

طراحی و ساخت کانال‌های محافظ سیلندری شکل موج‌دار برای استفاده در سازه‌های هوافضایی

یوسف قادری دهکردی

کارشناس ارشد، مکانیک، سازمان صنایع هوافضا

تهران، م. نوینباد

ughaderi@yahoo.com

کانال‌های محافظ موج‌دار، لوله‌هایی هستند که ساختار هندسی آنها به صورت موج‌دار است و برای انتقال سیال در صنایع مختلف استفاده می‌شوند. با توجه به ساختار هندسی پیچیده آنها، روابط تحلیلی بسیار محدودی برای بررسی رفتار مکانیکی آنها ارائه شده است. در این مقاله ابتدا، روابطی برای تحلیل استحکامی و کماتشی این کانال‌های موج‌دار تحت فشار خارجی و سپس یک الگوریتم برای طراحی این لوله‌ها تحت فشار خارجی ارائه شده است. به منظور صحت‌گذاری روابط تحلیلی، نتایج به‌دست آمده از روابط با نتایج حاصل از روش اجزای محدود (با استفاده از نرم‌افزار تجاری ABAQUS) مقایسه و تطابق خوبی بین نتایج مشاهده شد. چند نمونه از این کانال‌ها برای یک کاربرد خاص صنعتی، طراحی و سپس ساخته شد و عملکرد آنها در تست‌های تجربی ارزیابی گردید. فشارهای بحرانی به‌دست آمده از تست، کمتر از مقادیر به‌دست آمده از روابط هستند که می‌تواند ناشی از عیوب ساختی باشد.

واژه‌های کلیدی: کانال موج‌دار، کماتش فشاری، طراحی، تست، المان محدود

مقدمه

امروزه، کانال‌های محافظ موج‌دار به طور وسیعی در صنایع مختلف مانند هوافضا، پتروشیمی، نفت، هسته‌ای و آب و فاضلاب به منظور انتقال سیال استفاده می‌شوند.

به عنوان نمونه از کاربرد این کانال‌ها در سازه‌های هوافضایی به موشک ساترن ۵^۱ که یک فضایی سه مرحله‌ای مورد استفاده ناسا است می‌توان اشاره کرد. در این موشک برای انتقال اکسیدایزر از داخل مخزن حاوی سوخت و رساندن آن به موتورها از پنج لوله موج‌دار استفاده شده است. همچنین در سری موشک‌های بالستیک اسکاد^۲ که ساخت کشور روسیه هستند، برای انتقال سوخت از داخل مخزن اکسید از لوله‌های موج‌دار استفاده شده است.

رفتار این کانال‌های موج‌دار تحت بار محوری در مقالات مختلفی بررسی شده است. چن^۳ و اوزاکی^۴ [۱] با استفاده از روش المان محدود به

یکی از پرکاربردترین کانال‌های محافظ، کانال‌های موج‌دار هستند. کانال‌های محافظ موج‌دار، لوله‌هایی هستند که ساختار هندسی آنها به صورت موج‌دار است. مزیت این لوله‌ها نسبت به لوله‌های صاف این است که مقاومت این لوله‌ها در برابر ناپایداری کماتشی ناشی از فشار خارجی افزایش می‌یابد. همچنین تحت بار محوری، این لوله‌ها نوسانات را دمپ می‌کنند. در کاربردهای صنعتی، گاهی سیال به طور مستقیم از داخل این لوله‌ها عبور می‌کند یا اینکه این لوله نقش کانال محافظ را برای لوله‌های حاوی سیال بازی می‌کند. استفاده از این کانال‌های محافظ دو مزیت دارد. اولاً از اختلاط سیال داخل لوله با محیط اطراف جلوگیری می‌کند؛ ثانیاً در شرایطی که خطوط انتقال سیال تحت فشار خارجی است (به عنوان مثال در شرایطی که یک لوله حاوی سیال از داخل یک مخزن پرفشار عبور کرده است) مقاومت بالایی نسبت به این فشار خارجی دارد. به همین دلیل

1. Saturn V
2. Scud
3. Chen
4. Ozaki

آزمایشگاهی قبلی مقایسه کرده است. به جز در یک مورد، نتایج روش تئوری تطابق قابل قبولی با نتایج تجربی داشته‌اند. در تحقیقات دیگری این لوله‌های موج‌دار با لوله‌های تقویت شده با رینگ نیز مقایسه شده‌اند [۱۶]. در تعدادی از مقالات نیز کماتش لوله‌های موج‌دار کامپوزیتی تحت فشار خارجی بررسی شده است [۱۷]. شایان ذکر است که در کلیه این مقالات، نوع موج‌ها به صورت سینوسی در نظر گرفته شده است. بنابراین نتایج آنها در تحلیل لوله‌هایی که بین موج‌ها فاصله وجود دارد، قابل استفاده نیست. همچنین در مرجع [۱۸] نیز یک لوله موج‌دار ساخته شده و تحت بار محوری مورد آزمایش قرار گرفته است، اما در این مرجع موج‌های لوله از نوع موج‌های طولی است. قابل توجه است که بررسی رفتار ساختارهای موج‌دار با مقاطع غیردایروی نیز در تعدادی از مقالات مورد بررسی قرار گرفته است [۱۹-۲۱]. در وبسایت مرجع [۲۲] نیز که مربوط به یک شرکت تولیدی تجاری است تکنیک‌های ساخت لوله‌های موج‌دار فلزی با پروفیل‌های مختلف ارائه شده است.

همانگونه که اشاره شد، به‌رغم مطالعه این سازه تحت بار محوری، رفتار آنها تحت فشار خارجی به طور بسیار محدود و تنها برای ساختارهای خاص مطالعه شده است.

در این مقاله، ابتدا روابطی برای تحلیل استحکامی و کماتشی این کانال‌های موج‌دار تحت فشار خارجی و سپس یک الگوریتم برای طراحی این لوله‌ها ارائه شده است. با استفاده از این الگوریتم می‌توان میزان ضخامت، حداقل شعاع موج‌ها و حداکثر گام موج‌ها را تعیین کرد. به منظور صحت‌گذاری روابط تحلیلی، مدل‌سازی در نرم‌افزار المان محدود انجام گرفته و نتایج با یکدیگر مقایسه گردید. همچنین برای یک کاربرد خاص صنعتی مد نظر، چند نمونه از این کانال‌ها طراحی شد. سپس این کانال‌ها، ساخته شده و تحت تست‌های آبدبندی و استحکامی طبق شرایط استاندارد ASME قرار گرفته است. نتایج به‌دست آمده نشان‌دهنده عملکرد مناسب این کانال‌هاست.

تحلیل استحکامی لوله موج‌دار

در شرایط عملکردی، این لوله‌ها عمدتاً تحت فشار خارجی هستند. بنابراین به‌منظور طراحی این لوله‌ها، تحلیل آنها از لحاظ استحکامی و کماتشی ضروری است. برای طراحی هر لوله موج‌دار، لازم است تا ابعاد هندسی مانند ضخامت لوله، گام موج‌ها و حداقل شعاع موج‌ها تعیین گردد (شکل ۱). برای طراحی این لوله ابتدا پارامترهای هندسی لوله به ترتیب تعیین می‌گردد. در نهایت پس از تعیین کلیه پارامترها، کماتش لوله مورد بررسی قرار می‌گیرد. بدیهی است که پیش از شروع طراحی باید ابتدا ماده مورد استفاده تعیین شده و خواص آن کاملاً مشخص باشد. علاوه بر آن شعاع داخلی لوله موج‌دار جزء پارامترهای ورودی بوده و لازم است در ابتدای طراحی تعیین گردد.

بررسی ناپایداری این سازه با رفتار الاستیک- پلاستیک تحت بار محوری پرداخته‌اند. در این مقاله به اثر موج‌ها به عنوان یک پارامتر غالب در ناپایداری محوری این لوله‌ها اشاره شده است و موده‌های مختلف ناپایداری این لوله‌ها تحت بار محوری مورد بررسی قرار گرفته است. علاوه بر آن چن و اوزاکی [۲] به بررسی تمرکز کرنش در لوله‌های موج‌دار با مقاطع دایروی و مربعی تحت بار محوری به کمک روش المان محدود نیز پرداخته‌اند. در این تحقیق نشان داده شد که در سیلندره‌های موج‌دار، تنش تسلیم، ضریب سخت‌شوندگی ماده و ضخامت لوله تنها تأثیر ناچیزی در تمرکز کرنش این لوله‌ها دارد، بنابراین می‌توان تمرکز کرنش ماکزیمم در این سیلندرها را به صورت تابعی از دامنه، طول موج و شعاع این سیلندرها تعیین کرد. همچنین چن و هیراتسوکا [۳] نیز با در نظر گرفتن یک تعادل بین نیروی اعمالی و انرژی لازم برای تغییر شکل، یک مدل برای له‌شدگی سیلندره‌های موج‌دار تحت بار محوری ارائه داده‌اند. علاوه بر آن در این مقاله دو مود مختلف له‌شدگی P و S معرفی شده است. مقالات دیگری نیز به بررسی سیلندره‌های موج‌دار تحت بار محوری پرداخته‌اند [۴ و ۵]. بررسی ساختارهای موج‌دار محدود به فلزات نمی‌شود، به‌طور مثال تعدادی از مقالات نیز به بررسی لوله‌های موج‌دار کامپوزیتی تحت بار محوری پرداخته‌اند [۶-۹]. بارگمن [۱۰] به بررسی یک مود ناپایداری تحت فشار خارجی پرداخته است. در این مقاله به یک مود ناپایداری خارج از صفحه اشاره شده است که می‌تواند در فشارهای بسیار پایین ایجاد گردد. راس^۲ و همکارانش به بررسی آزمایشگاهی ناپایداری سیلندرهایی که سطح آنها به صورت موضعی و کلی موج‌دار است، پرداخته‌اند [۱۱ و ۱۲]. آنها دو نوع مود کماتش را مشاهده کردند که شامل مود کماتش موضعی و مود کماتش غیرالاستیک کلی است. همچنین به این موضوع اشاره کردند که اعوجاج‌های کوچکی که باعث غیردایروی بودن سیلندرها پیش از تست بوده‌اند در نوع مود کماتش آنها مؤثر است. در این تحقیقات بین فشارهای بحرانی به‌دست آمده از تست و تئوری، رابطه خاصی دیده نشد. راس در مطالعه دیگری [۱۳] یک تئوری نیمه تجربی که شامل روش المان محدود است نیز ارائه و نتایج آن را با مطالعات آزمایشگاهی مقایسه کرده است. در ادامه این تحقیقات راس [۱۴] به بررسی واماندگی پلاستیک سیلندره‌های موج‌دار فولادی تحت فشار خارجی از طریق روش‌های نیمه‌تجربی پرداخته است. در این مقاله ضریبی برای اصلاح مقادیر فشار بحرانی الاستیک به‌دست‌آمده از روش‌های قبلی، ارائه شده است. سیاد^۳ [۱۵] به بررسی تئوری کماتش سیلندره‌های موج‌دار تحت فشار خارجی پرداخته است و نتایج به‌دست آمده را با مدل‌های

1. Bargmann
2. Ross
3. Siad

تعیین شعاع موج‌ها

مرحله بعدی، تعیین شعاع موج است. پیش از بررسی این موج‌ها باید پارامترهای مختلف موج مانند ممان اینرسی و فاصله از مرکز تعیین گردد. ممان اینرسی یک بخش از رینگ با زاویه ϕ_0 به صورت زیر محاسبه می‌شود [۲۵]:

$$J_r = r^3 t \left[\left(1 - \frac{3t}{2r} + \frac{t^2}{r^2} - \frac{t^3}{4r^3} \right) \times \left(\phi_0 + \sin \phi_0 \times \cos \phi_0 - \frac{2 \sin^2 \phi_0}{\phi_0} \right) + \frac{t^2 \sin^2 \phi_0}{3r^2 \phi_0} \left(2 - \frac{t}{r} \right) \left(1 - \frac{t}{r} + \frac{t^2}{6r^2} \right) \right] \quad (7)$$

همچنین فاصله مرکز سطح این رینگ تا لبه آن Y_{c1} در شکل (۱) به صورت زیر به دست می‌آید [۲۵]:

$$Y_{c1} = r \left[\frac{2 \sin \phi_0}{3\phi_0} \left(2 - \frac{t}{r} \right) + \left(1 - \frac{t}{r} \right) \frac{2 \sin \phi_0 - 3\phi_0 \cos \phi_0}{3\phi_0} \right] \quad (8)$$

با توجه به اینکه ضخامت در نظر گرفته شده در عموم طراحی‌ها نسبت به شعاع موج بسیار کوچک‌تر است می‌توان از ترم‌های t/r در مقایسه با سایر ترم‌ها صرف‌نظر کرد. بنابراین معادلات (۷ و ۸) به صورت زیر ساده می‌شوند:

$$J_r = r^3 t \left[\left(\phi_0 + \sin \phi_0 \times \cos \phi_0 - \frac{2 \sin^2 \phi_0}{\phi_0} \right) \right] \quad (9)$$

$$Y_{c1} = r \left[\frac{\sin \phi_0}{\phi_0} - \cos \phi_0 \right] \quad (10)$$

همچنین مقدار Y_c (شکل ۱) از رابطه زیر تعیین می‌شود [۲۵]:

$$Y_c = \frac{r \times \sin \phi_0}{\phi_0} \quad (11)$$

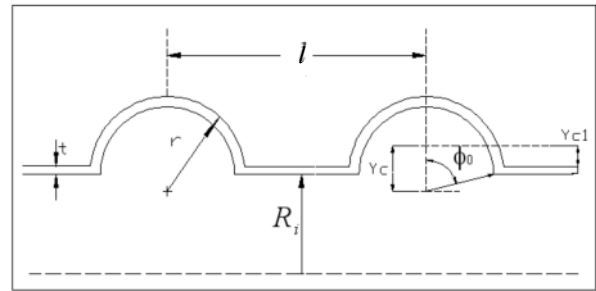
برای تعیین شعاع موج، تنها قسمت موج لوله در نظر گرفته شده و کمناش آن بررسی می‌شود. قسمت موج این لوله را می‌توان به صورت یک رینگ در نظر گرفت. برای تحلیل رینگ تحت فشار خارجی رابطه‌ای در مرجع [۲۶] به صورت زیر ارائه شده است (شکل ۲):

$$q_{cr} = 3 \frac{EI}{R^3} \quad (12)$$

که در رابطه بالا R شعاع رینگ، q_{cr} فشار خارجی بر واحد طول و I ممان اینرسی است. به منظور تحلیل موج در رابطه (۱۲) به جای q_{cr} عبارت $P.l$ و به جای I مقدار J_r جایگذاری می‌گردد. بنابراین رابطه زیر به دست می‌آید:

$$J_r \geq \frac{P^r \times l \times R_i^3}{3 \times E} \quad (13)$$

از رابطه (۱۳) حداقل ممان اینرسی موج تعیین می‌گردد سپس به کمک رابطه (۹) می‌توان مقدار شعاع موج را تعیین کرد.



شکل ۱- پارامترهای هندسی مورد استفاده در کانال موج‌دار

انتخاب حداقل ضخامت لوله از شرط استحکام

برای تعیین ضخامت لوله با توجه به پیچیدگی‌های ساختار لوله موج‌دار، از موج‌دار بودن آن صرف‌نظر می‌گردد و شرط استحکامی برای یک لوله معمولی مورد بررسی قرار می‌گیرد. برای یک لوله با ضخامت کم نسبت به قطر می‌توان نوشت [۲۳]:

$$\frac{P^r \times R_i}{t} \leq \sigma_y \quad (1)$$

که در رابطه بالا σ_y تنش تسلیم ماده، R_i شعاع داخلی لوله، t ضخامت لوله و P^r فشار خارجی لوله است.

تعیین حداکثر گام موج

به منظور تعیین گام موج، باید توجه شود که قسمت موج‌دار لوله از قسمت صاف آن نسبت به کمناش تحت فشار خارجی، مقاوم‌تر است. همچنین با افزایش طول لوله مقاومت آن در برابر فشار خارجی کاهش می‌یابد. بنابراین، برای تعیین حداکثر گام از روابط مربوط به کمناش یک لوله صاف با طول l استفاده می‌شود. رابطه تحلیل کمناش یک لوله معمولی تحت فشار خارجی که از مرجع [۲۴] استخراج شده است، به صورت زیر است:

$$P_{cr} = k_y \frac{\pi^2 \times D}{R_i \times l^2} \quad (2)$$

که در آن داریم:

$$k_y = 0.78 \times \sqrt{z} \quad (3)$$

$$D = \frac{E \times t^3}{12 \times (1 - \nu^2)} \quad (4)$$

$$z = \frac{l^2}{R_i \times t} (1 - \nu^2)^{0.5} \quad (5)$$

با جایگذاری روابط (۳-۵) در رابطه (۲) خواهیم داشت:

$$P^r \leq 0.64 \times \frac{E}{(1 - \nu^2)^{0.75}} \times \frac{R_i}{l} \times \left(\frac{t}{R_i} \right)^{2.5} \quad (6)$$

که l گام موج‌ها و E مدول الاستیسیته ماده مورد استفاده است. بنابراین با استفاده از رابطه (۶)، ماکزیمم مقدار ممکن برای گام لوله تعیین می‌شود.

$$D_0 = 1 + \frac{12(1-\nu^2) \times J_r}{l \times t^3} \quad (18)$$

ضریب اطمینان لوله طراحی شده از رابطه زیر به دست می آید:

$$n = \frac{P_{cr}}{P_r} \quad (19)$$

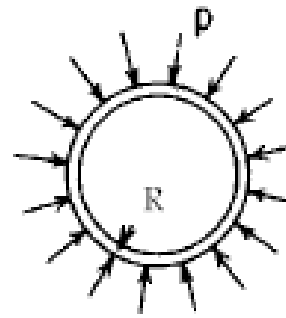
الگوریتم طراحی لوله موج دار

برای طراحی لوله موج دار می توان از الگوریتم ارائه شده در شکل (۳) استفاده کرد. در طراحی لوله موج دار باید به این نکته توجه شود که روابط (۱) تا (۱۹) تنها مشخص کننده بازه های قابل قبول برای ابعاد لوله موج دار است. در کنار این اطلاعات، لازم است که طراح آگاهی و شناخت کاملی نسبت به سایر قیدهای که مربوط به شرایط سرویس دهی لوله و همچنین شرایط ساختی آن است، داشته باشد.



شکل ۳- الگوریتم طراحی لوله موج دار

نکته دیگری که باید مورد توجه طراح باشد این است که چنانچه ضریب اطمینان خاصی مدنظر دارد پروسه طراحی، پروسه ای سعی و خطا خواهد بود و روشی برای دستیابی به یک ضریب



شکل ۲- شماتیک یک رینگ تحت فشار خارجی

تعیین فشار خارجی بحرانی لوله

پس از تعیین پارامترهای مختلف، فشار بحرانی کلی لوله تعیین می شود. برای این منظور باز هم از رابطه ارائه شده برای کماتش رینگ یعنی رابطه (۱۲) استفاده می گردد. که این رابطه به صورت زیر نوشته می شود:

$$P_{cr} \times l = 3 \frac{E \times I_{tot}}{R_i^3} \quad (14)$$

تنها نکته ای که باید در رابطه (۱۴) در نظر گرفته شود تعیین ممان اینرسی کل یعنی I_{tot} است. برای تعیین ممان اینرسی کل، یک موج و لوله صاف اطراف آن به اندازه یک گام در نظر گرفته می شود. همانگونه که پیش از این نیز اشاره شده است، ممان اینرسی قسمت موج دار برابر J_r (رابطه ۹) است. همچنین ممان اینرسی قسمت صاف به صورت زیر است:

$$I_1 = \frac{t^3 \times (l - 2r)}{12} \quad (15)$$

به منظور تعیین I_{tot} باید ممان اینرسی قسمت موج دار و قسمت صاف به مرکز سطح جدید منتقل شده و با یکدیگر جمع شود. اما با توجه به پیچیده شدن روابط و در نتیجه مشکل شدن استفاده از آنها و همچنین با توجه به اینکه صرف نظر از این انتقال خطای زیادی را ایجاد نمی کند، از مبحث انتقال این ممان ها صرف نظر می شود. نکته دیگر در مورد استفاده از رابطه (۱۴)، توجه به این موضوع است که در قسمت صاف لوله سطح مقطع رینگ دچار اعوجاج نمی شود و باید به جای E در این قسمت از $E/(1-\nu^2)$ استفاده شود [۲۶]. بنابراین رابطه نهایی به صورت زیر در می آید:

$$P_{cr} = \frac{3E}{l \times R_i^3} \left(\frac{t^3 \times (l - 2 \times r)}{12(1-\nu^2)} + J_r \right) \quad (16)$$

چنانچه میزان گام نسبت به شعاع موج به اندازه کافی بزرگ باشد رابطه بالا را می توان به صورت زیر نوشت:

$$P_{cr} = \frac{3 \times D \times D_0}{R^3} \quad (17)$$

که در آن

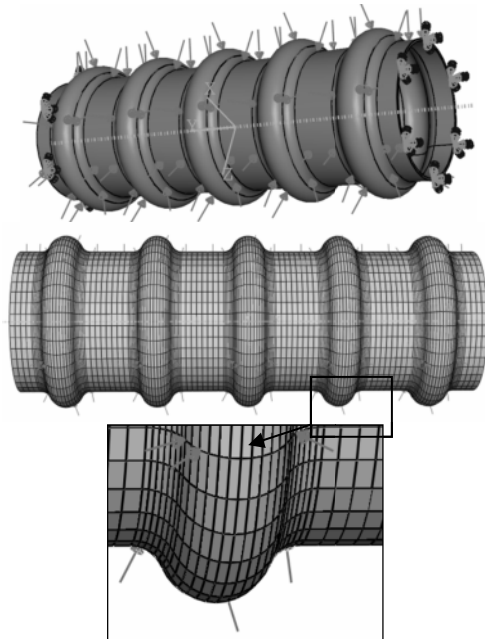
به روابط تحلیلی ارائه می‌دهند. این اختلاف در حدود ۲۰ درصد است. نتایج به‌دست آمده در جدول (۲) مشاهده می‌گردد.

جدول ۱- تغییر نتایج با ریز شدن مش برای ($d=120$, $t=1.5$, $\gamma=60$, $R_c=4$,)
($E=70$ GPa)

ردیف	تعداد المان‌ها	فشار بحرانی P_c (MPa)
۱	۹۰۰	۱/۲۳
۲	۱۴۷۰	۰/۹۵
۳	۲۷۰۰	۰/۷۴
۴	۴۷۰۶	۰/۵۹
۵	۵۴۰۰	۰/۵۸
۶	۷۰۴۰	۰/۵۸

صحنه‌گذاری آزمایشگاهی روابط تحلیلی

به منظور اطمینان از صحت روابط ارائه شده، برای یک هندسه خاص با قطر داخلی ۱۰۰، ضخامت ۱، شعاع موج ۱۲، گام موج ۵۵ و طول ۱۴۰۰ میلی‌متر از جنس فولاد با مدول ۱۸۸ گیگاپاسکال مدل‌سازی شد و فشار خارجی بحرانی آن معادل ۳۲ مگاپاسکال به‌دست آمد. سپس برای انجام تست، مشابه این لوله ساخته شد. بدین منظور، این لوله در قطعات کوچک ساخته شده و سپس به یکدیگر جوش داده شده‌اند (شکل ۵). سپس این لوله در داخل یک مخزن قرار گرفته و دو انتهای آن به کمک جوشکاری کاملاً آب‌بندی گردید. قبل از انجام تست کمانش، برای اطمینان از استحکام مناسب لوله و اتصالات جوشی دو سر آن به مخزن، لوله تحت تست‌های آب‌بندی و استحکام فشار خارجی قرار گرفت.



شکل ۴- نمونه مش قطعه و بارگذاری در مدل اجزای محدود

اطمینان دقیق وجود ندارد. در این شرایط کدنویسی برای استفاده از الگوریتم توصیه می‌شود.

تحلیل المان محدود

به منظور مدل‌سازی المان محدود از نرم‌افزار تجاری ABAQUS استفاده شده است. برای اطمینان از صحت روش مورد استفاده برای تحلیل ناپایداری کانال موج‌دار تحت فشار خارجی، ابتدا یک لوله ساده مدل شده و مود ناپایداری آن تحت فشار خارجی محاسبه گردید. قطر داخلی این لوله ۱۰۰، ضخامت ۱/۵، طول ۱۸۵۰ میلی‌متر و مدول الاستیسیته آن ۱۹۳ گیگاپاسکال در نظر گرفته شد. فشار بحرانی برای این لوله از روش المان محدود برابر ۱/۳۸ مگاپاسکال محاسبه شد. سپس نتایج به‌دست آمده با نتایج حاصل از روابط موجود برای کمانش لوله تحت فشار خارجی در اسناد ناسا [۲۴] مقایسه شد. فشار بحرانی از این مرجع برابر ۱/۴۳ مگاپاسکال به‌دست آمد و همان‌طور که ملاحظه می‌شود نزدیکی خوبی بین نتایج مشاهده می‌شود. برای مدل‌سازی هندسی، کانال‌های موج‌دار به صورت سه بعدی مدل شده‌اند. در مدل‌سازی مدول الاستیسیته ۱۸۸ گیگاپاسکال و ضریب پواسون ۰/۳ که مربوط به فولاد است، در نظر گرفته شده است. برای تحلیل کمانشی از روش ساب اسپیس^۱ برای تعیین مقادیر ویژه استفاده شده است. همچنین در هر تحلیل ۱۵ مقدار ویژه از نرم‌افزار درخواست شد. شایان ذکر است که بیشترین تعداد سعی‌های تحلیل برای همگرایی جواب‌ها، عدد ۳۰ که همان مقدار اولیه نرم‌افزار است، انتخاب شد. همچنین به منظور مش‌بندی مدل، المان‌های C3D8R استفاده شده است که یک المان سه بعدی با هشت گره است. به‌منظور دستیابی به ابعاد مش مناسب تعداد المان‌های مدل به صورت مرحله‌ای افزایش یافت و مشی که در آن افزایش بیشتر تعداد المان‌ها منجر به تغییر در نتایج نشد، انتخاب گردید. به منظور کنترل ابعاد مش، تعداد مش‌های مختلف مدل تعیین شده و در هر مرحله این عدد افزایش یافت که منجر به ریزتر شدن ابعاد کلی مش می‌شود. جدول (۱) تغییر نتایج با ریز شدن مش را برای هندسه‌ای خاص نشان می‌دهد. برای انجام تحلیل از تعداد المان به‌دست آمده در بند ۴ جدول (۱) استفاده شده است. مدل ساخته شده تحت فشار یکنواخت خارجی P است. همچنین دو انتها لوله به‌طور کامل گیردار شده‌اند. نمونه مش زده‌شده و شرایط مرزی اعمال شده به لوله در شکل (۴) ملاحظه می‌شود. پس از تحلیل، مودهای مختلف کمانش همراه با فشار بحرانی به‌دست می‌آید که کم‌ترین فشار بحرانی به‌دست آمده در نظر گرفته شده است. پس از مقایسه نتایج به‌دست آمده از نرم‌افزار المان محدود با روابط برای چند مورد خاص، مشخص گردید که نتایج المان محدود، فشار بحرانی کمتری را نسبت

1. Subspace

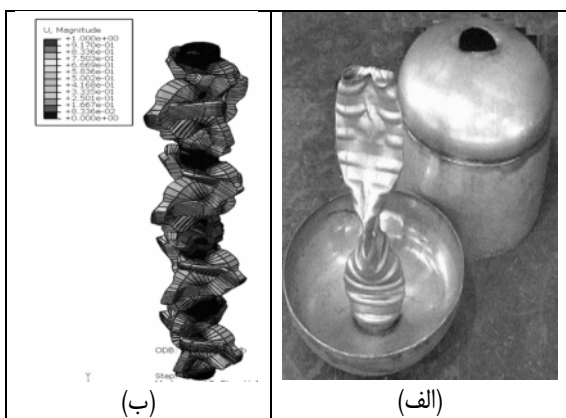
جدول ۲- مقایسه نتایج به دست آمده از تست، روش المان محدود و روش تحلیلی (برای فولاد با مدول ۱۸۸ گیگاپاسکال)

d_i (mm)	t (mm)	r (mm)	l (mm)	P_{cr} (Theory)	P_{cr} (Experiment)	P_{cr} (FEM)	ضریب $P_{cr(th)}/P_{cr(Exp)}$
۱۱۰	۱	۱۲	۶۰	۲۹	۲۱	۲۴	۱/۳۵
۱۰۰	۱	۱۲	۵۵	۴۲	۳۴	۳۶	۱/۲۳
۱۱۰	۱/۵	۱۲	۵۰	۴۹	۳۵	۳۸	۱/۴
۱۱۰	۱/۵	۱۲	۵۰	۵۳	۳۷	۴۱	۱/۴۳
۱۰۰	۱/۵	۱۲	۵۵	۶۵	۵۰	۵۳	۱/۳

همه این عوامل، باعث انحراف استحکام کماتشی سازه نسبت به مقادیر پیش‌بینی شده توسط روابط تحلیلی می‌شود. با توجه به اینکه اختلاف نتایج به دست آمده قابل توجه است وجود یک ضریب برای در نظر گرفتن این عیوب ساختی ضروری است. به منظور تعیین این ضریب، چهار تست دیگر نیز با استفاده از لوله‌هایی با هندسه‌های متفاوت انجام گرفت که نتایج آن در جدول (۲) ملاحظه می‌شود. در این جدول نتایج به دست آمده از تست، روش المان محدود و روش تئوری با یکدیگر مقایسه شده‌اند.



شکل ۵- جوشکاری قسمت‌های مختلف لوله موج‌دار



شکل ۶- لوله موج‌دار پس از تخریب (الف) آزمایش (ب) المان محدود

همچنین در این جدول در ستون آخر نسبت نتایج به دست آمده از تئوری و تست نمایش داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، این نسبت بین ۱/۲ و ۱/۴۵ تغییر می‌کند. بنابراین لازم

بر اساس استاندارد ASME Section VII, Division 2

تست استحکام باید با فشاری حداقل ۱/۲۵ برابر فشار طراحی و با سیال آب انجام گیرد.

همچنین تست نشستی باید با فشار هوا و حداقل ۱/۱۵ برابر فشار عملکردی انجام گیرد (فشار عملکردی لوله برابر ۵ مگاپاسکال است. این دو تست بر روی نمونه انجام شد که هیچ گونه نشستی و تغییر شکل مشاهده نگردید. سپس برای انجام تست کماتش، فشار داخل مخزن آنقدر افزایش می‌یابد تا لوله موج‌دار کاملاً تخریب شود. شکل (۶) این لوله را پس از تخریب در تست و همچنین مود تخریب به دست آمده از روش المان محدود نشان می‌دهد. فشار تخریب این لوله در شرایط آزمایشگاهی برابر ۲۹ مگاپاسکال به دست آمد. این مقدار از روابط تحلیلی برابر ۴۲ مگاپاسکال به دست آمده است. همان‌گونه که مشاهده می‌گردد بین نتایج دو روش، اختلاف محسوسی مشاهده می‌شود. این اختلاف بین نتایج آزمایشگاهی و روش تحلیلی می‌تواند ناشی از عیوب ساختی لوله باشد. برای روشن شدن این موضوع، در ادامه پروسه ساخت کانال موج‌دار به صورت مختصر بیان می‌گردد. برای ساخت کانال موج‌دار، از ورق‌های ساده استفاده می‌شود. در ابتدا با توجه به ظرفیت ابعادی دستگاه‌های موجود، ابعاد مناسبی از ورق‌های اولیه رول شده و با استفاده از جوش اتوماتیک، درز بین دو لوله ورق رول شده جوشکاری و تکه‌های لوله صاف تولید می‌شود. در ادامه این لوله‌های صاف بدون موج، در دستگاه فرم‌دهی ضمن عبور از میان غلتک‌های ویژه‌ای تحت عملیات شکل‌دهی سرد قرار می‌گیرند. در انتها، تکه‌های لوله‌های موج‌دار کوتاه تولید شده در مرحله قبلی، در امتداد یکدیگر توسط جوشکاری محیطی دستی به یکدیگر متصل شده تا طول مطلوب و مورد نظر از کانال موج‌دار به دست آید. بدیهی است در فرایند ذکر شده، علاوه بر عیوب رایج متعددی که در جوش‌ها مانند مک، ترک و گرده اضافی وجود دارد، تأثیرات نامطلوب تنش‌های پس‌ماند فشاری ناشی از عملیات شکل‌دهی و جوشکاری، استحکام کماتشی سازه را تحت تأثیر قرار می‌دهند. در مجموع تأثیر

- Axially Crushed Cotton Fibre Composite Corrugated Tubes,” *Composite Structures*, Vol. 75, No. (1-4), 2006, pp. 39-48.
- [7] Matsushima, S. and Matsushima, S., “Elastic Deformation Analysis of Corrugated Fiberboard Box Under Uniform Compressive Displacement on Upper and Lower Edges (Elastic Analysis for Square Tube),” *Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu, A Hen/ Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part A*, Vol. 72, No. 4, 2006, pp. 535-543.
- [8] Abdewi, E. F., Sulaiman, S., Hamouda, A. M. S. and Mahdi, E., “Effect of Geometry on the Crushing Behaviour of Laminated Corrugated Composite Tubes,” *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 172, No. 3, 2006, pp. 394-399.
- [9] Elgalai, A. M., Mahdi, E., Hamouda, A. M. S. and Sahari, B. S., “Crushing Response of Composite Corrugated Tubes to Quasi-Static Axial Loading,” *Composite Structures*, Vol. 66, No. (1-4), 2004, pp. 665-671.
- [10] Bargmann, H. W., “On the Stability of Thin-Walled, Corrugated, Circular Cylindrical Shells Under External Pressure,” *Acta Mechanica*, Vol. 195, No. (1-4), 2008, pp. 117-128.
- [11] Ross, C. T. F. and Humphries, M., “The Buckling of Corrugated Circular Cylinders Under Uniform External Pressure,” *Thin-Walled Structures*, Vol. 17, No. 4, 1993, pp. 259-271.
- [12] Ross, C. T. F. and Heigl, T., “The Buckling of Corrugated Axisymmetric Shells Under Uniform External Pressure” *American Society of Mechanical Engineers, Petroleum Division*, PD 70, 1995, pp. 199-205.
- [13] Ross, C. T. F., Apor, G. and Claridge, S. P., “Instability of Circumferentially Corrugated Cylinders Under Uniform External Pressure,” *American Society of Mechanical Engineers, Petroleum Division (Publication)*, Vol. 81, No. 9, 1996, pp. 249-255.
- [14] Ross, C. T. F., Terry, A. and Little, A. P. F., “A Design Chart for the Plastic Collapse of Corrugated Cylinders Under External Pressure,” *Ocean Engineering*, Vol. 28, No. 3, 2001, pp. 263-277.
- [15] Siad, L., “Buckling of Thin-Walled Orthotropic Cylindrical Shells Under Uniform External Pressure. Application to Corrugated Tin Cans,” *Thin-Walled Structures*, Vol. 35, No. 2, 1999, pp. 101-115.
- [16] Ross, C. T. F., “Collapse of Corrugated Circular Cylinders Under Uniform External Pressure,” *International Journal of Structural Stability and Dynamics*, Vol. 5, No. 2, 2005, pp. 241-257.
- [17] Ross, C. T. F. and Little, A. P. F., “The Buckling of a Corrugated Carbon Fibre Cylinder Under External Hydrostatic Pressure,” *Ocean Engineering*, Vol. 28, No. 9, 2001, pp. 1247-1264.
- [18] Dickson, J. N. and Broliar R. H., *The General Instability of Ring Stiffened Corrugated Cylinders Under Axial Compression*, NASA TN D-3089, January 1966.
- [19] Norman, A. D., Seffen, K. A. and Guest, S. D., “Multistable Corrugated Shells,” *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, Vol. 464, No. 2095, 2008, pp. 1653-1672.
- است که در رابطه نهایی، فشار به‌دست آمده بر ضریب اصلاحی ۱/۵ تقسیم گردد. بنابراین رابطه (۱۷) به صورت زیر بازنویسی می‌شود.
- $$P_{cr} = \frac{2 \times D \times D_0}{R^3} \quad (20)$$
- ### نتیجه‌گیری
- کانال‌های موج‌دار سازه‌های پیچیده‌ای هستند که می‌توانند کارایی چند منظوره داشته باشند. در دسترس بودن الگوریتمی برای طراحی این سازه‌ها، کمک شایانی به طراح می‌کند. در این مقاله روابطی برای تحلیل این سازه ارائه شده است. این روابط و ضرایب آنها به کمک مدل‌سازی‌های المان محدود صحنه‌گذاری شدند. سپس یک الگوریتم برای طراحی این سازه‌ها ارائه شده است. نهایتاً یک نمونه از این کانال‌ها برای استفاده در یک کاربرد خاص صنعتی طراحی و ساخته شده و تحت فشار داخلی بررسی آزمایشگاهی شد. نتایج تست نزدیکی خوبی با نتایج تحلیلی نشان داد و اختلاف موجود را می‌توان به اثر عیوب ایجاد شده در سازه در حین ساخت نسبت داد. با توجه به اینکه هم نتایج به‌دست آمده از روش المان محدود و هم نتایج حاصل از روش آزمایشگاهی از مقدار به‌دست آمده از روش تحلیلی کمتر هستند، توصیه می‌شود در استفاده از روابط حداقل ضریب اطمینان اصلاحی ۱/۵ در نظر گرفته شود.
- ### مراجع
- [1] Chen, D. H. and Ozaki, S., “Numerical Study of Axially Crushed Cylindrical Tubes With Corrugated Surface,” *Thin-Walled Structure*, Vol. 47, No. 11, 2009, pp. 1387-1396.
- [2] Chen, D. H. and Ozaki, S., “Circumferential Strain Concentration in Axial Crushing of Cylindrical and Square Tubes With Corrugated Surfaces,” *Thin-Walled Structures*, Vol. 47, No. 5, 2009, pp. 547-554.
- [3] Chen, D. H. and Hiratsuka, T., “A Theoretical Analysis of Axial Crushing of Cylindrical Tubes With Corrugated Surface,” *Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu, A Hen/ Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part A*, Vol. 73, No. 5, 2007, pp. 603-610.
- [4] Chen, D. and Hiratsuka, T., “Study of Axially Crushed Cylindrical Tubes With Corrugated Surface Based on Numerical Analysis,” *Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu, A Hen/ Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part A*, Vol. 72, No. 10, 2006, pp. 1464-1471.
- [5] Kormi, K. and Duddell, D. A., “Finite Element Method Modelling of the Response of Corrugated Tubular Section to Static and Impactive Axial Loading,” *International Conference on Computational Structures Technology - Proceedings*, 1994, pp. 97-107
- [6] Mahdi, E., Mokhtar, A. S., Asari, N. A., Elfaki, F. and Abdullah, E. J., “Nonlinear Finite Element Analysis of

- [22] [online]: available, <http://www.corrugated-metals.com>, September 14, 2010.
- [23] Beer F. P., Johnston E. R. and DeWolf, J. T., *Mechanics of Materials*, McGraw-Hill; 4th ed., 2005.
- [24] NASA TMX-73306, Astronautic Structures Manual, Vol. II., George C. Marshall Space Flight Center, 1975.
- [25] Young C. W. and Budynas G. R., *Roark's Formulas for Stress and Strain*, McGraw-Hill, 7th ed. 2002.
- [26] Timoshenko S., *Strength of Materials-Part II Advanced Theory and Problems*, 2nd ed. D. Van Nostrand Company Inc. 1940, 216-224.
- [20] Matsushima, S. and Matsushima, S., "Relations Between Elastic Bending Deformation Strength, Shape and Elastic Moduli for Case of Anisotropic Corrugated Fiberboard Box Shape (Square Tube) Under Uniform Compression," *Kami Pa Gikyoshi/Japan Tappi Journal*, Vol. 61, No. 7, 2007, pp. 86-102.
- [21] Chen, D. and Shimizu, Y., "Axially Crushed Square Tubes With Corrugated Surface," *Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu, A Hen/Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part A*, Vol. 72, No. 11, 2006, pp. 1668-1675.