

کنترل ارتعاشات عرضی پره توربین‌های گازی به کمک سیم‌های مستهلک‌کننده

بهادر مطمئنیان آرنی^۱، علی ابراهیمی ممقانی^۲ و*^۱کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران^۲باشگاه پژوهشگران جوان و نخبگان، واحد تهران جنوب، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران

*مسئول مکاتبات: a.ebrahimimamaghani@gmail.com

◀ واژگان کلیدی

توربین گازی
نیروهای آئرو دینامیک
ارتعاشات ناخواسته
شروود
سیم مستهلک کننده

◀ تاریخچه مقاله

تاریخ دریافت ۱۳/۰۶/۱۳۹۶
تاریخ پذیرش ۲۱/۰۳/۱۳۹۷

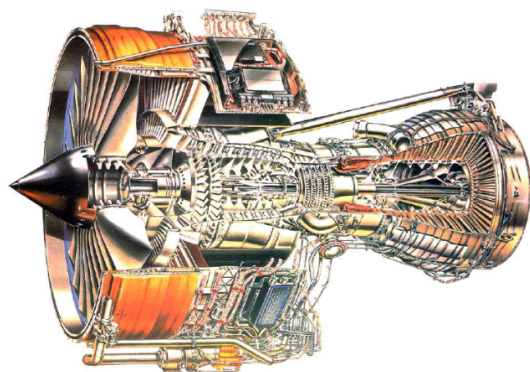
◀ چکیده

توربین‌های گازی از کاربردی‌ترین تجهیزات مورداستفاده در صنایع نفت، گاز، پتروشیمی و هوافضا هستند که در دهه‌های اخیر پژوهش‌های متعددی در ارتباط با مدل‌سازی و پیش‌بینی عملکرد آن‌ها صورت پذیرفته است. یکی از اصلی‌ترین اجزاء این ادوات، پره‌ها می‌باشند که به‌طور مداوم در معرض ارتعاشات ناشی از نیروهای پیچیده گوناگون از جمله تحریک سیال خارجی هستند. به‌منظور حذف ارتعاشات ناخواسته و همچنین جلوگیری از رخداد پدیده‌های مخرب در این سازه‌ها همچون خستگی و تشدید، مهندسين راهکارهای متنوعی پیشنهاد کرده‌اند که یکی از کارآمدترین آن‌ها استفاده از شروود و سیم‌های مستهلک کننده است. از این‌رو در این مقاله به بررسی عملکرد و اثرات شروود و سیم‌های مستهلک کننده بر ارتعاشات پره‌های توربین‌های گازی پرداخته می‌شود. ابتدا تعاریف اولیه توربین و انواع آن تشریح خواهد شد. در ادامه سیستم دیسک و پره که اساسی‌ترین روش برای مدل‌سازی توربین‌ها است معرفی می‌شود. همچنین مفاهیم اولیه نیروهای آئرو دینامیک وارده بر پره‌ها و ناپایداری‌های ایجادشده در آن‌ها به صورت اختصار تشریح خواهند شد. در نهایت نیز با طرح یک مثال عددی، کاهش ارتعاشات پره‌های توربین متصل به سیم‌های مستهلک کننده، تحت نیروهای گریز از مرکز و آئرو دینامیک بررسی خواهد شد.

۱ مقدمه

واژه توربین برای اولین بار توسط کلود بوردین انگلیسی در سال ۱۸۲۸ مورداستفاده قرار گرفت که برگرفته از یک لغت یونانی به معنی چرخنده است. توربین در واقع یک وسیله مکانیکی دوار است که دارای مجموعه متحرک روتور متشکل از یک درام^۱ با پره‌های^۲ متصل به آن است. به بیان دیگر توربوماشینی^۳ است که یک بخش چرخنده و تعدادی پره دارد که به بخش اصلی متصل هستند و انرژی را تحت اثر برخورد جریان سیال خارجی اعم از هوا، ترکیب سوخت و گازهای خروجی دریافت می‌کند و بدین ترتیب انرژی جنبشی دریافتی را به کار مفید تبدیل می‌کند. نمونه‌های اولیه توربین شامل آسیاب‌های بادی و چرخ‌های آبی بودند [۱].

اکثر توربین‌های گاز، بخار و آب پوشش محافظی در اطراف پره‌هایشان دارند که حرکت سیال را کنترل و هدایت می‌کنند. این پوشش‌ها و پره‌ها می‌توانند اشکال هندسی مختلفی داشته باشند که هرکدام برای نوع توربین، سیال و بازده خروجی متفاوت است. توربین‌های گازی در زمینه‌های مختلفی همچون رانش هواپیما (موتورهای توربوجت، توربوفن و...)، واحدهای توان کمکی (که توان مکانیکی برای رانش یک موتور جت را تأمین می‌کنند)، قطار، کشتی، ژنراتورهای الکتریکی و حتی تانک‌ها نیز به کار می‌روند [۱]. در شکل ۱ نمای برش خورده‌ی موتور توربین گازی رولزرویس Trent 800 مورداستفاده در هواپیمای ایرباس A330 نشان داده شده است.



شکل ۱: نمای برش خورده از موتور توربین گازی Trent 800 مورداستفاده در هواپیمای ایرباس A330 [۲]

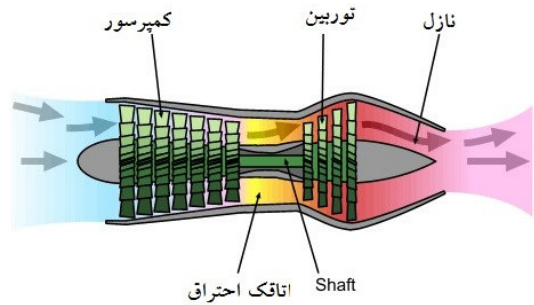
توربین گاز یا توربین احتراقی، نوعی موتور احتراق داخلی^۴ است که دارای یک کمپرسور دوار بالادستی^۵ است که با یک توربین پایین‌دستی^۶ کوپل می‌شود و یک محفظه احتراق نیز در بین آن‌ها قرار می‌گیرد. کارکرد اصلی توربین گاز شبیه به توربین بخار است، با این تفاوت که به جای بخار آب، ترکیب سوخت و هوا وارد آن می‌شود، به این صورت که هوای تازه اتمسفر وارد یک کمپرسور شده و فشار آن افزایش می‌یابد. سپس با اسپری کردن سوخت به هوا و اشتعال آن، احتراق انجام می‌شود و انرژی به هوا اضافه و سیالی با دمای بالا تولید می‌گردد. این گاز با دما و فشار بالا وارد توربین و در آنجا تا فشار خروجی^۷ منبسط می‌گردد و در این فرآیند حرکت شافت صورت می‌گیرد. انرژی تولیدی توسط شافت نیز به‌منظور

¹Drum ²Blades ³Turbomachinery ⁴Internal Combustion Engine ⁵Upstream ⁶Downstream ⁷Exhaust pressure

مورد استفاده پژوهشگران که برای مدل‌سازی این سازه‌های دوار مورد استفاده قرار می‌گیرد استفاده از مدل‌های متمرکز^۱ [۴]، دینامیک سیالات محاسباتی^۲، روش اجزای محدود^۳ و روش تئوری اغتشاشات^۴ [۵] است که عموماً به بررسی شرایط به وجود آمدن تمرکز تنش در پره‌ها و پیدا کردن راه‌حل‌هایی برای جلوگیری از به وجود آمدن آن‌ها می‌پردازند. توربین‌ها در ابتدا با هدف عملکرد بهینه به صورت ایده‌آل و کاملاً میزان طراحی می‌شوند، اما با گذشت زمان به دلیل تعداد سیکل کاری بالا که سیستم متحمل می‌شود و همچنین به دلیل تفاوت در تلورانس‌های ساخت و عواملی همچون سائیدگی، خراش و فرسوده شدن، باعث از بین رفتن تقارن دایره‌ای^۵ و به وجود آمدن نامیزانی^۶، در این سامانه‌ها خواهد شد. بنابراین ساخت پره‌های توربین گازی به منظور دستیابی به حالت ایده‌آل، به دلیل محدودیت‌هایی که در تولید وجود دارند بسیار دشوار است [۶]. مسلماً نامیزانی‌های ایجاد شده برای عملکرد دستگاه در طولانی مدت مضر می‌باشند و باعث به وجود آمدن هزینه‌های زیاد جهت تعمیر، نگهداری و بازسازی این تجهیزات خواهند شد که در نهایت نیز می‌توانند منجر به ایجاد ترک، خستگی و حتی ازکارافتادگی سازه شود. از این رو با آن‌که مدل‌های متمرکز برای مدل کردن سامانه‌های میزان (بالانس) بیشتر مورد استفاده قرار گرفته‌اند، اما این نوع مدل‌ها در صنعت کارایی بسیار زیادی ندارند. در شکل ۳ برخی مدل‌های استفاده شده در مراجع برای مدل‌های متمرکز نشان داده شده است. به عنوان مثال، در شکل ۳ الف هر بخش شامل دو جرم متمرکز m_a و m_b است که هر کدام به ترتیب بیانگر جرم پره و جرم دیسک می‌باشند. تمامی جرم‌ها توسط فنر K_t با یکدیگر کوپل و مرتبط هستند و همچنین توسط فنر دیگری همانند K_d به زمین (دیسک) متصل شده‌اند. جرم هر پره نیز توسط فنر k_b به جرم دیسک بخش مربوطه خود متصل شده است. از سوی دیگر نیز برای مدل‌سازی میرایی سازه‌ای معادل نیز از دمپینگ C_b استفاده شده است.

همان‌طور که می‌دانیم ساخت پره‌های توربین گازی به منظور دستیابی به حالت ایده‌آل کامل به خاطر محدودیت‌هایی که در تولید وجود دارند امکان‌پذیر نیست. اوینز در سال ۱۹۶۹ با استفاده از مدلی ساده به مطالعه علل شرایط واقعی شکست با در نظر گرفتن سطوح ارتعاشات که هر کدام از اجزای توربین گاز ممکن است دچار آن شوند، پرداخت. همچنین در این پژوهش به توصیف خواص دینامیکی سیستمی که دارای یکسری از جفت مودهایی که فرکانس نزدیک به هم دارند، پرداخت [۱۱]. وی و پیر با استفاده از روش اغتشاشی به بررسی اثر نامیزانی‌های کوچک روی دینامیک سازه‌هایی که دارای تقارن دایروی هستند، پرداختند. آن‌ها نشان دادند که حساسیت به نامیزانی پیش از همه عوامل بستگی به نسبت قدرت نامیزانی به قدرت کوپلینگ دارد [۱۲]. کوآنگ و هوآنگ به اثر خرابی پره در سیستم‌های دیسک-پره روی تمرکز مودال پرداختند. آن‌ها پره‌ها را با تیر اوپلر برنولی مدل کردند و خراش روی پره را به صورت یک نامیزانی موضعی روی آن در نظر گرفتند و با استفاده از روش جداسازی گالرکین به حل معادله حرکت سیستم نامیزان شده با خراش روی پره پرداختند [۱۳]. کستیر و پیر در به تحلیل و مدل‌سازی ارتعاشات پره‌های دیسک پرداختند. همچنین آن‌ها با استفاده از روش المان محدود کاهش مرتبه به صورت تکی و مقایسه آن با

راه‌اندازی دستگاه‌هایی همانند کمپرسور و ژنراتور الکتریکی کوپل شده با شافت مورد استفاده قرار می‌گیرد. لازم به ذکر است که بخشی از انرژی تولیدی که در شافت مورد بهره‌برداری قرار نمی‌گیرد، در گازهای خروجی که دارای دما و سرعت بالا هستند، خارج می‌شود [۱]. شکل ۲ شماتیک نحوه کارکرد موتورهای توربوجت که یکی از انواع موتورهای توربین گازی است را نشان می‌دهد.



شکل ۲: اصول کار موتور توربوجت [۲]

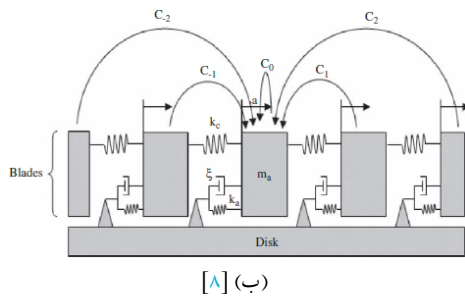
به دلیل ویژگی و کاربردهای گسترده توربین‌های گازی، برای شبیه‌سازی و طراحی آن‌ها می‌بایست با مفاهیم اولیه و شرایط کاری این سامانه‌های دوار آشنایی کاملی داشت. از سوی دیگر در بسیاری از طراحی‌های پیشنهادی برای توربین‌ها لازم است که طرح به منظور بررسی مطلوبیت نتایج آن، بارها امتحان شود تا نواقص آن برطرف شود. همچنین با توجه به بالا بودن هزینه‌های ساخت توربین‌ها، لازم است ابتدا به مدل‌سازی ریاضی آن‌ها پرداخت. مرسوم‌ترین مدل در شبیه‌سازی این ادوات، سیستم دیسک و پره است که از نوع سامانه‌های دینامیکی قوی است و در ادامه به معرفی آن پرداخته خواهد شد. از آنجاکه توربین‌های گازی جایگاه ویژه‌ای در صنایع مهندسی دارند و به دلیل سیکل کاری بالای این ادوات، مدل‌سازی دقیق، ایمنی و بازدهی هرچه بیشتر آن‌ها اهمیت ویژه‌ای دارد، لذا پیش‌بینی عملکرد و طراحی بهینه آن‌ها یکی از چالش‌های اساسی مهندسی مکانیک است. یکی از ساده‌ترین و بروزترین فناوری‌هایی که در حال استفاده است، استفاده از سیم مستهلک کننده و شروود است. این اجزاء از آنجاکه به صورت غیرفعال باعث کاهش ارتعاشات ناخواسته پره‌ها می‌شوند در نتیجه باعث خواهند شد که از پره‌ها بتوان به مدت طولانی‌تر بهره برد و عمر مفید کاری آن‌ها را افزایش خواهند داد. در صورت خرابی تمام و یا حتی قسمتی از این اجزاء دامنه ارتعاشات پره بیشتر و در نهایت ازکارافتادگی آن خواهد شد که این امر اتفاق مطلوبی برای بهره بردن هرچه بیشتر از توربین‌های گازی نخواهد بود. از این رو با هدف آشنایی با عملکرد این تکنولوژی، در مقاله حاضر به بررسی اثرات استفاده از سیم مستهلک‌کننده و شروود بر روی عملکرد پره توربین‌های گازی پرداخته خواهد شد.

۲ سیستم دیسک و پره

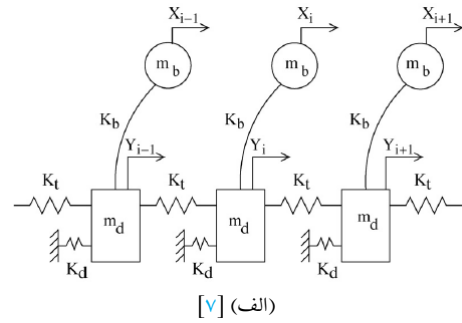
بررسی نیروهای وارده بر توربین گاز، ارتعاشات سامانه‌های دیسک و پره و تحقیق روی رفتار پره‌ها تحت اثر نیروهای مختلف از دهه شصت میلادی توجه بسیاری از محققان را به خود جلب کرد [۳]. از جمله روش‌های

¹Localized models ²Computational Fluid Dynamics (CFD) ³Finite Element Method (FEM) ⁴Perturbation method ⁵Cyclic symmetry

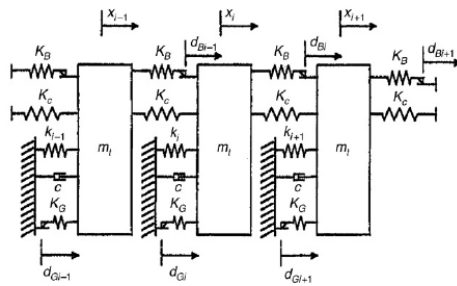
⁶Mistuning



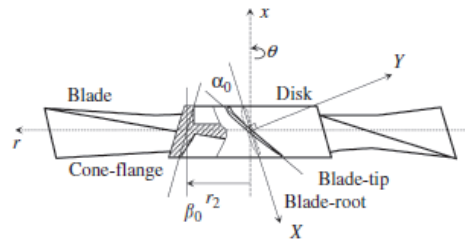
[۸] (ب)



[۷] (الف)



[۱۰] (د)



[۹] (ج)

شکل ۳: مدل‌های متمرکز استفاده‌شده برای تحلیل سیستم دیسک و پره

مسائل مربوط به مقاومت پره صورت می‌گیرد. به‌طور مرسوم در نظر گرفتن استحکام پره محدود به بررسی نیروی گریز مرکز استاتیکی و تنش خمشی ثابت با چشم‌پوشی از تشدیدهای دینامیکی است. جریان سیال بیرونی در توربوماشین‌ها عموماً به‌صورت پایا در نظر گرفته می‌شود به‌استثنای پدیده‌هایی همچون استال (واماندگی) ناشی از چرخش^۱ و موج^۲؛ اما در مجموع سامانه‌های دوار نسبتاً تحت اثر یک میدان جریان ناپایا قرار می‌گیرند که به علت موج‌های وارده بر استاتور^۳ از مرحله^۴ قبلی و یا پیچیدگی‌ها و انسداد جریان سیال ورودی به وجود می‌آیند. این نیروهای متغیر خارجی می‌تواند باعث ایجاد رزونانس شوند، به این صورت که حتی یک نیروی کوچک سیال نوسانی می‌تواند منجر به تنش‌های ارتعاشاتی بزرگ روی پره‌ها شود و در طولانی‌مدت باعث شکست ناشی از خستگی خواهد شد. در این زمینه به‌عنوان یک نمونه صنعتی می‌توان به حادثه نیروگاه هسته‌ای هامارواکا در سال ۲۰۰۶ اشاره نمود که پره روتور ۱۲ مرحله‌ای استیج کم‌فشار دچار خرابی و ازکارافتادگی شد. نتایج بررسی‌ها علت را ارتعاشات تصادفی ناشی از نیروهای سیال نشان دادند که به خاطر جریان ناپایدار در مدت زمان شرایط کاری با بار پایین و به علت بخار بازگشتی ناشی از لوله‌های بخار خروجی در طی مرحله انجام آزمایش بار کات-آف^۵، به وجود آمده بود [۱۶]. مشخصات ارتعاشاتی پره‌ها به‌منظور بهبود عملکرد و افزایش قابلیت اعتماد؛ در مرحله تحقیق و توسعه توربوماشین، مورد بررسی و تحقیق قرار می‌گیرد. یکی از نکات طراحی پره‌ها، استفاده از پره‌های بلندتر و سبک‌تر (نازک‌تر) به دلیل صلبیت کمتر، برای بهبود بخشیدن به عملکرد مطلوب توربوماشین است. همان‌گونه که اشاره شد، شکست و ازکارافتادگی پره عمدتاً به علت تنش‌های مداومی است که از نیروهای سیال نشاءت می‌گیرد. تشدید که به علت یکی شدن فرکانس تحریک خارجی با یک فرکانس طبیعی پره است از خطرناک‌ترین شرایطی است که ممکن است به وجود آید. این پدیده ارتعاشاتی که منجر به

ارتعاشات دیسک‌های پره‌دار، به بررسی رفتار ارتعاشی پره آزاد پرداختند. در این مقاله نامیزانی را به‌عنوان یک اغتشاش اتفاقی کوچک برای سختی درجه آزادی پره در نظر گرفته است. همچنین در ادامه به مباحث و نتایج نوینی مانند مدل‌سازی غیرخطی آسیب‌دیدگی پره، کوپلینگ آئرو-دینامیکی و... از طریق روش‌های محاسباتی گوناگون پرداختند [۱۴]. هوانگ و کوانگ به مطالعه اثر خراش در نزدیکی پایه پره و پایداری دسته‌ای آن‌ها پرداختند. آن‌ها برای مدل‌سازی کوپلینگ سیستم، از یک سیستم دیسک-پره که به‌صورت متقارن در سرتاسر دیسک، پره‌ها را به هم متصل می‌کند، استفاده کردند. خراش پره را با استفاده از انعطاف‌پذیری موضعی به همراه ترم‌های کوپلینگ مدل کردند و پدیده متمرکز شدن مودها با استفاده از خراش پره روی ارتعاشات طولی و خمشی در نظر گرفتند [۱۵].

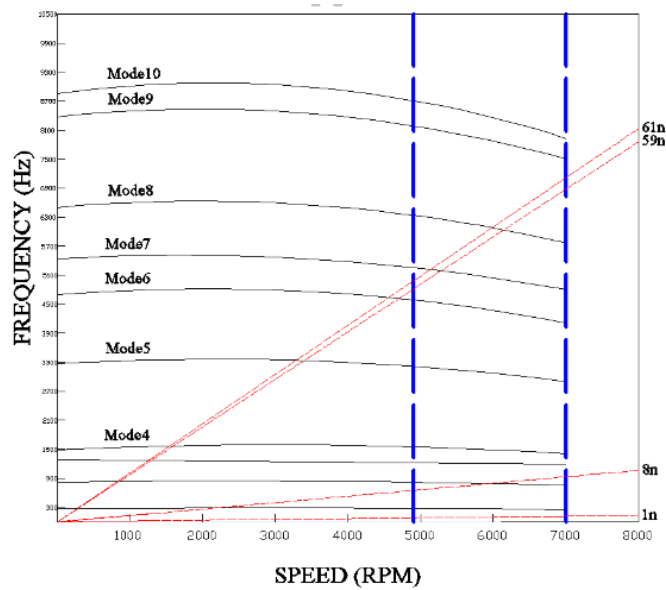
مسئله مدل‌سازی توربین‌ها می‌بایست تا حد ممکن به حالت واقعی آن‌ها نزدیک‌تر باشد تا بتوان پیش‌بینی دقیق‌تری از رفتار ارتعاشاتی این سامانه‌ها ارائه نمود. از طرفی به این نکته بایستی توجه نمود که دقیق‌تر شدن مدل ارائه‌شده نیز موجب افزایش حجم محاسبات خواهد شد. از آنجایی‌که پره‌ها در معرض نیروهای مختلفی همچون گریز از مرکز، اثرات پدیده‌های آئرو-دینامیکی، برهم‌کنش بین مراحل مختلف روتورها روی یکدیگر، تأثیر پره‌های مجاور روی هم و... قرار می‌گیرند، لذا آشنایی با انواع پدیده‌های مختلف ناشی از اثرات نیروهای خارجی حائز اهمیت است. از این‌رو در بخش‌های بعدی به معرفی و بررسی پدیده‌های مؤثر آئرو-دینامیکی که می‌تواند در تحلیل رفتار ارتعاشاتی پره مؤثر باشد، پرداخته خواهد شد.

۳ ارتعاشات پره

طراحی توربوماشین‌ها همانند توربین‌ها و کمپرسورها معمولاً ابتدا طبق مشخصات پره‌ها بر اساس عملکرد موردنظر و پس‌از آن با در نظر گرفتن

¹Stall rotation ²Surging ³Stator ⁴Stage ⁵Load cut-off testing

دارد.



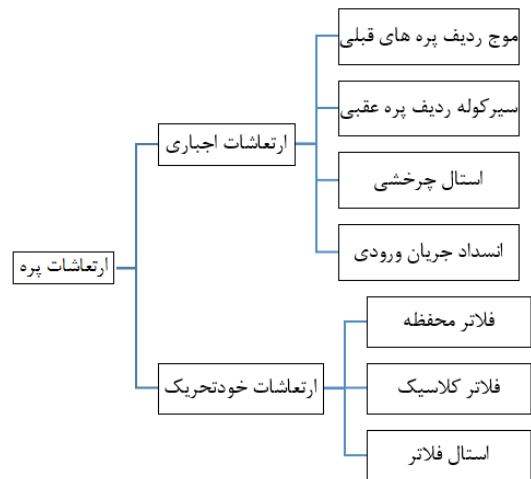
شکل ۵: دیاگرام کمپل [۱۶]

۴ ناپایداری‌های ناشی از نیروهای آئرو دینامیک در توربین‌های گاز

در مبحث دینامیک پره توربین‌های گازی، علوم مکانیک سیالات با مهندسی ارتعاشات کوپل می‌شوند که ارتعاشات ناشی از سیال^۲ نامیده می‌شود و جزء زمینه‌های مهم تحقیقاتی است و مورد توجه بسیاری از محققان قرار گرفته است. در این زمینه تحقیقاتی ابتدا یک مدل برای بیان نمودن این پدیده ارائه می‌شود و سپس معادلات دینامیکی مدل را با کمک دسته‌ای از معادلات دیفرانسیلی جزئی معرفی می‌کنند تا در نهایت با در نظر گرفتن شرایط مرزی مناسب به حل آن پرداخته خواهد شد. در مرحله مدل‌سازی، معادله پیوستگی، معادلات مونتوم (معادلات حاکم بر جریان سیال)، معادلات سازه و شرایط مرزی مربوطه در یک سیستم مختصات مناسب توضیح داده می‌شوند. از سوی دیگر تحلیل‌های خطی و غیرخطی به منظور بررسی و اکتساب پاسخ ارتعاشاتی سیستم و نوع رفتار آن در رژیم‌های مختلف کاری استفاده می‌شوند به طور مثال تحلیل خطی پایداری را می‌توان با یکی از چندین روش معمول از جمله تحلیل فوریه، تبدیل لاپلاس و آنالیز مودال معمولی انجام داد. از روش‌های ارائه شده در تحلیل‌های غیرخطی، برای سامانه‌هایی که دارای درجه غیرخطی نسبتاً کم و ضعیفی هستند می‌توان به روش متوسط گیری مختلط شونده^۳ و روش تحلیل مقیاس چندگانه^۴ اشاره نمود. روش اجزاء محدود، روش المان مرزی و روش حجم محدود نیز از روش‌های حل عددی استاندارد می‌باشند که در این‌گونه مسائل مورد استفاده قرار می‌گیرند. از طریق تحلیل خطی و غیرخطی می‌توان فرکانس طبیعی، مدهای ارتعاشاتی، نرخ رشد دامنه، طیف فرکانسی، پاسخ فرکانسی و ... را به دست آورد.

در این بین از جمله مواردی که می‌تواند باعث پیچیده‌تر شدن تحلیل گردد نوسانات خود تحریک^۵ سازه است؛ سامانه‌ای که تحت اثر منبع انرژی خودش به خاطر ماهیت فیزیکی درونی نوسان می‌کند، دچار ارتعاشات خود تحریک

شکستگی می‌شود اغلب به علت توجه ناکافی در مرحله طراحی همراه با نبود اطلاعات و دانش کافی است. ارتعاشات پره می‌تواند با توجه به الگوهای ارتعاشاتی که در شکل ۴ نمایش داده شده است طبقه‌بندی شود. بنابراین قانون کلی این است که از یکی شدن فرکانس پره با فرکانس نیروی تحریک خارجی جلوگیری شود تا پدیده تشدید شکل نگیرد. لازم به ذکر است که محاسبه دقیق فرکانس‌های طبیعی پره عمدتاً به این دلیل که شرایط مرزی به خوبی معین و تعریف نشده‌اند، کمی مشکل است؛ بنابراین محدوده خطای بین ۵ تا ۱۰ درصد بایستی در محاسبات در نظر گرفته شود [۱۷].



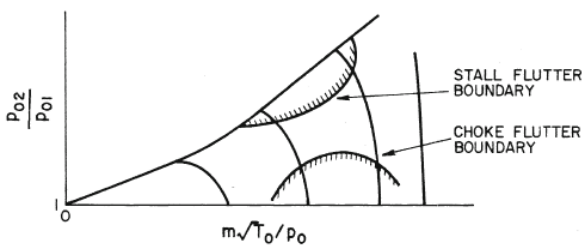
شکل ۴: طبقه‌بندی ارتعاشات پره [۱۷]

روش دیگر برای پیش‌بینی بهتر محدوده‌های رخداد تشدید برای پره‌ها، استفاده از دیاگرام کمپل^۱ است که در آن جهت تحلیل نتایج، شکل مودها در نمودار خط تشدید- تشدید هارمونیک رسم می‌گردد. فرکانس تحریک پره به تعداد پره‌های ثابت و سرعت چرخش بستگی دارد و خط تشدید به صورت فرکانس عبور نازل تعریف می‌شود. منبع اساسی تحریک، نازل‌ها هستند و فرکانس تحریک نازل تابعی از تعداد نازل‌ها و سرعت توربین است.

دیاگرام کمپل نموداری است که بیانگر فرکانس (در محور عمودی) بر حسب سرعت توربین (در محور افقی) است. لازم به ذکر است که فرکانس‌های طبیعی پره و تحریک در این دیاگرام رسم می‌شوند. شعاع دایره‌ها در شکل بیانگر دامنه ارتعاشاتی هستند. این دیاگرام نقاطی را که فرکانس‌های طبیعی پره توسط روش‌های آزمایشگاهی و یا شبیه‌سازی به روش المان محدود به دست آورده‌اند را با فرکانس‌های تحریکی که با آن تداخل پیدا می‌کنند نشان داده و در مقابل هم رسم می‌کند. شکل ۵ دیاگرام کمپل مورد استفاده برای طراحی فاز به منظور بررسی امکان وقوع تشدید پره را نشان می‌دهد. این اندازه در طی مرحله طراحی شناخته نشده و می‌بایست از میان اندازه‌گیری‌های واقعی و آزمایشگاهی به دست آورده شود [۱۸]. به عنوان مثال، در شکل ۵ که برای دور ۷۰۰۰ دور بر دقیقه رسم شده است، خطوط n59 و n61 به ترتیب فرکانس‌های تحریک نازل‌های ردیف اول و دوم و خط n8 معرف تحریک سوخت‌پاش‌ها است. همان‌گونه که از نمودار مشاهده می‌گردد در محدوده کاری توربین، تداخل فرکانسی بین فرکانس‌های تحریک و فرکانس‌های طبیعی به دست آمده از هر دو سوپر آلیاژ مشاهده نگردیده و بنابراین هیچ‌گونه مشکل رزونانسی برای پره در دور کاری به وجود نمی‌آید و پره در حاشیه ایمن قرار

¹Campbell diagram ²Flow Induced Vibration (FIV) ³Complexification-averaging method ⁴Multiple scales analysis ⁵Self-excited vibrations

تعیین می‌کند فلاتر رخ بدهد یا خیر، انرژی کلی عبوری از جریان هوا به سمت ایرفویل است. به‌عنوان مثال، نوک پره‌ای که در معرض واماندگی است نسبت به شعاع‌های کوچک بخش‌های دیگر، باید انرژی بیشتری از جریان هوا استخراج کند که این انرژی توسط میرایی سیستم تلف می‌شود. لازم به ذکر است که فلاتر در پره‌ها حتی می‌تواند همانند آن‌هایی که در توربین‌های گازی هواپیماها استفاده می‌گردد، با یک نسبت جرم کوچک $m/\pi\rho b^2$ (جرم پره در واحد طول، ρ چگالی سیال و b نصف طول وتر پره) اتفاق بیفتد که به ندرت باعث ایجاد نگرانی برای پره‌ها می‌شوند، چرا که دارای نسبت جرم بالایی هستند. مرزهای استال فلاتر همان‌گونه که در نقشه عملکرد کمپرسور که در شکل ۷ آورده شده است خود را نمایان و ارتعاشات را به یک یا دو مرحله محدود می‌سازد.



شکل ۷: مرز استال فلاتر [۱۶]

از انواع دیگر ناپایداری که می‌توان در بررسی رفتار پره‌ها در نظر گرفت، بررسی رفتار پره تحت اثر بارگذاری گاست^۴ است که در واقع این اثر ناشی از نوسانات سرعت است که می‌تواند هم ناشی از گاست‌های ناپیوسته^۵ یا آشفته‌گی مداوم^۶ ناشی از تغییرات در زاویه حمله باشد. دو زمینه اصلی تحقیقاتی برای نیروهای سیال نوسانی وجود دارد، یکی تحلیل نیروهای سیال نوسانی زمانی که پره‌ها در جریان یکنواخت نوسان می‌کنند و دیگری جایی که گاست روی پره در حالت ایستایی عمل می‌کند. از مهم‌ترین روش‌های ارزیابی نیروهای ناپایدار آئرو دینامیک [۱۷] می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

۱. ارزیابی نیروی سیال نوسانی روی یک پره بر اساس تئوری پره ناپایدار
۲. ارزیابی نیروی سیال نوسانی روی سامانه‌ای از پره‌های تخت
۳. ارزیابی نیروی سیال تحریک‌کننده از استال دورانی

البته بسته به عواملی همانند اینکه تحلیل و بررسی در کدامیک از نواحی فروصوت^۷، فراصوت^۸، ماوراء صوت^۹ رخ می‌دهد، تراکم پذیر بودن یا نبودن سیال عامل، محدوده زاویه حمله و نوع نیروهایی که برای پره توربین گاز می‌توان در نظر گرفت، می‌تواند باعث نزدیک‌تر شدن هرچه بیشتر تحلیل به ماهیت فیزیکی توربین گازی شود، اما از طرفی دیگر باعث پیچیدگی مسئله و افزایش حجم محاسبات حل آن خواهد شد؛ بنابراین طبق فرضیاتی که در ابتدای حل مسئله در نظر گرفته می‌شود، می‌توان پدیده‌های آئرو دینامیکی همچون استال، فلاتر، استال فلاتر، گاست و دیگر پدیده‌های آئرو دینامیکی را در معادلات حرکت پره لحاظ کرد و یا نادیده گرفت.

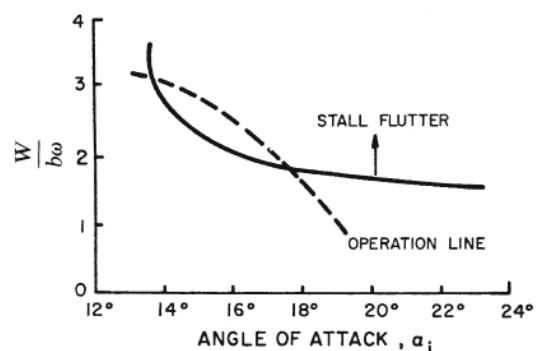
۵ راه‌حلی جهت کاهش ارتعاشات پره

مسلماً پره به‌عنوان یکی از اصلی‌ترین جزء توربین‌ها، به‌طور مداوم در معرض ارتعاشات ناشی از نیروهای خارجی از جمله تحریک سیال قرار می‌گیرد بارهای

می‌شود. از انواع منابع تولید این پدیده می‌توان به موارد زیر اشاره نمود [۱۷]:

۱. جریان سیال ناپایا
 ۲. سامانه‌های در حال دوران با سرعت متغیر
 ۳. سامانه‌های مکانیکی تحت تحریک توسط نیروهای خارجی متغیر
- از جمله ناپایداری‌های ممکن در توربوماشین‌ها و به‌خصوص توربین‌های گازی، پدیده استال فلاتر^۱ است. استال فلاتر یک پدیده آئروالاستیکی دینامیکی غیرخطی و اجتناب‌ناپذیر است. این پدیده باعث جدایی تمام و یا قسمتی از جریان ایرفویل یا سطح مقطع به‌صورت متناوب در طی مدت‌زمان ارتعاشات می‌شود. برخلاف فلاتر (که جریان در تمام مدت به ایرفویل متصل است)، مکانیزم انتقال انرژی از جریان هوا به ایرفویل مرتعش، نه وابسته به کوپلینگ دو مود بین الاستیسیته و آئرو دینامیک دارد و نه وابسته به تأخیر فاز بین جابجایی و واکنش آئرو دینامیکی. این اثر لزوماً در یک سیستم خطی رخ می‌دهد که نشان از مثبت بودن کار آئرو دینامیکی جریان هوا نیز دارد. ویژگی اساسی استال فلاتر، واکنش آئرو دینامیکی غیرخطی به حرکت ایرفویل یا سازه است؛ بنابراین اگرچه کوپلینگ و تأخیر فاز ممکن است در برخی مواقع باعث تغییر نتایج شود، اما ناپایداری اساسی و ویژگی اصلی آن بایستی از لحاظ ویژگی‌های مومنتوم نیروی عمودی غیرخطی، مورد توضیح قرار بگیرد. در حالت خوش‌بینانه محدوده فلاتر^۲ در بالاتر از منحنی عملکرد رخ خواهد داد. توجه به این نکته نیز ضروری است که شرایط بحرانی زمانی رخ می‌دهند که منحنی عملکرد وارد ناحیه فلاتر شود [۱۶].

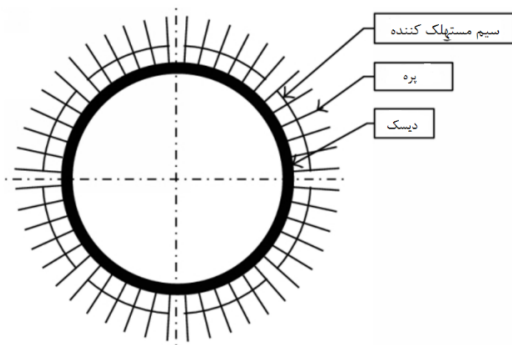
مرز فلاتر شبیه به آنچه است که در شکل ۶ نمایش داده شده است که این منحنی نمونه‌ای از داده‌های به‌دست‌آمده در توربوماشین‌ها است. پارامتر متعارف این نمودار عبارت است از سرعت کاهش یافته (معکوس فرکانس کاهش یافته: W/bw). کانتورهای تنش فلاتر ثابت، کمتر یا بیشتر از مرز فلاتر و یا به‌صورت موازی و یا درون مرز فلاتر پیش خواهند رفت. تک کانتور نشان داده‌شده در شکل ۶ برای آن مرحله از تنش متقارن^۳ در مواد تشکیل‌دهنده پره است که برای بیان برخی تمایزات و اندازه‌گیری منتسب به ارتعاشات ناشی از فلاتر و نوپز قابل تشخیص در اندازه‌گیری کرنش سیستم، آورده شده است. با این حال، ایجاد تغییرات کوچک در سرعت نسبی هوا می‌تواند باعث افزایش قابل ملاحظه‌ای در تنش ایجادشده توسط فلاتر بشود.



شکل ۶: منحنی رابطه استال فلاتر تجربی [۱۶]

اولین شکل مود سازه که تحت ناپایداری فلاتر قرار می‌گیرد معمولاً پیچش است؛ طبیعتاً وقتی اثرات سه‌بعدی در نظر گرفته می‌شوند، اینکه چه عاملی

¹Stall Flutter ²Flutter ³Cyclic stress ⁴Gust loading ⁵Discrete gusts ⁶Continues turbulence ⁷Subsonic ⁸Supersonic ⁹Hypersonic



شکل ۹: سیم‌های مستهلک کننده [۱۹]

جدول ۱: خواص مکانیکی سیم مستهلک کننده [۲۵]

شعاع	ضریب پواسون	مدول الاستیسیته	چگالی
۱۱۰ mm	۰/۳	۹۳ Gpa	۴۶۲۰ kg/m ^۳

مشکل اصلی این اجزاء آن است که نسبت به عواملی خارجی همچون خوردگی آسیب‌پذیرند، همچنین می‌توانند باعث سرعت بخشیدن به رسوب‌هایی که توسط احتراق سوخت‌های باقی‌مانده شکل‌گرفته‌اند، شوند که در شکل ۱۰ خرابی قسمتی از پرها با وجود سیم مستهلک کننده در یک مرحله از توربین بخار نشان داده شده است. شکاف‌هایی که ناشی از سوراخ‌های سیم‌های مستهلک کننده روی پرها وجود دارد نیز می‌تواند باعث بروز مشکل اساسی برای پرها بشود. از دیگر عوامل رایجی که می‌تواند باعث رخداد نامیزانی در سامانه‌های دیسک و پره می‌شود خراش یا آسیب‌دیدگی خود پره و همچنین خراش یا پارگی سیم‌های مستهلک‌کننده می‌باشند. به دلیل اینکه انرژی ناشی از ارتعاشاتی که یک پره خاص در یک سیستم نامیزان دارد، می‌تواند متحمل افزایش قابل‌توجهی در دامنه ارتعاشات پاسخ اجباری نسبت به یک سیستم میزان شود، پارگی این سیم‌ها اگر موردتوجه قرار نگیرد می‌تواند نسبت به خراشی که خود پره توربین می‌بیند آثار مخرب‌تری داشته باشد. معیایی که ذکر شد هرکدام می‌توانند باعث نامیزانی سیستم بشوند.



شکل ۱۰: شکست پره توربین بخار با وجود سیم مستهلک کننده [۲۵]

آسیب‌دیدگی و خراش روی سیم‌های مستهلک‌کننده اگرچه نسبت به خراش و آسیب‌دیدگی خود پرها رایج نیستند اما اگر موردتوجه واقع نشود منجر به افزایش دامنه ارتعاشات پره و به وجود آمدن رفتار اغتشاشی^۴

دینامیکی که روی پره اعمال می‌شود باعث ایجاد ارتعاشات اجباری ناشی از نیروهای متفاوتی است که سیال خارجی (گاز) عامل آن است. ارتعاشات اجباری باعث به وجود آمدن خستگی ناشی از تعداد سیکل‌های کاری بالا خواهد شد که باعث آسیب رساندن به پره خواهد شد. یکی از اهداف اصلی در طراحی پره توربین‌های موتورهای هوایی، کاهش دامنه ارتعاشات به‌منظور جلوگیری از خستگی ناشی از تعداد سیکل‌های کاری بالا است. یکی از اجزای کاربردی که در عمل باعث کاهش دامنه و میرا کردن ارتعاشات پره می‌شود، شرود^۱ و سیم‌های مستهلک‌کننده^۲ است. با استفاده از این اجزاء، دامنه ارتعاشات پرها می‌تواند به‌طور قابل‌ملاحظه‌ای کاهش یابد. تفاوت شرود و سیم‌های مستهلک کننده این است که شرود عموماً در قسمت پرفشار و سیم‌های مستهلک کننده در قسمت کم‌فشار توربین که طول پرها نسبت به قسمت پرفشار بلندتر است، مورد استفاده قرار می‌گیرند. در عمل سیم‌های مستهلک‌کننده از بین سوراخ‌هایی که در پرها تعبیه شده عبور می‌کنند و ارتعاشات مربوط به اصطکاک بین پره و خودش را کاهش می‌دهد. این سیم‌ها از میان تمامی پرها عبور کرده و تک‌تک آن‌ها را به هم متصل نگه‌داشته تا همه با استحکام بیشتری در جای خود باقی بمانند. پره‌های شروددار بر روی روتور نصب می‌شوند و اثرات ضربه و اصطکاک بین هر دو پره زمانی که سیستم روتور و پرها دوران می‌کنند، وجود خواهند داشت. پره‌های شروددار در واقع به عنوان میراکننده اصطکاک خشک عمل می‌کنند. عوامل غیرخطی همچون برهم‌کنش نیروی بین پرها، توسط این میراکننده اصطکاک خشک به وجود خواهند آمد. زمانی که سامانه‌های غیرخطی تحت تأثیر اصطکاک، ضربه و یا ارتجاع پذیری غیرخطی قرار بگیرند پدیده‌های دینامیکی پیچیده مثل دوشاخگی^۳، پرش و حرکت اغتشاشی به وجود خواهند آمد که می‌توانند به‌شدت بازه پاسخ پره را محدود نمایند. در شکل‌های ۸ و ۹ به ترتیب شرود و سیم مستهلک‌کننده بر روی پره‌های توربین گازی نشان داده شده است. عموماً از موادی که برای ساخت پرها استفاده می‌شود، برای ساخت سیم‌های مستهلک کننده و شرود نیز به کار گرفته می‌شوند همانند کروم، نیکل، کبالت، تیتانیوم و همچنین مواد سایش‌پذیر پیشرفته و مقاوم در برابر اکسیداسیون همانند سوپرآلیاژهای پایه نیکل. البته عواملی همچون این‌که در کدام قسمت یا بخش توربین گازی (توربین کم‌فشار، توربین پرفشار و یا کمپرسور) قرار است طراحی صورت گیرد و ماکزیمم حرارتی که قرار است اجزاء متحمل شوند، در انتخاب مواد سازنده اجزایی همچون پره، سیم مستهلک کننده و شرود مؤثر خواهد بود. در جدول ۱ مشخصات مکانیکی سیم مستهلک کننده که در توربین بخار K-300-240 مورد استفاده قرار گرفته، آورده شده است.



شکل ۸: شرود [۱]

^۱Shroud ^۲Lacing wire ^۳Bifurcation ^۴Chaotic motion

یک روش تحلیلی برای آنالیز مودال سیستم گروهی پره‌ها که متحمل حرکت دورانی می‌شوند را توسط لیم و همکاران ارائه شد که در پژوهش آن‌ها پره‌ها به صورت ایده‌آل و یک‌طرف ثابت در نظر گرفته شده‌اند. اثر کوپلینگ سختی بین پره‌ها به خاطر انعطاف‌پذیری دیسک و حلقه متصل‌کننده با فنرهای جدا مدل شدند [۲۸]. پناچی و همکاران تلاش خود را برای کاهش ارتعاشات پره به منظور غلبه بر خستگی برای جلوگیری از شکست پره در توربوماشین با کارایی بالا برای تولید برق انجام دادند. آن‌ها بدین منظور به کمک جسمی با دامنه محدود ارتعاش در نوک پره و ایجاد شکاف کوچک بین شروود و پره‌های مجاور وجود دارد حالت خاص ارتعاش رخ می‌دهد که تماس بین و شروود به وجود می‌آید و حرکت نسبی محدود می‌شود و در نتیجه انرژی به وجود آمده توسط اصطکاک در طول تماس از بین می‌رود [۲۹]. رهی و نوذریور با استفاده از روش اجزای محدود، آنالیز مودال و همچنین با استفاده از دیاگرام کمپل به بررسی موقعیت قرارگیری سیم مستهلک کننده در توربین بخار و تأثیری که می‌تواند روی فرکانس طبیعی سیستم داشت باشد، پرداختند [۳۰]. پروچاکزا و وانگ، پره توربوماشین‌ها را مورد بررسی قرار دادند. در این پژوهش حس‌گرهای به کار رفته وظیفه اندازه‌گیری سرعت و تغییر شکل را بر عهده داشتند [۳۱]. سانویو و همکاران بیان کردند که در توربین بخار کم‌فشار، پره‌ی ردیف آخر بیشترین سطح ارتعاشات را تجربه می‌کند. آن‌ها ترک در پره و خرابی سیم مستهلک کننده را مورد بررسی قرار دادند. همچنین آن‌ها یک سیستم برای اندازه‌گیری زمان ارتعاشات پره به منظور بررسی رفتار دینامیکی در شرایط عملیاتی متفاوت را مورد بررسی قرار دادند [۳۲]. بررسی خراش و آسیب‌دیدگی سیم مستهلک کننده پره‌ها در توربین‌های گازی روی پاسخ ارتعاشی، فرکانس طبیعی و آنالیز مودال پره‌ها در حالت ارتعاشات آزاد توسط چاترچی و کوتامکار انجام گرفت. مدل‌سازی ارائه شده این‌گونه بود که پره‌ها را با تیر اوپلر-برنولی^۱ و سیم‌های مستهلک کننده را با فنر خطی مدل کردند [۱۹]. در همان سال هوی و همکاران به بررسی یک جسم که بین پره و پوشش الاستیک که به منظور حفاظت از انرژی قرار می‌گیرد، پرداختند. در این مدل خم شدن پره و تغییر شکل پوسته در طول اصطکاک در نظر گرفته شده است. همچنین آن‌ها تأثیر عمق نفوذ جریان، سختی، ضریب اصطکاک، ابعاد فیزیکی پره و تغییر شکل پوسته را در طول اصطکاک مورد بررسی قرار دادند [۳۳]. دروزوزکی و همکاران به بررسی اثر کاهش ارتعاشات توسط سیم مستهلک کننده برای پره‌های قسمت کم‌فشار توربین بخار توسط دو روش مدل‌سازی اجزای محدود خطی و غیرخطی پرداختند که در نهایت نیز نتایج تحقیقات و شبیه‌سازی انجام داده را با انجام آزمایش‌ها صحنه‌سنجی نمودند [۳۴]. در همان سال نیز محمد افضل و همکاران توسط ماتریس ژاکوبین به مدل‌سازی سه‌بعدی تماس اصطکاکی شروود با پره‌ها به این صورت که هم‌زمان با محاسبه ماتریس به محاسبه نیروهای تماسی بین پره و شروود در حوزه زمان، پرداختند [۳۵]. رهی و همکاران به بررسی ارتعاشات پره‌های متحرک ردیف آخر توربین بخار K-300-240 نیروگاه حرارتی رامین اهواز با موقعیت‌های مختلف قرارگیری سیم مستهلک کننده به کمک نرم‌افزار المان محدود و دیاگرام کمپل پرداختند و دریافتند که با تغییر در آرایش پره‌های متصل به سیم مستهلک کننده، پره‌ها دچار افزایش دامنه در دور کاری خواهند

پره و در نهایت از کارافتادگی آن خواهد شد؛ بنابراین بدیهی است که هرچه آسیب‌دیدگی این اجزاء بیشتر شود پره‌ها بیشتر در معرض آسیب و خطر از کارافتادگی خواهند بود. با توجه به اینکه پره‌ها و اجزای توربین تحت آثاری همچون نیروی گریز از مرکز، سرعت سیال و تنش‌های ناشی از تعداد سیکل کاری زیاد و خستگی می‌باشند احتمال خوردگی، خرابی و آسیب‌دیدگی پره و همچنین سیم مستهلک کننده بین آن‌ها وجود دارد. برای بررسی عملکرد و اثرات افزودن شروود و سیم‌های مستهلک کننده به مجموعه پره‌های توربین در سال‌های اخیر تحقیقات گسترده‌ای صورت گرفته است. در اکثر مقالات سیم‌های مستهلک‌کننده را با فنر خطی یا غیرخطی مدل‌سازی کرده‌اند و خرابی وارده بر آن را با کم کردن ضریب سختی فنری که به‌عنوان مدلی برای آن‌ها است، در نظر گرفته‌اند [۵، ۱۹، ۲۱]. بنابراین هر چه ضریب فنری کوچک‌تر باشد اثر کوپلینگ بین پره‌ها ضعیف‌تر است و به معنای خوردگی نسبی سیم‌های مستهلک کننده است لذا انتظار می‌رود که ارتعاشات پره موردنظر با کاهش ضریب فنری بیشتر شود. برخی تحقیقات نیز تمرکز روی فرکانس‌های ارتعاشات آزاد پره‌های توربین در اثر افزودن شروود و سیم‌های مستهلک‌کننده داشته‌اند [۲۲]. وانگ به بررسی ارتعاشات آزاد و اجباری پره‌های توربوماشین که به صورت نزدیکی به هم کوپل شده‌اند، پرداخت که پره‌ها توسط یک عضو انعطاف‌پذیر به هم متصل شده بودند. با انجام محاسبات عددی به منظور محاسبه ارتعاشات آزاد سازه دوار با انواع مختلفی از اجزای متصل‌کننده توسط روش ماتریس انتقال، انجام داد. سپس به بررسی ارتعاشات دو توربین ۶۰۰ مگاواتی و ۱۰۰ مگاواتی به صورت تجربی و با استفاده از روش بیان‌شده پرداخت [۲۳]. مطالعه اثر خراش روی پاسخ ارتعاشی برای یک مدل ساده‌شده سیستم دیسک پره در موتور هوایی توسط جوردن و همکاران انجام شد. آن‌ها تیر را به‌عنوان مدلی برای پره و کوپلینگ بین آن‌ها را با فنر مدل کردند [۴]. کویباک و همکاران به بررسی شکست در پره‌های زبانه‌دار و دارای شروود در ردیف آخر توربین پرداختند. به منظور بهبود وضعیت فرسایش توسط قطرات آب، بر روی هر پره باریکه‌ای از فولاد زنگ‌نزن قرار داشت. آن‌ها نشان دادند که استفاده غیرصحيح از جوش سبب تغییر فرکانس طبیعی پره‌ها شده که منجر به تشدید در هارمونیک هفتم می‌شود [۲۴]. مازور و همکاران به بررسی شکست در توربین بخار ۶۶۰ مگاواتی که تعداد زیادی از پره‌های ردیف آخر آن دچار شکست شده بود، پرداختند. تست مودال پره‌ها (که به صورت چهارتایی به هم متصل بودند) بر روی محور توربین در حالت ساکن صورت پذیرفته و فرکانس‌های طبیعی پره‌ها به دست آمد. آن‌ها دریافتند که تشدید مکانیکی عامل شکست نیست [۲۵]. پورسعیدی و همکارانش تخریب پره ردیف دوم در یک توربین را با روش‌های بررسی‌های کامل چشمی، فرکتوگرافی، آنالیز شیمیایی و اندازه‌گیری سختی انجام داده و نشانه‌هایی از خستگی روی پره مشاهده کردند. نتایج به دست آمده از المان محدود نشان می‌داد شکست پره در حالت رزونانس مود سوم ارتعاشی رخ داده است [۲۶]. سی‌تو و همکاران یک روش برای پیش‌بینی پاسخ اجباری ارتعاشات غیرخطی یک موتور توربینی همراه با خراش پره ارائه دادند و از همین روش برای بررسی اثر خراش یا خرابی پره روی پاسخ اجباری استفاده کردند [۲۷]. در همان سال

¹Euler-Bernoulli beam

همراه بخار به همه شرودها و سیم‌های مستهلک کننده برخورد کرده و باعث سایش سر آن‌ها می‌گردد که به مرور، منجر به ضعیف شدن آن‌ها می‌شود.

(الف) خوردگی ناشی از برخورد ذرات صلب: اغلب، پلیسه‌ها و ذرات باقیمانده در سیستم سبب این‌گونه خوردگی می‌شوند. بخار موجود در طول مسیرش که از بویلر شروع می‌شود این ذرات ریز را جدا کرده و در ادامه تا خروج از سیستم آن‌ها را به سایر سطوح می‌کوبد و موجبات سایش را فراهم می‌کند.

(ب) خوردگی ناشی از فرسایش: با گذشت زمان و فرسودگی در سیستم، بخار موجود به مرور سبب ورقه ورقه شدن فلزات داخل سوپرهیتر، ری‌هیتر، هدر و همچنین سایر المان‌های قبل از روتور می‌گردد و این ذرات ریز سخت، وارد روتور شده و سبب خوردگی می‌شوند.

(ج) خوردگی ناشی از برخورد قطرات آب: این نوع خوردگی از اصلی‌ترین عوامل خورنده در توربین‌ها بوده و مهار آن می‌تواند کمک بزرگی در بهبود وضعیت نیروگاه داشته باشد. قطرات کوچک آب موجود در ردیف‌های اولیه به مرور باهم جمع شده و بزرگ‌تر می‌شوند و نهایتاً به پره‌ها، شرودها و سیم‌های مستهلک کننده برخورد می‌کنند. این قطرات بر اثر نیروی گریز از مرکز قصد دارند به طرف شعاع بیرونی حرکت می‌کنند اما پس از برخورد با سطح داخلی کیسینگ دوباره به طرف شroud و سیم‌های مستهلک کننده برمی‌گردند. این سیکل رفت و برگشتی بین شroud، سیم مستهلک کننده و کیسینگ تا خروج قطرات از استیج ادامه پیدا می‌کند و سبب خوردگی این اجزاء و سطوح می‌شود.

۲. سرعت بیش از اندازه: سرعت بیش از اندازه و بالاتر از سرعت نامی موجب سست شدن محل اتصال شرودها و سیم‌های مستهلک کننده با پره‌ها شده و در نهایت منجر به جدا شدن آن‌ها از محل خود می‌شود.
۳. تماس شعاعی شدید: وقتی مالش شدیدی بین شroud و بدنه پیش می‌آید شroud خیلی سریع بر اثر نیروی اصطکاک گرم شده و خیلی سریع سرد می‌شود که باعث کوئنچ شدن شroud می‌گردد. این گرم شدن و سرد شدن سبب شکنندگی و ایجاد ترک شده و به شroud آسیب می‌رساند.
۴. تماس محوری شدید: این برخورد شکل عمومی دارد و معمولاً وقتی اتفاق می‌افتد که انبساط روتور و کیسینگ با نرخ مختلفی در استارت و استاپ نسبت به هم انجام می‌شود. این محل‌ها معمولاً به صورت چاقویی شکل طراحی می‌شوند و در موقع تماس، به لبه قسمت چاقویی شکل صدمه وارد می‌شود و در نتیجه سبب خسارت زیادی نمی‌گردد.
۵. ترک‌هایی که از سوراخ‌های شroud و سیم مستهلک کننده آغاز می‌شوند: معمولاً شکست شرودها و سیم‌ها از ترک سوراخ‌های آن‌ها به وجود می‌آید که می‌تواند دلایل زیر را داشته باشد:

- طراحی غلط شroud و سیم مستهلک کننده و محل اتصال آن با پره که موجب تیز شدن لبه‌های سوراخ و تمرکز تنش در شroud

شد و با یکدیگر برخورد خواهند کرد [۳۶]. ون و همکاران نیز به بررسی اثرات مختلف همچون فاصله شرودها، زاویه قرارگیری پره، سختی تماس و زاویه پیچش روی ارتعاشات پره پرداختند، که برای مدل‌سازی پره‌ها از تئوری تیر تیموشنکو استفاده کردند [۳۷]. در شکل ۱۱ موقعیت‌های مختلف قرارگیری سیم مستهلک کننده نشان داده شده است. حسن امینی و همکاران به بررسی اثر سیم مستهلک کننده بر فرکانس طبیعی پره‌های ردیف ۱۵ توربین پمپ تغذیه بویلر و مقایسه رفتار ارتعاشاتی آن‌ها با تغییر فاصله سیم مستهلک کننده از ریشه پره‌ها با توجه به کانتورهای حاصله از نرم‌افزار انسیس و دیاگرام کمپل پرداختند [۳۸].

پارامترهایی از قبیل سرعت دورانی سیستم دیسک و پره، سرعت سیال خارجی، زاویه حمله و تضعیف ضریب فنریت‌ها در رخ دادن رفتار آشوبناک هر یک از پره‌ها مؤثر خواهند بود. همچنین در بررسی رفتار ارتعاشات اجباری سیستم اینکه چه نوع نیرویی به عنوان تحریک خارجی در نظر گرفته می‌شود و یا در نظر گرفتن یا ننگرفتن برخی پارامترهای غیرخطی آئرودینامیکی همچون استال و فلاتر نیز در به وجود آمدن رفتار آشوبناک سیستم مؤثر خواهد بود، لذا حالتی که تنها تحریک سیستم هارمونیک باشد باحالتی که تحریک هم هارمونیک و هم آئرودینامیک باشد، متفاوت خواهد بود.

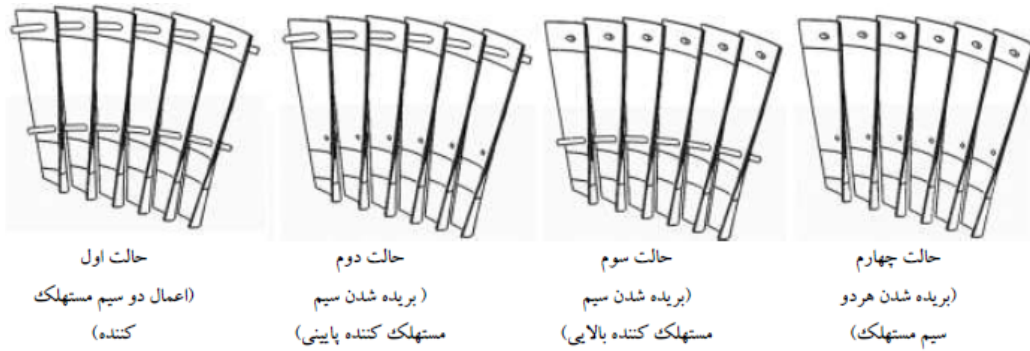
بازبینی و مرور بر روی مقالات پیش‌تر نشان می‌دهد که تحقیقات عموماً آسیب‌دیدگی پره را به عنوان عاملی برای نامیزانی^۱ در نظر گرفته‌اند. در سال‌های اخیر یک بحث جدید مطرح شد که نامیزانی ناشی از پره‌ها را در نظر گرفته و تأثیر آن روی آشفتگی رفتار دینامیکی را تحلیل می‌کنند. در مقالات گزارش شده است که ترک روی پره باعث تغییر قابل توجهی روی فرکانس نمی‌شود اما ممکن است که منجر به متمرکز شدن ارتعاشات اجباری در یک ساختار تناوبی تحت از دست دادن تقارن دایره‌ای شود. بنابراین تشخیص این آسیب‌دیدگی از اهمیت بالایی برخوردار است.

۶ علل خرابی و آسیب‌دیدگی شroud و سیم مستهلک کننده

مطالعات نشان داده‌اند که آسیب‌دیدگی سیم مستهلک کننده نسبت به خراش و آسیب‌دیدگی خود پره در مدت زمان طول عمر توربین رایج‌تر است. این پدیده را می‌توان این‌گونه توضیح داد که سیم مستهلک‌کننده به‌طور مستقیم در مسیر جریان قرار دارد. اگرچه خرابی سیم مستهلک کننده نیاز به از کار انداختن توربین ندارد اما اگر مورد توجه قرار نگیرد و خرابی تشخیص داده نشود می‌تواند منجر به تمرکز تنش و باعث ازکارافتادگی پره شود [۱۹]. در حالت کلی می‌توان عوامل ایجاد آسیب به پره‌ها، سیم مستهلک کننده و شroud که منجر به ازکارافتادگی توربین در صنعت می‌شود را به صورت زیر تقسیم‌بندی کرد:

۱. خوردگی در اثر برخورد: شرودها و سیم مستهلک کننده که معمولاً از جنس پره ساخته می‌شوند همواره تحت تأثیر خوردگی هستند که این خوردگی می‌تواند در اثر برخورد اجسام ریز فلزی معلق در بخار، برخورد قطرات ریز آب، و یا رسوبات اکسیدی باشد. این ذرات

¹Mistuning



شکل ۱۱: حالت‌های مختلف قرارگیری سیم مستهلک کننده [۲۵]

می‌گردد.

- پرداخت نبودن سطح داخلی سوراخ شرود.
- چکش کاری خارج از حد نرمال محل اتصال پره با شرود و سیم مستهلک کننده.

۷ طرح یک مثال عددی

در این بخش به بررسی اثر خرابی سیم مستهلک کننده روی دامنه ارتعاشات پره از طریق حل عددی پرداخته خواهد شد. برای بررسی ارتعاشات پره‌ها در توربوماشین‌ها به خصوص توربین‌های گازی عموماً پره‌ها را به صورت گروهی در نظر می‌گیرند. به عنوان مثال در هر دسته، سه یا تعداد بیشتری پره مورد بررسی قرار می‌دهند و تحلیل را برای همان دسته یا گروه پره انجام می‌دهند [۵، ۱۹]. شکل ۱۲ بیانگر یک دسته یا گروهی از پره‌هاست که پره‌ها معمولاً به صورت تیر اوپلر-برنولی و سیم‌های مستهلک کننده به صورت فنر در نظر گرفته می‌شوند. روابط (۲)، (۳) و (۴) بیانگر معادلات حرکت هر سه پره تحت اثر نیروی آئرو دینامیک و نیروی گریز از مرکز هستند که نیروی آئرو دینامیک در راستای جانبی و بدون در نظر گرفتن استال (واماندگی) به صورت زیر است [۳۹]:

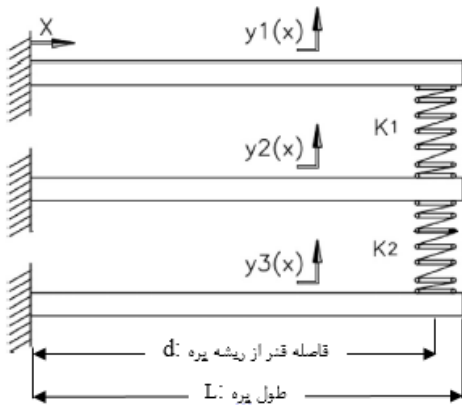
$$F_{Aerodynamics}(t) = \frac{1}{4} \rho v^2 u b C_L \alpha_{eff}(t) \quad (1)$$

در رابطه (۱) ترم $\alpha_{eff}(t)$ زاویه حمله مؤثر است. قابل ذکر است که در این معادلات برای سیم‌های مستهلک کننده هم ترم خطی و هم ترم غیرخطی در نظر گرفته شده است. در این معادلات ترم $\delta(x-d)$ مربوط به تابع دلتای دیراک^۱ بوده و تعریف مابقی ترم‌های معادلات در جدول ۲ و مقادیر عددی پارامترهای مورد استفاده برای استخراج نمودارهای ۱۳ و ۱۴ در جدول ۳ آورده شده است.

$$EI \frac{\partial^4 y_1(x,t)}{\partial x^4} + \rho_1 A_s \frac{\partial^2 y_1(x,t)}{\partial t^2} + k_1 [(y_1 + y_1^*) - (y_2 + y_2^*)] \delta(x-d) - \frac{\partial}{\partial x} \left[\Omega^2 \rho_1 A_s \left(R(L-x) + \frac{1}{4} (L^2 - x^2) \right) \frac{\partial y_1(x,t)}{\partial x} \right] + C_o \frac{\partial y_1(x,t)}{\partial t} - \rho_1 A_s \Omega^2 y_1(x,t) = F_{Aerodynamic}(t), \quad (2)$$

$$EI \frac{\partial^4 y_2(x,t)}{\partial x^4} + \rho_1 A_s \frac{\partial^2 y_2(x,t)}{\partial t^2} + \left\{ k_1 [(y_2 + y_2^*) - (y_1 + y_1^*)] + k_2 [(y_2 + y_2^*) - (y_3 + y_3^*)] \right\} \delta(x-d) - \frac{\partial}{\partial x} \left[\Omega^2 \rho_1 A_s \left(R(L-x) + \frac{1}{4} (L^2 - x^2) \right) \frac{\partial y_2(x,t)}{\partial x} \right] + C_o \frac{\partial y_2(x,t)}{\partial t} - \rho_1 A_s \Omega^2 y_2(x,t) = F_{Aerodynamic}(t), \quad (3)$$

$$EI \frac{\partial^4 y_3(x,t)}{\partial x^4} + \rho_1 A_s \frac{\partial^2 y_3(x,t)}{\partial t^2} + k_2 [(y_3 + y_3^*) - (y_2 + y_2^*)] \delta(x-d) - \frac{\partial}{\partial x} \left[\Omega^2 \rho_1 A_s \left(R(L-x) + \frac{1}{4} (L^2 - x^2) \right) \frac{\partial y_3(x,t)}{\partial x} \right] + C_o \frac{\partial y_3(x,t)}{\partial t} - \rho_1 A_s \Omega^2 y_3(x,t) = F_{Aerodynamic}(t). \quad (4)$$



شکل ۱۲: مدلی از یک دسته پره متصل به سیم‌های مستهلک کننده [۱۹]

در شکل‌های ۱۳ و ۱۴ اثر خرابی سیم مستهلک کننده سوم به ترتیب در نمودارهای سرعت برحسب زمان و طیف فرکانسی (دامنه برحسب فرکانس) نشان داده شده است. این نمودارها برای ناحیه فروصوت به دست آورده شده‌اند. نیروی آئرو دینامیک در نظر گرفته شده برای این دو نمودار نیروی آئرو دینامیک شبه پایا و با توجه به شکل ۱۲ ضریب فنریت k_2 نسبت به ضریب فنریت k_1 ضعیف‌تر در نظر گرفته شده است تا بدین صورت خرابی سیم مستهلک کننده در یک قسمت را نشان داده شود. علیرغم شباهت نمودارهای هر سه پره در شکل ۱۳، دامنه ارتعاشات پره سوم نسبت به دو پره دیگر بیشتر است.

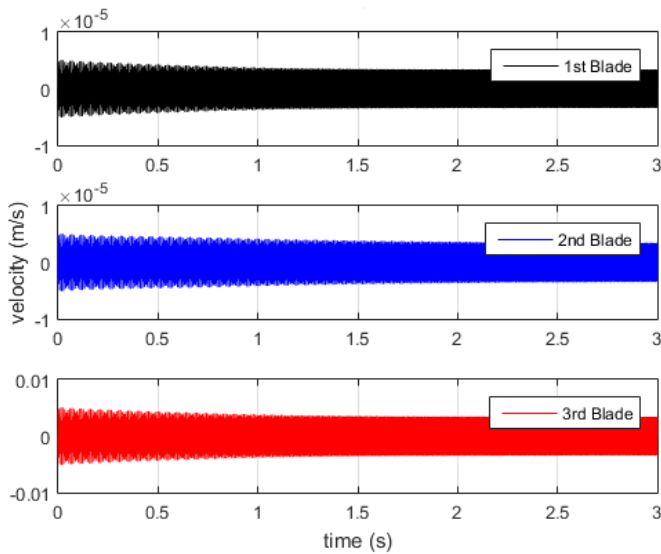
¹Delta Dirac function

جدول ۲: تعریف ترم‌های معادلات حرکت پره‌ها [۱۹]

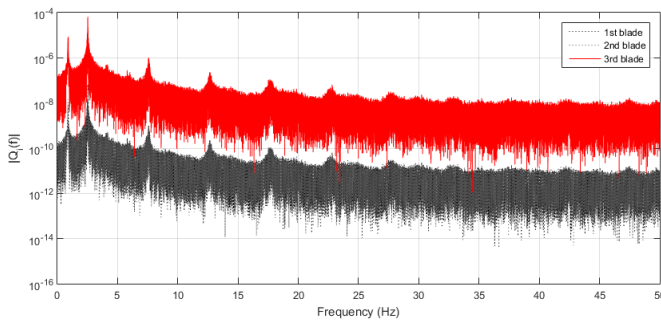
عنوان نیرو	فرمول
الاستیسیته پره‌ها	$EI \partial^4 y(x, t) / \partial x^4$
اینرسی پره‌ها	$\rho_1 A_s \partial^2 y(x, t) / \partial t^2$
دمپینگ خارجی	$C_o \partial y(x, t) / \partial t$
نیروی گریز از مرکز	$-\rho_1 A_s \Omega^2 y(x, t) - \Omega^2 \rho_1 A_s \frac{\partial}{\partial x} \left[(R(L-x) + \frac{1}{4}(L^2 - x^2)) \frac{\partial y(x, t)}{\partial x} \right]$
نیروی فنر اول	$k_1 [(y_1 + y_1^*) - (y_2 + y_2^*)] \delta(x - d)$
نیروی فنر دوم	$\left\{ k_1 [(y_2 + y_2^*) - (y_1 + y_1^*)] + k_2 [(y_2 + y_2^*) - (y_3 + y_3^*)] \right\} \delta(x - d)$
نیروی فنر سوم	$k_2 [(y_3 + y_3^*) - (y_2 + y_2^*)] \delta(x - d)$
نیروی آئرودینامیک	$F_{Aerodynamic}(t)$

جدول ۳: مقادیر عددی پارامترها

پارامتر	تعریف
$E = 200 \text{ Gpa}$	مدول الاستیسیته پره (تیر)
$D = 0.05 \text{ m}$	طول ضلع مربعی شکل پره
$I = \frac{1}{12} 0.05^4 \text{ m}^4$	ممان اینرسی پره با مقطع مربع
$\rho_1 = 7850 \text{ kg/m}^3$	چگالی پره
$L = 1 \text{ m}$	طول پره
$A_s = 25 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	سطح مقطع پره
$R = 0.5 \text{ m}$	شعاع دیسک
$\rho_2 = 1225 \text{ kg/m}^3$	چگالی سیال
$k_1, k_2 = 10 \sim 1000 \text{ N/m}$	ضرایب فنریت
$u = 10 \sim 50 \text{ m/s}$	سرعت سیال
$\theta_0 = \pi/12 \text{ rad}$	زاویه حمله ابتدایی
$\xi = 0.006$	نسبت میرایی ذرات هوا
$C_s = 30/1 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$	دمپینگ سازه (تیر)
ω_n	فرکانس طبیعی
$\Omega = 100 \sim 6000 \text{ rpm}$	سرعت دورانی دیسک
ω	فرکانس تحریک خارجی
C_L	ضریب لیفت
$\Delta(x - d)$	دلتهای دیراک (تابع ضربه)
$y_1(x, t), y_2(x, t), y_3(x, t)$	جابجایی جانبی پره‌ها



شکل ۱۳: سرعت برحسب زمان پره‌ها ($k_2 = 10$ و $k_1 = 1000$)



شکل ۱۴: دیاگرام طیف فرکانسی پره‌ها ($k_2 = 10$ و $k_1 = 1000$)

۸ نتیجه‌گیری

در این مقاله به معرفی نحوه عملکرد توربین‌های گازی مورد استفاده در موتورهای هوایی پرداخته شد، در ادامه یکی از کاردی‌ترین نحوه مدل‌سازی‌ها به منظور این تحلیل سامانه‌ها که سیستم دیسک و پره است، مورد بررسی قرار داده شد. از اصلی‌ترین اجزاء این سامانه‌ها می‌توان به پره اشاره نمود که همواره تحت اثر نیروهای مختلفی همچون گریز از مرکز و ناپایداری‌های ناشی از سیال خارجی قرار دارند. تحلیل رفتار پره در رژیم‌های مختلف بستگی

چون در این حالت یکی از فنرها تضعیف شده است بنابراین انتظار می‌رود بازه‌های ارتعاشاتی آخرین پره به نسبت دو پره دیگر هم در نمودار سرعت برحسب زمان و هم نمودار فرکانسی پره‌ها بیشتر باشد که این امر در هر دو شکل ۱۳ و ۱۴ به وضوح مشخص است. در هر دو نمودار افزایش دامنه پره‌ای که فنر متصل به آن ضعیف‌تر شده (k_2)، افزایش پیدا کرده است. در این نمودارها سیم‌های مستهلک کننده در سر پره‌ها قرار داده شده‌اند چراکه در این موقعیت از قرارگیری سیم‌ها، اثر کاهش و میرا کردن ارتعاشات به نسبت موقعیت‌های دیگر قرارگیری سیم‌ها دارای اثربخشی بیشتر بوده و باعث جلوگیری هرچه بهتر رفتار پره از رفتار اغتشاشی ناشی از اثرات ناپایداری آئرودینامیک خواهد شد و در مجموع منجر به پاسخ ارتعاشاتی منسجم‌تری از سیستم پره‌ها می‌شود [۱۹].

- [10] Cha, D and Sinha, A. Statistics of responses of a mistuned and frictionally damped bladed disk assembly subjected to white noise and narrow band excitations. *Probabilistic Engineering Mechanics*, 21(4):384-396, 2006.
- [11] Ewins, D J. The effects of detuning upon the forced vibrations of bladed disks. *Journal of Sound and Vibration*, 9(1):65-79, 1969.
- [12] Wei, S-T and Pierre, C. Localization phenomena in mistuned assemblies with cyclic symmetry part i: free vibrations. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, 110(4):429-438, 1988.
- [13] Kuang, JH and Huang, BW. The effect of blade crack on mode localization in rotating bladed disks. *Journal of sound and vibration*, 227(1):85-103, 1999.
- [14] Castanier, Matthew P and Pierre, Christophe. Modeling and analysis of mistuned bladed disk vibration: current status and emerging directions. *Journal of Propulsion and Power*, 22(2):384-396, 2006.
- [15] Huang, Bo-Wun and Kuang, Jao-Hwa. Variation in the stability of a rotating blade disk with a local crack defect. *Journal of Sound and Vibration*, 294(3):486-502, 2006.
- [16] Dowell, Earl H. *A modern course in aeroelasticity*, vol. 217. Springer, 2014.
- [17] Naudascher, E. and Rockwell, D. *Flow-Induced Vibrations: An Engineering Guide*. Dover Civil and Mechanical Engineering. Dover Publications, 2012.
- [18] Walsh, Philip P and Fletcher, Paul. *Gas turbine performance*. John Wiley & Sons, 2004.
- [19] Chatterjee, Animesh and Kotambkar, Mangesh S. Modal characteristics of turbine blade packets under lacing wire damage induced mistuning. *Journal of Sound and Vibration*, 343:49-70, 2015.
- [۲۰] سموات، بهنوش و رهی، عباس. بررسی تاثیر سیم های مستهلک کننده بر ارتعاشات پره های متحرک ردیف آخر توربین بخار نیروگاه رامین اهواز. صوت و ارتعاش، ۱۰۵(۱):۲۵-۳۴، ۱۳۹۵.
- [21] Mazanoglu, Kemal and Guler, Serkan. Flap-wise and chord-wise vibrations of axially functionally graded tapered beams rotating around a hub. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 89:97-107, 2017.
- [22] Eggers, Philip E. Irrigation and shroud arrangement for electrically powered endoscopic probes, March 5 1996. US Patent 5,496,314.
- [23] Huang, Wen-hu. Free and forced vibration of closely coupled turbomachinery blades. *AIAA Journal*, 19(7):918-924, 1981.
- [24] Sz, J Kubiak et al. Failure analysis of steam turbine last stage blade tenon and shroud. *Engineering Failure Analysis*, 14(8):1476-1487, 2007.
- [25] Mazur, Zdzislaw, Garcia-Illescas, Rafael, Aguirre-Romano, Jorge, and Perez-Rodriguez, Norberto. Steam turbine blade failure analysis. *Engineering Failure Analysis*, 15(1-2):129-141, 2008.
- [26] Poursaeidi, E, Aieneravaie, M, and Mohammadi, MR. Failure analysis of a second stage blade in a gas turbine engine. *Engineering failure analysis*, 15(8):1111-1129, 2008.

به شرایط مرزی و در نظر گرفتن یا نگرفتن برخی ناپایداری های آترو دینامیکی دارد. در این بین از ادواتی که می توانند در کاهش ارتعاشات عرضی پره ها مؤثر واقع شوند شروع و سیم های مستهلک کننده می باشند که تأثیر به سزایی در کاهش ارتعاشات داشته و باعث افزایش عمر پره ها خواهند شد. در نهایت نیز افزایش دامنه پره تحت اثر خرابی سیم مستهلک کننده با طرح نمودن یک مثال عددی و با کمک نمودارهای سرعت بر حسب زمان و طیف فرکانسی انجام گرفت. از سویی دیگر به علت این که این سیم ها همواره در معرض ترکیبی از هوا و سوخت با دما و فشار بالا می باشند و باید در سرویس های دوره ای موتورهای توربین گازی از صحت و سالم بودن آن ها اطمینان حاصل پیدا کرد خرابی این اجزاء خود بحث قابل توجهی است و خرابی کامل و یا قسمتی از این اجزاء می تواند منجر به به وجود آمدن رفتار اغتشاشی پره، شکستگی، از کار افتادگی سازه شود. به دلیل نقشی اساسی که این اجزاء در کاهش دامنه ارتعاشات پره ها دارند می توان با روش های تحلیلی همچون تئوری اغتشاشات، دینامیک سیالات محاسباتی و... به بررسی رفتار پره در رژیم های مختلف کاری پرداخت تا از این طریق نسبت به شرایطی که به هر طریق می توانند در بحرانی تر شدن رفتار پره مؤثر باشند، بینش دقیق تری پیدا کرد.

مراجع

- [1] Han, Je-Chin, Dutta, Sandip, and Ekkad, Srinath. *Gas turbine heat transfer and cooling technology*. CRC Press, 2012.
- [2] Rolls Royce, plc. *The jet engine*. McGraw-Hill, 1986.
- [3] Padture, Nitin P, Gell, Maurice, and Jordan, Eric H. Thermal barrier coatings for gas-turbine engine applications. *Science*, 296(5566):280-284, 2002.
- [4] Fang, X, Tang, J, Jordan, E, and Murphy, KD. Crack induced vibration localization in simplified bladed-disk structures. *Journal of sound and vibration*, 291(1-2):395-418, 2006.
- [5] Zhou, Shui-Ting, Chiu, Yi-Jui, Yu, Guo-Fei, Yang, Chia-Hao, Huang, Hong-Wu, and Jian, Sheng-Rui. An assumed mode method and finite element method investigation of the coupled vibration in a flexible-disk rotor system with lacing wires. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 31(2):577-586, 2017.
- [۶] رئیسی، احسان و ضیایی راد، سعید. بررسی تحقیقات انجام شده در زمینه طراحی سیستم دیسک و پره. صوت و ارتعاش، ۴(۸):۲۵-۳۸، ۱۳۹۴.
- [7] Rahimi, Mohammad and Ziaei-Rad, Saeed. Uncertainty treatment in forced response calculation of mistuned bladed disk. *Mathematics and Computers in Simulation*, 80(8):1746-1757, 2010.
- [8] Salhi, Bendali, Lardies, Joseph, and Berthillier, Marc. Identification of modal parameters and aeroelastic coefficients in bladed disk assemblies. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 23(6):1894-1908, 2009.
- [9] Yan, YJ, Cui, PL, and Hao, HN. Vibration mechanism of a mistuned bladed-disk. *Journal of sound and vibration*, 317(1-2):294-307, 2008.

- [27] Saito, Akira, Castanier, Matthew P, and Pierre, Christophe. Effects of a cracked blade on mistuned turbine engine rotor vibration. *Journal of vibration and acoustics*, 131(6):061006, 2009.
- [28] Lim, Ha Seong, Chung, Jintai, and Yoo, Hong Hee. Modal analysis of a rotating multi-packet blade system. *Journal of Sound and Vibration*, 325(3):513-531, 2009.
- [29] Pennacchi, Paolo, Chatterton, Steven, Bachschmid, Nicolò, Pesatori, Emanuel, and Turozzi, Giorgio. A model to study the reduction of turbine blade vibration using the snubbing mechanism. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25(4):1260-1275, 2011.
- [۳۰] نودزپور، مهدی و رهی، عباس. بررسی تأثیر مکان میله‌های حلقوی در پره‌های مرحله آخر توربین بخار روی فرکانس‌های طبیعی آن. فصلنامه مهندسی مکانیک جامدات، ۲۵(۲):۳۷-۴۶، ۱۳۹۱.
- [31] Procházka, P and Vaněk, F. Non-contact methods of sensing vibrations of turbine blades. in *10th International Conf. on Vibrations in Rotating Machinery*, pp. 221-231, 2012.
- [32] Sanvito, M, Pesatori, E, Bachschmid, N, and Chatterton, S. Analysis of lp steam turbine blade vibrations: experimental results and numerical simulations. in *10th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery (VIRM10)*, pp. 189-197, 2012.
- [33] Ma, Hui, Tai, Xingyu, Han, Qingkai, Wu, Zhiyuan, Wang, Di, and Wen, Bangchun. A revised model for rubbing between rotating blade and elastic casing. *Journal of Sound and Vibration*, 337:301-320, 2015.
- [34] Drozdowski, Roman, Völker, Lutz, Häfele, Markus, and Vogt, Damian M. Numerical and experimental analysis of low-pressure steam turbine blades coupled with lacing wire. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 230(3):332-342, 2016.
- [35] Afzal, Mohammad, Arteaga, Ines Lopez, and Kari, Leif. An analytical calculation of the jacobian matrix for 3d friction contact model applied to turbine blade shroud contact. *Computers & Structures*, 177:204-217, 2016.
- [۳۶] رهی، عباس، سموات، بهنوش، و روحانی بسطامی، عباس. بررسی آرایش‌های مختلف برای اتصال پره‌های توربین بخار نیروگاه رامین اهواز به منظور کاهش ارتعاشات. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، ۴۶(۴):۱۳۷-۱۴۲، ۲۰۱۷.
- [37] Xie, Fangtao, Ma, Hui, Cui, Can, and Wen, Bangchun. Vibration response comparison of twisted shrouded blades using different impact models. *Journal of Sound and Vibration*, 397:171-191, 2017.
- [۳۸] امینی، حسن، داداشی، امین، و بیات، ناصر. بررسی تأثیر سیم مستهلک کننده بر ارتعاشات پره‌های ردیف ۱۵ توربین بخار. در اولین مسابقه کنفرانس بین‌المللی جامع علوم مهندسی در ایران. دبیرخانه کنفرانس، ۱۳۹۵.
- [39] Li, Daochun, Wu, Yining, Da Ronch, Andrea, and Xiang, Jinwu. Energy harvesting by means of flow-induced vibrations on aerospace vehicles. *Progress in Aerospace Sciences*, 86:28-62, 2016.