

بروز رسانی و تحلیل مدل ارتعاشاتی دو پوسته استوانه‌ای فلنج‌شده پیچی با روش تجربی - نیمه تحلیلی

اسماعیل اسدی^۱، علی حیدری سورشجانی^۲، روح‌الله طالبی توتی^۳*

^۱ ایران، تهران، نارمک، دانشگاه علم و صنعت ایران، دانشکده مهندسی مکانیک، ۱۶۸۴۹-۳۳۵۱۱، دانشجوی دکتری

^۲ ایران، تهران، نارمک، دانشگاه علم و صنعت ایران، دانشکده مهندسی مکانیک، ۱۶۸۴۹-۳۳۵۱۱، دکتری

^۳* ایران، تهران، نارمک، دانشگاه علم و صنعت ایران، دانشکده مهندسی مکانیک، ۱۶۸۴۹-۳۳۵۱۱، استاد

*پست الکترونیکی نویسنده مسئول: rtalebi@iust.ac.ir

چکیده

در این پژوهش، ارتعاشات دو پوسته استوانه‌ای - استوانه‌ای فلنج‌شده پیچی مورد بررسی قرار گرفته است. اتصالات پیچی باعث ایجاد تغییر در سفتی و خواص ارتعاشی فلنج می‌شود و از این رو فرکانس‌های سیستم مونتاژشده نسبت به یکپارچه فرض کردن فلنج‌ها، دستخوش تغییرات چشمگیری می‌شوند. به همین دلیل، ارائه راهکارهای مناسب و به‌روزرسانی مدل توسط نتایج تست مودال تجربی می‌تواند کمک شگرفی به طراحی نماید. در این پژوهش، علاوه بر شبیه‌سازی اتصالات پیچی در نرم‌افزار اجزای محدود، مدل‌های نیمه‌تحلیلی براساس تئوری الاستیسته سه‌بعدی ارائه شده اند تا بتوان مدل‌سازی سازه را با جزئیات انجام داد. در این مدل، بین هر کدام از نقاط شبکه (معرفی شده در روش مربعات دیفرانسیلی تعمیم‌یافته) موجود بر روی سطوح متناظر فلنج‌ها، یک مجموعه از فنرهای خطی مصنوعی شامل فنرهای در راستای طولی، محیطی و شعاعی قرار می‌گیرند. پس از انجام به‌روزرسانی به کمک الگوریتم بهینه‌سازی ژنتیک، مشخص گردید که فرکانس‌های سازه در مدل‌های مذکور همخوانی بالایی با نتایج تست پوسته فلنج‌شده در وضعیت چسبیدگی دارند. لازم به ذکر است که ساختارهای مختلفی با بهره‌گیری از راهکاری مبتنی بر تقسیم سازه اصلی به چند پوسته و سپس مونتاژ آن‌ها با اعمال مستقیم پیوستگی جابجایی‌ها و تنش‌ها در اینجا مورد بررسی قرار می‌گیرد که می‌توان به پوسته‌های پله‌دار، رینگ‌دار و سوراخ‌دار اشاره نمود. نتایج حاکی بر این بود که به کارگیری مدل فنرهای مصنوعی در محل تماس اتصالات، بخوبی بیان‌کننده رفتار ارتعاشاتی پوسته‌های استوانه‌ای فلنج‌دار پیچی بوده و از کارآیی لازم برخوردار می‌باشد.

کلمات کلیدی: پوسته‌های استوانه‌ای فلنج‌شده پیچی، به‌روزرسانی مدل، تئوری الاستیسته سه‌بعدی، روش مربعات دیفرانسیلی تعمیم‌یافته.

۱- مقدمه و مروری بر منابع

اغلب سازه‌های مکانیکی از اجزاء مختلفی تشکیل شده‌اند و به ندرت می‌توان سازه‌ای یافت که دارای یک قطعه منفرد باشد. در سازه‌های مورد استفاده در صنایع مختلف همچون صنایع عمرانی، هوایی، خودرویی و غیره، از انواع مختلف اتصالات نظیر اتصالات پیچی و پرچی بصورت گسترده استفاده می‌شود. فلنج‌ها با اتصالات پیچی بصورت گسترده در پوسته‌های سیلندری سازه‌های مهندسی مورد استفاده قرار می‌گیرند. این فلنج‌ها در مجموعه‌هایی مانند موتور توربین گاز بصورت مستمر در معرض بارهای ارتعاشاتی حاصل از مجموعه روتور می‌باشند. وجود اتصالات در سازه‌ها، همواره دو پیامد را به همراه خواهد داشت؛ یکی تغییر سفتی سازه و دیگری، افزایش میرایی که از اصطکاک بین سطوح تماس ایجاد می‌شود. بنابراین لازم است که تأثیر اتصالات در مدلسازی ارتعاشاتی و دینامیکی اینگونه سازه‌ها، مدنظر قرار گیرد. تحقیقات متعددی جهت بررسی اثرات اتصالات پیچی در رفتار ارتعاشاتی سازه‌های مختلف مهندسی شامل تیرهای لپ جوینت [۱ و ۲]، تیرهای فلنج دار [۳]، صفحات متصل لپ جوینت [۴-۶]، صفحات متصل فلنج دار [۷-۹]، استوانه‌های متصل لپ جوینت [۱۰]، قطعات فلنج دار استوانه‌ای [۱۳ و ۱۴]، قطعات فلنج دار استوانه‌ای-استوانه‌ای [۱۵ و ۱۶]، قطعات استوانه‌ای-استوانه‌ای با فلنج داخلی [۱۷ و ۱۸]، قطعات فلنج دار استوانه‌ای-مخروطی [۱۹] و قطعات فلنج دار مخروطی-مخروطی [۲۰] انجام گرفته است. لووان و همکاران [۲۱] با دقت به این مورد که در اتصال فلنجی لوله‌های استوانه‌ای سفتی محوری در کشش و فشار متفاوت است، از فنرهای دوخطی برای مدل‌سازی محل اتصال استفاده نمودند. یائو و همکاران [۲۲] از ایده لایه نازک برای تحلیل فرکانس‌های پوسته‌های موتورهای هوایی پیچ‌شده استفاده کردند. پارامترهای مواد به کمک تکنیک سفتی اتصالات پیچی و تئوری تماس فراکتال که بارهای تماسی ناشی از ناهمگونی‌های مستقل از مقیاس را ارائه می‌دهد، تعیین شده‌بودند و از به‌روزرسانی برای تعیین دقیق خواص مواد استفاده نگردید. از این‌رو فرکانس‌های سیستم که به کمک اجزای محدود (نرم‌افزار انسیس^۱) حاصل شدند، در برخی موارد اختلاف قابل توجهی با نتایج تست داشتند. تانگ و همکاران [۲۳] مجموعه‌ای از پژوهش‌ها را در حوزه ارتعاشات پوسته‌های استوانه‌ای با اتصال پیچی با دیدگاه نیمه‌تحلیلی انجام دادند. آن‌ها با فرض فنرهای خطی مصنوعی با تعداد و سفتی‌های دلخواه که در جهات طولی، محیطی، عرضی و پیچشی، دو لبه پوسته‌ها را به یکدیگر متصل کرده بودند به تحلیل ارتعاشات پوسته‌های استوانه‌ای-استوانه‌ای پیچ شده پرداختند. آن‌ها از فرضیات تئوری ساندرز برای مدل کردن پوسته استفاده کرده و به کمک روش ریلی-ریتز^۲ حل مسئله را انجام دادند. بیودوین و بهدینان [۲۴] به کمک مدل متمرکز که توسط لووان برای اتصال لوله‌های فلنج‌دار معرفی شده بود، تحقیقاتی بر روی ارتعاشات بدنه موتورهای هوایی انجام دادند. آن‌ها با بهره‌گیری از مدل‌های تیر و میله ارتباط بین جابجایی و نیرو که در واقع سفتی مدل فنر است را تخمین زدند و در کشش و فشار به حالت سفتی دوخطی رسیدند و با این کار نیاز به به-روزرسانی را برطرف نمودند. تست ارتعاشی که صورت پذیرفت در واقع شبیه‌سازی بدنه موتورهای هوایی بود که توسط لوله‌های با فلنج نازک انجام گردید و سپس در نرم‌افزار انسیس به کمک تعریف فنرها و المان‌های تماسی گره-به-گره، فرکانس‌های سیستم به‌دست آمدند.

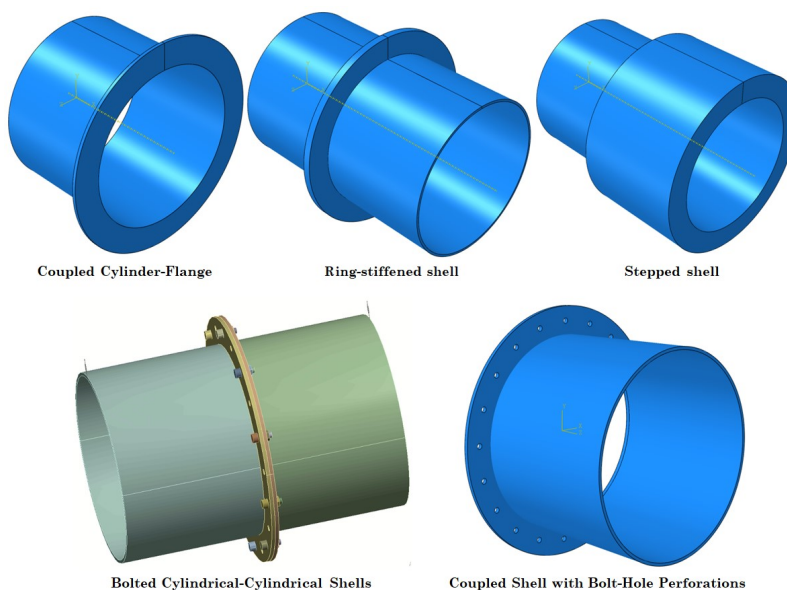
در مطالعاتی که بر روی اتصالات فلنجی استوانه‌ها صورت گرفته است، تاکنون از تئورهای کلاسیک و یا تغییرشکل مرتبه اول برشی استفاده کرده‌اند که دارای فرضیات ساده کننده می‌باشد. همچنین، سازه‌های استوانه‌ای دارای فلنج در واقع نوعی پوسته پله‌دار هستند که سطوح میانی ناهم‌محور دارند و مدل‌سازی این‌گونه ساختارها تاکنون انجام نشده است. به‌علاوه، در پژوهش حاضر از تئوری الاستیسیته سه‌بعدی جهت مدل‌سازی سیستم استوانه‌ای-استوانه‌ای فلنج‌شده استفاده شده است تا تمامی جزئیات در تحلیل درنظر گرفته شوند و لازم به ساده‌سازی نباشد. علاوه‌براین، در پژوهش حاضر درکنار ارائه مدل اتصالات پیچی در نرم‌افزار اجزای محدود، دو مدل دیگر نیز برای اتصالات پوسته‌های استوانه‌ای فلنج‌شده ارائه شد؛ که یکی مبتنی بر قرارگیری فنرهای خطی مصنوعی بین سطوح تماس و دیگری مبتنی بر به‌کارگیری لایه رابط مجازی می‌باشد. کلیه مراحل رسیدن یک پوسته استوانه‌ای ضخیم تا پوسته نازک استوانه‌ای-استوانه‌ای فلنج‌شده پیچی به‌صورت جداگانه با ارائه مدل‌های نوآورانه تحلیلی مورد بررسی قرار گرفته‌اند. ازجمله این مراحل می‌توان به پوسته‌های استوانه‌ای پله‌دار با عدم هم‌محوری، پوسته‌های رینگ‌دار از نوع رینگ تقویت‌کننده و پوسته‌های ضخیم دارای سوراخ اشاره نمود.

¹ ANSYS Software

² Rayleigh-Ritz Method

۲- روش تحقیق

به‌منظور بررسی دقیق‌تر اثرات پیچ در رفتار ارتعاشی دو پوسته استوانه‌ای فلنج‌شده در آزمون مودال، در این پژوهش سعی شده‌است که سازه به‌صورت یکپارچه تولید شده‌باشد و هیچ‌گونه درز و یا جوشی در کوپلینگ بین استوانه‌ها و فلنج‌ها وجود نداشته‌باشد و به‌بیان دیگر عدم قطعیت کمتری در سازه وجود داشته‌باشد. از این‌رو، ابتدا یک استوانه ضخیم بدون درز توسط فرآیند تراش کاری تبدیل به یک پوسته استوانه‌ای پله‌دار با شعاع داخلی ثابت و شعاع بیرونی متفاوت شده‌است. این نکته قابل ذکر است که ارائه مدل تحلیلی برای سازه فوق‌الذکر، مهم‌ترین و اصلی‌ترین گام برای رسیدن به مدل مطلوب برای پوسته استوانه‌ای - استوانه‌ای فلنج‌شده می‌باشد. در ادامه، از قطعه قبلی یک پوسته استوانه‌ای با یک رینگ در وسط ایجاد شده‌است که به‌عنوان پوسته استوانه‌ای تقویت‌شده با رینگ نیز شناخته می‌شوند. سپس، قطعه از وسط توسط فرآیند ماشین‌کاری به دو قسمت تقسیم شده‌است و دو پوسته استوانه‌ای کوپل‌شده با فلنج حلقوی از آن استخراج گردیده‌اند. سپس، بر روی هر قسمت فلنجی، تعداد بیست سوراخ با قطر شش میلی‌متر جهت بستن پیچ‌ها ایجاد گردید. در نهایت دو پوسته فلنج‌دار از طریق پیچ به‌یکدیگر متصل گردیدند. در شکل ۱، مراحل که منجر به توسعه قطعه از یک پوسته استوانه‌ای ساده تا پوسته استوانه‌ای - استوانه‌ای فلنج‌دار پیچ‌شده گردیده‌است به تصویر کشیده شده‌است.



شکل ۱. فرآیندهای صورت گرفته بر روی پوسته استوانه‌ای یکپارچه بدون درز تا رسیدن به پوسته استوانه‌ای - استوانه‌ای فلنج‌دار پیچ‌شده.

۲-۱ معادلات بکار رفته

همان‌گونه که پیش از این نیز مطرح گردید، مسئله پایه‌ای برای کل قطعات مورد بررسی، پوسته استوانه‌ای پله‌دار می‌باشد. این نوع ساختار پله‌دار که در آن سطح میانی (تارخنی) دو پوسته استوانه‌ای متصل شده در یک امتداد قرار ندارد، تاکنون مورد مطالعه قرار نگرفته‌است. مدل‌سازی این‌گونه سازه‌هایی که در این پژوهش مورد بررسی قرار گرفته‌اند، ترکیب تعدادی مناسب از پوسته‌ها و استفاده از تئوری الاستیسیته سه‌بعدی می‌باشد. براین اساس، روابط کرنش-جابجایی برای (i) امین پوسته برای هر نقطه دلخواه در شعاع $r(\mathbf{z})$ به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_{xx}^{(i)} \\ \varepsilon_{\theta\theta}^{(i)} \\ \varepsilon_{zz}^{(i)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u_{,x}^{(i)} \\ v_{,\theta}^{(i)} + w^{(i)} \\ w_{,z}^{(i)} \end{pmatrix}, \quad \begin{pmatrix} \gamma_{x\theta}^{(i)} \\ \gamma_{xz}^{(i)} \\ \gamma_{z\theta}^{(i)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} v_{,x}^{(i)} + \frac{u_{,\theta}^{(i)}}{r(z)} \\ u_{,z}^{(i)} + w_{,x}^{(i)} \\ v_{,z}^{(i)} + \frac{w_{,\theta}^{(i)}}{r(z)} - v^{(i)} \end{pmatrix} \quad (1)$$

که u, v, w به ترتیب بیان‌گر جابجایی‌ها در راستای محورهای طولی (x)، محیطی (θ) و شعاعی (z) هستند. درضمن، علامت (,) در پایین‌نویس حروف نشان‌دهنده مشتق جزئی نسبت به متغیر بعد از آن می‌باشد. همچنین، روابط تنش-کرنش از طریق معادلات زیر دنبال می‌شود:

$$\begin{pmatrix} \sigma_{xx}^{(i)} \\ \sigma_{\theta\theta}^{(i)} \\ \sigma_{zz}^{(i)} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \varepsilon_{xx}^{(i)} \\ \varepsilon_{\theta\theta}^{(i)} \\ \varepsilon_{zz}^{(i)} \end{pmatrix}, \quad \begin{pmatrix} \tau_{z\theta}^{(i)} \\ \tau_{xz}^{(i)} \\ \tau_{x\theta}^{(i)} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \gamma_{z\theta}^{(i)} \\ \gamma_{xz}^{(i)} \\ \gamma_{x\theta}^{(i)} \end{pmatrix} \quad (2)$$

ضرایب ثابت C_{ij} برای یک ماده همگن به کمک مدول الاستیک یانگ (E) و ضریب پواسون (ν) بیان می‌شوند. برای دستیابی همزمان به معادلات حرکت و شرایط مرزی و پیوستگی، اصل همیلتون بر اساس حساب تغییرات انرژی‌های کرنشی و جنبشی برای هر پوسته مورد استفاده قرار می‌گیرد:

$$\begin{aligned} \int_{t_1}^{t_2} (\delta K^{(i)} - \delta P^{(i)}) dt &= 0 \\ P^{(i)} &= \frac{1}{2} \int_0^{L^{(i)}} \int_0^{2\pi} \int_{R_{in}^{(i)}}^{R_{out}^{(i)}} \left(\sigma_{xx}^{(i)} \varepsilon_{xx}^{(i)} + \sigma_{\theta\theta}^{(i)} \varepsilon_{\theta\theta}^{(i)} + \sigma_{zz}^{(i)} \varepsilon_{zz}^{(i)} + \tau_{xz}^{(i)} \gamma_{xz}^{(i)} + \tau_{\theta z}^{(i)} \gamma_{\theta z}^{(i)} + \tau_{x\theta}^{(i)} \gamma_{x\theta}^{(i)} \right) r(z) dx d\theta dz \\ K^{(i)} &= \frac{1}{2} \int_0^{L^{(i)}} \int_0^{2\pi} \int_{R_{in}^{(i)}}^{R_{out}^{(i)}} \rho^{(i)} \left(\left(u_{,t}^{(i)} \right)^2 + \left(v_{,t}^{(i)} \right)^2 + \left(w_{,t}^{(i)} \right)^2 \right) r(z) dx d\theta dz \end{aligned} \quad (3)$$

در روابط بالا، $R_{in}^{(i)}$ و $R_{out}^{(i)}$ به ترتیب بیان‌گر چگالی، شعاع داخلی و شعاع بیرونی پوسته (i) ام هستند. به‌علاوه، روند جداسازی متغیرها توسط توابع دوجزیه ناشناخته از متغیرهای (x, z)، توابع مثلثاتی از شماره مود محیطی (n) و توابع نمایی از فرکانس سیستم مونتاژشده (ω) به‌صورت زیر اجرا می‌گردد:

$$\begin{aligned} u^{(i)}(x, \theta, z, t) &= U^{(i)}(x, z) \cos(n\theta) e^{j\omega t} \\ v^{(i)}(x, \theta, z, t) &= V^{(i)}(x, z) \sin(n\theta) e^{j\omega t} \\ w^{(i)}(x, \theta, z, t) &= W^{(i)}(x, z) \cos(n\theta) e^{j\omega t} \end{aligned} \quad (4)$$

سرانجام، پس از به‌کارگیری اصل همیلتون و اعمال انتگرال‌گیری جزء‌به‌جزء، معادلات حرکت برای هر کدام از پوسته‌های تشکیل‌دهنده سازه به‌دست می‌آیند. این معادلات در واقع به نقاط شبکه مربوط به گروه (G_d) که در شکل ۲ نشان داده‌شده است، اعمال می‌شوند. همچنین، شرایط مرزی در راستای طولی (G_1) و شعاعی (G_2)، به صورت زیر به سازه اعمال می‌شوند:

$$\begin{aligned} G_1: \quad & \sigma_{xx}^{(i)} \delta U^{(i)} - \tau_{x\theta}^{(i)} \delta V^{(i)} - \tau_{xz}^{(i)} \delta W^{(i)} = 0 \\ G_2: \quad & \tau_{xz}^{(i)} \delta U^{(i)} = \tau_{z\theta}^{(i)} \delta V^{(i)} = \sigma_{zz}^{(i)} \delta W^{(i)} = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

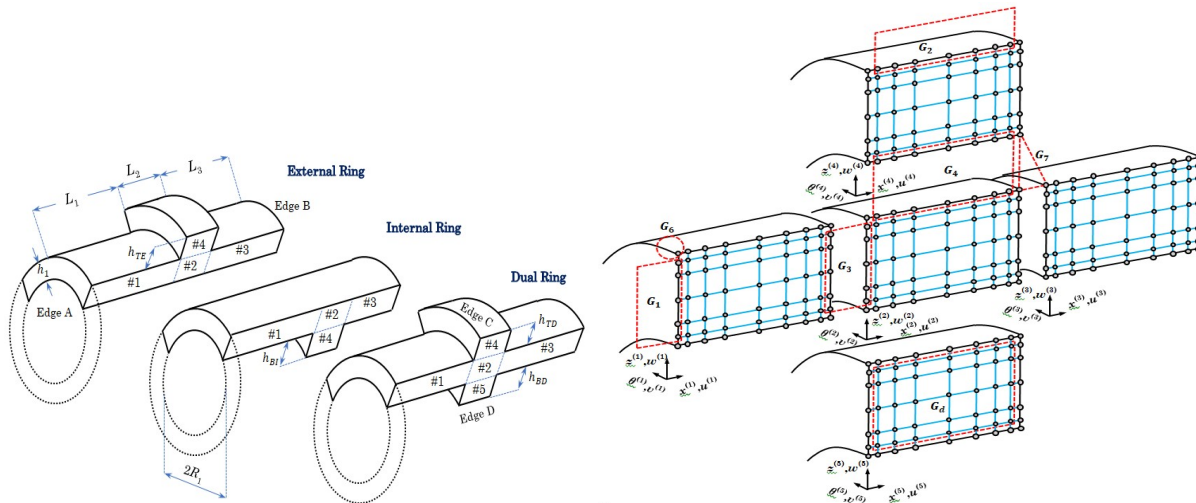
پیوستگی جابجایی‌ها و تنش‌ها در راستای طولی (G_3) از روابط زیر تبعیت می‌کنند:

$$\left\{ \begin{matrix} U^{(1)} & V^{(1)} & W^{(1)} \\ \sigma_{xx}^{(1)} & \tau_{x\theta}^{(1)} & \tau_{xz}^{(1)} \end{matrix} \right\} \Big|_{x^{(1)}=L_1}^{x^{(1)}=L_2} = \left\{ \begin{matrix} U^{(2)} & V^{(2)} & W^{(2)} \\ \sigma_{xx}^{(2)} & \tau_{x\theta}^{(2)} & \tau_{xz}^{(2)} \end{matrix} \right\} \Big|_{x^{(2)}=0}^{x^{(2)}=z_k}; \quad k = 2, 3, \dots, M-1 \quad (6)$$

مطابق شکل ۲، برای ایجاد پوسته پله‌دار با پله خارجی^۲ و داخلی^۴ از اتصال سه پوسته و برای ایجاد پوسته پله‌دار دوگانه^۵ از اتصال چهار پوسته استفاده شده‌است. در نهایت با اعمال دقیق تمامی شرایط و معادلات گفته‌شده می‌توان مدل نیمه-تحلیلی برای هر

³ External Step

تعداد پوسته که به صورت یکپارچه و بدون درز به یکدیگر متصل شده‌اند را ایجاد نمود. مطابق شکل ۲، با اتصال تعداد مناسبی از پوسته-ها، می‌توان مدلی جامع برای پوسته‌های استوانه‌ای رینگ‌دار خارجی، داخلی و دوگانه ایجاد نمود. برای داشتن پوسته استوانه‌ای با رینگ در حالت رینگ خارجی و داخلی نیاز به اتصال ایده آل چهار پوسته می‌باشد، درحالی‌که پوسته رینگ‌دار دوگانه نیازمند کوپل کردن پنج پوسته است. ضخامت پوسته استوانه‌ای ضخیم اصلی با h_1 ، شعاع داخلی آن مطابق شکل با R_1 ، محل شروع نصب رینگ از لبه سمت چپ با L_1 و طول رینگ نیز با L_2 نشان داده شده است. ضخامت رینگ در حالت رینگ خارجی و داخلی به ترتیب با h_{TE} و h_{BI} نشان داده شده‌اند. همچنین، ضخامت قسمت بیرونی و درونی رینگ در حالت دوگانه نیز به ترتیب توسط h_{TD} و h_{ED} مشخص شده‌اند.



شکل ۲. توزیع نقاط شبکه روش مربعات دیفرانسیلی تعمیم یافته در پنج پوسته مورد نیاز برای حالت پوسته پله‌دار دوگانه.

۲-۲ مدل فنرهای مصنوعی

در این مدل، بین دو قسمت فلنجی از فنرهای خطی مصنوعی بدون جرم در راستای طولی K_x ، محیطی K_θ و شعاعی K_z استفاده شده است. این فنرها مطابق شکل ۳ در تمام نقاط شبکه‌ای که در طول فلنج قرار گرفته‌اند دقیقاً به نقطه روبرویی خود متصل می‌شوند. چگالی پوسته‌هایی که در ناحیه فلنجی قرار می‌گیرند متفاوت از پوسته‌های استوانه‌ای اصلی در نظر گرفته شده‌است تا بتوان با لحاظ جرم پیچ‌ها، جرم کل سازه را ثابت نگه داشت. وجود این فنرها باعث ایجاد ترم‌های جدیدی در انرژی پتانسیل پوسته می‌شود:

$$V_1 = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_1+h_2} \left\{ K_x (u_2(L_2, \theta, z) - u_4(0, \theta, z))^2 + K_\theta (v_2(L_2, \theta, z) - v_4(0, \theta, z))^2 + K_z (w_2(L_2, \theta, z) - w_4(0, \theta, z))^2 \right\} d\theta dz$$

$$V_2 = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \int_{R_1+h_2}^{R_1+h_2+h_3} \left\{ K_x (u_3(L_2, \theta, z) - u_5(0, \theta, z))^2 + K_\theta (v_3(L_2, \theta, z) - v_5(0, \theta, z))^2 + K_z (w_3(L_2, \theta, z) - w_5(0, \theta, z))^2 \right\} d\theta dz$$
(۷)

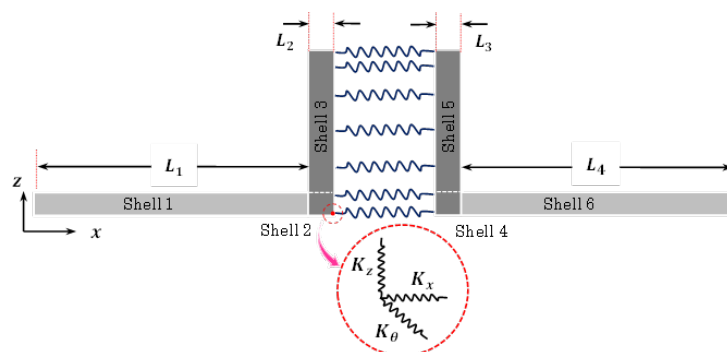
سپس انرژی پتانسیل ذخیره شده در فنرها در کنار سایر ترم‌های انرژی، معادلات حاکم بر پوسته مونتاژ شده را براساس تئوری الاستیسیته سه بعدی تشکیل می‌دهند. نکته قابل ذکر این است که مقادیر فنرهای مشخص شده در ابتدا نامعلوم هستند و با توجه به نتایج تست برای پوسته فلنج شده با اتصالات پیچی و از طریق مسئله بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک، مقادیر آن‌ها مشخص خواهد شد.

⁴ Internal Step

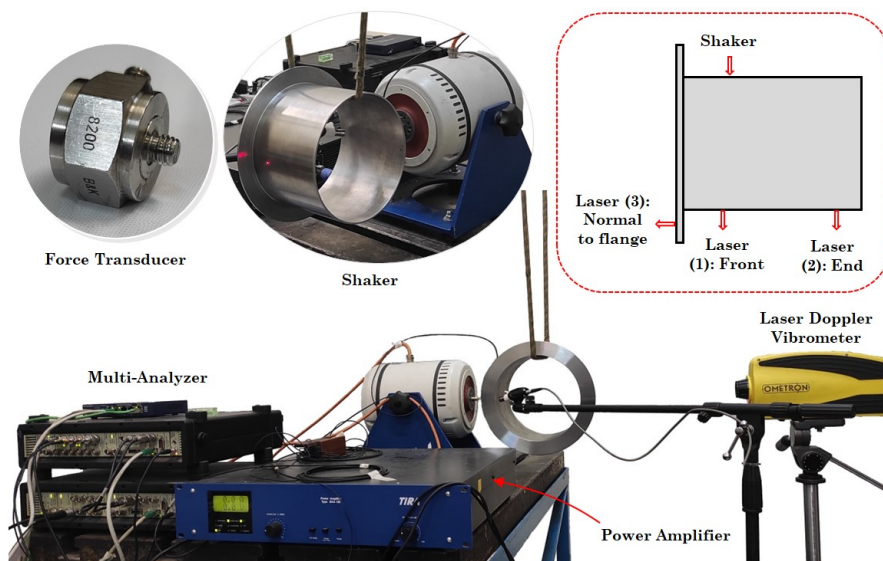
⁵ Dual Step

۳- نتایج

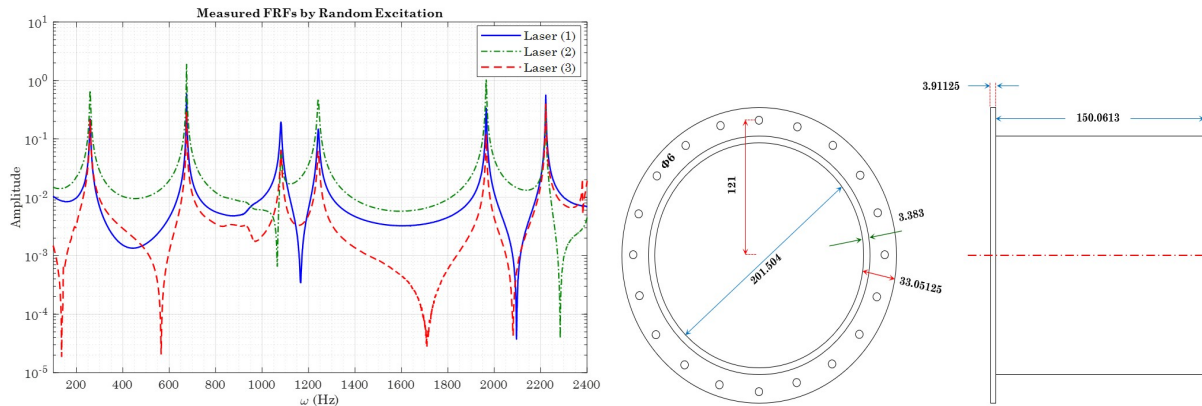
مطابق شکل ۴ آزمایش مودال تجربی بر روی پوسته استوانه‌ای نازکی که به یک فلنج حلقوی کوپل شده انجام گرفت. شکل ۵ نیز دیاگرام توابع پاسخ فرکانسی را با توجه نقطه تحریک ثابت و نقاط مختلف دریافت پاسخ سرعت به تصویر می‌کشد. همچنین، جدول ۱، مقایسه‌ای از نتایج تئوری، تجربی و اجزای محدود ارائه می‌دهد. همان‌گونه که مشخص است نتایج حاصل از حل الاستیسیته سه‌بعدی سازه به کمک روش مربعات دیفرانسیلی تعمیم‌یافته دوجهته تطابق بسیار بالایی با نتایج تست مودال و نتایج نرم‌افزار اجزای محدود دارند.



شکل ۳. فنرهای خطی مصنوعی به کاررفته در راستای طولی، محیطی و شعاعی بین دو قسمت فلنجی.



شکل ۴. پوسته استوانه‌ای نازک کوپل شده با فلنج نازک حلقوی (پله خارجی) در شرایط انجام تست مودال تجربی.

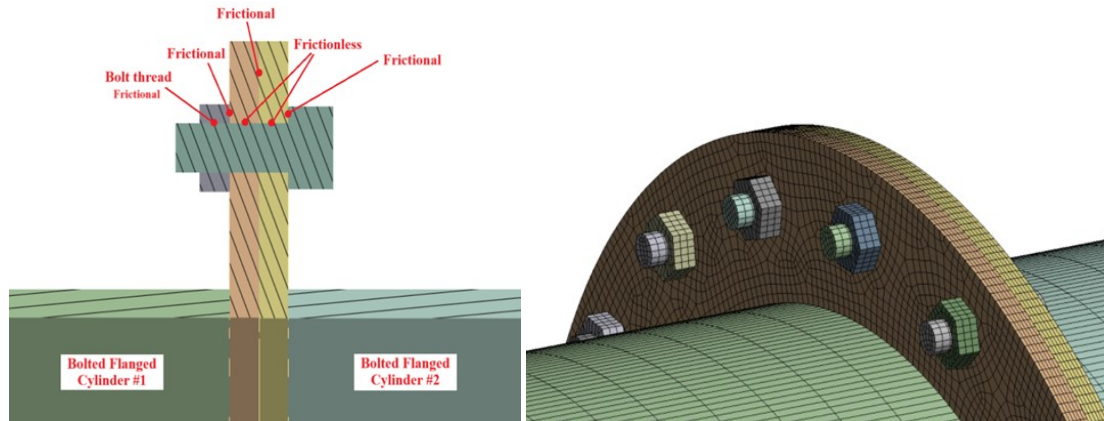


شکل ۵. دیاگرام FRF تجربی متناظر با هشت مود اول برای پوسته استوانه‌ای نازک فلنج‌دار.

تحلیل مودال در نرم‌افزار اجزای محدود یک تحلیل خطی است و قادر به در نظر گرفتن سطوح تماس به‌عنوان عوامل غیرخطی نمی‌باشد. بنابراین راهکاری که در این‌جا مطرح می‌شود این است ابتدا طی یک حل استاتیکی در محیط استاتیک سازه‌ای در نرم‌افزار انسیس، قطعه باوجود کانتکت‌های در نظر گرفته‌شده بین سطوح تماس بصورت اصطکاکی با ضریب اصطکاک ۰.۲، تحت بارگذاری اولیه (گشتاور سفت شدن پیچ‌ها) قرار می‌گیرد. سپس، نتایج تحلیل استاتیکی یا به‌عبارتی تنش‌های وارده ناشی از اعمال گشتاور و تغییرشکل‌های به‌وجودآمده و تغییر شرایط کانتکت‌ها، به‌عنوان شرایط ورودی اولیه در تحلیل مودال مورد استفاده قرار می‌گیرند. تنظیمات مش‌بندی و همچنین کانتکت بین سطوح تماس نیز در تصاویر موجود در شکل ۶ نشان‌داده شده‌اند. با توجه به نتایج جدول ۲ که مربوط به دو پوسته استوانه‌ای فلنج‌شده در وضعیت چسبیدگی است، مشخص گردید که یکپارچه فرض کردن دو فلنج و عدم لحاظ شرایط اتصال باعث ایجاد خطای بسیار بزرگی (تا حدود ۴۰٪) نسبت به واقعیت می‌شود. بنابراین، به‌روزرسانی براساس فنرهای مصنوعی بین سطوح فلنج، قادر می‌باشد مقادیر خطای فرکانس‌ها را به‌صورت چشمگیری کاهش دهد.

جدول ۱. مقایسه نتایج تست، تئوری و نرم‌افزار اجزای محدود شش مود اول برای پوسته استوانه‌ای نازک فلنج‌دار خارجی.

Mode order	Experiment (Hz)	2D-GDQ		FEM	
		(Hz) ω	Error (%)	(Hz) ω	Error (%)
1	259	259.42	0.16%	259.80	0.31%
2	674.5	678.88	0.65%	679.26	0.71%
3	1082	1079.41	-0.24%	1078.84	-0.29%
4	1242	1251.77	0.78%	1252.12	0.81%
5	1965	1981.52	0.83%	1981.86	0.86%
6	2222	2210.58	-0.52%	2211.39	-0.48%



شکل ۶. مش‌بندی سازه براساس الگوریتم سوئیچ و المان‌های شش‌وجهی و کانتکت‌های مورد استفاده در محل‌های تماس سطوح.

جدول ۲. مقایسه نتایج مدل حاضر با تست تجربی و شبیه سازی المان محدود برای استوانه های فلنج دار متصل با ۲۰ پیچ.

Mode No	Mode shape	Experiment (Hz)	Integrated Flanges	Joint Simulation FEM	Artificial Spring Model
1	1,2	261.5	271.97 4.00%	257.38 -1.58%	254.56 -2.65%
2	1,3	677.5	687.75 1.51%	671.66 -0.86%	669.05 -1.24%
3	2,2	698	748.62 7.25%	694.57 -0.49%	693.93 -0.58%
4	2,3	844.5	1167.58 38.25%	844.99 0.06%	845.72 0.14%
5	1,4	1237	1249.06 0.97%	1234.73 -0.18%	1229.78 -0.58%
6	2,4	1284.5	1414.50 10.12%	1290.03 0.43%	1280.80 -0.28%
$\sqrt{\sum_{i=1}^6 \left(\frac{f_i - f_i^{Exp}}{f_i^{Exp}} \right)^2} \times 100\%$			40.4%	3.05%	1.92%

مراجع

- Porter, J.H. and Brake, M.R., 2025. Efficient model reduction and prediction of superharmonic resonances in frictional and hysteretic systems. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 229, p.112424.
- Liao, H., Lu, Z.R., Wang, L., Liu, J. and Yang, D., 2025. Data-driven modeling of bolted joints by Iwan dictionary and Laplace prior-enhanced sparse Bayesian learning. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 175, p.105099.
- Meisami, F., Moavenian, M. and Afsharfard, A., 2018. Nonlinear behavior of single bolted flange joints: A novel analytical model. *Engineering Structures*, 173, pp.908-917.
- Zhang, Y., Sun, W., Zhang, H., Ma, H., Du, D. and Xu, K., 2025. Design and implementation of the adaptive vibration control for bolted composite plates under variable loads. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 229, p.112496.
- Zhang, R., Sun, W., Luo, H., Ma, H. and Zhang, H., 2024. Finite element dynamic modeling and vibration reduction analysis of the double-lap bolted thin plate with partially attached constrained layer damping. *Thin-Walled Structures*, 196, p.111522.
- Liu, X., Sun, W., Liu, H., Du, D. and Ma, H., 2022. Nonlinear vibration modeling and analysis of bolted thin plate based on non-uniformly distributed complex spring elements. *Journal of Sound and Vibration*, 527, p.116883.

7. Schwingshackl, C.W., Di Maio, D., Sever, I. and Green, J.S., 2013. Modeling and validation of the nonlinear dynamic behavior of bolted flange joints. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 135(12), p.122504.
8. Jamia, N., Jalali, H., Taghipour, J., Friswell, M.I. and Khodaparast, H.H., 2021. An equivalent model of a nonlinear bolted flange joint. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 153, p.107507.
9. Xing, W.C. and Wang, Y.Q., 2024. Nonlinear vibrations of bolted flange joint plate system considering the stick-slip-separation state: theory and experiment. *Nonlinear Dynamics*, 112(11), pp.9017-9041.
10. Shahabi, E. and Ahmadian, H., 2019. Nonlinear lap joint interface modeling and updating strategies for assembled structures. *Journal of Theoretical and Applied Vibration and Acoustics*, 5(2), pp.131-152.
11. Ahmadian H, Ebrahimi M, Mottershead JE, Friswell MI. Identification of bolted joint interface models. In: *Proceedings of the 2002 international conference on noise and vibration engineering, ISMA*. 2002, p. 1741-7.
12. Semke, W.H., Bibel, G.D., Jerath, S., Gurav, S.B. and Webster, A.L., 2006. Efficient dynamic structural response modelling of bolted flange piping systems. *International journal of pressure vessels and piping*, 83(10), pp.767-776.
13. Sun, X., Sun, W., Liu, X., Du, D., Xu, K. and Lv, S., 2024. Semi-analytical modeling and vibration characteristics analysis of the orthogonally stiffened cylindrical shell with variable cross-sections of stiffeners. *Thin-Walled Structures*, 205, p.112527.
14. Liu, X., Zhang, Y. and Yang, J., 2024. Non-uniform elastic constraint modeling and stiffness identification for the bolted thin-walled cylindrical shell. *Thin-Walled Structures*, 203, p.112233.
15. Liu, H., Sun, W., Liu, X., Ma, H., Du, D. and Li, H., 2024. Modeling and free vibration analysis of bolted composite flanged cylindrical-cylindrical shells under partial bolt loosening conditions. *Thin-Walled Structures*, 199, p.111853.
16. Liu, X., Sun, W., Liu, H., Ma, H., Du, D. and Li, H., 2024. An investigation of vibration responses for bolted composite flanged-cylindrical shells considering material and joint nonlinearity. *Thin-Walled Structures*, 204, p.112335.
17. Li, G., Nie, Z., Zeng, Y., Pan, J. and Guan, Z., 2020. New simplified dynamic modeling method of bolted flange joints of launch vehicle. *Journal of Vibration and Acoustics*, 142(2), p.021011.
18. Pan, J.C., Guan, Z.Q., Zeng, Y. and Sun, W.C., 2022. Modal interactions of a dual-joint cylindrical shell system via nonlinear normal modes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 234, p.107659.
19. Xu, Z., Yu, X.C., Li, H., Xu, P.Y., Gu, D.W., Han, Q.K. and Wen, B.C., 2025. Nonlinear vibration characteristics of fiber-reinforced composite thin-walled conical-cylindrical coupled shells under partial bolt looseness. *Thin-Walled Structures*, 209, p.112874.
20. Liu, X., Sun, W., Liu, H., Ma, H., Du, D. and Li, H., 2024. Modeling and vibration analysis of bolted composite conical-conical shells with flanges. *Thin-Walled Structures*, 200, p.111955.
21. Luan Y, Guan ZQ, Cheng GD, Liu S. A simplified nonlinear dynamic model for the analysis of pipe structures with bolted flange joints. *Journal of Sound and Vibration*. 2012;331(2):325-44.
22. Yao X, Wang J, Zhai X. Research and application of improved thin-layer element method of aero-engine bolted joints. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*. 2017;231(5):823-39.
23. Tang Q, Li C, She H, Wen B. Vibration analysis of bolted joined cylindrical-cylindrical shell structure under general connection condition. *Applied Acoustics*. 2018;140:236-47.
24. Beaudoin MA, Behdinan K. Analytical lump model for the nonlinear dynamic response of bolted flanges in aero-engine casings. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2019;115:14-28.