

مطالعه عددی رفتار ارتعاشی بدنه شناور سطحی ناشی از تحریک پروانه

مجید نوروزی کشتان^۱، مهدی راغبی^{۲*}، مجید ملک جعفریان^۳^۱ دانشجوی دکتری، دانشگاه بیرجند، majid.norouzi@birjand.ac.ir^۲ استادیار، دانشگاه بیرجند، raghebi@birjand.ac.ir^۳ دانشیار، دانشگاه بیرجند، mmjafarian@birjand.ac.ir

چکیده

اطلاعات مقاله

یکی از دیدگاه‌های مهم در طراحی یک سازه شناور، ارتعاشات سازه و تأثیر آن بر آرامش خدمه و عمر تجهیزات است. مهم‌ترین عامل در ارتباط با آرامش خدمه در یک شناور، دامنه ارتعاشات آزاد و اجباری تحت عوامل مختلف داخلی و خارجی در سازه شناور است. یکی از مهم‌ترین عوامل تحریک ارتعاشات در بدنه شناور، پروانه شناور است. ارتعاشات زیاد و همچنین قرارگیری سازه در محدوده فرکانس تحریک پروانه باعث خستگی، فرسودگی قطعات و همچنین پدیده تشدید می‌شود. پدید تشدید و ارتعاشات اجزا از چالش‌های طراحی سازه است؛ بنابراین در این مقاله ارتعاشات ناشی از تحریک پروانه پنج پره KP505 با استفاده از تحلیل عددی بر روی شناور کانتینربر (KCS) بررسی شده‌است. ابتدا به بررسی ارتعاشات آزاد بدنه شناور در حالت خیس پرداخته شده‌است. سپس جهت بررسی ارتعاشات اجباری ناشی از تحریک پروانه، توزیع فشار روی بدنه در حالت خودرانش از حل عددی جریان سیال به‌وسیله دینامیک سیالات محاسباتی به‌دست آمد. برای صحت سنجی نتایج، فرکانس‌های طبیعی به‌دست‌آمده در ارتعاشات آزاد با فرمول‌های تجربی مقایسه شده‌است. با مقایسه مقادیر فرکانس اول، دوم و سوم خمشی با مقادیر تجربی، خطای تحلیل به ترتیب ۵.۵، ۲۶ و ۲۶.۶ بدست‌آمد که نشان از دقت و درستی تحلیل‌ها دارد. از مقایسه نتایج حاصل از ارتعاشات اجباری با محدوده مجاز استاندارد، نشان داده شد که ارتعاشات در محدوده مجاز قرار گرفته‌است. همچنین سازه در محدود فرکانس تحریک پروانه قرار نگرفته‌است. در نتیجه پدیده تشدید به وجود نیامده است.

تاریخچه مقاله:

تاریخ دریافت مقاله: ۱۴۰۰/۰۷/۰۳

تاریخ پذیرش مقاله: ۱۴۰۰/۰۹/۱۳

کلمات کلیدی:

ارتعاشات بدنه کشتی

ارتعاشات اجباری

دینامیک سیالات محاسباتی

آنالیز مودال

Numerical study of the vibrational behavior hull surface vessel caused by propeller excitation

Majid Norouzi Kehtana¹, Mehdi Raghebi^{2*}, Majid Malek Jafarian³¹ PhD Candidate, University of Birjand; majid.norouzi@birjand.ac.ir² Assistant Professor, University of Birjand; raghebi@birjand.ac.ir³ Associated Professor, University of Birjand; mmjafarian@birjand.ac.ir

ARTICLE INFO

ABSTRACT

Article History:

Received: 25 Sep. 2021

Accepted: 04 Dec. 2021

Keywords:

Ship hull vibrations
forced vibrations
computational fluid
dynamics
modal analysis

One of the most important issues in the design of a vessel structure is the vibrations of the structure and its effect on the comfort of the crew and the life of the equipment. The most important factor about the comfort of the crew in a vessel is the range of free and forced vibrations under various internal and external factors in the structure of the vessel. One of the serious factors in stimulation of vibrations in the hull vessel is the propeller. Excessive vibrations as well as the being the structure in the frequency range of propeller excitation, cause fatigue, components exhaustion, and also the resonance phenomenon. Resonance and vibration of the components are the structural design challenges, so in this paper, vibrations caused by a five-bladed propeller KP505 excitation were investigated using numerical simulation on a container vessel (KCS). First, the free vibrations of the hull vessel in wet mode were investigated. Then, to investigate the forced vibrations caused by the propeller excitation, the pressure distribution on the hull in self-propulsion mode was obtained from the numerical solution of the fluid flow by computational fluid dynamics. To validate the results, the natural frequencies obtained in free vibrations were compared with empirical formulas. Comparing the values of the first, second and, third bending frequencies with the empirical values, showed that the analysis error was 5.5, 26, and 26.6, respectively, which explain the accuracy of the analysis. Comparing the results of forced vibrations with the standard allowable range, it was shown that the vibrations are within the allowable range. Also, the structure has not being within the range of the excitation frequency of the propeller. As a result, the resonance phenomenon has not occurred.

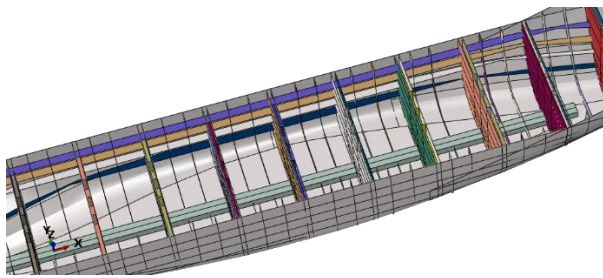
۱ - مقدمه

ایجاد پایین‌ترین سطح سروصدا و ارتعاشات برای آسایش بیشتر افراد یک شناور، یکی از مهم‌ترین مسائل طراحی شناورها است. کاهش ارتعاشات و نویز باعث آسایش خدمه و جلوگیری از خرابی قطعات می‌شود [۱]. وجود ارتعاشات در بدنه شناور باعث پدیده خستگی در اجزاء و در نتیجه کاهش استحکام اتصالات، ایجاد سروصدا و نهایتاً پایین آمدن راندمان شناور می‌شود. هنگام صحبت از مسائل ارتعاشاتی در شناورهای در حال کار، باید به موارد زیر توجه کرد:

- کاهش راحتی و آسایش خدمه
- آسیب‌های ناشی از خستگی به سازه و ماشین‌آلات
- کارکرد ناصحیح و افزایش هزینه‌های نگهداری ماشین‌آلات و تجهیزات که غالباً تصحیح این موارد به‌منظور کاهش تأثیرات ارتعاشی، وقت و هزینه قابل‌توجهی را صرف می‌نماید.
- قدم اول در بررسی ارتعاشات یک شناور به دست آوردن محدوده فرکانس طبیعی اجزاء و مطالعه شرایط تشدید یا رزونانس در آن‌ها است. اجزاء شامل بدنه، موتور، ماشین‌های فرعی و سیستم شفت و پروانه است. طبق آیین‌نامه موسسه رده‌بندی آمریکا^۱ ارتعاشات ناشی از سیستم رانش، منبع اصلی و مهم ارتعاشات شناور است که ارتعاشات این منبع به چند دسته تقسیم می‌شود:
- نیروی دینامیکی سیستم شفت که از طریق یاتاقان‌های شفت به بدنه منتقل می‌شود
- فشار متناوب ناشی از پروانه بر روی بدنه شناور که سبب ایجاد ارتعاشات در بدنه می‌شود
- موتورهای اصلی و فرعی به‌طور مستقیم از طریق انتقال نیروی دینامیکی به پایه‌هایشان باعث ارتعاش می‌شوند [۲].
- کیناس و بلور به تحریک ارتعاشی بدنه شناور ناشی از منابع نویز تک‌قطبی و دوقطبی پروانه پرداختند [۳]. لی و همکاران به‌وسیله روش تحلیل عددی، ارتعاشات بدنه شناور را در اثر تحریک پروانه، با استفاده از نرم‌افزارهای RANS، Ship-Pro، MPUF3A بررسی کردند. ارتعاشات ناشی از یک پروانه را برای بارهای هارمونیک هر یک از پره‌های پروانه استخراج نموده و مقادیر سرعت ارتعاش بدنه را در جهت‌های مختلف به‌دست آوردند. همچنین سازه شناور را که شامل روبنا بوده، تحت تأثیر بار و فرکانس مربوط به پره‌های پروانه بررسی کردند [۴]. دایلجکو و همکاران به بهینه‌سازی تغییردهنده تشدید جهت مینیمم کردن ارتعاشات انتقالی در شناورهای دریایی پرداختند. در این تحقیق با توجه به منابع نویز در زیردریایی یک الگوریتم با توابع غیرخطی جهت بهینه‌سازی مورد استفاده قرار گرفته است [۵]. فنگ به مطالعه‌ای راجع به مسیر انتقال ارتعاش از سیستم شافت به بدنه از جمله یاتاقان‌ها ارائه داد. در این مطالعه تمرکز بر تحریک طولی و عرضی در فرکانس‌های پایین شد. نشان

داده شد که علاوه بر ویژگی‌های اصطکاک، ناپایداری حالت‌های جانبی یک فاکتور مهم در رابطه با وقوع ارتعاش خود برانگیخته ناشی از اصطکاک است [۶]. مرز و همکاران به مینیمم کردن قدرت صوت منتشره توسط یک زیردریایی با در نظر گرفتن بهینه‌سازی تغییردهنده تشدید پرداخته‌اند. همچنین نوسانات فشار ناشی از بدنه بر روی پروانه در نظر گرفته شده‌است. جهت بهینه‌سازی شفت و کاهش ارتعاشات پروانه به بدنه یک سیستم هیدرولیکی تغییردهنده تشدید بین پروانه و شفت در نظر گرفته شده‌است [۷]. توسط کو و همکاران یک روش تغییرات اصلاح‌شده برای تجزیه و تحلیل ارتعاشات آزاد و اجباری حلقه تقویت‌شده مخروطی، استوانه‌ای و پوسته مخروطی، استوانه‌ای، کروی در معرض شرایط مرزی مختلف و با استفاده از نظریه تقویت گر المان گسسته برای در نظر گرفتن تأثیرات تقویت‌کننده حلقوی، ارائه شده‌است. لازم به ذکر است که برای یک پوسته همراه با تقویت‌کننده طولی، تمام موده‌های محیطی پوسته کوپل شده‌است، که برای پوسته غیر تقویت‌شده یا پوسته تقویت‌شده حلقوی هارمونیک ساده نیست [۸، ۹]. سانگ ارتعاشات و انتشار نویز از یک وسیله زیر آب در اثر تحریک نیروی پروانه را با استفاده از تئوری ساختار دوره‌ای^۲ تجزیه و تحلیل شده‌است [۱۰]. کو و همکاران در تحقیقی به تحلیل پاسخ ارتعاشی-آکوستیکی یک پوسته ترکیبی کروی-استوانه‌ای-کروی که به‌وسیله تقویت‌کننده‌های طولی و محیطی تقویت شده‌است، پرداخته‌اند. در این تحقیق از روش نیمه‌تحلیلی برای حل پاسخ ارتعاشی-آکوستیکی استفاده شده‌است. تأثیر مودال بر توان صدای منتشرشده و میدان فشار صوت دوردست برای پوسته‌های کوپل‌شده با تقویت‌کننده‌ها، بررسی شده‌است [۱۱]. توسط کو و همکاران در تحقیقی به بررسی پاسخ‌های سازه‌ای و صوتی یک سیستم کوپل پروانه-شفت و بدنه فشار زیردریایی تحت تحریکات ناشی از نیروی‌های متفاوت پروانه پرداخته شده‌است. کل سیستم که متشکل از یک پروانه صلب، یک محور اصلی، دو بلبرینگ و بدنه فشار تقویت‌شده است، در یک سیال سنگین غوطه‌ور است. شفت به‌صورت الاستیک به بدنه فشار توسط یک یاتاقان شعاعی و یک یاتاقان محوری متصل است. اثر موده‌های مختلف موج محیطی بدنه فشار در برابر پاسخ سازه‌ای و صوتی سیستم کوپل‌شده تحت بارهای محوری، عرضی و نیروهای عمودی پروانه بررسی شده‌است. اثر تقویت‌کننده حلقوی و سفتی یاتاقان‌ها در پاسخ آکوستیکی سیستم کوپل‌شده بحث شد [۱۲].

با توجه به این‌که مطالعات کمی در زمینه تحلیل ارتعاشات ناشی از تحریک پروانه با در نظر گرفتن جریان سیال و اثر آن بر روی سازه صورت گرفته است، لذا در مطالعه حاضر به بررسی ارتعاشات آزاد و اجباری شناور کانتینر بر در حالت اندازه کامل پرداخته شده‌است. ابتدا به بررسی ارتعاشات آزاد بدنه شناور پرداخته شد. سپس



شکل ۲- بدنه شناور تقویت شده

۲-۲- معادلات حاکم در تحلیل هیدرودینامیک

به منظور حل میدان جریان، معادلات ناویر استوکس متوسط گیری شده توسط رینولدز برای جریان غیر قابل تراکم که در آن معادله پیوستگی به شکل معادله (۱)

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

و معادله مومنوم به شکل معادله (۲)

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (U_i U_j) \\ = - \frac{\partial p}{\partial x_i} \\ + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right. \\ \left. - \rho \overline{u_i u_j} \right] \end{aligned} \quad (2)$$

نوشته می شود، باید به روش های عددی حل شود. در این معادلات زیر نویس i و j بیان گر جهت در راستای محور مختصات است. U و x به ترتیب بیان گر سرعت های متوسط و جهت مختصات هستند. فشار متوسط، چگالی و لزجت به ترتیب با ρ ، μ و p نمایش داده شده اند. جمله آخر معادله مقدار مجهول تنش رینولدز می باشد که برای محاسبه آن برای جریان های مغشوش نیازمند مدل سازی آن هستیم.

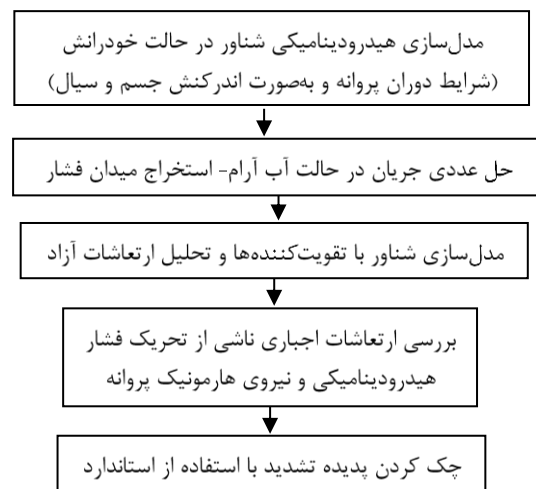
۲-۳- شبکه محاسباتی و شرایط مرزی در تحلیل هیدرودینامیکی

برای به دست آوردن فشار هیدرودینامیکی بر روی بدنه، ابتدا به حل هیدرودینامیک بدنه کشتی در حالت خودرانش با استفاده از نرم افزار استار سی سی ام^۹ پرداخته شده است. برای ایجاد شبکه در حالت خود رانش، محیط اطراف مدل به دو ناحیه ثابت و دورانی تقسیم بندی شده است. محیط اطراف پروانه حالت دورانی و محیط اطراف بدنه در حالت ثابت است. با توجه به دوفازی بودن مساله و بهبود ناحیه سطح آزاد شناور، مش ایجاد شده در این ناحیه ریزتر انتخاب شده است. در شبکه بندی ۸ لایه مرزی روی دیواره های بدنه کشتی، ۱۷

نیروهای هیدرودینامیکی ناشی از تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی و نیروهای تحریک چرخش پروانه بر سازه اعمال شد. در انتها نتایج به دست آمده از ارتعاشات آزاد و اجباری بررسی شد.

۲- روش حل مساله

استخراج نتایج در تحلیل عددی نیازمند مدل سازی صحیح، مش بندی مناسب، استفاده از روش مناسب با شرایط مساله و ترتیب صحیح مراحل کار است. در این بخش معادلات حاکم، نحوه مش بندی، شرایط مرزی در تحلیل هیدرودینامیکی و ارتعاشی آورده شده است.



شکل ۱- الگوریتم بررسی ارتعاشات سازه

شکل ۱ نشان دهنده الگوریتم کلی تحلیل عددی ارتعاشات ناشی از تحریک پروانه است.

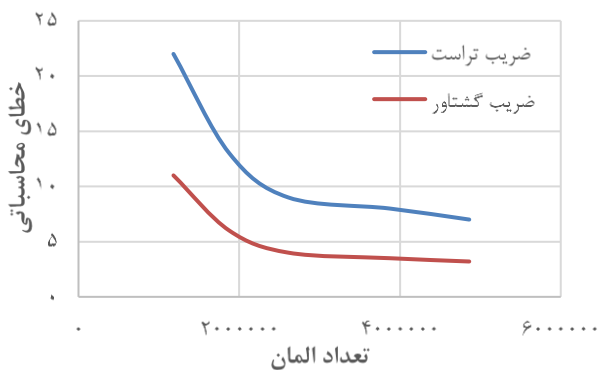
۲-۱- مشخصات هندسی

شناور مورد مطالعه کانتینربر KCS به طول ۲۳۰ متر، بیشینه عرض^۳ ۳۲.۲ متر، آبخور ۱۰.۸ متر با پروانه پنج پره KP505 است. ابتدا به علت کامل نبودن هندسه بدنه (نبود تقویت کننده ها) با استفاده از استاندارد GL، اقدام به طراحی تقویت کننده ها شده است. تعداد ۱۰ عدد دیواره عرضی (بالکده)^۴ در نظر گرفته شده است [۱۳]. همچنین اجزا دیگر به مانند شاه تیر اصلی^۵، فریم ها، تقویت کننده افقی^۶، تقویت کننده طولی^۷، گیردر^۸ با توجه به اندازه شناور، بر روی شناور قرار داده شده است. شکل ۲ نشان دهنده بدنه شناور است.

مش رسم شده است. با توجه به جدول ۱، شکل ۵ و در نظر گرفتن هزینه محاسبات، مش دسته چهارم انتخاب شده است.

جدول ۱- مقایسه خطای ضرایب تراست و گشتاور با در نظر گرفتن شبکه‌های مختلف

شماره شبکه	تعداد سلول	درصد خطای ضریب تراست	درصد خطای ضریب گشتاور	زمان حل (ساعت)
۱	۱۱۸۱۵۳۸	۲۲	۱۱	۱۰
۲	۱۸۷۶۶۰۰	۱۳	۶	۱۵
۳	۲۶۱۱۳۶۲	۱۰	۴.۵	۲۰
۴	۳۸۷۱۳۰۷	۸	۳.۵	۲۴
۵	۴۸۶۱۵۳۸	۷.۲	۳.۳	۳۰



شکل ۵- نمودار استقلال از مش

۲-۴- معادلات حاکم بر ارتعاشات آزاد

محاسبه فرکانس‌های طبیعی و شکل مودها باید به واسطه حل مساله مقدار ویژه انجام گردد. فرکانس‌های طبیعی و شکل مودهای نظیرشان در مدل سه بعدی اجزای محدود می‌تواند به واسطه‌ی حل معادله‌ی حرکت (۳) تعیین شود:

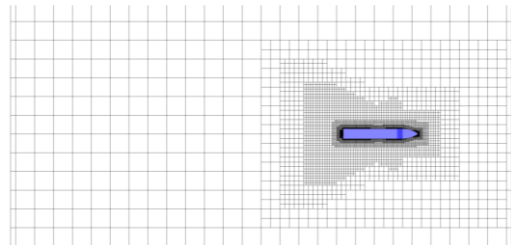
$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = 0 \quad (3)$$

در رابطه (۳)، $[M]$ ماتریس جرم که در این تحلیل با توجه به استفاده از المان آکوستیک شامل جرم سازه و جرم افزوده سیال، $[C]$ ماتریس میرایی شامل میرایی سازه و میرایی سیال، $[K]$ ماتریس سفتی شامل سفتی سازه و سفتی سیال است. همچنین برای $\{q\} = \{q_1(t), q_2(t), \dots, q_m(t)\}$ بردار مختصات اصلی است. برای به دست آوردن فرکانس‌های طبیعی در آنالیز مودال، حل مساله به صورت ذیل خواهد بود:

$$[K]\{\varphi\} = \omega^2 [M]\{\varphi\} \quad (4)$$

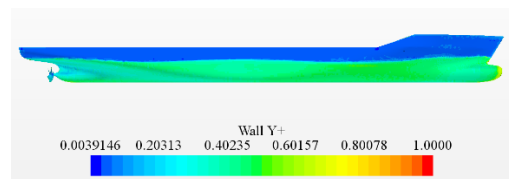
در رابطه (۴)، $\{\varphi\}$ ماتریس ستونی شکل مود و ω فرکانس طبیعی است.

لایه‌مرزی روی پره‌ها و ۱۵ لایه‌مرزی روی هاب پروانه استفاده شد و ارتفاع آن طوری انتخاب شد تا جریان لایه‌مرزی روی دیواره پره به خوبی شبیه‌سازی شود. کل شبکه تولید شده برای دامنه حل، شامل ۶۹۳۵۵۴۵ سلول است. تعداد ۳۸۷۱۳۰۷ سلول در ناحیه ثابت و ۳۰۶۴۲۳۸ سلول در ناحیه دورانی ایجاد شده است. شبکه ایجاد شده در شکل ۳ نشان داده شده است.



شکل ۳- شبکه‌بندی در حالت خودرانش

شرایط مرزی به صورت سرعت ورودی در سمت سینه کشتی، فشار خروجی در سمت پاشنه کشتی و شرط عدم لغزش برای بدنه در نظر گرفته شده است. در شکل ۴ جهت بررسی کیفیت مش، توزیع فاصله بی‌بعد دیواره (y^+) روی بدنه و پروانه کشتی نشان داده شده است. با دقت در شکل ۴ میزان y^+ از عدد یک تقریباً کمتر است که نشان دهنده کیفیت مش حل جریان مغشوش به خصوص در نزدیکی سطح جسم است.



شکل ۴- توزیع فاصله بی‌بعد دیواره (y^+) روی بدنه و پروانه کشتی

برای جریان آشفته از مدل توربولانسی $k-\omega$ و همچنین برای تحلیل جریان دوفازی از مدل vof استفاده شد.

۱-۳-۲- استقلال از شبکه

به منظور بررسی استقلال نتایج حل عددی، از چند شبکه مطابق با جدول ۱ استفاده شده است. تعداد سلول‌ها و میزان خطا در ضرایب تراست و گشتاور پروانه در جدول ۱ آورده شده است. همچنین در شکل ۵ میزان خطای ضرایب تراست و گشتاور پروانه بر اساس تعداد

۵-۲- معادلات حاکم بر ارتعاشات اجباری

تحلیل پاسخ در حوزه فرکانس، روشی است که به منظور محاسبه پاسخ‌های سازه به تحریکات خارجی بکار می‌رود. مدل سه‌بعدی، در معرض بارهای ناشی از نیروهای تحریک نوسانی پروانه است. در تحلیل پاسخ در حوزه 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 کوپلینگ معادلات حرکت استفاده می‌نماید. در این روش، حل مسأله ارتعاشی موردنظر برای یک فرکانس تحریک خاص به واسطه جمع پاسخ‌های مودال مجزا تعیین شده و به دست می‌آید.

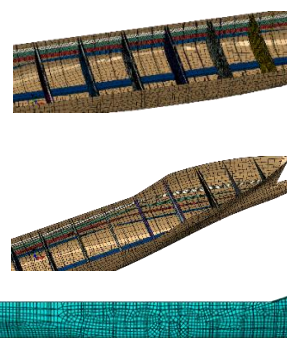
انتخاب روش حل وابسته به اندازه مدل، تعداد فرکانس‌های تحریک و مقدار فرکانس تحریک هست. در صورتی که از روش مودال استفاده شود، با اعمال نیروها و ممان پروانه، مساله دینامیکی حاصله که توسط معادله‌ی حرکت (۵) ارائه می‌شود، حل شده و پاسخ فرکانسی تعیین می‌شود.

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F(t)\} \quad (5)$$

در معادله (۵)، $\{F\}$ مجموع بردار نیروهای خارجی روی سازه و سیال است.

۶-۲- شبکه‌بندی و شرایط مرزی در تحلیل ارتعاشی

برای تحلیل ارتعاشات آزاد (مودال) بدنه شناور در حالت خیس^{۱۰} ابتدا به مدل‌سازی بدنه شناور در نرم‌افزار المان محدود آباکوس پرداخته شده‌است. المان‌های چهاروجهی پوسته‌ای کاهش‌یافته با میانگین اندازه ۱.۶ متر برای بدنه در نظر گرفته شده‌است. تعداد المان‌ها ۱۳۱۹۴۳ عدد است. شکل ۶ نشان‌دهنده مش ایجادشده بر روی بدنه و تجهیزات است. شرایط مرزی در حالت دوسر آزاد است.



شکل ۶- مش ایجادشده بر روی بدنه

همچنین در تحلیل ارتعاشات در حالت خیس، جهت شبیه‌سازی آب دریا از المان آکوستیک چهار گره خطی استفاده شده‌است. المان

استفاده‌شده AC3D4 است. تعداد کل المان‌ها ۴۴۱۵۰۷ عدد است. شکل شماره ۷ نشان‌دهنده المان آکوستیک مش بندی شده‌است.



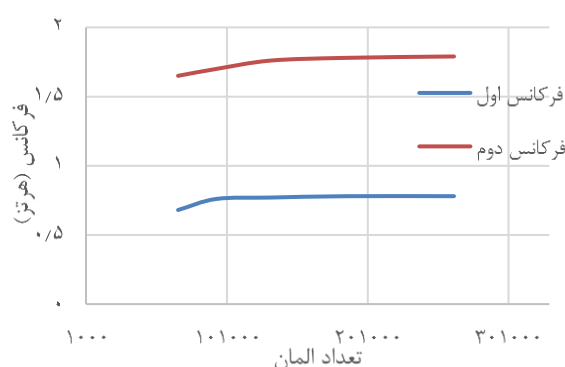
شکل ۷- المان آکوستیک مش بندی شده

۱-۶-۲- بررسی استقلال از شبکه در تحلیل المان محدود

به منظور بررسی استقلال نتایج حل عددی المان محدود، از چند شبکه مطابق با جدول ۲ استفاده شده‌است. تعداد سلول‌ها و اندازه فرکانس اول و دوم در جدول ۲ آورده شده‌است. همچنین در شکل ۸ اندازه فرکانس اول و دوم بر اساس تعداد مش رسم شده‌است. با توجه به جدول ۲ و شکل ۸، مش بندی دسته سوم انتخاب شده‌است.

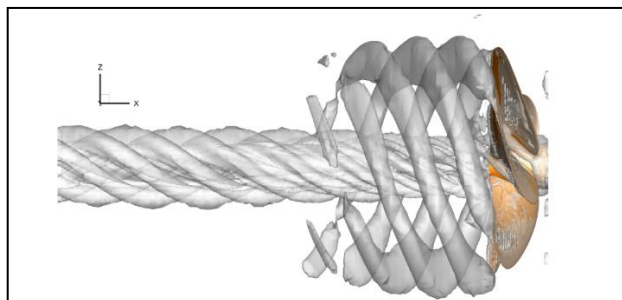
جدول ۲- اندازه فرکانس‌ها در شبکه‌های مختلف

شماره شبکه	تعداد سلول	فرکانس اول (هرتز)	فرکانس دوم (هرتز)
۱	۶۶۳۶۶	۰.۶۸	۱.۶۵
۲	۹۳۵۷۶	۰.۷۶	۱.۷
۳	۱۳۱۹۴۳	۰.۷۷	۱.۷۶
۴	۱۸۶۰۳۹	۰.۷۸	۱.۷۸
۵	۲۶۲۳۱۵	۰.۷۸	۱.۷۹



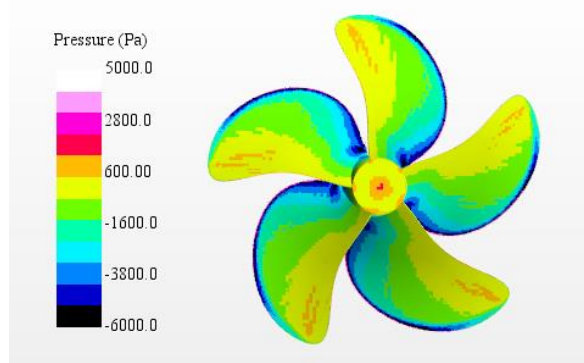
شکل ۸- نمودار استقلال از شبکه

برای نمایش آشفتگی، میدان جریان اطراف پروانه در شکل ۱۱ نشان داده شده است.

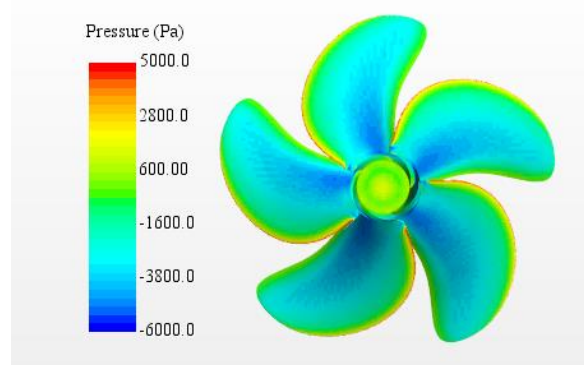


شکل ۱۱- میدان جریان اطراف پروانه

برای نمایش بهتر، میدان فشار در پشت و جلوی پروانه در شکل ۱۲ نشان داده شده است. همچنین در شکل نشان داده شده است میدان فشار در جلوی پروانه بیش از پشت پروانه است که ایجاد یک منطقه پرفشار کرده است. همچنین در لبه‌های حمله پره به دلیل اثرات برخوردی آب با آن، بیشترین فشار وارد بر پره مشاهده شده است.



(الف)



(ب)

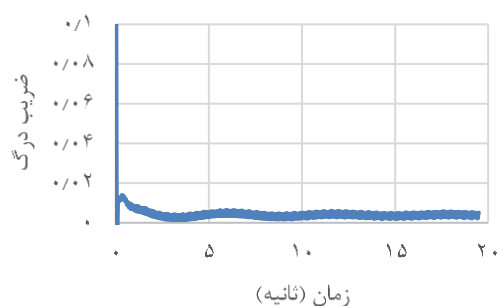
شکل ۱۲- کانتور فشار دینامیکی (روی الف) پشت پروانه (ب) جلو پروانه

۳- نتایج و تفسیر آن‌ها

در این بخش نتایج حاصل از تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی، ارتعاشات آزاد در حالت خیس و ارتعاشات اجباری بحث می‌شود.

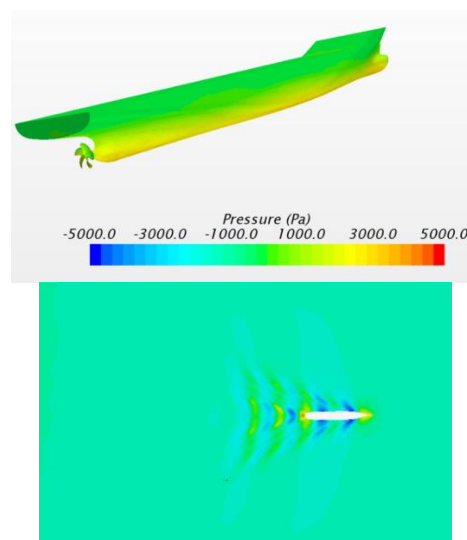
۳-۱- نتایج تحلیل دینامیکی سیالات

در این بخش به منظور تصدیق شبیه‌سازی و دقت جواب‌های به دست آمده، ابتدا ضریب درگ بدنه شناور محاسبه و با نتایج تجربی مرجع شماره [۱۴] مقایسه شد. نمودار ضریب درگ به دست آمده از تحلیل در شکل ۹ نشان داده شده است. با دقت در نمودار شکل ۹ مشاهده شد که میانگین ضریب درگ حدود 0.00376 است که با مقدار آزمایشگاهی آن یعنی 0.00396 حدود ۵ درصد اختلاف دارد.



شکل ۹- ضریب درگ

شکل ۱۰ نشان‌دهنده میدان فشار اطراف بدنه و موج فشاری در اطراف آن است. مقدار فشار در قسمت جلو شناور دارای مقادیر بیشتری است و همچنین منطقه ویک در قسمت پشت کشتی به وضوح قابل مشاهده است.



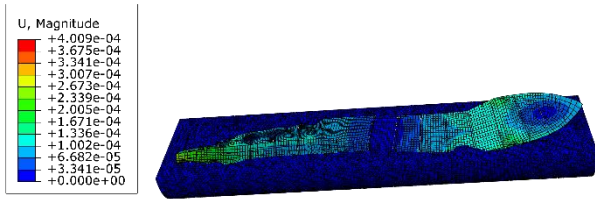
شکل ۱۰- میدان فشار اطراف بدنه

۳-۲- نتایج تحلیل ارتعاشات آزاد

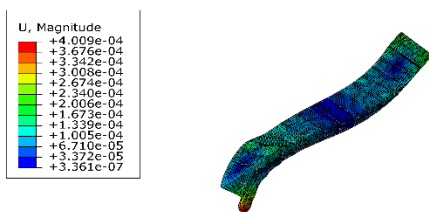
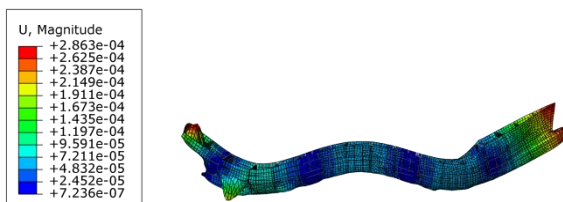
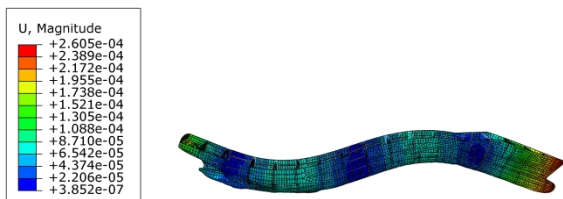
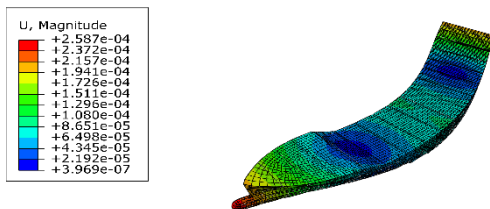
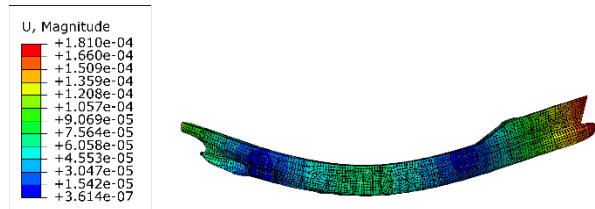
با تحلیل ارتعاشات آزاد (مودال) بدنه شناور در حالت خیس، فرکانس‌های طبیعی و شکل مودها استخراج شده‌است. فرکانس‌های طبیعی و شکل مودهای به‌دست‌آمده به ترتیب در جدول شماره ۳ و شکل شماره ۱۳ آورده شده‌است. در شکل شماره ۱۳ مودهای ارتعاشی هم با فضای سیال و هم بدون فضای سیال نشان داده شده‌است.

جدول ۳- فرکانس‌های طبیعی حالت خیس

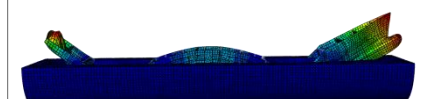
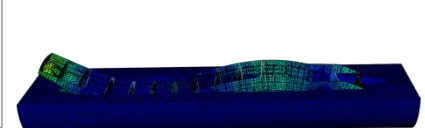
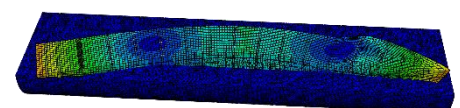
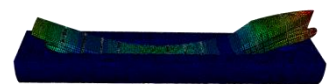
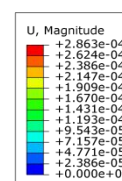
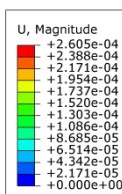
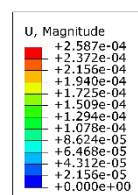
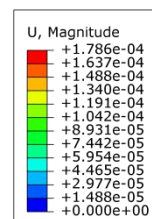
شماره مود	نوع مود (گره)	فرکانس طبیعی (Hz)
۱	خمشی (۲)	۰.۷۷
۲	ترکیب مد دوم خمشی افقی و پیچشی	۱.۷۶
۳	خمشی (۳)	۱.۸۷
۴	خمشی (۴)	۲.۸
۵	ترکیب مد سوم خمشی افقی و پیچشی	۳.۶۵



(الف)



(ب)



شکل ۱۳- شکل مودهای حالت خیس (الف) همراه فضای سیال (ب) بدون فضای سیال

۳-۲-۱- صحت سنجی نتایج ارتعاشات آزاد

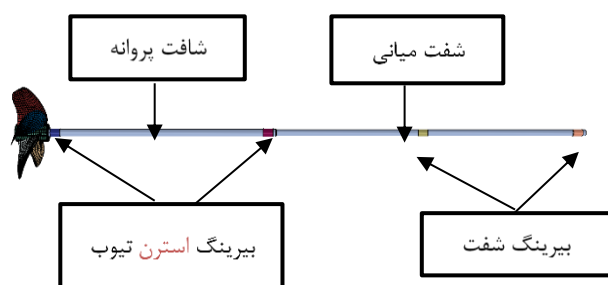
جهت صحت سنجی نتایج فرکانس‌های طبیعی به‌دست‌آمده از ارتعاشات آزاد از فرمول تجربی کوما استفاده شده‌است. فرکانس

فشار هیدرودینامیکی ناشی از چرخش پروانه از تحلیل هیدرودینامیکی بدست آمده و بر روی بدنه شناور اعمال می‌شود.

۳-۳-۱- نیروی هارمونیک ناشی از چرخش پروانه

نیروی ناشی از پروانه، با بدست آوردن فرکانس تحریک پروانه و شفت با استفاده از آنالیز مودال و قرار دادن آن در محل پروانه بر روی شناور اعمال می‌شود. برای بدست آوردن فرکانس‌های تحریک ابتدا به تحلیل فرکانسی شفت و پروانه پرداخته شده‌است. در ادامه فرکانس‌های تحریک جهت اعمال بر روی بدنه شناور، استخراج گردید.

مشخصات شفت و پروانه و محل قرارگیری یاتاقان‌ها به صورت شکل ۱۴ و جدول ۵ آورده شده‌است.



شکل ۱۴- سیستم شفت و پروانه

جدول ۵- مشخصات شفت و پروانه

پارامتر	واحد	اندازه
قطر پروانه	m	۷.۸
تعداد پره‌ها	-	۵
نسبت هاب	-	۰.۱۸
نسبت پیچ	-	۰.۹۹۶۷
دور پروانه	RPM	۱۰۰
قطر شفت پروانه	mm	۶۳۰.۱
قطر شفت میانی	mm	۵۱۶.۵
فاصله بیرینگ تیوب عقبی تا پروانه	mm	۱۳۲۳
فاصله بین دو بیرینگ تیوب	mm	۱۳۸۲۶
فاصله بین بیرینگ‌های شفت میانی	mm	۱۳۳۰

در تحلیل فرکانسی ابتدا شفت و پروانه مدل می‌شود. المان‌های استفاده‌شده بر روی پروانه به صورت المان‌های شش وجهی (C3D8R) است. تعداد کل المان‌ها ۲۰۱۸۳ عدد است. شرایط مرزی ایجادشده در محل یاتاقان‌ها به صورت تکیه‌گاه ساده و در انتهای شفت تنها دوران حول محور شفت آزاد است. شبکه ایجاد شده بر روی شفت و پروانه به صورت شکل ۱۵ است.

طبیعی متناسب با مود خمشی دو گره‌ای به‌وسیله فرمول (۶) مشخص می‌شود [۱۵].

$$N_2 = (3.07) \times 10^6 \sqrt{\frac{I}{\Delta_i L^3}} \quad (6)$$

$$\Delta_i = ((1.2) + \frac{1}{3} \frac{B}{T_m}) \Delta$$

که N_2 فرکانس طبیعی مود خمشی عمودی دو گره‌ای (دور بر دقیقه)، I ممان اینرسی مقطع عرضی بر واحد متر مکعب، Δ جابجایی کشتی (تن)، Δ_i جابجایی مجازی شامل جرم اضافی آب (تن)، L طول بین دو عمود (متر)، B اندازه میانی کشتی (متر)، T_m میانگین آب‌خور (متر) است.

جانسون و اسکار چند فرکانس طبیعی بعدی خمشی عمودی را با توجه به مقدار دو گره‌ای بیان کردند [۱۵].

$$N_n \cong N_2(n-1)^\alpha \quad (7)$$

که N_n فرکانس طبیعی مود عمودی n ام (دور بر دقیقه)، n شماره نود و α در کشتی‌های کانتریپر برابر ۱.۰۲ است.

$$\begin{aligned} \Delta &= 53590.9 \text{ tons} & B &= 32.8 \text{ m} \\ T_m &= 10.8 \text{ m} & \Delta_i &= 117569.2 \text{ tons} \\ L &= 230 \text{ m} & I &= 117569.2 \text{ m} \end{aligned}$$

با توجه به فرمول شماره (۶) و (۷) به محاسبه فرکانس‌های طبیعی کشتی پرداخته‌شد.

$$N_2 = 0.73 \quad N_3 = 1.48 \quad N_4 = 2.21 \quad N_5 = 2.96$$

جدول شماره ۴ نشان‌دهنده مقایسه نتایج فرکانس طبیعی بدست آمده از المان محدود و فرکانس‌های تجربی است. همانطور که مشاهده می‌گردد اختلاف‌های قابل قبولی بین نتایج وجود دارد.

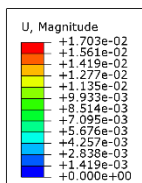
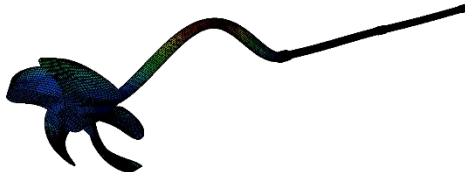
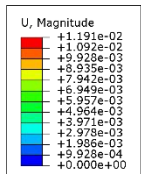
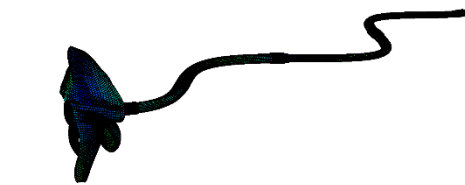
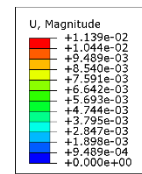
جدول ۴- مقایسه فرکانس‌های طبیعی

شماره مود خمشی	تحلیل المان محدود (هرتز)	فرمول تجربی (هرتز)	اختلاف (%)
مود اول	۰.۷۷	۰.۷۳	۵.۵
مود دوم	۱.۸۷	۱.۴۸	۲۶
مود سوم	۲.۸	۲.۲۱	۲۶.۶

۳-۳-۲- نتایج ارتعاشات اجباری

در این پژوهش به تحلیل هارمونیک ارتعاشات ناشی از تحریک پروانه نیز پرداخته شده است. نیروهای تحریک ناشی از پروانه به دو صورت اعمال می‌شود:

- فشار هیدرودینامیکی ناشی از چرخش پروانه بر روی بدنه
- نیروهای هارمونیک ناشی از چرخش پروانه



شکل ۱۶- شکل مودهای شفت و پروانه

با توجه به تعداد پره ها، ماکزیمم فرکانس تحریک پیچشی شافت پنج برابر دور پروانه است. با توجه به اینکه دور پروانه ۱۰۰ دور بر دقیقه است بنابراین فرکانس تحریک حداکثر برابر ۸.۳ دور بر ثانیه است [۲]. بر این اساس تنها یک فرکانس طبیعی با مود پیچشی در محدوده کاری پروانه قرار خواهد گرفت که در شکل ۱۶ نشان داده شده است. بقیه فرکانس های طبیعی (مودهای خمشی، ارتعاش پره ها) بالاتر از فرکانس تحریک است. بنابراین می توان فرکانس تحریک ۶.۲ هرتز را به عنوان فرکانس تحریک در محل اتصال به بدنه اعمال کرد.

۲-۳-۳- پاسخ ارتعاشات اجباری روی بدنه

در این بخش، ابتدا نیروهای تحریک وارد بر بدنه را به دو صورت:
۱- فرکانس تحریک پروانه به میزان ۶.۲ دور بر ثانیه در محل قرارگیری پروانه

۲- فشار هیدرودینامیکی به دست آمده از تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی روی بدنه اعمال گردید.

شرایط مرزی به صورت آزاد- آزاد و نرخ میرایی نیز ۰.۰۱۵ در نظر گرفته شده است. بعد از اعمال نیروهای تحریک بر روی بدنه میزان جابجایی ها و شتابها بر روی نقاط نشان داده شده در شکل ۱۷ به دست آورده شده است. بیشترین میزان جابجایی ها و شتابها در نقاط نشان داده شده در شکل ۱۷، در جدول ۷ آورده شده است.

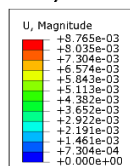
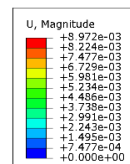
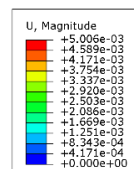


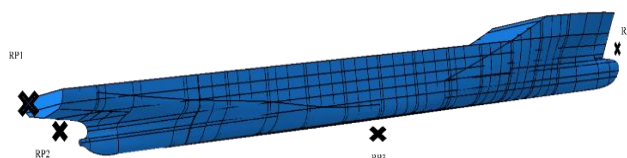
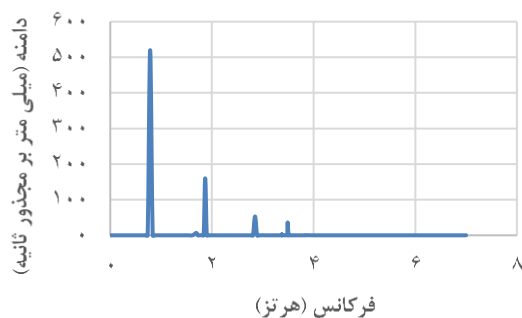
شکل ۱۵- مش ایجاد شده روی شفت و پروانه

فرکانس های بدست آمده از تحلیل و شکل مودها به ترتیب در جدول ۶ و شکل ۱۶ نشان داده شده است.

جدول ۶- فرکانس های طبیعی شفت و پروانه

شماره مود	فرکانس طبیعی (هرتز)
۱	۶.۲
۲	۱۱.۷۳
۳	۱۹.۴
۴	۲۱.۲
۵	۲۳.۵
۶	۲۴.۵

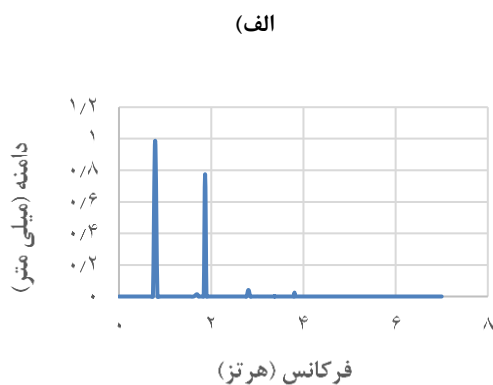




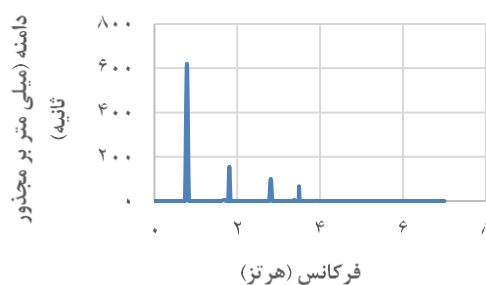
شکل ۱۷- نقاط محاسبه جابجایی و شتاب در شناور

جدول ۷- میزان جابجایی و شتاب در نقاط کنترلی

شماره نقطه کنترلی	بیشترین میزان جابجایی (میلی متر)	بیشترین میزان شتاب (میلی متر بر مجذور ثانیه)
۱	۰.۹۶	۶۱۹
۲	۰.۹	۵۲۹
۳	۰.۴	۲۱۷
۴	۰.۷۳	۳۲۹

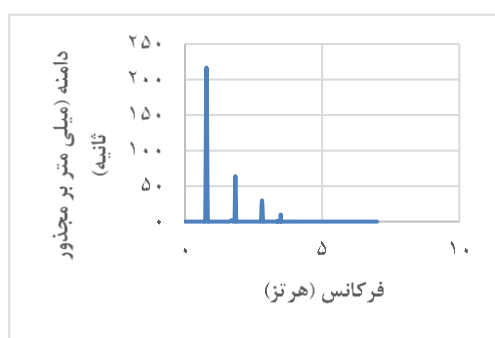


همچنین در شکل‌های ۱۸ تا ۲۱ میزان جابجایی و شتاب کلی برحسب فرکانس در چند نقطه نشان داده شده است.

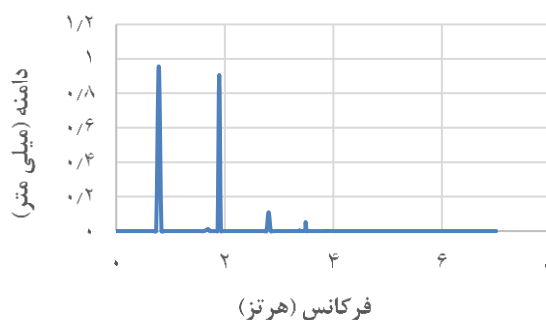


(ب)

شکل ۱۹- نمودار الف) شتاب و ب) جابجایی در نقطه ۲

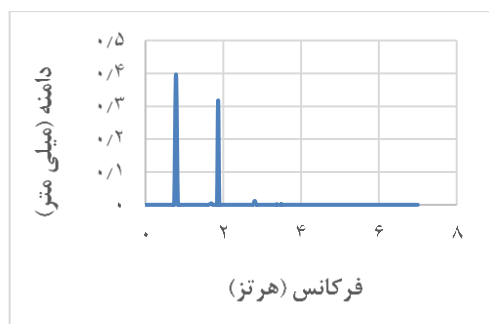


(الف)



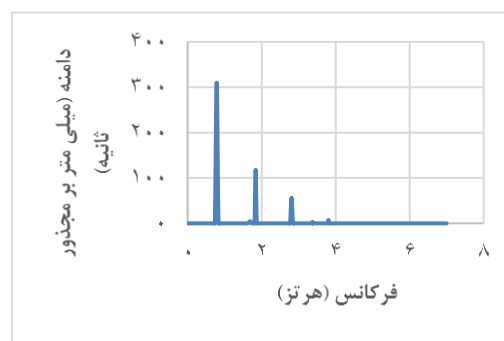
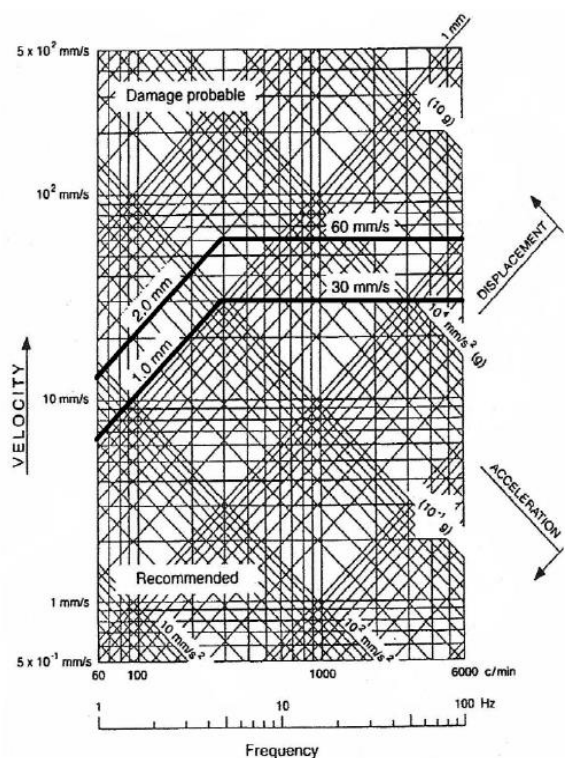
(ب)

شکل ۱۸- نمودار الف) شتاب و ب) جابجایی در نقطه ۱

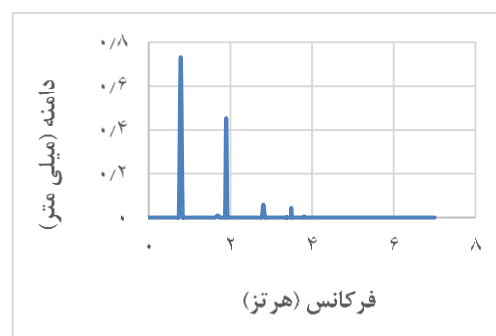


(ب)

شکل ۲۰- نمودار الف) شتاب و ب) جابجایی در نقطه ۳



(الف)



(ب)

شکل ۲۲- استاندارد ایزو ۶۹۵۴ برای ارتعاشات سازه شناور [۲].

شکل ۲۱- نمودار الف) شتاب و ب) جابجایی در نقطه ۴

با توجه به شکل ۲۲، نمودار لگاریتمی به سه ناحیه تقسیم شده است که محدوده ارتعاش برای سازه باید پائین تر از محدوده توصیه شده قرار گیرد. محل تقاطع این خطوط باید در ناحیه توصیه شده باشد، تا ارتعاشات در حالت استاندارد قرار گیرند. برای هریک از مؤلفه ها، پیک پاسخ در محدوده فرکانس ۱ تا ۵ هرتز، جابه جایی باید کمتر از ۱ میلی متر باشد. مؤلفه سرعت باید زیر ۳۰ میلی متر بر ثانیه باشد و شتاب باید زیر ۱ متر بر مجذور ثانیه باشد. با توجه به نمودارهای ۱۸ تا ۲۱ مشاهده شد که مقادیر ارتعاشات به دست آمده در محدوده ارتعاشات استاندارد قرار دارد.

۴- نتیجه گیری

اکثر مطالعات صورت گرفته در ارتباط با سازه های دریایی، بر روی زیردریایی ها (مرز، سانگ) یا بر روی مدل های ساده شده به صورت پوسته های تقویت شده (کو و همکاران) است. با توجه به این که مطالعات کمی در زمینه تحلیل ارتعاشات ناشی از تحریک پروانه با در نظر گرفتن جریان سیال و اثر آن بر روی سازه صورت گرفته است، لذا در مطالعه حاضر به بررسی ارتعاشات آزاد و اجباری شناور کانترینر در حالت اندازه کامل پرداخته شده است. در این مقاله مراحل تحلیل ارتعاش سازه شناور در اثر تحریک پروانه ارائه شده است. مراحل تحلیل عددی ارتعاشات آزاد و اجباری ناشی از تحریک پروانه روی شناور KCS و پروانه KP505 انجام شده است. با بررسی

با دقت در شکلهای ۱۸ تا ۲۱ مشاهده شد که در فرکانس های ۰.۷۸ و ۱.۸۷ (مود فرکانس خمشی دوم و سه گره ای)، بیشینه جابجایی و شتاب وجود دارد. همچنین دامنه فرکانسی در نقاط ۱ و ۲ یعنی نقاط روی پروانه بیشینه است. بیشینه مقدار جابجایی ۰.۹۶ میلی متر و در فرکانس مربوط به مود خمشی دو گره ای مشاهده شده است. بیشینه مقدار شتاب ۶۱۹ میلی متر بر مجذور ثانیه و در فرکانس مربوط به مود خمشی دو گره ای مشاهده شده است. همچنین مشاهده شد که در فرکانس تحریک پروانه (۶.۲ هرتز) تشدید رخ نداده است.

۳-۳-۳- بررسی نتایج ارتعاشات اجباری

در این بخش به بررسی نتایج حاصل از ارتعاشات اجباری در اثر تحریک پروانه و نیروهای هیدرودینامیکی پرداخته می شود. جهت بررسی نتایج به دست آمده از ارتعاشات اجباری مقادیر جابجایی های و شتاب های به دست آمده باید با مقادیر استاندارد مقایسه شود. بر طبق استاندارد ارتعاشات شناور (ABS) مقادیر جابجایی، سرعت و شتاب به دست آمده با شکل مقایسه می شود.

7- Merz, S., Kessissoglou, N., Kinns, R., Marburg, S., (2010), *Minimisation of the sound power radiated by a submarine through optimisation of its resonance changer*, Journal of Sound and Vibration, Vol.329(8), P. 980-993.

8- Qu, Y., Chen, Y., Long, X., Hua, H., Meng, G., (2013), *A modified variational approach for vibration analysis of ring-stiffened conical-cylindrical shell combinations*, European Journal of Mechanics-A/Solids, Vol.37, P. 200-215.

9- Qu, Y., Wu, S., Chen, Y., Hua, H., (2013), *Vibration analysis of ring-stiffened conical-cylindrical-spherical shells based on a modified variational approach*, International Journal of Mechanical Sciences, Vol.69, P.72-84.

10- Song, Y., Wen, J., Yu, D., Liu, Y., Wen, X., (2014), *Reduction of vibration and noise radiation of an underwater vehicle due to propeller forces using periodically layered isolators*, Journal of Sound and vibration, Vol.333(14), P.3031-3043.

11- Qu, Y., Hua, H., Meng, G., (2015), *Vibro-acoustic analysis of coupled spherical-cylindrical-spherical shells stiffened by ring and stringer reinforcements*, Journal of Sound and Vibration, Vol.355, P.345-359.

12- Qu, Y., Su, J., Hua, H., Meng, G., (2017), *Structural vibration and acoustic radiation of coupled propeller-shafting and submarine hull system due to propeller forces*, Journal of Sound and Vibration, Vol.401, P.76-93.

13- G.L. (GL), (2011), *Structural Rules for Container Ships*, in, Hamburg.

14- Kim, Jin., (2021), *Experimental Data for KCS Resistance, Sinkage, Trim, and Self-propulsion*, in, Numerical Ship Hydrodynamics (Springer).

15- Yin, Y., Zhao, D., Cui, H., Hong, M., (2014), *Predicting method of natural frequency for ship's overall vertical vibration*, Brodogradnja: Teorija i praksa brodogradnje i pomorske tehnike, Vol.65(3), P.49-58.

نتایج ارتعاشات آزاد در حالت خیس و مقایسه آن با فرمول تجربی، می‌توان گفت که در نظر گرفتن سیال منجر به نتایج واقعی‌تر می‌شود. همچنین با مقایسه نتایج فرمول تجربی و شبیه‌سازی مشاهده شد که شبیه‌سازی دارای دقت مناسبی است. جهت بررسی ارتعاشات اجباری ناشی از تحریک پروانه بهتر است که همانند حالت واقعی تأثیر نیروهای هیدرودینامیکی ناشی از چرخش پروانه بر روی بدنه در نظر گرفته شود. بدین منظور شبیه‌سازی هیدرودینامیکی بدنه و پروانه شناور در حالت خودرانش صورت گرفت و میدان فشار ناشی از این شبیه‌سازی بر روی سازه اعمال شد. با مقایسه نتایج حاصل از ارتعاشات اجباری با استاندارد، مشاهده شد که ارتعاشات در محدوده مجاز قرار گرفته و تقویت‌کننده‌های ایجاد شده بر روی سازه به‌طور مناسب طراحی شده‌است. همچنین سازه در محدوده فرکانس تحریک پروانه قرار ندارد.

کلید واژگان

- 1- American Bureau of Shipping
- 2- Periodic Structure Theory
- 3- Maximum Beam
- 4- Bulkhead
- 5- Keel
- 6- Horizontal Stringers
- 7- Longitudinal Stringers
- 8- Girder
- 9- Star CCM
- 10- Wet Mode

۶ - مراجع

- 1- Biot, M., De Lorenzo, F., (2009), *Criteria for designing noise and vibration comfort of passengers on board of ships*, in: 21st Congreso Panamericano de Ingenieria Naval.
- 2- Shipping, A.B.O., (2015), *Guidance notes on ship vibration*, American Bureau of Shipping.
- 3- Kinns, R., Bloor, C., (2004), *Hull vibration excitation due to monopole and dipole propeller sources*, Journal of sound and vibration, Vol.270 (4-5), P.951-980.
- 4- Lee, S.-K., Liao, M., Wang, S., (2006), *Propeller-induced hull vibration—analytical methods*, in: Proceedings of the second international ship noise and vibration conference. London, UK, June, Citeseer.
- 5- Dylejko, P.G., Kessissoglou, N.J., Tso, Y., Norwood, C.J., (2007), *Optimisation of a resonance changer to minimise the vibration transmission in marine vessels*, Journal of sound and vibration, Vol.300(1-2), P.101-116.
- 6- Feng, G.P., (2010), *Study on the Stern Vibration Transmission Based on Power Flow Analysis* Shanghai Jiao Tong Shanghai, China.