

بررسی ارتعاشات سازه شناور در اثر تحریک پروانه با استفاده از تحلیل عددی سیال-سازه (FSI)

مهدیه سادات عزیزی^۱
mahdieazizi62@gmail.com
یوسف امیریان^۲
amirian@aut.ac.ir
عبدالحسین فریدون^۳
ab.fereidoon@gmail.com

چکیده

ارتعاشات سازه شناور در اثر تحریک پروانه، یکی از مباحث مهم در طراحی سازه شناور است. در صورت عدم توجه به این مساله و قرار گیری سوپرستراکچر در قسمت انتهایی شناور، ارتعاشات ناشی از تحریک پروانه می‌تواند مشکلاتی را برای خدمه و افراد ایجاد نماید. همچنین ارتعاشات ناشی از پروانه باعث سر و صدا و همچنین کاهش عمر ماشین‌آلات موجود در موتورخانه و قسمت انتهایی شناور می‌گردد.

در این مقاله ارتعاشات ناشی از تحریک پروانه، با استفاده از تحلیل عددی سیال-سازه روی یک شناور تجاری مورد بررسی قرار گرفته و به بررسی نتایج آن پرداخته شده است. ابتدا برای شناور با توجه به هندسه و شرایط، پروانه‌ای مناسب انتخاب شده و حل عددی جریان سیال برای سرعت‌های مختلف شناور و سرعت دورانی پروانه انجام گرفته است. سپس سازه شناور بر اساس استاندارد، طراحی شده و جز بندی آن با استفاده از جزء محدود صفحه‌ای انجام گرفته است. توزیع فشار روی پروانه و بدنه که از حل عددی جریان سیال به دست آمده است در تحلیل سازه، به سازه شناور اعمال گشته و سازه شناور در اثر بارگذاری هارمونیک ناشی از دوران پروانه، بررسی شده است. تحلیل مودال سازه شناور نیز انجام گرفته و سپس نتایج تحلیل آن، در یک محدوده فرکانسی شامل فرکانس‌های طبیعی که می‌تواند در حالت‌ها و سرعت‌های مختلف دورانی پروانه به وجود آید، استخراج شده است. نتایج نشان می‌دهد که در بعضی از سرعت‌های دورانی پروانه، فرکانس تحریک در سرعت دورانی مربوطه می‌تواند منجر به تشدید ارتعاش و افزایش دامنه‌ی ارتعاش گردد. نتایج با محدوده مجاز استاندارد مقایسه شده و نشان می‌دهد که می‌توان با دقت در انتخاب پروانه و محدوده سرعت دورانی مجاز و بهینه‌سازی و اصلاح سازه شرایط را جهت قرارگیری ارتعاشات در محدوده‌ی مجاز فراهم نمود.

واژه‌های کلیدی: ارتعاشات اجباری، تحلیل سیال-سازه، آنالیز مودال، سرعت دورانی پروانه.

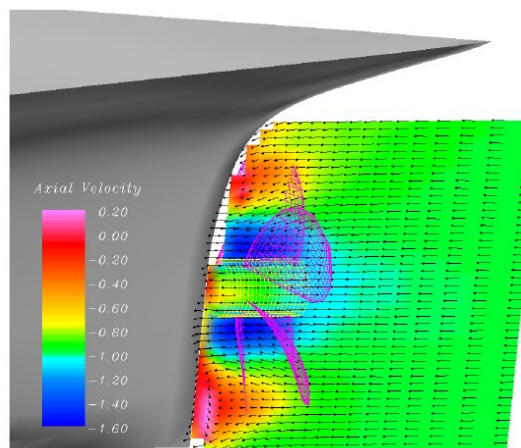
^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک، دانشگاه آزاد سمنان

^۲ کارشناس ارشد مهندسی معماری کشتی- گرایش سازه، دانشگاه صنعتی امیرکبیر

^۳ استاد تمام دانشکده مکانیک، دانشگاه سمنان

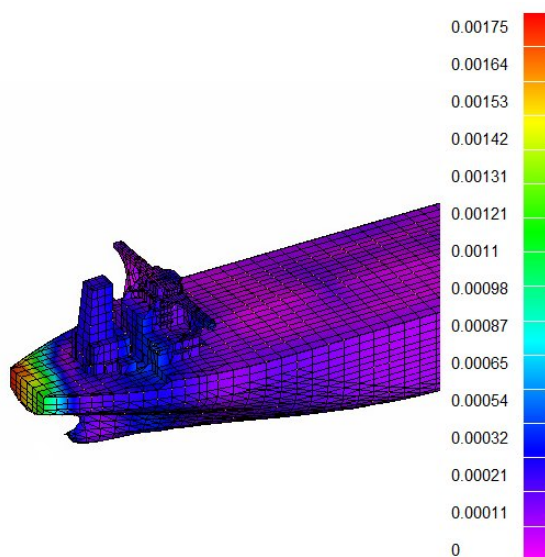
مقدمه

پروانه را برای بارهای هارمونیک هر یک از پره‌های پروانه استخراج نموده و مقادیر سرعت ارتعاش بدنه را در جهت‌های مختلف مختصات را به دست آوردند. در شکل-۲ کانتور سرعت محوری سیال در مطالعات آن‌ها نشان داده شده است.



شکل-۲: سرعت محوری جریان سیال اطراف پروانه [۴]

لی و همکاران [۴]، سازه شناور را که شامل سوپراستراکچر بوده، تحت تاثیر بار و فرکانس مربوط به پره‌های پروانه بررسی نمودند. کانتور سرعت ارتعاشی سازه در اثر تحریک هارمونیک در یکی از حالت‌های تحریک ناشی از ویک در شکل-۳ آمده است.



شکل-۳: سرعت ارتعاش در جهت محور [۴y]

با توجه به این که بیشتر مطالعات صورت گرفته در زمینه ارتعاشات و تحلیل جریان سیال یا مربوط به تحلیل جریان و یا تحلیل ارتعاشات سازه بوده است و ارتعاشات ناشی از تحریک پروانه با هم مورد مطالعه قرار نگرفته است و در مواردی که این دو موضوع با هم و به صورت کوپل سیال-سازه مطالعه شده‌اند مطالعات جزئی بوده و تمام مباحث و شرایط مختلف در نظر

نیاز روز افزون به افزایش سرعت و ابعاد شناور، برای بعضی از شناورهای خاص از جمله کانتینررها و شناورهای مسافرتی، نیاز به شناخت بیشتری در مورد پیچیدگی‌های موضوعات مربوط به سیال و سازه و اندرکنش بین آنها را در پی دارد.

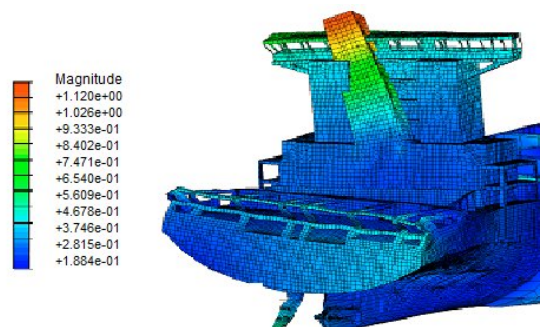
از جمله این موضوعات پاسخ ارتعاشی سازه در نتیجه تحریک پروانه می‌باشد. با افزایش سرعت و ابعاد، تحریک ناشی از پروانه و ارتعاش سازه افزایش پیدا خواهد کرد.

علیزاده و همکاران [۱]، میدان جریان اطراف بدنه زیردریایی و اثر متقابل پروانه و بدنه را بررسی نمودند. آنها اثر متقابل پروانه را با بدنه شامل ملحقات و سطوح کنترل به صورت عددی مطالعه نمودند.

ری شهری و همکاران [۲]، جریان یک پروانه دریایی را به کمک دینامیک سیالات محاسباتی و با استفاده از نرم افزار فلونت مدل‌سازی نمودند و مشخصات کارکردی پروانه و جریان ویک را به صورت عددی به دست آوردند و نتایج را با نتایج آزمایشگاهی مقایسه نمودند، همخوانی خوبی بین نتایج عددی و آزمایشگاهی نشان دادند.

گل^۴ و همکاران [۳]، ارتعاشات اجباری یک شناور کانتینر در اثر تحریک دینامیکی ناشی از موتور و تحریک تراست پروانه (در اثر بار فشاری روی پروانه)، بررسی کردند. ابتدا فرکانسهای طبیعی سازه را استخراج نموده و سپس بیشینه سرعت ارتعاشی ناشی از حالات بار گذاری^۵ را استخراج نمودند، سپس نتایج را با استاندارد ارتعاشات شناور (ایزو ۶۹۵۴) مقایسه کردند.

شکل-۱: مد ارتعاشی سوپراستراکچر، مربوط به تحلیل مودال در مطالعات آن‌ها را نشان می‌دهد.



شکل-۱: نمونه مد ارتعاشی سوپراستراکچر در مطالعات گل و همکاران [۳]

لی^۶ و همکاران [۴] به روش تحلیل عددی، ارتعاشات بدنه شناور را در اثر تحریک پروانه، با استفاده از نرم‌افزارهای MPUF3A، Ship-pro، RANS، بررسی نمودند. ارتعاشات ناشی از ویک

^۴Yasar Gul

^۵Load case

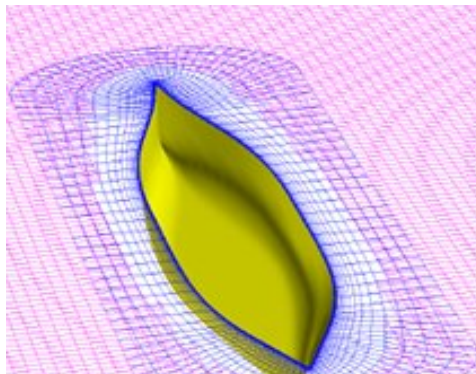
^۶Sing-Kwan Lee

^۷Min Liao

شکل-۴:

مراحل تحلیل سیال - سازه شناور جهت بررسی ارتعاشات ناشی از تحریک پروانه

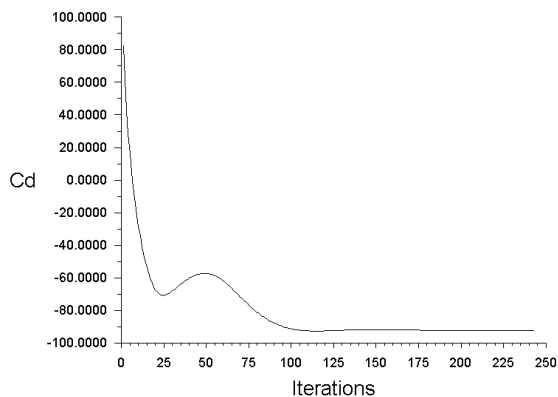
بسته نرم‌افزار ANSYS، جهت تحلیل سیال-سازه استفاده شده است. جهت تحلیل جریان سیال در اطراف پروانه و بدنه ابتدا منطقه تحت تاثیر جریان اطراف بدنه و پروانه با استفاده از نرم افزار GAMBIT مش‌بندی شده است.



شکل-۵: نحوه مش‌بندی سیال اطراف شناور و پروانه

۲- انتخاب مش‌بندی مناسب

برای بررسی استقلال نتایج از تعداد شبکه‌بندی، ابتدا به ترتیب به صورت تقریبی تعداد ۲۰۰۰۰۰، ۶۰۰۰۰۰، ۸۰۰۰۰۰ و ۱۲۰۰۰۰۰ المان‌بندی در شبکه صورت گرفت و پس از بررسی لازم در مقادیر نیروهای درگ و مقایسه نتایج آن‌ها، تعداد کل شبکه موردنیاز برای حصول جواب قابل اعتماد در حدود ۶۰۰۰۰۰ تعیین شد.



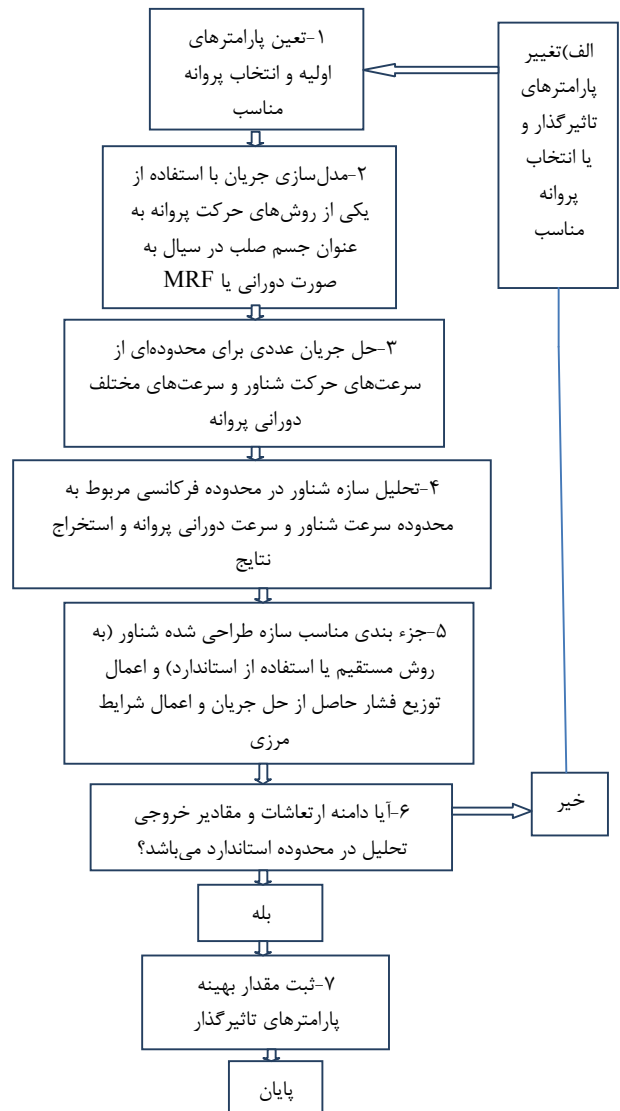
شکل-۶: نمودار ضریب درگ بر حسب مقادیر اندازه مش‌بندی جهت انتخاب مش‌بندی مناسب

گرفته نشده است. در مواردی نیز از نرم‌افزارهای خاصی استفاده شده که انحصاری بوده و در دسترس نیست. بنابراین لازم بود که الگوریتم دقیق حل مساله مشخص شده و موضوع به صورت کامل مورد مطالعه قرار گرفته و پارامترهای موثر مشخص گردد و همچنین با استفاده از یک نرم‌افزار جامع و موجود، بتوان الگوریتم حل مساله را یکجا در نرم‌افزار مدل‌سازی کرد.

۱- روش حل

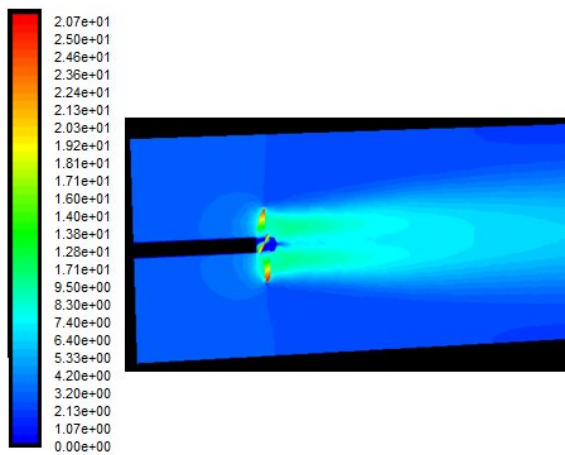
استخراج نتایج در تحلیل عددی نیازمند مدل‌سازی صحیح، مش بندی مناسب، استفاده از روش مناسب با شرایط مساله و ترتیب صحیح مراحل کار می‌باشد.

در تحقیق انجام شده با انجام تحلیل‌های مختلف مش‌بندی مناسب انتخاب شده و ترتیب صحیح مراحل تحلیل مشخص شده است. الگوریتم کلی تحلیل عددی سیال-سازه برای ارتعاشات ناشی از تحریک هارمونیک پروانه در شکل-۴ نشان داده شده است.

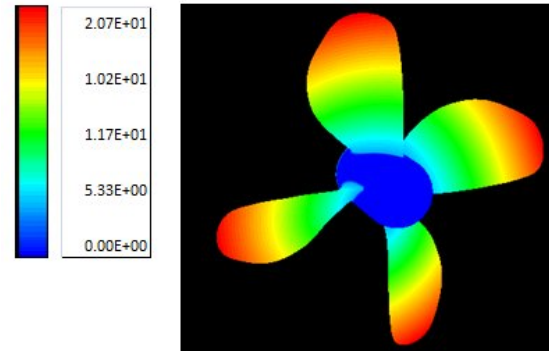


۳- نتایج محاسبات دینامیک سیالاتی:

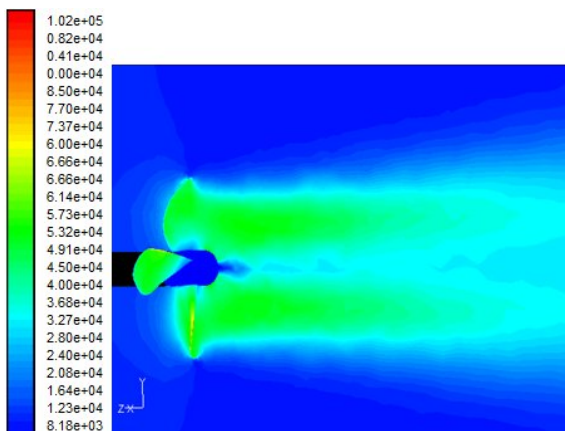
الف) رسم کانتورهای مربوط به میدان سرعت و فشار حول پروانه



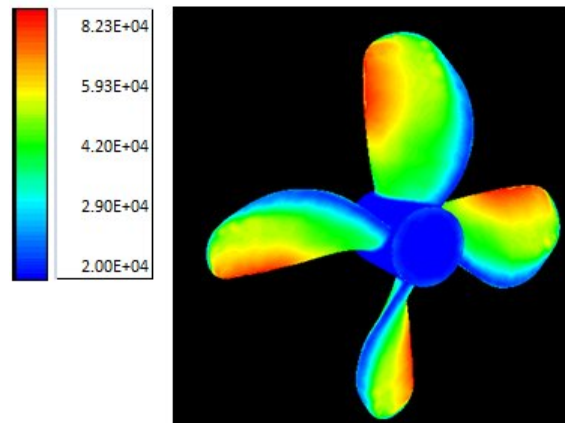
شکل-۱۰: کانتور سرعت کل روی صفحه تقارن پروانه بر حسب (m/s)



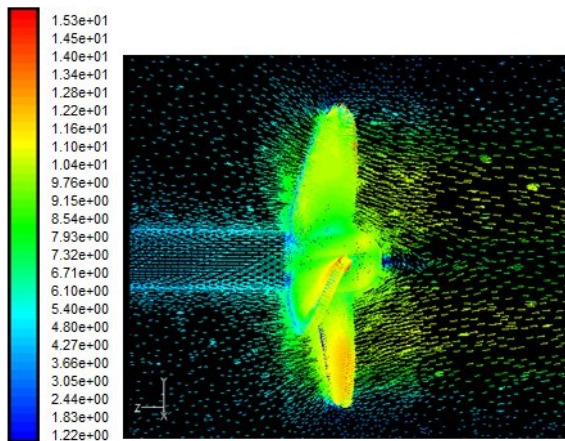
شکل-۷: کانتور سرعت کلی روی پروانه بر حسب (m/s)



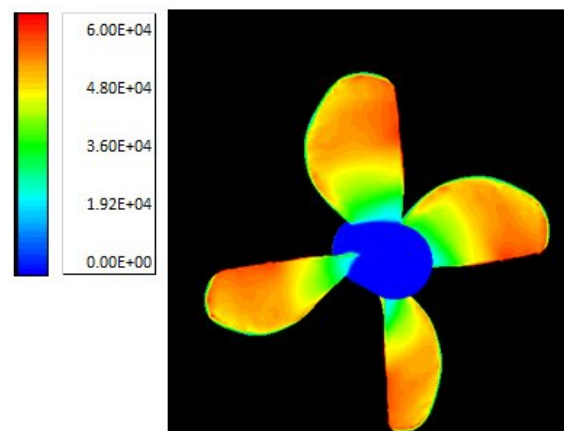
شکل-۱۱: کانتور فشار دینامیکی روی صفحه تقارن پروانه بر حسب (pascal)



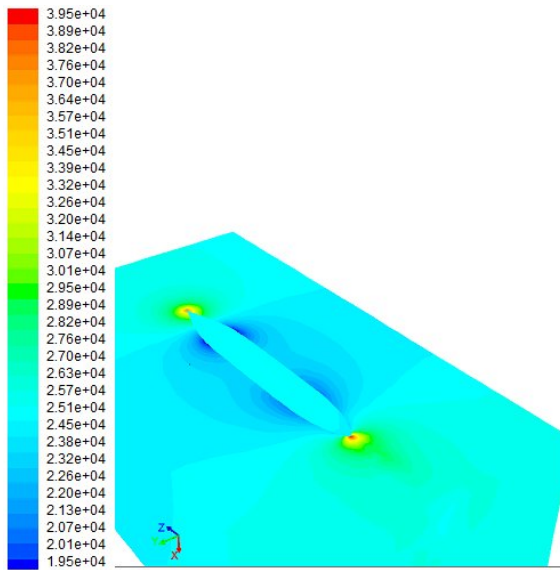
شکل-۸: کانتور فشار دینامیکی روی سطح پشت پروانه بر حسب (pascal)



شکل-۱۲: بردارهای سرعت که بر اساس فشار دینامیکی رنگی شده‌اند. بر حسب (m/s)

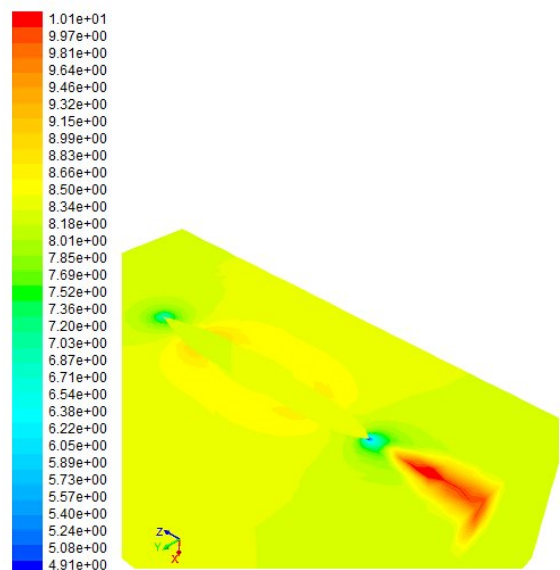


شکل-۹: کانتور فشار دینامیکی روی face پروانه بر حسب (pascal)

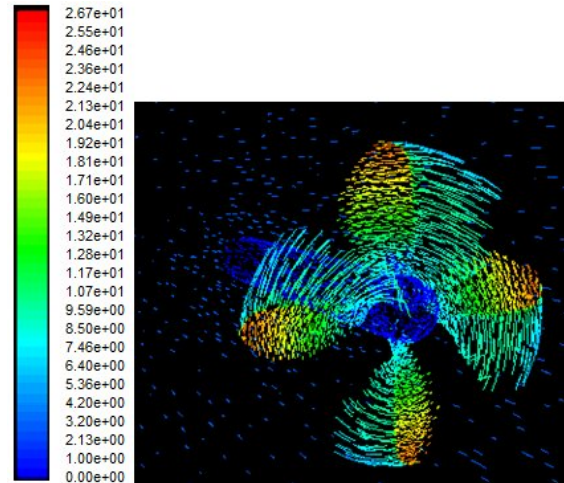


شکل-۱۴: توزیع فشار بر روی شناور و پروانه بر حسب (pascal)

منطقه ویک در عقب شناور به طور وضوح نمایش داده شده است. شکل-۱۵ در واقع، برخلاف حالتی که جریان غیر لزج فرض شود، شکل خطوط سرعت در قسمت جلو و عقب اختلاف دارد. توزیع تنش برشی بر روی شناور مشاهده می‌گردد، محل‌هایی که در آن تنش برشی زیاد است بیان گر تغییر شدید سرعت می‌باشد.



شکل-۱۵: توزیع سرعت بر روی شناور و پروانه بر حسب (m/s)

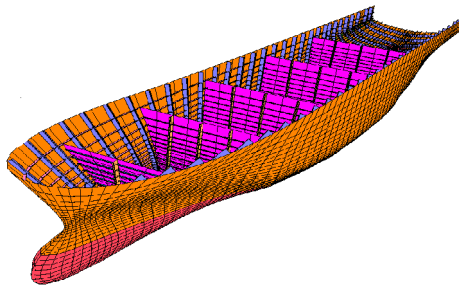


شکل-۱۳: بردارهای خطوط مسیره که بر اساس فشار سرعت رنگی شده‌اند. بر حسب (m/s)

ب) تبیین فیزیکی کانتورها

برای محاسبه و توصیف میدان سرعت و فشار حول پروانه اغلب از تئوری ممنتوم استفاده می‌شود [۵]. بر اساس این تئوری فشار سیال در پشت پره با نزدیک شدن به سمت پره کاهش یافته و ایجاد یک منطقه مکش در ورودی پره می‌نماید. در این منطقه علاوه بر وجود روند کاهش فشار، شاهد افزایش سرعت جریان هستیم. روند کاهش فشار تا نزدیکی سطح پره ادامه پیدا کرده تا در نزدیک سطح به دلیل وجود تنش‌های صفحه‌ای فشار به-طور ناگهانی افزایش می‌یابد. در سطح دیگر پره که سطح پرفشار پره نیز نامیده می‌شود، اندازه ممنتوم جریان به همراه فشار، افزایش می‌یابد. همچنین در لبه‌های حمله پره به دلیل اثرات برخوردی آب با آن، بیشترین فشار وارده بر پره را داریم. فشار در قسمت جلوی شناور به علت وجود نقطه سکون افزایش شدیدی داشته است. شکل-۱۴ در وسط نیز کمترین فشار وجود دارد در طول عمده‌ای از قسمت میانی تغییرات فشار در عمق ثابت تقریباً صفر است و مقدار فشار ثابت می‌ماند.

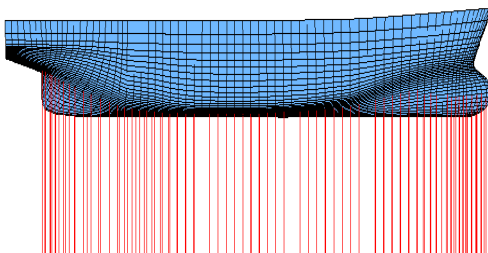
طوری که اندازه‌ی مدل سراسری در محدوده‌ای قابل کاربری باشد. (یعنی مدل آن قدر بزرگ نشود که اجرا نشده یا خیلی سخت اجرا شود) عموماً، اندازه‌ی مش در حدود سه الی چهار برابر فاصله‌ی تقویت کننده‌ها از یکدیگر، در کلیه بخش‌های مدل سراسری سازه‌ی کشتی به غیر از پاشنه قابل قبول می‌باشد. به منظور مدل‌سازی مناسب‌تر سازه‌ی، المان‌های تیری باید مورد استفاده قرار گیرند. در مناطقی که بیشتر مورد توجه و حساس می‌باشند، می‌توان از اندازه‌ی مش کوچک‌تر بهره جست.



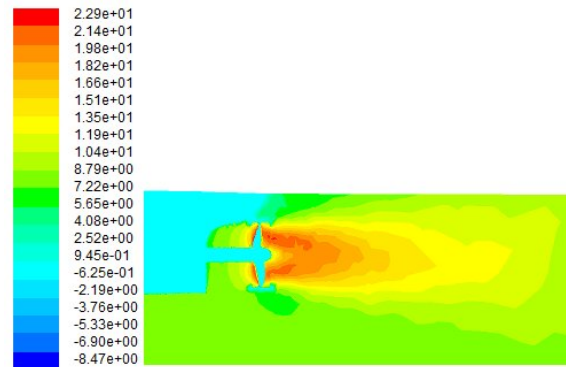
شکل-۱۹: نمایی از دیواره‌های داخلی و جانبی تقویت شده

۵- شرایط مرزی

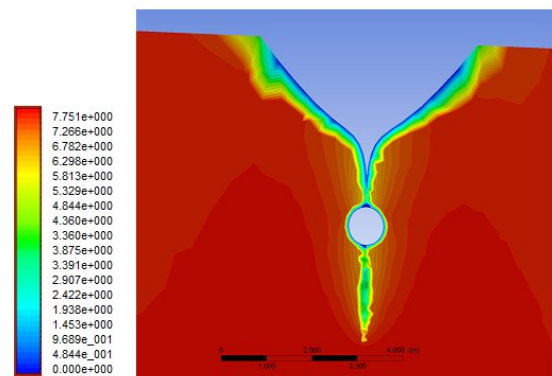
اثر نیروی شناوری بر روی ارتعاشات بدنه، عموماً کوچک و ناچیز است. در مواردی که لازم است اثر نیروی شناوری لحاظ شود، نیروی شناوری در تحلیل‌ها می‌تواند توسط اضافه کردن المان‌های میله‌ای (المان‌های یکه فقط نیروی محوری دارند) به سطح خیس مدل، مدل‌سازی گردد. المان‌های میله‌ای به صورت فنر عمل نموده و باید توجه کرد که سختی کل ناشی از کلیه المان‌های میله‌ای باید با سختی ناشی از نیروی شناوری عمودی کشتی برابر باشد.



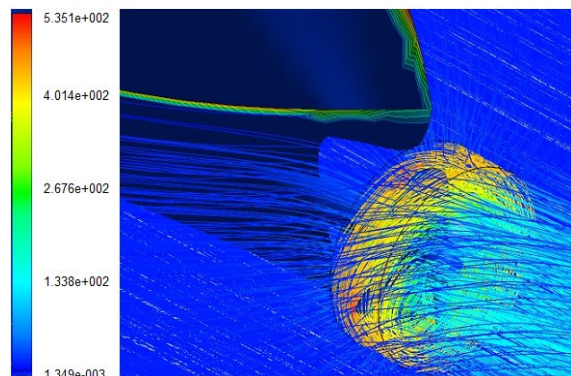
شکل-۲۰: شرایط مرزی ایجاد شده روی کشتی



شکل-۱۶: میدان سرعت محوری در مقطع عرضی و در محل پروانه بر حسب (m/s)



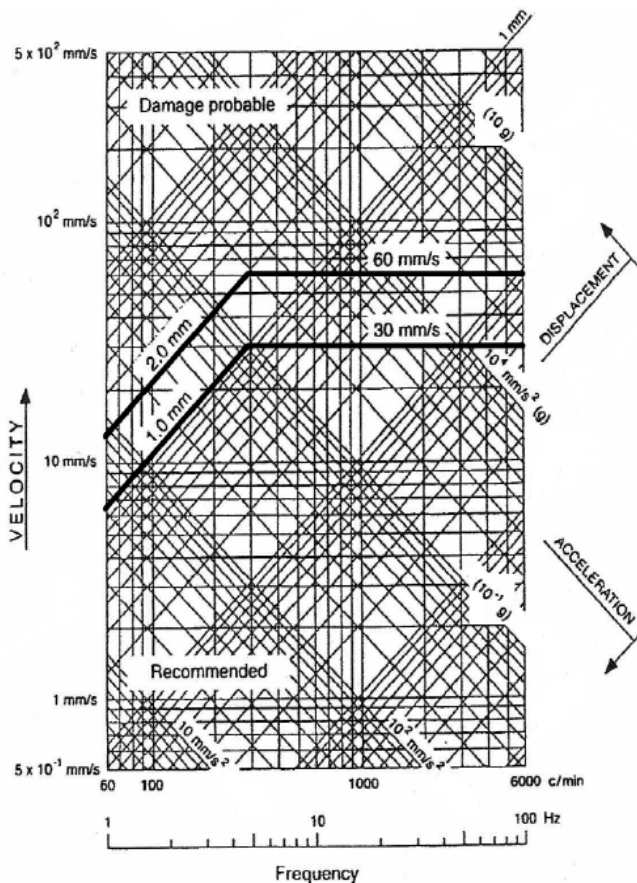
شکل-۱۷: ویک ایجاد شده در محل پروانه بر حسب (m/s)



شکل-۱۸: خطوط جریان سیال در عقب شناور و پروانه بر حسب (m/s)

۴- مدل‌سازی اجزای محدود

سازه کشتی پیچیده بوده و ممکن است پس از انجام ایده‌آل سازی روی سازه‌ی شناور تحلیل شوند. در ایده‌آل سازی اجزای محدود بر روی سازه‌ی بدنه، چندین فرض یاتساده کننده اعمال می‌گردد. الزاماتی که در مدل‌سازی باید رعایت شود آن است که کلیه قسمت‌های سازه‌ی مشخص باید در نظر گرفته شده و تغییر شکل و شتاب به میزان دقت کافی پیش‌بینی شود. انتخاب خردمندانه نقاط گره‌ها، المان‌ها و درجات آزادی به منظور نشان دادن کامل خواص الاستیکواینرسی سازه به ما کمک می‌نماید به



شکل-۲۱: استاندارد ایزو ۶۹۵۴ برای ارتعاشات سازه شناور [۷]

۶- استاندارد ارتعاشات شناور بر طبق آئین نامه^۸ [ABS]

اولین نسخه از استانداردها و دستورالعمل‌های بین‌المللی در زمینه دریایی مربوط به ارزیابی ارتعاشات کشتی در سال ۱۹۸۴ تحت عنوان ایزو ۶۹۵۴ منتشر شد. این دستورالعمل قابل استفاده برای کشتی‌های تجاری با طول حدود ۱۰۰ متر و بیشتر از آن مورد استفاده قرار گرفت [۷].

نمودار لگاریتمی به سه ناحیه تقسیم شده است که محدوده ارتعاش برای سازه باید پایین‌تر از محدوده توصیه شده قرارگیرد در بالاتر از محدوده احتمال آسیب داده شده است. این نمودار بر حسب فرکانس یا دور بر دقیقه شامل ۳ دسته خطوط است.

(۱) خطوط افقی (سرعت)

(۲) خطوط با شیب مثبت (جا به جایی)

(۳) خطوط با شیب منفی (شتاب)

محل تقاطع این خطوط باید در ناحیه توصیه شده باشد، تا ارتعاشات در حالت استاندارد قرارگیرند.

به طور کلی محدوده ارتعاشات برای هر یک از مولفه‌های پیک پاسخ جابه‌جایی، سرعت و شتاب بر طبق نمودار لگاریتمی به صورت زیر بیان خواهد شد.

برای هر یک از مولفه‌ها، پیک پاسخ در هر دو جهت عمودی و عرضی و یا طولی در محدوده فرکانس ۱ تا ۵ هرتز، جابه‌جایی باید کمتر از ۱ میلی‌متر باشد. بیش از ۲ میلی‌متر احتمال آسیب داده شده است. برای هر یک از مولفه‌ها، پیک پاسخ در هر دو جهت عمودی و عرضی و یا طولی در محدوده فرکانس ۵ هرتز و بالاتر سرعت باید زیر ۳۰ میلی‌متر بر ثانیه باشد. احتمال آسیب بالای ۶۰ میلی‌متر بر ثانیه داده شده است.

برای هر یک از مولفه‌ها، پیک پاسخ در هر دو جهت عمودی و عرضی و یا طولی در محدوده فرکانس ۱ تا ۵ هرتز شتاب باید زیر ۱ متر بر مجذور ثانیه باشد. احتمال آسیب، بالای ۲ متر بر مجذور ثانیه داده شده است.

در شکل زیر محدوده مجاز ارتعاشاتی بر حسب شتاب، جابجایی و سرعت برای محدوده فرکانس بین ۱ هرتز تا ۱۰۰ هرتز نشان داده شده است.

^۸ American Bureau of Shipping

۷- معادلات حاکم

الف) ارتعاشات آزاد

محاسبه فرکانس‌های طبیعی و شکل مودها باید به واسطه حل مساله مقدار ویژه انجام گردد. فرکانس‌های طبیعی (مقادیر ویژه) و شکل مودهای نظیرشان (بردارهای ویژه متناظر با مقادیر ویژه) در مدل سه بعدی اجزای محدود می‌تواند به واسطه حل معادله‌ی حرکت (۱) تعیین شود:

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = 0 \quad (1)$$

در رابطه‌ی فوق:

$[C]$: ماتریس دمپینگ

$\{\ddot{u}\}$: ماتریس تونی شتاب‌ها

$\{\dot{u}\}$: ماتریس تونی سرعت‌ها

$\{u\}$: ماتریس ستونی جابه جایی‌ها

حلم مساله به صورت ذیل خواهد بود:

در رابطه‌ی فوق:

$$[K]\{\varphi\} = \omega^2 [M]\{\varphi\} \quad (2)$$

$[K]$: ماتریس متقارن سختی

$[M]$: ماتریس قطری جرم

$\{\varphi\}$: ماتریس ستونی شکل مود

$\{\omega\}$: فرکانس طبیعی

مساله مذکور توسط تحلیل مودهای نرمال می‌تواند حل شود. مشخصه مهم مودهای نرمال، آن است که مقیاس بندی آن‌ها وی اندازه‌ی بردارهای ویژه، اختیاری (دلخواه) است.

ب) ارتعاشات اجباری

تحلیل پاسخ درحوزه فرکانس، روشی است که به منظور محاسبه پاسخ‌های سازه‌ای به تحریکات نوسانی پایدار (یعنی با گذشت زمان دامنه و فرکانس تحریک نباید تغییر نماید) ب کار می‌رود. مدل محدود سه بعدی، در معرض سیستم بارهای هارمونیک که ناشی از نیروهای تحریک نوسانی ناشی از پروانه و موتور اصلی می‌باشند، قرار می‌گیرد. در تحلیل پاسخ درحوزه فرکانس، از دو روش عددی مختلف می‌توان استفاده نمود. روش اول، روش مستقیم بوده که معادلات کوپل حرکت را برحسب فرکانس تحریک حل می‌نماید. روش دوم، روش مودال بوده که از شکل مودهای سازه به منظور کاهش معادلات و همچنین از بین بردن کوپلین معادلات حرکت استفاده می‌نماید. در این روش، حل مساله ارتعاشی مورد نظر برای یک فرکانس تحریک خاص به واسطه جمع پاسخ‌های مودال مجزای تعیین شده و به دست می‌آید. انتخاب روش حل وابسته به اندازه مدل، تعداد فرکانس‌های

تحریک و مقدار فرکانس تحریک می‌باشد. در صورتی که از روش مودال استفاده شود، کلیه مودهایی که دست کم بال ایدوالیسه برابر بالاترین فرکانس تحریک هستند، باید لحاظ شوند.

توسط اعمال نیروها و ممان‌های پروانه (با فرکانس‌های متغیری که به RPM در شفت و تعداد پره‌های هر پروانه مرتبط می‌شوند) به مدول مساله دینامیکی حاصله که توسط معادله‌ی حرکت ذیل ارائه می‌شود، پاسخ فرکانسی تعیین می‌شود.

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{F(t)\} \quad (3)$$

در رابطه‌ی فوق:

$[C]$: ماتریس میرایی

$\{\ddot{u}\}$: ماتریس ستونی شتاب‌ها

$\{\dot{u}\}$: ماتریس ستونی سرعت‌ها

$\{u\}$: ماتریس ستونی جابه جایی‌ها

$\{F\}$: ماتریس ستونی نیروهای هارمونیک

پاسخ سازه‌ای به اینبارگذاری هارمونیک، پاسخی پایدار و بافرکانس بارگذاری وارده است. (به بیان دیگر فرض بر این است که بارگذاری هارمونیکی آنقدر ادامه دارد که پاسخ‌های گذرا میرا شده و از حوزه‌ی پاسخ‌های سازه خارج می‌شوند)، بنابراین داریم:

$$F(t) = F e^{i\omega t} \quad (4) \quad u(t) = u e^{i\omega t} \quad (5)$$

با جای گذاری روابط فوق در معادله‌ی حرکت ارتعاشی، معادله

(۶) حاصل می‌شود:

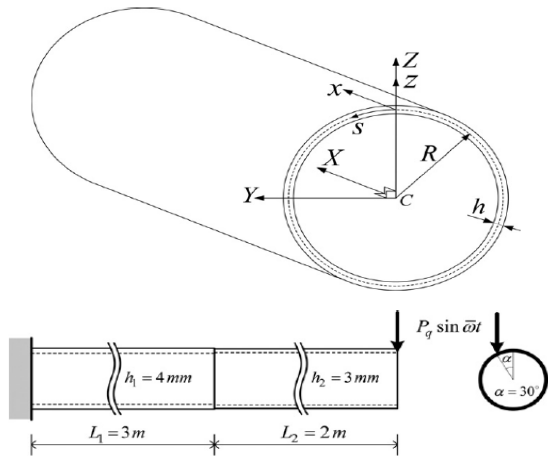
$$[K + i\omega C - \omega^2 M]\{u\} = \{F\} \quad (6)$$

لازم به تذکر است که هر دو پارمتر $\{F\}$ و $\{u\}$ مقادیر مختلط هستند. علت این امر ناشی از میرایی C و به خاطر این واقعیت می‌باشد که مؤلفه‌های متنوع نیروهای ارتعاشی ناشی از پروانه و موتور با همدیگر هم‌فاز نیستند.

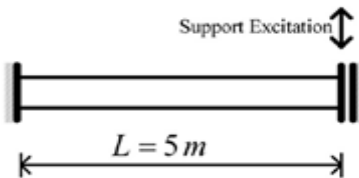
۸- تحلیل ارتعاشات آزاد

ارتعاشات سازه شناور در اثر تحریک پروانه، ارتعاشات اجباری هارمونیک است که فرکانس آن با تغییرات سرعت دورانی پروانه تغییر می‌یابد. با تغییر سرعت دورانی پروانه، سرعت شناور، فرکانس تحریک و بار هارمونیک وارد شده به بدنه از طرف پروانه تغییر می‌یابد. بنابراین ارتعاشات شناور در فرکانس‌های تحریک حاصل از سرعت‌های مختلف دورانی پروانه استخراج شده است. ابتدا تحلیل مودال، روی سازه (طراحی شده با استفاده از

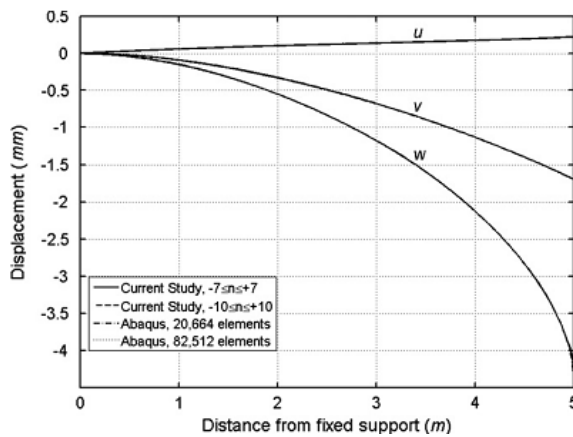
استاندارد (انجام گرفته و موده‌های طبیعی ارتعاش سازه شناور به دست آمده است.



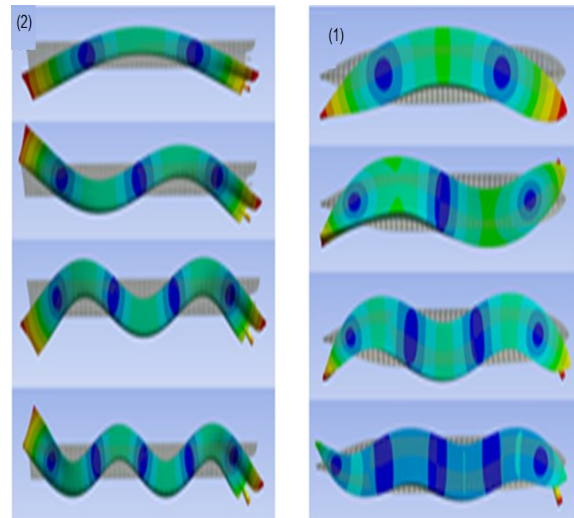
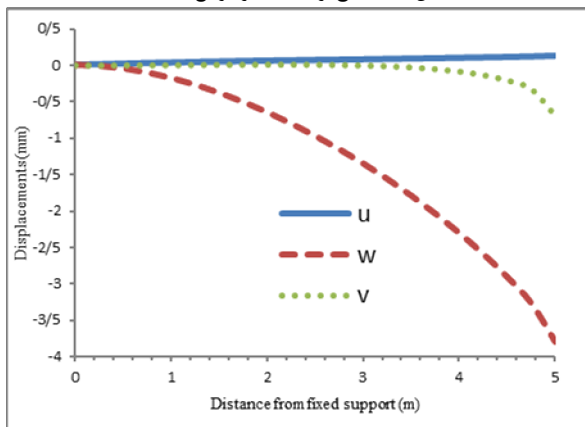
شکل-۲۳: مختصات در نظر گرفته شده روی سیلندر مورد مطالعه و نمونه بررسی شده اول [۸]



شکل-۲۴: نمونه دوم سیلندر تحلیل شده [۸]



شکل-۲۵: نتایج ارائه شده در مرجع [۸]

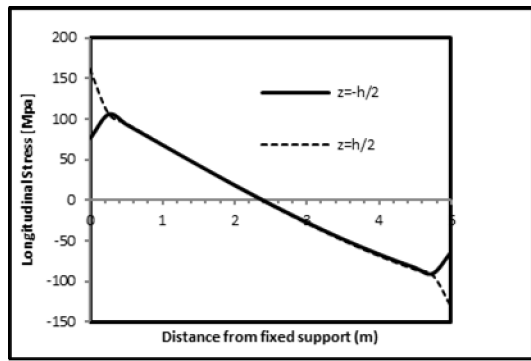


شکل-۲۲: ۴ مود اول ارتعاشات افقی (۱) - ۴ مود اول ارتعاشات عمودی (۲)

۹- تحلیل ارتعاشات اجباری

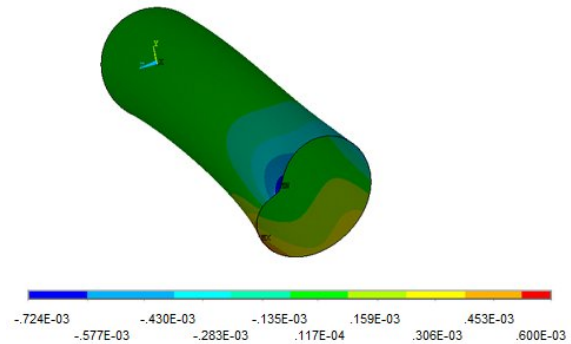
الف) تحلیل یک سیلندر جدار نازک، تحت بار هارمونیکی تحلیل هارمونیک برای یک نمونه استوانه جدار نازک، جهت اطمینان از روش بکار رفته در تحلیل هارمونیک، مورد بررسی قرار گرفته است [۸].

مطالعات مختلفی روی پاسخ ارتعاشی سیلندره‌های جدار نازک به تحریک بار هارمونیک انجام گرفته است. بنابراین ابتدا روی ۲ نمونه بررسی شده توسط صلاحی‌فر و همکاران، تحلیل سازه‌های ارتعاشاتی تحت ناشی از بار هارمونیک صورت گرفت و از صحت نتایج اطمینان حاصل شد. مختصات در نظر گرفته شده، هندسه و شرایط مرزی و بارگذاری در شکل‌های ۲۳ و ۲۴ آمده است. در نمونه اول سیلندر یک سرگیردار بوده و بار سینوسی عمودی متمرکز مطابق شکل با فرکانس ۱۰ هرتز به آن اعمال شده و نتایج تغییر شکل‌ها برای آن با نتایج صلاحی‌فر و همکاران مقایسه شده است. در نمونه دوم یک سرسیلندر گیردار بوده و سر دیگر آن به یک دیسک صلب متصل بوده که فقط در راستای عمودی حرکت کرده و سیلندر را با دامنه ۱۰ سانتی‌متر و فرکانس ۲۰ هرتز تحریک می‌نماید. نتایج تنش طولی در راستای طولی سیلندر با نتایج موجود مقایسه شده و از مقایسه نتایج صحت تحلیل انجام گرفته را نشان داد. نتایج جابجایی استوانه در راستای v در نمونه اول، در تحقیق برای محور عرضی بوده و در مطالعه صلاحی‌فر در راستای محیطی بوده است. جنس سیلندره‌های بررسی شده نیز از فولاد است.



شکل-۳۰: تنش در راستای طول سیلندر در $z=h/2$ و $z=-h/2$ در تحقیق حاضر

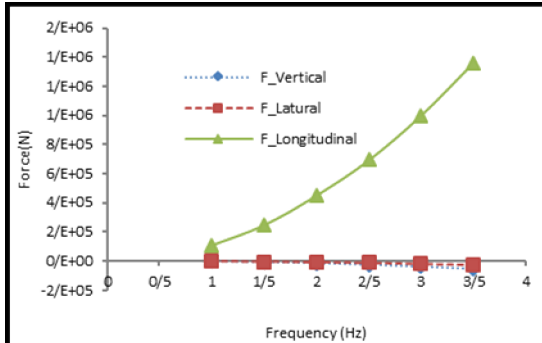
شکل-۲۶: تغییر شکل ها در راستای خط $S/r=11\pi/6$ برای نمونه اول در تحقیق حاضر



شکل-۲۷: کانتور جابجایی سیلندر شبکه‌بندی شده با جزء محدود صفحه‌ای در مطالعه حاضر

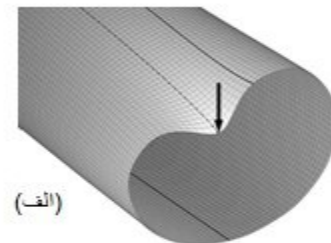
ب) تحلیل هارمونیک ارتعاشات سازه ناشی از تحریک پروانه

تحلیل هارمونیک ارتعاشات ناشی از تحریک پروانه، با استفاده از کوپل سیال-سازه انجام گرفته است. در نرم‌افزار، بارهای حاصل از حل سیالاتی همراه فرکانس مربوط آمده است به سازه شناور اعمال گردید و نمودارهای نیرو به‌دست آمده از تحلیل سیال رسم شده است و نتایج تحلیل ارتعاشات شامل دامنه جابه‌جایی و دامنه‌شتاب ارتعاشی سازه و کانتورهای مربوطه استخراج شده است.

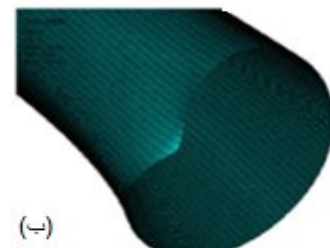


شکل-۳۱: نمودار نیروهای هارمونیک در جهت‌های مختلف در اثر تحریک پروانه در سرعت‌های دورانی مختلف

دامنه ارتعاش و شتاب ارتعاش سازه شناور به ازای هر سرعت دورانی که در فرکانس همان سرعت دورانی به‌دست می‌آید در تحلیل‌های مختلف استخراج شده و نمودار دامنه-فرکانس تحریک و شتاب-فرکانس تحریک برای سازه شناور رسم شده است (قبل از تقویت سازه).

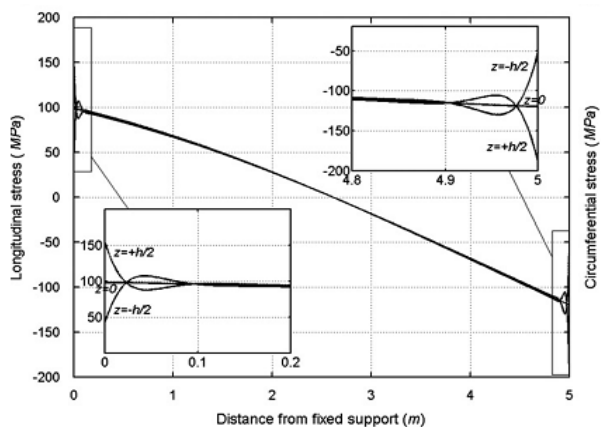


(الف)

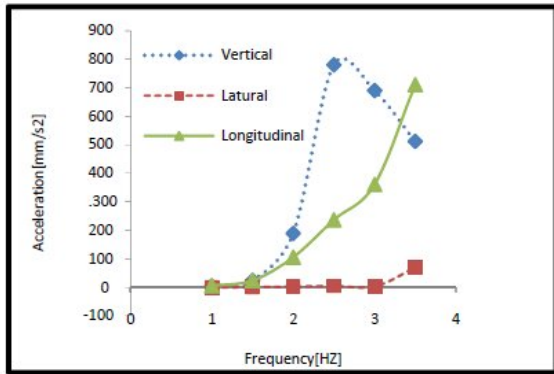


(ب)

شکل-۲۸: مقایسه نتایج تغییر شکل در مطالعات صلاحی‌فر (الف) [۸] و مطالعه حاضر (ب)

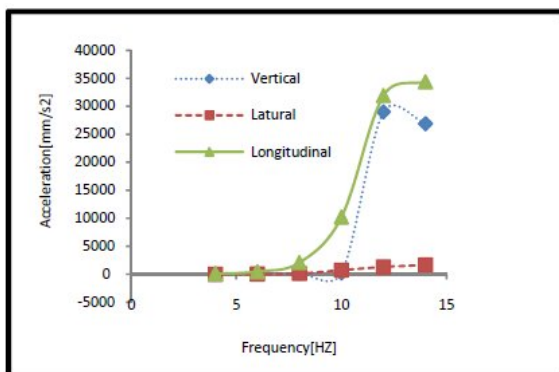


شکل-۲۹: تنش‌های طولی به‌دست آمده در نمونه دوم توسط صلاحی‌فر و همکاران [۸]



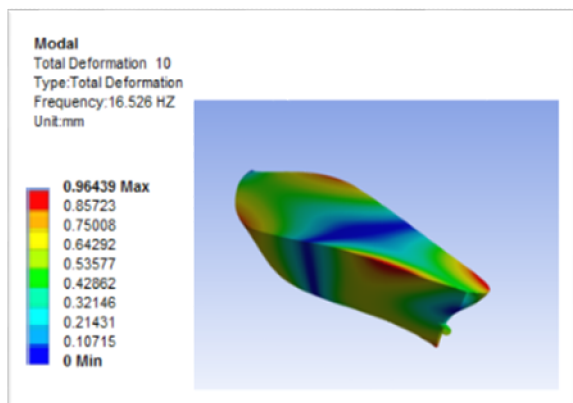
شکل-۳۴: شتاب ارتعاشی سازه در جهت‌های مختلف در اثر تحریک پروانه، فرکانس تحریک‌ها و سرعت‌های دورانی مختلف پروانه (قبل از تقویت سازه)

در شکل ۳۴- نمودار ارتعاشات شتاب سازه شناور در جهت مختلف رسم شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در مود عمودی سازه در فرکانس ۰.۲ ۵ هرتز دچار تحریک شده و به رزونانس درآمده است، اما با این تفاوت که نسبت به حالت ارتعاش- جابه‌جایی در وضعیت استاندارد قرار دارد.

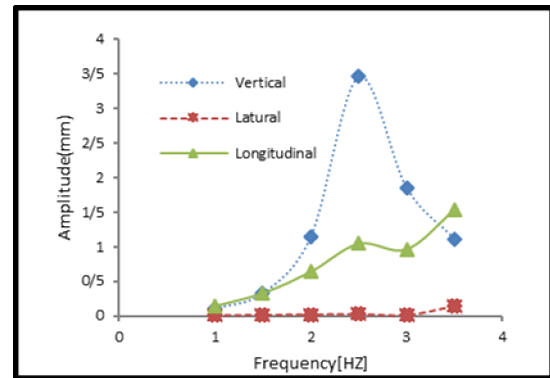


شکل-۳۵: شتاب ارتعاشی سازه در جهت‌های مختلف در اثر تحریک پروانه به ازای فرکانس هارمونیک‌های پره اول (قبل تقویت سازه)

اما در شکل-۳۵ ارتعاشات عمودی و طولی شتاب هارمونیک اول پره پروانه از فرکانس ۰.۲ ۵ هرتز پروانه و فرکانس ۱۰ هرتز پره از حد مجاز استاندارد تجاوز نموده، که قابل قبول نمی‌باشد. پس در مجموع ارتعاشات این سازه مطلوب نیست.

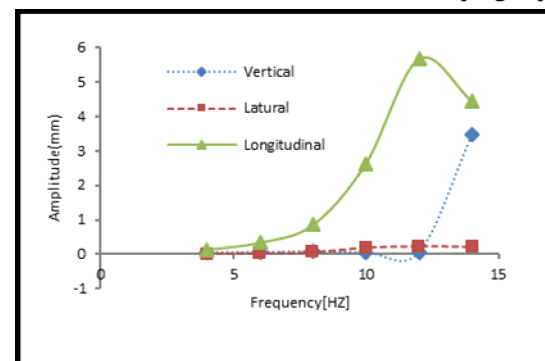


شکل-۳۶: مد ارتعاشاتی پیچشی (فرکانس طبیعی سازه)



شکل-۳۷: نمودار دامنه ارتعاشی سازه در جهت‌های مختلف در اثر تحریک پروانه در فرکانس تحریک‌ها و سرعت‌های دورانی مختلف پروانه (قبل از تقویت سازه)

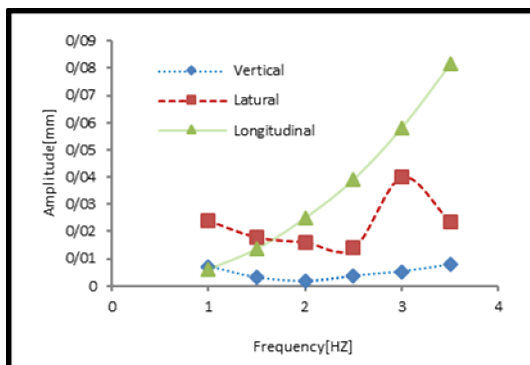
همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود ارتعاشات در جهت عمودی و طولی شناور از فرکانس ۰.۱ ۵ به بعد از حد مجاز (۱ میلی‌متر) تجاوز کرده است که سبب آسیب جدی به ادوات شناور و خدمه می‌شود. بویژه در ارتعاشات عمودی، به ازای فرکانس ۰.۲ ۵ هرتز دامنه ارتعاش ماکزیمم گردیده، که این پدیده به علت تحریک یکی از موده‌های اصلی شناور رخ داده است. رویداد ارتعاشات عمودی بر روی استحکام اصلی بدنه شناور، که حتی تغییر شکل‌های کوچک دارد (خواه این ارتعاشات ناشی از اثر مستقیم پروانه باشد و یا ناشی از تکیه گاه‌های نیروی تراست در سیستم شفت اصلی (یاتاقان‌ها) باشد) سبب تحریک اصلی ارتعاشی سوپر استراکچر (به میزان زیاد) و سایر سیستم‌های متصل به شناور شده که با فرکانس تحریک پروانه حالت رزونانس دارند.



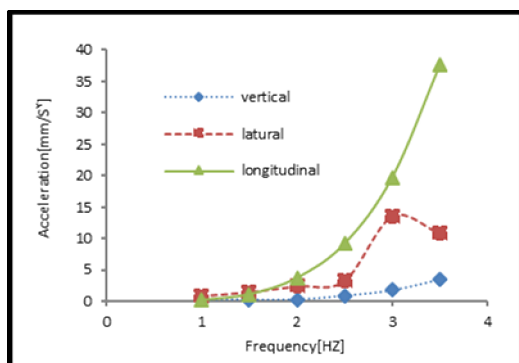
شکل-۳۸: دامنه ارتعاشی سازه در جهت‌های مختلف در اثر تحریک پروانه به ازای فرکانس هارمونیک‌های پره اول (قبل از تقویت سازه)

در شکل ۳۸- ارتعاشات جابه‌جایی هارمونیک اول پره پروانه نشان داده شده که این نمودار حاکی از افزایش ارتعاش عمودی در اثر افزایش نیروی هارمونیک وارده به پاشنه شناور، متأثر از افزایش سرعت شناور می‌باشد که در حد استاندارد مشاهده نمی‌شود.

سرعت دورانی به دست آمده در تحلیل‌های مختلف استخراج شده و نمودار دامنه فرکانس تحریک و شتاب فرکانس تحریک برای سازه شناور رسم شده است که همگی در محدوده مجاز استاندارد قرار گرفته‌اند. در شکل‌های زیر نشان داده شده است.

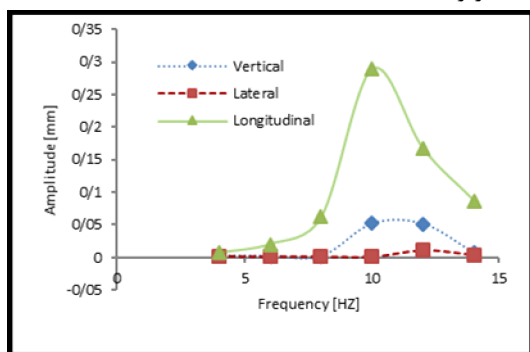


شکل-۳۸: نمودار دامنه ارتعاشی سازه در جهت‌های مختلف در اثر تحریک پروانه در فرکانس تحریک‌ها و سرعت‌های دورانی مختلف پروانه (بعد از تقویت سازه)

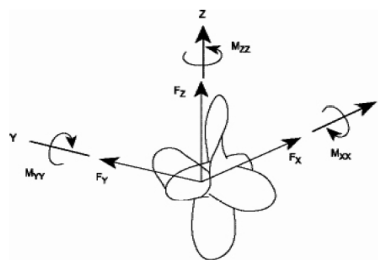


شکل-۳۹: شتاب ارتعاشی سازه در جهت‌های مختلف در اثر تحریک پروانه، فرکانس تحریک‌ها و سرعت‌های دورانی مختلف پروانه (بعد از تقویت سازه)

در یک حالت دیگر، برای هر سرعت دورانی بار استخراج شده، در فرکانس اول پره به سازه اعمال شده است که نمودار دامنه-فرکانس تحریک و شتاب - فرکانس تحریک برای سازه شناور مربوط به این حالت در شکل-۴۰ و ۴۱ نشان داده شده است. مشاهده می‌شود در فرکانس تحریک پره اول که در محدوده ۱۰ تا ۱۵ هرتز است.



سرعت دورانی پروانه برای شناور بررسی شده، در محدوده‌ای است که فرکانس آن از یک مقدار بیشتر نخواهد شد، بنابراین فرکانس‌های طبیعی بیشتر از این فرکانس مدنظر نیست. به عنوان مثال شکل-۳۶ یکی از مدهای پیچشی طبیعی سازه شناور است که در فرکانس بالا رخ داده و پروانه در این فرکانس سازه را تحریک نمی‌کند.



شکل-۳۷: نیروها و ممان‌های کلی در پروانه

نیروهایی که در سرعت‌های مختلف دورانی به سازه وارد می‌شوند در شکل-۳۷ نشان داده شده است. با تغییر سرعت دورانی پروانه مقدار این نیروها تغییر کرده و در فرکانس مربوط به خود به سازه شناور اعمال می‌شوند.

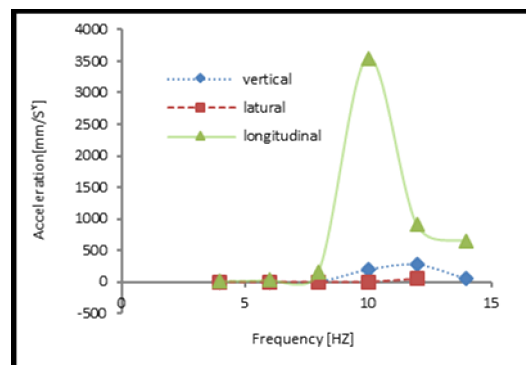
۱۰- بررسی عامل موثر در کاهش ارتعاشات

همان‌طور که در نمودارهای بالا مشاهده شد، ارتعاشات سازه شناور در محدوده مجاز استاندارد قرار نگرفت، بنابراین برای تامین اهداف ارتعاشاتی که همان محدوده مجاز می‌باشد، به منظور جلوگیری از صدمات وارده به موتورخانه، (ارتعاشات موتورخانه که شامل ارتعاشات موتور نیز به تنهایی می‌شود، می‌تواند به میزان بیش از حد مجاز افزایش یافته و حالت خطرناکی برای سازه‌های کف داخلی و فونداسیون موتور به وجود آورد.) انجام صحیح پروسه تحلیل ارتعاشاتی شناور ضروری است. در صورتی که سازه شناور دارای کف ایت‌استحکام یا ارتعاشی-مطلوب نباشد، ضروری است که تغییرات سازه‌ای خاصی به منظور استحصال مقادیر ترازها یا ارتعاشی مطلوب و مجاز در سازه شناور اعمال گردد. سختی سازه به صورت نیروی فرم‌عادل که ناشی از تغییر شکل واحد آن می‌باشد، تعریف می‌گردد. عموماً، در مواردی که تغییرات فرکانس طبیعی توسط تغییر دادن سختی سازه باید انجام شود، سختی سازه را پایدی بیشتر نمود. افزایش مقاومت سازه‌ای شناور (مثلاً به واسطه افزایش تعداد تقویت کننده‌ها و یا افزایش ابعاد آنها) سبب بهبود رفتار ارتعاشی شناور می‌گردد.

با افزایش تعداد تقویت‌ها و افزایش ابعاد آنها با تغییر دادن فرکانس طبیعی سازه، ارتعاشات در محدوده مجاز استاندارد قرار داده شده است (بعد از تقویت سازه).

همان‌طور که مشاهده می‌شود دامنه ارتعاش و شتاب ارتعاش سازه شناور به ازای هر سرعت دورانی که در فرکانس همان

شکل-۴۰: دامنه ارتعاشی سازه در جهت‌های مختلف در اثر تحریک پروانه به ازای فرکانس هارمونیک‌های پره اول (بعد از تقویت سازه)



شکل-۴۱: شتاب ارتعاشی سازه در جهت‌های مختلف در اثر تحریک پروانه به ازای فرکانس هارمونیک‌های پره اول (بعد از تقویت سازه)

مراجع

- [۱] ولی. . . علیزاده، علی‌زینتی، "تحلیل هیدرودینامیکی بدنه مغروق، پروانه و اثر متقابل بدنه و پروانه"، نهمین همایش صنایع دریایی، انجمن مهندسی دریای ایران، آبان‌ماه ۱۳۸۶.
- [۲] مهدی ری‌شهری، محمد سعید سیف، "بررسی عمل‌کرد پروانه در میدان ویک شناور با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی"، نهمین همایش صنایع دریایی، انجمن مهندسی دریای ایران، آبان‌ماه ۱۳۸۶.

[3] Yasar GUL, Levent Kaydihan, "Global Vibration Analysis Of A Capacity Container Ship", 1900 Teu

[4] Sing-Kwan Lee, Min Liao, and Suqiu Wang, "Propeller-Induced Hull Vibration – Analytical Methods", American Bureau of Shipping, 2006

[۵] منوچهر راد، محمدجواد عباسی مود، ابولفضل میرصادقی، "ارزیابی عمل‌کرد هیدرودینامیکی پروانه‌های دریایی در آب آزاد با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی"، نهمین همایش صنایع دریایی، انجمن مهندسی دریای ایران، آبان‌ماه ۱۳۸۶.

[6] "ABS GUIDANCE NOTES ON SHIP VIBRATION", 2006

[7] "Mechanical vibration and shock– Guidelines for the overall evaluation of vibration in merchant ships", 2000.

[8] Raydin Salahifar, Magdi Mohareb, "Finite element for cylindrical thin shells under harmonic forces", 2012

۱۱- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

مراحل تحلیل ارتعاش سازه شناور در اثر تحریک پروانه در تحقیق فوق بیان شد و مراحل تحلیل عددی سیال-سازه برای ارتعاشات ناشی از تحریک پروانه روی یک شناور تجاری انجام گرفت. با مطالعات صورت گرفته و نتایج به دست آمده می‌توان گفت جهت بررسی ارتعاشات ناشی از ویک، بهتر است بار پره‌ها در فرکانس اول و دوم تحریک پره‌ها به سازه اعمال شده و نتایج استخراج و بررسی گردد. سپس نتایج با استاندارد مقایسه شود. در این تحقیق سازه سوپر استراکچر در نظر گرفته نشده است، بنابراین لازم است کل قسمت‌های سازه مدل شود تا نتایج مناسب به دست آید.

در این تحقیق، در تحلیل سازه، از تکیه‌گاه الاستیک جهت مدل‌سازی نیروی ناشی از سیال به بدنه استفاده شده است که روشی مناسب جهت اعمال شرایط مرزی در حل مساله ارتعاشات ناشی از تحریک پروانه می‌باشد.

در تحلیل جریان سیال به‌روی پروانه سرعت زاویه‌ای معادل سرعت دورانی آن داده شده و سپس حل عددی انجام گرفته است، که در این روش می‌توان ویک به‌وجود آمده را به‌خوبی مشاهده کرد. بنابراین می‌توان گفت تاثیر ارتعاشات ناشی از ویک ایجاد شده نیز بوده است.

در مجموع با توجه به حجم زیاد موضوع و نو بودن آن نیاز به مطالعه بیشتر در این زمینه است. در این مقاله سعی شده تا گوشه‌ای از فعالیت انجام گرفته جهت ادامه موضوع توسط محققان ارائه شود.

در این تحقیق با تقویت سازه در قسمت‌های مناسب توانستیم ارتعاش بدنه را کاهش داده و نتایج در محدوده مجاز استاندارد ایزو ۶۹۵۴ قرار گرفت.