مقاله

بررسی تحقیقات انجام‌شده در زمینهٔ طراحی سیستم دیسک و پره

احسان رئیسی استبرق*
دانشکدهٔ مهندسی مکانیک
دانشگاه جیرفت
e.raeisi@ujiroft.ac.ir

سعید ضیایی‌راد
دانشکدهٔ مهندسی مکانیک
دانشگاه صنعتی اصفهان
szrad@cc.iut.ac.ir

تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۰۳/۱۰ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۰۶/۲۱

چکیده

سیستم دیسک و پره نوعی سیستم دینامیکی قوی است که ارتعاشات زیادی را تحمل می‌کند. این سیستم در مجموعه‌های گوناگونی چون پمپ‌ها، فن‌ها، موتورهای جت و هواپیما، کشتی و توربین‌های گاز و بخار کاربردهای فراوانی دارد. در این مقاله تاریخچهٔ مدلسازی، شبیه‌سازی و تحلیل ارتعاشات سیستم دیسک و پره با تأکید بر پیشرفت‌های انجام‌شده در دههٔ گذشته، که سبب پیش‌بینی بهتر و درک ماکزیمم پاسخ سیستم دیسک و پره نامیزان می‌شود، بررسی شده است. برای این منظور نخست دربارهٔ ارتعاشات سیستم‌های میزان و نامیزان بحث و چندین مدل استفاده‌شده در مطالعات پیشین ذکر شده است. در ادامه، ماکزیمم ضرایب به‌دست آمده برای سیستم‌های نامیزان آورده‌شده و روش‌های کاهش ماکزیمم پاسخ بیان شده است. در نهایت مشکلات و محدودیت‌های طراحی این سیستم‌ها در صنعت بررسی شده است. نتایج حاصل حاکی است که پاسخ ارتعاشی سیستم به وجود نامیزانی حساس است و با تغییر اندک خصوصیات هر پره، ماکزیمم پاسخ به میزان قابل توجهی افزایش می‌یابد. همچنین استفاده از راهبرد نامیزانی عمدی، تغییر آرایش چیدمان پره‌ها، استفاده از پیزوالکتریک و دمپر اصطکاکی برای کاهش ماکزیمم پاسخ سیستم مناسب است. کارکرد در محیط با دمای بالا، تنش بالا و ارتعاش قسمت‌های گوناگون از عوامل مهم شکست پره‌های سیستم به‌شمار می‌رود که در طراحی این‌گونه سیستم‌ها باید مد نظر قرار گیرند.

واژگان کلیدی: دیسک و پره، سیستم میزان، سیستم نامیزان، نامیزانی عمدی، مشکلات طراحی

۱. مقدمه

سیستم دیسک و پره نوعی سیستم دینامیکی قوی است که ارتعاشات زیادی را تحمل می‌کند. این سیستم در مجموعه‌های گوناگونی چون انواع پمپ، فن، موتور جت، هواپیما، کشتی و توربین گاز و بخار کاربردهای فراوانی دارد. اگرچه این سیستم‌ها برای حالت ایده‌آل طراحی می‌شوند (تمام پره‌ها یکسان و مساوی‌اند)، اما معمولاً اختلاف اتفاقی و کوچکی، به‌دلیل تلرانس‌های ساخت، سائیده و فرسوده‌شدن در اثر کارکرد زیاد در بین پره‌ها

وجود دارد که تقارن دایره‌ای سیستم را برهم می‌زند. این اختلاف‌های اتفاقی و کوچک بین پره‌ها نامیزانی نامیده می‌شوند. مقادیر نامیزانی، که اصولاً غیرقابل کنترل و پیش‌بینی هستند، می‌توانند به‌گونه‌ای در سیستم القا شوند که افزایش پاسخ فرکانسی سیستم (نسبت به زمانی که طراحی به‌صورت میزان انجام شده) را درپی داشته باشند. همچنین وجود نامیزانی سبب افزایش تنش در سیستم می‌شود که می‌تواند به خستگی دوره‌ای زودهنگام در پره‌ها بیانجامد. خستگی دوره‌ای شاخصی مهم از لحاظ هزینه، امنیت و قابلیت اطمینان برای توربین‌های گازی است. به‌همین دلیل علاقهٔ زیادی برای پیش‌بینی و کاهش ماکزیمم پاسخ پره به‌دلیل وجود نامیزانی وجود دارد.

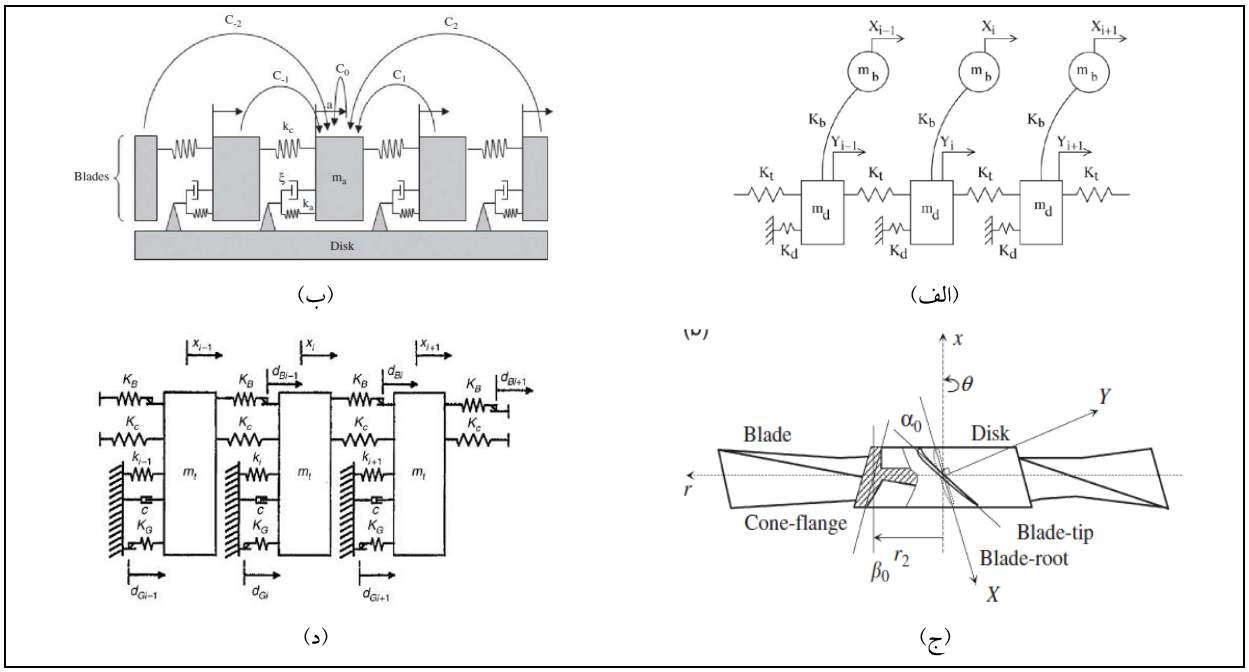
بررسی ارتعاشات سیستم دیسک و پره توجه بسیاری از پژوهشگران در دهه‌های ۱۹۶۰ و ۱۹۷۰ م را به خود جلب کرده است. از جمله فعالیت‌های برجستهٔ انجام‌شده در این دوره می‌توان به تحقیقات وایتهد، ونگر، دای و هانری و نهایتاً پژوهش‌های اوینز اشاره کرد [۱–۷]. این در حالی است که در زمینهٔ بررسی تاریخچهٔ فعالیت‌های انجام‌شده روی سیستم دیسک و پره کار چشمگیری انجام نشده است. سه پژوهش برجسته در این زمینه عبارت‌اند از تحقیقات انجام‌شده توسط سرینی‌واسان [۸–۹]، اسلاتر و همکاران [۱۰] و کاستانیر و پیره [۱۱]. بررسی انجام‌شده توسط سرینی‌واسان در سال۱۹۹۷ م حوزهٔ وسیعی دارد و دید کلی برای محققان در زمینهٔ بررسی سیستم دیسک و پره فراهم می‌آورد [۹]. بررسی کارهای انجام‌شده دربارهٔ سیستم دیسک و پره، توسط اسلاتر و همکاران نیز در سال ۱۹۹۹ م بیشتر دربارهٔ پاسخ اجباری سیستم دیسک و پره متمرکز است و کارهای مهم انجام‌شده تا آن زمان را پوشش می‌دهد [۱۰]. همچنین بررسی انجام‌شده توسط کاستانیر و پیره، در سال ۲۰۰۶ م، دربارهٔ مطالعات انجام‌شده در زمینهٔ استفاده از مدل‌های المان محدود کاهش مرتبه یافته در تحلیل سیستم دیسک و پره، متمرکز است [۱۱]. در این مقاله، در ادامه بررسی‌های انجام شده در این زمینه، تاریخچهٔ ارتعاشات سیستم دیسک و پره با تأکید بر پیشرفت‌های انجام‌شده طی دههٔ گذشته که سبب پیش‌بینی بهتر و درک ماکزیمم پاسخ سیستم دیسک و پره نامیزان می‌شود، مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین تعدادی از مدل‌های متمرکز و مدل‌های المان محدود استفاده شده برای تحلیل سیستم دیسک و پره آورده شده است. ابتدا در مورد فعالیت‌های انجام‌شده در زمینهٔ بررسی ارتعاشات سیستم میزان بحث شده است. سپس تحقیقات انجام‌شده دربارهٔ سیستم‌های نامیزان (وجود نامیزانی در طول پره، جرم، ضریب سختی، ضریب استهلاک و نیروی وارد بر هر پره) مورد بررسی قرار گرفته است. در ادامه، ماکزیمم پاسخ‌های به‌دست آمده برای سیستم نامیزان ذکر شده است. سپس روش‌های کاهش ماکزیمم پاسخ که عبارت‌اند از نامیزانی عمدی (اولیه)، تغییر آرایش چیدمان پره‌ها و استفاده از پیزوالکتریک و دمپرهای اصطکاکی و غلاف، به اجمال معرفی و مورد بازبینی قرار گرفته است. همچنین مشکلات و محدودیت‌های طراحی سیستم دیسک و پره در صنعت در قسمت بعد مورد بررسی قرار گرفته است.

۲. بررسی ارتعاشات سیستم میزان

وقتی تمام پره‌های سیستم دیسک و پره از نظر خصوصیات هندسی و مادی کاملاً یکسان و مشابه باشند، سیستم میزان نامیده می‌شود. برای بررسی ارتعاشات سیستم میزان از مدل‌های متفاوتی استفاده شده است. مثلاً رحیمی و ضیایی‌راد [۱۲]، صالحی و همکاران [۱۳]، یان و همکاران [۱۴]، چا و سینها [۱۵] از مدل‌های متمرکز استفاده کرده‌اند. مدل‌های استفاده‌شده توسط این محققان در شکل ۱ نمایش داده شده است.

طی سالیان اخیر، مطالعات گسترده‌ای در زمینه طراحی سیستم دیسک و پره انجام شده است که بسیاری از آنها با استفاده از مدل‌های متمرکز بوده و رفتار این سیستم‌ها در حد مفهومی بررسی شده است. با توجه به اینکه این مدل‌ها (متمرکز) از لحاظ صنعتی کاربردی ندارند، پژوهشگران

ناگزیر از استفاده از مدل‌های صنعتی شده‌اند. بدون شک روش اجزای محدود بهترین تکنیک برای تحلیل مدل‌های بزرگ و صنعتی است. اما این مدل‌ها با توجه به بزرگی، به زمان و هزینهٔ زیادی برای تحلیل نیاز دارند و لذا روش‌های کاهش مرتبه می‌تواند در این خصوص بسیار مفید و صدالبته مقرون به‌صرفه باشند. در شکل ۲ چند نمونه از مدل‌های المان محدود استفاده‌شده توسط پژوهشگران نمایش داده شده است.



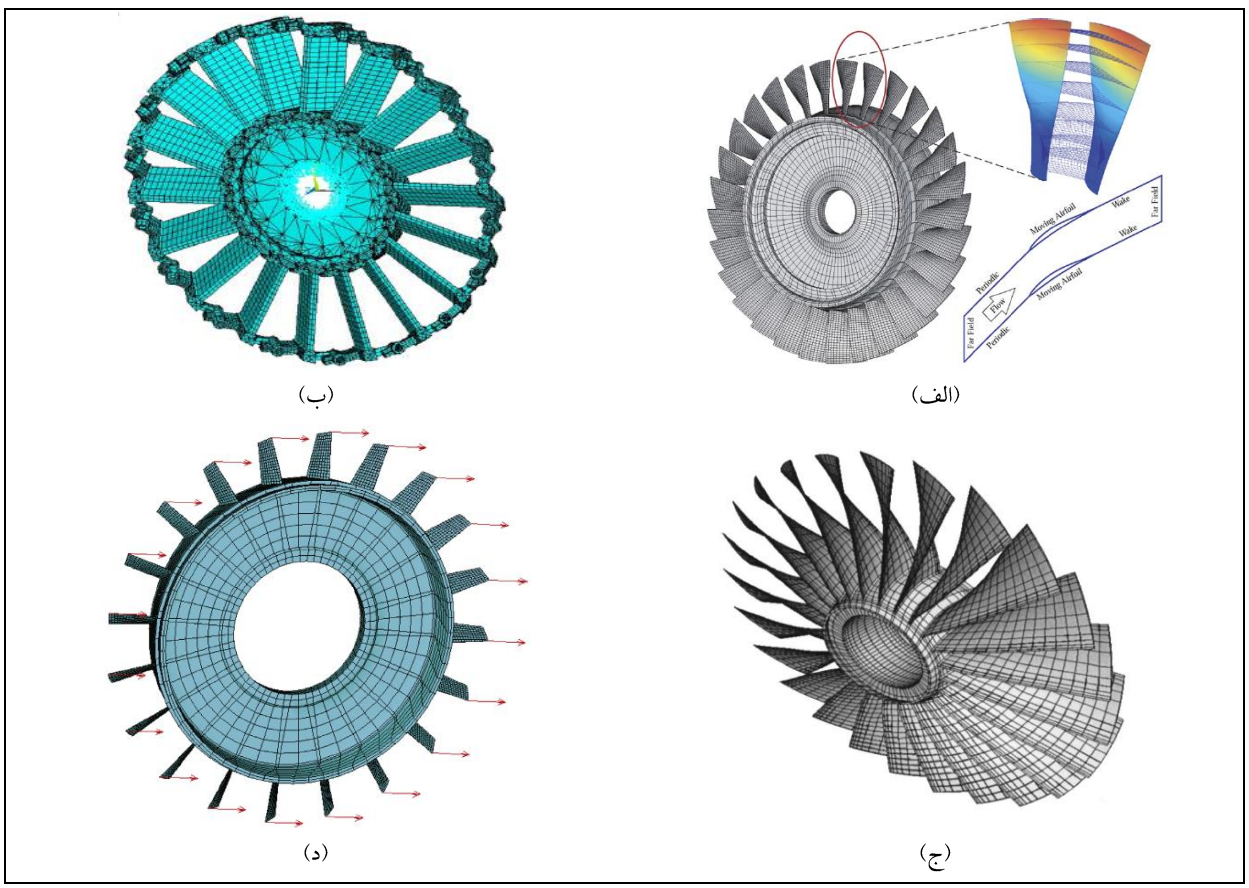
شکل ۱. مدل‌های متمرکز استفاده‌شده برای تحلیل سیستم دیسک و پره؛ الف) مدل مورد استفاده در پژوهش رحیمی و ضیایی‌راد، ب) مدل مورد استفاده در پژوهش صالحی و همکاران، ج) مدل مورد استفاده در پژوهش یان و همکاران، د) مدل مورد استفاده در پژوهش چا و سینها

۳. بررسی ارتعاشات سیستم نامیزان

اساساً سیستم میزان فقط در حالت ایده‌آل وجود دارد. در حالت واقعی، معمولاً انحراف‌های کوچک و تصادفی در خصوصیات پره‌ها به‌دلیل فاکتورهایی چون تلرانس‌های ساخت و مواد، سائیدگی در اثر کارکرد زیاد وجود دارد که نامیزانی نامیده می‌شوند. نامیزانی تقارن دایره‌ای سیستم دیسک و پره را برهم می‌زند. وجود نامیزانی در پره‌ها می‌تواند آثار شدیدی بر ارتعاشات سیستم دیسک و پره داشته باشد.

به‌دلیل انرژی ناشی از ارتعاشات، پره‌ای خاص در یک سیستم نامیزان می‌تواند متحمل افزایش قابل توجهی در دامنهٔ پاسخ ارتعاش اجباری نسبت به سیستم میزان شود [۱، ۳، ۴، ۲۰]. پژوهش‌های انجام‌شده در این زمینه بسیار گسترده است و محققان زیادی دربارهٔ سیستم‌های نامیزان کار کرده‌اند. ریواس و میگنولت ماکزیمم افزایش پاسخ پره به‌دلیل وجود نامیزانی در ضریب سختی پره‌ها را بررسی کردند و پاسخ را در بدترین حالت به‌دست‌آوردند [۲۱]. شین و همکاران نیز به بررسی سیستم دیسک و پره تحت وجود نامیزانی در ضریب سختی پره‌ها پرداختند و پاسخ فرکانسی سیستم را محاسبه نمودند [۲۲]. رحیمی و ضیایی‌راد، در سال ۲۰۱۰ م، نیز یک مدل ۵۶ پره‌ای نامیزان را بررسی و تحلیل کردند و نشان دادند که وجود نامیزانی در سیستم می‌تواند پاسخ سیستم را تا حدود سه برابر افزایش دهد [۱۲]. همچنین رئیسی و ضیایی‌راد، در سال ۱۳۹۱، به

بررسی نامیزانی در ضریب سختی و استهلاک سیستم دیسک و پره پرداختند و ماکزیمم پاسخ سیستم را در حالت وجود نامیزانی همزمان در ضریب سختی و ضریب استهلاک به‌دست آوردند. این محققان نشان‌دادند که وجود نامیزانی در سیستم سبب افزایش دامنهٔ پاسخ سیستم می‌شود و تغییری در حدود ۰/۲ درصد در ضریب سختی پره‌ها می‌تواند افزایش پاسخی معادل تغییر در حدود ۷۵ درصد در ضریب استهلاک پره‌ها ایجاد کند. چنین موضوعی نشان‌دهندهٔ حساسیت زیاد پاسخ سیستم به تغییر در ضریب سختی هر پره است [۲۳]. این محققان در پژوهش دیگری، در سال ۲۰۱۳ م، به بررسی نامیزانی (نامیزانی در مدول الاستیسیته و طول) در سیستم دیسک و پره پرداختند و با استفاده از شبکهٔ عصبی و الگوریتم ژنتیک ماکزیمم پاسخ سیستم نامیزان را به‌دست آوردند [۲۴].



شکل ۲. مدل‌های المان محدود استفاده شده برای تحلیل سیستم دیسک و پره

الف) مدل المان محدود مورد استفاده در پژوهش [۱۶]، ب) مدل المان محدود مورد استفاده در پژوهش [۱۷]

ب) مدل المان محدود مورد استفاده در پژوهش [۱۸]، د) مدل المان محدود مورد استفاده در پژوهش [۱۹]

پتروف و اوینز نیز ماکزیمم پاسخ سیستم نامیزان را با استفاده از روش‌های محاسباتی به‌دست آوردند [۲۵–۲۶]. بلاد و همکاران از روش ترکیب مودهای تشکیل‌دهنده برای کاهش مرتبه سیستم نامیزان استفاده نمودند [۲۷]. پتروف و همکاران نیز روش جدیدی برای یافتن پاسخ سیستم‌های بزرگ و نامیزان براساس پاسخ سیستم میزان ارائه نمودند [۲۸]. لیم، در سال ۲۰۰۵ م، در مدل اجزای محدود سیستم دیسک و پره، که به روش جدیدی و

براساس روش ترکیب مودهای تشکیل‌دهنده کاهش یافته بود، آثار وجود نامیزانی بر پاسخ سیستم را بررسی کرد [۲۹]. چیو، در سال ۲۰۰۷ م، به‌صورت تحلیلی به بررسی ارتعاشات یک محور همراه با پره‌هایی که از نظر طول نسبت به یکدیگر نامیزان شده بودند پرداخت [۳۰]. چان، در سال ۲۰۱۰ م، از روش مونته‌کارلو و گرادیان مزدوج برای تحلیل نامیزانی در سیستم دیسک و پره استفاده کرد [۳۱]. روتیا و دیآماتو به بررسی سیستم نامیزان پرداختند و با استفاده از روش‌های مونته‌کارلو ماکزیمم پاسخ فرکانسی سیستم دیسک و پره را به‌دست آوردند [۳۲]. یو و همکاران به بررسی سیستم دیسک و پره همراه با نامیزانی در طول و ضریب سختی پیچشی پره‌ها پرداختند [۳۳]. یان و همکاران نیز، در سال ۲۰۰۸ م، به بررسی و انجام آزمایش روی یک سیستم دیسک پره‌دار پرداختند و نامیزانی را در سختی مربوط به پره‌ها در نظر گرفته و سپس نتایج حاصل از تحلیل را با نتایج آزمایش مقایسه‌کردند [۳۴].

طراحان توربین برای طراحی قطعات و اجزای گوناگون سیستم‌های دوار (سیستم دیسک و پره) به دانستن بیشینهٔ دامنهٔ ارتعاش سیستم نیاز دارند. طراحان از روزهای نخستین طراحی و ساخت این وسائل متوجه شدند که طراحی براساس دامنهٔ ارتعاش سیستم میزان معمولاً صحیح نیست و نتایج قابل قبولی نمی‌دهد. استفاده از نتایج سیستم میزان سبب طراحی‌هایی با عمر کمتر و در مواردی شکست در شروع راه‌اندازی می‌شد. علت اصلی آن بود که به دلائل عملی، امکان ساخت پره‌هایی با اندازه و مشخصات کاملاً یکسان وجود نداشت. برای استفاده از نتایج حاصل از سیستم میزان در طراحی باید تلرانس‌های ابعادی و ساخت بسیار محدود شوند و این به معنای افزایش زیاد هزینه‌های تولید است. از طرف دیگر، استفاده از ضرایب اطمینان بزرگ نیز سبب می‌شد که رتور، قطعات گردنده و دیگر اجزاء با اندازه‌ها و ابعاد بزرگتری ساخته شوند و این خود مصرف انرژی سیستم و هزینه‌های ساخت را بالا می‌برد. به همین دلیل یافتن ماکزیمم پاسخ از ابتدا مورد توجه پژوهشگران بوده است. حتی اگر درصد وقوع حالت ماکزیمم پاسخ زیاد نباشد باید سیستم دیسک و پره را براساس آن طراحی نمود.

در عمل ابتدا باید فرایند ساخت و تلرانس‌های ساخت مشخص شوند. سپس ماکزیمم دامنهٔ ارتعاش سیستم نامیزان، محاسبه و در ادامه، طراحی‌ها براساس آن انجام شوند. در مطالعات قبلی مقادیر متفاوتی برای افزایش دامنهٔ سیستم نامیزان نسبت به سیستم میزان به‌دست آمده است. به‌عنوان مثال برای سیستمی با ۷۲ پره مقدار ۲/۴۳ توسط باشو و گریفین [۳۵] و برای سیستمی با ۹۲ پره مقدار ۵ توسط پتروف و اوینز [۲۵] از روش‌های محاسباتی به‌دست آمده‌اند. مقدار تجربی ۵/۲۸ برای سیستم دیسک و پره نامیزان با ۵۲ پره توسط کیسر و همکاران مشاهده شده است [۳۶]. همچنین رحیمی و ضیایی‌راد، در سال ۲۰۱۰ م، برای یک مدل ۵۶ پره‌ای نامیزان ضریب ۲/۹۵ را به‌دست آوردند [۱۲]. این مقادیر بزرگ افزایش دامنه نسبت به حالت میزان به‌دلیل وجود تفاوت‌های اندک و کوچک لزوم مطالعه در این زمینه برای به‌دست آوردن این ضریب افزایش را نشان می‌دهد. در جدول ۱ خلاصه‌ای از ضرایب به‌دست آمده برای سیستم‌های نامیزان آورده شده است. این تفاوت‌ها و تا حدی نتایج و بحث‌های متضاد شاید ناشی از استفاده مدل‌ها و مقادیر پارامترهای متفاوت در هر مطالعه است. در حالت کلی، همهٔ مطالعات قبلی نشان می‌دهد که وجود نامیزانی در سیستم می‌تواند آثار نامطلوبی بر پاسخ فرکانسی سیستم داشته باشد و سبب افزایش ماکزیمم پاسخ شود.

۴. روش‌های کاهش ماکزیمم پاسخ سیستم نامیزان

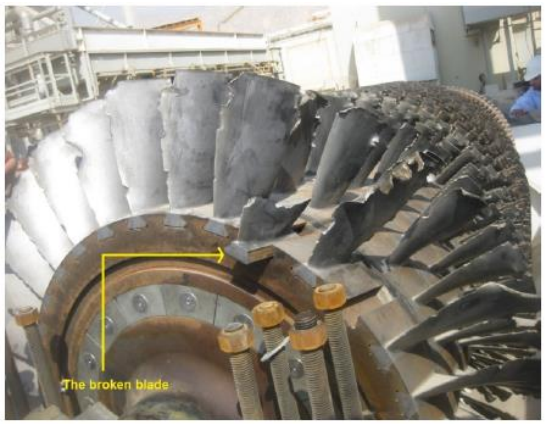
وجود نامیزانی در سیستم دیسک و پره می‌تواند آثار شدیدی بر ماکزیمم دامنهٔ ارتعاشی سیستم داشته باشد. به‌دلیل انرژی ناشی از ارتعاش سیستم، یک پرهٔ خاص در یک سیستم نامیزان متحمل افزایش قابل توجهی در دامنهٔ پاسخ

ارتعاش اجباری نسبت به سیستم میزان می‌شود. همچنین وجود نامیزانی سبب افزایش تنش می‌شود که می‌تواند به شکست پره در اثر خستگی دوره‌ای شدید بیانجامد.

جدول ۱. ضرایب به‌دست آمده برای افزایش پاسخ سیستم نامیزان نسبت به سیستم میزان

ردیف	سال	مرجع	نسبت
۱	۱۹۶۶	وایتهد [۱]	۲/۲۳
۲	۱۹۶۹	اوینز [۴]	۱/۲۱
۳	۱۹۶۹	دای و هانری [۳]	۱/۸۲
۴	۱۹۷۵	ال بایومی و سرینی‌واسان [۳۷]	۱/۲۰
۵	۱۹۸۴	اوینز و هان [۳۸]	۱/۶۳
۶	۱۹۸۴	گریفین و هوزاک [۳۹]	۲/۰۵
۷	۱۹۸۶	باشو و گریفین [۳۵]	۲/۴۳
۸	۱۹۹۲	سانلی‌ترک و همکاران [۴۰]	۲/۱۰
۹	۱۹۹۴	کیسر و همکاران [۳۶]	۵/۲۸
۱۰	۲۰۰۱	پتروف و اوینز [۲۵]	۵/۰۰
۱۱	۲۰۱۰	رحیمی و ضیایی‌راد [۱۲]	۲/۹۵
۱۲	۲۰۱۱	رئیسی و ضیایی‌راد [۴۱]	۲/۶۸
۱۳	۲۰۱۳	رئیسی و ضیایی‌راد [۲۳]	۲/۲۶
۱۴	۲۰۱۳	رئیسی و ضیایی‌راد [۲۴]	۲/۷۳

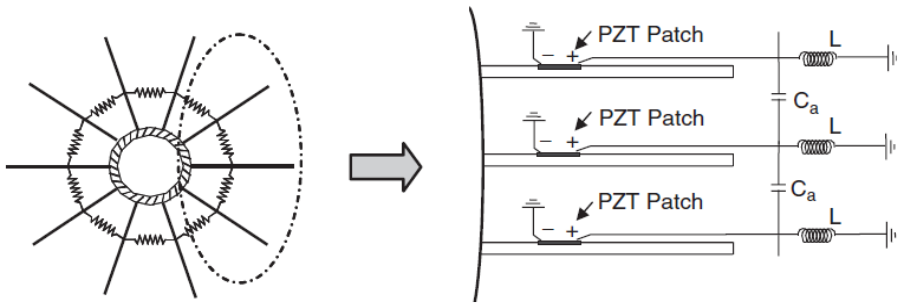
در شکل ۳ یک سیستم دیسک و پره نمایش داده شده که یکی از پره‌های آن شکسته است. به همین دلیل روش‌های کاهش ماکزیمم پاسخ سیستم نامیزان از موضوعات مورد علاقهٔ پژوهشگران بسیاری بوده است. برای کاهش میزان ارتعاشات ناشی از نامیزانی روش‌های متفاوتی مانند استراتژی طراحی اولیه با نامیزانی عمدی [۴۳]، بهینه‌سازی نامیزانی در هنگام طراحی اولیه [۴۴]، استفاده از پیزوالکتریک و دمپر اصطکاکی [۴۵] استفاده شده است. اگرچه نامیزانی در شرایطی که در کنترل نیست، می‌تواند بسیار خطرناک باشد و منجر به پاسخ بیشتر و در نتیجه خستگی بیشتر سیستم شود، اما اعمال نامیزانی با دانش قبلی و به‌طور عمدی در سیستم روشی است که می‌تواند برای مقابله با نامیزانی غیرعمدی مفید باشد. اسلاتر و همکاران روش نامیزانی عمدی را برای کاهش پاسخ اجباری سیستم به‌کار برده‌اند [۱۰]. لیم، در سال ۲۰۰۵ م، در مدل اجزای محدود سیستم دیسک و پره، که به روش جدیدی و براساس روش ترکیب مودهای تشکیل‌دهنده کاهش یافته بود، از نامیزانی عمدی به‌منظور کاهش بدترین پاسخ استفاده کرد [۲۹]. در نظر گرفتن آرایشی از پره‌ها همراه با دیسک و شافت آثار معناداری روی پاسخ دینامیکی سیستم‌های دوار به‌دلیل تقابل قسمت‌های مختلف دارد [۴۶-۴۷]. آوالس و میگنولت برای تعدیل پاسخ سیستم دیسک و پره بدون عیب، چند مستهلک‌کننده روی تعدادی از پره‌ها قرار دادند [۴۸].



شکل ۳. شکست پره در اثر کارکرد زیاد [۴۲]

پیزوالکتریک برای نخستین‌بار توسط کرس و فلتر برای تعدیل پاسخ پره‌های توربوماشین‌ها به‌صورت تجربی مورد مطالعه قرار گرفت [۴۹]. در تحقیق دیگری، لکسالد و همکاران برای کاهش پاسخ ارتعاشی پره‌های روتور به‌دلیل وجود نامیزانی در سیستم به‌صورت همزمان از پیزوالکتریک و دمپر اصطکاکی استفاده‌کردند [۴۵]. یو و وانگ از پیزوالکتریک جذب‌کننده، که روی هر دوی دیسک و پره نصب می‌شود، برای کنترل ارتعاشات استفاده کرده‌اند [۵۰-۵۱]. در تحقیقات اخیر، مکرانی و همکاران برای یک نمونهٔ

صنعتی دیسک و پره استفاده از ترکیبی از پیزوالکتریک‌ها را برای کاهش آثار ارتعاشی پیشنهاد کردند [۵۲]. زو و همکاران نیز از پیزوالکتریک و دمپر اصطکاکی به‌صورت همزمان برای کاهش آثار ارتعاشی ناشی از نامیزانی استفاده کردند [۵۳]. همچنین در تحقیق دیگری زو و همکاران در سال ۲۰۱۴ م در سیستم دیسک و پرهٔ نامیزان خود از پیزوالکتریک غیرخطی برای کاهش پاسخ فرکانسی استفاده کردند [۵۴]. در شکل ۴ نمونه‌ای از سیستم دیسک و پره تحلیل‌شده توسط یو و همکاران با استفاده از پیزوالکتریک به‌عنوان کاهنده نمایش داده شده است.



شکل ۴. استفاده از پیزوالکتریک در کاهش ماکزیمم پاسخ سیستم [۵۵]

۵. مشکلات و محدودیت‌های طراحی سیستم دیسک و پره در صنعت

از زمان استفاده از توربین بخار و کاربردهای آن در بخش‌های مختلف صنعت، شکست پره دلیل اصلی از کار افتادن توربین‌هاست. شکست پره به‌علت خستگی عمدتاً مربوط به ارتعاشات است. بارهای دینامیکی از طریق عوامل زیادی افزایش می‌یابند، اما منشأ عمدهٔ این نیروها به‌دلیل عملکردی است که ماشین براساس آن طراحی شده‌است. پره‌ها سازه‌هایی انعطاف‌پذیرند که تعدادی از فرکانس‌های طبیعی آنها می‌توانند در ناحیهٔ فرکانس تحریک باشند. البته یک توربین به‌طور عادی در سرعت پایا دور از تشدیدهای اصلی طراحی می‌شود، اما توربین چندین بار در طول روشن و خاموش شدن ماشین این تشدید را تجربه می‌کند. مهمترین اولویت سازندگان در تحلیل ارتعاشات پره‌ها و دیسک در وسائل دوار با سرعت دورانی بالا جلوگیری از بروز پدیدهٔ تشدید و آثار مخرب آن است. پدیدهٔ تشدید باعث افزایش دامنهٔ ارتعاشات و در نتیجه افزایش ماکزیمم تنش و گذشتن آن از حد مجاز می‌گردد. این تنش‌های دینامیکی ناشی از ارتعاش پره‌ها سبب بروز پدیدهٔ خستگی نیز می‌گردند که از عوامل اصلی خرابی پره‌هاست. این پدیده در شکل ۵ نمایش داده شده است. در سیستم دیسک و پره برای جلوگیری از ارتعاش، پره‌ها را توسط میلهٔ حلقوی به‌هم متصل می‌کنند. استفاده روزافزون از توربین‌های گازی در صنعت برق، توجه محققان را به بهبود عملکرد و افزایش قابلیت اطمینان به اجزای آنها جلب کرده است. پره‌های توربین که از جمله اساسی‌ترین و با ارزش‌ترین اجزای این توربین‌ها محسوب می‌شوند، به‌واسطهٔ شرایط پیچیدهٔ تنشی و حرارتی، همواره در معرض زوال‌های غیرقابل پیش‌بینی هستند. این زوال‌های ناگهانی به‌واسطهٔ آسیب رساندن به سایر بخش‌های توربین می‌توانند سبب خروج توربین از مدار تولید شوند. علاوه بر این، تعویض این پره‌ها می‌تواند هزینه‌های سنگینی متوجه نیروگاه‌ها کند. با توجه به این مطالب، روشن می‌شود پیش‌بینی زوال این پره‌ها می‌تواند کمک قابل توجهی به کاهش هزینه‌ها در صنعت برق کند. لذا سازندگان و کاربران پره‌ها همواره در تلاش‌اند تا بتوانند عمر مفید این قطعات را تشخیص دهند و به تعمیر و در صورت لزوم تعویض آنها اقدام کنند. سازوکار تخریبی متعددی در

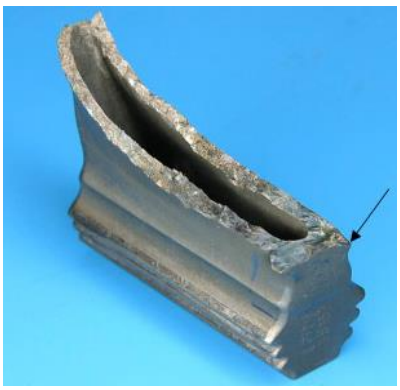
پره‌های توربین فعال هستند. خزش، خستگی و خوردگی، عوامل اصلی محدودکنندهٔ عمر این اجزا به‌شمار می‌روند. لذا عمر پره‌ها از منظر مجموع این سه نوع آسیب باید مورد بررسی قرار گیرد. مطالعات متعددی روی مدلسازی رفتار خزشی این قطعات صورت پذیرفته است. در حالت کلی، این مدل‌ها عمر پره‌ها را بر اساس متغیرهایی چون دما، تنش، میزان و نرخ کرنش پیش‌بینی می‌کنند. آنچه در مورد بیشتر مدل‌های رایج به‌چشم می‌خورد، عدم پیش‌بینی تغییرات ریزساختاری به‌وقوع پیوسته در حین کار پره‌هاست که در مدل‌های جدیدتر با در نظر گرفتن این تغییرات، سعی در بالابردن دقت پیش‌بینی‌ها کرده‌اند. پره‌های توربین گاز به‌واسطهٔ شرایط کاری ناشی از روشن و خاموش کردن توربین و لرزش‌های در حین کار در معرض انواع خستگی‌اند. شبیه‌سازی سیکل‌های کاری پره‌های توربین نشان می‌دهد که در حین کارکرد، خستگی ترمومکانیکال را تجربه می‌کنند. وظیفهٔ پره استخراج انرژی از گاز با دمای بالا و فشار بالای تولیدشده در محفظهٔ احتراق است. پره‌های توربین اغلب جزء قطعات محدودکنندهٔ توربین‌های گاز هستند. برای دوام آوردن در این محیط سخت، پره‌های توربین اغلب از مواد خاصی مانند آلیاژهای دیرگداز یا سوپرآلیاژها و روش‌های مختلف خنک‌کاری همانند کانال داخلی هوا، خنک‌کاری لایهٔ مرزی و پوشش مانع حرارتی استفاده می‌کنند. پره‌های توربین در معرض محیط بسیار خشن داخل توربین گاز قرار دارند. آنها با محیط با دمای بالا، تنش بالا و ارتعاش بالقوه مواجه‌اند. این عوامل می‌توانند منجر به شکست پره شوند و موتور را نابود کند (شکل ۶). پره‌های توربین برای مقاومت در برابر این شرایط باید با دقت زیاد طراحی شوند.

شکل ۵. ترک در ریشهٔ پره در اثر کارکرد زیاد

شکل ۶. شکست نوک پره‌ها به‌دلیل کار در دمای بالا

با توجه به اینکه توربین می‌تواند تا سرعت ده‌ها هزار دور در دقیقه بچرخد، پره‌های توربین در معرض تنش نیروی گریز از مرکز و نیروهای سیال قرار گرفته که می‌تواند به شکست، تسلیم و یا خزش بیانجامد. پره‌ها در توربین‌های مدرن و توربین موتورهای جت نظامی مدرن، در معرض دمای ۱۵۹۰ درجهٔ سانتی‌گراد قرار می‌گیرند که این دماهای بالا پره را ضعیف و آن را در معرض شکست خزشی قرار می‌دهد. دمای بالا همچنین می‌تواند پره‌ها را آمادهٔ شکست خوردگی کند (شکل ۷). در زمان کارکرد عادی، عدم توازن در روتور نیز منجر به ارتعاش سیستم می‌شود، که به‌دلیل سرعت‌های چرخشی بالا می‌تواند منجر به شکستن پرهٔ روتور درون پوسته شود. برای کاهش این خطر، تلاش‌های قابل توجهی برای بالانس‌کردن توربین انجام می‌شود. همچنین توربین‌ها با بخار با کیفیت بالا کار می‌کنند، بخار سوپرهیت خشک یا بخار اشباع با میزان خشکی بالا. این بخار از فرسایش سریع پره که در اثر برخورد آب کندانس

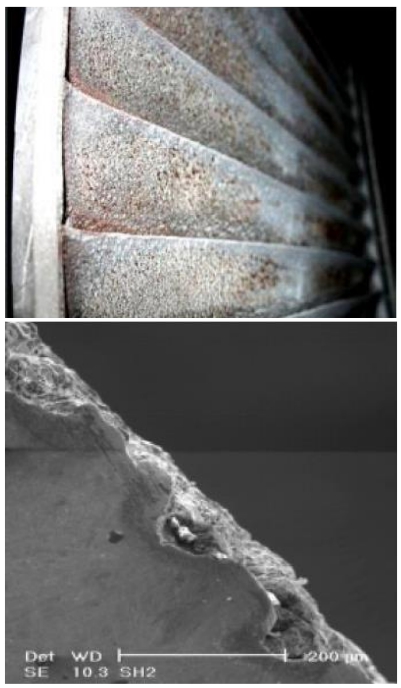
با پره‌ها اتفاق می‌افتد جلوگیری می‌کند. همچنین، آب مایع واردشده به پره‌ها می‌تواند به یاتاقان‌های تراست شافت توربین آسیب برساند. برای جلوگیری از این مشکل، در کنار کنترل‌ها و بافل‌هایی که برای اطمینان از کیفیت بالای بخار در بویلر نصب شده‌اند، خطوط درین کندانس در لوله‌کشی بخار به‌سمت توربین نصب شده‌اند.



شکل ۷. نمونه‌ای از پرهٔ شکسته‌شده

توربین‌ها بسته به موارد کاربرد از قبیل سرعت کارکرد، تجربهٔ پرسنل در راه‌اندازی و تعمیر و نگهداری با مشکلات ارتعاشی متنوعی روبرو می‌شوند. بیشتر عیوب مکانیکی به‌صورت علائم ارتعاشی یا تغییر در مشخصه‌های ارتعاشی ظاهر می‌گردند. از طریق نمایش دامنهٔ ارتعاش بر حسب فرکانس در جهت‌های محوری و شعاعی، زاویهٔ فاز، حرکت مرکز شفت، یکنواختی یا گذرایی ارتعاش عیوب احتمالی به‌وجود آمده یا در حال رشد قابل شناسایی‌اند. شایع‌ترین عامل لرزش در توربین‌ها نامیزانی ناشی از قرار نگرفتن محور اینرسی روتور بر محور تقارن آن است. غالباً در استانداردها برای ارتعاش سیستم در اثر نامیزانی محدوده‌های مجاز دامنهٔ ارتعاش تعریف می‌گردد. همچنین نامیزانی در اثر کارکرد، تعمیر و نگهداری نیز به‌وجود می‌آید. این عیب در نهایت سبب سایش آب‌بندها، شکست یاتاقان‌ها یا تشدید می‌شود. همچنین حمل ذرات جامد مثل اکسید سلیسیوم توسط بخار، که عامل تشدیدکنندهٔ سایش است، در کارهای زیادی گزارش شده است [۵۶–۵۹].

حفره‌ها می‌توانند محل تجمع ناخالصی‌ها، ذرات خورنده و تمرکز تنش شوند که این امر در بررسی کوبیاک و همکاران [۵۷] و سایر کارها مشاهده می‌شود [۵۹–۶۰]. همچنین هاتا و همکاران [۶۱] نشان دادند که حتی حفره‌های کوچک در حد ۲۰ میلی‌متر نیز می‌توانند در جوانه‌زنی و شروع ترک خستگی نقش بازی کنند. در نتیجه خوردگی و سایش رفتگی سبب ایجاد حفره روی سطح پره شده [۵۶–۵۹، ۶۲–۶۳]، این حفره‌ها محل تجمع ذرات خورنده و تمرکز تنش شده [۵۷–۶۰] و محل شروع ترک خستگی و در نهایت شکست پره می‌شوند [۶۱]. نمونهٔ این تخریب‌ها به‌صورت ماکروسکوپی و میکروسکوپی توسط میکروسکوپ الکترونی روبشی در شکل ۸ مشاهده می‌شود.



شکل ۸ اثر تخریبی ماکروسکوپی و میکروسکوپی در سطح پره

۶. نتیجه‌گیری

در سال‌های اخیر، پیشرفت‌های بسیار مهمی در زمینهٔ مدلسازی و تحلیل ارتعاشات سیستم دیسک و پره اتفاق افتاده است. در اکثر مطالعات انجام‌شده قبلی از مدل‌های متمرکز استفاده شده‌است. هرچند مدل‌های متمرکز دارای دقت کافی نیستند، اما برای شناختن رفتار ارتعاشی این

سیستم‌ها مناسب‌اند. نتایج به‌دست آمده بیانگر این موضوع است که سیستم دیسک و پره به وجود نامیزانی در اجزای آن بسیار حساس است و تفاوت اندک بین خصوصیات پره‌ها سبب افزایش ماکزیمم پاسخ سیستم می‌شود که برای کاهش ماکزیمم پاسخ از روش‌های مختلفی چون استراتژی نامیزانی عمدی، تغییر آرایش چیدمان پره‌ها، استفاده از پیزوالکتریک و دمپرهای اصطکاکی استفاده شده‌است. تحقیقات انجام‌شده نشان می‌دهد که مدل‌کردن سیستم با استفاده از نرم‌افزارهای المان محدود باعث می‌شود نتایج به‌دست آمده به حالت واقعی نزدیک‌تر بوده و نتایج قابل استنادتر باشند. دانستن بیشینهٔ دامنهٔ ارتعاشی سیستم برای طراحان امری ضروری است. طراحی این سیستم‌ها براساس دامنهٔ ارتعاش سیستم میزان صحیح نبوده و نتایج قابل قبولی را ارائه نمی‌دهد و طراحی باید براساس ماکزیمم پاسخ به‌دست آمده برای سیستم نامیزان باشد، حتی اگر درصد وقوع بدترین حالت زیاد نباشد. کارکرد در محیط با دمای بالا، تنش بالا و ارتعاش قسمت‌های مختلف از عوامل مهم شکست پره‌های سیستم به‌شمار می‌رود که در طراحی این‌گونه سیستم‌ها باید مد نظر قرار گیرند. با وجود تحقیقات گسترده‌ای که در این زمینه انجام شده است، هنوز پتانسیل‌های زیادی در زمینهٔ بررسی ارتعاشات سیستم دیسک و پره همانند در نظر گرفتن تداخل سیال و جامد، کوپلینگ آئروالاستیسیته و ماهیت غیرخطی سیستم وجود دارد.

۷. مآخذ

[1] Whitehead, D. S. “Effect of Mistuning on the Vibration of Turbo machine Blades Induced by Wakes.” *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 8, No. 1, 1966, pp. 15–21.

[2] Wagner, J. T. “Coupling of Turbo machine Blade Vibrations through the Rotor.” *Journal of Engineering for Power*, Vol. 89, No. 3, 1967, pp. 502–512.

[3] Dye, R. C. F., T. A. Henry. “Vibration Amplitudes of Compressor Blades Resulting from Scatter in Blade Natural Frequencies.” *Journal of Engineering for Power*, Vol. 91, No. 3, 1969, pp. 182–188.

[4] Ewins, D. J. “The Effects of Detuning Upon the Forced Vibrations of Bladed Disks.” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 9, No. 1, 1969, pp. 65–79.

[5] Ewins, D. J. “A Study of Resonance Coincidence in Bladed Discs.” *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 12, No. 5, 1970, pp. 305–312.

[6] Ewins, D. J. “Vibration Characteristics of Bladed Disc Assemblies.” *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 15, No. 3, 1973, pp. 165–186.

[7] Ewins, D. J. “Vibration Modes of Mistuned Bladed Disks.” *Journal of Engineering for Power*, Vol. 98, No. 3, 1976, pp. 349–355.

[8] Srinivasan, A. V. “Vibrations of Bladed-Disk Assemblies, a Selected Survey.” *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*, Vol. 106, No. 2, 1984, pp. 165–168.

[9] Srinivasan, A. V. “Flutter and Resonant Vibration Characteristics of Engine Blades.” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 119, No. 4, 1997, pp. 742–775.

[10] Slater, J. C., G. R. Minkiewicz, A. J. Blair. “Forced Response of Bladed Disk Assemblies, a Survey.” *Shock and Vibration Digest*, Vol. 31, No. 1, 1999, pp. 17–24.

[11] Castanier M. P., C. Pierre. “Modeling and analysis of mistuned bladed disk vibration: status and emerging directions.” *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 22 No. 2, 2006, pp. 384–396.

[12] Rahimi M, S. Ziaei-Rad. “Uncertainty treatment in forced response calculation of mistuned bladed disk.” *J. Math Comput Simulat*, Vol. 80, 2010, pp.1746–1757.

[13] Salhi B., J. Lardies, M. Berthillier. “Identification of modal parameters and aeroelastic coefficients in bladed disk assemblies.” *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 23, 2009, pp.1894–1908.

[14] Yan Y. J., P. L. Cui, H. N. Hao. “Vibration mechanism of a mistuned bladed-disk.” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 317, 2008, pp. 294–307.

[15] Cha D., A. Sinha. “Statistics of responses of a mistuned and frictionally damped bladed disk assembly subjected to white noise and narrow band excitations.” *Probabilistic Engineering Mechanics*, Vol. 21, 2006, pp. 384–396.

[16] He, Zh., B. I. Epureanu, Ch. Pierre, “Parametric study of the aeroelastic response of mistuned bladed disks.” *Computers and Structures*, Vol. 85, 2007, pp. 852–865.

[17] Vargiu, P., C. M. Firrone, S. Zucca, M. M. Gola. “A reduced order model based on sector mistuning for the dynamic analysis of Mistuned bladed disks.” *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 53, 2011, pp. 639–646.

[18] Petrov E. P., K. Y. Sanliturk, D. J. Ewins. “A New Method for Dynamic Analysis of Mistuned Bladed Disks Based on the Exact Relationship between Tuned and Mistuned Systems.” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 124, JULY 2002, pp. 586-597.

[19] Jung, Ch., K. D'Souza, B. I. Epureanu. “Nonlinear amplitude approximation for bilinear systems.” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 333, 2014, pp. 2909–2919.

[20] Whitehead, D. S. “The Maximum Factor by Which Forced Vibration of Blades Can Increase Due to Mistuning.” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 120, No. 1, 1998, pp. 115–119.

[21] Rivas-Guerra A. J., M. P. Mignolet. “Maximum Amplification of Blade Response due to Mistuning: Localization and Mode Shape Aspects of the Worst Disks.” *Journal of Turbomachinery*, Vol. 125, 2003, pp. 442-454.

[22] Shin S. H., M. K. Kang, H. H. Yoo. “Mistuned coupling stiffness effect on the vibration localization of cyclic systems.” *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 22, 2008, pp. 269–275.

[23] Raeisi, E., S. Ziaei-Rad. “The Worst Response of Mistuned Bladed Disk System Using Genetic Algorithm.” *Amir Kabir journal/ Mech*, Vol. 44, No. 2, winter 2013 (In Persian).

[24] Raeisi, E., S. Ziaei-Rad. “The worst response of mistuned bladed disk system using neural network.” *Meccanica*, Vol. 48, Issue 2, 2013, pp. 367-379.

[25] Petrov E. P., D. J. Ewins. “Analysis of the Worst Mistuning Patterns in Bladed Disc Assemblies.” Presented at the Turbo Expo 2001, New Orleans, LA, Jun 2001, 4–7, Paper 2001-GT-0292.

[26] Petrov E.P., D. J. Ewins. “Analysis of the Worst Mistuning Patterns in Bladed Disk Assemblies.” *J. Turbomach*, Vol. 125(4), 2003, pp. 623–632.

[27] Bladh R., M. P. Castanier, P. Christophe. “Component Mode Modeling of Mistuned Bladed Disk Vibration.” 5th National Turbine Engine High Cycle Fatigue Conference, Chandler, Arizona, 2000.

[28] Petrov E. P., K. Y. Sanliturk, D. J. Ewins. "A new method for dynamic analysis of mistuned bladed disks based on the exact relationship between tuned and mistuned systems." *Transactions of the ASME*, Vol. 124, 2002, pp. 586-597.

[29] Lim, S. H. "Dynamic Analysis and Design Strategies for Mistuned Bladed Disk." PhD Thesis, University of Michigan, Mechanical Department, 2005.

[30] Chiu, Y. J., Sh. Ch. Huang. "The influence on coupling vibration of a rotor system due to a mistuned blade length." *Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 49, 2007, pp. 522–532.

[31] Chan, Y. J., D. J. Ewins. "Management of the variability of vibration response levels in mistuned bladed discs using robust design concepts. Part 1 Parameter design." *J. Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 24, 2010, pp. 2777–2791.

[32] Rotea, M. A., F. J. D'Amato. "Efficient algorithms for Mistuning Analysis." 15th triennial world congress, Barcelona, Spain, 2003.

[33] Yoo, H. H., J. K. Kim, D. J. Inman. "Vibration localization of simplified mistuned cyclic structures undertaking external harmonic force." *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 261, 2003, pp. 859–870.

[34] Yan, Y. J., P. L. Cui, H. N. Hao. "Vibration mechanism of a mistuned bladed-disk." *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 317, 2008, pp. 294–307.

[35] Basu, P., J. H. Griffin. "The Effect of Limiting Aerodynamic and Structural Coupling in Models of Mistuned Bladed Disk Vibration." *ASME J. Vib., Acoust., Stress, Reliab. Des.*, Vol. 108, 1986, pp. 132–139.

[36] Kaiser, T., R. S. Hansen, N. Nguyen, R. W. Hampton, D. Muzzio, M. K. Chargin, R. Guist, K. Hamm, L. Walker. "Experimental/Analytical Approach to Understanding Mistuning in a Transonic Wind Tunnel Compressor." *NASA Technical Memorandum*, No. 108833, 1994, pp. 1–13.

[37] EL-Bayoumy, LE, A. E. Srinivasan. "Influence of mistuning on rotor blade vibration." *AIAA Journal*, Vol. 13, 1975, pp. 460–464.

[38] Ewins, D., ZC. Han. "Resonant vibration levels of a mistuned bladed disk." *ASME J. Vib. Acoust*, Vol. 106, 1984, pp. 211–217.

[39] Griffin, J. H., T. M. Hoosac. "Model development and statistical investigation of turbine blade mistuning." *J. Vib Acoust Stress*, Vol. 106, 1984, pp. 204–210.

[40] Sanliturk, K. Y., M. Imregun, D. J. Ewins. "Statistical analysis of random mistuning of bladed assemblies." *J. Mech. Eng*. C432, Vol. 110, 1992, pp. 51–57.

[41] Raeisi-Estabragh, E., S. Ziaei-Rad, H. Dehghan. "Using neural network and genetic algorithm to obtain maximum response of mistuned system." *Journal of solid and fluid mechanics*, Vol. 1, No. 2, 2011, pp. 37-46.

[42] Poursaeidi, E., M. Sanaieei, H. Bakhtyari. "Life Estimate of a Compressor Blade through Fractography." *IJE Transactions A: Basics*, Vol. 26, No. 4, April 2013, pp. 393-400.

[43] Castanier, M. P., C. Pierre. "Using intentional mistuning in the design of turbomachinery rotors." *AIAA Journal*, Vol. 40, 2002, pp. 2077–2086.

[44] Hou, J. F., C. Cross. “Minimizing blade dynamic response in a bladed disk through design optimization.” *AIAA Journal*, Vol. 43, 2005, pp. 406–412.

[45] Laxalde, D., C. Gibert, F. Thouverez. “Experimental and numerical investigations of friction rings damping of blisks.” ASME Conference Proceedings (43154), 2008, pp.469–479.

[46] Sinha, S. K. “Dynamic characteristics of a flexible bladed-rotor with Coulomb damping due to tip-rub.” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 273, 2004, pp. 875–919.

[47] Gruin, M., F. Thouverez, L. Blanc, P. Jean. “Nonlinear dynamics of a bladed dual-shaft.” *European Journal of Computational Mechanics*, Vol. 20 (1–4), 2011, pp. 207–225.

[48] Avalos, J., M. P. Mignolet. “On damping entire bladed disks through dampers on only a few blades.” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 132, 2010, pp. 092503–092510.

[49] Cross, C.J., S. Fleeter. “Shunted piezoelectrics for passive control of turbomachine blading flow-induced vibrations.” *Smart Materials and Structures*, 2002, 11 2, 239.

[50] Yu, H., K. W. Wang. “Piezoelectric networks for vibration suppression of mistuned bladed disks.” *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 129, 2007, pp. 559–566.

[51] Yu, H., K. W. Wang. “Vibration suppression of mistuned coupled-blade-disk systems using piezoelectric circuitry network.” *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 131, 2009, pp. 021008–021012.

[52] Mokrani, B., R. Bastaits, R. Viguie, A. Preumont. “Vibration damping of turbomachinery components with piezoelectric transducers: theory and experiment.” ISMA2012 International Conference on Noise and Vibration Engineering, Leuven, Belgium, 2012.

[53] Zhou, B., F. Thouverez, D. Lenoir. “An adaptive control strategy based on passive piezoelectric shunt techniques applied to mistuned bladed disks.” *Journal of Computational and Applied Mathematics*, Vol. 246, 2013, pp. 289–300.

[54] Zhou, B., F. Thouverez, D. Lenoir. “Essentially nonlinear piezoelectric shunt circuits applied to mistuned bladed disks.” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 333, 2014, pp. 2520–2542.

[55] Yu, H., K. W. Wang, J. Zhang. “Piezoelectric networking with enhanced electromechanical coupling for vibration delocalization of mistuned periodic structures-Theory and experiment.” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 295, 2006, pp. 246–265.

[56] Azevedo, C. R. F., A. Sinátora. “Erosion-fatigue of steam turbine blades.” *Engineering Failure Analysis*, Vol. 16, 2009, pp. 2290–2303.

[57] Kubiak, Sz. J., G. Gonzalez, D. Juárez, J. Nebradt, F. Sierra, J. Nebradt. “Failure analysis of a 28MW geothermal turbine.” *Journal of Failure Analysis and Prevention*, Vol. 4(3), 2004, pp. 47-51.

[58] Wei-Ze, W., X. Fu-Zhen, Zh. Kui-Long, Tu. Shan-Tung. “Failure analysis of the final stage blade in steam turbine.” *Engineering Failure Analysis*, Vol. 14(4), 2007, pp. 632-641.

[59] Mazur, Z., R. García-Illescas, J. Porcayo-Calderón. “Last stage blades failure analysis of a 28MW geothermal turbine.” *Engineering Failure Analysis*, Vol. 16(4), 2009, pp. 1020-1032.

[60] Das, G., S. G. Chowdhury, A. K. Ray, S. K. Das, D. K. Bhattacharya. “Turbine blade failure in a thermal power plant.” *Engineering failure analysis*, Vol. 10, 2003, pp. 85-90.

[61] Hata, S., N. Nagai, T. Yasui, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., Hiroshima, Japan, and Hiroshi Tsukamoto, "Investigation of Corrosion Fatigue Phenomena in Transient Zone and Preventive Coating and Blade Design Against Fouling and Corrosive Environment for Mechanical Drive Turbines", 37th Turbomachinery Symposium Proceedings, 2008, Texas A&M, Texas.

[62] Mukhopadhyay, N. K., S. Ghoshchowdhury, G. Das, S. K. Chattaroj, S. K. Das, D. K. Bhattacharya. "An investigation of the failure of low pressure steam turbine blades." *Engineering Failure Analysis*, Vol. 5, 1998, pp. 181-193.

[63] Ahmad, M., M. Casey, N. Surken. "Experimental assessment of droplet impact erosion resistance of steam turbine blade materials." *Wear*, Vol. 267, 2009, pp. 1605–1618.