک بررسی شده در شکل ۲۱ نشان داده شده است.

به طور کلی از بررسی تنش های استخراج شده در دو حالت هندسه ضخامت ثابت ساده شده و دقیق با یکدیگر می توان برداشت کرد هرچه هندسه ساده سازی شده از گرادیان های ضخامت بیشتر صرف نظر کرده باشد اختلاف بیشتری در سطح تنش های شعاعی مشاهده خواهد شد ولی تأثیر این پارامتر در تنش محیطی کمتر است. لذا معادل سازی هندسه به یک هندسه ضخامت ثابت گرچه منجر به ایجاد خطاهایی در نتایج نسبت به پروفیل دقیق خواهد شد اما از طرفی حل را ساده تر می کند و به علت نزدیکی و تقارب مناسب محدوده نتایج محاسبه شده می توان از آن برای تحلیل های مقدماتی و بررسی های اولیه استفاده کرد و نتایج حاصله از دقت خوبی برخوردار خواهد بود.

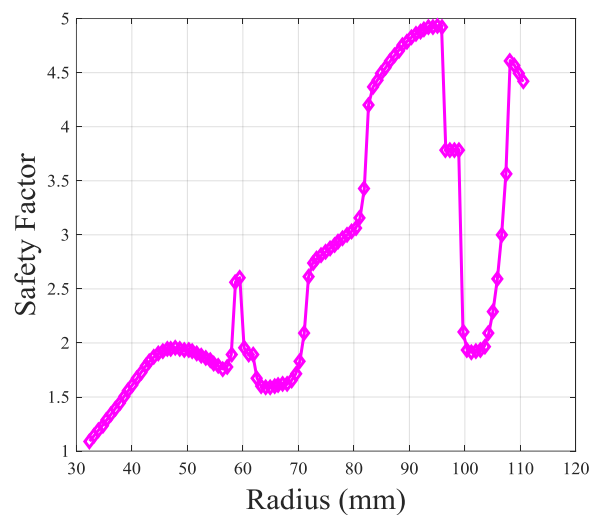
#### ۶- تحلیل دیسک دوجانه

در تحلیل یک دیسک دوجانه، به منظور تحلیل ابتدایی با یک دیسک حلقوی با سوراخ مرکزی مواجه بوده که علاوه بر سوراخ محوری دارای یک سوراخ افقی به صورت متقارن محوری بوده و هر دو سمت محوری دیسک در معرض بارگذاری یکسان قرار گرفته و دارای هندسه یکسان و خواص ماده تشکیل دهنده برابر می باشد. در شکل ۲۲ نمای ساده ای از یک طرح ایده دیسک دوجانه نشان داده شده است.

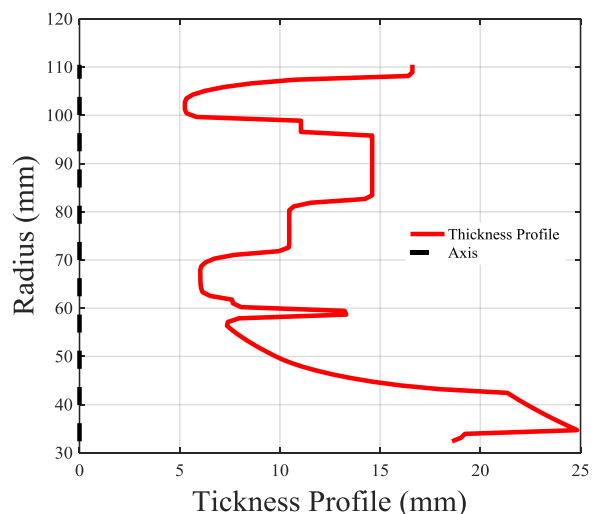
برای تحلیل این نوع دیسک با توجه به فرضیات اشاره شده، با توجه به وجود تقارن محوری و افقی دیسک نسبت به محور قائم برای تحلیل یک سمت سازه را تحت اثر نیمی از بارگذاری کل (بارگذاری وارد بر همان سمت) در نظر گرفته و به تحلیل آن اقدام می شود. برای تحلیل این نوع دیسک با پروفیل های غیر یکنواخت به استفاده از تئوری برای حل دیسک های با ضخامت دلخواه نیاز است. اما با توجه به این که هدف انتخاب بهترین پروفیل با حداقل جرم و بیشترین ایجاد فضا جهت خنک کاری و تنش های قابل تحمل جهت ایده دیسک دوجانه با استفاده از روش شمارشی است و ایده تیموشنکو-گریمل ایده ای است که با حدس اولیه مقدار تنش محیطی لایه نخست و سپس سعی و خطا به پاسخ مطلوب می رسد و برخلاف سادگی روابط زمان بر است. لذا برای تحلیل های چندین حالت متنوع دیسک دوجانه از تئوری مانسون استفاده شده است که این روش برخلاف دشوار بودن برنامه نویسی، تحلیلی است که به سعی و خطا نیاز ندارد.



شکل ۱۹ توزیع تنش های دیسک توربین مفروض با پروفیل ضخامت حقیقی



شکل ۲۰ توزیع ضریب اطمینان دیسک توربین مفروض با پروفیل ضخامت حقیقی



شکل ۲۱ پروفیل ضخامت دیسک توربین مفروض

$$\frac{\sigma_{ri}\rho_i h_i - \sigma_{ri-1}\rho_{i-1} h_{i-1}}{\rho_i - \rho_{i-1}} - \frac{\sigma_{\theta i} h_i - \sigma_{\theta i-1} h_{i-1}}{2} + \frac{\omega^2 r_e^2}{2} (\gamma_i \rho_i^2 h_i + \gamma_{i-1} \rho_{i-1}^2 h_{i-1}) = 0$$

$$\frac{\sigma_{\theta i} - \sigma_{\theta i-1}}{E(\rho_i - \rho_{i-1})} - \frac{\nu(\sigma_{ri} - \sigma_{ri-1})}{E(\rho_i - \rho_{i-1})} + \frac{\alpha_i T_i - \alpha_{i-1} T_{i-1}}{\rho_i - \rho_{i-1}} \quad (30)$$

$$+ \frac{1}{2} \left[ \frac{(1+\nu)(\sigma_{ri} - \sigma_{\theta i})}{E\rho_i} + \frac{(1+\nu)(\sigma_{ri-1} - \sigma_{\theta i-1})}{E\rho_{i-1}} \right] = 0$$

رابطه به  $n$  گروه از دستگاه های دو معادله کاهش پیدا می کند که عبارت است از:

$$\begin{aligned} C_i \sigma_{ri} + D_i \sigma_{\theta i} + F_i \sigma_{ri-1} + G_i \sigma_{\theta i-1} &= H_i \\ C_i' \sigma_{ri} + D_i' \sigma_{\theta i} + F_i' \sigma_{ri-1} + G_i' \sigma_{\theta i-1} &= H_i' \end{aligned} \quad (31)$$

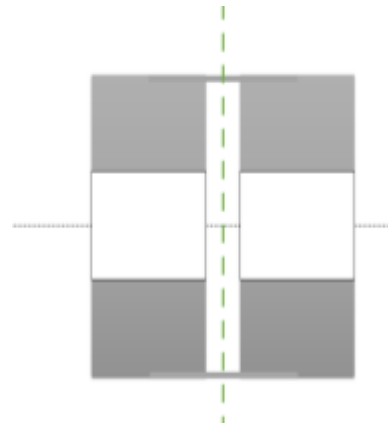
که در این جا با در نظر گرفتن معادله کلی تر (27)، ضرایب ظاهر شده در سطر ابتدایی معادله (30) طبق رابطه (31) عبارت اند از:

$$\begin{aligned} C_i &= 2\rho_i h_i \\ D_i &= -h_i(\rho_i - \rho_{i-1}) \\ F_i &= -2\rho_{i-1} h_{i-1} \\ G_i &= -h_{i-1}(\rho_i - \rho_{i-1}) \\ H_i &= -\omega^2 r_e^2 (\rho_i - \rho_{i-1}) (\gamma_i \rho_i^2 h_i + \gamma_{i-1} \rho_{i-1}^2 h_{i-1}) \end{aligned} \quad (32)$$

همچنین ضرایب ظاهر شده در سطر دوم دستگاه معادلات (31) طبق رابطه (33) عبارتند از:

$$\begin{aligned} C_i' &= -\frac{1}{E} \left[ 2\nu + (\rho_i - \rho_{i-1}) \frac{\nu + \mu}{\rho_i} \right] \\ D_i' &= \frac{1}{E} \left[ 2 + (\rho_i - \rho_{i-1}) \frac{\nu + 1}{\rho_i} \right] \\ F_i' &= -\frac{1}{E} \left[ 2\nu - (\rho_i - \rho_{i-1}) \frac{\nu + \mu}{\rho_{i-1}} \right] \\ G_i' &= -\frac{1}{E} \left[ 2 - (\rho_i - \rho_{i-1}) \frac{\nu + 1}{\rho_i} \right] \\ H_i' &= 2(\alpha_i T_i - \alpha_{i-1} T_{i-1}) \end{aligned} \quad (33)$$

کلیه ضرایب مطرح شده در روابط (32) و (33) به کمیت های معلومی وابسته است که همگی آن ها تابع جنس و هندسه و شرایط بارگذاری حاکم بر دیسک مورد بحث است. محاسبات پیشرو فاقد چالش روش تیموشنکو-گریمل (نیاز به ضریب تصحیح) است. در این روش همان طور که اشاره شد ابتدا با انتخاب  $(n + 1)$  شعاع  $r_i$  در بازه  $(i = 0, 1, \dots, n)$ ، دیسک به جای یک مسئله پیوسته به یک مسئله با  $n$  مرز گسسته جایگزین می گردد. به منظور حصول اطمینان از اعتبار بالای نتایج می توان در نواحی با تغییرات سریع و ناگهانی هندسی فاصله بین مرزها را کوچک تر کرد. با توجه به هندسه مطلوب و در نظر گرفتن  $n$  دیسک با مرزهای بهم پیوسته، سپس  $(10n)$  ثابت داده شده در روابط ارائه شده را محاسبه کرده و دستگاهی از معادلات حاصل شده از  $n$  گروه از روابط (31) ایجاد می شود که



شکل ۲۲ نمایی ساده از ایده دیسک دوجانه

روش تفاضل محدود مانسون به منظور تعیین وضعیت حالات تنش در میدان الاستیک دیسک های چرخان متقارن محوری با پروفیل های ضخامت غیر رایج و غیر ثابت که در معرض گرادیان دما قرار دارند، استفاده می شود. این روش، یک روش عددی است که بر پایه جایگزینی معادلات دیفرانسیل سازگاری و تعادل با معادلات تفاضل محدود مرتبط با آن استوار است. این روش قابلیت مدل سازی مسائل با تغییرات ایجاد شده در امتداد شعاع در ضخامت دیسک، تغییرات در دما، مدول الاستیک، نسبت پواسون، چگالی ماده و ضریب انبساط حرارتی را دارا است [9]. به منظور حل مسئله باید هم زمان دو معادله تعادل و معادله سازگاری را در فرم منحصر به خواص بررسی خواهد شد. برای مواد ایزوتروپیک متقارن محوری که خواص الاستیک و ترموفیزیک آن تنها با شعاع متغیر است، طبق رابطه (29) می توان نوشت:

$$\frac{d}{dr} (\sigma_r \rho h) - \sigma_{\theta} h + \gamma \omega^2 r_e^2 \rho^2 h = 0 \quad (29)$$

که در این رابطه  $r_e$  شعاع خارجی دیسک مدنظر،  $h$  ضخامت دیسک و  $\rho$  نسبت شعاع به شعاع خارجی است. با تقسیم دیسک پیوسته با ضخامت دلخواه به  $n$  دیسک گسسته با ضخامت ثابت،  $(n + 1)$  مقدار مختصات شعاعی با شروع از شعاع داخلی  $r_0$  تا شعاع خارجی  $r_n$  اعمال می شود. طبق روش تفاضل محدود با در نظر گرفتن  $\gamma(\rho)$  و تعیین یک متغیر کلی در قسمتی از شعاع  $r_{i-1}$  به شعاع  $r_i$  نسبت افزایشی  $(\gamma_i - \gamma_{i-1}) / (\rho_i - \rho_{i-1})$  برای مشتق  $dy/d\rho$  در معادلات فوق جایگزین شده یا در این معادلات مقدار میانگین  $(\gamma_i + \gamma_{i-1}) / 2$  برای مقدار محلی  $\gamma$  با اندازه یکسان جایگزین شده است.  $n$  معادله مربوط به دیسک های گسسته به صورت رابطه (30) حاصل می شود:

ارائه شده است. وضعیت تنش در شعاع کلی  $r_i$  به‌عنوان تابعی از مقدار مجهول  $\sigma_{\theta 0}$  (تنش محیطی سطح داخلی دیسک) طبق رابطه (۳۵) عبارت است از:

$$\begin{aligned} \sigma_{r i} &= A_{r i} \sigma_{\theta 0} + B_{r i} \\ \sigma_{\theta i} &= A_{\theta i} \sigma_{\theta 0} + B_{\theta i} \end{aligned} \quad (35)$$

که در اینجا ثوابت  $A_{r i}$ ،  $A_{\theta i}$ ،  $B_{r i}$  و  $B_{\theta i}$  برای شعاع  $r_i$  می‌تواند بر اساس ثوابت  $A_{r i-1}$ ،  $A_{\theta i-1}$ ،  $B_{r i-1}$  و  $B_{\theta i-1}$  برای شعاع  $r_{i-1}$  به‌واسطه مجموعه روابط (۳۶) محاسبه شوند:

$$\begin{aligned} A_{r i} &= k_i A_{r i-1} + L_i A_{\theta i-1} \\ A_{\theta i} &= k_i' A_{r i-1} + L_i' A_{\theta i-1} \\ B_{r i} &= k_i B_{r i-1} + L_i B_{\theta i-1} + M_i \\ B_{\theta i} &= k_i' B_{r i-1} + L_i' B_{\theta i-1} + M_i' \end{aligned} \quad (36)$$

که در اینجا ضرایب موجود در رابطه (۳۶) طبق رابطه (۳۷) عبارت است از:

$$\begin{aligned} k_i &= \frac{(D_i F_i' - D_i' F_i)}{Z_i} \\ k_i' &= \frac{(C_i' F_i - C_i F_i')}{Z_i} \\ L_i &= \frac{-(D_i' G_i - D_i G_i')}{Z_i} \\ L_i' &= \frac{-(C_i G_i' - C_i' G_i)}{Z_i} \\ M_i &= \frac{(D_i' H_i - D_i H_i')}{Z_i} \\ M_i' &= \frac{(C_i H_i' - C_i' H_i)}{Z_i} \\ Z_i &= C_i D_i' - C_i' D_i \end{aligned} \quad (37)$$

مقادیر  $A_{r 0}$ ،  $A_{\theta 0}$ ،  $B_{r 0}$  و  $B_{\theta 0}$  در شعاع  $r_0$  نیاز به محاسبه  $A_{r i}$ ،  $A_{\theta i}$ ،  $B_{r i}$  و  $B_{\theta i}$  با تعیین شرایط مرزی دارند و در نتیجه برای حالت مطلوب در این پژوهش روابط (۳۸) صادق هستند:

$$\begin{aligned} A_{r 0} &= B_{\theta 0} = 0 \\ A_{\theta 0} &= 1 \\ B_{r 0} &= \sigma_{r 0} \end{aligned} \quad (38)$$

سپس با به‌کارگیری متوالی رابطه (۳۶) برای حلقه‌های پی در پی مقادیر  $A_{r i}$ ،  $A_{\theta i}$ ،  $B_{r i}$  و  $B_{\theta i}$  را تعیین کرده تا به مقادیر  $A_{r n}$  و  $B_{r n}$  برسیم. همچون مقدار تنش شعاعی که در حلقه خارجی معلوم است، رابطه (۳۹) می‌تواند برای یافتن  $\sigma_{\theta 0}$  استفاده شود:

$$\sigma_{\theta 0} = \frac{(\sigma_{r n} - B_{r n})}{A_{r n}} \quad (39)$$

مجموعه روابط (۳۴) برای تحلیل همه وضعیت‌های تنش مناسب است. مزیت این نوع روش نسبت به روش تیموشنکو-گریمل عدم نیاز به اصلاح ضریب فرضی است. همچنین با وجود پیچیدگی کدنویسی روش نسبت به روش تیموشنکو-گریمل فضای اشغال شده حافظه در محاسبه خودکار کمتر است. زیرا

در اینجا تنها  $(2n)$  پارامتر از معادلات مجهول هستند. از  $2(n+1)$  مقدار تنش ظاهر شده در  $2(n+1)$  لایه ایجاد شده در سیستم  $(2n)$  معادلات توسط روابط (۳۱)، یعنی  $(n+1)$  مقدار از تنش‌های شعاعی  $\sigma_{r i}$  و  $(n+1)$  مقدار تنش‌های مماسی  $\sigma_{\theta i}$  به‌عنوان مجهولات این دستگاه مطرح می‌باشند و در بین این مجهولات اغلب مقدار تنش شعاعی در سطح داخلی دیسک ابتدایی  $\sigma_{r 0}$  و تنش شعاعی در سطح خارجی دیسک آخر  $\sigma_{r n}$  معلوم بوده و شرایط مرزی حل دستگاه را تشکیل می‌دهند. در مورد بررسی شده برای دیسک با سوراخ مرکزی، سیستم معادلات  $(2n)$  می‌تواند توسط معکوس ماتریس ضرایب حل شود که طبق رابطه (۳۴) عبارت است از:

$$\begin{pmatrix} \sigma_{\theta 0} \\ \sigma_{r 1} \\ \sigma_{\theta 1} \\ \sigma_{r 2} \\ \sigma_{\theta 2} \\ \dots \\ \sigma_{r n-1} \\ \sigma_{\theta n-1} \\ \sigma_{r n} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} G_1 & C_1 & D_1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ G_1' & C_1' & D_1' & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & F_2 & G_2 & C_2 & D_2 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & F_2' & G_2' & C_2' & D_2' & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & F_3 & G_3 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & C_{n-1}' & D_{n-1}' & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & F_n & G_n & D_n \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & F_n' & G_n' & D_n' \end{bmatrix}^{-1}$$

$$\times \begin{pmatrix} -F_1 \cdot \sigma_{r 0} + H_1 \\ -F_1' \cdot \sigma_{r 0} + H_1' \\ H_2 \\ H_2' \\ H_3 \\ \dots \\ H_{n-1}' \\ H_n - C_n \cdot \sigma_{r n} \\ H_n' - C_n' \cdot \sigma_{r n}' \end{pmatrix} \quad (34)$$

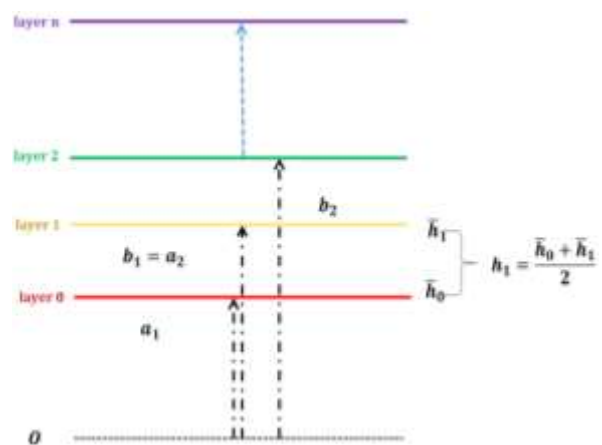
رابطه فوق مربوط به حالتی است که دیسک مفروض دارای یک سوراخ محوری باشد. بدیهی است در حالتی که دیسک توپر باشد، در سطح داخلی (شعاع  $r_0 = 0$ ) تنش  $\sigma_{r 0}$  یک مقدار مجهول است. در این حالت شرایط مرزی برای مرکز دیسک می‌تواند توسط اعمال همگرایی تنش‌های شعاعی و محیطی در آن نقطه بیان شود و با در نظر گرفتن  $\sigma_{r 0} = \sigma_{\theta 0}$  در این مورد، کافی است  $(F_1 + G_1)$  بجای  $G_1$  و  $(F_1' + G_1')$  به‌جای  $G_1'$  در ماتریس ضرایب جایگزین شود و عبارت‌های  $\sigma_{r 0}$  از رابطه (۳۲) حذف گردد. در فرمول بندی اصلی مانسون، روش توسعه یافته ای برای محاسبات جدولی و اقدامات صورت گرفته به صورت زیر

سوراخ در میانه مسیر (پله ای) بررسی می شود. تحلیل این دیسک برای بررسی تغییرات حالات تنش و جرم در قیاس با هندسه ساده شده اولیه و سپس بررسی اثر خنک سازی بر کاهش بیشتر تنش ها انجام شده است. برای انجام این تحلیل هندسه های پله ای با سطوح مقطع مختلف مورد بررسی قرار گرفته و در بین تمامی هندسه های مفروض برای رسیدن به پروفیل سوراخ پله با بهترین نتیجه (کمینه جرم و قابل اطمینان) از روش بهینه سازی شمارشی استفاده شده است. فرآیند بررسی در این روش روندی همچون روش المان محدود دارد، به این ترتیب که 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 می شود و چون روشی عددی است با افزایش تعداد گره ها و یا کاهش فاصله بین حالات بررسی، حل مورد بررسی به نتیجه واقعی همگرا خواهد شد، در اینجا نیز روش شمارشی فرآیندی مشابه را طی می کند. به این صورت که اگر تمامی حالات ممکن قابل شمارش و گسسته باشد تمامی آن ها را یک به یک حل کرده و بهترین حالت مطلوب را گزارش می کند و اگر تمامی حالات در یک بازه محدود پیوسته باشد، 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 و در پایان بهترین نتیجه در بین حالات حل شده به عنوان نتیجه بهینه گزارش خواهد شد. بدیهی است هر چه تعداد نقاط گسسته بیشتر باشد، پاسخ به واقعیت نزدیک تر خواهد شد؛ بنابراین همچون مسائل المان محدود با افزایش حالات حل از یک حالت حل تک نقطه ای تا جایی که پاسخ همگرا شود و افزایش بیشتر تعداد نقاط حل دیگر منجر به افزایش دقت حل نشود، ادامه خواهد یافت. در این تحلیل راستای شعاعی هندسه یا به عبارتی مختصات شعاع داخلی و خارجی ثابت و مشخص است و غیرقابل تغییر است.

مقادیر ضخامت در سطوح داخلی، میانی و خارجی می تواند از ۰ تا ۸/۳۰۵ میلی متر متغیر در نظر گرفته شود و تغییرات آن پیوسته است. در این تحلیل این بازه پیوسته به ۲۰ نقطه گسسته تبدیل شده است که منجر به ایجاد ۴۰۰ هندسه متمایز پله شده است. در بین تمامی این حالات برای به دست آوردن بهترین پاسخ از روش بهینه سازی شمارشی استفاده شده است. از طرف دیگر باید به این نکته نیز توجه داشت که با توجه به محدودیت های طراحی و ساخت قیدهای زیر در هنگام تحلیل و بهینه سازی در نظر گرفته شود. جرم به عنوان پارامتر اساسی طراحی

که چهار بردار مرتبه  $(n+1)$  نسبت به ماتریس مرتبه  $(2n \times 2n)$  نیاز به ذخیره سازی دارد [۹].

در مجموع، روش مانسون مستلزم تقسیم دیسک به فضای دقیق تری نسبت به روش تیموشنکو-گریمل است. اما منجر به تشکیل معادلات ساده تری در هر قسمت از دیسک می شود. با توجه به این که پروفیل ضخامت برای حالت دیسک دوجانه دارای ضخامت متغیر در راستای شعاعی تغییر می کند، برای محاسبه جرم ابتدا مطابق با شکل ۲۳ یک دیسک با ضخامت متغیر به صورت پیوسته در راستای شعاعی را با به تعداد  $n$  نقطه گسسته با خواص متغیر گسسته در راستای شعاعی و معلوم در مرزهای گسستگی در نظر گرفته می شود.



شکل ۲۳ لایه بندی دیسک پیوسته با ضخامت متغیر به تعدادی دیسک گسسته با ضخامت ثابت

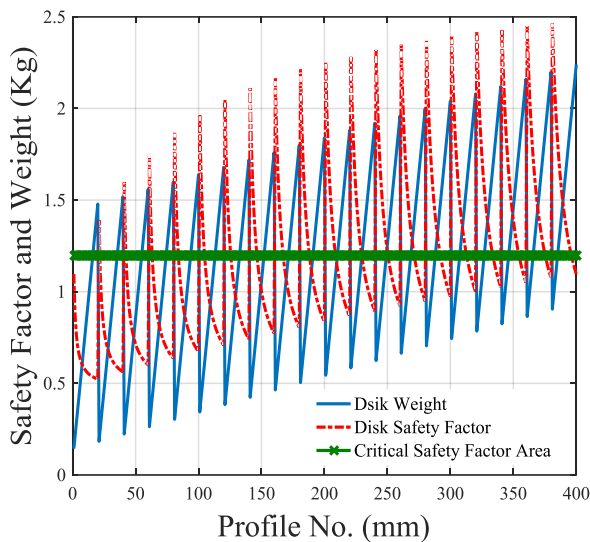
با یکسان در نظر گرفتن ضخامت هر حلقه برابر با میانگین ضخامت حلقه در سطوح بالایی و پایینی و تا حد امکان کوچک کردن فاصله بین حلقه ها، جرم دیسک با هندسه دلخواه با تقریب مناسب و قابل قبولی به دست می آید که طبق رابطه (۴۰) عبارت است از:

$$m = \rho \times V \rightarrow \sum_{i=1}^n \rho_i \times h_i \times \pi \times (b_i^2 - a_i^2) \quad (40)$$

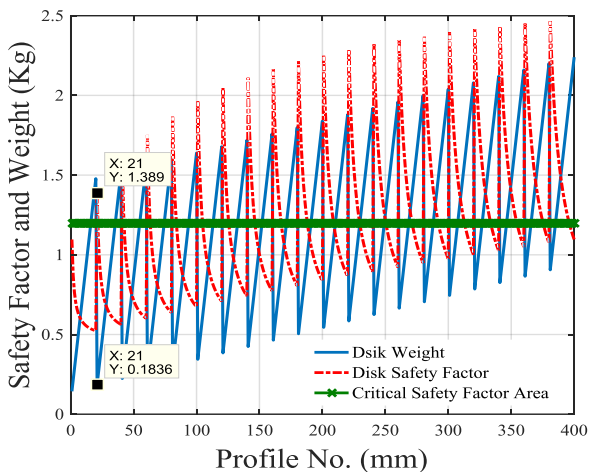
که در این رابطه  $h_i$  برابر با ضخامت پروفیل دیسک مورد بحث  $\bar{t}$  ام و برحسب متر است.  $\rho_i$  میانگین چگالی در حلقه  $\bar{t}$  ام،  $a_i$  و  $b_i$  به ترتیب برابر با شعاع داخلی و خارجی در حلقه  $\bar{t}$  ام و  $n$  برابر با تعداد حلقه در نظر گرفته است.

#### ۷- دیسک دوجانه با پروفیل ضخامت سوراخ پله ای

در این بخش تحلیل تنش های دیسک دوجانه با تعریف پروفیل خاصی شامل یک سوراخ عمودی با تغییر ناگهانی ضخامت مقطع



شکل ۲۵ بررسی میزان جرم و ضریب اطمینان دیسک دوجانه به ازای پروفیل های پله مختلف



شکل ۲۶ حالت بهینه جرم و ضریب اطمینان مناسب برای دیسک دوجانه به ازای پروفیل های پله مختلف

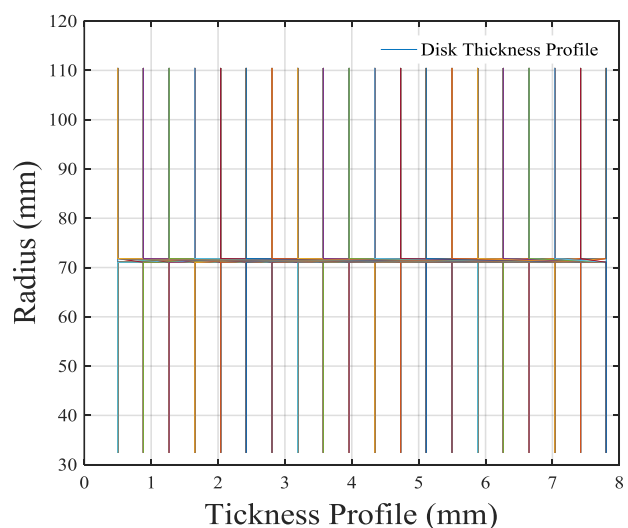
در شکل ۲۷ نمودار توزیع تنش شعاعی پروفیل های پله مختلف بررسی شده با هندسه های مختلف برای دیسک توربین حاکی از این است که هرچه میزان اختلاف ضخامت ناگهانی موجود در سطح میانی بیشتر شود منجر به افزایش شدید و ناگهانی تنش ها در سطح میانی شده و تنش در سطوح داخلی و خارجی برابر با مقادیر تنش ناشی از شرایط مرزی مسئله است. همچنین محدوده تنش ها به وضوح نشان دهنده اهمیت انتخاب پروفیل بهینه به منظور بهبود نتایج حاصل می باشد. همان طور که در این نمودار مشخص است در برخی حالات تنش شعاعی بیشینه تا ۶ برابر بیشینه تنش شعاعی در حالت بهینه است که انتخاب این پروفیل ها می تواند منجر به شکست سازه گردد.

مطرح بوده و باید در حداقل مقدار ممکن محاسبه شود. حداقل ضریب اطمینان دیسک ۱/۲ می باشد.

با کد نویسی روابط ارائه شده برای محاسبه حالات تنش دیسک دوجانه با پروفیل پله با استفاده از روش مانسون و بررسی تمامی پروفیل های مفروض (۴۰۰ حالت هندسی مختلف) و اعمال قیود بهینه سازی، بهترین هندسه پله با جرم کمینه و محدودیت های مقید محاسبه شده است. همچنین با ایجاد فضای لازم بر روی دیسک دوجانه مفروض خنک سازی انجام گرفته و برای پروفیل بهینه، تغییرات ایجاد شده در حالات تنش و بهبود بیشتر نتایج پس از خنک کاری و در نتیجه کاهش سطوح دما بررسی می شود. جرم دیسک دوجانه برای هندسه های مختلف با استفاده از کد نویسی در نرم افزار متلب به دست آمده است.

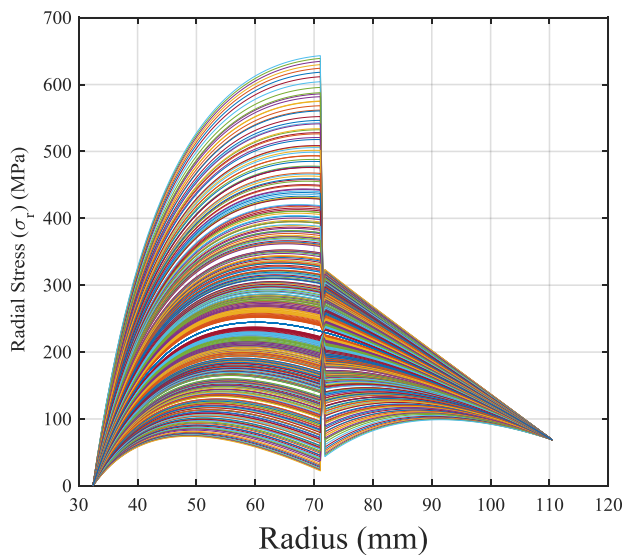
پس از کد نویسی و بررسی های انجام شده برای تمامی حالات حالت بهینه به دست آمده و در ادامه نتایج حاصل از تحلیل و بررسی اثر خنک سازی بر نتایج حالت بهینه ارائه شده است. در شکل ۲۴ نمودار توزیع ضخامت پروفیل های پله مختلف بررسی شده با هندسه های مختلف برای دیسک توربین دوجانه همگن از جنس اینکونل ۷۱۸ نشان داده شده است.

در شکل ۲۵ نمودار نتایج جرم و ضریب اطمینان پروفیل های پله مختلف بررسی شده با هندسه های مختلف برای دیسک توربین دوجانه همگن از جنس اینکونل ۷۱۸ نشان داده شده است. با توجه به قیود طراحی مطرح شده کمترین جرم با ضریب اطمینان معتبر به عنوان نتیجه بهینه معرفی شده که موقعیت مقادیر بهینه جرم و ضریب اطمینان در شکل ۲۶ نشان داده شده است.

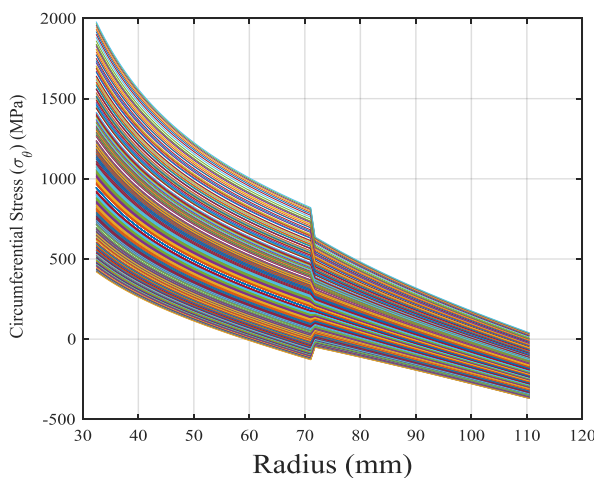


شکل ۲۴ پروفیل های پله مختلف بررسی شده برای دیسک دوجانه

سازی دمای سطح داخلی از ۱۵۰ به ۱۰۰ درجه سانتی گراد و سطح خارجی از ۵۰۰ به ۳۰۰ درجه سانتی گراد تقلیل یافته است. از سوی دیگر بدیهی است خنک کاری تنها بر خواص حرارتی تأثیر گذار بوده است و تأثیری بر میزان جرم نهایی دیسک دوجانه ندارد. تغییر ناگهانی تنش در نزدیکی مختصات ۷۰ میلی متری شعاع ناشی از تغییر ناگهانی ضخامت پروفیل پله بوده و به خاطر کاهش ضخامت در این سطح این تغییر ناگهانی افزایشی می باشد. نتایج حاکی از افت کلی نواحی تنش پس از خنک کاری و بهبود بیشتر ضریب اطمینان است. شدت این افت تنش در نواحی نزدیک به سطح خارجی بیش از سطح داخلی هست.



شکل ۲۷ نمودار توزیع تنش شعاعی برای دیسک دوجانه به ازای پروفیل های پله مختلف



شکل ۲۸ نمودار توزیع تنش محیطی برای دیسک دوجانه به ازای پروفیل های پله مختلف

در شکل ۲۸ نمودار توزیع تنش محیطی پروفیل های پله مختلف بررسی شده با هندسه های مختلف برای دیسک توربین دوجانه همگن از جنس اینکونل ۷۱۸ نشان داده شده است. در اینجا نیز اثر انتخاب پروفیل مناسب در نتایج به وضوح نشان داده شده است. به نحوی که نشان داده شده است که انتخاب پروفیل نامناسب می تواند منجر به افزایش شدید تنش در سطح داخلی تا حتی بیش از ۵ برابر به نسبت دیسک با وب یگانه گردد. در اینجا نیز سطح بحرانی سطح داخلی است.

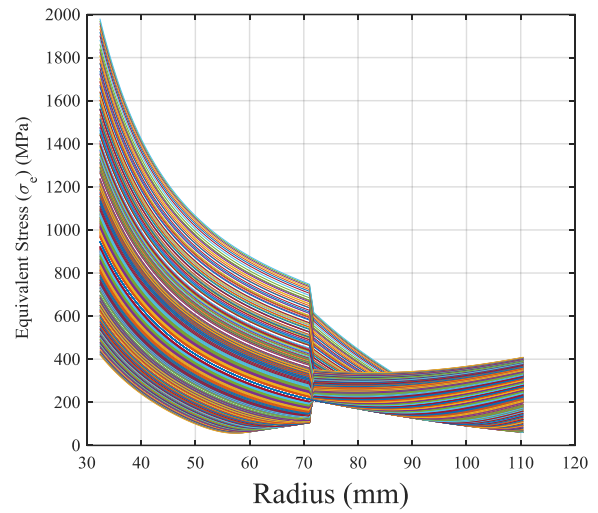
در شکل ۲۹ نمودار توزیع تنش معادل پروفیل های پله مختلف بررسی شده با هندسه های مختلف برای دیسک توربین دوجانه همگن از جنس اینکونل ۷۱۸ با استفاده از معیار وون میز نشان داده شده است. در اینجا نیز اهمیت بالای انتخاب پروفیل مناسب در نتایج به راحتی قابل مشاهده است و این که هرچه گرادیان ضخامت ناحیه سوراخ در پروفیل شدیدتر باشد اختلاف تنش بین سطوح داخلی و خارجی بیشتر شده است که در طراحی بایستی به آن توجه شود.

در شکل ۳۰ نمودار توزیع ضریب اطمینان پروفیل های پله مختلف بررسی شده با هندسه های مختلف برای دیسک توربین دوجانه همگن از جنس اینکونل ۷۱۸ نشان داده شده است. نمودار نشان دهنده این است که بیش از نیمی از حالات تحلیل شده در سطح داخلی ضریب اطمینانی کمتر از حد قابل قبول طراحی داشته و حتی در صورتی که دارای جرم کمینه در بین این حالات باشد غیر قابل پذیرش می باشند.

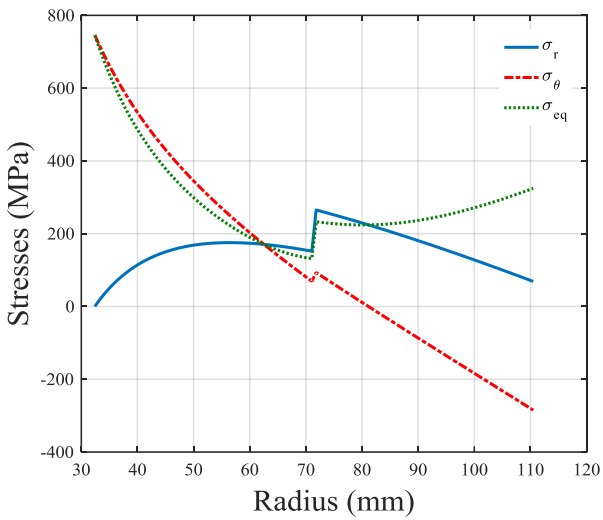
شکل ۳۱ پروفیل پله به دست آمده در حالت بهینه و شکل ۳۲ نمای سه بعدی برش خورده دیسک دوجانه با پروفیل ضخامت پله بهینه را نشان می دهند. در شکل ۳۳ نمودار توزیع تنش های پروفیل پله بهینه به دست آمده نشان داده است. نتایج کاهش تنش و وزن و بهبود ۲۷ درصدی ضریب اطمینان در حالت دوجانه را در قیاس با دیسک با وب یگانه نشان می دهد که نشانگر بهبود کلیه خواص مد نظر طراحی و ضرورت امکان سنجی برای ساخت نمونه اولیه به منظور تحلیل های تجربی و ثانویه را به وضوح نشان می دهد. در حالت بهینه ضریب اطمینان برابر با ۱/۳۸۹ و جرم دیسک برابر با ۳۶۷ گرم به دست آمده است که کاهش بیش از ۸ برابری جرم در قیاس با حالت دیسک با وب یگانه را نتیجه می دهد. همچنین در شکل های ۳۴ تا ۳۷ نمودارهای توزیع تنش شعاعی، محیطی، معادل و ضریب اطمینان دیسک قبل و بعد از انجام خنک سازی مورد مقایسه قرار گرفته است. لازم به ذکر است تغییرات ناگهانی در نمودارهای تنش و ضریب اطمینان به سبب ایجاد تغییرات ناگهانی در هندسه مسأله (شامل ضخامت) ایجاد شده است. پس از خنک



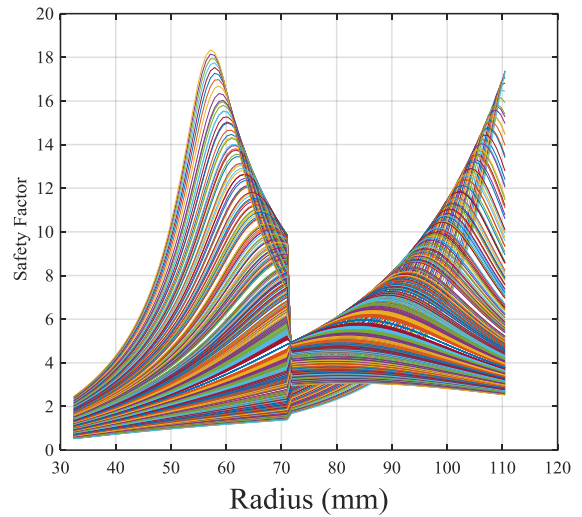
شکل ۳۲ نمای سه بعدی برش خورده دیسک دوجانه با پروفیل ضخامت پله بهینه



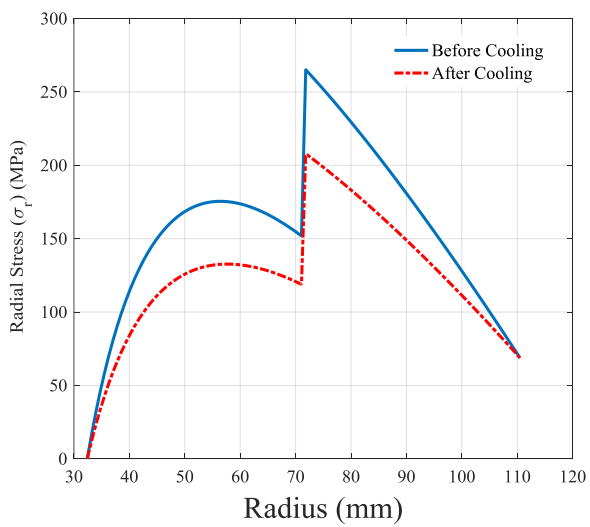
شکل ۲۹ نمودار توزیع تنش معادل برای دیسک دوجانه به ازای پروفیل های پله مختلف



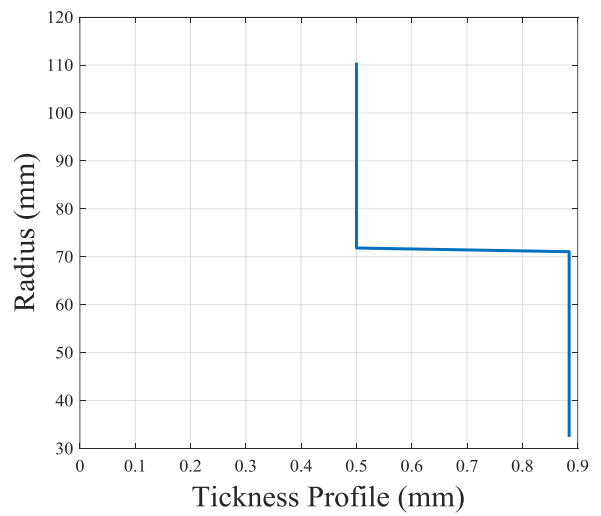
شکل ۳۳ نمودار توزیع تنش ها برای دیسک دوجانه به ازای پروفیل پله بهینه



شکل ۳۰ نمودار توزیع ضریب اطمینان برای دیسک دوجانه به ازای پروفیل های پله مختلف



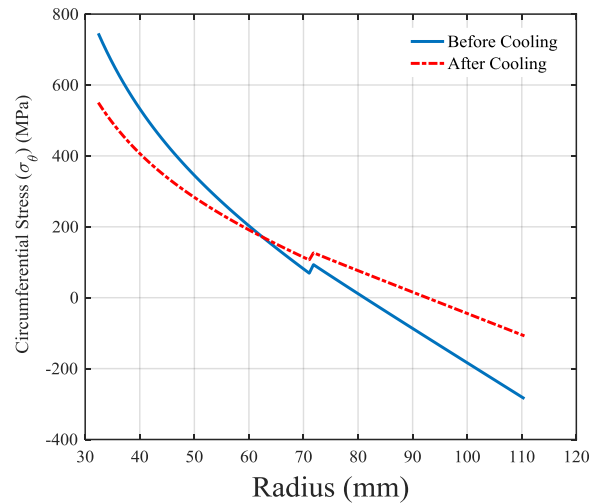
شکل ۳۴ نمودار توزیع تنش شعاعی برای دیسک دوجانه به ازای پروفیل های پله بهینه قبل و بعد از خنک سازی



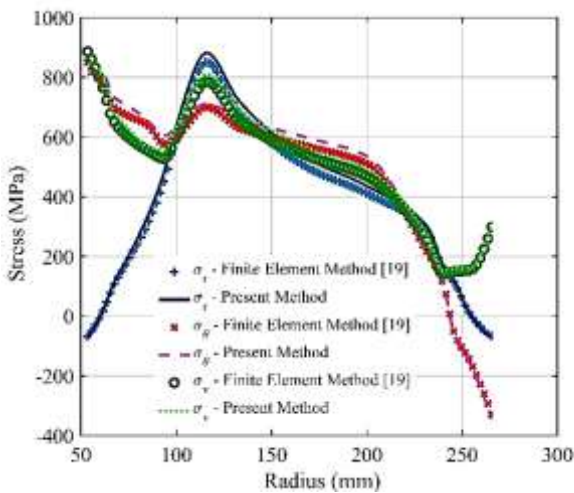
شکل ۳۱ نمودار توزیع پروفیل ضخامت دیسک دوجانه به ازای پروفیل های پله بهینه

### ۸- صحت سنجی نتایج و دقت مدل پیشنهادی

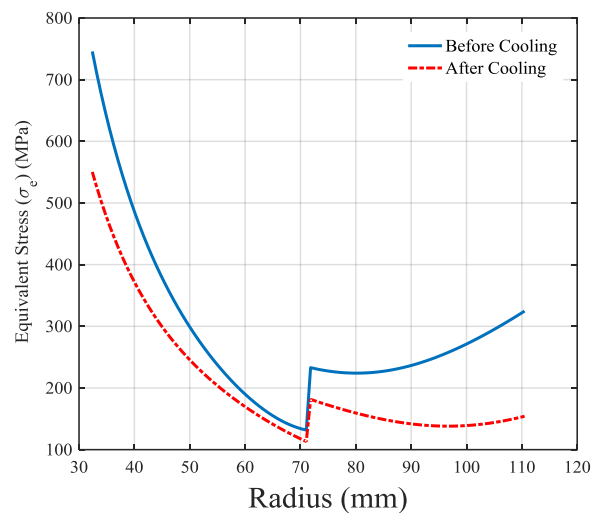
به منظور بررسی و بیشتر و حصول اطمینان از دقت نتایج به دست آمده از روش پیشنهادی در پژوهش حاضر، مدل سازی و تحلیل دیسک دو جانه مورد بررسی در پژوهش صورت گرفته توسط ژانگ و همکاران [۱۹] با استفاده از روش حاضر به دست آمده است. همچنین هندسه بهینه با در نظر گرفتن اهداف پژوهش مرجع [۱۹] به دست آمده است. مقایسه نتایج مربوط به توزیع میانگین مؤلفه‌های تنش از شعاع داخلی تا شعاع خارجی در دیسک دو جانه مفروض در هندسه اولیه و هندسه بهینه به دست آمده در پژوهش حاضر و مرجع [۱۹] به ترتیب در شکل‌های ۳۸ و ۳۹ نشان داده شده است.



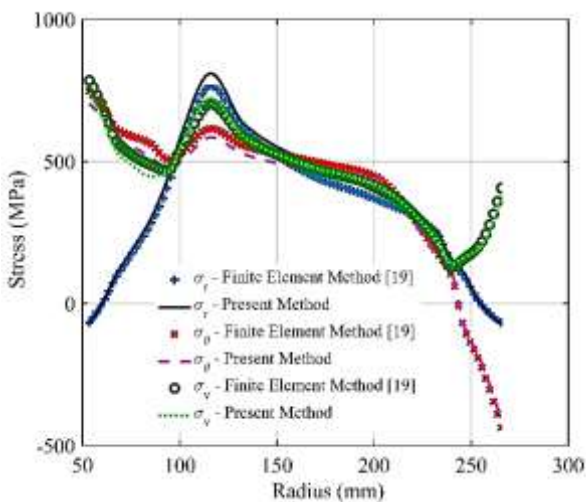
شکل ۳۵ نمودار توزیع تنش محیطی برای دیسک دو جانه به ازای پروفیل‌های پله بهینه قبل و بعد از خنک سازی



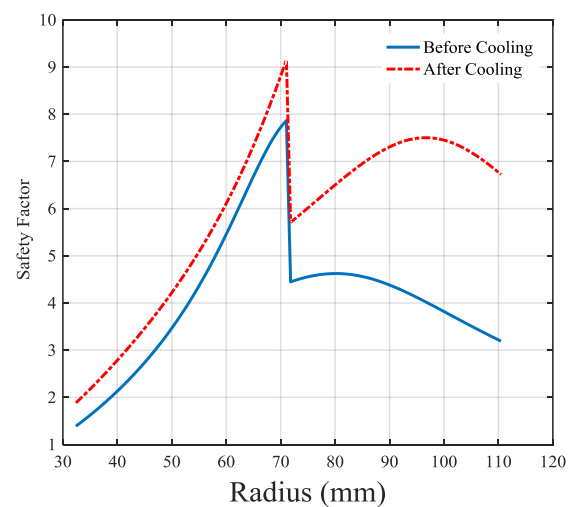
شکل ۳۸ مقایسه میانگین توزیع مؤلفه‌های تنش در دیسک دو جانه اولیه بررسی شده در پژوهش [۱۹]



شکل ۳۶ نمودار توزیع تنش معادل برای دیسک دو جانه به ازای پروفیل‌های پله بهینه قبل و بعد از خنک سازی



شکل ۳۹ مقایسه میانگین توزیع مؤلفه‌های تنش در دیسک دو جانه بهینه به دست آمده در پژوهش [۱۹]



شکل ۳۷ نمودار توزیع ضریب اطمینان برای دیسک دو جانه به ازای پروفیل‌های پله بهینه قبل و بعد از خنک سازی

[2] Cairo, R. R., "Twin-web rotor disk", *US Patent* 5,961,287, (1999).

[3] Cairo, R. R., Sargent, K. A., "Twin web disk: a step beyond convention, *Journal of engineering for gas turbines and power*", Vol. 124, pp. 298-302, (2002).

[4] Lu, S., Li, L. W., "Twin-web structure optimization design for heavy duty turbine disk based for aero-engine", *Journal of Propulsion Technology*, Vol.5, pp. 6-34, (2011).

[5] Yong-xian, L.U.A.N., "Structure Strength Analysis of Dual-web Turbine Disk", *Aeroengine*, Vol. 38, No.5, pp. 38-41, (2012).

[6] Shen, X., Dong, S., Chen, Z., "Research of an advanced turbine disk for high thrust-weight ratio engine", *Turbine Technical Conference and Exposition, ASME Turbo Expo*, V07AT28A006-V07AT28A006, (2014).

[7] Dogonchi, A., Ganji, D., "Investigation of heat transfer for cooling turbine disks with a non-Newtonian fluid flow using DRA", *Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 6, pp. 40-51, (2015).

[8] Qi, X. D., Shen, X. L., "Multidisciplinary design optimization of turbine disks based on ANSYS Workbench platforms", *Proc Eng.*, Vol. 99, No.1, pp. 1275-1283, (2015).

[9] Vasilyev, B., Salnikov, A., Semenov, A., Magerramova, L., "Twin-web turbine disks: part1-design and analysis of their efficiency, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2018*", *Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT2018*, Oslo, Norway, GT2018-76306, June 11-15, (2018).

[10] Vasilyev, B., Magerramova, L., Salnikov, A., Tsykunov, N., Isakov, V., Semenov, A., "Twin-web turbine disks: part2-Fabrication and processing", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2018, Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT2018*, Oslo, Norway, GT2018-76310, June 11-15, (2018).

[11] Long, K., Wang, X., Liu, H. J. S., "Stress-constrained topology optimization of continuum structures subjected to harmonic force excitation using sequential quadratic programming", *Struct Optim.*, Vol. 59, No. 5, pp. 1747-1759, (2019).

[12] Giraldo-Londono, O., Paulino, G. H., "PolyDyna: a Matlab implementation for topology optimization of structures subjected to dynamic loads", *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Vol. 64, No. 2, pp. 957-990, (2021).

[13] Shen, X., Hu, W., Dong, S., "Multidisciplinary and multifidelity optimization for twin-web turbine disc

مقایسه نتایج به دست آمده از تحلیل دیسک مفروض با استفاده از روش پژوهش حاضر و روش مبتنی بر اجزای محدود بکار رفته در مرجع [۱۹] حداکثر خطای ۳/۸ درصدی در تخمین تنش‌ها دیسک دو جانه با هندسه اولیه و حداکثر خطای ۵/۴ درصدی در تخمین تنش‌های مربوط به حالت بهینه را نشان می‌دهد. مقایسه نتایج به دست آمده به خوبی دقت و اعتبار نتایج به دست آمده با استفاده از روش بکار رفته در پژوهش حاضر را تأیید می‌کند و می‌توان از این روش با سرعت بسیار بالاتر نسبت به روش‌های مبتنی بر اجزای محدود به منظور تحلیل رفتار دیسک‌های با ضخامت متغیر نظیر دیسک‌های دو جانه بهره‌مند شد.

## ۹- نتیجه‌گیری

به‌طور کلی نتایج به دست آمده برای دیسک دوجانه در ۴۰۰ حالت هندسی مختلف نشان داد که تنها استفاده از این ایده برای بهبود نتایج از جمله جرم کافی نیست و در برخی حالات در قیاس با حالت اولیه نتایج بسیار بدتر شده و برخی حالات بهبود جزئی ولی ناچیز یافته و تنها در تعداد اندکی از حالات بهبودها چشمگیر و قابل توجه است. همین امر ضرورت استفاده از روش بهینه‌سازی در یافتن هندسه مناسب برای طراحی را نشان می‌دهد. در حالت بهینه به دست آمده در قیاس با هندسه و ماده اولیه که هندسه ای پله مانند بود جرم نهایی بیش از ۸۸ درصد کاهش یافت که کاهش چشمگیر جرم دیسک در اثر بهینه‌سازی و تبدیل دیسک تک جانه به دوجانه بهینه را نشان می‌دهد. همچنین ضریب اطمینان نیز قبل از خنک کاری در حدود ۳۰ درصد و پس از اعمال خنک کاری بیش از ۷۲ درصد بهبود یافت. همچنین پس از خنک کاری نیز کاهش بیشتر تنش در تمامی سطوح شعاعی، محیطی و معادل و در نتیجه بهبود ضریب اطمینان دیسک به دست آمد که اهمیت بالای مبحث خنک کاری سازه دیسک را نشان می‌دهد. همچنین پس از خنک کاری نیز کاهش بیشتر تنش در تمامی سطوح شعاعی، محیطی و معادل و در نتیجه بهبود ضریب اطمینان دیسک به دست آمد که اهمیت بالای مبحث خنک کاری سازه دیسک را نشان می‌دهد.

## ۱۰- تشکر و قدردانی

نویسندگان این مقاله مراتب سپاس و قدردانی خود را از دکتر محمدرضا کارآموز جهت راهنمایی‌های ارزنده ابراز می‌نمایند.

## ۱۱- مراجع

[1] Zhang, M., Gou, W., Li, L., Wang, X., Yue, Z., "Multidisciplinary design and optimization of the twin-web turbine disk", *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Vol. 53, pp. 1129-1141, (2016).

- [17] Vullo, V., Vivio, F., "Rotors: Stress analysis and design, Springer Science & Business Media", (2013).
- [18] Halliwell, I., Exoskeletal engine concept: Feasibility studies for medium and small thrust engines, Glenn Research Centrt, (2001).
- [19] Zhang, M., Qin Y., Shouyi S., Lei L., Xu H., "An efficient strategy for reliability-based multidisciplinary design optimization of twin-web disk with non-probabilistic model", *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 82, pp. 546-572, (2020).
- [14] Wang, B., Wang, G., Huang, L., Xu, S., Tian, K., "On the preliminary shape design of axisymmetric twin-web turbine discs considering the burst speed constraint", *Eng Optimiz*, Vol. 1, No. 1, pp. 1-16, (2021).
- [15] Wang, B., Wang, G., Shi, Y., Huang, L., Tian, K., "Stress-constrained thermo-elastic topology optimization of axisymmetric disks considering temperature-dependent material properties", *Mech Adv Mater Struc*. Vol. 1, No. 1, pp. 1-17, (2021).
- [16] Song, J., Zhang, Y., Guo, X., Gao, H., Wen, W., Cui, H., "Topology and shape optimization of twin-web turbine disk", *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Vol. 65, No.2, pp. 1-20, (2022).

## مروری بر جنبه‌های مکانیکی و متالورژیکی آسیب در پره‌های توربین از جنس سوپرآلیاژهای پایه نیکل

مهديه خسروي

خضري

دانشجوی دکتری،  
دانشکده مهندسی مکانیک،  
دانشگاه بیرجند، بیرجند

سید یوسف احمدی

بروغنی\*

استاد،  
دانشکده مهندسی مکانیک،  
دانشگاه بیرجند، بیرجند

یدالله یعقوبی نژاد

دانشیار،  
دانشکده مهندسی مکانیک و  
مواد، دانشگاه صنعتی بیرجند،  
بیرجند

مقاله مروری

دریافت: ۱۴۰۰/۰۸/۰۶

پذیرش: ۱۴۰۱/۰۳/۰۷

**چکیده:** امروزه به دلیل رشد اقتصادی و افزایش جمعیت، تقاضا برای انرژی در سطح جهانی افزایش یافته است. توربین‌ها به منظور تولید برق، نقش مهمی در تولید توان بر عهده دارند. این صنعت یکی از عوامل مهم در اقتصاد جهانی است و از سال‌های اولیه رشد مداوم را تجربه کرده است. برای دستیابی به بازده ترمودینامیکی بالاتر در توربین‌ها از درجه حرارت و فشار ورودی بالاتر، آیرودینامیک پیشرفته، سیستم‌های خنک‌کننده کارآمد در پره‌ها، آلیاژهای پیشرفته با تحمل درجه حرارت بالاتر، عملیات حرارتی و پوشش‌های فلزی و مانع حرارتی سرامیکی استفاده شده است. در شرایط کارکرد توربین، برخی آسیب‌ها ممکن است باعث کاهش عمر آن گردد. در بررسی حاضر، جنبه‌های مکانیکی و متالورژیکی تخریب پره‌های توربین و توسعه مواد برای غلبه بر آن، مورد تحلیل قرار گرفته است. برای تخمین عمر پره‌ها سازوکارهای شکست باید شناسایی شوند. ترکیب متغیرهای مختلف باعث ایجاد تنش شده و سازوکارهای آسیب پیچیده مانند خزش و خستگی با تغییر تنش‌های مکانیکی و تنش‌های ناشی از حرارت به وجود می‌آید. علاوه بر موارد فوق، اهمیت پوشش در پره‌های توربین گازی ذکر شده است. پس از بررسی جنبه‌های مختلف آسیب جهت روشن شدن موضوع، مطالعات موردی شکست پره‌ها حین کار به اختصار تشریح شده است.

**واژه‌های راهنما:** پره‌های توربین، توربین گازی، خستگی، خوردگی داغ، سوپرآلیاژ پایه نیکل

**Mahdiye  
Khosravi Khezri**  
PhD Student,  
Faculty of Mechanical  
Engineering, Birjand  
University, Birjand

**Seyyed. Yousef  
Ahmadi  
Brooghani\***  
Professor,  
Faculty of Mechanical  
Engineering, Birjand  
University, Birjand

**Yadollah  
Yaghoubinezhad**  
Associate Professor,  
Faculty of Mechanical  
and Materials  
Engineering, Birjand  
University of  
Technology, Birjand

## A review of mechanical and metallurgical aspects of damage in turbine blades made of nickel based superalloys

**Abstract:** Today, global demand for energy has increased due to economic and population growth. Turbines play an important role in generating power in order to generate electricity. This industry is one of the important factors in the global economy and has experienced continuous growth from the early years. To achieve higher thermodynamic efficiency in turbines from higher inlet temperature and pressure, advanced aerodynamics, efficient blade cooling systems, advanced alloys with higher temperature tolerance, heat treatment and metal and thermal barrier ceramic coatings is used. Under turbine operating conditions, some damage may occur that will decrease its life. In present study, mechanical and metallurgical aspects of turbine blade destruction and the development of materials to overcome it have been analyzed. Failure mechanisms must be identified to estimate blade life. The combination of different variables causes stress and complex damage mechanisms such as creep and fatigue are created by changing mechanical and heat stresses. In addition to the above, the importance of coating on gas turbine blades is mentioned. After investigation of various aspects of damage to clarify the issue, some case studies of failure during operation are briefly described.

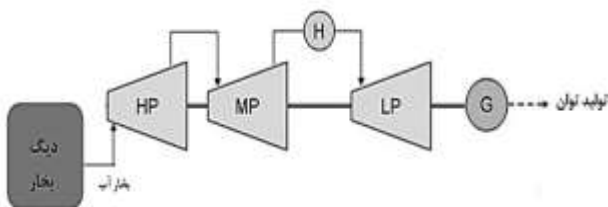
**Keywords:** Turbine blades, Gas turbine, Fatigue, Hot corrosion, Nickel based superalloy

## ۱- مقدمه

بیستم، مصرف سوخت های فسیلی به ویژه کربن برای نیروگاه های تولید بخار، توسعه اقتصاد جهانی را تضمین کرد. از ابتدای قرن بیست و یکم، تولید انرژی به روشی باورنکردنی تغییر یافت [۸]. توربین های بخار در نیروگاه های مختلف تولید برق از جمله نیروگاه های سوخت زغال سنگ، هسته ای، سیکل ترکیبی توربین گازی و دیگر سیستم های تولید توان به کار می رود؛ در مجموع بیش از ۶۰٪ توان الکتریکی را در جهان فراهم می کند [۹].

بیش تر قسمت های تجهیزات تولید برق در نیروگاه ها از جمله دیگ، توربین و لوله کشی با دما و فشار بخار بالا کار می کند. تجهیزات تولیدی با فشار بخار بیش از ۲۰ مگاپاسکال و دمای بخار ۶۰۰ درجه سانتی گراد عمل می کند [۱۰]. توربین بخار انرژی بخار را در دما و فشار بالا به حرکت چرخشی محور<sup>۱</sup> توربین تبدیل می کند. ابتدا آنتالپی بخار به انرژی جنبشی در نازل ها یا پره تبدیل می شود. بخار با سرعت بالا به پره های خمیده ضربه زده و جهت جریان بخار را تغییر می دهد؛ به همین دلیل نیرویی بر پره های ثابت روتور اعمال و با چرخش پره ها توان ایجاد می شود. توربین بخار به عنوان حرکت اصلی در نیروگاه های بخار سراسر جهان به کار می رود. اندازه توربین ها از چند کیلووات برای واحدهای تک مرحله ای تا ۱۳۰۰ مگاوات برای واحدهای چند مرحله ای شامل توربین های فشار بالا<sup>۲</sup>، فشار متوسط<sup>۳</sup> و کم فشار<sup>۴</sup> می باشد [۱۱].

معمولاً واحدهای بزرگ برای تولید برق در محدوده ۱۰۰ تا ۱۳۰۰ مگاوات به کار می روند که شامل توربین های بخار سوخت فسیلی و هسته ای می باشد. توربین های هسته ای به دلیل حجم بیش تر بخار و هم چنین سرعت کاری پایین تر در اندازه فیزیکی بزرگ تر می باشند. توربین های بخار تولید برق معمولاً از چندین استوانه جداگانه متصل در یک محور منفرد ساخته شده اند. بخار ورودی از ژنراتور بخار، ابتدا وارد استوانه فشار قوی شده و پس از خروج انرژی از آن مطابق شکل ۲ به استوانه های میانی و کم فشار وارد می گردد [۱۲].



شکل ۱ توربین بخار تولید توان

تقریباً تمام انرژی الکتریکی مورد استفاده در صنایع متفاوت توسط توربین تولید می شود که با استفاده از باد، آب، بخار یا گاز کار می کند [۱]. توربین های گازی به طور گسترده در سراسر جهان مورد استفاده قرار می گیرند. دلیل کاربرد گسترده این است که می توان فرکانس برق را ثابت نگه داشت. کنترل فرکانس در انرژی الکتریکی به دست آمده از نیروگاه های دیگر مانند آبی، بادی، خورشیدی مشکل است [۲]. با افزایش تقاضای انرژی الکتریکی در جهان صنعت تولید برق رشد زیادی را تجربه کرده است [۳]. بنابراین تولیدکنندگان توربین در سراسر جهان تلاش می کنند تا فناوری جدید، مواد و فرآیندهای نوین را به کار گیرند تا موجب افزایش کارایی واحدها شوند [۴]. توربین ها به منظور تولید برق، نقش بسیار مهمی در نیروگاه های کشور بر عهده دارند و پره ها از حساس ترین قطعات در آن ها به شمار می روند [۵]. در دهه های اخیر کاربرد فناوری های پیشرفته موجب افزایش دما و فشار کاری توربین ها شده و کارایی آنها تا ۴۰٪ افزایش یافته است [۶]. بازده حرارتی توربین های گازی با افزایش درجه حرارت جریان گاز خروجی از احتراق افزایش می یابد. دمای ورودی توربین های زمینی پیشرفته با کارایی بالا به ۱۶۰۰ درجه سانتی گراد می رسد [۷]. پره های توربین در محیط های بسیار پر فشار داخل توربین گازی قرار می گیرند. آن ها با محیط های دما بالا، پر تنش و پر ارتعاش روبرو هستند. همه این عوامل می تواند منجر به آسیب پره و در نتیجه تخریب فاجعه بار توربین شود. در صورت آسیب، توربین از کار می افتد و منجر به متوقف شدن نیروگاه می شود. تخریب پره با دمای بالای گاز، سطح بالای بار حالت پایدار (بار گریز از مرکز) و بار گذرای حرارتی زیاد قطع، روشن کردن و خاموش کردن) ارتباط دارد [۸]. در مقاله حاضر جنبه های مکانیکی و متالورژیکی موثر در آسیب پره های توربین و هم چنین توسعه مواد و پوشش ها در کاهش این اثرات، مرور شده است. تصویر ۱ مطالب مرور شده در این مقاله را به اختصار نشان می دهد.

## ۲- عملکرد توربین های تبدیل انرژی صنعتی

### ۲-۱-۲ توربین بخار

استفاده صنعتی از بخار برای تولید انرژی از قرن هجدهم آغاز شد و اصلی ترین عامل محرک انقلاب صنعتی بود. در قرن

<sup>3</sup> Intermediate pressure (IP)

<sup>4</sup> Low pressure (LP)

<sup>1</sup> shaft

<sup>2</sup> High pressure (HP)



بهبود کارایی توربین گازی ناشی از ترکیبی از تلاش‌های فناوری زیر است [۱۴، ۱۷]:

۱. مواد بهبود یافته با قابلیت دمایی بالاتر
  ۲. بهبود سرد کردن
  ۳. بهبود پوشش روی پره ها
  ۴. طراحی آیرودینامیکی پیشرفته‌تر پره ها
  ۵. کاهش تلفات (به‌عنوان مثال، با قابلیت آب بندی بهتر)
- کارایی کلی سیستم با موارد زیر بهبود پیدا می کند [۱۴]:
۱. طراحی ترمودینامیکی بهینه شده برای چرخه توربین گازی و توربین بخار
  ۲. بهبود عملکرد چرخه بخار (حلقه بخار فوق بحرانی)
  ۳. استفاده از چرخه های پایین یا واحدهای بازیابی گرمای تلف شده (به عنوان مثال، برای گرم کردن شهر)

### ۳- پره های توربین

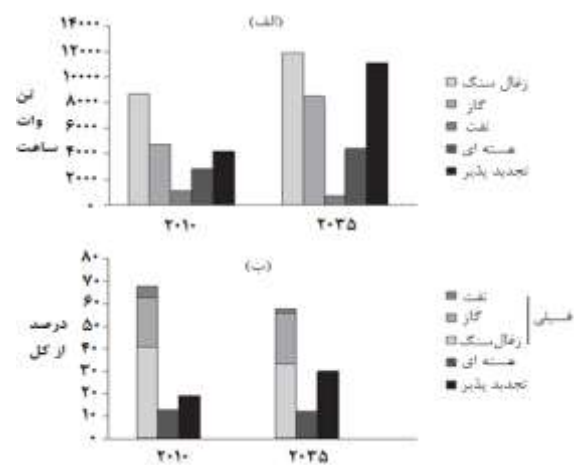
پره ها تنها قسمت یک توربین هستند که قادر به تبدیل گرما و انرژی جنبشی موجود در بخار به کار مکانیکی مفید محور می باشند. به طور کلی، طراحان توربین های بخار در ابتدا باید مجموعه ای از شرایط همزمان را در نظر بگیرند که بیش ترین بار را بر اجزای توربین تحمیل می کند. در حین کار، پره ها تحت بار چرخه ای قرار گرفته و نیروهای گریز از مرکز دینامیکی به‌خصوص در بخش های نازک هوائر<sup>۲</sup> اعمال می شود. علاوه بر این، یک ویژگی که اخیراً در طرز کار توربین های بخار افزایش یافته، فرکانس فزاینده روشن-خاموش کردن است که برای جبران افت و خیز موقت انرژی تأمین شده توسط ژنراتورهای انرژی تجدیدپذیر، مورد نیاز است. این عوامل پره های دوار را در بین مهم ترین مؤلفه‌ها در ارزیابی عمر مفید یک توربین بخار قرار می دهد [۸].

تعداد، اندازه و شکل نهایی پره ها، داده های حاصل از یک فرآیند طراحی است که کلیه متغیرهای عملیاتی مربوطه مانند توان خروجی، سرعت و پارامترهای بخار را در نظر می گیرد. فشار و دما متغیرهای مهم اولیه در طراحی پره‌ها به‌ویژه در انتخاب مواد تشکیل دهنده است [۸]. پره‌های HP، IP و LP معمولاً به‌صورت یکپارچه طراحی می‌شوند. امروزه طراحی این مقاطع با استفاده از طرح های سه بعدی هوائر بسیار کارآمد می باشد. بازده کلی نیروگاه های توربین بخار به شدت با عملکرد پره توربین ارتباط دارد. پره های متحرک یک توربین بخار شامل

توربین گازی قدرت خود را از انرژی سوختن گازها و هوایی که در دما و فشار بالا از بین چندین پره ثابت و متحرک عبور می کند، به‌دست می آورد. به دلیل این‌که پره های توربین در دما و فشار بالا کار می کنند تحت تاثیر تنش های زیادی قرار می گیرند. ابتدا تنش های گریز از مرکز ناشی از سرعت زاویه‌ای بالا بر پره اعمال شده و سپس تنش های ناشی از تغییرات دما داخل ماده افزایش می یابد [۱۵].

توربین های گازی در بخش تولید توان، به فناوری اصلی تبدیل سوخت های فسیلی به برق مبدل شده اند. نیروگاه های بخار گاز و نفت سوز<sup>۱</sup> معمولی با نیروگاه های سیکل ترکیبی بسیار کارآمد جایگزین شده که از توربین های گازی برای احتراق گاز یا نفت استفاده می کنند. چرخه ترکیبی به این شرح می باشد: در مرحله اول، توربین گازی ژنراتور را به حرکت در می‌آورد و دو سوم از کل برق تولیدی را تحویل می دهد. در مرحله دوم، گاز داغ خروجی از توربین، برای تولید بخار از یک دیگ بخار عبور کرده تا توربین بخار و ژنراتور همراه آن را به حرکت در آورد. این سیستم ثانویه یک سوم باقی‌مانده از توان خروجی کل نیروگاه سیکل ترکیبی را تأمین می نماید [۱۴].

نیروگاه های سیکل ترکیبی بازدهی بیش از ۶۰٪ دارند. نیروگاه های سوخت فسیلی در حال حاضر نیروگاه های اصلی برای تولید انرژی در سراسر جهان محسوب می شوند. حدود ۱۰٪ از کل برق در سراسر جهان توسط نیروگاه های هسته‌ای تولید می گردد [۸]. شکل ۴-الف تولید برق در جهان براساس نوع سوخت و شکل ۴-ب درصد تولیدی از سوخت‌های مختلف را در سال ۲۰۱۰ و چشم‌انداز سال ۲۰۳۵ نشان می دهد [۱۴].



شکل ۴ تولید برق در سال ۲۰۱۰ و چشم‌انداز سال ۲۰۳۵  
الف- تولید برق براساس نوع سوخت و ب- مقدار درصد برق تولیدی از سوخت‌های مختلف [۱۴]

<sup>2</sup> airfoil

<sup>1</sup> gas and oilfired steam plants

به کار رفته در تولید پره‌ها، انعطاف‌پذیری بالاتر با سطح انرژی جذب شده بیشتر قبل از گسیختگی، هم در شرایط ایستایی و هم در بار ضربه ای در دمای اتاق همراه است و این ویژگی در شرایط کاری ناپایدار مطلوب می باشد. به همین دلیل فولادهای پره توربین معمولاً تحت عملیات حرارتی قرار می گیرند تا استحکام مکانیکی خود را در ازای بهبود چقرمگی اندکی کاهش دهند [۸]. دمای بالا و نیروی گریز از مرکز وارد بر پره ها باعث کاهش استحکام آن‌ها می شود [۱۹].

#### ۴- پیشرفت در انتخاب مواد مناسب در پره های توربین

در طراحی و انتخاب جنس پره ها باید به عوامل موثر در طراحی و خواص جنس مورد استفاده توجه شود به طوری که پره ها بتوانند در شرایط کاربردی، عمر قابل قبول طراحی را با حداکثر بازده تامین کنند. از جمله خواص مهم برای پره‌ها استحکام کششی، مقاومت به خوردگی، استحکام خستگی و چقرمگی شکست می باشد [۲۰].

#### ۴-۱- آلیاژ فولادهای مقاوم در برابر خوردگی

متداول ترین مواد به کار رفته در کاربردهای نیروگاهی فلزات هستند که خواص آن‌ها تابع اندازه، ترکیب و توزیع دانه های بلوری می باشد. ریزساختار فولاد ساده کربنی با تنظیم مقدار کربن، عملیات حرارتی و کار مکانیکی مشخص می‌شود. در فولادهای کم آلیاژ افزایش خواص فیزیکی و مقاومت خوردگی با ترکیب کمتر از ۵ درصد وزنی از عناصری مانند منگنز و کروم به دست می آید؛ فولادهای مقاوم در برابر خوردگی به بیش از ۱۲ درصد وزنی کروم همراه با نیکل و مقادیر کمتری از دیگر مواد افزودنی مانند مولیبدن یا نیوبیم احتیاج دارد [۲۱]. در گذشته آلیاژهای آلومینیوم تیتانیوم  $\gamma$  بر اساس فاز TiAl به دلیل خواص مکانیکی دمایی بالا و چگالی پایین به‌عنوان ماده ای در کاربردهای مشابه استفاده شده است. تحقیق و توسعه آلیاژهای  $\gamma$ -TiAl منجر به درک همبستگی میان ترکیب آلیاژ و ریزساختار، رفتار فرآیندی و خواص مکانیکی شده است [۲۲]. در کاربردهای دما بالا، آلیاژهای پایه نیکل به کار می رود. مقاومت در برابر اکسیداسیون توسط کروم ایجاد، درحالی که مولیبدن برای محافظت بیشتر در محیط های خیلی خورنده

هواپر و ریشه بوده و مسیر پره به صورت مارپیچ است [۸]. تا زمانی که سیستم کار می کند، هواپر مهم ترین بخش است زیرا کار مفید انجام می دهد؛ بنابراین در معرض بیشترین بارهای پایدار و ناپایدار قرار دارد. این بخش مهم اثرات عمده‌ای بر بهره وری دستگاه می‌گذارد؛ به عبارت دیگر موقعیت و دقت شکل بدنه و لبه ها، زبری سطحی و پاکیزگی سطح تاثیر زیادی بر کارایی آن دارد [۸].

ریشه اتصال مکانیکی اولیه میان پره و دیسک است. در واقع ریشه بخشی از جسم است که کار را به دیسک و سپس به محور منتقل می کند. هدف آن نگه داشتن پره در برابر نیروهای گریز از مرکز بوده که از طریق چرخش دیسک ایجاد می شود. ریشه ها را می‌توان به سه دسته ریشه های دم چلچله‌ای<sup>۱</sup> محیطی یا مماسی، ریشه های محوری یا درخت صنوبر<sup>۲</sup> و ریشه های پین شده<sup>۳</sup> تقسیم کرد. به طور کلی، ریشه های دم چلچله ای به آسانی تولید می شوند. ریشه های محوری خصوصاً در شرایط سرعت دورانی یا نیروهای گریز از مرکز زیاد مانند پره های بلند LP مرحله آخر، مقاوم ترند. ریشه های پین شده جایگزینی برای طرح‌های فوق‌الذکر می‌باشد که در آن تیرانس‌های ماشین کاری بسیار بسته (تیرانس کم) نیاز نمی باشد. تصویر ۵ انواع ریشه های پره ها را به صورت شماتیک نشان می دهد [۸].



شکل ۵ انواع ریشه ها برای متصل کردن پره به دیسک

خواص مورد نیاز پره ها با سایر اجزاء مانند لوله کشی و دیگ های بخار متفاوت است [۱۸]. یک پره در حین کار در معرض بارگذاری حالت-پایدار ناشی از نیروهای چرخشی و گشتاور خمشی می باشد. علاوه بر بارهای پایدار ناشی از چرخش و خمش، یک پره در معرض تحریک ارتعاشی نیز می باشد. بنابراین استحکام خستگی یک عامل کلیدی در ارزیابی آلیاژ پره است [۱۲]. قابلیت انعطاف پذیری (نرمی) نیز از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است زیرا تغییر شکل های پلاستیک کوچک به‌ویژه در هنگام راه‌اندازی یک توربین می تواند به بهبود اتصال بین ریشه پره و شکاف دیسک کمک نماید [۱۸]. برای آلیاژهای

<sup>3</sup> pinned

<sup>1</sup> dovetail

<sup>2</sup> fir-tree

[۲۷]. خواص منحصر به فرد این آلیاژ از قبیل، نسبت استحکام به وزن بالا و مقاومت عالی در برابر خوردگی باعث شد که از آن در ساخت پره های توربین استفاده شود. چگالی تیتانیوم ( $4/5 \text{ g/cm}^3$ ) حدود ۶۰٪ کمتر از فولاد است؛ بنابراین یک پره تیتانیومی ۴۰٪ بلندتر می تواند جایگزین پره فولادی شود بدون اینکه تنش در پره یا محور روتور افزایش یابد. طراحی پره های بلندتر تیتانیومی باعث بهبود کارایی توربین شده است. اگر جریان بخار و ظرفیت توان ثابت باشد، در پره با طول بزرگ تر ناحیه جریان خروجی افزایش یافته و کاهش سرعت و انرژی خروجی حاصل می شود. کاهش انرژی خروجی به کار مفید تبدیل شده و موجب افزایش توان خروجی و بهبود عملکرد حرارتی توربین می گردد [۱]. علاوه بر این، مقاومت در برابر فرسایش قطرات در آلیاژهای تیتانیوم بالاتر از فولادهای مقاوم در برابر خوردگی مارتنزیتی است [۸]. در اغلب استوانه های دما بالا، در انتخاب جنس پره های ثابت و متحرک از آلیاژهای فولاد مارتنزیتی استفاده شده است [۲۸].

پره های توربین LP در مرحله آخر بیش تر تحت تأثیر اثرات زیان آور فرسایش قطرات آب قرار دارند. در مورد توربین های آخرین مرحله LP، بخار در حالت نزدیک مایع است و به دلیل سرعت چرخش زیاد، قطرات کوچک مایع قادرند پره را به خصوص در مواقع برخورد به بالای لبه حمله<sup>۱</sup> هوا، تخریب کنند. به عنوان یک دستورالعمل کلی، پره های توربین LP در مرحله آخر همیشه از فولادها و آلیاژهای سخت تری تولید می شوند [۸]. سالهاست که بسیاری از آلیاژها در مقاوم سازی استوانه های LP مورد استفاده قرار می گیرند [۲۸]. مهم ترین نگرانی در استوانه های دما پایین شامل موارد زیر است [۲۸]:

۱. جلوگیری از ترک خوردگی تنش روتورها/ دیسکها
۲. جلوگیری از تسریع جریان خوردگی/ فرسایش-خوردگی
۳. به حداقل رساندن فرسایش ناشی از قطرات آب در پره های مرحله آخر

### ۳-۴- سوپر آلیاژهای پایه نیکل

دمای ورودی یکی از مهم ترین مولفه های تعیین کارایی توربین گازی است، زیرا افزایش دما کارایی بهتری را ایجاد می کند [۲۹]. دمای ورودی به دمایی که پره طی عملکرد پیوسته توربین در داغ ترین منطقه تحمل می کند، بستگی دارد [۲۲]. سوپر آلیاژها از سه ماهه دوم قرن بیستم به عنوان ماده ای برای

اضافه می شود. آلیاژهای زیرکونیوم، مانند زیرکالوها (دارای حدود ۱/۵ درصد وزنی قلع به عنوان افزودنی اصلی) یا Zr-2/۲Nb بیش ترین کاربرد را در صنعت انرژی برای اجزای هسته ای در راکتورهای هسته ای دارد [۲۱].

خانواده آلیاژی متداول برای پره های توربین بخار از جنس فولاد مقاوم در برابر خوردگی مخصوصاً فولادهای هایپراوتکتوئیدی مارتنزیتی است. این فولادها اساساً آلیاژهای آهن، کروم و کربن هستند که هنگام سرد شدن از دمای به اندازه کافی زیاد (دمایی که در آن فاز آستنیت پایدار است؛ حدود ۸۵۰ تا ۱۲۰۰ درجه سانتی گراد) تا دمای اتاق، دگرگونی مارتنزیتی را نشان می دهند. معمولاً، مقدار کروم بین ۱۸٪ - ۱۰/۵٪ است، در حالی که مقدار کربن می تواند تا ۱/۲٪ نیز افزایش یابد. هر چند در کاربرد پره های توربین غالباً مقدار کربن، زیر ۰/۳٪ نگه داشته می شود تا در شکل پذیری قطعات تأثیر نگذارد. لازم به ذکر است، این آلیاژ به علت فرومغناطیسی بودن تنها در محیط های تهاجمی خفیف در برابر خوردگی مقاوم می کنند و قابلیت جوشکاری پذیری مطلوبی نیز از خود نشان می دهند. اغلب، اضافه کردن عناصری از قبیل Ni، Mo، V، W و Nb برای تعدیل پاسخ ماده، پس از عملیات حرارتی بوده و از تقویت کننده های محلول جامد و عناصر سازنده کاربرد مانند Nb و W با هدف بالا بردن مقاومت حرارتی استفاده می شود. مولیبدن می تواند مقاومت به ضربه و مقاومت در برابر خوردگی این فولادها را بهبود بخشد. بنابراین این آلیاژها برای پره توربین های HP و IP مراحل اول استفاده می شوند [۸، ۲۳، ۲۴]. بررسی ها نشان می دهد این فولادها علی رغم مقاومت نسبتاً خوب در برابر خوردگی، در محیط های مرطوب حاوی یون های Cl و S مقاومت رضایت بخشی ندارد و در این محیط ها مستعد خوردگی حفره ای و بین دانه ای می باشند [۲۵، ۲۶].

### ۲-۴- آلیاژهای پایه تیتانیوم

تیتانیوم اولین بار در سال ۱۹۵۰ در پره توربین های بخار بزرگ به کار رفت [۱۲]. از اوایل دهه ۱۹۶۰ استفاده از پره های تیتانیومی در ساخت توربین های بخار کم فشار آغاز شد. تکامل این برنامه از آن زمان به بعد انجام شده و امروزه با استفاده از آلیاژهایی مانند Ti-6Al-4V به عنوان ماده تشکیل دهنده پره های LP مرحله آخر، یک راه حل تجاری مناسب ارائه شده است

<sup>1</sup> Leading edge

در بین مواد پیشرفته توربین، گروه سوپرآلیاژهای پایه نیکل مخصوصاً برای پره ها و دیسک های مراحل اول توربین های گازی طراحی شده اند [۳۷]. در این آلیاژها حضور کروم برای اطمینان از مقاومت در برابر اکسیداسیون در دمای بالا ضروری است، در حالی که سایر عناصر آلیاژی برای تضمین مقاومت در دمای بالا به ویژه مقاومت خزشی مهم هستند. عناصر دیگر مانند آلومینیوم و تیتانیوم قادر به پایدارسازی فاز  $\gamma'$  ( $Ni_3(Al,Ti)$ ) حین عملیات حرارتی هستند که باعث استحکام زمینه بلوری با ساختار مکعب مرکزدار<sup>۴</sup> (فاز  $\gamma'$ ) می شود. نوع دیگری از فازها که برای خواص مکانیکی سوپرآلیاژهای پایه نیکل بسیار مهم هستند کاربیدها می باشند. این فازها به دو دلیل در این آلیاژها وجود دارند: نخست، حذف کربن در هنگام تولید آلیاژ بسیار دشوار است و دیگر این که، حضور کاربیدهای آلیاژی مقاومت خزشی آلیاژ را تا حدود قابل قبولی افزایش می دهند [۳۶، ۳۸-۴۰]. با این حال، مقدار و توزیع کاربیدها باید به دقت کنترل شود، در غیر این صورت می تواند باعث بروز ترک گردد [۴۱]. مقدار عناصر آلیاژی دیگر مانند Cr، Mo، W باید به اندازه کافی باشد تا خواص مکانیکی و خوردگی مناسبی به دست آید و به اندازه کافی کم باشد تا از تشکیل بیش از حد فازهای بین فلزی که می تواند منجر به ایجاد تردی شود، جلوگیری کند [۴۲]. افزودن عناصر فلزی با نقطه ذوب بسیار بالا مانند Ta، Nb، W و Mo استحکام خزشی آلیاژهای پایه نیکل را افزایش می دهد [۴۳]. از طرفی، مدول بالای شبکه بلوری مرکز سطحی فشرده (FCC) و وجود عناصری مانند آلومینیوم و تیتانیوم امکان تشکیل فاز  $\gamma'$ ،  $Ni_3(Al,Ti)$  را فراهم کرده که پراکندگی در زمینه  $\gamma$  اثر سخت کنندگی را ایجاد می کند [۴۰]. انحلال پذیری (Al+Ti) با کاهش مقدار کروم افزایش می یابد. کروم نه تنها در آلیاژهای در معرض حرارت در برابر اکسیداسیون مقاومت ایجاد می کند، بلکه به عنوان یک تقویت کننده محلول جامد موثر<sup>۵</sup> عمل می نماید. استحکام از دست رفته زمینه در نتیجه کاهش مقدار کروم، با افزودن فلزات با نقطه ذوب بالا جایگزین می شود. چگالی یک عامل مهم در پره های متحرک است و تغییر در آن متناسب با افزایش استحکام مورد نیاز محلول جامد، با افزودن مولیبدن به دست می آید. با افزودن کبالت می توان محدوده دمای انحلال پذیری<sup>۶</sup> در حالت مذاب را افزایش داد، در حالی که دمای انجماد<sup>۷</sup> تا حد زیادی بدون

کاربردهای دما بالا ساخته [۳۰] و به سه گروه اصلی سوپرآلیاژهای پایه نیکل، پایه کبالت و پایه آهن تقسیم می - شوند [۳۱]. با توجه به شرایط کاری توربین ها، سوپرآلیاژهای پایه نیکل و پایه کبالت به علت مقاومت بسیار خوب در برابر حرارت در ساخت پره های توربین گازی به کار می روند [۳۰، ۳۲]. سوپرآلیاژهای پایه نیکل بیش ترین پیچیدگی را داشته و به طور وسیعی در داغ ترین اجزاء به کار می روند، هم چنین نسبت به دیگر سوپرآلیاژها بیش ترین مزایا را دارند [۳۳].

این آلیاژها ترکیبی منحصر به فرد از خواص مکانیکی دما بالا (مانند مقاومت فوق العاده در برابر خزش)، مقاومت عالی در برابر اکسیداسیون و پایداری ریزساختاری فوق العاده در شرایط دما بالا را دارا می باشند [۳۴، ۳۵]. این آلیاژها در اجزای با بالاترین تنش و دما (۵۵۰ درجه سانتی گراد و بالاتر) در توربین، مانند پره ها، وین ها<sup>۱</sup> (مشابه پره ها اما ثابت هستند)، نازل ها، دیسک ها و اجزای محفظه احتراق استفاده می شوند. علاوه بر حفظ استحکام، هنگامی که دمای کاری به ۸۵٪ نقطه ذوب آن برسد، این ماده مقاومت خوبی در برابر خوردگی داغ و اکسیداسیون دما بالا از خود نشان می دهد [۳]. علاوه بر استحکام در برابر خزش دما بالا، موتورهای توربین گازی به مقاومت خوردگی خوبی در برابر سولفیداسیون ناشی از حضور سدیم، پتاسیم، وانادیوم و قلع موجود در هوا و یا سوخت مایع نیاز دارند [۳]. پره های متحرک توربین که در معرض تنش های گریز از مرکز قرار می گیرند؛ مستلزم استحکام خزشی بالا هستند. دیگر خواص مورد انتظار شامل استحکام کششی، استحکام خستگی و چقرمگی مطلوب آلیاژ می باشد [۳۶].

اگر سوپرآلیاژها به مدت طولانی در معرض دمای بالا قرار گیرند به طور معمول دچار تغییرات ریزساختاری می شوند. این تغییرات ممکن است شامل تشکیل کاربیدهای پیچیده، رشد ذرات  $\gamma'$  و تشکیل انواع فازهای فشرده سطحی<sup>۲</sup> (TCP) شوند. این فازها شکننده بوده و ممکن است دارای مورفولوژی نامطلوب باشند که باعث کاهش شکل پذیری و چقرمگی شود. نرخ جوانه زنی و رشد آن ها می تواند با کرنش پلاستیک یا در مناطق دگرگونی ترکیب شیمیایی<sup>۳</sup> تسریع شود. در صورت استفاده از سوپرآلیاژها در بخش دیگ بخار نیروگاه ها لازم است بررسی شود ریزساختار آلیاژ، تحت شرایط کاری و طول عمر طراحی، پایدار بوده یا اینکه هرگونه تغییر فاز بدون خطر خواهد بود [۸].

<sup>5</sup> effective solid solution strengthener

<sup>6</sup> solvus temperature

<sup>7</sup> solidus temperatur

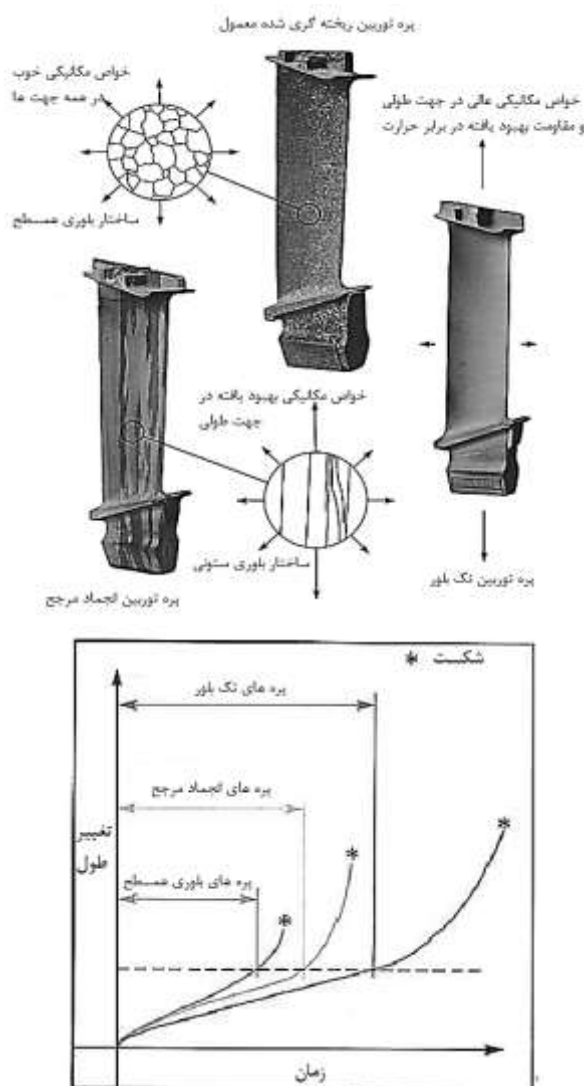
<sup>1</sup> vane

<sup>2</sup> Topological Close-packed Phases

<sup>3</sup> compositional transition

<sup>4</sup> face centered cubic matrix

ساخت پره های توربین و عمر خزشی آن‌ها با توجه به هندسه دانه با یکدیگر مقایسه شده است [۴۹].



شکل ۶ روش ساخت پره های توربین و مقایسه عمر خزشی آن‌ها با یکدیگر مبتنی بر هندسه دانه [۴۹]

با افزایش مداوم دمای ورودی توربین، اتکا به ظرفیت تحمل دما توسط سوپرآلیاژ تک بلور پایه نیکل بسیار دور از دسترس است. بنابراین، فناوری پوشش دهی و استفاده از خنک کننده به طور گسترده مورد استفاده قرار گرفته است [۵۰].

##### ۵- بررسی جنبه های مختلف آسیب در پره های توربین

گاهی اوقات از کار افتادگی پره های توربین در نیروگاه ها اتفاق می افتد. پره های توربین و اجزای روتور در ۲۸٪ علل اصلی

تغییر باقی می ماند؛ بنابراین فاصله میان انحلال و انجماد کم می شود. با توجه به این که استحکام سیستم زمینه/رسوب در آلیاژ به حداکثر رسیده، ممکن است در مرزهای دانه افت خواص اتفاق افتد. کاربردها در آلیاژهای پایه نیکل وجود دارند، اگرچه مقادیر آنها محدود است. مقادیر بسیار کم زیرکونیوم و بور به دلیل جدایی ناخالصی ها از مرز، خواص مرزهای دانه را بهبود می بخشد [۴۴].

##### ۴-۳-۱- فرآیند ساخت سوپرآلیاژهای پره های توربین

سوپرآلیاژهای ریخته گری شده پایه کبالت و سپس سوپرآلیاژهای پایه نیکل تا اوایل دهه ۱۹۶۰ به عنوان پره های توربین استفاده می شدند [۴۵]. پره های ثابت و متحرک، به تدریج از سوپرآلیاژهای پایه نیکل ریخته گری مانند IN939، IN738 و IN792 به آلیاژهای با انجماد مرجح<sup>۱</sup>، مانند Mar-M247، GTD111DS، IN6203DS و CM186LCDS تغییر یافتند. معرفی این آلیاژهای تولید شده با استفاده از ریخته گری دقیق و نزدیک به شکل نهایی پره، از نظر خواص خزشی و خستگی ناشی از حرارت مزایای قابل توجهی را ارائه داده اند. مزایای قابل توجه بیشتر با استفاده از فناوری تک بلور<sup>۲</sup> با آلیاژهایی مانند GTD111 SC، CMSX-4، CM186LCSX، Rene N6 و Rene N5 SC، MGA1400، PWA1484، SC به دست آمده است [۴۷، ۴۶، ۷]. سه مزیت اصلی تک بلور (تک یاخته) نسبت به اجزای ریخته گری متداول و انجماد مرجح به شرح زیر است [۴۸]:

۱. حذف مرزهای دانه متقاطع با تنش کششی اصلی باعث کاهش حفره ها و ترک های مرز دانه شده و در نتیجه شکل پذیری خزشی بسیار افزایش می یابد.

۲. حذف مرزهای دانه باعث تقویت عناصری مانند کربن و هافنیوم اضافی می شود. این امر عملیات حرارتی را تسهیل کرده است و امکان بهینه سازی بیشتر ترکیب شیمیایی آلیاژ جهت افزایش قابلیت در دمای بالا را فراهم می سازد.

۳. انجماد بلوری مرجح<sup>۳</sup> > ۰.۰۱، که منطبق با حداقل مدول یانگ بوده که تنش های ناشی از حرارت ایجاد شده در هنگام راه اندازی و خاموش کردن موتور را به حداقل می رساند؛ این مسئله مقاومت در برابر خستگی حرارتی اجزای مسیر گاز داغ توربین را به طور چشم گیری بهبود می بخشد. در شکل ۶ نوع

<sup>3</sup> crystallographic solidification direction

<sup>1</sup> directionally solidified (DS)

<sup>2</sup> single crystal (SC)

عملیات حرارتی و دیگر عوامل مکانیکی که منجر به خرابی می-شود، بسیار موثر و مفید می باشد. این موارد عوامل مختلفی هستند که بر عمر یک پره تاثیر می گذارند. به طور کلی شرایط کاری پره ها را می توان با عوامل زیر دسته بندی کرد [۷۴]:

۱. محیط کاری (دما بالا، آلودگی هوا و سوخت مورد استفاده، ذرات جامد)

۲. تنش های مکانیکی بالا (ناشی از نیروی گریز از مرکز، تنش های خمشی و ارتعاشی)

۳. تنش های ناشی از حرارت بالا (ناشی از تغییرات دما)

همچنین می توان آسیب های مختلفی که در پره های توربین گازی در حین کارکرد به وجود می آید، به صورت زیر تقسیم بندی کرد [۷۵، ۴۰]:

۱. آسیب های سطحی داخلی و خارجی (خوردگی، اکسیداسیون، به وجود آمدن ترک، ساییدگی، آسیب ناشی از ذرات خارجی، فرسایش)

۲. آسیب های داخلی ریزساختار از قبیل پیر شدن فاز  $\gamma'$  ( $Ni_3(Al, Ti)$ )، رشد دانه، تشکیل حفرات مرزانه ای، رسوب کاربیدها و تشکیل فازهای شکننده.

آسیب های سطحی تغییر ابعادی در پره ها ایجاد می کنند و باعث افزایش تنش های موثر و کاهش بازده توربین می شوند. تخریب پره به عواملی نظیر دما و تنش های بالا، ارتعاشات زیاد، نوع مواد به کار رفته، اثرات محیطی، طراحی پره، اثرات ساخت، شرایط عملکردی و اثرات حفظ و نگهداری در ارتباط می باشد؛ هر چند که مراحل و درجات تخریب در پره های مختلف ناشی از عوامل زیر است [۷۶، ۷۷]:

۱. مجموع زمان کارکرد و سابقه کارکرد (تعداد شروع به کار، توقف، خاموشی)

۲. شرایط کاری توربین (دما، سرعت دورانی)

۳. تفاوت های ساخت (اندازه دانه، تخلخل، درصد عناصر، عملیات حرارتی)

برای ارزیابی علل تخریب یک پره توربین گازی توجه به ارتباط میان عیوب ریزساختاری و تاثیر آن بر تغییر خواص مکانیکی ضروری است. این مهم برای ارزیابی نقاط آسیب دیدگی مواد و همچنین برای توصیه صحیح در عملیات حرارتی پره مورد استفاده قرار می گیرد [۷۸، ۷۹].

بررسی های خرابی با دیدگاه های متالورژیکی و مکانیکی انجام می شود. معمولاً شکست به دلیل ترک هایی اتفاق می افتد که در اثر قرار گرفتن در دمای بالا یا تمرکز تنش ایجاد می شوند. ترک ها از سطح پره آغاز شده و تا اندازه بحرانی رشد می کند و موجب شکست فاجعه بار می شود. بررسی های مکانیکی

خرابی توربین های گازی نقش دارند در حالی که ۱۸٪ آن به دلیل وجود نقص در نازل های توربین و قطعات ثابت است [۵۱]. برای افزایش قابلیت اطمینان و کارآیی توربین، لازم است تحقیقات دقیقی درباره تخریب پره های توربین انجام شود. متداول ترین سازوکارهای آسیب در آن ها شامل خستگی [۵۲، ۵۳]، خزش [۵۴-۵۶]، اکسیداسیون [۵۷]، تخریب پوشش پره توربین [۵۸، ۵۹] خوردگی [۶۰]، فرسایش [۵، ۶۱] و تخریب سطح به دلیل گرمای بیش از حد [۶۲-۶۵] می باشد. بیش تر از کار افتادگی ها به دلیل ترکیبی از سازوکارهای خرابی مذکور است. به عنوان مثال، خزش و خستگی می توانند به طور همزمان در خرابی پره های توربین گازی اثر بگذارند [۶۶-۶۹]، یا این که در اجزای متحرک تحت شرایط کاری دما بالا خستگی-خوردگی ناشی از هم افزایی خوردگی و بارگذاری دینامیکی صورت می گیرد. این سازوکار تخریب یکی از شایع ترین دلایل شکست پره های توربین می باشد [۷۰، ۷۱]. تصویر ۷ انواع این سازوکارها را نشان می دهد.



شکل ۷ انواع سازوکارهای تخریب پره های توربین

آسیب پره ها در یک توربین منجر به وارد آمدن خسارت به ردیف های بعدی توربین و خاموشی نیروگاه خواهد شد، این مسئله می تواند هزینه های زیادی را در پی داشته باشد [۵]. با مطالعات آماری زیادی هزینه های تلفات توربین ها بررسی شده است. خستگی پرچرخه بزرگ ترین علت خرابی موتور توربین می باشد [۷۲، ۷۳]. منشا آسیب در پره های توربین ممکن است متالورژیکی یا مکانیکی باشد و باعث کاهش قابلیت اطمینان و قابلیت استفاده از تجهیزات شود. برای تحلیل تخریب یک پره، بررسی جامع و دقیق متالورژیکی و مکانیکی انجام می شود. آزمایش های متالورژیکی برای تعیین و تشخیص نوع خرابی، رابطه خرابی با عیوب مواد، کاهش صافی سطح، ترک های اولیه،

### ۵-۱-۲- پیش‌بینی عمر خزشی

خزش به صورت تمایل مواد جامد به تغییرشکل آهسته تحت تنش تعریف می‌شود. تغییرشکل خزشی تابعی از زمان در نرخ کرنش ثابت است و برای مواد فلزی در محدوده بالای نصف دمای ذوب اتفاق می‌افتد. آسیب خزشی جزء مهم ترین سازوکار شکست در پره‌های توربین می‌باشد [۸۹]. خزش در فلزات با معادله لارسون-میلر (LMP) به دست می‌آید:

$$LMP = T (\log(t_r) + C) / 1000 \quad (2)$$

در رابطه ۲، T دما برحسب کلوین،  $t_r$  زمان لازم گسیختگی خزشی برحسب ساعت و ضریب C برابر ۲۰ می‌باشد [۸۶]. می‌توان با مدل‌هایی اثر ترکیبی خستگی و خزش را به دست آورد [۹۰].

### ۵-۱-۳- مروری بر منابع مطالعاتی مبتنی بر انتخاب مواد مناسب پره توربین و علت تخریب آن‌ها براساس جنبه مکانیکی آسیب

رایج‌ترین<sup>۵</sup> به بررسی چهار سوپراآلیاژ مختلف Udimet-700، IN-792، Rene-41 و Mar-M-200 از نظر تغییرشکل، تنش و کرنش معادل و تغییر تنش ناشی از حرارت با تغییر دما و فشار پرداخت. بر اساس تجزیه و تحلیل انجام شده، پره توربین تولید شده از جنس Mar-M-200 کارایی بهتری دارد، زیرا تنش‌های ایجاد شده به دلیل تغییرات دما و فشار در آن حداقل است [۹۱].

مدی<sup>۶</sup> تنش و عمر خستگی توربین گازی را با سه ماده مختلف Inconel-718 و MAR-247، NI-90 تحت بارگذاری های مختلف تحلیل کرد و عمر خستگی آن‌ها را محاسبه نمود. نویسنده اینکونل ۷۱۸ را بهترین ماده مناسب در مقایسه با بقیه معرفی کرده است [۹۲].

راویندرا<sup>۷</sup> و روجا<sup>۸</sup> سه ماده مختلف پره توربین از جنس آلیاژهای تیتانیوم Ti6Al4V، Ti8Al1Mo1V و فولاد ساختمانی را از نظر تغییر شکل کلی، حداکثر تنش ون میززا<sup>۹</sup> و کرنش ناشی از حرارت مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که همه مواد انتخاب شده، در این کاربرد ایمن هستند. با این

معمولاً بیان می‌کند که علت آن تشدید<sup>۱</sup> حین لرزش پره است [۸۰-۸۲]. شبیه سازی عددی برای توزیع تنش یا فرکانس های طبیعی و شکل موده‌های پره اغلب برای تعیین شکست به کار می‌رود. اگر خرابی بعد از کارکرد به مدت طولانی اتفاق بیفتد، می‌توان نتیجه گرفت که مشخصات دینامیکی پره ها (تشدید مکانیکی) در خرابی پره نقشی ندارند [۸۳].

تخمین عمر پره های توربین شامل دو مرحله خزش و خستگی و هم چنین خوردگی محیطی می‌باشد. در اغلب موارد ارزیابی عمر خستگی و خزشی مهم ترین بخش است و سازوکار شکست ناشی از خوردگی در درجه دوم اهمیت می‌باشد [۸۴]. [۸۵]

### ۵-۱-۴- بررسی جنبه های مکانیکی

برای محاسبه عمر پره های توربین متغیرهایی مانند دما، توزیع فشار، سرعت دوران و شرایط تکیه گاهی موثر می‌باشند. برای تخمین عمر پره سازوکارهای شکست باید شناسایی شوند. پره های بخش داغ توربین گازی در معرض اعمال همزمان فشار گاز حاصل از محفظه احتراق، نیروهای گریز از مرکز در قسمت پره های روتور و دمای زیاد قرار دارند. ترکیب این متغیرها باعث ایجاد تنش شده و سازوکارهای آسیب پیچیده مانند خزش و خستگی با تغییر تنش های مکانیکی و تنش های ناشی از حرارت به وجود می‌آید [۸۶]. عمر خستگی و خزشی را می‌توان به ترتیب با معادلات مانسون-کافین<sup>۲</sup> و لارسون-میلر<sup>۳</sup> به دست آورد.

### ۵-۱-۱- پیش‌بینی عمر خستگی

مانسون-کافین ثابت کردند که کرنش چرخه ای با معادله زیر به تعداد چرخه ها تا شکست ارتباط دارد:

$$\Delta \varepsilon / 2 = (\sigma_f / E) \times (2N_f)^b + \varepsilon_f (2N_f)^c \quad (1)$$

در رابطه ۱،  $N_f$  تعداد سیکل ها تا شکست، E مدول الاستیک،  $\sigma_f$  ضریب استحکام خستگی،  $\varepsilon_f$  ضریب نرمی خستگی<sup>۴</sup> و b و c به ترتیب توان استحکام خستگی و نرمی خستگی می‌باشند [۸۷، ۸۸]

<sup>6</sup> Madhu

<sup>7</sup> Ravindra

<sup>8</sup> Raju

<sup>9</sup> Max-Von Mises Stress

<sup>1</sup> resonance

<sup>2</sup> Manson-Coffin

<sup>3</sup> Larson-Miller

<sup>4</sup> Fatigue ductility coefficient

<sup>5</sup> Rayapati

شیمیایی پایدار مانند اکسید، هیدروکسید یا سولفید تبدیل می شود [۱۱].

### ۵-۲-۱- خوردگی در توربین های بخار

یک توربین بخار در برابر خوردگی با بدترین محیط ممکن روبرو است. این امر به دلیل شرایط کاری توربین بخار است که دارای درجه حرارت بالا، تماس مداوم با آب و هوا و احتمال زیاد مواجهه با مواد شیمیایی غلیظ به دلیل غلظت بخار در دیگ بخار<sup>۶</sup> می باشد. خوردگی توربین به ترکیبی از اثرات محیطی مانند ترکیب بخار، دما، تنش ها، خواص مواد و عیوب وابسته است. حتی آب خالص و بخار مرطوب به خصوص در قسمت روتور و دیسک می تواند باعث خوردگی توربین شود. محیط توربین در خوردگی حین کار و آماده سازی، نقش مهمی دارد. ویژگی متمایز این محیط نوسانات فاز مایع و ناخالصی های حمل شده توسط بخار (بخار، رطوبت، فیلم های مایع و رسوبات) است. هرچه میزان ناخالصی بیش تر باشد عملکرد توربین بدتر خواهد بود. در مسیر جریان بخار و روی سطوح اجزای توربین، متغیرهای خوردگی نظیر pH، دما، غلظت نمک و هیدروکسیدها می تواند در یک طیف گسترده تغییر نماید. اگرچه غلظت آلودگی بخار در محدوده بسیار کم کنترل می شود، تأثیر ذرات معلق در پره های توربین باعث بدتر شدن آن شده و منجر به تخریب پره می شود [۱۱، ۹۷].

خوردگی خستگی، خوردگی تحت تنش<sup>۷</sup>، خوردگی حفره ای<sup>۸</sup> و خوردگی سایشی<sup>۹</sup> از جمله انواع خوردگی های توربین های بخار به شمار می آیند. شکل ۸ تصاویر مختلف خوردگی در اجزاء توربین های بخار را نشان می دهد.



شکل ۸ انواع مختلف خوردگی در پره های توربین بخار

حال،  $Ti6Al4V$  بهترین آلیاژ در بین سایر مواد است، زیرا دارای حداقل تغییر شکل و فشار حرارتی تحت همان شرایط عملیاتی و محیطی است [۹۳].

خواجه و معتمدی مطالعه گسترده ای با تحلیل تنش اجزاء محدود خطی و غیر خطی مولتی فیزیکی<sup>۱</sup> بر روی ۲۱ نوع Inconel و ۱۲ نوع سوپرآلیاژ پایه نیکلی Nimonic انجام دادند. در بین انواع مواد استفاده شده، Nimonic115 بهترین ماده معرفی شد [۹۴].

کومار<sup>۲</sup> و پندی<sup>۳</sup> برای سه ماده مختلف Nimonic80A، SuperalloyX و Inconel625 با سه سرعت متفاوت به ترتیب در (۲۰۰۰، ۴۰۰۰ و ۶۰۰۰ دور بر دقیقه) تحلیل ایستایی انجام دادند. تحلیل نیروهای گریز از مرکز، تنش و تغییر شکل با روش اجزاء محدود انجام شده است. این محققین نتیجه گرفتند که اینکونل ۶۲۵ می تواند آلیاژ مناسبی برای ساخت پره های توربین گازی باشد؛ زیرا در تمام سرعت ها نسبت تنش به تغییر شکل کمتری دارد [۹۵]. در تحقیق مشابهی گاراجاراپو<sup>۴</sup> و همکاران تحلیل حرارتی حالت پایدار و ایستایی را برای پیش بینی شرایط محتمل شکست پره به روش اجزاء محدود انجام دادند. علاوه بر این، تحلیل مقایسه ای نیز برای تعیین استحکام و مناسب بودن یک پره تحت فشار و دمای بالا<sup>۵</sup> (HPT)، ساخته شده از سوپرآلیاژ پایه نیکلی X انجام شد. این آلیاژ با دو ماده دیگر مانند آلیاژ Nimonic80A و اینکونل ۶۲۵ مقایسه شده است. نتایج نشان داد که به دلیل مقادیر تنش معادل کمتر در سه سرعت مختلف (۴۰۰۰، ۶۰۰۰ و ۹۰۰۰ دور بر دقیقه) و توزیع دمای ایمن، سوپر آلیاژ X می تواند ماده مناسبی برای ساخت پره روتور HPT دریایی باشد [۹۶].

### ۵-۲- بررسی جنبه های خوردگی

در سال ۱۹۵۰ چندین مورد خوردگی در توربین های گازی گزارش شد [۴۴]. خوردگی پره ها و شکست ناشی از آن یک مسئله مهم در صنعت تولید برق است. بیش از یک سوم شکست پره ها مربوط به خوردگی می باشد [۱۲]. خوردگی فرآیند تخریب تدریجی مواد توسط واکنش شیمیایی یا الکتروشیمیایی است که در آن ماده خالص به دلیل تعامل با محیط به فرم

<sup>6</sup> boiler

<sup>7</sup> Stress corrosion cracking

<sup>8</sup> Pitting corrosion

<sup>9</sup> Erosion-corrosion

<sup>1</sup> Multiphysics linear and non-linear Finite Element (FE)

<sup>2</sup> Kumar

<sup>3</sup> Pandey

<sup>4</sup> Gurajrapu

<sup>5</sup> high pressure temperature (HPT)

## ۵-۲-۲- خوردگی در توربین های گازی

خوردگی یکی از دلایل شایع تخریب پره توربین گازی دریایی است و پاشش نمک تا حد زیادی عامل خوردگی اجزای فلزی در نزدیکی خط ساحلی می باشد. این امر مستقیماً به انحراف هندسی پره کمپرسور منتهی و باعث افزایش زبری سطح پره می شود. آئروسول های نمکی دریایی، خوردگی توربین های گازی دریایی به ویژه اجزای دوار را تسریع می کند. خوردگی کمپرسور یکی از اشکال اصلی آسیب توربین گازی دریایی است [۹۸]. خوردگی پره نه تنها منجر به تخریب عملکرد کمپرسور شده، بلکه باعث کاهش عمر کاری و قابلیت اطمینان توربین گازی می گردد [۹۹]. پاشش نمک نتایج حاصل از خوردگی مختلفی را در روتورها و استاتورها ایجاد می کند. به دو دلیل خوردگی پره های روتور شدیدتر است؛ اولاً پره های چرخشی یک روتور نسبت به استاتور تنش مکانیکی بیشتری دارد، دوماً ذرات نمک با پره های متحرک روتور بیشتر برخورد کرده و به یکدیگر می چسبند. بنابراین خوردگی حفره ای، خوردگی شکافی و خوردگی تنشی معمولاً در پره های متحرک مشاهده می شود [۱۰۰]. سازگاری نمک های مذاب با ساختار آلیاژ و خوردگی مواد در دمای ۹۰۰-۶۰۰ درجه سانتی گراد نگران کننده است [۱۰۱].

اجزاء توربین های گازی معمولاً تحت خوردگی سایشی، خوردگی سولفیداسیون و اکسیداسیون در درجه حرارت بالا قرار می گیرند. هم چنین فرآیندهای خوردگی می توانند بر استحکام خستگی پره های توربین اثر بگذارند. شکل ۹ آسیب های موجود در اجزاء توربین های گازی مختلف براساس شدت تاثیر آن ها را نشان می دهد.



شکل ۹ انواع مختلف آسیب در اجزاء توربین های گازی هوایی، زمینی و دریایی

## ۵-۲-۱- تعریف و مشخصات خوردگی داغ

یک چالش بزرگ برای محققان محافظت اجزای توربین از خوردگی داغ است. زیرا تخریب مواد با سرعت زیاد صورت می گیرد. خوردگی داغ نوعی تسریع اکسیداسیون در دمای بالا در حضور نمک های مذاب بوده و در دو نوع دما بالا (نوع I) و دما پایین (نوع II) می باشد. تعدادی از سیستم های مهندسی مانند نیروگاه ها، توربین های گازی که در دمای بالا کار می کنند در معرض خوردگی داغ قرار دارند. هر فلز یا آلیاژ در حضور اکسیژن در دمای بالا اکسید می شود. اکسیدهای تشکیل شده روی سطح به عنوان یک لایه محافظ عمل کرده و اجازه نفوذ بیش تر اکسیژن را نمی دهد و به این ترتیب از اکسیداسیون بیش تر جلوگیری می کند. اما اگر آلودگی هایی نظیر سولفات، کلرید یا واناداتها در محیط وجود داشته باشد، ترکیب یوتکتیکی با نقطه ذوب پایین را تشکیل داده و سطح آن را با فیلم نازک نمک ذوب شده می پوشاند. این امر منجر به تشکیل پوسته اکسیدی غیر محافظ متخلخل می شود که به گونه های تهاجمی امکان ورود به درون فلز پایه را داده و باعث تخریب سریع آلیاژ می شود. این نوع حمله به خوردگی داغ معروف است. خوردگی داغ در دماهای بالا در دو حالت می تواند ایجاد شود [۱۰۲]:

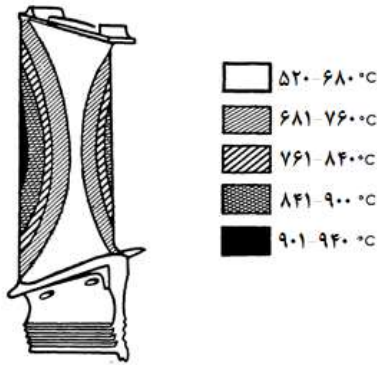
۱. وقتی که رسوب از ابتدا در حالت مایع قرار دارد.
۲. وقتی که در اثر واکنش با محیط رسوب جامد به مایع تبدیل شود.

خوردگی سوپر آلیاژها در دمای بالا به طور مداوم با آلاینده هایی مانند سولفات ها، وانادات ها و کلریدها ارتباط دارد. هنگام مقایسه شرایط آلاینده، باید میزان شار آلاینده<sup>۱</sup> به جای سطح آلاینده در سوخت یا محیط مورد توجه قرار گیرد [۱۰۳].

ترکیب دمای بالا با محیطی که حاوی آلاینده هایی نظیر سدیم، گوگرد، وانادیوم و سایر هالیدها باشد، به توجه ویژه به پدیده خوردگی داغ نیاز دارد. این نوع از خوردگی برخلاف اکسیداسیون، می تواند مواد را با سرعت غیرقابل پیش بینی مصرف کند [۱۰۳، ۱۰۴]. مهم ترین عنصری که به خوردگی داغ مربوط است، وانادیوم می باشد که به طور طبیعی در خیلی از سوخت ها وجود دارد. این عنصر ممکن است در طول احتراق یک پنتوکسید خورنده تشکیل دهد. فلزات قلیایی نیز باعث تشکیل سولفات می شوند که هم خورنده بوده و هم رسوب می دهد. گاهی وانادیوم و سدیم ترکیب شده تا وانادات سدیم خورنده تشکیل شود. آسیب ایجاد شده توسط وانادیوم و سدیم

<sup>۱</sup> contaminant flux rate (CFR)





شکل ۱۲ توزیع تنش ناشی از حرارت روی سطح پره مرحله اول

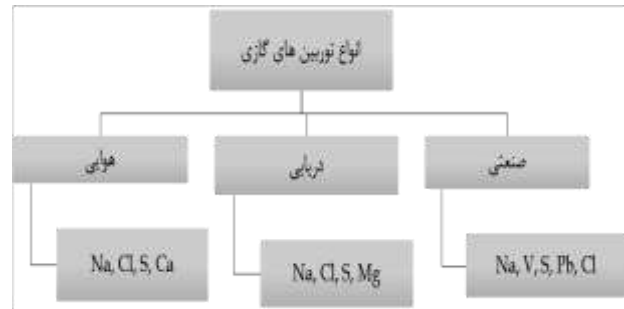
مواد اولیه برای اجزای داغ توربین گازی براساس آلیاژهای Ni-20Cr یا آلیاژهای پایه کبالت ریخته‌گری هستند که معمولاً دارای ۳۵٪ کروم می‌باشند [۴۴]. عیوب ریخته‌گری مانند تخلخل<sup>۲</sup> یا آخال‌های<sup>۳</sup> ناشی از فرآیند تولید می‌تواند سبب شکست پره شود [۱۹]. معمولاً آلیاژهای پایه کبالت نسبت به سوپرآلیاژهای پایه نیکل در برابر خوردگی داغ دما بالا مقاومت بیشتری دارند. این بحث وجود دارد که آیا این مسئله ویژگی ذاتی کبالت است که مخالف نیکل می‌باشد یا به دلیل سطح بالاتر کروم بوده یا این که ناشی از به کار بردن تنگستن به‌جای مولیبدن به‌عنوان تقویت‌کننده محلول جامد است. آلیاژهای پایه کبالت نسبت به آلیاژهای پایه نیکل به خوردگی داغ دما پایین حساس‌تر هستند [۴۴]، اما در محیط‌های سولفیدی مقاومت بهتری در برابر خوردگی دما بالا از خود نشان می‌دهند [۱۱۰].

#### ۵-۲-۲-۳- روش‌های اندازه‌گیری خوردگی داغ

روش‌های آزمایشگاهی مختلفی برای تعیین مقاومت آلیاژ در برابر خوردگی داغ وجود دارد. این روش‌ها شامل آزمایش‌های بوته‌آهن‌گری<sup>۴</sup>، الکتروشیمیایی، اکسیداسیون سریع، برنر ریگ<sup>۵</sup>، برنر ریگ تحت فشار<sup>۶</sup> می‌باشد [۱۱۱].

#### ۵-۲-۲-۴- روش‌های محافظت از اجزای توربین گازی در برابر خوردگی داغ

روش‌های محافظت از اجزای توربین گازی در زیر ذکر شده است [۴۴]:



شکل ۱۱ انواع آلاینده‌ها در سوخت و هوای توربین‌های گازی موثر بر تخریب آن‌ها

با تولید آلیاژهایی با قابلیت بهتر در دمای بالا، عملکرد توربین‌های گازی بهبود یافته است. در حالی که هر دو عامل استحکام و مقاومت در برابر خوردگی اهمیت دارند، استحکام اولویت بالاتری نیاز دارد و توسعه آلیاژی به منظور بالا بردن استحکام، مخصوصاً در آلیاژهای پایه نیکلی باعث کاهش مقاومت در برابر خوردگی می‌شود [۴۴].

راه دیگری که منجر به کنترل خوردگی و رسوبات ناشی از احتراق سوخت‌های ناخالص می‌شود، استفاده از مواد افزودنی سوخت است که طی فرآیند احتراق با عناصر خورنده ترکیب شده و فرآورده خشک بی‌ضرری را تولید کرده که از طریق توربین عبور می‌کند. این رویکرد زمانی که وانادیوم تنها عنصر بحرانی باشد کاملاً موفقیت‌آمیز بوده، اما در هنگام حضور سدیم و وانادیوم کافی نیست. زدودن مواد قلیایی با روش شست‌وشو با آب و جداسازی لازم می‌باشد. ترکیب روش‌های پوشش‌دهی پره، عملیات اضافی و خنک‌کردن ممکن است پاسخ نهایی به مشکل خوردگی در توربین‌های گازی باشد [۱۰۵].

در توربین‌های گازی که اجزای خنک‌کننده‌ای مانند پره و وین دارند، میزان حمله خورنده به سوپرآلیاژها، صرف نظر از دمای جریان گاز، به دمای سطح فلز بستگی دارد [۱۰۵]. معمولاً داغ‌ترین ناحیه پره روی سطح فشار (مقعر) تقریباً در وسط طول پره به فاصله کمی از لبه حمله<sup>۱</sup> قرار دارد. شکل ۱۲ توزیع دما در یک هواپُر معمولی را نشان می‌دهد. این توزیع ممکن است با حضور معابر خنک‌کننده در داخل هواپُر به‌طور قابل توجهی تغییر یابد [۴۴].

<sup>4</sup> crucible

<sup>5</sup> burner rig

<sup>6</sup> Pressurized burner rig

<sup>1</sup> Leading Edge

<sup>2</sup> porosity

<sup>3</sup> freckle

خوردگی محافظت نماید. به طور کلی سه نوع پوشش اصلی وجود دارد [۱۱۲]:

(الف) پوشش های آلومینیدی (نفوذی)

(ب) پوشش های روکشی

(ج) پوشش های مانع حرارتی<sup>۱</sup> (TBC)

پوشش های نفوذی رایج ترین نوع پوشش برای محافظت از سوپر آلیاژها در برابر محیط های خورنده محسوب می شوند. یک لایه خارجی آلومینیدی (CoAl یا NiAl) با مقاومت بالا در برابر اکسیداسیون، از واکنش Al با Ni/Co در فلز پایه ایجاد می شود. در سال های اخیر از لایه های بسیار نازک فلزات بی اثر<sup>۲</sup> مانند پلاتین برای تقویت مقاومت در برابر اکسیداسیون آلومینیدها استفاده شده است [۱۱۲].

در یک پوشش نفوذی، حداقل یکی از ترکیبات اصلی (به طور کلی نیکل) توسط فلز پایه تأمین می شود. در مقابل، در پوشش دهی روکشی، تمام اجزای سازنده توسط خود این پوشش تأمین می گردد. مزیت این روش این است که می توان از ترکیبات متنوع تر مقاوم در برابر خوردگی استفاده کرد تا عملکرد پوشش را بهینه نمود و همچنین ضخامت پوشش با ملاحظات فرآیند محدود نمی شود. این پوشش ها معمولاً به آلیاژهای MCrAlY گفته می شود که اساس آن ها آلیاژ نیکل، کبالت یا گاهی اوقات آهن است که با افزودن تعدادی از عناصر آلیاژی اضافی برای اهداف خاص تنظیم می شود. M با یک یا چند عنصر آهن، نیکل یا کبالت جایگزین می گردد و به صورت NiCoCrAlY، CoCrAlY، NiCrAlY، FeCrAlY و غیره تبدیل می شود. اختلاط اتریم<sup>۳</sup> مقاومت به خوردگی را بهبود می بخشد. به طور کلی این روکش ها با فرآیند پاشش پلاسمای خلا<sup>۴</sup> ایجاد و بسته به نوع ماده زیرلایه یک عملیات حرارتی با دمای بالا (۱۱۲۰-۱۰۴۰ درجه سانتی گراد) برای همگن کردن پوشش و اطمینان از چسبندگی آن به سطح انجام می شود [۱۱۲، ۱۱۳].

اخیراً، استفاده از پوشش های مانع حرارتی در حال گسترش است. زیرکینیا تثبیت شده با اتریا<sup>۵</sup> به عنوان این نوع پوشش در اجزای داغ یعنی بخش توربین، موتورهای هواپیما و توربین های گازی صنعتی استفاده می شود [۱۱۳]. پوشش های مانع حرارتی متشکل از پوشش اتصال<sup>۶</sup> و پوشش رویی<sup>۷</sup> هستند. پوشش اتصال یک لایه داخلی مقاوم در برابر اکسیداسیون و

۱. سوخت باید تصفیه شده و تمیز باشد. مقدار فلز قلیایی، وانادیوم و گوگرد نیز باید به دقت کنترل شود.

۲. توربین به فیلترهای هوای کارآمد مجهز باشد که باید با دقت بیش تری نگهداری شوند.

۳. رسوبات باید برداشته شوند. رسوباتی که روی اجزای داغ توربین ایجاد می شوند باید در فواصل مکرر از بین بروند. شواهدی وجود دارد که این امر می تواند از شروع خوردگی داغ جلوگیری کند.

۴. باید از مواد افزودنی سوخت استفاده نمود. در سوخت های حاوی وانادیوم استفاده از افزودنی های MgO گاهی با ترکیبات جزئی اضافی نیز مرسوم است. همچنین افزودنی های حاوی کروم نیز توصیه شده است.

۵. آلیاژهای مقاوم تر باید برای اجزای در معرض تخریب انتخاب شوند. استفاده از IN738 و آلیاژهای مشابه برای مقاومت در برابر خوردگی توسعه یافته اند و آلیاژهای پایه کبالت مانند X40 برای وین های راهنمای نازل و حتی پره های روتور در موتورهایی که در معرض محیط های تهاجمی قرار دارند، نمونه هایی از این روش هستند.

۶. استفاده از پوشش های محافظ حتی برای بیش تر آلیاژهای مقاوم استفاده شود.

## ۵-۲-۲-۵- بررسی پیشرفت در زمینه پوشش های محافظ برای جلوگیری از خوردگی داغ

فناوری پوشش به بخش جدایی ناپذیر در ساخت اجزای توربین گازی که در دماهای بالا کار می کنند تبدیل شده است، زیرا این تنها راهی است که می توان ترکیبی از سطح بالای خواص مکانیکی و مقاومت عالی در برابر اکسیداسیون و مقاومت در برابر خوردگی داغ را ایجاد کرد. افزایش دما و آلودگی بیش از حد در محیط عملیاتی، باعث شده که طراحی سوپرآلیاژهایی که از یک طرف دارای مقاومت خزشی کافی و از طرف دیگر در برابر خوردگی/اکسیداسیون مقاومت لازم داشته باشد، دشوار گردد. از این رو برای محافظت از پره ها ناگزیر به استفاده از پوشش ها می باشند. پوشش به عنوان محل ذخیره عناصر عمل کرده و لایه های اکسیدی بسیار محافظ و چسبنده تشکیل داده که باعث می شود آلیاژ پایه را از اکسیداسیون و تخریب ناشی از

<sup>5</sup> Yttria-stabilized zirconia (YSZ)

<sup>6</sup> Bond Coat

<sup>7</sup> Top Coat

<sup>1</sup> Thermal Barrier Coating (TBC)

<sup>2</sup> noble metals

<sup>3</sup> yttrium

<sup>4</sup> vacuum plasma spray process

به نقطه ذوب به طور معقول خوب باقی می ماند. این مسئله به دلیل ریزساختار حاوی رسوبات بزرگ  $\gamma$  از نوع  $Ni_3Al$  است که در بسیاری از آلیاژها در دمای بیش از ۱۱۰۰ درجه سانتی گراد شروع به حل شدن می کند. بنابراین، به نظر می رسد امکان بالا رفتن دمای پرها در داغ ترین منطقه وجود دارد. یکی از مشکلات ایجاد شده در دمای ۱۰۰۰ درجه سانتی گراد و بالاتر، انتشار بین مواد سوپرآلیاژ و پوشش های محافظ آن ها و ایجاد یک لایه اتصال بین پرها و موانع حرارتی است. قابلیت محافظت به دلیل تشکیل یک لایه  $Al_2O_3$  در محیط اکسید کننده می باشد. در دمای ۱۰۰۰ درجه سانتی گراد و بالاتر، انحلال  $Al$  از پوشش به داخل سوپرآلیاژ باعث ایجاد حفرات Kirkendall می شود تا در مرز واسط گسترش یابد و در قسمت فوقانی سوپرآلیاژ رسوب نماید. هر دو پدیده باعث می شود که پوشش محافظ پوسته پوسته<sup>۲</sup> شود. انتشار  $Ni$  از سوپرآلیاژ به داخل پوشش، به نوبه خود قابلیت محافظت پوشش را کاهش می دهد. بنابراین انتشار  $Al$  و  $Ni$  در این دما به هر دو ساختار آسیب می رساند. به دو دلیل یک مانع انحلال مؤثر بین سوپرآلیاژ و پوشش محافظ در دمای ۱۰۰۰ درجه سانتی گراد و بالاتر نیاز است؛ اولاً قادر به کاهش انحلال  $Al$  و  $Ni$  در دمای مورد نیاز فلز باشد، دوماً پوشش به خوبی به سوپرآلیاژ متصل گردند. هم چنین این اتصال می تواند پره های توربین گازی را از شوک های ناشی از حرارت و تغییرات دمایی محافظت نماید [۲۲]. در تحقیقات جدید، توسعه مواد برای پره های توربین گازی هنوز در حال پیشرفت است تا هزینه را حداقل و بازده کلی توربین را به حداکثر برساند. امروزه استفاده از مواد پیشرفته مورد توجه محققان قرار گرفته است [۱۱۸]. در شکل ۱۳ ویژگی های لازم برای پوشش پره های توربین خلاصه شده است.



شکل ۱۳ خواص موردنیاز پوشش های پره های توربین

خوردگی است و پوشش رویی یک لایه بیرونی عایق سرامیکی می باشد [۱۱۴, ۱۱۵]. این پوشش ها باید به اندازه کافی ضخیم بوده و از هدایت حرارتی کم و مقاومت بسیار بالا در برابر شوک ناشی از حرارت برخوردار باشند [۴۵]. پوشش های مانع حرارتی پوشش کافی برای سوپرآلیاژها فراهم می کند تا در دمای ۱۵۰ درجه سانتی گراد بالاتر از حد فوقانی معمول خود کار کنند. این پوشش ها سرامیک های بر پایه  $ZrO_2-Y_2O_3$  هستند و با پاشش پلاسما تولید می شوند. پوشش های سرامیکی از یک زیر لایه محافظ خوردگی مانند  $MCrAlY$  استفاده می کنند تا مقاومت در برابر اکسیداسیون و زبری لازم را برای چسبندگی بالای پوشش فراهم کند. در اثر عدم تطابق انبساط حرارتی بین لایه های سرامیکی و فلزی و با حمله محیطی به پوشش محافظ، خرابی ایجاد می شود. این نوع از پوشش ها در محفظه های احتراق، قطعات انتقال، وین های راهنمای نازل و همچنین هوابرهای پره به کار می رود [۱۱۲].

طی چند سال گذشته تولید مواد پوشش دهی با مقاومت بیش تر در برابر خوردگی به شدت دنبال شده است. به ویژه، بهبود مقاومت در برابر اکسیداسیون و مقاومت در برابر خستگی ناشی از حرارت، موضوع محوری تحقیق و توسعه در سال های اخیر بوده است. توسعه پوشش های مانع حرارتی پیشرفته باعث شده که ساختار آن ها به گونه ای تنظیم شود که در مقابل شرایط خستگی ناشی از حرارت بهتر مقاومت کرده و عمر طولانی تری داشته باشند [۱۱۶]. اطمینان از یکنواختی پوشش اعمالی، یکی دیگر از حوزه های مهم تحقیق است. پلاسما با سرعت بالا به عنوان روشی برای ایجاد پوشش های روکشی معرفی شده است. پیوند بسیار قوی تر بین پوشش و قطعه کار و تراکم بسیار بالاتر پوشش با استفاده از این روش حاصل می شود [۱۱۲].

اگر خواص لایه پوشش دهی تفاوت زیادی با فلز پایه داشته باشد یا به دلیل تأثیر عملیات حرارتی طی فرآیند پاشش و آنیل کردن، ممکن است خواص سوپر آلیاژ پایه نیکل پوشش داده شده، تغییر نماید [۱۱۷]. سوپرآلیاژهای پایه نیکل معمولاً با پوشش های نوع  $MCrAlY$  از اکسیداسیون در دمای بالا محافظت می شوند. انحلال  $Ni$  از سوپرآلیاژ و  $Al$  از پوشش ایجاد شده و تغییرات ساختاری قادر به از بین بردن لایه محافظ است؛ به همین دلیل موانع انحلال از نوع  $TiN+AlN+TiN$  توسعه پیدا کرده اند تا از این انحلال مضر در دمای بیش از ۱۱۰۰ درجه سانتی گراد جلوگیری شود. سوپرآلیاژها مواد استثنایی هستند؛ به این معنا که استحکام آن ها تا دمای نزدیک

<sup>2</sup> spall off

<sup>1</sup> High-velocity plasma

خنک‌کنندگی حدود ۲۰۰ درجه سانتی‌گراد در ساعت انجام شده است. نتایج نشان داد که ریزساختار پوشش سرامیکی به طور مداوم در دمای بالا تغییر می‌کند و بر این اساس، تخلخل به دلیل رشد دانه‌ها و بسته شدن ترک‌ها کاهش می‌یابد. رشد ریزساختاری و تخلخل TBC در اثر عملیات دما بالا ایجاد شده و در نتیجه خصوصیات مکانیکی آن تحت تأثیر قرار می‌گیرد [۱۲۲].

ریحانی و همکاران اثر متغیرهای مختلف بر عمر خستگی و خزشی پره توربین در شرایط دما و فشار بالا با خنک‌کننده همرفتی را بررسی کردند. آن‌ها هم چنین اثر اضافه کردن پوشش سرامیکی بر عمر خزشی پره را نیز ارزیابی کردند و نتیجه گرفتند که افزایش ۳ برابری ضخامت پوشش مانع حرارتی (۳۰۰ میکرومتر) منجر به افزایش ۹ برابری عمر خزشی پره می‌شود. علاوه بر این، با در نظر گرفتن دما و فشار خنک‌کننده ورودی، انحراف دما تأثیر بیش‌تری بر عمر خستگی و خزشی پره دارد. نتایج نشان می‌دهد که ۳۰۰ ساعت کار با بار ۷۰٪ می‌تواند با یک ساعت کار در بار پایه برابر باشد [۸۶].

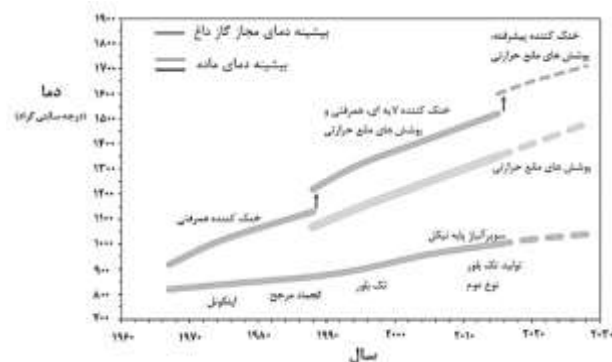
آجدو<sup>۳</sup> و بهامبر<sup>۴</sup> با مرور مقالات به این نتیجه رسیدند که چدن با پوشش زیرکونیوم پایدار شده روی پره ساخته شده از اینکونل ۷۱۸ به دلیل جابجایی تنش پایین، هزینه کم و ساخت آسان مناسب‌ترین TBC است. دما بر تنش‌های کلی ناشی از پره‌ها تأثیر بسزایی دارد. تنش‌های ناشی از حرارت پره از جنس اینکونل ۶۲۵ کمتر است زیرا این آلیاژ دارای خواص حرارتی بهتری می‌باشد [۱۲۳].

لی<sup>۵</sup> و همکاران تحقیق مقایسه‌ای در مورد طراحی ضخامت پوشش مانع حرارتی پره توربین گازی بر اساس روش‌های معمول اجزاء محدود انجام دادند. نتایج نشان داد که چهارچوب<sup>۶</sup> پره باید تا حد ممکن با پوشش حرارتی ضخیم پوشانده شود و نوک پره مانند منطقه پایین به پوشش ضخیم در منطقه میانی نیاز دارد. هم‌چنین نتیجه‌گیری شد که ظرفیت عایق حرارتی و سطح تنش در داخل پوشش روی هواپُر با افزودن ضخامت پوشش رویی افزایش پیدا می‌کند. روش طراحی بهینه ضخامت TBC توسط لی و همکاران ارائه شد [۱۲۴].

سیانی<sup>۷</sup> و شاندیل<sup>۸</sup> پره توربین از جنس Hastalloy-X را با دو نوع TBC از نوع زیرکونیوم (8% wt. yttria) و دیگری

تحقیقات تایید می‌کند که تخریب ریزساختاری شدید ناشی از گرمای بیش از حد، عامل تنزل خواص مکانیکی و آسیب رسیدن به پره است. علاوه بر این، بین دمای بالای کاری و مدت زمان تخریب ریزساختاری پوشش مقاوم در برابر حرارت و ماده پره توربین رابطه معناداری وجود دارد. بنابراین، گرمای بیش از حد سوپراآلیاژ به کاهش مقاومت در برابر حرارت و مقاومت در برابر خزش دما بالا به ویژه در حضور تنش کششی کمک می‌کند. خزش پره به کاهش فاصله بین سطح پره و بدنه توربین منجر می‌شود و در برخی موارد باعث ساییده شدن پره‌ها به بدنه توربین می‌شود [۱۱۹].

افزایش روزافزون دمای ورودی توربین‌ها به توسعه آلیاژی و پوشش‌هایی با تحمل درجه حرارت بالاتر و هم‌چنین طراحی خنک‌کننده‌های کارآمد منجر شده است که بتواند یکپارچگی ساختاری پره‌ها را برای دوره کاری طولانی‌تر حفظ نماید [۱۲۰]. شکل ۱۴ روند پیشرفت این عوامل در طی سال‌های گذشته و چشم‌انداز آینده را نشان می‌دهد [۱۲۱].



شکل ۱۴ روند افزایش دمای گاز داغ توربین و اثر آن بر پیشرفت آلیاژ، پوشش‌های مانع حرارتی و خنک‌کننده‌ها [۱۲۱]

## ۵-۲-۶- مرور مقالات مبتنی بر اثر پوشش‌ها بر پره‌های توربین

ژو<sup>۱</sup> و ما<sup>۲</sup> ریزساختار و خواص مکانیکی پوشش مانع حرارتی تحت عملیات حرارتی در دمای ۱۴۰۰ درجه سانتی‌گراد با زیرلایه پایه نیکلی بررسی کردند. عملیات حرارتی روی نمونه پره توربین پوشش داده شده با پوشش مانع حرارتی پاشش پلاسما با نرخ گرمایش ۶۰۰ درجه سانتی‌گراد در ساعت و نرخ

<sup>5</sup> Li

<sup>6</sup> platform

<sup>7</sup> Saini

<sup>8</sup> Shandil

<sup>1</sup> Zhu

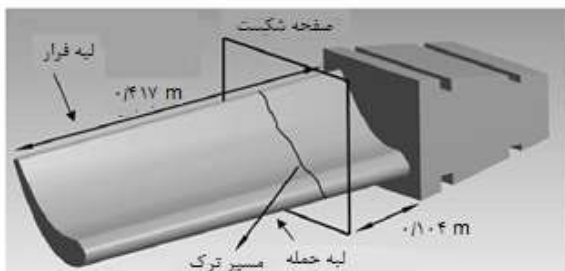
<sup>2</sup> Ma

<sup>3</sup> Ujeda

<sup>4</sup> Bhambere

ساختاری منجر به تغییر چشم‌گیر در خواص مکانیکی می‌شود که می‌تواند باعث خرابی پره‌ها شود [۱۲۹]. تحلیل‌های اجزاء محدود زیادی برای بررسی عملکرد حرارتی و ساختاری پره‌های توربین از جنس آلیاژهای پایه نیکل تحت شرایط بارگذاری استفاده شده است [۲، ۱۳۰-۱۳۴].

رائو<sup>۶</sup> و همکاران به شکست پره توربین یک نیروگاه حرارتی ۶۰ مگاواتی مبتنی بر زغال‌سنگ پرداخته‌اند. تصاویر رادیوگرافی اشعه ایکس نمونه پره شکسته شده نشان داد که هیچ نقص داخلی مانند منافذ، حفره‌ها، ریزترک‌ها در پره وجود نداشته، از این رو احتمال تخریب به دلیل عیوب داخلی ماده وجود نخواهد داشت. تصاویر میکروگراف استریو<sup>۷</sup> از انحنای مقعر پره در لبه حمله و فرار<sup>۸</sup>، چندین حفره خوردگی را نشان می‌دهد. در نتیجه سطح جانبی مقعر پره در لبه حمله تحت فرسایش و خوردگی است. فرسایش باعث شکل‌گیری شیارها شده و عوامل خورنده در داخل آن‌ها رسوب کرده تا لبه حمله به‌خصوص در سطح جانبی انحنای مقعر تضعیف شود و شکست از آن شروع گردد. شکل ۱۵ تصویر شماتیک مسیر شکست پره را نشان می‌دهد.



شکل ۱۵ تصویر شماتیک ابعاد پره و مسیر شکست آن [۱۳۵]

تحلیل عنصری در ناحیه حفره، اکسیداسیون سطحی و وجود کلر، سیلیکون، پتاسیم و کلسیم به عنوان عناصر خارجی در کنار آهن را نشان می‌دهد. حفرات معمولاً با رسوبات کلرید به‌همراه هیدروکسید سدیم، سولفات و سولفیدها همراه است. منبع رسوبات روی پره توربین، ناخالصی‌های موجود در آب به صورت نمک و سیلیس است که در آب بویلر موجود می‌باشد. هنگامی که بخار درون توربین منبسط می‌شود، انحلال رسوبات در بخار کاهش یافته و در غلظتی بالاتر از غلظت اصلی در بخار فشرده می‌شود. این رسوبات در شکاف‌های شکل گرفته به وسیله فرسایش سطح ناشی از سیلیس و قطرات آب موجود در

هگزا آلومینات منیزیم لانتانیم<sup>۱</sup> با روش اجزاء محدود تحت تحلیل حرارتی قرار دادند. آن‌ها نتیجه گرفتند که پوشش زیرکنیوم از نظر جلوگیری از نفوذ حرارت و دمای زیرلایه از پوشش‌های آلومینات لانتانیم با ضخامت بیشتر موثرتر می‌باشد. فیلم‌های نازک زیرکنیوم در شرایط کار با شار بالا می‌توانند دوام بیشتری نسبت به پوشش‌های آلومینات لانتانیم داشته باشند [۱۲۵].

در راستای انتخاب ماده TBC مناسب و موثرترین روش پوشش دهی سیانی و همکاران مطالعه گسترده‌ای در مورد انواع مختلف TBC انجام دادند که در آن زیرکنیوم به دلیل هدایت حرارتی کم، بی اثر بودن شیمیایی و چقرمگی بالا مورد توجه قرار گرفته است. هم چنین آن‌ها چندین روش برای اعمال TBC مانند پاشش پلاسما، لعاب لیزر<sup>۲</sup>، رسوب شیمیایی فاز بخار<sup>۳</sup> و فرآیندهای CVD ناشی از لیزر<sup>۴</sup> را مطالعه کردند. همه این فرایندها دارای جوانب مثبت و منفی بوده، اما فرایند CVD ناشی از لیزر سرعت رسوب بسیار بهتری را ایجاد کرده و قادر به تولید TBC ضخیم و پایدار است [۱۲۶].

ضیائی و رمضانلو اثر ضخامت پوشش‌های مانع حرارتی بر توزیع دما و تنش پره را بررسی کردند. نتایج نشان داد که افزایش ضخامت پوشش اثر زیادی بر توزیع دما در روی پره می‌گذارد. در ارزیابی تنش نتایج نشان داد که افزایش ضخامت پوشش از ۱۰۰ به ۵۰۰ میکرومتر موجب کاهش ۴۰ برابری کرنش پلاستیک معادل می‌شود [۱۲۷].

## ۶- مطالعات موردی شکست پره‌های توربین

شکست‌های مختلف پره‌های ساخته شده از سوپرآلیاژها ممکن است در طول آزمایش و کارکرد نیروگاه توربین گازی مشاهده شود. شکست‌های پره توربین ۲۵٫۵٪ از خرابی‌های توربین گازی را تشکیل می‌دهد [۱۲۸]. علت این تخریب‌ها معمولاً با روش‌های متالوگرافی (مطالعات ریزساختاری، شکست شناسی<sup>۵</sup>، پراش اشعه ایکس) شناسایی می‌شوند. عملکرد طولانی مدت توربین گازی منجر به تخریب ساختاری پره‌های سوپر آلیاژ شده و باعث تغییر در تعداد، شکل و اندازه ذرات فاز  $\gamma'$  و توزیع و ترکیب مقادیر کاربید می‌شود. تشکیل فازهای TCP (فازهای  $\sigma$ ،  $\mu$  و  $\lambda$ ) نیز می‌تواند مشاهده شود. در تعدادی از موارد، تخریب

<sup>5</sup> fractography

<sup>6</sup> Rao

<sup>7</sup> Stereo

<sup>8</sup> trailing edge

<sup>1</sup> lanthanum magnesium hexaaluminate

<sup>2</sup> laser glazing

<sup>3</sup> chemical vapour deposition

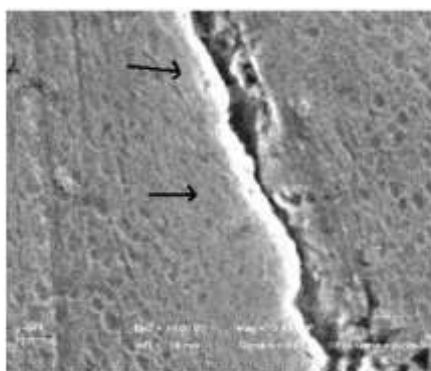
<sup>4</sup> lased induced CVD processes

منشأ ایجاد ترک در سوراخ پین محافظ (تقویت‌کننده تنش<sup>۳</sup>) واقع در ریشه پره و انتشار آن است. شکل ۱۶ پره متحرک شکسته شده را نشان می‌دهد.



شکل ۱۶ شکست چهار پره متحرک ردیف اول توربین گازی در اثر خستگی کم‌چرخه [۱۳۷]

این نیروگاه در کنار دریا واقع شده است. تجمع میعانات در گرم‌کننده گازی به‌خصوص در هنگام خاموش کردن مکرر، توانسته وارد کانال‌های خنک‌کننده پره شده و دمای پره با تنش ناشی از حرارت بالا را بیش از حد کاهش دهد و باعث شروع ترک گردد. سپس ترک در هر راه اندازی رشد کرده تا این‌که در عملکرد بار کامل، شکست اتفاق بیفتد. میکروگراف ترک، مطابق شکل ۱۷ وجود یک منطقه مارتنزیتی در امتداد ترک را نشان می‌دهد که تنها می‌تواند ناشی از سرد شدن ناگهانی در این منطقه باشد که با ورود میعانات حاصل از تجمع در گرم‌کننده گازی تولید شده است. این ریزساختار سخت و شکننده بوده و منجر به تخریب می‌شود.



شکل ۱۷ تصویر میکرومتری از ترک میان‌دانه‌ای و تغییر ریزساختار به مارتنزیت در طول ترک [۱۳۷]

بخار، جمع شده و باعث افزایش خوردگی حفره‌ای پره توربین می‌شود. با توجه به حملات کلریدی و مشخصات سطح شکست مانند علایم ساحلی و حفرات کاملاً مشهود است که حالت شکست پره توربین به علت خستگی خوردگی می‌باشد. به دلیل نوسان شرایط کاری خستگی خوردگی در نهایت منجر به شکست می‌گردد. تشکیل شیارهای با اندازه قابل توجه به وسیله فرسایش و حضور عامل خوردگی مانند کلرید همراه تمرکز تنش محلی، باعث ایجاد شکست می‌شود. در این پره‌ها خوردگی از نوع حفره‌ای به همراه کلرید تجمع یافته در حفرات تشکیل شده در اثر فرسایش می‌باشد [۱۳۵].

کوبیاک<sup>۱</sup> و همکاران به بررسی علت شکست پره ردیف L-0 توربین بخار پرداختند که از ۱۲۵ میلی‌متری ریشه دچار شکست شده است. ارزیابی اولیه نشان داد که جوشکاری ریشه به درستی انجام نشده و تمام پره‌های بازرسی شده از عدم نفوذ جوش برخوردار بوده‌اند. در حین کار تنش‌های ارتعاشی در دامنه بالا (مود اول ارتعاش) باعث ایجاد ترک در جوش‌های ریشه شده و ترک تحت خستگی پرچرخه رشد کرده است. علائم ساحلی، مشخصه خستگی پرچرخه، قابل مشاهده بوده و ترک از لبه فرار پره آغاز شده است. تنش‌های ارتعاشی پره در مجاورت ریشه حداکثر است. در این حالت، حداکثر تنش‌های ارتعاشی به محل شکستگی نزدیک بوده و خستگی پرچرخه باعث شکست پره و خاموش شدن توربین شده است. بررسی منطقه شروع ترک حضور ترک‌های درون دانه‌ای<sup>۲</sup> را نشان می‌دهد. محصولات خوردگی پره شکسته شده حاکی از آن است که خوردگی با حضور NaCl آغاز شده است که می‌تواند از جریان بخار حاصل شود. مطالعات متالورژیکی نشان داد که شروع شکست از حفره ناشی از فرسایش ایجاد شده است. علاوه بر این، خوردگی NaCl ممکن است در خرابی واقع در لبه فرار پره نقش داشته باشد [۱۳۶].

کوبیاک و همکاران در تحقیق دیگری یک توربین گازی ۱۵۰ مگاواتی را بررسی کردند که به دلیل لرزش‌های بسیار زیاد و متعاقباً کاهش توان خروجی به صفر دچار تخریب شد. توربین قبل از شکست تقریباً ۱۸۰۰ ساعت در حالت متناوب کار کرده است. چهار پره متحرک اولین ردیف توربین شکسته شدند. پره‌های متحرک و ثابت دیگر نیز در اثر برخورد قطعات جدا شده از پره‌های شکسته آسیب دیدند. نتایج تحقیقات بیش‌تر نشان داد که علت اصلی تخریب پره، خستگی کم‌چرخه است که

<sup>3</sup> stress raiser

<sup>1</sup> Kubiak

<sup>2</sup> transgranular cracks

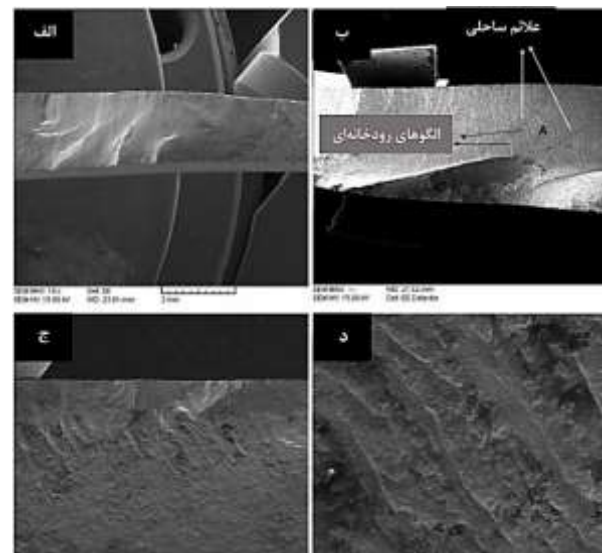
باگی<sup>۱</sup> و همکاران شکست پره توربین بخار کم فشار نیروگاه حرارتی ۱۱۰ مگاواتی در پنجاب را بررسی کردند. پره‌ها از جنس فولاد آلیاژ کروم X20Cr13 (فولاد مقاوم در برابر خوردگی مارتنزیتی تمپر شده) ساخته شده اند. شکست در ۲۰۳ میلی متری ریشه پره از ناحیه هوا بر اتفاق افتاده است. بررسی سطح شکست نشان داد که این سطح غنی از فاز سیلیکون بوده و منبع این مقدار کافی از سیلیکون، بخار می‌باشد. همراه با سیلیکون، فلدسپات نیز شناسایی شده که از سیلیکات‌های آلومینیوم مخلوط شده با سایر فلزات مانند سدیم و پتاسیم تشکیل شده است. اکسید سیلیکون موجود در بخار هنگام برخورد با پره‌های دوار توربین باعث تشکیل خوردگی حفره‌ای در سطح پره و در نتیجه تخریب ناشی از خوردگی شده که با جریان بخار مخالف است. تحلیل عنصری وجود سیلیکات (سیلیسیم)، اکسید (اکسیژن) و کلر را نشان می‌دهد. در طول انبساط بخار در توربین، میزان حلالیت این اجزای غیرفلزی در بخار کاهش یافته و روی سطح پره‌ها با غلظت بسیار بالاتر از غلظت اصلی در بخار متراکم شده و باعث افزایش خوردگی پره شده‌اند. شکل گیری خوردگی حفره‌ای در هوا بر باعث اعوجاج عبور بخار شده و در نتیجه سرعت بخار و افت فشار را تغییر داده و باعث افزایش بیش از حد نیروی روتور و ایجاد لرزش شده است. تصویر SEM شکل ۱۹ نشان داد که شکست برشی درون دانه‌ای و علائم ساحلی در سطح شکست وجود دارد. حضور این علائم نشان‌دهنده انتشار ترک به دلیل خستگی ناشی از ارتعاش پره می‌باشد. بنابراین، ترکیبی از محیط خورنده و تنش‌های چرخه‌ای حاصل از تغییر در سرعت بحرانی باعث شکست پره شده که قطعاً یک شکست خستگی خوردگی است [۱۳۹].



شکل ۱۹ تصاویر SEM از سه ناحیه مختلف سطح شکست، (الف) تصویر رشد ترک از لبه حمله به سمت لبه فرار، (ب) شکست درون دانه‌ای در طول ترک‌های مرز دانه‌های ثانویه و (ج) وجود خطوط خستگی در این ناحیه [۱۳۹]

ریزسختی در امتداد پره نشان داد، در منطقه شکستگی که در آن مارتنزیت مشاهده شده، سختی افزایش یافته است. این محققان فرکانس‌های طبیعی پره را به روش اجزاء محدود با آنالیز مودال به دست آورده و تحلیل‌های تنشی دیگری روی پره انجام داده اند [۱۳۷].

جهانگیری و همکاران شکست پره‌های مرحله اول روتور کمپرسور توربین گازی ۳۰ مگاواتی را بررسی کردند. پره‌ها قبل از شکست ۱۰۰۰۰۰ ساعت کار کرده‌اند. پره‌ها از جنس فولاد مقاوم در برابر خوردگی مارتنزیتی نوع AISI 403 و فاقد پوشش بوده‌اند. نیروگاه در مجاورت کارخانه سیمان و پالایشگاه نفت قرار داشته است. ذرات خروجی از کارخانه سیمان حاوی مقادیر قابل توجهی کلرید، سولفات و قلیا، گازهای خروجی پالایشگاه نیز حاوی ترکیبات S بوده است که توانستند از طریق هوای ورودی وارد کمپرسور شوند. ترکیبات حاوی Cl و S به عنوان اصلی‌ترین علت تشکیل چاله‌های خوردگی در سطوح پره عمل می‌کنند. چاله‌های عمیق می‌توانند مکان شروع ترک‌های اولیه روی سطح را فراهم نمایند. این ترک‌ها در اثر بارهای چرخه‌ای رشد کرده و منجر به شکست نهایی پره شده‌اند. شکل ۱۸ تصویر SEM از سطح شکست را نشان می‌دهد. وجود علائم ساحلی و الگوهای رودخانه‌ای مشخصه رشد ترک خستگی می‌باشد. بررسی‌ها نشان داد که مقادیر بسیار کم کلر در نقاط محلی سطح پره، مقاومت خستگی این فولاد را کاهش داده است [۱۳۸].



شکل ۱۸ وجود علائم ساحلی، مشخصه شکست خستگی، در تصاویر SEM از سطح شکست پره [۱۳۸]

<sup>۱</sup> Bhagi

رانی<sup>۴</sup> و همکارانش در مطالعه‌ای کامل علل خرابی پره ردیف اول توربین گازی ۳۰ مگاواتی را بررسی کردند. پره بررسی شده در دمای کاری ۱۱۰۴ درجه سانتی‌گراد بوده و پس از عمر مفید ۷۲۰۰۰ ساعت آسیب دیده و ترک‌هایی در راس لبه حمله و فرار مشاهده شده است. جنس پره سوپر آلیاژ IN738LC و دارای ساختار دانه بندی جامد مرجح و روکش آلومینید (Pt-Al<sub>2</sub>) با فرآیند نفوذی می‌باشد. به دلیل گرمای بیش از حد، سطح پره کاملاً تخریب شده و حفرات خوردگی روی آن شکل گرفته‌اند. این حفرات به‌عنوان شکاف عمل کرده و تمرکز تنش ایجاد کرده‌اند. ترک‌ها به دلیل خستگی آغاز و در اثر خوردگی داغ تکثیر شده‌اند. هم چنین گزارش شده که پوشش Al-Pt کاملاً تخریب و به شدت اکسیده شده است. شکل ۲۱ نمای داخلی توربین گازی و پره شکسته شده را نشان می‌دهد.



شکل ۲۱ نمای داخلی توربین گازی و تصویر پره شکسته شده مرحله اول در اثر خستگی و خوردگی داغ [۱۴۱]

پره توربین به دلیل عیوب ماده دچار خرابی نشده بلکه به دلیل وجود فاز TCP ناشی از حرارت بیش از حد روی سطح پره که منجر به تشکیل حفرات خوردگی می‌شود، دچار شکست شده است. تحلیل عنصری EDS<sup>۵</sup> حضور محصولات خوردگی سولفور و اکسیژن را نشان می‌دهد. ترک به علت حفرات خوردگی به آسانی آغاز شده و محصولات خوردگی از طریق این ترک‌ها عمیقاً درون فلز نفوذ کرده و باعث رشد ترک شده‌اند. حین رشد ترک، خوردگی داغ اتفاق افتاده و باعث گسترش منطقه ترک شده است. اکسیداسیون سریع در دمای بالا در حضور سولفات سدیم با کروم ترکیب شده و مخلوطی از نمک‌ها و سولفور را تشکیل داده‌اند. سولفور آزاد شده به داخل نفوذ کرده و با کروم واکنش می‌دهد تا سولفید کروم در زیرلایه تشکیل شود. علاوه بر این، سولفیدها همانند محصولات خوردگی به اکسیدهای فلزی ناپایدار پیچیده تبدیل می‌شوند.

زیگلر<sup>۱</sup> و همکاران علت شکست پره توربین کم فشار نیروگاه حرارتی ۳۱۰ مگاواتی را بررسی نمودند. پره از جنس فولاد X20Cr13 بوده و پس از ۶۷۰۰۰ ساعت از ناحیه هواپُر به فاصله ۱۵۰ میلی متری از ریشه دچار شکست شد. شکل ۲۰ سه منطقه مجزا در سطح شکست پره را نشان می‌دهد.



شکل ۲۰ وجود سه ناحیه مختلف در سطح شکست پره فولادی [۱۴۰]

در ناحیه الف ذرات خارجی سفید رنگ حاوی عناصری نظیر O، Na و NaCl مشاهده شده در حالی که ناحیه ب سطح شکست نرم را بدون ذرات مشابه منطقه الف نشان می‌دهد. علاوه بر این، طیف انرژی پراش اشعه ایکس EDX<sup>۲</sup> ترکیبات (C، Cr) و Fe را شناسایی کرده است. منطقه ج آخرین ناحیه شکست بوده و مورد تحلیل قرار نگرفته است. حفرات موجود در سطح شکست حاوی کلرید بوده که باعث تسهیل شروع و رشد خوردگی شکافی<sup>۳</sup> می‌شود. در برخی قسمت‌های پره غلظت کلرید به بیش از  $20 \mu\text{g} / (\text{cm})^2$  رسیده است. منبع احتمالی کلر، بخار حاصل از خنک کننده است که از طریق لوله کندانسور وارد شده است. Ca و K حمل کننده‌های احتمالی کلرید می‌باشند. حفرات موجود در دنباله پره ناشی از محیط خورنده، عمدتاً نمک‌های سدیم و کلرید هستند. سرعت رشد حفرات به غلظت این ترکیبات و زمان قرار گرفتن در معرض این محیط بستگی دارد. در پی تشکیل حفرات، تنش‌های باقی مانده ایجاد شده که منجر به آغاز ریز ترک‌های بین دانه ای شده است. مقادیر سختی پنج پره، ۴۵۰-۴۸۰ BHN تعیین شده که با مقادیر پیشنهادی استاندارد تولید کننده (۲۷۰-۳۰۰ BHN) مطابق نمی‌باشد. این امر به آن معنی است که برخی از پره‌ها به درستی تمپر نشده‌اند [۱۴۰].

<sup>۴</sup> Rani

<sup>۵</sup> Energy Dispersive Spectroscopy (EDS)

<sup>۱</sup> Ziegler

<sup>۲</sup> Energy Dispersive X-Ray (EDX)

<sup>۳</sup> crevice attack

گازی گزارش شده است. پره‌ها از قسمت ریشه و هواپُر طبق شکل ۲۲ شکسته شده اند.



شکل ۲۲ نماهای مختلف پره‌های شکسته شده، الف- پره‌های کمپرسور، ب- آسیب پره از ناحیه ریشه، ج و د- شکست ۴۵ درجه پره توربین [۱۴۳]

نتایج نشان داد که خستگی خوردگی در تخریب پره‌ای که از ریشه شکسته شده حاکم است. در این حالت رسوبات خوردگی در لبه پره وجود دارد که سرشار از Na, O, Ca, Cl و K می‌باشد. ترک‌های خستگی از نقاط خورده شده در لبه پره آغاز شده‌اند. شکست نگاری پره شکسته شده از ناحیه هواپُر نشان داد که برخلاف مورد قبلی، خستگی در شکست این پره دخیل نیست. نتایج بررسی نشان داد پره‌ای که از ناحیه ریشه دچار شکست شده، در ابتدا دچار شکست خستگی-خوردگی شده و سرانجام به شکست هواپُر از ریشه منجر شده است. سپس قطعه شکسته شده در مسیر خود به پره مجاور برخورد کرده و باعث شکست پره مجاور از ناحیه هواپُر شده است. دندان‌ها مشاهده شده در لبه آن نتیجه برخورد قطعه شکسته و هواپُر می‌باشد. با توجه به این‌که سازوکارهای خوردگی و خستگی در این شکست نقش داشتند، به حداقل رساندن لرزش‌های مکانیکی نیز در سیستم مهم می‌باشد [۱۴۳].

وَنگ<sup>۵</sup> و همکارانش توزیع دما و کرنش یک پره توربین گازی کم فشار از جنس سوپرآلیاژ پایه نیکل K444 را با شبیه سازی شرایط کاری و تحلیل حرارتی و مکانیکی بررسی نمودند. ترک خستگی ترمومکانیکی<sup>۶</sup> (TMF) در لبه فرار آغاز شده و در جهت لبه حمله انتشار می‌یابد. تحلیل شکست نشان داد که حفرات عمیق مستعد تمرکز تنش به‌عنوان منبع ترک در سطح پره

تخریب پوشش به دلیل اکسیداسیون پوشش Al-Pt اتفاق افتاده است. غلظت اکسیژن مقدار ۲۶,۶۴٪ افزایش و آلومینیوم ۱۰٪ کاهش یافته است. پوشش به شدت اکسیده شده و نمی‌تواند از فلز پایه محافظت نماید. اکسیدها با فرسایش از بین رفته و این امر ناشی از ذرات کاتالیست است که در مسیر گاز داغ جریان می‌یابد. هم‌چنین کاتالیست‌ها در مسیر شیارها رسوب و گرمای زیاد تولید کرده در نتیجه منجر به ترک خوردن نوک پره‌ها شده‌اند. نتایج بررسی‌ها نشان داد که شکست پره توربین گازی به دلیل اثر ترکیبی تخریب سطح ناشی از گرمای بیش از حد، اکسیداسیون، خوردگی داغ و تخریب پوشش به شدت اکسید شده، اتفاق افتاده است [۱۴۱, ۱۴۲].

چوی<sup>۱</sup> و همکارش به بررسی شکست یک پره از ۸۱ پره ردیف اول یک توربین گازی پرداختند که از ریشه به طور ناگهانی دچار شکست شد. پس از شکست اولین پره، پره‌ها و بین‌های مجاور نیز در به سرعت دچار شکست شده و بقایای آن‌ها در جهات مختلف حرکت کرده و باعث خسارت زنجیره‌ای به کل سیستم شده است. نتایج SEM سطح شکست قبل از گسیختگی نهایی خطوط و علائم رودخانه‌ای را نشان می‌دهد. علائم ساحلی و خطوط خستگی<sup>۲</sup> نشان دهنده رشد ترک خستگی غیر نرم می‌باشد.

روز قبل از خرابی مقدار برق تولید شده ۱۰۰٪ ظرفیت توربین بوده درحالی‌که در روزهای دیگر تقریباً ۵۰٪ ظرفیت تولید شده است. بررسی‌ها نشان داده‌اند که سطح لرزش اندکی بالاتر از روز قبل بوده است. نتایج آنالیز مودال یک پره و مونتاژ پره‌ها نشان داد که منشا شکست خستگی در داخل محفظه احتراق بوده که به شرایط تشدید پره‌های مونتاژ شده نزدیک بوده است. برای جلوگیری از تشدید، باید در شرایط کاری بسامد<sup>۳</sup> تحریک از بسامد طبیعی سازه فاصله داشته باشد. بررسی‌های انجام شده توسط نمودارهای Campbell و تداخل نشان می‌دهد که برخی از حالت‌های مونتاژ پره نزدیک به شرایط تشدید بوده؛ با این حال این امر به تنهایی کافی نیست زیرا بسامدهای طبیعی پره می‌تواند تحت تأثیر بار اعمالی و دمای پخت<sup>۴</sup> قرار گیرد [۸۳].

رجبی‌نژاد و همکاران علت خرابی پره‌های توربین گازی از جنس سوپرآلیاژ پایه نیکل Nimonic-105 پس از ۲۰۰۰۰ ساعت کار در محدوده دمایی ۷۰۰-۸۵۰ درجه سانتی‌گراد را ارزیابی کردند. شکست در دو پره مرحله دوم کمپرسور توربین

<sup>4</sup> firing temperature

<sup>5</sup> Wang

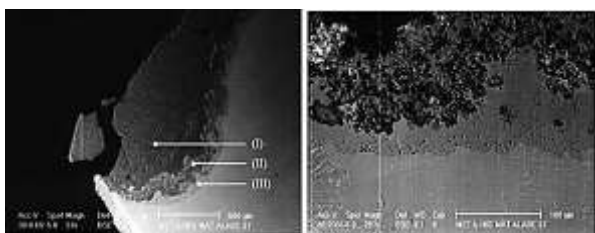
<sup>6</sup> Thermomechanical Fatigue (TMF)

<sup>1</sup> Choi

<sup>2</sup> fatigue striations

<sup>3</sup> frequency

این اصطکاک باعث ایجاد علائم افقی در بخش آستر شده و علاوه بر این، ترک هایی را به موازات محور توربین در لبه حمله پره ایجاد کرده است. در اثر ترک خوردگی و فشار ناشی از افزایش حجم محصولات خوردنده قسمت هایی از پوشش جدا شده است. مطابق شکل ۲۴ محصولات خوردگی شامل سه لایه داخلی، میانی و خارجی است. لایه داخلی با رنگ تیره تر به دلیل رسوب عناصر سنگین بوده و فازهای کروی در لایه داخلی عمدتاً سولفیدهای نیکل و کروم هستند. فلزات موجود در لایه میانی Ni، Cr، Al، Ta، W و Co هستند که از مقدار بیش تر تا کم تر مرتب شده اند. گوگرد و اکسیژن نیز در لایه میانی شناسایی شده است. سرانجام، لایه خارجی از اکسیدهای Ni، W، Co و Al تشکیل شده است. شکست این پره را باید به عدم تطابق بین روتور و پوشش، ناشی از نصب ناقص (تراز ضعیف)، نسبت داد که نواحی غیرپوشیده آن تحت حمله ناگهانی خوردگی داغ قرار گرفته اند. [۵۹].

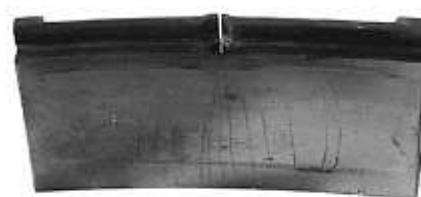


شکل ۲۴ سه ناحیه مختلف پره خورده شده: لایه اکسید خارجی ضخیم تیره رنگ، لایه فاز خاکستری میانی و لایه آلیاژ زدایی شده داخلی [۵۹]

در جدول ۱ علل شکست پره های توربین از جنس های مختلف همراه با ساعت کارکرد آن ها خلاصه شده است:

توربین مشاهده شده است. این حفرات یکی از دلایل شروع ترک می باشد؛ بنابراین کیفیت سطح تأثیر مهمی در آسیب TMF دارد. تقریباً همه جای سطح ترک TMF با لایه اکسیداسیون پوشیده شده است. این امر نشان می دهد که اکسیداسیون در شروع و انتشار ترک TMF نقش مهمی ایفا می کند. علاوه بر این، شکست درون دانه ای (مشخصه معمول آسیب خستگی) و بین دانه ای (مشخصه معمول آسیب خزشی) در سطح ترک مشاهده شده، بنابراین اثر متقابل اکسیداسیون، خزش و خستگی باعث خرابی TMF پره توربین شده است [۱۴۴].

گالاردو<sup>۱</sup> و همکارانش پره های یک توربین گازی ساخته شده از سوپر آلیاژ CMSX-4 را بررسی کردند که از نسل دوم سوپر آلیاژهای نیکلی تک بلور<sup>۲</sup> حاوی رنیوم است. این توربین با گاز طبیعی (متان) و هوای فیلتر و خنک شده کار می کند. پوشش پره از سوپر آلیاژ پایه نیکلی MAR M-247 ساخته شده است. این پره به دلیل سایش پوشش محافظتی خود را از دست داده است. سطوح محافظت نشده در معرض خوردگی داغ دما بالا (خوردگی نوع I) قرار گرفته و تخریب عمدتاً توسط لقی ناموزون (خارج از خط) بین روتور و پوشش ایجاد شده است. دو بخش آستر با ترکیب شیمیایی متفاوت از سوپر آلیاژ پایه کبالت MAR M-509 ساخته شده اند. این سوپر آلیاژ نسبت به سوپر آلیاژ پایه نیکل دارای ضریب انبساط حرارتی بالاتر بوده و دچار سایش کمتری شده است. شکل ۲۳ مربوط به بخشی از پوشش توربین است که سایش ناهموار ناشی از اصطکاک با نوک پره را نشان می دهد.



شکل ۲۳ سایش محلی پوشش پره توربین و ترک های افقی ایجاد شده در بخش آستر [۵۹]

جدول ۱ خلاصه شکست های موردی پره های توربین و دلایل وقوع آن

نویسنده	مرجع	سال	نوع توربین	جنس پره	ساعت کارکرد	علت شکست
رجبی نژاد و همکاران	[۱۴۳]	۲۰۲۰	توربین گازی	Nimonic-105	۲۰۰۰	خستگی خوردگی
ونگ و همکاران	[۱۴۴]	۲۰۱۹	توربین گازی	K444	-	اکسیداسیون، خزش و خستگی
کاظم پور و همکاران	[۱۴۵]	۲۰۱۹	توربین گازی	سوپر آلیاژ پایه نیکل	۱۸۵	گرمای بیش از حد
بننازاد و همکاران	[۱۴۶]	۲۰۱۸	توربین گازی	Inconel 738LC	۶۵۰۰	خوردگی داغ/خستگی

<sup>2</sup> single-crystal (SX)

<sup>1</sup> Gallardo

گرمای بیش از حد	۶۵۰۰	IN738LC	توربین گازی	۲۰۱۷	[۳۴]	کلاگر و همکاران
اکسیداسیون، خوردگی داغ و تخریب پوشش	۷۲۰۰۰	IN738LC	توربین گازی	۲۰۱۷	[۱۴۱]	رانی و همکاران
خستگی خوردگی	۹۳۵۰	X22CrMoV12-1	توربین بخار	۲۰۱۵	[۱۳۵]	رائو و همکاران
خستگی	۱۰۰۰۰۰	AISI 403	توربین گازی	۲۰۱۴	[۱۳۸]	جهانگیری و همکاران
خستگی خوردگی	۶۹۵۶۳	X20Cr13	توربین بخار	۲۰۱۳	[۱۳۹]	باگی و همکاران
خوردگی	۶۷۰۰۰	X20Cr13	توربین بخار	۲۰۱۳	[۱۴۰]	زیگلر و همکاران
خزش و تخریب پوشش	۲۰۰۰۰	Nimonic 80A	توربین گازی	۲۰۱۲	[۶۵]	کارگرنزاد و همکاران
سایش/خستگی پرچرخه	۲۲۴۰۰	Inconel 738	توربین گازی	۲۰۱۱	[۵]	بارالا و همکاران
خوردگی خستگی	-	Inconel 738	توربین گازی	۲۰۱۰	[۸۳]	چوی و همکاران
خستگی کم چرخه	۱۸۰۰	MAR M246	توربین گازی	۲۰۰۹	[۱۳۷]	کوبیاک و همکاران
خزش	-	IN738LC	توربین گازی	۲۰۰۸	[۵۴]	توفیقی و همکاران
خزش	۸۰۰۰	Udimet 500	توربین گازی	۲۰۰۷	[۶۴]	واردر و همکاران
خزش-خستگی	۲۴۰۰۰	Inconel 738LC	توربین گازی	۲۰۰۵	[۷۴]	مازور و همکاران
خوردگی و خستگی پرچرخه	-	-	توربین بخار	۲۰۰۴	[۱۳۶]	کوبیاک و همکاران
I خوردگی داغ نوع	۱۰۵۰۰	CMSX-4	توربین گازی	۲۰۰۲	[۵۹]	گالاردو و همکاران

## ۷- نتیجه گیری

نتیجه گیری حاصل از کارهای تحقیقاتی ذکر شده به شرح زیر است:

۱. برای اجزای در معرض تخریب آلیاژهای مقاوم تر باید انتخاب شوند. سوپرآلیاژهای پایه نیکل بهترین ماده برای پره های توربین هستند.

۲. برای محافظت از اجزای توربین، محیط نیروگاه باید به وسیله فیلترهای هوای مناسب تمیز و سوخت تصفیه شود. می توان با استفاده از مواد افزودنی سوخت مقدار وانادیوم و دیگر عناصری را که اثرات منفی بر پره می گذارد، کنترل کرد.

۳. رسوباتی که روی اجزای داغ توربین ایجاد می شوند، باعث شروع خوردگی داغ می گردند. این نوع خوردگی ضخامت آلیاژ پره را کاهش داده و در نتیجه باعث تضعیف آن می شود.

۴. پوشش دهی سطح پره با پوشش مناسب که از مقاومت نسبی خوبی برخوردار باشد در جلوگیری از خوردگی بسیار موثر است. روش پوشش دهی برای اطمینان از یکنواختی پوشش اعمالی، پیوند قوی بین پوشش و آلیاژ و تراکم بسیار بالای پوشش، موضوع بسیار مهمی است.

۵. بیشترین آسیب در توربین های گازی به دلیل شکست خزشی، خستگی و خوردگی پره ها می باشد. ترکیبات شیمیایی مانند اکسید، سولفید کروم در کاهش مقاومت خستگی پره های توربین نقش بسزایی دارند.

۶. آسیب خستگی در اثر شروع و انتشار ترک ایجاد می گردد. در دماهای بالا، ترک های خستگی از مرز دانه ها، نوارهای لغزش، منافذ، مرزهای دوقلوبی یا به دلیل ترک های ناشی از آخال/رسوبات آغاز می شوند.

۷. تخریب سطح پره های توربین با تشکیل انواع فازهای فشرده سطحی (TCP) در اثر گرم شدن بیش از حد اتفاق می افتد. این بی ثباتی ساختاری آلیاژ منجر به کاهش مقاومت و شکل پذیری پره می شود.

## ۸- فهرست علائم و اختصارات

### علائم انگلیسی

E	مدول الاستیک
EDX	طیف انرژی پراش اشعه ایکس
FCC	شبکه مکعب مرکزدار
HP	فشار قوی
IP	فشار متوسط
LMP	معادله لارسون میلر
LP	کم فشار
TCP	انواع فازهای فشرده سطحی
SEM	میکروسکوپ الکترونی روبشی
T	دما
TBC	پوشش های مانع حرارتی
TMF	ترک خستگی ترمومکانیکی

### علائم یونانی

$\epsilon_f$	ضریب نرمی خستگی
$\sigma_f$	ضریب استحکام خستگی

- [14] Jansohn, P., "Modern Gas Turbine Systems: High Efficiency, Low Emission, Fuel Flexible Power Generation", Elsevier, (2013).
- [15] Sahu, N. K., Kale, J., "A Review of Gas Turbine Rotor Blade Design, International Journal of Advance Research and Innovative Ideas in Education", Vol. 2, No. 4, pp. 2395-4396, (2018).
- [16] Oakey, J. E., Pinder, L. W., Vanstone, R., Henderson, M., Osgerby, S., "Review of Status of Advanced Materials for Power Generation, Department of Trade and Industry", (2003).
- [17] Mirhosseini, A. M., Nazari, A., Adib Pour, S., Haghighi, A., Etemadi, S., Zareh, M., "Failure analysis of first stage nozzle in a heavy-duty gas turbine", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 109, pp. 104303, (2020).
- [18] Singh, M. P., Lucas, G. M., "Blade Design and Analysis for Steam Turbines", McGraw Hill Professional, (2011).
- [19] Kim, H., "Study of the Fracture of the Last Stage Blade in an Aircraft Gas Turbine", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 16, No. 7, pp. 2318-2324, (2009).
- [20] Harlegard, G., "The Design Needs for Advanced Gas Turbine Blading", *Material for Advanced Power Engineering*, (1994).
- [21] Lister, D. H., "Thermal Power Plants", Vol. 1, *EOLSS Publications*, (2009).
- [22] Milička, K., Dobeš, F., "Steels and Materials for Power Plants", *WILEY-VCH Verlag GmbH*, Weinheim, (2000).
- [23] Amaya, H., Mori, T., Kondo, K., Hirata, H., Ueda, M., "Effect of Chromium and Molybdenum on Corrosion Resistance of Super 13Cr Martenitic Stainless Steel in CO<sub>2</sub> Environment", *Corrosion 98, NACE International*, (1998).
- [24] Guillou, R., Guttman, M., Dumoulin, P., "Role of Molybdenum in Phosphorus-Induced Temper Embrittlement of 12% Cr Martensitic Stainless Steel", *Metal Science*, Vol. 15, No. 2, pp. 63-72, (1981).
- [25] Thorbjörnsson, I., "Corrosion Fatigue Testing of Eight Different Steels in an Icelandic Geothermal Environment", *Materials & Design*, Vol. 16, No. 2, pp. 97-102, (1995).
- [26] Wang, X., Xu, J., Sun, C., "Effects of Sulfate-Reducing Bacteria on Corrosion of 403 Stainless Steel in Soils Containing Chloride Ions", *International Journal of Electrochemical Science*, Vol. 8, pp. 821-830, (2013).
- [1] Rani, S., "Common Failures in Gas Turbine Blade: A Critical Review", *International Journal of Engineering Sciences & Research Technology*, Vol. 7, No. 3, pp. 799-803, (2018).
- [2] Gerengi, M., Polat, F., "Structural and Thermal Analysis of F Class Gas Turbine Compressor Blade", *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, Vol. 10, No. 2, pp. 1045-1066, (2022).
- [3] Wahl, J. B., Harris, K., "Superalloys in Industrial Gas Turbines-An Overview", *9<sup>th</sup> World Conference on Investment Casting, San Francisco, USA*, (1996).
- [4] Yuri, M., Masada, J., Tsukagoshi, K., Ito, E., Hada, S., "Development of 1600 °C-Class High-Efficiency Gas Turbine for Power Generation Applying J-Type Technology", *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*, Vol. 50, No. 3, pp. 1-10, (2013).
- [5] Barella, S., Boniardi, M., Cincera, S., Pellin, P., Degive, X., Gijbels, S., "Failure Analysis of a Third Stage Gas Turbine Blade", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 18, No. 1, pp. 386-393, (2011).
- [6] Chang, S. Y., Oh, K. Y., "Contribution of High Mechanical Fatigue to Gas Turbine Blade Lifetime during Steady-State Operation", *Coatings*, Vol. 9, No. 4, pp. 229, (2019).
- [7] Singh, K., "Advanced Materials for Land Based Gas Turbines", *Transactions of the Indian Institute of Metals*, Vol. 67, No. 5, pp. 601-615, (2014).
- [8] Gianfrancesco, A., "Materials for Ultra-Supercritical and Advanced Ultra-Supercritical Power Plants", *Woodhead Publishing*, (2016).
- [9] Heidari, M., Amini, K., "Structural Modification of a Steam Turbine Blade", *Science and Technology International Conference, IOP Publishing*, (2017).
- [10] Rasul, M., "Thermal Power Plants", *BoD-Books on Demand*, (2012).
- [11] Sinkar, Y., Ojha, A., Shah, M., Shah, R., "A Review on Corrosion of Steam Turbin", *International Journal of Advance Engineering and Research Development*, Vol. 4, No. 3, pp. 455-461, (2017).
- [12] Rust, T. M., Steltz, W. G., "Titanium for Steam Turbine Blades", *Journal of Metals*, Vol. 34, No. 9, pp. 42-47, (1982).
- [13] Mukhopadhyay, N. K., Chowdhury, S. G., Das, G., Chattoraj, I., Das, S. K., Bhattacharya, D. K., "An Investigation of the Failure of Low Pressure Steam Turbine Blades", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 5, No. 3, pp. 181-193, (1998).

- [40] Barbosa, C., Nascimento, J. L., Caminha, I. M. V., Abud, I. C., "Microstructural Aspects of the Failure Analysis of Nickel Base Superalloys Components", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 12, No. 3, pp. 348-361, (2005).
- [41] Liu, L. R., Jin, T., Zhao, N. R., Sun, X. F., Guan, H. R., Hu, Z. Q., "Formation of Carbides and Their Effects on Stress Rupture of a Ni-Base Single Crystal Superalloy", *Materials Science and Engineering: A*, Vol. 361, No. 1-2, pp. 191-197, (2003).
- [42] Buršík, J., Brož, P., Picha, R., "Microstructural and Phase Equilibria Study in the Ni-Al-Cr-W System at 1173 and 1273 K", *Intermetallics*, Vol. 11, No. 5, pp. 483-490, (2003).
- [43] Peng, J., Zhang, H., Li, Y., "Review of Blade Materials for IGT", *Procedia Engineering*, Vol. 130, pp. 668-675, (2015).
- [44] Stringer, J., "High-Temperature Corrosion of Superalloys", *Materials Science and Technology*, Vol. 3, No. 7, pp. 482-493, (1987).
- [45] Donachie, M. J., Donachie, S. J., "Superalloys: a Technical Guide", *ASM International*, (2002).
- [46] Bouse, G., Schaeffer, J., Henry, M., "Optimizing SC Rene N4 alloy for DS AFT-Stage Bucket Applications in Industrial Gas Turbines", *Proceedings of the International Symposium on Superalloys*, pp. 99-108, (2008).
- [47] Seaver, D., Beltran, A., "Nickel-Base Alloy Gtd-222, a New Gas Turbine Nozzle Alloy", (1993).
- [48] Onyszko, A., Kubiak, K., Sieniawski, J., "Turbine Blades of the Single Crystal Nickel Based CMSX-6 Superalloy", *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*, Vol. 32, No. 1, pp. 66-69, (2009).
- [49] Royce, R., "The Jet Engine", *John Wiley & Sons*, New York, (2015).
- [50] Chen, Z., Mengmeng, W., Yanling, P., Shusuo, L., Shengkai, G., "Study on abnormal hot corrosion behavior of nickel-based single-crystal superalloy at 900° C after drilling", *npj Materials Degradation*, Vol. 5, No. 1, pp. 1-10, (2021).
- [51] Bloch, H., "Improving Machinery Reliability in Process Plants, Houston", Texas: *Gulf Publishing*, (1982).
- [52] Song, K. S., Kim, S. G., Jung, D., Hwang, Y. H., "Analysis of the Fracture of a Turbine Blade on a Turbojet Engine", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 14, No. 5, pp. 877-883, (2007).
- [27] Asai, K., Kurosawa, A., Lee, G., "Titanium 50-inch and 60-inch Last-Stage Blades for Steam Turbines", *Hitachi Review*, Vol. 62, No. 1, pp. 23, (2013).
- [28] Oakey, J. E., "Power Plant Life Management and Performance Improvement", *Woodhead Publishing*, (2011).
- [29] Ganesan, P., "Corrosion Resistance of Inconel Alloy 617 in Simulated Gas Turbine Environments", *ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, Germany, (1992).
- [30] Brooks, C. R., "Heat Treatment, Structure and Properties of Nonferrous Alloys", (1982).
- [31] Poursaeidi, E., Aieneravaie, M., Mohammadi, M., "Failure Analysis of a Second Stage Blade in a Gas Turbine Engine", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 15, No. 8, pp. 1111-1129, (2008).
- [32] Sims, C. T., Stoloff, N. S., Hagel, W. C., "Superalloys II: High-Temperature Materials for Aerospace and Industrial Power", *Wiley*, New York, (1987).
- [33] Betteridge, W., Heslop, J., "The Nimonic Alloys And Other Nickelbase High-Temperature Alloys", *Edward Arnold (Publishers) Ltd.*, London, (1974).
- [34] Kolagar, A. M., Tabrizi, N., Cheraghzadeh, M., Shahriari, M. S., "Failure Analysis of Gas Turbine First Stage Blade Made of Nickel-Based Superalloy", *Case Studies in Engineering Failure Analysis*, Vol. 8, pp. 61-68, (2017).
- [35] Hakl, J., Vlasák, T., Lapin, J., "Creep Behaviour and Microstructural Stability of Cast Nickel Based Superalloy in 792 5A", *Kovove Materialy*, Vol. 45. No. 4, pp. 177-188, (2007).
- [36] Sims, C. T., Stoloff, N. S., Hagel, W. C., "superalloys II", *Wiley*, New York, (1987).
- [37] Zaretsky, E. B., Kanel, G. I., Razorenov, S. V., Baumung, K., "Impact Strength Properties of Nickel-Based Refractory Superalloys at Normal and Elevated Temperatures", *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 31, No. 1, pp. 41-54, (2005).
- [38] Kim, H. T., Chun, S. S., Yao, X. X., Fang, Y., Choi, J., "Gamma Prime ( $\gamma'$ ) Precipitating and Ageing Behaviours in Two Newly Developed Nickel-Base Superalloys", *Journal of Materials Science*, Vol. 32, No. 18, pp. 4917-4923, (1997).
- [39] Zhao, S., Xie, X., Smith, G. D., Patel, S. J., "Gamma Prime Coarsening and Age-Hardening Behaviors in a New Nickel Base Superalloy", *Materials letters*, Vol. 58, No. 11, pp. 1784-1787, (2004).

- [65] Kargarnejad, S., Djavanroodi, F., "Failure Assessment of Nimonic 80A Gas Turbine Blade", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 26, pp. 211-219, (2012).
- [66] Goswami, T., "Creep-Fatigue Interactions of Gas Turbine Materials", *Defence Science Journal*, Vol. 38, No. 4, (1988).
- [67] Saturday, E. G., Isaiah, T. G., "Creep-Fatigue Interaction Life Consumption of Industrial Gas Turbine Blades", *Modern Mechanical Engineering*, Vol. 8, No. 4, pp. 221-232, (2018).
- [68] Zhu, S. P., Huang, H. Z., He, L. P., Liu, Y. A., Wang, Z., "Generalized Energy-Based Fatigue-Creep Damage Parameter for Life Prediction of Turbine Disk Alloys", *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 90, pp. 89-100, (2012).
- [69] Pierce, C. J., Palazotto, A. N., Rosenberger, A. H., "Creep and Fatigue Interaction in the PWA1484 Single Crystal Nickel-Base Alloy", *Materials Science and Engineering: A*, Vol. 527, No. 29-30, pp. 7484-7489, (2010).
- [70] Schönbauer, B. M., Stanzl-Tschegg, S. E., Perlega, A., Salzman, R. N., Rieger, N. F., Zhou, S., Turnbull, A., Gandy, D., "Fatigue Life Estimation of Pitted 12% Cr Steam Turbine Blade Steel in Different Environments and at Different Stress Ratios", *International Journal of Fatigue*, Vol. 65, pp. 33-43, (2014).
- [71] Larrosa, N., Akid, R., Ainsworth, R., "Corrosion-Fatigue: a Review of Damage Tolerance Models", *International Materials Reviews*, Vol. 63, No. 5, pp. 283-308, (2018).
- [72] Dundas, R. E., "A Statistical Study of Gas Turbine Losses and Analysis of Causes and Optimum Methods of Prevention, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition", *American Society of Mechanical Engineers Digital Collection*, (1994).
- [73] Ritchie, R. O., Boyce, B. L., Campbell, J. P., Roder, O., Thompson, A. W., Milligan, W. W., "Thresholds for High-Cycle Fatigue in a Turbine Engine Ti-6Al-4V Alloy", *International Journal of Fatigue*, Vol. 21, No. 7, pp. 653-662, (1999).
- [74] Mazur, Z., Luna-Ramirez, A., Juárez-Islas, J. A., Campos-Amezcu, A., "Failure Analysis of a Gas Turbine Blade Made of Inconel 738LC Alloy", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 12, No. 3, pp. 474-486, (2005).
- [75] Carter, T. J., "Common Failures in Gas Turbine Blades", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 12, No. 2, pp. 237-247, (2005).
- [53] Walls, D., Delaneville, R., Cunningham, S., "Damage Tolerance Based Life Prediction in Gas Turbine Engine Blades Under Vibratory High Cycle Fatigue", *ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress & Exposition*, Houston, Texas, (1997).
- [54] Tofighi Naeem, M., Jazayeri, S. A., Rezamahdi, N., "Failure Analysis of Gas Turbine Blades", *Proceedings of the 2008 IAJC-IJME international conference*, (2008).
- [55] Huda, Z., "Metallurgical Failure Analysis For a Blade Failed in a Gas-Turbine Engine of a Power Plant", *Materials & Design*, Vol. 30, No. 8, pp. 3121-3125, (2009).
- [56] Vakili Tahami, F., Adibeig, M. R., "Investigating the Possibility of Replacing IN738LC Gas Turbine Blades with IN718", *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 29, No. 10, pp. 4167-4178, (2015).
- [57] Khajavi, M., Shariat, M., "Failure of First Stage Gas Turbine Blades", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 11, No. 4, pp. 589-597, (2004).
- [58] Dowson, P., Dowson, D., "Selection of Materials and Material Related Processes for FCC Power Recovery Turbines", *Proceedings of the 38th Turbomachinery Symposium*, Texas A&M University, Turbomachinery Laboratories, (2009).
- [59] Gallardo, J., Rodríguez, J., Herrera, E., "Failure of Gas Turbine Blades", *Wear*, Vol. 252, No. 3-4, pp. 264-268, (2002).
- [60] Eliaz, N., Shemesh, G., Latanision, R., "Hot Corrosion in Gas Turbine Components", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 200, No. 1, pp. 31-43, (2002).
- [61] Swain, B., Mallick, P., Patel, S., Roshan, R., Mohapatra, S. S., Bhuyan, S., Priyadarshini, M., Behera, B., Samal, S., Behera, A., "Failure Analysis and Materials Development of Gas Turbine Blades", *Materials Today: Proceedings*, (2020).
- [62] Rybnikov, A. I., Getsov, L. B., Mozhaiskaya, N. V., Pigrova, G. D., Dashunin, N. V., "Operation Experience with Cast Rotor Blades Made of Russian Alloys in Stationary Gas Turbines", *Thermal Engineering*, Vol. 59, No. 3, pp. 242-249, (2012).
- [63] Tawancy, H., Al-Hadhrani, L. M., "Degradation of Turbine Blades and Vanes by Overheating in a Power Station", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 16, No. 1, pp. 273-280, (2009).
- [64] Vardar, N., Ekerim, A., "Failure Analysis of Gas Turbine Blades in a Thermal Power Plant", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 14, No. 4, pp. 743-749, (2007).

- [89] Barjesteh, M. M., "Rejuvenation of Nickel-Based Superalloy Experiencing Creep via Use of Hot Isostatic Pressing and Heat Treatment", *International Journal of Metalcasting*, pp. 1-16. (2022).
- [90] Collins, J. A., "Failure of Materials in Mechanical Design: Analysis", Prediction, Prevention, *John Wiley & Sons*, New York, (1993).
- [91] Rayapati, S., "Gas turbine blade failure scenario due to thermal loads in case of Nickel based super alloys", *Materials Today: Proceedings*, Vol. 46, pp. 8119-8126, (2021).
- [92] Madhu, P., "Stress Analysis and Life Estimation of Gas Turbine Blisk for Different Materials of a Jet Engine", *International Journal of Science and Research*, Vol. 5, No. 6, pp. 1103-1107, (2016).
- [93] Ravindra, K., Raju, P. D., "Modelling and Analysis of Gas Turbine Rotor Blade", *International Research Journal of Engineering and Technology*, Vol. 4, No. 12, (2017).
- [94] Khawaja, H., Moatamedi, M., "Selection of High Performance Alloy for Gas Turbine Blade Using Multiphysics Analysis", *The International Journal of Multiphysics*, Vol. 8, No. 1, (2016).
- [95] Kumar, R. R., Pandey, K., "Static Structural Analysis of Gas Turbine Blade", *Journal of Basic and Applied Engineering Research*, Vol. 3, No. 3, pp. 276-281, (2016).
- [96] Gurajrapu, N., Rao, V. N. B., Kumar, I. N., "Selection of a Suitable Material And Failure Investigation on a Turbine Blade of Marine Gas Turbine Engine Using Reverse Engineering and FEA Techniques", *International Journal of u-and e-Service, Science and Technology*, Vol. 7, No. 6, pp. 297-308, (2014).
- [97] Sarkar, D., "Thermal Power Plant: Pre-Operational Activities", Elsevier, (2016).
- [98] Wang, Z., Ma, J., Wang, S., Wang, M., "Investigation on the Effects of Blade Corrosion on Compressor Performance", *Journal of the Chinese Institute of Engineers*, Vol. 39, No. 7, pp. 816-824, (2016).
- [99] Morini, M., Pinelli, M., Spina, P. R., Venturini, M., "Numerical Analysis of the Effects of Nonuniform Surface Roughness on Compressor Stage Performance", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 133, No. 7, (2011).
- [100] Neidel, A., Riesenbeck, S., "Pitting Corrosion Induced Fatigue Fracture on a Gas Turbine Compressor Blade", *Practical Metallography*, Vol. 49, No. 1, pp. 35-48, (2012).
- [76] Viswanathan, R., "An Investigation of Blade Failures in Combustion Turbines", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 8, No. 5, pp. 493-511, (2001).
- [77] Hariprasad, T., Sagar, M. V., Kumari, D. M., "Failure Analysis of Last Stage Low Pressure Steam Turbine Blade", *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology*, Vol. 7, No. XII, pp. 1284-1294, (2015).
- [78] Hou, J., Wicks, B. J., Antoniou, R. A., "An Investigation of Fatigue Failures of Turbine Blades in a Gas Turbine Engine by Mechanical Analysis", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 9, No. 2, pp. 201-211, (2002).
- [79] Chang, J. C., Yun, Y. H., Choi, C., Kim, J. C., "Failure Analysis of Gas Turbine Buckets", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 10, No. 5, pp. 559-567, (2003).
- [80] Chung, J., Yoo, H. H., "Dynamic Analysis of a Rotating Cantilever Beam By Using the Finite Element Method", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 249, No. 1, pp. 147-164, (2002).
- [81] Hashemi, S., Farhadi, S., Carra, S., "Free Vibration Analysis of Rotating Thick Plates", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 323, No. 1-2, p. 366-384, (2009).
- [82] Bae, Y. C., Lee, H., Kim, H. S., "Identification of Failure Cause for 300 MW LP Turbine Blade through Vibration Analysis", *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 15, No. 9, pp. 1100-1107, (2005).
- [83] Choi, Y. S., Lee K. H., "Investigation of Blade Failure in a Gas Turbine", *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 24, No. 10, pp. 1969-1974, (2010).
- [84] Ohtani, R., Kitamura, T., Tsutsumi, M., Miki, H., "Initiation and Growth of Small Cracks in Creep Fatigue of an Oxide Dispersion-Strengthened Superalloy at Elevated Temperature", *Transactions A, Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 59, No. 560, pp. 933-938, (1993).
- [85] Sabour, M., Bhat, R., "Lifetime Prediction in Creep-Fatigue Environment", *Materials Science-Poland*, Vol. 26, No. 3, pp. 563-584, (2008).
- [86] Reyhani, M. R., Alizadeh, M., Fathi, A., Khaledi, H., "Turbine Blade Temperature Calculation and Life Estimation-A Sensitivity Analysis", *Propulsion and Power Research*, Vol. 2, No. 2, pp. 148-161, (2013).
- [87] Schijve, J., "Fatigue of Structures and Materials", *Springer Science & Business Media*, (2001).
- [88] Stephens, R. I., Fatemi, A., Stephens, R. R., Fuchs, H. O., "Metal Fatigue in Engineering", *John Wiley and Sons*, New York, (2001).

- and Practice”, *Surface and Coatings Technology*, Vol. 149, No. 2-3, pp. 236-244, (2002).
- [115] Strawbridge, A., Evans, H. E., Ponton, C., “Spallation of Oxide Scales from Nicraly Overlay Coatings”, *Materials Science Forum*, Switzerland, Trans Tech Publications, (1997).
- [116] Schilke, P., “Advanced Gas Turbine Materials and Coatings, Report GER-3569G, General Electric Company”, *Schenectady*, NY, (2004).
- [117] Tchizhik, A. A., Rybnikov, A. I., Malashenko, I. S., Leontiev, S. A., Osyka, A. S., “The Effect of Eb PVD Coatings on Structure and Properties of Nickel-Base Superalloy for Gas Turbine Blades”, *Surface and Coatings Technology*, Vol. 78, No. 1-3, pp. 113-123, (1996).
- [118] Swain, B., Mallick, S., Patel, R., Roshan, S., Mohapatra, S., Bhuyan, M., Priyadarshini, B., Behera, S., Samal, A., Behera, “Failure analysis and materials development of gas turbine blades”, *Materials Today: Proceedings*, Vol. 33, pp. 5143-5146, (2020).
- [119] Błachnio, J., Spychała, J., Zasada, D., “Analysis of structural changes in a gas turbine blade as a result of high temperature and stress”, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 127, pp. 105554, (2021).
- [120] Clarke, D. R., Oechsner, M., Padture, N. P., “Thermal-Barrier Coatings for more Efficient Gas-Turbine Engines”, *MRS Bulletin*, Vol. 37, No. 1, pp. 891-898, (2012).
- [121] Naik, S., “Basic Aspects of Gas Turbine Heat Transfer, Heat Exchangers-Design”, *Experiment and Simulation*, pp. 111-142, (2017).
- [122] Zhu, J., Ma, K., “Microstructural and Mechanical Properties of Thermal Barrier Coating at 1400 °C Treatment”, *Theoretical and Applied Mechanics Letters*, Vol. 4, No. 2, pp. 021008, (2014).
- [123] Ujade, G., Bhambere, M., “Review of Structural and Thermal Analysis of Gas Turbine Blade”, *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, Vol. 3, No. 2, pp. 347, (2014).
- [124] Li, B., Fan, X., Li, D., Jiang, P., “Design of Thermal Barrier Coatings Thickness for Gas Turbine Blade Based on Finite Element Analysis”, *Mathematical Problems in Engineering*, Vol. 2017, pp. 2147830, (2017).
- [125] Saini, A., Shandil, N., “Thermal Analysis of Partially Stabilized Zirconia and Lanthanum Magnesium Hexaaluminate as Thermal Barrier Coatings over Hastelloy X Gas Turbine Blade”, *Journal of New Technology and Materials*, Vol. 277, No. 2653, pp. 1-12, (2015).
- [101] Niketan, S., Pavlik, V., Boca, M., “High Temperature Corrosion Behavior of Superalloys in Molten Salts-A Review”, *Critical Reviews in Solid State and Materials Sciences*, Vol. 42, No. 1, pp. 83-97, (2017).
- [102] Kalsi, S. S., “Hot Corrosion and its Mechanism: A Review”, *International Journal on Emerging Technologies*, Vol. 7, No. 1, pp. 133-136, (2016).
- [103] Hancock, P., “Vanadic and Chloride Attack of Superalloys”, *Materials Science and Technology*, Vol. 3, No. 7, pp. 536-544, (1987).
- [104] Rapp, R. A., “Chemistry and Electrochemistry of the Hot Corrosion of Metals”, *Materials Science and Engineering*, Vol. 87 pp. 319-327, (1987).
- [105] Lee, S. Y., Young, W., Hussey, C., “Environmental Effects on the High-Temperature Corrosion of Superalloys in Present and Future Gas Turbines”, (1972).
- [106] Foggo, J. G., Nordman, D. B., Jones, R., “Inhibition of Low Temperature Hot Corrosion by Zn, Na Mixed Sulfates: Relation Between Sulfation and Corrosion Reactions”, *Journal of The Electrochemical Society*, Vol. 131, No. 3, pp. 515, (1984).
- [107] Hollingshead, R. S., “Effect of Zinc on the Sulphidation Reaction in Marine Gas Turbines”, *Defence Research Establishment Atlantic Dartmouth (Nova Scotia)*, (1980).
- [108] Alqallaf, J., Ali, N., Teixeira, J. A., Addali, A., “Solid Particle Erosion Behaviour and Protective Coatings for Gas Turbine Compressor Blades-A Review”, *Processes*, Vol. 8, No. 8, pp. 984-1026, (2020).
- [109] Boyce, M. P., “Gas Turbine Engineering Handbook”, *Elsevier*, (2011).
- [110] Oh, M. J. M., Lai, G. Y., Rothman, M. E., “High Temperature Corrosion of Superalloys in an Environment Containing Both Oxygen and Chlorine”, *Metallurgical Transactions A*, (1984).
- [111] Otsuka, N., Rapp, R. A., “Hot Corrosion of Preoxidized Ni by a Thin Fused Na<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> Film at 900 °C”, *Journal of the Electrochemical Society*, Vol. 137, No. 1, pp. 46, (1990).
- [112] Benini, E., “Advances in Gas Turbine Technology”, *BoD-Books on Demand*, (2011).
- [113] Hashmi, S., “Comprehensive Materials Processing”, *Newnes*, (2014).
- [114] Nicholls, J. R., Simms, N. J., Chan, W. Y., Evans, H. E., Nicholls, J., “Smart Overlay Coatings-Concept

- [137] Kubiak, J., Urquiza, G., Rodriguez, J. A., González, G., Rosales, I., Castillo, G., Nebradt, J., "Failure Analysis of the 150 MW Gas Turbine Blades", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 16, pp. 1794-1804, (2009).
- [138] Jahangiri, M., Fallah, A., Ghiasipour, A., "Cement Kiln Dust Induced Corrosion Fatigue Damage of Gas Turbine Compressor Blades—A Failure Analysis", *Materials & Design*, Vol. 62, pp. 288-295, (2014).
- [139] Bhagi, L. k., Gupta, P., Rastogi, V., "Fractographic Investigations of the Failure of L-1 Low Pressure Steam Turbine Blade", *Case Studies in Engineering Failure Analysis*, pp. 72-78, (2013).
- [140] Ziegler, D., Puccinelli, M., Bergallo, B., Picasso, A., "Investigation of Turbine Blade Failure in a Thermal Power Plant", *Case Studies in Engineering Failure Analysis*, Vol. 1, No. 3, pp. 192-199, (2013).
- [141] Rani, S., Agrawal, A. K., Rastogi, V., "Failure Analysis of a First Stage IN738 Gas Turbine Blade Tip Cracking in a Thermal Power Plant", *Case Studies in Engineering Failure Analysis*, Vol. 8, pp. 1-10, (2017).
- [142] Rani, S., Agrawal, A. K., Rastogi, V., "Failure Investigations of a First Stage Ni Based Super Alloy Gas Turbine Blade", *Materials Today: Proceedings*, Vol. 5, No. 1, pp. 477-486, (2018).
- [143] Rajabinezhad, M., Bahrami, A., Mousavinia, M., Seyedi, S. J., Taheri, P., "Corrosion-Fatigue Failure of Gas-Turbine Blades in an Oil and Gas Production Plant", *Materials*, Vol. 13, No. 4, pp. 900, (2020).
- [144] Wang, R., Zhang, B., Hu, D., Jiang, K., Liu, H., Mao, J., Jing, F., Hao, X., "Thermomechanical Fatigue Experiment and Failure Analysis on a Nickel-Based Superalloy Turbine Blade", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 102, pp. 35-45, (2019).
- [145] Kazempour-Liasi, H., Shafiei, A., Lalegani, Z., "Failure analysis of first and second stage gas turbine blades", *Journal of Failure Analysis and Prevention*, Vol. 19, No. 6, pp. 1673-1682, (2019).
- [146] Bannazadeh, R., Riahi, M., Aieneravaie, M., "Failure Analysis of a Gas Turbine Blade Made of Inconel 738LC Super Alloy", *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 50, No. 1, pp. 35-38, (2018).
- [126] Saini, A., Das, D., Pathak, M., "Thermal Barrier Coatings-Applications, Stability and Longevity Aspects", *Procedia Engineering*, Vol. 38, pp. 3173-3179, (2012).
- [127] Ziaei-Asl, A., Ramezanlou, M. T., "Thermo-mechanical behavior of gas turbine blade equipped with cooling ducts and protective coating with different thicknesses", *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 150, pp. 656-664, (2019).
- [128] Golezani, A., Bageri, M., Samadi, R., "Microstructural Change and Impact Toughness Property of Inconel 738LC after 12 years of Service", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 59, pp. 624-629, (2016).
- [129] Rybnikov, A., Getsov, L., Leontiev, S., "Failure Analysis of Gas Turbine Blades", *Microscopy and Microanalysis*, Vol. 11, No. S02, pp. 222-223, (2005).
- [130] Umamaheswararao, L., Mallikarjunarao, K., "Design and Analysis of a Gas Turbine Blade by Using FEM", *International Journal of Latest Trends in Engineering and Technology*, Vol. 4, No. 4, pp. 19-24, (2014).
- [131] Krishnakanth, P. V., Raju, G. N., Prasad, R. D. V., Saisrinu, R., "Structural & Thermal Analysis of Gas Turbine Blade by Using FEM", *International Journal of Scientific Research Engineering and Technology*, Vol. 2, No. 2, pp. 60-65, (2013).
- [132] Mohamad, B. A., Abdelhussien, A., "Failure Analysis of Gas Turbine Blade Using Finite Element Analysis", *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*, Vol. 7, No. 3, (2016).
- [133] Murali, K., Rambabu, B., "Design and Fatigue Analysis of Turbine Rotor Blade by Using F.E.M", *International Journal & Magazine of Engineering, Technology, Management and Research*, Vol. 2, No. 4, pp. 638-643, (2015).
- [134] Sindhu, N. L., Chikkanna, N., "Design and Analysis of Gas Turbine Blade", *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology*, Vol. 5, No. VI, pp. 1097-1104, (2017).
- [135] Rao, M. A., Kumar, M. P., Narayanan, T. S., Rao, S. S., Narasaiah, N., "Failure Analysis of a Low-Pressure Turbine Blade in a Coal-Based Thermal Power Plant", *Journal of Failure Analysis and Prevention*, Vol. 15, No. 5, pp. 750-757, (2015).
- [136] Kubiak, J. Sz., Juarez, R. J., Nebradt, G., Sierra, E., "An Investigation on the Failure of an L-0 Steam Turbine Blade", *ASM International*, (2004).

## شبیه‌سازی و مقایسه عملکرد دو کنترلر PID و تطبیقی برای سیستم تعلیق فعال ۱۰ درجه آزادی خودرو

**چکیده:** سیستم تعلیق بدون شک یکی از مهم‌ترین و اساسی‌ترین زیر سیستم‌های یک خودرو محسوب می‌شود. در این پژوهش جهت تحلیل کامل ارتعاشات حرکت‌های بدنه و شاسی خودرو که به سرنشینان وارد می‌شود از مدل کامل خودرو با ۱۰ درجه آزادی استفاده شده است. پس از شبیه‌سازی سیستم تعلیق خودرو و طراحی یک سیستم تعلیق فعال به منظور دفع اغتشاشات وارده، مقایسه‌ای بین دو نوع کنترلر PID و تطبیقی برای سیستم‌های تعلیق اشاره شده به عمل خواهد آمد و تفاوت‌ها در کنترل ارتعاشات مورد مطالعه قرار می‌گیرد. به دلیل ثابت بودن بهره‌های کنترلر PID و همچنین وجود عدم قطعیت در سیستم تعلیق خودرو، کنترلر PID به خوبی قادر به کنترل و کاهش ارتعاشات وارد شده بر بدنه خودرو نمی‌باشد، پس در این کار از کنترلر تطبیقی با بهره غیر ثابت جهت کنترل و کاهش ارتعاشات وارد از سوی ناهمواری‌های سطح جاده به بدنه خودرو استفاده شده است. نوآوری این پژوهش طراحی دو نوع کنترلر PID و تطبیقی جهت کاهش ارتعاشات وارده بر خودرو در سه فیدبک جابجایی، سرعت و شتاب برای مدل ۱۰ درجه آزادی (کامل) خودرو می‌باشد.

**واژه‌های راهنما:** سیستم تعلیق خودرو، کنترلر PID، سیستم تعلیق فعال، کنترلر تطبیقی، مدل ۱۰ درجه آزادی خودرو.

### علی ریزه‌وندی

دانشجوی دکتری،  
دانشکده مهندسی مکانیک،  
دانشگاه صنعتی خواجه  
نصیرالدین طوسی، تهران

### \* سجاد حیاتی

استادیار،  
دانشکده مهندسی مکانیک  
دانشگاه صنعتی کرمانشاه،  
کرمانشاه

### محمد مهدی کاظمی

گروه مهندسی مکانیک،  
دانشگاه صنعتی کرمانشاه،  
کرمانشاه

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۰/۱۲/۱۵

پذیرش: ۱۴۰۱/۰۲/۳۰

## Simulation and comparison of the performance of two PID and adaptive controllers for the active suspension system of vehicle 10 degrees of freedom

### Ali Rizehvandi

PhD Student,  
Faculty of Mechanical  
Engineering K.N.Toosi  
University of Technology, Tehran

### Sajad Hayati\*

Assistant Professor,  
Faculty of Mechanical  
Engineering, Kermanshah  
University of Technology,  
Kermanshah

### Mohammad Mehdi Kazemi

Instructor,  
Department of Mechanical  
Engineering, Kermanshah  
University of Technology,  
Kermanshah

**Abstract:** Suspension system is undoubtedly one of the most important and basic subsystems of a vehicle. In this research, in order to fully analyze the vibrations of the car body and chassis movements that enter the occupants, a complete car model with 10 degrees of freedom has been used. After simulating the car suspension system and designing an active suspension system to eliminate disturbances, a comparison between the two types of PID controllers and an adaptation for the mentioned suspension systems will be made and the differences in vibration control will be studied. Due to the constant gains of the PID controller and also the uncertainty in the vehicle suspension, the PID controller is not able to control and decrease the vibrations on the car body, so in this work of the adaptive controller with non-fixed interest to control and reduce vibrations applied by road surface roughness to the car body. The innovation of this research is the design of two types of PID and adaptive controllers to reduce the vibrations of the car in three feedback of displacement, speed and acceleration for the model of 10 degrees of freedom (complete) of the vehicle.

**Keywords:** Vehicle suspension system, PID controller, active suspension, adaptive controller, vehicle 10 degree of freedom model.

## ۱- مقدمه

در سال‌های اخیر تحقیقات در زمینه ارتعاشات ناخواسته ناشی از ناهمواری‌های سطح جاده و کاهش اثرات نامطلوب آن روی خودرو صورت گرفته است. پایداری خودرو و کنترل پذیری آن در مواجهه با این ناهمواری‌ها از عوامل مهمی هستند که در طراحی دینامیکی خودرو باید مورد استفاده قرار گیرند، همچنین راحتی سرنشینان و افزایش طول عمر قطعات خودرو از جمله مسائل ضروری هستند که همواره مورد توجه محققان و شرکت‌های سازنده خودرو بوده است. در مدلسازی دینامیکی خودرو معمولاً سه قسمت مهم وجود دارد که عبارتند از: بدنه به عنوان جرم فنربندی شده، سیستم تعلیق و لاستیک‌ها به عنوان جرم فنربندی نشده. از این رو محققان از سه نوع مدل: یک چهارم، نصف و مدل کامل برای بررسی رفتار دینامیکی خودرو در تحقیقات خود استفاده می‌کنند.

ساده‌ترین مدل خودرو مدل یک چهارم است که بدنه با یک فنر و یک دمپر به یک چرخ متصل است و چرخ نیز با یک فنر با زمین در ارتباط می‌باشد. در این مدل، یک درجه آزادی جابجایی قائم برای بدنه و یک درجه آزادی جابجایی قائم برای چرخ در نظر می‌گیرند که از این مدل تنها برای مطالعه حرکت قائم بدنه خودرو استفاده می‌شود. مدل نصف شامل دو چرخ بوده که هر کدام با فنر و دمپر به بدنه متصل می‌شوند. در این مدل برای جابجایی قائم هر کدام از چرخ‌ها یک درجه آزادی و برای جابجایی قائم و چرخشی بدنه دو درجه آزادی در نظر می‌گیرند. از این مدل برای تحلیل هم زمان جابجایی قائم و چرخشی بدنه خودرو استفاده می‌شود. مدل‌های یک چهارم و نصف مدل‌های صفحه‌ای هستند. در مدل کامل که یک مدل سه بعدی است، چهار چرخ با فنر و دمپر به بدنه متصل می‌شوند. جابجایی قائم هر کدام از چرخ‌ها دارای یک درجه آزادی بوده و شاسی و بدنه نیز هر کدام دارای سه درجه آزادی شامل یک درجه آزادی برای جابجایی قائم و دو درجه آزادی برای چرخش حول محورهای طولی و عرضی می‌باشد. این مدل به دلیل توانایی در ارائه هم زمان پاسخ‌های انتقالی و چرخش حول محورهای طولی و عرضی بدنه خودرو، نسبت به دو مدل دیگر دارای پاسخ‌های کامل‌تری هست. سیستم تعلیق خودرو به طور عمده به سه نوع: منفعل، نیمه فعال و فعال طبقه بندی می‌شود که به منظور بهبود سواری، راحتی، ایمنی خودرو، کاهش ارتعاشات جاده‌ای و به حداقل رساندن خسارات مورد استفاده قرار می‌گیرد. به طور معمول سیستم تعلیق منفعل سیستمی معمولاً قدیمی‌تر با فنر و کمک فنر کنترل نشده و دارای پارامترهای ثابت می‌باشد. سیستم‌های

تعلیق خودرو به طور معمول توسط توانایی خود برای ارائه خوش فرمانی خوب در جاده و بهبود راحتی مسافر دسته‌بندی می‌شوند. تعلیق منفعل تنها مصالحه بین این دو معیار متضاد را ارائه دهد. سیستم تعلیق یک خودرو اشاره به گروهی از اجزای مکانیکی که بین چرخ و بدنه ارتباط برقرار می‌کند. مقدار زیادی از فعالیت‌های مهندسی برای طراحی سیستم تعلیق جهت بهبود سواری وسیله نقلیه و همچنین ایمنی حمل و نقل و راحتی مسافر تخصیص یافته است. در روزگار گذشته سیستم تعلیق صرفاً یک تیر (محور) بوده که در سراسر عرض وسیله نقلیه گسترش یافته بود. عملکرد یک سیستم تعلیق به حداقل رساندن شتاب عمودی است که خود شامل فنر و کمک فنر می‌باشد. عملکرد یک سیستم تعلیق به عواملی مانند سختی فنر، ضریب میرایی، نوع سیستم تعلیق و غیره بستگی دارد. فنر انرژی را در طول ضربه در خود ذخیره می‌کند و دمپر باعث اتلاف انرژی ذخیره شده می‌شود. در یک وسیله بدون سیستم تعلیق تمام انرژی از چرخ‌ها به بدنه منتقل می‌شود و در هنگام حرکت ممکن است که تماس چرخ با سطح جاده به طور کامل قطع گردد. استفاده سیستم تعلیق در یک وسیله نقلیه در حقیقت برآورده کردن نیازهای راحتی سواری و هندلینگ (خوش فرمانی) به صورت همزمان است. اصلاح «راحتی سواری» به معنی جذب انرژی از ناهمواری‌های سطح جاده و اتلاف آن بدون ایجاد اشکال در حرکت خودرو است. اصطلاح «هندلینگ جاده» مربوط به انتقال وزن خودرو از یک سمت به سمت دیگر در هنگام دور زدن یا از عقب به جلو در حین عمل ترمزگیری است. یک وسیله نقلیه با هندلینگ جاده خوب علاوه بر به حداقل رساندن انتقال وزن موجب افزایش کشش بین خودرو و سطح جاده نیز خواهد شد. با این حال در طراحی سیستم تعلیق هر دو نیاز راحتی سواری و هندلینگ در تضاد با هم هستند. بنابراین حفظ استاندارد بالا از راحتی سواری و هندلینگ خودرو تحت شرایط رانندگی کار بسیار دشواری است. به منظور بهینه‌سازی راحتی سواری و هندلینگ خودرو، تعدادی از مدل‌های تعلیق به عنوان مثال مدل یک چهارم خودرو، مدل نصف خودرو و یا مدل کامل خودرو به کار برده می‌شود. مطالعه بر روی مدل‌های نصف و کامل خودرو به صورت محدود انجام گرفته است.

عملکرد طراحی سیستم تعلیق منفعل برای شرایط عملیاتی خاص استفاده می‌شود. در مقابل سیستم تعلیق فعال می‌تواند طیف گسترده‌ای از شرایط عملیات داشته و می‌تواند تغییرات سیستم را براساس تغییرات ناگهانی نیروی محرک وفق دهد. بنابراین از سال ۱۹۶۰ مطالعات گسترده‌ای درباره سیستم تعلیق فعال انجام گرفته و روش‌های مختلفی توسط Harvat و همکاران

پیاده سازی یک کنترلر PID تنظیم خودکار مورد بحث قرار گرفته است [۱۲]. کنترل کننده PID برای یک مدل تعلیق ۲ درجه آزادی با استفاده از ابزار تنظیم خودکار MATLAB PID توسعه یافته است [۱۳]. سیستم تعلیق خودرو را می‌توان به صورت مدل ربع خودرو با ۲ درجه آزادی، مدل نصف خودرو با ۴ درجه آزادی، مدل کامل خودرو با ۷ درجه آزادی و همچنین مدل کامل خودرو با ۱۰ درجه آزادی مدل‌سازی کرد. در این مقاله، مدل کامل خودرو با ۱۰ درجه آزادی برای تجزیه و تحلیل انتخاب شده است، زیرا بینش بهتری در مورد عملکرد سیستم تعلیق با پیچیدگی بهینه ارائه می‌دهد.

با توجه به مطالعات انجام شده در زمینه طراحی کنترلر برای سیستم تعلیق فعال خودرو، کنترل کننده‌های PID برای ارائه کنترل مناسب روی سیستم تعلیق خودرو در نظر گرفته شده است. روش پیشنهادی دارای مزایای بیشتری در مقایسه با روش سیستم تعلیق منفعل معمولی است [۱۴]. مدل سازی و شبیه سازی در محیط سیمولینک انجام و همچنین یک کنترل کننده پیچیده پیاده سازی شده است به عنوان مثال نرم افزار سیمولینک یک رابط چند منظوره است که می‌توان به راحتی انواع مختلفی از کنترلرها را در آن به کار برد [۱۵].

در طراحی سیستم تعلیق فعال، هدف اصلی ایجاد تعادل طبیعی میان کیفیت سواری، بررسی عملکرد، جابجایی نسبی سیستم تعلیق و مصرف انرژی است [۱۶]. برای کاهش شتاب عمودی بدنه خودرو، لازم به استفاده از حرکت سیستم تعلیق است. این احتمال، هدف قرار دادن یک راننده برای محدود کردن جابجایی نسبی سیستم تعلیق را افزایش می‌دهد، در هنگام رانندگی بیش از یک سرعت گیر یا گودال وجود دارد که نه تنها باعث ناراحتی سرنشینان بلکه افزایش قابل توجه سایدگی قطعات خودرو می‌شود. از این رو، سیستم تعلیق فعال باید توانایی پاسخ مورد نظر به رفتارهای متفاوت در جاده‌های صاف و ناهموار را به منظور راحتی سرنشینان و رانندگی راحت را داشته باشد. کیفیت سواری یک وسیله نقلیه به صورت قابل توجهی تحت تاثیر سیستم تعلیق آن، زبری سطح جاده‌ها و سرعت خودرو است. یک طراح خودرو می‌تواند به بهبود سطح زبری جاده‌ها کمک کند، بنابراین طراحی یک سیستم تعلیق خوب با عملکرد لرزش مطلوب در شرایط جاده‌های مختلف به فلسفه غالب در صنعت خودرو تبدیل شده است [۱۷ و ۱۸]. سیستم تعلیق خودرو وظیفه حمل بدنه خودرو و انتقال تمامی نیروهای بین بدنه خودرو و جاده، همچنین راحتی رانندگی و مسافران، ایمنی سواری و همچنین پایداری و ایمنی خودرو می‌باشد [۱۹]. راحتی سرنشینان و رانندگی مطمئن از پارامترهای مهم و مورد توجه در صنعت خودروسازی است. یکی

در سال ۱۹۹۷ ارائه شده است. به هر حال سیستم تعلیق فعال معمولاً نیاز به منبع تغذیه (اعمال نیرو) دارد که این مسأله مانع اصلی استفاده گسترده از این سیستم در عمل می‌باشد. از سال ۱۹۷۰ سیستم تعلیق غیرفعال بسیار مورد توجه قرار گرفت چراکه عملکرد بهتری نسبت سیستم تعلیق منفعل دارد و از طرفی هم به نیروی بسیار کمتری نسبت به سیستم تعلیق فعال نیاز دارد. به ویژه در عمل دمپرها قابل کنترلی در دسترس هستند که از جمله آنها دمپرها الکترومغناطیس (ER) و دمپرها مگنورئولوژیک (MR) را نام برد. سیستم تعلیق نیمه فعال عملی‌تر و از نظر مهندسی نیز قابل تحقق است. کنترل نیمه فعال با دمپر (MR) برای سیستم تعلیق وسایل نقلیه، توسط تعداد زیادی از محققان مورد مطالعه قرار گرفته است [۱].

سیستم تعلیق فعال از عناصر محرک نیرو (Fa) در یک سیستم کنترل حلقه بسته در کنار سیستم تعلیق غیرفعال معمولی استفاده می‌کند. محرک نیرو بر اساس ورودی سنسورهای مختلف مرتبط با آن، نیروی کنترلی کافی را برای سیستم فراهم می‌کند. دامنه وسیع‌تر نیروی کنترلی و محدودیت‌های نیرو-سرعت صفر از مزایای این نوع سیستم‌های تعلیق در مقایسه با انواع دیگر تعلیق است. محققان سیستم‌های کنترل مختلفی را برای افزایش عملکرد سیستم تعلیق فعال پیشنهاد کرده‌اند. سیستم تعلیق خودرو را می‌توان به صورت نصف خودرو ۴ درجه آزادی مدل کرد و عملکرد رگولاتور درجه دوم خطی (LQR) و سیستم‌های کنترل فازی را می‌توان تحلیل کرد [۲]. سیستم کنترل کشویی انتگرال متناسب برای مدل سیستم تعلیق نیم خودرو ۴ درجه آزادی طراحی شده است [۳]. عملکرد سیستم کنترل خطی و فازی بر روی مدل‌های تعلیق نصف خودرو ۴ درجه آزادی مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است [۴]. رویکرد سیستم کنترل فازی برای مدل تعلیق یک چهارم خودروی ۲ درجه آزادی پیشنهاد و تحلیل شده است و مطالعه تطبیقی با کنترل کننده گاوسی درجه دوم خطی (LQG) انجام شده است [۵]. سیستم تعلیق نیمه خودرو ۴ درجه آزادی با کنترلر LQR توسعه داده شده است [۶]. طراحی ANFIS برای سیستم‌های تعلیق نیمه خودرو ۶ درجه آزادی با استفاده از رویکرد داده محور تحلیل شده و عملکرد آن با سیستم تعلیق غیرفعال مقایسه شده است [۷]. الگوریتم کنترل PID برای سیستم‌های تعلیق یک چهارم خودرو توسعه و تحلیل شده است [۸]. توسعه سیستم کنترل فازی برای سیستم تعلیق یک چهارم اتومبیل مورد بحث قرار گرفته است [۹] [۱۰]. کنترل کننده‌های ANFIS و PID بر روی یک راه‌اندازی آزمایشی تعلیق فعال با استفاده از نرم‌افزار LabVIEW توسعه و آزمایش شده‌اند [۱۱]. طراحی، توسعه و

مدل و همچنین ماتریس‌های فضای حالت جهت شبیه‌سازی در سیمولینک آورده شده است [۲۰].

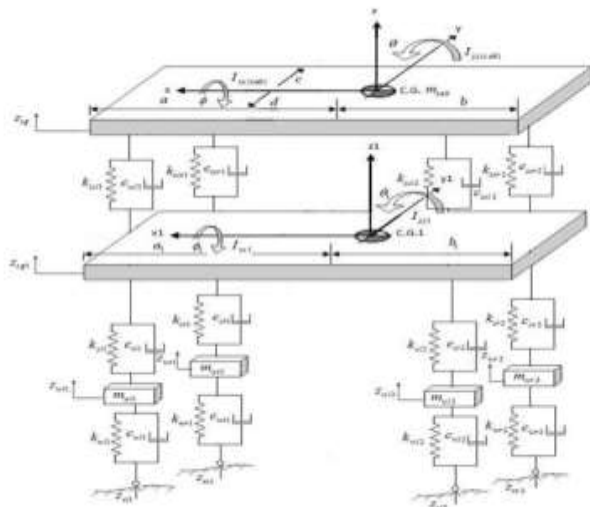
شکل ۱ مدل خودروی کامل با ۱۰ درجه آزادی را نشان می‌دهد که برای این کار استفاده می‌شود. سیستم تعلیق و تایرها به عنوان سیستم فنر و دمپر در نظر گرفته می‌شوند.

لازم به ذکر است که  $M_{w1}, M_{wr1}, M_{w2}$  و  $M_{wr2}$  به ترتیب نشان دهنده جرم چهار چرخ (جرم فنربندی نشده) و همچنین  $M_{cg1}$  و  $M_{cab}$  به ترتیب جرم (جرم فنربندی شده) کابین و شاسی می‌باشند. علائم  $Z_{w1}, Z_{wr1}, Z_{w2}$  و  $Z_{wr2}$  نشان دهنده جابجایی عمودی چرخ‌ها و همچنین  $Z_{cg1}$  و  $Z_{cab}$  به ترتیب جابجایی عمودی کابین و شاسی است.  $\theta$  و  $\varphi$  (رول و پیچ) به ترتیب چرخش کابین حول محورهای  $x$  و  $y$  است. به طور مشابه علائم  $\theta_1$  و  $\varphi_1$  نشان دهنده رول و پیچ شاسی است.  $I_{yy}$  و  $I_{xx}$  به ترتیب اینرسی کابین حول محورهای  $x$  و  $y$  است، همچنین  $I_{yy1}$  و  $I_{xx1}$  به ترتیب نشان دهنده اینرسی شاسی حول محورهای  $x$  و  $y$  است. علائم نشان دهنده پارامترهای سفتی و میرایی چرخ‌ها عبارتند از:

$$K_{w1}, K_{wr1}, K_{w2}, K_{wr2} \text{ و } C_{w1}, C_{wr1}, C_{w2}, C_{wr2}$$

$$\text{به طور مشابه } K_{s1}, K_{sr1}, K_{s2}, K_{sr2} \text{ و } C_{s1}, C_{sr1}, C_{s2}, C_{sr2}$$

پارامترهای اصلی سفتی و میرایی سیستم تعلیق است همچنین نشان  $K_{ss1}, K_{ssr1}, K_{ss2}, K_{ssr2}$  و  $C_{ss1}, C_{ssr1}, C_{ss2}, C_{ssr2}$  دهنده پارامترهای سفتی و میرایی سیستم تعلیق کابین هستند. علائم  $a$  و  $b$  نشان دهنده فاصله چرخ‌های جلو و عقب از مرکز گرانش (CG) کابین، همچنین  $d$  و  $c$  فاصله چرخ‌های چپ و راست از مرکز گرانش کابین می‌باشند. این فاصله‌ها برای شاسی با علائم  $a_1, b_1, c_1, d_1$  مشخص می‌شوند.



شکل ۱ مدل کامل ۱۰ درجه آزادی خودرو

از عوامل ناراحتی سرنشینان و کاهش کیفیت رانندگی، لرزش خودرو به دلیل ناهمواری جاده می‌باشد که از طریق چرخ به بدنه خودرو منتقل می‌گردد. راحتی مسافر با معیار شتاب عمودی بدنه و کیفیت رانندگی با معیار تغییر فرم لاستیک ارزیابی می‌شود. یک امکان مناسب جهت دستیابی به راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن، استفاده از سیستم تعلیق است. سیستم تعلیق خودرو برای کاهش یا حذف لرزش‌های ناشی از ناهمواری جاده به کار گرفته می‌شود و وظیفه دارد تا حد امکان نوسانات ناشی از ناهمواری جاده را که از طریق چرخ‌ها به بدنه منتقل می‌گردد، در خود جذب کرده و از انتقال آن به سرنشینان خودرو جلوگیری نماید تا به این وسیله راحتی سرنشین تامین گردد. عملکرد یک سیستم تعلیق که به طور کلی شامل فنر و دمپر است برای به حداقل رساندن شتاب عمودی مورد استفاده قرار می‌گیرد. پارامترهایی که عملکرد سیستم تعلیق به آن‌ها بستگی دارد شامل سختی فنر، ضریب دمپر، نوع سیستم تعلیق و غیره است. شبیه‌سازی راحتی سفر خودرو به طور معمول بر تحلیل حوزه‌ی فرکانس با فرض ثابت بودن سرعت خودرو استوار است. اما در شرایط واقعی رانندگی به دلیل تغییرات سرعت خودرو، فرکانس اغتشاشات وارده به بدن انسان تغییر می‌کند. سیستم تعلیق خودرو به دلیل اینکه بدنه خودرو بر آن سوار می‌شود و نیروهای وارده از طرف جاده را به بدنه منتقل می‌کند، تاثیر بسزایی در راحتی سفر و فرمانپذیری خودرو دارد. در این رابطه سیستم‌های تعلیق فعال جهت بهبود همزمان راحتی سفر و فرمان‌پذیری خودرو مطرح شده‌اند. در سیستم‌های تعلیق فعال، بسته به شرایط عملکردی نیروی مطلوب محاسبه و با استفاده از عملگرهایی جهت کاهش ارتعاشات خودرو اعمال می‌گردد. طراحی سیستم تعلیق یک کار چالش برانگیز برای طراحان خودرو از نظر پارامترهای کنترل چندگانه، اهداف پیچیده و اختلالات تصادفی است، به همین دلیل در سال‌های اخیر مطالعات زیادی در این زمینه انجام شده است [۲۰].

## ۲- مدل‌سازی سیستم تعلیق

هدف از این کار این است که یک مدل کامل خودرو را از جهت راحتی سواری و خوش فرمانی به صورت کامل مورد تجزیه و تحلیل قرار گیرد. در همین راستا گام به گام به مطالعه جزئیات مدل‌سازی ریاضی و همچنین تشکیل ماتریس فضای حالت جهت اعتبارسنجی مدل سیمولینک با راه‌حل تحلیلی ماتریس فضای حالت پرداخته شده است که در ادامه معادلات ریاضی

جدول ۱ پارامترهای سیستم

Parameter	Value	Unit
1 $M_{wl1} = M_{wr1} = M_{wl2} = M_{wr2}$	60	kg
2 $M_{cab}, M_{cg1}$	1000, 1200	kg
3 $K_{wl1} = K_{wr1} = K_{wl2} = K_{wr2}$	37000	N/m
4 $C_{wl1} = C_{wr1} = C_{wl2} = C_{wr2}$	700	N.s/m
5 $K_{sl1} = K_{sr1} = K_{sl2} = K_{sr2}$	55000	N/m
6 $C_{sl1} = C_{sr1} = C_{sl2} = C_{sr2}$	4000	N.s/m
7 $K_{ssl1} = K_{ssr1} = K_{ssl2} = K_{ssr2}$	67000	N/m
8 $C_{ssl1} = C_{ssr1} = C_{ssl2} = C_{ssr2}$	6000	N.s/m
9 $a = b, c = d$	1.1, 1	m
10 $a_1 = b_1, c_1 = d_1$	1.5, 1	m
11 $I_{xx} = I_{yy}$	3200, 800	kg.m <sup>2</sup>
12 $I_{xx1} = I_{yy1}$	4000, 950	kg.m <sup>2</sup>

$$\begin{aligned} & \varphi_1 c_1) \times a - C_{ssr1} [\dot{Z}_{cg} - \theta a - \dot{\varphi} c - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 - \\ & \dot{\varphi}_1 c_1) \times a + K_{ssl2} [Z_{cg} + \theta b + \varphi d - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 + \\ & \varphi_1 d_1) \times b + C_{ssl2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\varphi} d - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 + \\ & \dot{\varphi}_1 d_1) \times b + K_{ssr2} [Z_{cg} + \theta b - \varphi c - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 - \\ & \varphi_1 c_1) \times b + C_{ssr2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\varphi} c - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 - \\ & \dot{\varphi}_1 c_1) \times b = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & I_{xx(cab)} \ddot{\varphi}_{cg} + K_{ssl1} [Z_{cg} - \theta a + \varphi d - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 + \\ & \varphi_1 d_1) \times d + C_{ssl1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\varphi} d - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 + \\ & \dot{\varphi}_1 d_1) \times d - K_{ssr1} [Z_{cg} - \theta a - \varphi c - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 - \\ & \varphi_1 c_1) \times c - C_{ssr1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\varphi} c - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 - \\ & \dot{\varphi}_1 c_1) \times c + K_{ssl2} [Z_{cg} + \theta b + \varphi d - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 + \\ & \varphi_1 d_1) \times d + C_{ssl2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\varphi} d - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 + \\ & \dot{\varphi}_1 d_1) \times d - K_{ssr2} [Z_{cg} + \theta b - \varphi c - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 - \\ & \varphi_1 c_1) \times c - C_{ssr2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\varphi} c - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 - \\ & \dot{\varphi}_1 c_1) \times c = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

معادلات ۴، ۵ و ۶ به ترتیب معادلات حرکت ارتعاشی در جهت عمودی، حرکت رول و حرکت پیچ برای شاسی می‌باشند.

$$\begin{aligned} & M_{cg1} \ddot{Z}_{cg1} - K_{ssl1} [Z_{cg} - \theta a + \varphi d - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 + \\ & \varphi_1 d_1) - C_{ssl1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\varphi} d - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 + \\ & \dot{\varphi}_1 d_1) - K_{ssr1} [Z_{cg} - \theta a - \varphi c - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 - \\ & \varphi_1 c_1) - C_{ssr1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\varphi} c - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 - \\ & \dot{\varphi}_1 c_1) - K_{ssl2} [Z_{cg} + \theta b + \varphi d - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 + \\ & \varphi_1 d_1) - C_{ssl2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\varphi} d - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 + \\ & \dot{\varphi}_1 d_1) - K_{ssr2} [Z_{cg} + \theta b - \varphi c - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 - \\ & \varphi_1 c_1) - C_{ssr2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\varphi} c - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 - \\ & \dot{\varphi}_1 c_1) + K_{sl1} [Z_{cg1} - \theta_1 a_1 + \varphi_1 d_1 - Z_{wl1}] + \\ & C_{sl1} [\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 + \dot{\varphi}_1 d_1 - \dot{Z}_{wl1}] + K_{sr1} [Z_{cg1} - \\ & \theta_1 a_1 - \varphi_1 c_1 - Z_{wr1}] + C_{sr1} [\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 - \dot{\varphi}_1 c_1 - \\ & \dot{Z}_{wr1}] + K_{sl2} [Z_{cg1} + \theta_1 b_1 + \varphi_1 d_1 - Z_{wl2}] + \\ & C_{sl2} [\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 + \dot{\varphi}_1 d_1 - \dot{Z}_{wl2}] + K_{sr2} [Z_{cg1} + \\ & \theta_1 b_1 - \varphi_1 c_1 - Z_{wr2}] + C_{sr2} [\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 - \dot{\varphi}_1 c_1 - \\ & \dot{Z}_{wr2}] = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} & I_{yy1} \ddot{\theta}_1 + K_{ssl1} [Z_{cg} - \theta a + \varphi d - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 + \\ & \varphi_1 d_1) \times a_1 + C_{ssl1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\varphi} d - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 + \\ & \dot{\varphi}_1 d_1) \times a_1 + K_{ssr1} [Z_{cg} - \theta a - \varphi c - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 - \\ & \varphi_1 c_1) \times a_1 + C_{ssr1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\varphi} c - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 - \\ & \dot{\varphi}_1 c_1) \times a_1 - K_{ssl2} [Z_{cg} + \theta b + \varphi d - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 + \\ & \varphi_1 d_1) \times b_1 - C_{ssl2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\varphi} d - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 + \\ & \dot{\varphi}_1 d_1) \times b_1 - K_{ssr2} [Z_{cg} + \theta b - \varphi c - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 - \\ & \varphi_1 c_1) \times b_1 - C_{ssr2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\varphi} c - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 - \\ & \dot{\varphi}_1 c_1) \times b_1 - K_{sl1} [Z_{cg1} - \theta_1 a_1 + \varphi_1 d_1 - Z_{wl1}] \times \\ & a_1 - C_{sl1} [\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 + \dot{\varphi}_1 d_1 - \dot{Z}_{wl1}] \times a_1 - \\ & K_{sr1} [Z_{cg1} - \theta_1 a_1 - \varphi_1 c_1 - Z_{wr1}] \times a_1 + C_{sr1} [\dot{Z}_{cg1} - \\ & \dot{\theta}_1 a_1 - \dot{\varphi}_1 c_1 - \dot{Z}_{wr1}] \times a_1 + K_{sl2} [Z_{cg1} + \theta_1 b_1 + \\ & \varphi_1 d_1 - Z_{wl2}] \times b_1 + C_{sl2} [\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 + \dot{\varphi}_1 d_1 - \\ & \dot{Z}_{wl2}] \times b_1 + K_{sr2} [Z_{cg1} + \theta_1 b_1 - \varphi_1 c_1 - Z_{wr2}] \times b_1 + \\ & C_{sr2} [\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 - \dot{\varphi}_1 c_1 - \dot{Z}_{wr2}] \times b_1 = 0 \end{aligned}$$

جدول ۱ مقادیر عددی پارامترهایی که در شبیه‌سازی قسمت قبل آورده شده بود را نشان می‌دهد. این پارامترها در کارهای [۲۶-۲۸] توصیف شده‌اند.

معادلات حرکت برای مدل خودروی کامل نشان داده شده در شکل ۱ در [۳۰] استخراج شده است. معادلات ۱، ۲، ۳ به ترتیب معادلات حرکت ارتعاشی در جهت عمودی، حرکت پیچ و حرکت رول کابین می‌باشند.

$$\begin{aligned} & M_{cab} \ddot{Z}_{cg} + K_{ssl1} [Z_{cg} - \theta a + \varphi d \\ & - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 + \varphi_1 d_1) \\ & + C_{ssl1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\varphi} d \\ & - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 + \dot{\varphi}_1 d_1) \\ & + K_{ssr1} [Z_{cg} - \theta a - \varphi c \\ & - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 - \varphi_1 c_1) \\ & + C_{ssr1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\varphi} c \\ & - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 - \dot{\varphi}_1 c_1) \\ & + K_{ssl2} [Z_{cg} + \theta b + \varphi d \\ & - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 + \varphi_1 d_1) \\ & + C_{ssl2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\varphi} d \\ & - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 + \dot{\varphi}_1 d_1) \\ & + K_{ssr2} [Z_{cg} + \theta b - \varphi c \\ & - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 - \varphi_1 c_1) \\ & + C_{ssr2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\varphi} c \\ & - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 - \dot{\varphi}_1 c_1)] = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & I_{yy(cab)} \ddot{\theta}_{cg} - K_{ssl1} [Z_{cg} - \theta a + \varphi d - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 + \\ & \varphi_1 d_1) \times a - C_{ssl1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\varphi} d - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 + \\ & \dot{\varphi}_1 d_1) \times a - K_{ssr1} [Z_{cg} - \theta a - \varphi c - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 - \end{aligned}$$

$$S = \begin{bmatrix} A1 & A2 & A3 & A4 & A5 & A6 & A7 & A8 & A9 & A10 \\ B1 & B2 & B3 & B4 & B5 & B6 & B7 & B8 & B9 & B10 \\ C1 & C2 & C3 & C4 & C5 & C6 & C7 & C8 & C9 & C10 \\ D1 & D2 & D3 & D4 & D5 & D6 & D7 & D8 & D9 & D10 \\ E1 & E2 & E3 & E4 & E5 & E6 & E7 & E7 & E9 & E10 \\ F1 & F2 & F3 & F4 & F5 & F6 & F7 & F8 & F9 & F10 \\ G1 & G2 & G3 & G4 & G5 & G6 & G7 & G8 & G9 & G10 \\ H1 & H2 & H3 & H4 & H5 & H6 & H7 & H8 & H9 & H10 \\ I1 & I2 & I3 & I4 & I5 & I6 & I7 & I8 & I9 & I10 \\ J1 & J2 & J3 & J4 & J5 & J6 & J7 & J8 & J9 & J10 \end{bmatrix} \quad (11)$$

که موارد A<sub>1</sub> تا J<sub>10</sub> در پیوست موجود می‌باشند. همانطور که در قبل اشاره شد ماتریس S دینامیک خودرو را نشان می‌دهد که برای ورودی اغتشاشی از سوی جاده و همچنین ورودی کنترلی، حرکت جابجایی عمودی، پیچ و رول بدنه و شاسی و همچنین حرکت جابجایی عمودی چرخ‌ها به صورت زیر (۱۲) شبیه‌سازی شده است.

$$[S_{10 \times 10}] \begin{bmatrix} Z_{cab} \\ \theta \\ \phi \\ Z_{cg1} \\ \theta_1 \\ \phi_1 \\ Z_{wl1} \\ Z_{wr1} \\ Z_{wl2} \\ Z_{wr2} \end{bmatrix} = [R_{10 \times 4}] \begin{bmatrix} Z_{rl1} \\ Z_{rr1} \\ Z_{rl2} \\ Z_{rr2} \end{bmatrix} + [U_{10 \times 4}] \begin{bmatrix} u_{ssl1} \\ u_{ssr1} \\ u_{ssl2} \\ u_{ssr2} \end{bmatrix} \quad (12)$$

ماتریس R ورودی اغتشاشی از سوی جاده به چرخ‌ها و ماتریس U نیز ورودی کنترلی می‌باشد. حال با ضرب معکوس ماتریس S در ماتریس‌های R و U می‌توان مقادیر ارتعاشات تمام اجزای خودرو را در مواجهه با ناهمواری‌های جاده و همچنین تاثیر کنترلرها را بر روی نوسانات مشاهده کرد. در این کار تمام معادلات به صورت فضای حالت در آمده است و سپس در محیط سیمولینک جهت شبیه‌سازی مورد استفاده قرار گرفته است. به این صورت که با توجه به اجزای آورده شده در محیط سیمولینک جهت شبیه‌سازی قسمت مربوط به شبیه‌سازی خودرو (car) مربوط به ضرب معکوس ماتریس S در ماتریس R و همچنین قسمت عملگرها (actuator) مربوط به حاصل ضرب معکوس ماتریس S در ماتریس U است. که همانطور که اشاره شد می‌توان نوسانات حرکت‌های مختلف بدنه و شاسی خودرو را در هنگام برخورد با ناهمواری‌های جاده مشاهده کرد وجود عملگرها و درواقع ماتریس U جهت فعال نمودن سیستم تعلیق و استفاده از کنترلر جهت بهبود کیفیت سواری و کاهش دامنه نوسانات است.

(۵)

$$\begin{aligned} & I_{xx1} \ddot{\phi}_1 - K_{ssl1} [Z_{cg} - \theta a + \phi d - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 + \phi_1 d_1)] \times d_1 - C_{ssl1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a + \dot{\phi} d - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 + \dot{\phi}_1 d_1)] \times d_1 + K_{ssr1} [Z_{cg} - \theta a - \phi c - (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 - \phi_1 c_1)] \times c_1 + C_{ssr1} [\dot{Z}_{cg} - \dot{\theta} a - \dot{\phi} c - (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 - \dot{\phi}_1 c_1)] \times c_1 - K_{ssl2} [Z_{cg} + \theta b + \phi d - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 + \phi_1 d_1)] \times d_1 - C_{ssl2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b + \dot{\phi} d - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 + \dot{\phi}_1 d_1)] \times d_1 + K_{ssr2} [Z_{cg} + \theta b - \phi c - (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 - \phi_1 c_1)] \times c_1 + C_{ssr2} [\dot{Z}_{cg} + \dot{\theta} b - \dot{\phi} c - (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 - \dot{\phi}_1 c_1)] \times c_1 + K_{sl1} [Z_{cg1} - \theta_1 a_1 + \phi_1 d_1 - Z_{wl1}] \times d_1 + C_{sl1} [\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 + \dot{\phi}_1 d_1 - \dot{Z}_{wl1}] \times d_1 - K_{sr1} [Z_{cg1} - \theta_1 a_1 - \phi_1 c_1 - Z_{wr1}] \times c_1 + C_{sr1} [\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 - \dot{\phi}_1 c_1 - \dot{Z}_{wr1}] \times c_1 + K_{sl2} [Z_{cg1} + \theta_1 b_1 + \phi_1 d_1 - Z_{wl2}] \times d_1 + C_{sl2} [\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 + \dot{\phi}_1 d_1 - \dot{Z}_{wl2}] \times d_1 - K_{sr2} [Z_{cg1} + \theta_1 b_1 - \phi_1 c_1 - Z_{wr2}] \times c_1 - C_{sr2} [\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 - \dot{\phi}_1 c_1 - \dot{Z}_{wr2}] \times c_1 = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

معادلات ۷ و ۸ به ترتیب معادلات حرکت ارتعاشی برای چرخ‌های چپ و راست محور جلو می‌باشند.

$$M_{wl1} \ddot{Z}_{wl1} - K_{sl1} (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 + \phi_1 d_1 - Z_{wl1}) - C_{sl1} (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 + \dot{\phi}_1 d_1 - \dot{Z}_{wl1}) + K_{wl1} (Z_{wl1} - Z_{rl1}) + C_{wl1} (\dot{Z}_{wl1} - \dot{Z}_{rl1}) = 0 \quad (7)$$

$$M_{wr1} \ddot{Z}_{wr1} - K_{sr1} (Z_{cg1} - \theta_1 a_1 - \phi_1 c_1 - Z_{wr1}) - C_{sr1} (\dot{Z}_{cg1} - \dot{\theta}_1 a_1 - \dot{\phi}_1 c_1 - \dot{Z}_{wr1}) + K_{wr1} (Z_{wr1} - Z_{rr1}) + C_{wr1} (\dot{Z}_{wr1} - \dot{Z}_{rr1}) = 0 \quad (8)$$

همچنین معادلات ۹ و ۱۰ به ترتیب معادلات حرکت ارتعاشی برای چرخ‌های چپ و راست محور عقب می‌باشند.

$$M_{wl2} \ddot{Z}_{wl2} - K_{sl2} (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 + \phi_1 d_1 - Z_{wl2}) - C_{sl2} (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 + \dot{\phi}_1 d_1 - \dot{Z}_{wl2}) + K_{wl2} (Z_{wl2} - Z_{rl2}) + C_{wl2} (\dot{Z}_{wl2} - \dot{Z}_{rl2}) = 0 \quad (9)$$

$$M_{wr2} \ddot{Z}_{wr2} - K_{sr2} (Z_{cg1} + \theta_1 b_1 - \phi_1 c_1 - Z_{wr2}) - C_{sr2} (\dot{Z}_{cg1} + \dot{\theta}_1 b_1 - \dot{\phi}_1 c_1 - \dot{Z}_{wr2}) + K_{wr2} (Z_{wr2} - Z_{rr2}) + C_{wr2} (\dot{Z}_{wr2} - \dot{Z}_{rr2}) = 0 \quad (10)$$

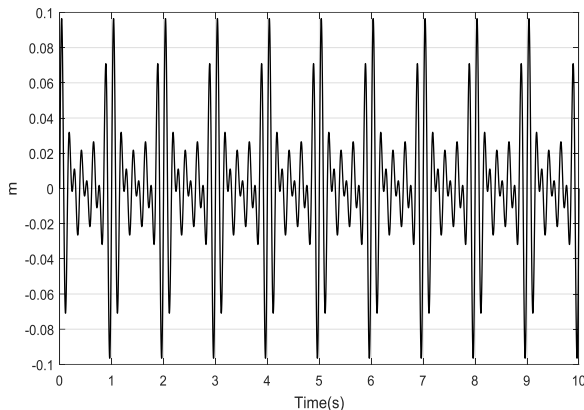
شبیه‌سازی یکی از قسمت‌های مهم و اصلی در این کار به شمار می‌رود. در این کار برای شبیه‌سازی مدل کامل خودرو با استفاده از معادلات ریاضی که در قبل آورده شده است از فضای حالت استفاده شده است.

ابتدا برای شبیه‌سازی، معادلات در حوزه لاپلاس نوشته شده و سپس به صورت ماتریس (ماتریس S) که در زیر (۱۱) آورده شده است.

$$\begin{aligned} \text{Input} = & \sin(10\pi - 0.55t) \\ & + \sin(12\pi - 0.55t) + \sin(14\pi \\ & - 0.55t) + \sin(16\pi - 0.55t) \end{aligned}$$

برای چرخ عقب سمت راست:

$$\begin{aligned} \text{Input} = & \sin(10\pi - 0.70t) \\ & + \sin(12\pi - 0.70t) + \sin(14\pi \\ & - 0.70t) + \sin(16\pi - 0.70t) \end{aligned}$$

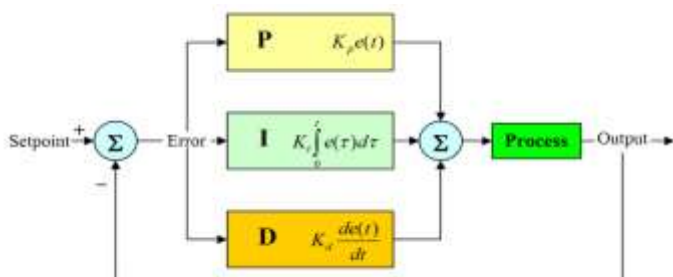


شکل ۳ پروفیل ناهمواری جاده

### ۳- طراحی کنترل کننده

#### ۳-۱- کنترلر PID

این نوع کنترلر از ترکیب موازی سه کنترلر تناسبی، انتگرالی و مشتق‌گیر ایجاد می‌شود و متداول‌ترین نوع کنترلر در صنایع می‌باشد. کنترلر PID ترکیبی از سه کنترلی است که در بالا آورده شده‌است. کنترلر PID بسیار مورد توجه و استفاده است چرا که از تمام ویژگی‌های سه کنترلر قبلی بهره می‌برد. که سریع‌تر شدن به علت وجود کنترلر P در کنار Offset کاهش یافته یا صفر شده به خاطر ترکیب کنترلرهای مشتقی و انتگرالی.

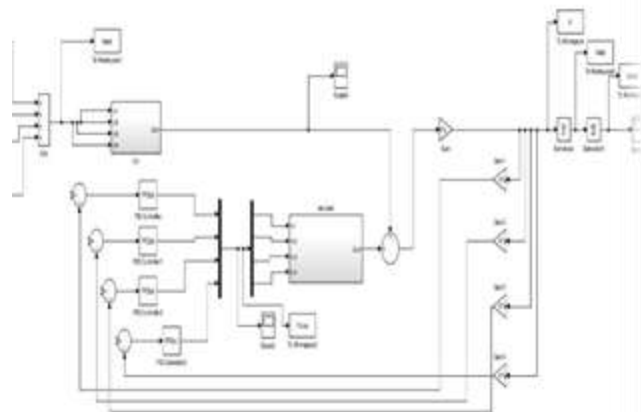


شکل ۴ کنترلر PID

در این بخش قصد داریم نتایج را با تغییر در پارامترهای سیستم برای هر دو کنترلر PID و تطبیقی باهم مقایسه کنیم، همانطور که قبلاً هم اشاره شد کنترلگری که دارای بهره ثابت نباشد کنترلر تطبیقی است و نتایج حاصل از این کنترلگر چون که

در این کار از سیمولینک برای شبیه سازی ارتعاشات استفاده شده است. معادلات دیفرانسیل با استفاده از تابع *ode45* (Dormand-Prince) حل شده‌اند.

مدل سیمولینک براساس معادلات دیفرانسیل آورده شده در قسمت قبل در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۲ مدل سیمولینک سیستم کامل با ۱۰ درجه

در بررسی سیستم تعلیق فعال، مدل در نظر گرفته شده برای جاده بسیار حائز اهمیت می‌باشد.

همانطور که در شکل ۳ نیز مشخص است در این کار پروفیل ناهمواری‌های سطح جاده با چند تابع هارمونی (مجموع چهار تابع سینوسی با فرکانس‌های ۵، ۶، ۷، ۸ هرتز می‌باشد) که فرکانس‌های آن‌ها برای انسان اذیت کننده است، شبیه سازی شده است.

فرمول تابع هارمونی که به عنوان ورودی اغتشاشی (سطح جاده) در این کار مورد استفاده قرار گرفته است به صورت زیر است. همانطور که در معادلات زیر نیز مشخص است برای آن که تحلیل جامعی از ارتعاشات خودرو داشته باشیم ورودی اغتشاشی به هر یک از چرخ‌ها نامتقارن است به این معنی که تاخیر زمانی معینی بین تمام چرخ‌ها در مواجهه با ناهمواری سطح جاده وجود دارد.

برای چرخ جلو سمت چپ:

$$\text{Input}$$

$$\begin{aligned} = & \sin 10\pi \\ & + \sin 12\pi + \sin 14\pi \\ & + \sin 16\pi \end{aligned}$$

برای چرخ جلو سمت راست:

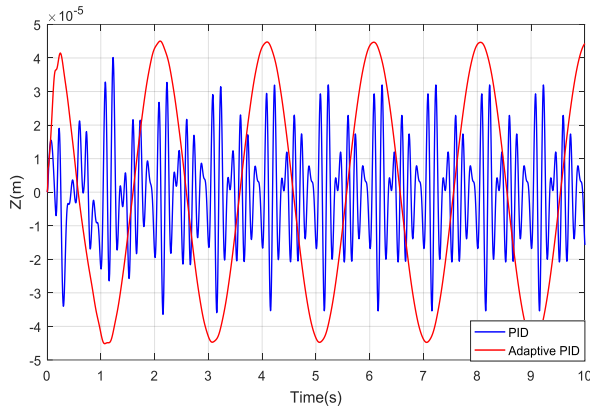
$$\begin{aligned} \text{Input} = & \sin(10\pi - 0.15t) \\ & + \sin(12\pi - 0.15t) + \sin(14\pi \\ & - 0.15t) + \sin(16\pi - 0.15t) \end{aligned}$$

برای چرخ عقب سمت چپ:

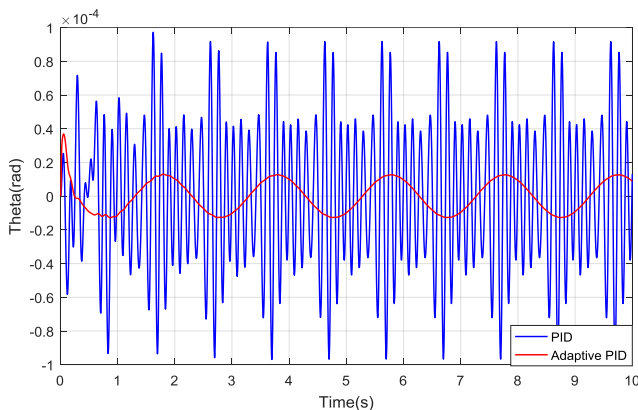
موجب کاهش دامنه و همچنین تغییر در پارامترهای سیستم می‌شود.

#### ۴- بحث و نتایج

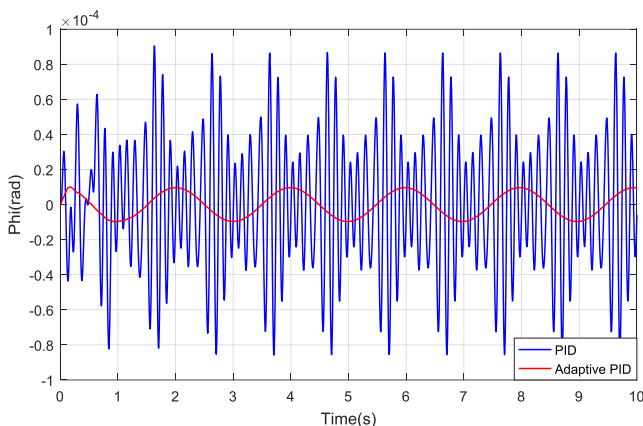
در ادامه با توجه به نمودارها به مقایسه عملکرد هر دو نوع کنترلر PID و تطبیقی پرداخته شده است.



شکل ۵ ارتعاشات جابجایی حرکت عمودی کابین



شکل ۶ ارتعاشات جابجایی حرکت حول محور Y (پیچ) کابین



شکل ۷ ارتعاشات جابجایی حرکت حول محور X (رول) کابین

فقط با توجه به ورودی و خروجی سیستم عملکرد خود را تطبیق می‌دهد پس با پارامترهای خود سیستم کاری ندارد و در صورت وجود عدم قطعیت نیز تغییری در نتایج ایجاد نخواهد شد اما کنترلر PID از انجایی که با توجه به پارامترهای سیستم تنظیم شده است انتظار می‌رود در حضور عدم قطعیت عملکرد مطلوب و همچنین نتایج قبل از تغییر در وزن را نداشته باشد. نتایج و مقایسه این دو کنترلر در ادامه آورده شده است.

#### ۲-۳- کنترلر تطبیقی

برای طراحی کنترلر تطبیقی از معادلات زیر (۱۱) استفاده شده است.

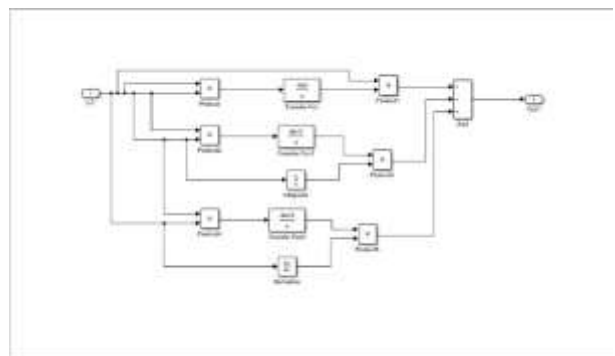
$$U = \left( K_p E + \frac{K_i}{s} E - s K_d Y_p \right)$$

$$K_p = \left( \frac{-\gamma_p}{s} \right) \varepsilon \left( \frac{s}{a_0 s^2 + a_{m1} s + a_{m2}} \right) e$$

$$K_i = \left( \frac{-\gamma_i}{s} \right) \varepsilon \left( \frac{1}{a_0 s^2 + a_{m1} s + a_{m2}} \right) e$$

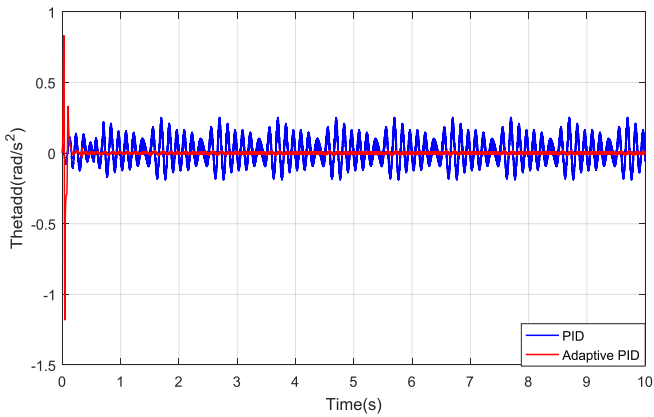
$$K_d = \left( \frac{\gamma_d}{s} \right) \varepsilon \left( \frac{s^2}{a_0 s^2 + a_{m1} s + a_{m2}} \right) Y_p$$

(۱۱)

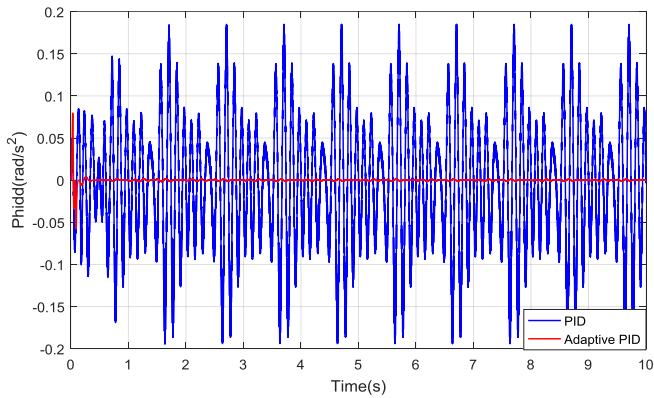


شکل ۸ مدل سیمولینک کنترلر تطبیقی

همانطور که قبلاً نیز اشاره شد همواره در مسائل کنترلی خطای مدلسازی وجود دارد همچنین افزایش یا کاهش تعداد سرنشینان و بار بر روی بدنه خودرو (مجموع وزن سرنشینان و بار حدود ۸۰۰ کیلوگرم بر وزن خودرو افزوده شده است) و نیز تغییر در دیگر پارامترهای سیستم مانند فرسودگی فنرها تغییر تایرها یا تغییر در باد تایرها که موجب تغییر در مقدار سفتی تایر و در نتیجه تغییر پارامترهای سیستم می‌شود امری اجتناب ناپذیر است. همانطور که در ادامه دیده می‌شود کنترلر PID در مواجهه با این تغییرات عملکرد مطلوبی نداشته و دیگر کارایی لازم را در کاهش دامنه ارتعاشات ندارد اما کنترلر تطبیقی به خوبی کار خود را در کاهش دامنه ارتعاشات انجام داده و به طور مطلوبی

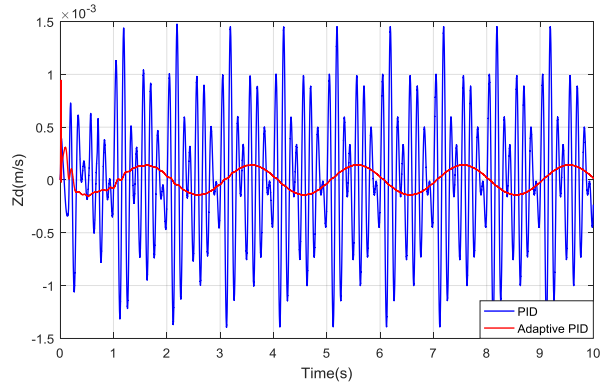


شکل ۱۲ ارتعاشات شتاب حرکت حول محور  $\gamma$  (پیچ) کابین

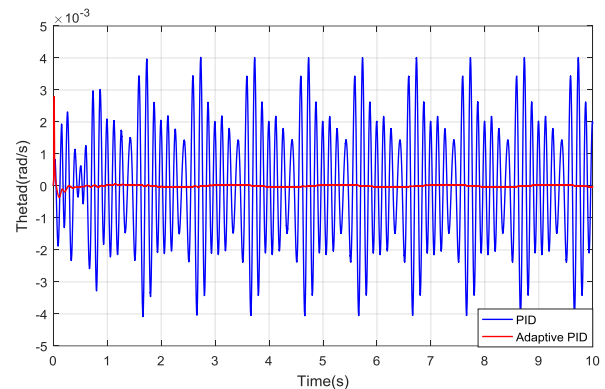


شکل ۱۳ ارتعاشات شتاب حرکت حول محور  $x$  (رول) کابین

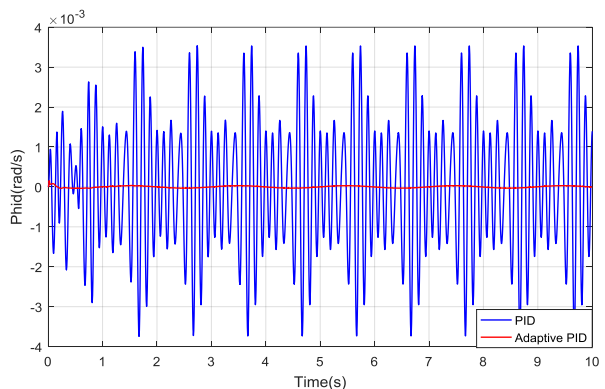
همانطور که از نمودارها نیز مشخص است و مقایسه دامنه نمودارهای کنترلر PID زمانی که تغییری در پارامترهای سیستم نداریم با زمانی که در سیستم عدم قطعیت وجود دارد نشان دهنده این است که کنترلر PID با وجود عدم قطعیت وزن در خودرو عملکرد مطلوبی نداشته و دامنه ارتعاشات بدنه خودرو زیاد می‌شود و این خود نشان دهنده ناکارایی بودن کنترلرهای PID در زمان وجود عدم قطعیت به دلیل ثابت بودن بهره‌های کنترلی است و این عدم قطعیت (وزن و...) با توجه به کارایی و استفاده سیستم (خودرو) که با توجه به افزایش یا کاهش سرشینیان یا بار بر روی خودرو و همچنین تغییر در دیگر پارامترها انکار ناپذیر بوده لذا برای رفع این مشکل به کنترلرهایی نیاز است که دارای پارامترهای ثابت نبوده و قدرت تطابق با تغییرات را داشته باشد. آنچه که از نمودارهای فوق برمی‌آید این است که کنترلر تطبیقی با وجود عدم قطعیت در وزن خودرو نیز دارای عملکرد خوبی است و در واقع هیچ تغییری در دامنه نوسانات با توجه به تغییر در پارامترهای سیستم ایجاد



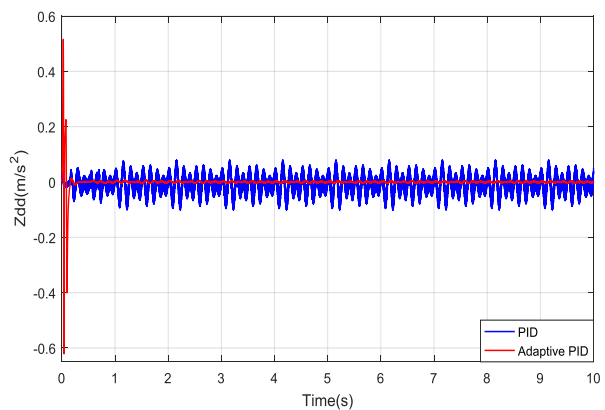
شکل ۸ ارتعاشات سرعت حرکت عمودی کابین



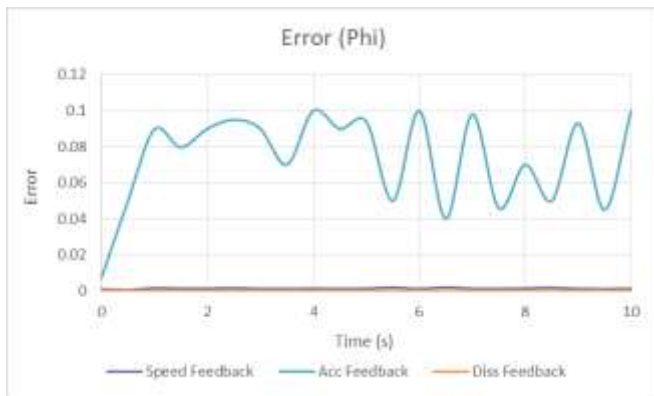
شکل ۹ ارتعاشات سرعت حرکت حول محور  $\gamma$  (پیچ) کابین



شکل ۱۰ ارتعاشات سرعت حرکت حول محور  $x$  (رول) کابین



شکل ۱۱ ارتعاشات شتاب حرکت عمودی کابین



شکل ۱۶ خطای حاصله بین دو کنترلر PID و تطبیقی برای جابجایی حرکت رول بدنه خودرو ( $\phi$ )

همچنین مطابق شکل ۱۶، کمترین میزان خطا برای جابجایی حرکت رول بدنه خودرو ( $\phi$ ) به ترتیب مربوط به فیدبک سرعت، فیدبک جابه‌جایی و فیدبک شتاب می‌باشد، که این امر حاکی از عملکرد ضعیف کنترلر PID در فیدبک شتاب برای جابجایی حرکت رول بدنه خودرو ( $\phi$ ) می‌باشد.

به‌طور کلی طبق نتایج می‌توان استنباط نمود که فیدبک سرعت بهترین عملکرد را در سه فیدبک ذکر شده دارا می‌باشد، همچنین بین دو کنترلر طراحی شده، کنترلر تطبیقی کارکرد بسیار بهتری نسبت به کنترلر PID در سه فیدبک جابه‌جایی، سرعت و شتاب دارا می‌باشد.

## ۵- نتیجه‌گیری

آنچه که در این کار انجام شده است شبیه‌سازی مدل ۱۰ درجه آزادی (کامل) خودرو و طراحی دو نوع کنترلر PID و تطبیقی جهت کاهش ارتعاشات وارده بر خودرو در سه فیدبک جابجایی، سرعت و شتاب می‌باشد. برای شبیه‌سازی جاده از مجموع چهار فرکانسی که برای بدن آزاردهنده می‌باشد، استفاده شده است، به‌طوری که برای تحلیل کامل‌تر، ورودی اغتشاشی به هر یک از تایرها به صورت نامتقارن و با تاخیر زمانی ثابت در نظر گرفته شده است.

با توجه به نتایج، وجود عدم قطعیت باعث شده است که دامنه ارتعاشات کنترلر PID افزایش یابد و عملکرد مطلوبی را در کاهش و کنترل ارتعاشات نداشته باشد، به‌طوری که این افزایش دامنه ارتعاشات برای جابجایی حرکت عمودی تقریباً ثابت بوده و تغییر محسوسی نداشته و برای جابجایی حرکت پیچ ۲/۵ برابر و همچنین برای جابجایی حرکت رول بدنه خودرو ۳/۴ برابر شده است. همچنین با افزایش دامنه ارتعاشات، سرعت حرکت‌های عمودی، پیچ و رول به ترتیب ۱/۴، ۲/۴ و ۳/۵ برابر شده است.

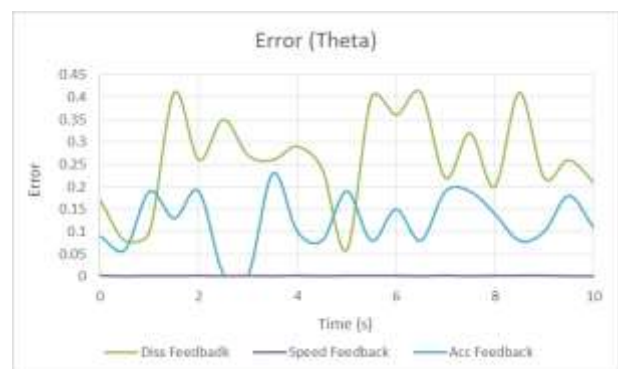
نمی‌شود و به شکل بسیار مطلوبی دامنه ارتعاشات را کنترل کرده و آنرا کاهش می‌دهد.

حال در ادامه به تحلیل خطای حاصله بین دو کنترلر PID و تطبیقی برای سه پارامتر جابجایی حرکت عمودی ( $Z$ )، همچنین جابجایی حرکت پیچ ( $\theta$ ) و جابجایی حرکت رول بدنه خودرو ( $\phi$ ) در سه فیدبک جابه‌جایی، سرعت و شتاب پرداخته می‌شود.



شکل ۱۴ خطای حاصله بین دو کنترلر PID و تطبیقی برای جابجایی حرکت عمودی ( $Z$ )

مطابق شکل ۱۴، کمترین میزان خطا برای جابجایی حرکت عمودی ( $Z$ ) به ترتیب مربوط به فیدبک سرعت، فیدبک جابه‌جایی و فیدبک شتاب می‌باشد، که این امر حاکی از عملکرد ضعیف کنترلر PID در فیدبک شتاب برای جابجایی حرکت عمودی ( $Z$ ) می‌باشد.



شکل ۱۵ خطای حاصله بین دو کنترلر PID و تطبیقی برای جابجایی حرکت پیچ ( $\theta$ )

همچنین مطابق شکل ۱۵، کمترین میزان خطا برای جابجایی حرکت پیچ ( $\theta$ ) به ترتیب مربوط به فیدبک سرعت، فیدبک شتاب و فیدبک جابه‌جایی می‌باشد، که این امر حاکی از عملکرد ضعیف کنترلر PID در فیدبک جابه‌جایی برای جابجایی حرکت پیچ ( $\theta$ ) می‌باشد.

$$\begin{aligned}
 C4 &= (-C_{ssl1} dS - K_{ssl1} d + C_{ssr1} cS + K_{ssr1} c \\
 &\quad - C_{ssl2} dS - K_{ssl2} d + C_{ssr2} cS \\
 &\quad + K_{ssr2} c) Z_{cg1} \\
 C5 &= (C_{ssl1} a_1 dS + K_{ssl1} a_1 d - C_{ssr1} a_1 cS - K_{ssr1} a_1 c \\
 &\quad - C_{ssl2} b_1 dS - K_{ssl2} b_1 d + C_{ssr2} b_1 cS \\
 &\quad + K_{ssr2} b_1 c) \theta_1 \\
 C6 &= (-C_{ssl1} d_1 dS - K_{ssl1} d_1 d - C_{ssr1} c_1 cS - K_{ssr1} c_1 c \\
 &\quad - C_{ssl2} d_1 dS - K_{ssl2} d_1 d - C_{ssr2} c_1 cS \\
 &\quad - K_{ssr2} c_1 c) \varphi_1 \\
 C7 &= C8 = C9 = C10 = 0 \\
 D1 &= (-C_{ssl1} S - K_{ssl1} - C_{ssr1} S - K_{ssr1} - C_{ssl2} S \\
 &\quad - K_{ssl2} - C_{ssr2} S - K_{ssr2}) Z_{cab} \\
 D2 &= (C_{ssl1} aS + K_{ssl1} a + C_{ssr1} aS + K_{ssr1} a - C_{ssl2} bS \\
 &\quad - K_{ssl2} b - C_{ssr2} bS - K_{ssr2} b) \theta \\
 D3 &= (-C_{ssl1} dS - K_{ssl1} d + C_{ssr1} cS + K_{ssr1} c \\
 &\quad - C_{ssl2} dS - K_{ssl2} d + C_{ssr2} cS \\
 &\quad + K_{ssr2} c) \varphi \\
 D4 &= (M_{cg1} S^2 + C_{ssl1} S + K_{ssl1} + C_{ssr1} S + K_{ssr1} \\
 &\quad + C_{ssl2} S + K_{ssl2} + C_{ssr2} S + K_{ssr2} \\
 &\quad + C_{sl1} S + K_{sl1} + C_{sr1} S + K_{sr1} \\
 &\quad + C_{sl2} S + K_{sl2} + C_{sr2} S + K_{sr2}) Z_{cg1} \\
 D5 &= (-C_{ssl1} a_1 S - K_{ssl1} a_1 - C_{ssr1} a_1 S - K_{ssr1} a_1 \\
 &\quad + C_{ssl2} b_1 S + K_{ssl2} b_1 + C_{ssr2} b_1 S \\
 &\quad + K_{ssr2} b_1 - C_{sl1} a_1 S - K_{sl1} a_1 \\
 &\quad - C_{sr1} a_1 S - K_{sr1} a_1 + C_{sl2} b_1 S \\
 &\quad + K_{sl2} b_1 + C_{sr2} b_1 S + K_{sr2} b_1) \theta_1 \\
 D6 &= (C_{ssl1} d_1 S + K_{ssl1} d_1 - C_{ssr1} c_1 S - K_{ssr1} c_1 \\
 &\quad + C_{ssl2} d_1 S + K_{ssl2} d_1 - C_{ssr2} c_1 S \\
 &\quad - K_{ssr2} c_1 + C_{sl1} d_1 S + K_{sl1} d_1 \\
 &\quad - C_{sr1} c_1 S - K_{sr1} c_1 + C_{sl2} d_1 S \\
 &\quad + K_{sl2} d_1 - C_{sr2} c_1 S - K_{sr2} c_1) \varphi_1 \\
 D7 &= (-C_{sl1} S - K_{sl1}) Z_{wl1}, \quad D8 = (-C_{sr1} S - \\
 &\quad K_{sr1}) Z_{wr1}, \quad D9 = (-C_{sl2} S - K_{sl2}) Z_{wl2} \\
 D10 &= (-C_{sr2} S - K_{sr2}) Z_{wr2} \\
 E1 &= (C_{ssl1} a_1 S + K_{ssl1} a_1 + C_{ssr1} a_1 S + K_{ssr1} a_1 \\
 &\quad - C_{ssl2} b_1 S - K_{ssl2} b_1 - C_{ssr2} b_1 S \\
 &\quad - K_{ssr2} b_1) Z_{cab} \\
 E2 &= (-C_{ssl1} a_1 aS - K_{ssl1} a_1 a - C_{ssr1} a_1 aS - K_{ssr1} a_1 a \\
 &\quad - C_{ssl2} b_1 bS - K_{ssl2} b_1 b - C_{ssr2} b_1 bS \\
 &\quad - K_{ssr2} b_1 b) \theta \\
 E3 &= (C_{ssl1} a_1 dS + K_{ssl1} a_1 d - C_{ssr1} a_1 cS - K_{ssr1} a_1 c \\
 &\quad - C_{ssl2} b_1 dS - K_{ssl2} b_1 d + C_{ssr2} b_1 cS \\
 &\quad + K_{ssr2} b_1 c) \varphi \\
 E4 &= (-C_{ssl1} a_1 S - K_{ssl1} a_1 - C_{ssr1} a_1 S - K_{ssr1} a_1 \\
 &\quad + C_{ssl2} b_1 S + K_{ssl2} b_1 + C_{ssr2} b_1 S \\
 &\quad + K_{ssr2} b_1 - C_{sl1} a_1 S - K_{sl1} a_1 \\
 &\quad - C_{sr1} a_1 S - K_{sr1} a_1 + C_{sl2} b_1 S \\
 &\quad + K_{sl2} b_1 + C_{sr2} b_1 S + K_{sr2} b_1) Z_{cg1} \\
 E5 &= (I_{yy1} S^2 + C_{ssl1} a_1^2 S + K_{ssl1} a_1^2 + C_{ssr1} a_1^2 S \\
 &\quad + K_{ssr1} a_1^2 + C_{ssl2} b_1^2 S + K_{ssl2} b_1^2 \\
 &\quad + C_{ssr2} b_1^2 S + K_{ssr2} b_1^2 + C_{sl1} a_1^2 S \\
 &\quad + K_{sl1} a_1^2 + C_{sr1} a_1^2 S + K_{sr1} a_1^2 \\
 &\quad + C_{sl2} b_1^2 S + K_{sl2} b_1^2 + C_{sr2} b_1^2 S \\
 &\quad + K_{sr2} b_1^2) \theta_1
 \end{aligned}$$

همچنین دامنه شتاب حرکت عمودی تقریباً ثابت بوده و تغییر محسوسی نداشته و دامنه شتاب برای حرکت پیچ ۲/۳ برابر همچنین دامنه شتاب برای حرکت رول ۳/۶ برابر شده است. با توجه به نتایج حاصل شده، وجود عدم قطعیت در خودرو باعث می‌شود که کنترلر PID عملکرد خوبی نداشته باشد این درحالی است که کنترلر تطبیقی عملکرد خیلی بهتری داشته و دامنه ارتعاشات بدنه خودرو را به مقدار قابل توجهی کاهش می‌دهد.

۶- پیوست

$$\begin{aligned}
 A1 &= (M_{cab} S^2 + C_{ssl1} S + K_{ssl1} + C_{ssr1} S + K_{ssr1} \\
 &\quad + C_{ssl2} S + K_{ssl2} + C_{ssr2} S \\
 &\quad + K_{ssr2}) Z_{cab} \\
 A2 &= (-C_{ssl1} aS - K_{ssl1} a - C_{ssr1} aS - K_{ssr1} a \\
 &\quad + C_{ssl2} bS + K_{ssl2} b + C_{ssr2} bS \\
 &\quad + K_{ssr2} b) \theta \\
 A3 &= (C_{ssl1} dS + K_{ssl1} d - C_{ssr1} cS - K_{ssr1} c + C_{ssl2} dS \\
 &\quad + K_{ssl2} d - C_{ssr2} cS - K_{ssr2} c) \varphi \\
 A4 &= (-C_{ssl1} S - K_{ssl1} - C_{ssr1} S - K_{ssr1} - C_{ssl2} S \\
 &\quad - K_{ssl2} - C_{ssr2} S - K_{ssr2}) Z_{cg1} \\
 A5 &= (C_{ssl1} a_1 S + K_{ssl1} a_1 + C_{ssr1} a_1 S + K_{ssr1} a_1 \\
 &\quad - C_{ssl2} b_1 S - K_{ssl2} b_1 - C_{ssr2} b_1 S \\
 &\quad - K_{ssr2} b_1) \theta_1 \\
 A6 &= (-C_{ssl1} d_1 S - K_{ssl1} d_1 + C_{ssr1} c_1 S + K_{ssr1} c_1 \\
 &\quad - C_{ssl2} d_1 S - K_{ssl2} d_1 + C_{ssr2} c_1 S \\
 &\quad + K_{ssr2} c_1) \varphi_1 \\
 A7 &= A8 = A9 = A10 = 0 \\
 B1 &= (-C_{ssl1} aS - K_{ssl1} a - C_{ssr1} aS - K_{ssr1} a \\
 &\quad + C_{ssl2} bS + K_{ssl2} b + C_{ssr2} bS \\
 &\quad + K_{ssr2} b) Z_{cab} \\
 B2 &= (I_{yy} S^2 + C_{ssl1} a^2 S + K_{ssl1} a^2 + C_{ssr1} a^2 S \\
 &\quad + K_{ssr1} a^2 + C_{ssl2} b^2 S + K_{ssl2} b^2 \\
 &\quad + C_{ssr2} b^2 S + K_{ssr2} b^2) \theta \\
 B3 &= (-C_{ssl1} a dS - K_{ssl1} a d + C_{ssr1} a cS + K_{ssr1} a c \\
 &\quad + C_{ssl2} b dS + K_{ssl2} b d - C_{ssr2} b cS \\
 &\quad - K_{ssr2} b c) \varphi \\
 B4 &= (C_{ssl1} aS + K_{ssl1} a + C_{ssr1} aS + K_{ssr1} a - C_{ssl2} bS \\
 &\quad - K_{ssl2} b - C_{ssr2} bS - K_{ssr2} b) Z_{cg1} \\
 B5 &= (-C_{ssl1} a_1 aS - K_{ssl1} a_1 a - C_{ssr1} a_1 aS - K_{ssr1} a_1 a \\
 &\quad - C_{ssl2} b_1 bS - K_{ssl2} b_1 b - C_{ssr2} b_1 bS \\
 &\quad - K_{ssr2} b_1 b) \theta_1 \\
 B6 &= (C_{ssl1} d_1 aS + K_{ssl1} d_1 a - C_{ssr1} c_1 aS - K_{ssr1} c_1 a \\
 &\quad - C_{ssl2} d_1 bS - K_{ssl2} d_1 b + C_{ssr2} c_1 bS \\
 &\quad + K_{ssr2} c_1 b) \varphi_1 \\
 B7 &= B8 = B9 = B10 = 0 \\
 C1 &= (C_{ssl1} dS + K_{ssl1} d - C_{ssr1} cS - K_{ssr1} c + C_{ssl2} dS \\
 &\quad + K_{ssl2} d - C_{ssr2} cS - K_{ssr2} c) Z_{cab} \\
 C2 &= (-C_{ssl1} a dS - K_{ssl1} a d + C_{ssr1} a cS + K_{ssr1} a c \\
 &\quad + C_{ssl2} b dS + K_{ssl2} b d - C_{ssr2} b cS \\
 &\quad - K_{ssr2} b c) \theta \\
 C3 &= (I_{xx} S^2 + C_{ssl1} d^2 S + K_{ssl1} d^2 + C_{ssr1} c^2 S \\
 &\quad + K_{ssr1} c^2 + C_{ssl2} d^2 S + K_{ssl2} d^2 \\
 &\quad + C_{ssr2} c^2 S + K_{ssr2} c^2) \varphi
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J5 &= (-C_{sr2}b_1S - K_{sr2}b_1)\theta_1 \\ J6 &= (C_{sr2}c_1S + K_{sr2}c_1)\varphi_1 \\ J10 &= (M_{wr2}S^2 + C_{sr2}S + K_{sr2} + C_{wr2}S + K_{wr2}) \end{aligned}$$

## -۶ مراجع

[1] Constantin, M., Popescu, O.S., and Mastorakis, N.E., "Testing and simulation of motor vehicle Suspension", *International Journal of systems applications, engineering & development*, 3(2), 74-83, (2009).

[2] Hasbullah, F., Faris, W.F., "A comparative Analysis of LQR and Fuzzy logic Controller for Active Suspension Using Half Car Model", *11th Int. Conf. Control, Automation, Robotics and Vision*, 2415-2420, (2010).

[3] Yahaya, M. S., Johari, H.S.B.O., "Modeling and control of the active suspension system using proportional integral sliding mode approach", *Asian Journal of Control*, 7(2), 91-98, (2005).

[4] Yoshimura, T., et al. "Active suspension of passenger cars using linear and fuzzy-logic controls", *Control Engineering Practice*, 7: 41-47, (1999).

[5] A. J., Barr, J. L., Ray, "Control of an active suspension using fuzzy logic", *Proceedings of the Fifth IEEE International Conference on Fuzzy Systems*, 1: 42-48, (1996).

[6] Hell Mee, A. B. A., "Modelling and Controller Design for an Active Car Suspension System Using Half Car Model", *Universiti Teknologi Malaysia*, (2009).

[7] Guosheng, Z., and et al., "The Research of Automobile Suspension System Performance Based on the Fuzzy Neural Network Control", *ITEC (IEEE Transportation Electrification Conference and Expo)*, 1-6, (2014).

[8] Abd El-Nasser, S. Ahmed, and et al., "PID controller of Active Suspension System for a Quarter car model", *International Journal of Advances in Engineering & Technology*, 8(6): 899-909, (2015).

[9] Salem, M.M.M., Aly, A. A., "Fuzzy control of a quarter-car suspension system. World Academy of Science", *Engineering and Technology*, 53, pp. 258-263, (2009).

[10] Foda, S.G., "Fuzzy control of a quarter-car suspension system", *Proceedings of the 12th International Conference on Microelectronics*; 231-234, (2000).

[11] Hari, V. M., and et al., "Design and Implementation of Adaptive Neuro Fuzzy Inference System for an Experimental Active Suspension System", *International*

$$\begin{aligned} E6 &= (-C_{ssl1}d_1a_1S - K_{ssl1}d_1a_1 + C_{ssr1}c_1a_1S \\ &\quad + K_{ssr1}c_1a_1 + C_{ssl2}d_1b_1S \\ &\quad + K_{ssl2}d_1b_1 - C_{ssr2}c_1b_1S \\ &\quad - K_{ssr2}c_1b_1 - C_{sl1}d_1a_1S - K_{sl1}d_1a_1 \\ &\quad + C_{sr1}c_1a_1S + K_{sr1}c_1a_1 + C_{sl2}d_1b_1S \\ &\quad + K_{sl2}d_1b_1 - C_{sr2}c_1b_1S \\ &\quad - K_{sr2}c_1b_1)\varphi_1 \end{aligned}$$

$$E7 = (C_{sl1}a_1S + K_{sl1}a_1)Z_{wl1}$$

$$E8 = (C_{sr1}a_1S + K_{sr1}a_1)Z_{wr1}$$

$$E9 = (-C_{sl2}b_1S - K_{sl2}b_1)Z_{wl2}$$

$$E10 = (-C_{sr2}b_1S - K_{sr2}b_1)Z_{wr2}$$

$$\begin{aligned} F1 &= (-C_{ssl1}d_1S - K_{ssl1}d_1 + C_{ssr1}c_1S + K_{ssr1}c_1 \\ &\quad - C_{ssl2}d_1S - K_{ssl2}d_1 + C_{ssr2}c_1S \\ &\quad + K_{ssr2}c_1)Z_{cab} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F2 &= (C_{ssl1}d_1aS + K_{ssl1}d_1a - C_{ssr1}c_1aS - K_{ssr1}c_1a \\ &\quad - C_{ssl2}d_1bS - K_{ssl2}d_1b + C_{ssr2}c_1bS \\ &\quad + K_{ssr2}c_1b)\theta \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F3 &= (-C_{ssl1}d_1dS - K_{ssl1}d_1d - C_{ssr1}c_1cS - K_{ssr1}c_1c \\ &\quad - C_{ssl2}d_1dS - K_{ssl2}d_1d - C_{ssr2}c_1cS \\ &\quad - K_{ssr2}c_1c)\varphi \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F4 &= (C_{ssl1}d_1S + K_{ssl1}d_1 - C_{ssr1}c_1S - K_{ssr1}c_1 \\ &\quad + C_{ssl2}d_1S + K_{ssl2}d_1 - C_{ssr2}c_1S \\ &\quad - K_{ssr2}c_1 + C_{sl1}d_1S + K_{sl1}d_1 \\ &\quad - C_{sr1}c_1S - K_{sr1}c_1 + C_{sl2}d_1S \\ &\quad + K_{sl2}d_1 - C_{sr2}c_1S - K_{sr2}c_1)Z_{cg1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F5 &= (-C_{ssl1}d_1a_1S - K_{ssl1}d_1a_1 + C_{ssr1}c_1a_1S \\ &\quad + K_{ssr1}c_1a_1 + C_{ssl2}d_1b_1S \\ &\quad + K_{ssl2}d_1b_1 - C_{ssr2}c_1b_1S \\ &\quad - K_{ssr2}c_1b_1 - C_{sl1}d_1a_1S - K_{sl1}d_1a_1 \\ &\quad + C_{sr1}c_1a_1S + K_{sr1}c_1a_1 + C_{sl2}d_1b_1S \\ &\quad + K_{sl2}d_1b_1 - C_{sr2}c_1b_1S \\ &\quad - K_{sr2}c_1b_1)\theta_1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F6 &= (I_{xx1}S^2 + C_{ssl1}d_1^2S + K_{ssl1}d_1^2 + C_{ssr1}c_1^2S \\ &\quad + K_{ssr1}c_1^2 + C_{ssl2}d_1^2S + K_{ssl2}d_1^2 \\ &\quad + C_{ssr2}c_1^2S + K_{ssr2}c_1^2 + C_{sl1}d_1^2S \\ &\quad + K_{sl1}d_1^2 + C_{sr1}c_1^2S + K_{sr1}c_1^2 \\ &\quad + C_{sl2}d_1^2S + K_{sl2}d_1^2 + C_{sr2}c_1^2S \\ &\quad + K_{sr2}c_1^2)\varphi_1 \end{aligned}$$

$$F7 = (-C_{sl1}d_1S - K_{sl1}d_1)Z_{wl1}$$

$$F8 = (C_{sr1}c_1S + K_{sr1}c_1)Z_{wr1}$$

$$F9 = (-C_{sl2}d_1S - K_{sl2}d_1)Z_{wl2}$$

$$F10 = (C_{sr2}c_1S + K_{sr2}c_1)Z_{wr2}$$

$$G1 = G2 = G3 = G8 = G9 = G10 = 0$$

$$G4 = (-C_{sl1}S - K_{sl1})Z_{cg1}$$

$$G5 = (C_{sl1}a_1S + K_{sl1}a_1)\theta_1$$

$$G6 = (-C_{sl1}d_1S - K_{sl1}d_1)\varphi_1$$

$$G7 = (M_{wl1}S^2 + C_{sl1}S + K_{sl1} + C_{wl1}S + K_{wl1})Z_{wl1}$$

$$H1 = H2 = H3 = H7 = H9 = H10 = 0$$

$$H4 = (-C_{sr1}S - K_{sr1})Z_{cg1}$$

$$H5 = (C_{sr1}a_1S + K_{sr1}a_1)\theta_1$$

$$H6 = (C_{sr1}d_1S + K_{sr1}d_1)\varphi_1$$

$$H8 = (M_{wr1}S^2 + C_{sr1}S + K_{sr1} + C_{wr1}S + K_{wr1})Z_{wr1}$$

$$I1 = I2 = I3 = I7 = I9 = I10 = 0$$

$$I4 = (-C_{sl2}S - K_{sl2})Z_{cg1}$$

$$I5 = (-C_{sl2}b_1S - K_{sl2}b_1)\theta_1$$

$$I6 = (-C_{sl2}d_1S - K_{sl2}d_1)\varphi_1$$

$$I9 = (M_{wl2}S^2 + C_{sl2}S + K_{sl2} + C_{wl2}S + K_{wl2})Z_{wl2}$$

$$J1 = J2 = J3 = J7 = J8 = J9 = 0$$

$$J4 = (-C_{sr2}S - K_{sr2})Z_{cg1}$$

*IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 46(6), 1051–1056, (1999).

[17] Sun, L., Kennedy, T.W., "Spectral analysis and parametric study of stochastic pavement loads", *Journal of Engineering Mechanics*, ASCE128 (2002) 318–327.

[18] Sun, L., "Optimum design of 'road-friendly' vehicle suspension systems subjected to rough pavement surfaces", *Applied Mathematical Modeling*, 26, 635–652, (2002).

[19] Gobbi, M., Mastinu, G., "Analytical Description and Optimization of the Dynamic Behavior of Passively Suspended Road Vehicles", *Journal of sound and vibration*, 245(3), pp. 457-481, (2001).

[20] Mitra, A., Benerjee, N., Khalane, H. A., Sonawane, M. A., Joshi, D. R., Bagul, G.R., "Simulation and Analysis of Full Car Model for various Road profile on a analytically validated MATLAB/SIMULINK model (Department of Mechanical, National Institute of Technology, NIT Durgapur, India) (Department of Mechanical, Modern Education Society's College of Engineering, Pune University, India).

*Conference on Robotics, Automation, Control and Embedded Systems – RACE*, (2015).

[12] A. K., Sukede, Arora, J., "Auto Tuning of PID Controller", *2015 International Conference on Industrial Instrumentation and Control (ICIC)*, 1459-1462, (2015).

[13] Ignatius, O.I., and et al., "Modeling, Design and Simulation of Active Suspension System PID Controller using Automated Tuning Technique", *Network and Complex Systems*, 6: 11-15, (2016).

[14] M.S., Kumar, "Development of Active System for Automobiles using PID Controller", *world Congress on Engineering*, 2, London, U.K, (2008).

[15] V. M., Hari, and et al., "Design and Implementation of Adaptive Neuro Fuzzy Inference System for an Experimental Active Suspension System", *International Conference on Robotics, Automation, Control and Embedded Systems – RACE*, (2015).

[16] Y. P., Kuo, & Li, T. H. S., "GA-based fuzzy PI/PD controllers for automotive active suspension system",