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

اطلاعات مقاله

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

چکیده

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.

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

Majid Norouzi Kehtana [1], Mehdi Raghebi[2*],Majid Malek Jafarian[3]

[1] PhD Candidate, University of Birjand; majid.norouzi@birjand.ac.ir
[2] Assistant Professor, University of Birjand; raghebi@birjand.ac.ir
[3] Associated Professor, University of Birjand; mmjafarian@birjand.ac.ir

ARTICLE INFO

Article History:
Received: 25 Sep. 2021
Accepted: 04 Dec. 2021

Keywords:
Ship hull vibrations
forced vibrations
computational fluid dynamics
modal analysis

ABSTRACT

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.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.17357608.1401.18.35.4.5]

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 درنتیجه 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. اجزا شامل بدنه، موتور، ماشین‌های فرعی و سیستم شفت و پروانه است. طبق آیین‌نامه موسسه رده‌بندی آمریکا[1] 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 MPUF3A، Ship-Pro، RANS بررسی کردند. ارتعاشات ناشی از ویک 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 مورداستفاده قرار گرفته است[۵]. فنگ به مطالعه‌ای راجع به مسیر انتقال ارتعاش از سیستم شافت به بدنه ازجمله 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 تجزیه‌وتحلیل 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 مودهای 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[2] تجزیه‌وتحلیل 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 مودهای 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 درنظر 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

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.17357608.1401.18.35.4.5]

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

۲- روش حل مساله

استخراج نتایج در تحلیل عددی نیازمند مدل‌سازی 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 شده‌است.

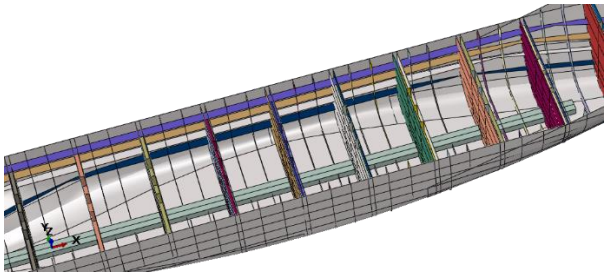


شکل ۱- الگوریتم بررسی ارتعاشات سازه

شکل ۱ نشان‌دهنده لگوریتم کلی تحلیل عددی ارتعاشات ناشی از تحریک پروانه است.

۲-۱- مشخصات هندسی

شناور موردمطالعه 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 تقویت‌کننده‌ها) با استفاده از استاندارد GL، اقدام به طراحی تقویت‌کننده‌ها شده‌است. تعداد ۱۰ عدد دیواره عرضی (بالکهده[۴]) درنظر گرفته شده‌است [۱۳]. همچنین اجزا دیگر به‌مانند شاه‌تیر اصلی[۵]، فریم‌ها، تقویت‌کننده افقی[۶]، تقویت‌کننده طولی[۷]، گیردر[۸] با توجه به اندازه شناور، بر روی شناور قرار داده شده‌است. شکل ۲ نشان‌دهنده بدنه شناور است.



شکل ۲- بدنه شناور تقویت‌شده

۲-۲- معادلات حاکم در تحلیل هیدرودینامیک

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

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \qquad (۱)$$

و معادله مومنتوم به شکل معادله (۲)

$$\rho\frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho\frac{\partial}{\partial x_j}\left(U_i U_j\right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) - \rho\overline{\acute{u}_i\acute{u}_j}\right] \qquad (۲)$$

نوشته می‌شود، باید به روش‌های عددی حل شود. در این معادلات زیرنویس i و j بیان‌گر جهت در راستای محور مختصات است. U و x به ترتیب بیان‌گر سرعت‌های متوسط و جهت مختصات هستند. فشار متوسط، چگالی و لزجت به ترتیب با p، ρ و μ نمایش داده شده‌اند. جمله آخر معادله مقدار مجهول تنش رینولدز می باشد که برای محاسبه آن برای جریان های مغشوش نیازمند مدل‌سازی آن هستیم.

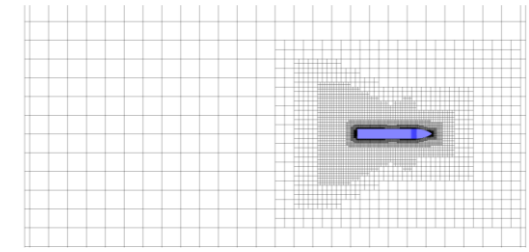
۲-۳- شبکه محاسباتی و شرایط مرزی در تحلیل هیدرودینامیکی

برای به دست آوردن فشار هیدرودینامیکی بر روی بدنه، ابتدا به حل هیدرودینامیک بدنه کشتی در حالت خودرانش با استفاده از نرم‌افزار استار سی‌سی‌ام[۹] پرداخته شده‌است. برای ایجاد شبکه در حالت خود رانش، محیط اطراف مدل به دو ناحیه ثابت و دورانی تقسیم‌بندی شده‌است. 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 ایجادشده در این ناحیه ریزتر انتخاب شده است. در شبکه‌بندی ۸ لایه‌مرزی روی دیواره‌های بدنه کشتی، ۱۷

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-09]

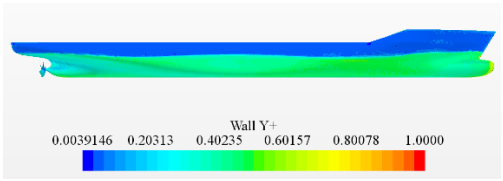
[DOR: 20.1001.1.17357608.1401.18.35.4.5]

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



شکل ۳- شبکه‌بندی در حالت خودرانش

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



شکل۴- توزیع فاصله بی‌بعد دیواره (y+) روی بدنه و پروانه کشتی

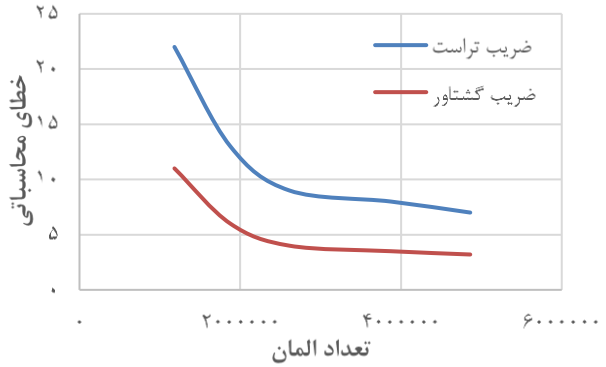
برای جریان آشفته از مدل توربولانسی $k-\omega$ و همچنین برای تحلیل جریان دوفازی از مدل vof استفاده شد.

۱-۳-۲- استقلال از شبکه

به‌منظور بررسی استقلال نتایج حل عددی، از چند شبکه مطابق با جدول ۱ استفاده شده‌است. تعداد سلول‌ها و میزان خطا در ضرایب تراست و گشتاور پروانه در جدول ۱ آورده شده‌است. همچنین در شکل ۵ میزان خطای ضرایب تراست و گشتاور پروانه بر اساس تعداد مش رسم شده است. با توجه به جدول ۱، شکل ۵ و در نظر گرفتن هزینه محاسبات، مش دسته چهارم انتخاب شده‌است.

جدول ۱- مقایسه خطای ضرایب تراست و گشتاور با درنظرگرفتن 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 ازمش

۴-۲- معادلات حاکم بر ارتعاشات آزاد

محاسبه فرکانس‌های طبیعی و شکل مودها باید به‌واسطه حل مساله مقدار ویژه انجام گردد. فرکانس‌های طبیعی و شکل مودهای نظیرشان در مدل سه‌بعدی اجزای محدود می‌تواند به‌واسطه‌ی حل معادله‌ی حرکت (۳) تعیین شود:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = 0 \qquad (۳)$$

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 $\{q\} = \{q_1(t), q_2(t), \dots, q_m(t)\}$ بردار مختصات اصلی است. برای به دست آوردن فرکانس‌های طبیعی در آنالیز مودال، حل مساله به‌صورت ذیل خواهد بود:

$$[K]\{\varphi\} = \omega^2[M]\{\varphi\} \qquad (۴)$$

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

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.17357608.1401.18.35.4.5]

۲-۵- معادلات حاکم برارتعاشات اجباری

تحلیل پاسخ در حوزه فرکانس، روشی است که به‌منظور محاسبه پاسخ‌های سازه به تحریکات خارجی بکار می‌رود. مدل سه‌بعدی، در معرض بارهای ناشی از نیروهای تحریک نوسانی پروانه است. 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 به‌منظور 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 مودال‌مجزا تعیین شده و به‌دست می‌آید.

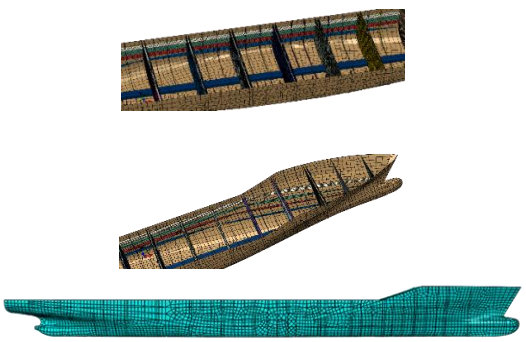
انتخاب روش حل وابسته به اندازهٔ مدل، تعداد فرکانس‌های تحریک و مقدار فرکانس تحریک هست. درصورتی‌که از روش مودال استفاده شود، با اعمال نیروها و ممان پروانه، مساله دینامیکی حاصله که توسط معادله‌ی حرکت (۵) ارائه می‌شود، حل شده و پاسخ فرکانسی تعیین می‌شود.

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F(t)\} \qquad (۵)$$

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

۲-۶- 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

همچنن 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.



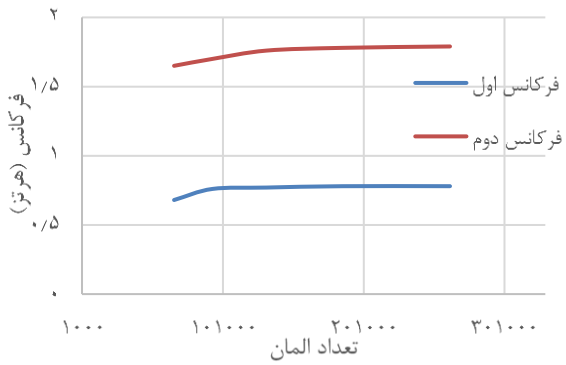
شکل ۷- المان آکوستیک مش بندی شده

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

به‌منظور 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 شده است. همچنین در شکل ۸ اندازه فرکانس اول و دوم بر اساس تعداد مش رسم شده است. 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

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-09]

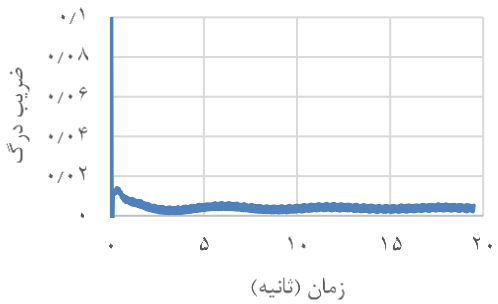
[DOR: 20.1001.1.17357608.1401.18.35.4.5]

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.

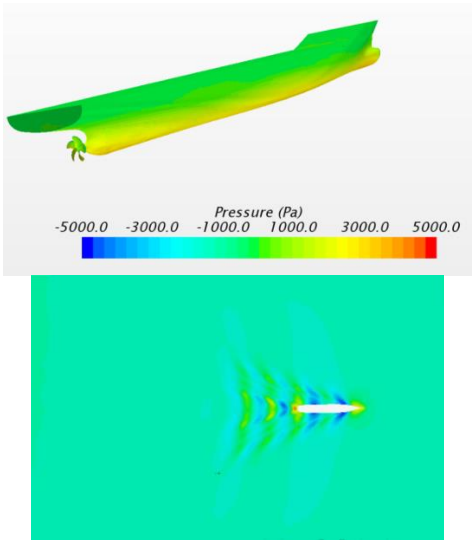
۳-۱- نتایج تحلیل دینامیکی سیالات

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] مقایسه‌شد. نمودار ضریب درگ به‌دست‌آمده از تحلیل در شکل ۹ نشان داده شده‌است. با دقت در نمودار شکل ۹ مشاهده شد که میانگین ضریب درگ حدود ۰.۰۰۳۷۶ است که با مقدار آزمایشگاهی آن یعنی ۰.۰۰۳۹۶ حدود ۵ درصد اختلاف دارد.



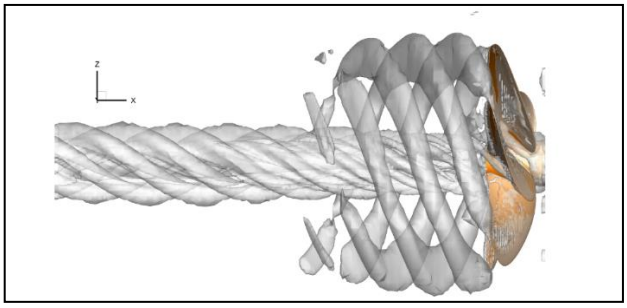
شکل ۹- ضریب درگ

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.



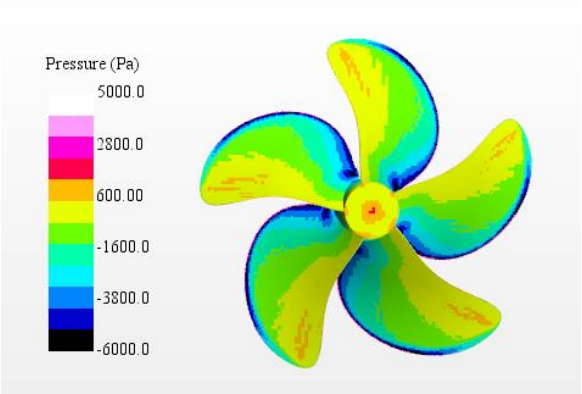
شکل ۱۰- میدان فشار اطراف بدنه

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

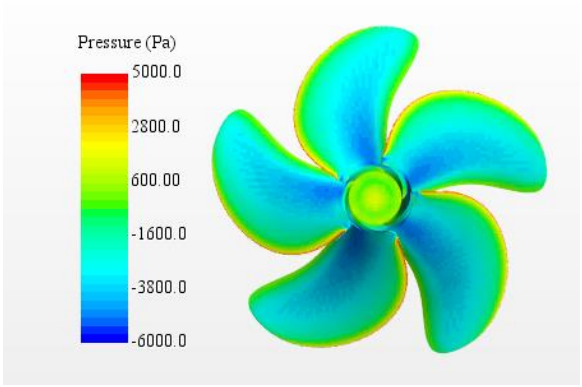


شکل ۱۱- میدان جریان اطراف پروانه

برای نمایش بهتر، میدان فشار در پشت و جلوی پروانه در شکل ۱۲ نشان‌داده شده است. همینطور که 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 مشاهده‌شده است.



الف)



ب)

شکل۱۲- کانتور فشار دینامیکی روی الف) پشت پروانه ب) جلو پروانه

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-09]

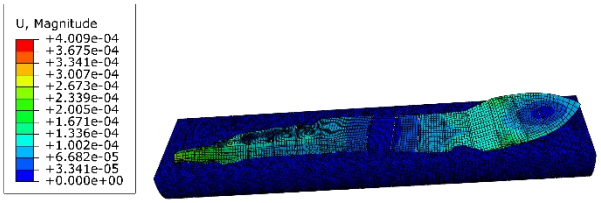
[DOR: 20.1001.1.17357608.1401.18.35.4.5]

۲-۳- نتایج تحلیل ارتعاشات آزاد

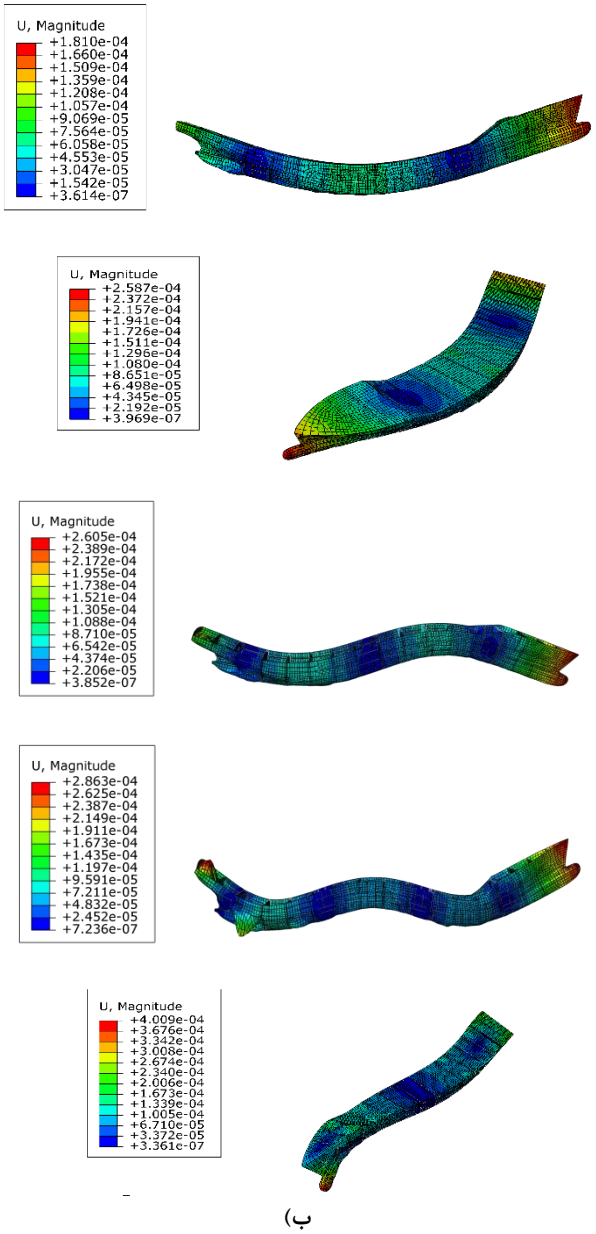
با تحلیل ارتعاشات آزاد (مودال) بدنه شناور در حالت خیس، فرکانس‌های طبیعی و شکل مودها استخراج شده‌است. فرکانس‌های طبیعی و شکل مودهای به‌دست‌آمده به ترتیب در جدول شماره ۳ و شکل شماره ۱۳ آورده شده است. در شکل شماره ۱۳ مودهای ارتعاشی هم با فضای سیال و هم بدون فضای سیال نشان داده شده است.

جدول ۳- فرکانس‌های طبیعی حالت خیس

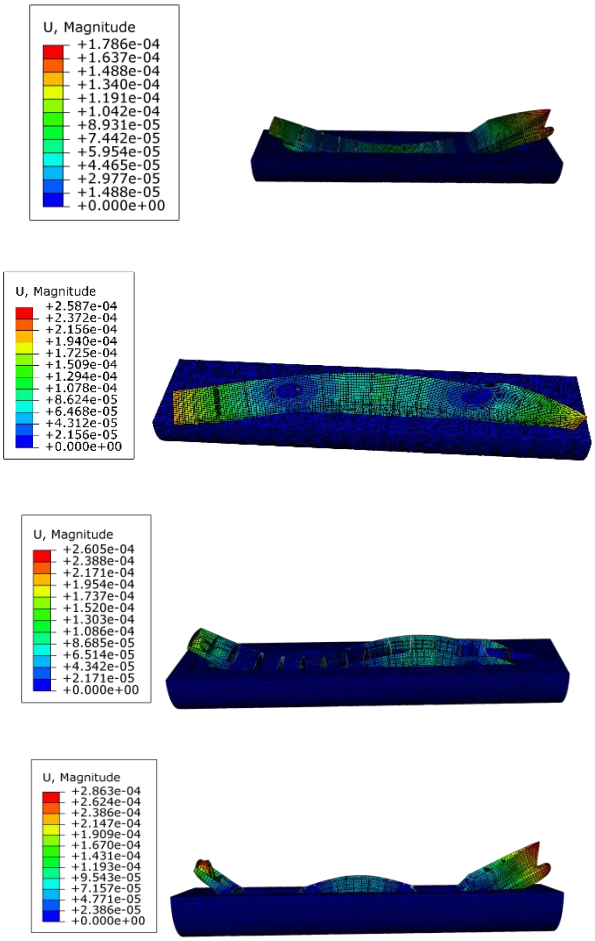
شماره مود	نوع مود (گره)	فرکانس طبیعی (Hz)
۱	خمشی (۲)	۰.۷۷
۲	ترکیب مد دوم خمشی افقی و پیچشی	۱.۷۶
۳	خمشی (۳)	۱.۸۷
۴	خمشی (۴)	۲.۸
۵	ترکیب مد سوم خمشی افقی و پیچشی	۳.۶۵



الف)



ب)



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

۱-۲-۳- صحت سنجی نتایج ارتعاشات آزاد

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

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.17357608.1401.18.35.4.5]

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

$$N_2 = (3.07) \times 10^6 \sqrt{\frac{I}{\Delta_i L^3}} \qquad (۶)$$
$$\Delta_i = ((1.2) + \frac{1}{3}\frac{B}{T_m})\Delta$$

که N_2 فرکانس طبیعی مود خمشی عمودی دوگره‌ای (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 خمش عمودی را با توجه به مقدار دوگره‌ای بیان‌کردند [۱۵].

$$N_n \cong N_2(n-1)^\alpha \qquad (۷)$$

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

$\Delta = 53590.9\ tons$ $\quad B = 32.8\ m$
$T_m = 10.8\ m$ $\quad \Delta_i = 117569.2\ tons$
$L = 230\ m$ $\quad I = 117569.2\ m$

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- 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:

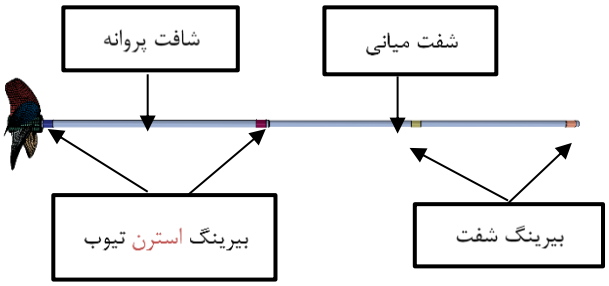
- فشار هیدرودینامیکی ناشی از چرخش پروانه بر روی بدنه
- نیروهای هارمونیک ناشی از چرخش پروانه

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

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

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

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



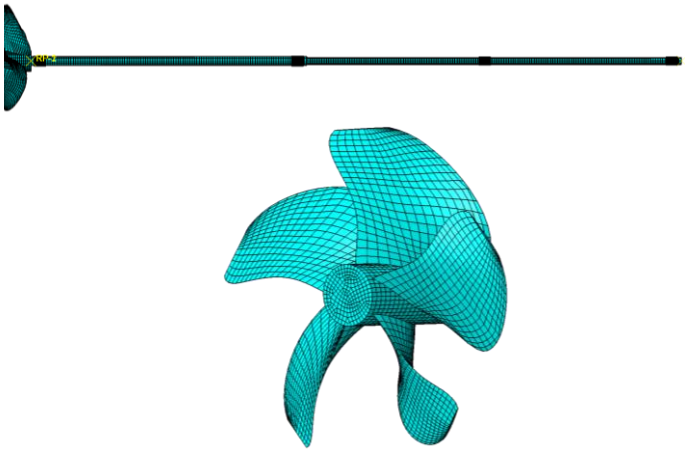
شکل ۱۴- سیستم شفت و پروانه

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 برروی شفت و پروانه به صورت شکل ۱۵ است.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.17357608.1401.18.35.4.5]

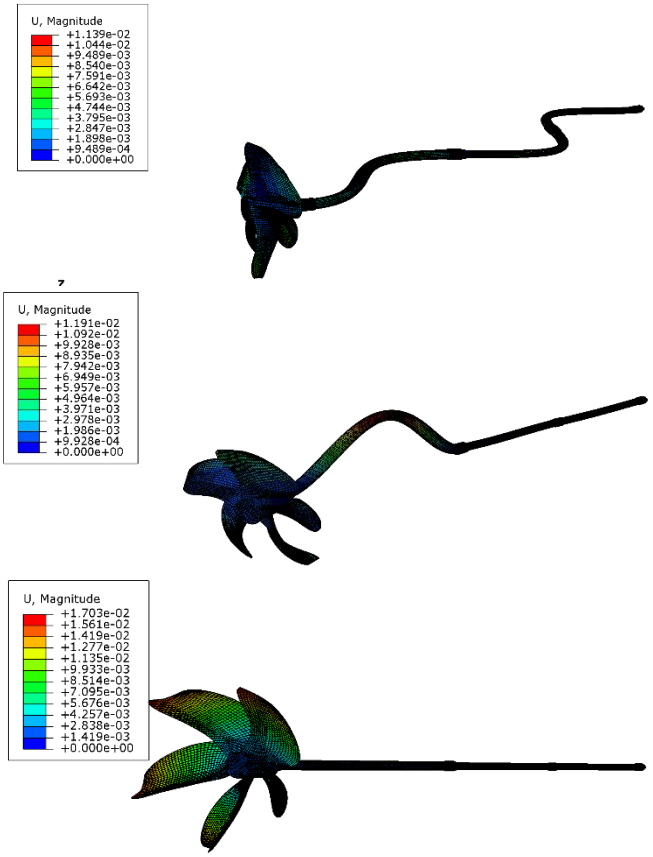


شکل ۱۵- مش ایجاد شده روی شفت و پروانه

فرکانس‌های بدست‌آمده از تحلیل و شکل مودها به ترتیب در جدول ۶ و شکل ۱۶ نشان داده شده‌است.

جدول ۶- فرکانس‌های 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 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 فرکانس‌های طبیعی (مودهای خمشی، ارتعاش پره‌ها) بالاتر از فرکانس تحریک است. بنابراین می‌توان فرکانس تحریک ۶.۲ هرتز را به عنوان فرکانس تحریک در محل اتصال به بدنه اعمال کرد.

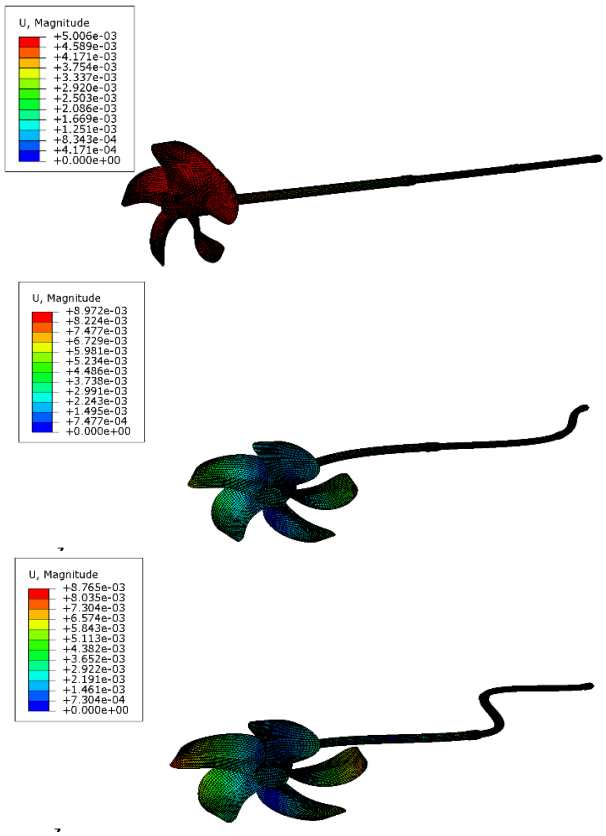
۲-۳-۳- پاسخ ارتعاشات اجباری روی بدنه

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

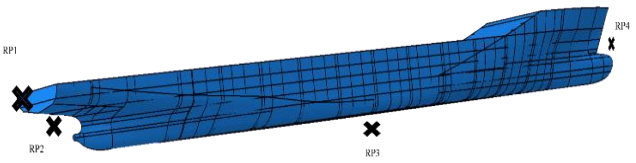
۲- فشار هیدرودینامیکی به‌دست‌آمده از تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی روی بدنه اعمال گردید.

شرایط مرزی به‌صورت آزاد- آزاد و نرخ میرایی نیز ۰.۰۱۵ در نظرگرفته‌شده‌است. بعد از اعمال نیروهای تحریک بر روی بدنه میزان جابجایی‌ها و شتاب‌ها برروی نقاط نشان داده‌شده در شکل ۱۷ به دست آورده شده‌است. بیشترین میزان جابجایی‌ها و شتاب‌ها در نقاط نشان داده شده در شکل ۱۷، در جدول ۷ آورده شده است.



[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.17357608.1401.18.35.4.5]

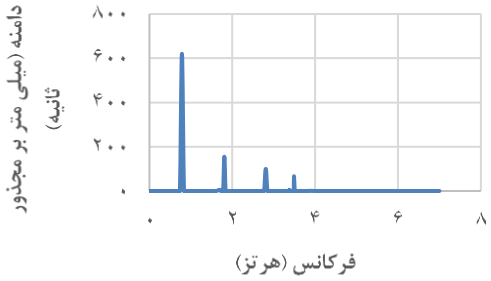


شکل ۱۷- نقاط محاسبه جابجایی و شتاب در شناور

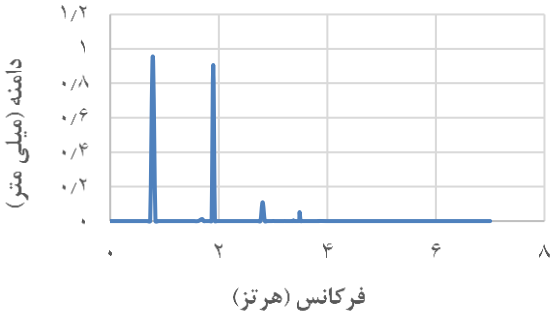
جدول ۷- میزان جابجایی و شتاب در نقاط کنترلی

شماره نقطه کنترلی	بیشترین میزان جابجایی (میلی‌متر)	بیشترین میزان شتاب (میلی‌متر 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.

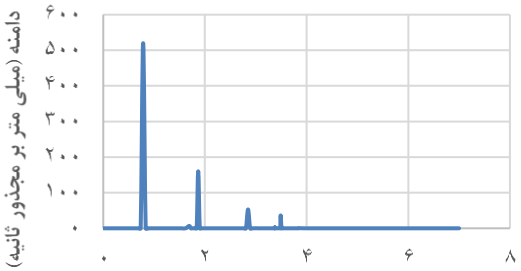


الف)

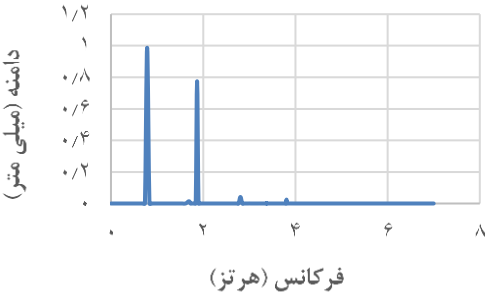


ب)

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

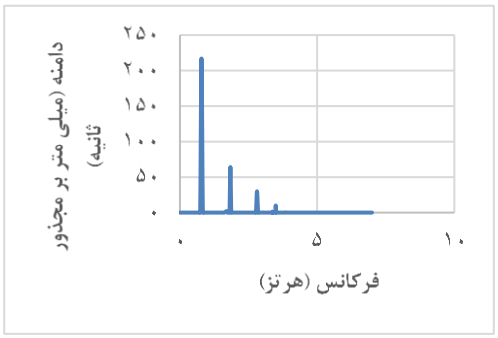


الف)

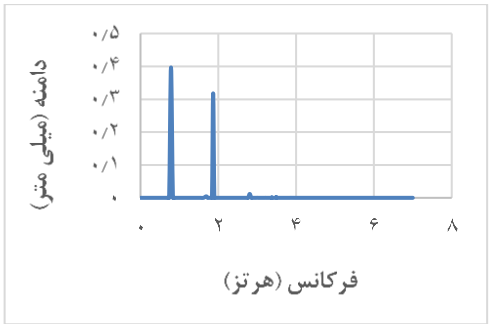


ب)

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



الف)

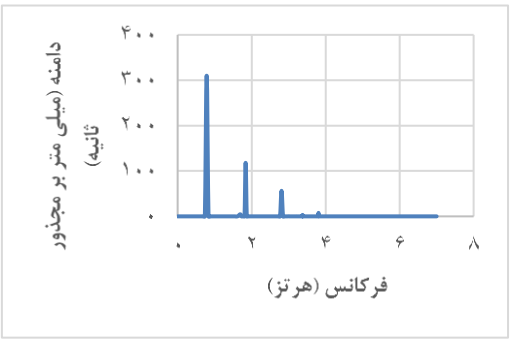


ب)

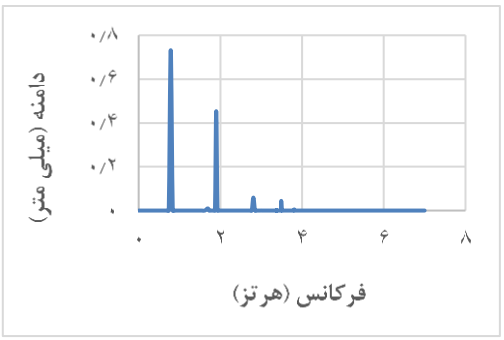
شکل ۲۰- نمودار الف) شتاب و ب) جابجایی در نقطه ۳

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.17357608.1401.18.35.4.5]



الف)



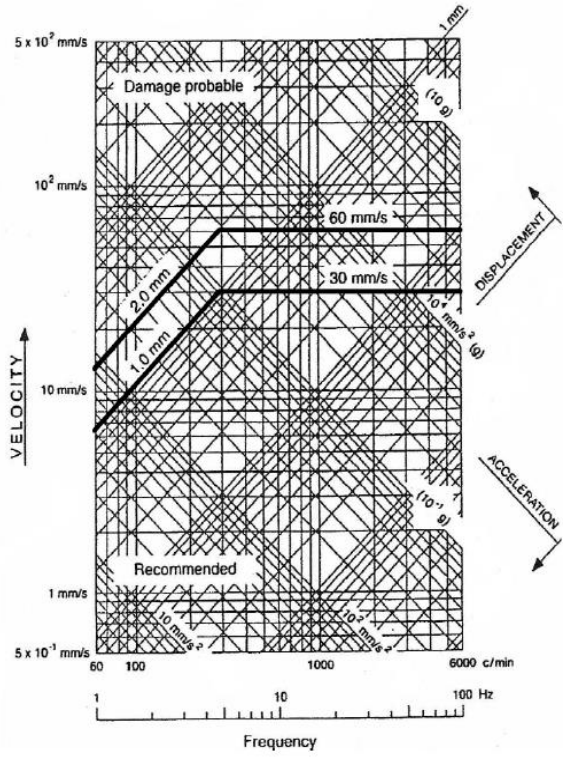
ب)

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

با دقت در شکلهای ۱۸ تا ۲۱ مشاهده شد که در فرکانس‌های ۰.۷۸ و ۱.۸۷ (مود فرکانس خمشی دوم و سه گره‌ای)، 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 میلی‌متر و در فرکانس مربوط به مود خمشی دو گره‌ای مشاهده شده‌است. بیشینه مقدار شتاب ۶۱۹ میلی‌متر بر مجذور ثانیه و در فرکانس مربوط به مود خمشی دو گره‌ای مشاهده شده‌است. 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 می‌شود. جهت بررسی نتایج به‌دست‌آمده از ارتعاشات اجباری مقادیر جابجایی‌های و شتاب‌های به‌دست‌آمده باید با مقادیر استاندارد مقایسه شود. بر طبق استاندارد ارتعاشات شناور (ABS) مقادیر جابجایی، سرعت و شتاب به‌دست‌آمده با شکل مقایسه می‌شود.



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

با توجه به شکل۲۲، نمودار لگاریتمی به سه ناحیه تقسیم شده است که محدوده ارتعاش برای سازه باید پائین تر از محدوده توصیه‌شده قرارگیرد. محل تقاطع این خطوط باید در ناحیه توصیه‌شده باشد، تا ارتعاشات در حالت استاندارد قرار گیرند. برای هریک از مؤلفه‌ها، پیک پاسخ در محدوده فرکانس ۱ تا ۵ هرتز، جابه‌جایی باید کمتر از ۱ میلی‌متر باشد. مؤلفه سرعت باید زیر ۳۰ میلی‌متر 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 به‌دست‌آمده در محدوده ارتعاشات استاندارد قرار دارد.

۴- نتیجه‌گیری

اکثر مطالعات صورت گرفته در ارتباط با سازه‌های دریایی، بر روی زیردریایی‌ها (مرز، سانگ) یا بر روی مدل‌های ساده شده به‌صورت پوسته‌های تقویت شده (کو و همکاران) است. با توجه به این‌که مطالعات کمی در زمینه تحلیل ارتعاشات ناشی از تحریک پروانه با درنظر گرفتن جریان سیال و اثر آن بر روی سازه صورت گرفته است، لذا در مطالعه حاضر به بررسی ارتعاشات آزاد و اجباری شناور کانتینربر در حالت اندازه کامل پرداخته شده‌است. در این مقاله مراحل تحلیل ارتعاش سازه شناور در اثر تحریک پروانه ارائه شده‌است. مراحل تحلیل عددی ارتعاشات آزاد و اجباری ناشی از تحریک پروانه روی شناور KCS و پروانه KP505 انجام شده‌است. با بررسی

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.17357608.1401.18.35.4.5]

نتایج ارتعاشات آزاد در حالت خیس و مقایسه آن با فرمول تجربی، می‌توان گفت که درنظر 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 درنظر 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 ایجادشده 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.

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.

[Downloaded from marine-eng.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.17357608.1401.18.35.4.5]