

# بهبودسازی یک نمونه واقعی سکان شناور ۸۰۰ تنی به کمک تغییر مکانیزم سیستم هیدرولیکی فرمان

محمد رضا مقومی<sup>۱</sup>، امین کلاه‌دوز<sup>۲</sup>

۱ دانشکده مهندسی مکانیک، مؤسسه آموزش عالی دانش پژوهان، اصفهان

۲ باشگاه پژوهشگران جوان و نخبگان، دانشگاه آزاد اسلامی واحد خمینی شهر، اصفهان، aminkolahdooz@iaukhsh.ac.ir

تاریخ دریافت: ۱۳۹۵/۰۶/۱۵

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۵/۱۲/۰۲

## چکیده

سیستم سکان، مسئولیت مهمی در هدایت و کنترل شناورها و کشتی‌ها برعهده دارد. این امر در زمان دور زدن یا انحراف شناور می‌تواند حساسیت بیشتری در زمان طراحی داشته باشد. با توجه به پیشرفت چشمگیری که در حوزه معماری کشتی و دانش سیالات به‌وجود آمده، این مهم در دو بخش قابل تأمل است: طراحی هیدرودینامیکی بال (تیغه) سکان و طراحی سیستم فرمان و تجهیزات انتقال دستور به مکانیزم بال شناور. در این مقاله، که به‌صورت عملی و آزمایشگاهی روی شناور ۸۰۰ تنی اجرا شده است، از هیدروموتور پیستونی در محل سکان شناور استفاده و نتایج حاصل تحلیل شده است. نتایج نشان‌دهنده این است که با نصب پمپ روتوری هیدروموتور روی سکان، کنترل تیغه شناور برای فرمان‌دادن از توان ۱۶۵/۶ تا ۱۳۸۰۰ کیلووات قابل اعمال است که بیانگر محدوده وسیعی از اعمال نیرو بر تیغه سکان است.

## واژگان کلیدی

شناورهای دریایی، سکان شناور، هیدروموتور پیستونی، بهبود سکان

### ۱. مقدمه

چشمگیری درباره سیستم سکان شناورها صورت گرفته است. ماریو فلی و همکاران (۲۰۱۴) در پژوهشی با عنوان اثر متقابل هیدرودینامیک و هیدرواکوستیک در پروانه و سکان شناورها به توصیف مکانیزم اصلی اکوستیک و هیدرودینامیک در یک سکان پرداخته و جریان دقیق سیال در اطراف بال (تیغه سکان) هدایت کشتی را به‌همراه نوسانات دیوار فشار در زوایای انحرافی گوناگون اندازه‌گیری نمودند [۲]. نتایج این پژوهش حاکی از آن است که در صورت توسعه این تحقیق می‌توان به‌صورت کاربردی برای جدایش سطوح هیدرودینامیکی و اکوستیکی نوسانات فشار و

سکان کشتی و شناورهای دریایی نقش بسیار مهمی در ناپوری خودروهای دریایی ایفا می‌کنند. سیستم سکان شناورها با بهره‌گیری از مکانیزم‌های مکانیکی، هیدرولیکی و الکتریکی می‌تواند کنترل مطمئنی در هدایت و تعادل هیدرودینامیکی شناور داشته و متناسب با وزن سرنشینان و بار در حال حمل، زاویه هدایت را به‌درستی ایجاد نماید. سکان عضو منفعل شناورهای دریایی محسوب می‌شود که می‌تواند به شرایط حرکت نظیر سرعت شناور، سرعت جریان آب، نیرو و گشتاور لازم را جهت کنترل و هدایت کشتی تولید نماید [۱]. تاکنون تلاش‌های

تغییرات دینامیکی سیالات اقدامات لازم را صورت داد. استفانی و همکاران (۲۰۱۰) در پژوهشی پیرامون ارزیابی بازده پوشش سکان کشتی، به بررسی پوشش‌های پلیمری سکان پرداخته و تنش ایجادشده در سطوح بال سکان و بارهای هیدرواستاتیکی را تحلیل نمودند [۳]. در این تحلیل، مدلی سه‌بعدی از سکان کشتی معمولی به‌عنوان نمونه آزمایشگاهی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج حاصل نشان‌دهنده تفاوت عملکرد الگوهای تنش و تغییر شکل در ساختار سکان می‌باشد. منتظری و همکاران (۲۰۱۰) به بررسی تأثیر کاهش نقش سکان شناورها برای جسم در حال حرکت پرداختند [۴]. در این تحقیق با فرض قراردادن یک جسم با دو درجه آزادی، مدل ریاضی با میرایی مرتبه دوم و پنجم برای معادلات سکان در امواج آب مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت. نتایج حاکی از آن بود که کنترل سکان شناور باعث افزایش ثبات آن می‌شود. زانت و همکاران (۲۰۱۰) نیز اثر جریان عبوری از پره‌های توربین آبی را مورد بررسی قرار دادند [۵]. در این تحقیق روشی ساده برای طراحی، تجزیه و تحلیل ساختاری از تیغه‌های توربین آب جریان شناور پیشنهاد شد. نتایج به‌دست آمده پیشنهاد یک توربین با پره‌ای با مقطع دوزنقه‌ای شکل می‌باشد که کارآمدتر از طرح‌های کلاسیک بوده و سبب دوام توربین شده است. دیوکین و همکاران (۲۰۰۹) به بررسی جریان روی هیدروفویل به‌صورت عددی و تجربی پرداختند [۶]. آنها پدیده لایه مرزی، جدایش جریان، تبدیل جریان از آرام به آشفتگی و نیز پدیده واماندگی را تحلیل کردند. نتایج آنها نشان می‌دهد که افزایش سرعت مورد نظر سبب افزایش زاویه واماندگی و در نتیجه بالارفتن اثر پسماند در طول حرکت می‌شود. هان (۲۰۰۸) به بهینه‌سازی عددی بدنه، پروانه و پیکربندی سکان پرداخت و نشان داد که مدل پروانه طراحی‌شده مبتنی بر جریان بالقوه از طریق نیروهای بدنه می‌تواند ابزار مفیدی برای طراحی و بهینه‌سازی باشد [۷]. همچنین مولاند و تارنوک (۱۹۹۱) در پژوهشی تأثیر بارگذاری پروانه بر عملکرد سکان کشتی در تونل باد را مورد بررسی قرار دادند [۸]. مدل سکان مورد استفاده در این تحقیق از نوع ALL متحرک و با میانگین وتر ۶۶۷ میلی‌متر بود. نتایج حاکی از آن است که طراحی نمونه واقعی معتبر می‌باشد. هاماماتو و اوزاکی (۱۹۹۴) سیستم کنترل پره و سکان را برای تثبیت فرمان مورد بررسی قرار دادند [۹]. آنها به بحث در رابطه با کنترل نوسان کشتی و انحراف حرکت با استفاده از یک سیستم باله - سکان

ترکیبی پرداختند. ون کلوگت و همکاران (۱۹۸۸) نیز در پژوهشی با بررسی اصلاحات مورد نیاز در طراحی شناورهای دریایی نظیر سرعت عمل سکان و نفوذ سکان در حرکت رول فرمان نتیجه‌گیری کردند که سرعت عمل سکان تأثیر زیادی در حرکت کشتی دارد [۱۰].

در این پژوهش ضمن بررسی عوامل مؤثر بر سکان شناورهای دریایی، با طراحی سیستم سکان یک شناور ۸۰۰ تنی به‌صورت عملی آن را ساخته و روی شناور نصب و به‌کار گرفته شده است. با توجه به تسهیل فرمان‌دهی شناور به جهت استفاده از هیدروموتور نوع INM 3-300 و نمودارهای ۸ و ۹ و ۱۰ و توان ۲۴۰۸/۳ و همچنین آزمون این سیستم بر روی سکان شناور ۸۰۰ تنی می‌تواند جایگزین مناسبی برای روش‌های قبلی باشد.

## ۲. روش تحقیق

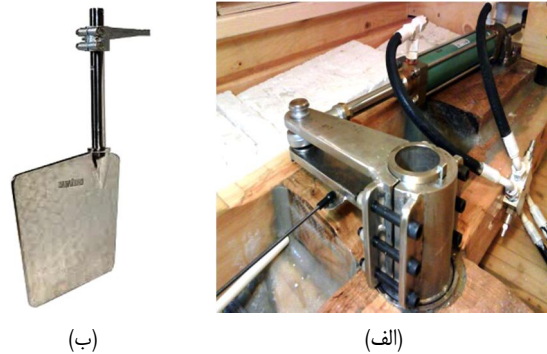
در گام نخست با استفاده از منابع طراحی معماری کشتی، متغیرهای مؤثر بر نیرو و گشتاور سکان مورد بررسی و تحلیل قرار گرفت. همچنین با استفاده از این روابط سکانی با مدل جدیدی طراحی گردید. در ادامه برای بررسی نتایج حاصل سکان مورد نظر ساخته شده و آزمایش‌هایی با استفاده از آن روی یک شناور ۸۰۰ تنی در بندر خرمشهر صورت پذیرفت.

### ۲-۱. بررسی پارمترهای حاکم در سکان

به‌طور عمومی داشتن قابلیت کنترل خوب برای شناورها با سه وظیفه همراه است. ابتدا تعیین معیارها و مشخصات واقع‌بینانه برای مانور، حفظ مسیر و تغییر سرعت، سپس طراحی بدنه، سطوح کنترلی، ملحقات، سیستم جعبه‌دنده فرمان و سیستم کنترل برای رسیدن به ملزومات و پیش‌بینی عملکرد و در نهایت اجراکردن آزمایش با مقیاس واقعی به‌منظور اندازه‌گیری عملکرد و مقایسه آن با معیارها و پیش‌بینی‌ها. پارامترهایی چون ابعاد اصلی کشتی، هندسه و فرم بدنه شناور، سکان و سایر سطوح کنترل و سیستم رانش شامل موتور، جعبه‌دنده، شافت و پروانه از مهمترین پارامترهای هدایت کشتی می‌باشند [۱]. در شکل ۱ سکان شناور دریایی نمایش داده شده است.

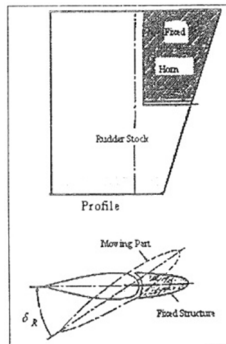
اساساً قابلیت مانور و کنترل شناورهای دریایی شامل تمامی جنبه‌های تنظیم خط سیر شناور، سرعت و جهت آن در دریا و آب‌های محدود می‌باشد که موقعیت‌یابی و حفظ آن اهمیت خاصی

دارد. قابلیت کنترل و مانور شامل شروع به حرکت، هدایت و راندن کشتی در مسیر ثابت، چرخش، کاهش سرعت، توقف و به عقب حرکت کردن و در مورد زیردریایی‌ها، رفتن به اعماق می‌باشد. اما مطالعه در مورد پدیده پیچیده قابلیت مانور معمولاً به سه قسمت تقسیم می‌شود [۱۱]:



شکل ۱. تصویری از سکان شناور؛ الف) جک و دسته پیستون متصل به بازوی تیغه، ب) تیغه (بال سکان)

هیدرواستاتیک (تعادل و شناوری) می‌باشند. این نیروها از جمله مهمترین نیروهایی هستند که بر حرکات کشتی در دریا تأثیر گذاشته و لذا به آنها نیروهای پایه‌ای گفته می‌شود. سایر نیروهای خارجی (همانند نیروهای وارد بر پروانه)، نیروهای وارد بر سکان و نیروهای وارد بر تراستر نیز معمولاً به نیروها و گشتاورهای پایه‌ای افزوده می‌شوند. نیروهای وارد بر کشتی نیز به دو گروه اصلی تقسیم می‌شوند:



شکل ۲. سکان لولائی نیمه بالانس (شیپوری) [۱۲]



شکل ۳. شماتیک انواع سکان خط جریانی [۱۲]

۱. نیروهای اثرودینامیکی و هیدرودینامیکی
۲. نیروهای مکانیکی

نیروهای اثرودینامیکی ناشی از جریان باد، نیروهای هیدرودینامیک ناشی از جریان‌های آبی و امواج دریا و همچنین نیروهای ناشی از شناورهای مجاور، دیواره‌ها و بستر کانال‌ها جزء دسته اول بوده و نیروهای حاصل از تصادم کشتی با صخره‌ها، دیواره‌ها، سایر شناورها و نیروهای زنجیر لنگر در دسته دوم (نیروهای مکانیکی) قرار می‌گیرند [۱۳].

### ۳. طراحی سیستم

#### ۳-۱. طرح‌های رایج

تاکنون برای هدایت شناورهای دریایی، از سیستم‌های مکانیکی و هیدرولیکی و هیدروالکتریکی استفاده شده است. در سکان‌های هیدرولیکی با استفاده از پتانسیومتر و در سکان‌های هیدروالکتریکی با استفاده از پمپ‌های روتوری چرخ‌دنده‌ای که به صورت داخلی و

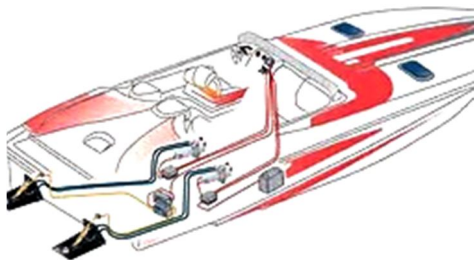
۱. حفظ مسیر که به معنای حفظ متوسط یکنواخت مسیر یا جهت حرکت کشتی
۲. مانور یعنی تغییرات کنترل شده در جهت حرکت (چرخش و تغییر مسیر)
۳. تغییر سرعت و یا تغییرات کنترل شده در سرعت شامل توقف و به عقب حرکت کردن

سکان شناورها و کشتی‌ها به دو دسته سکان فعال، که همان تراسترها بوده و می‌تواند به صورت تراستر سینه و پاشنه مورد استفاده قرار گیرد، و سکان غیرفعال، که سکان ساده‌ای است که عمدتاً در پاشنه شناور قرار می‌گیرد، تقسیم می‌شود. این سکان تنها در صورتی که شناور حرکت به جلو و با سرعت متوسط و یا زیاد داشته باشد می‌تواند کشتی را کنترل کند. همچنین سکان‌ها به صورت سکان خط جریانی که خود در چهار دسته سکان ساده بالانس شده، سکان ساده بالانس نشده، سکان آویخته بالانس شده، سکان آویخته نیمه بالانس (شیپوری) دسته‌بندی می‌شوند نیز نامگذاری شده‌اند. شکل ۲ سکان نوع شیپوری را نشان می‌دهد. شکل ۳ نحوه عملکرد سکان خط جریانی مشاهده می‌شود.

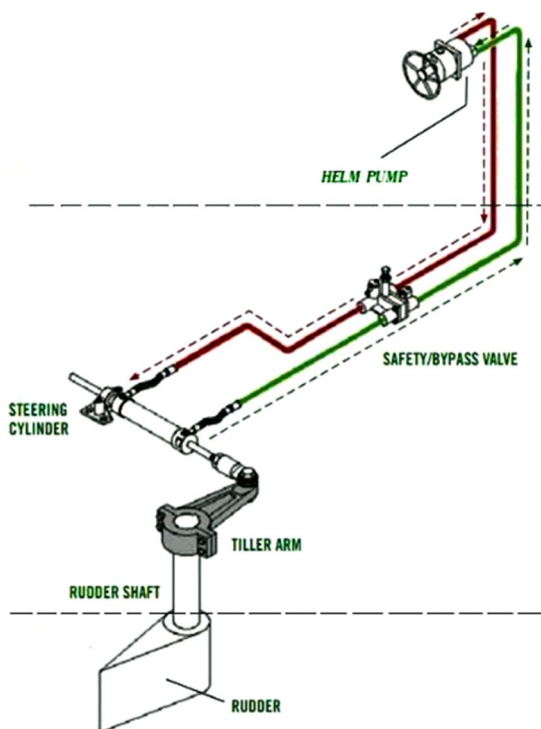
#### ۲-۲. نیروهای مؤثر بر کشتی

نیروهای مؤثر بر دینامیک کشتی، که در مدلسازی ریاضی به آنها باید توجه کرد، شامل نیروهای اینرسی، هیدرودینامیک و

فرمان کشتی طرح اجرا شده را نشان می‌دهد. ضمن آنکه براساس این طرح در صورت قطع کامل برق مدار هیدرولیکی قادر است فشار لازم سکان شناور را تأمین نموده و هدایت را به‌خوبی انجام دهد. شکل ۵ مدار هیدرولیک سکان شناورهای با تناژ بالا را نشان می‌دهد.



شکل ۴. مدار هیدرولیک و تجهیزات فرمان کشتی [۱۴]



شکل ۵. مدار هیدرولیکی سکان شناورها [۱۵]

هیدروموتور پیستونی، دارای حداقل ۴۰ تیپ متفاوت هستند که در ۷ گروه دسته‌بندی می‌شوند و بر اساس مشخصه‌هایی نظیر، وزن، فشار کاری، توان هیدروموتور، گشتاور اعمالی، تعداد دوران، میزان دبی روغن در هر دور، قابل استفاده می‌باشند. برای انتخاب این‌گونه هیدروموتورها، قطر سیلندر جک، کورس پیستون جک، و قطر شافت جک نقش مؤثری در محاسبات توان و گشتاور اعمالی ایفا می‌کنند. مدار هیدروموتور سیستم سکان طرح جدید در شکل

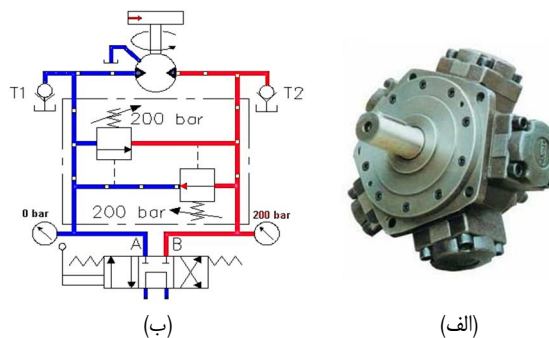
یا خارجی می‌باشند دستور به بال (تیغه) شناور منتقل می‌شود. معایب سیستم‌های الکتریکی را می‌توان در اختلالات برقی از جمله قطع برق برشمرد که در نتیجه دستور لازم نمی‌تواند به بال سکان منتقل شود. این در حالی است که هدایت شناورها مستلزم کنترل دقیق فرمان‌دهی و فرمان‌بری می‌باشد. همچنین دقت پتانسیومتر نیز پس از دوران زیاد رول سکان شناور به تدریج کاهش یافته و در نتیجه هدایت با مشکل روبرو خواهد شد. اغلب سکان شناورهایی که پمپ روتوری چرخ دنده‌ای دارند، مجهز به پمپ دنده داخلی نوع هلالی و یا ژیروتوری هستند. پمپ‌های به‌کار گرفته شده در این گونه سکان‌ها دارای دبی ثابت می‌باشند. در نتیجه پس از اعمال فشار ایجادشده توسط دوران رول سکان، فشار سیال (روغن) به‌صورت کامل به جک استوانه‌ای متصل به بازوی بال سکان که کار هدایت شناور را به عهده دارد منتقل می‌شود. در این‌صورت وقتی شناور در زمان حرکت با امواج ناگهانی و جانبی برخورد کند فشار روغن افزایش چشمگیری پیدا می‌کند. بر همین اساس مشکلات زیر را به‌وجود می‌آورد:

۱. زاویه ۳۵ درجه چپ و راست شدن بال (تیغه) که براساس ضریب دراگ، زاویه منطقی، طول کورد متوسط، زاویه رفت‌وبرگشتی، ضریب ممان سکان حول مرکز فشار و ضریب برآ طراحی شده است را با مشکل مواجه خواهد کرد.
۲. توان جک هیدرولیکی دوران‌دهنده تیغه را کاهش می‌دهد
۳. انعطاف‌پذیری تیغه کاهش می‌یابد
۴. ایجاد بار زیاد روی شافت چرخان
۵. نشت روغن در اتصالات سیستم هیدرولیک
۶. لقی زیاد بین چرخ‌دنده‌ها که موجب افت فشار می‌شود
۷. سرعت عملکرد پایین سکان
۸. محدودیت فشار پمپ‌های چرخ‌دنده‌ای یا ژیروتوری

### ۲-۳. طرح بهبودیافته

برای رفع مشکلات یادشده در طرحی که روی یک نمونه شناور ۸۰۰ تنی در بندر خرمشهر آزمایش گردید، به‌جای پمپ دنده‌ای از هیدروموتور پیستونی دبی متغیر استفاده شد که با جایگزینی طراحی جدید، معایب سیستم‌های قبلی به‌صورت چشمگیری کاهش یافت. شکل ۴ مدار هیدرولیک و تجهیزات

۶ مشاهده می‌شود. برای تحلیل عملکرد سیستم سکان پیشنهادی اطلاعات جک استوانه‌ای مطابق جدول ۱ در نظر گرفته شد.



شکل ۶. نمایی از الف) نمونه هیدروموتور ۵ پیستونه

ب) هیدروموتور با مدار شیر ۴/۳ [۱۵]

همچنین از هیدروموتور با مشخصه INM 3-300 برای مرحله اول آزمایش استفاده شد. در رابطه با مزیت هیدروموتورهای پیستونی نسبت به پمپ‌های دنده‌ای باید گفت که حداکثر فشار کاری پمپ‌های هیدرولیکی چرخ‌دنده داخلی ۲۰۰ بار است در صورتی که هیدروموتورهای پیستونی دارای حداکثر فشار کاری تا ۴۵۰ بار می‌باشد. برای تحلیل بهتر این سیستم مشخصه‌های مهم کاربردی در جدول ۲ آورده شده است.

جدول ۱. مشخصات جک سکان شناور

کورس پیستون	قطر شافت جک	قطر داخلی سیلندر جک	قطر خارجی (مؤثر جک)
۸۰۰ میلی‌متر	۵۰ میلی‌متر	۷۵ میلی‌متر	۹۵ میلی‌متر

جدول ۲. مشخصات هیدروموتور پیستونی طرح بهبود یافته

توان (کیلووات)	دوران (دور بر دقیقه)	گشتاور (نیوتن متر)	فشار کاری (بار)	دبی حجمی (cc/rev)
۴۰	۵۰۰-۶۰	۸۶۴	حداکثر	۳۰۰
			حداقل	
			۲۰۰	

### ۳-۳. روابط ریاضی حاکم

برای محاسبات فنی ابتدا روابط ریاضی طراحی هیدروموتور به کار گرفته شده و سپس روابط حاکم بر طرح بال سکان را ذکر خواهیم کرد. در رابطه ۱ توان هیدروموتور قابل محاسبه است. در این رابطه  $Q_m$  توان برحسب لیتر در دقیقه،  $V_m$  حجم جابه‌جایی روغن

براساس لیتر در دور و  $n_m$  دوران هیدروموتور برحسب دور در دقیقه می‌باشد.

$$Q_m = V_m \cdot n_m \quad (1)$$

همچنین توان هیدروموتور را وقتی گشتاور ( $M$ ) و سرعت

دورانی ( $\omega$ ) در دست باشند می‌توان طبق رابطه ۲ محاسبه کرد.

$$P_p = M \cdot \omega = M \cdot (2\pi n / 60) \quad (2)$$

با توجه با مقادیر محاسبه‌شده براساس روابط حاکم، نمودار شکل ۷ قابل بررسی است. همان‌طور که در شکل ۷ نمایش داده شده است به ازای افزایش توان، فشار ارسال سیال نیز افزایش می‌یابد و همچنین افت فشار ایجاد نمی‌شود، در نتیجه این نوع هیدروموتور برای سیستم سکان شناورها بسیار مطلوب است. در شکل ۸ توان هیدروموتور پیستونی INM 3-300 سیستم سکان شناور نسبت به دور هیدروموتور نشان داده شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود در این نمونه هیدروموتورها با افزایش دوران هیدروموتور، توان به‌صورت قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد. با مقایسه هر دو نمودار شکل‌های ۷ تا ۹ به‌خوبی مشخص است که استفاده از هیدروموتور نوع INM 6-750 برای سکان شناورها، به‌علت دبی حجمی بسیار بالای به‌دست آمده مناسب‌تر است. باید توجه داشت که عوامل گوناگونی بر نیروی بال سکان تأثیرگذار است. گفتنی است مطابق رابطه ۱ میزان دوران هیدروموتور قابل حصول است. همچنین در شکل ۷ و براساس رابطه ۲ و با تعیین دوران، توان هیدروموتور قابل دستیابی است. این موارد به شرح زیر قابل بررسی‌اند.

برای محاسبه ضریب لیفت از رابطه ۳ می‌توان استفاده کرد.

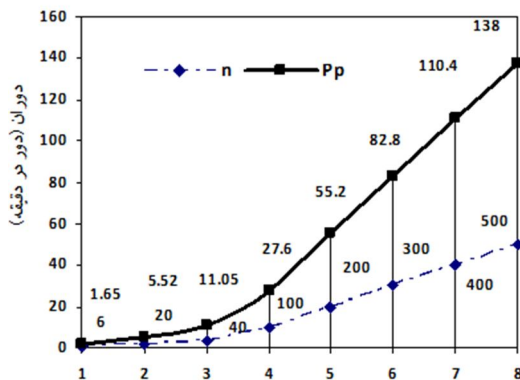
$$C_i = \frac{2L}{\rho A_r U^2} \quad (3)$$

در این رابطه  $C_i$  ضریب برآ،  $\rho$  چگالی آب دریا،  $A_r$  سطح سکان،  $U$  سرعت شناور می‌باشد. در شکل ۱۰ انواع مختلف فویل سکان مشاهده می‌شود. اما علاوه بر ضریب لیفت، عامل دیگری که در طراحی سکان مؤثر است، ضریب پسا می‌باشد که از رابطه ۴ قابل محاسبه است.

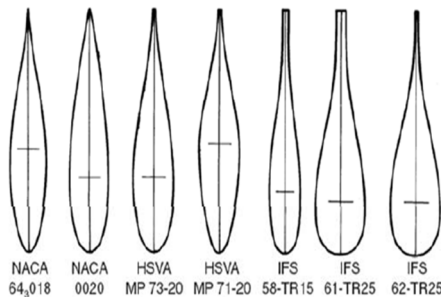
$$C_d = \frac{2D}{\rho A_r U^2} \quad (4)$$

در رابطه ۴،  $C_d$  ضریب پسای سکان می‌باشد. همچنین برای محاسبه ضریب نیروی عمودی سکان می‌توان از رابطه ۵ استفاده

است. در این رابطه  $C_{px}$  فاصله مرکز فشار سکان از یاتاقان ریشه سکان،  $\alpha$  زاویه چرخش سکان به سمت چپ و راست،  $(C_M)_1$  ضریب ممان سکان حول مرکز فشار می‌باشند.



شکل ۸. نمودار دوران و توان هیدروموتور پیستونی سکان شناور (INM 3-300)



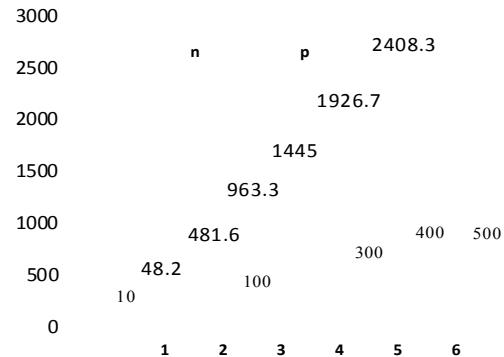
شکل ۱۰. شکل‌های مقاطع مختلف فویل سکان [۱۳]

همان‌طور که مشاهده می‌شود، با توجه به نیروی سکان طراحی‌شده و سطح مقطع بال، شیب ضریب نیروی عمودی سکان با نیرو، متناسب بوده و بهینه‌ترین حالت را نشان می‌دهد. از دو شکل ۱۲ و ۱۳ می‌توان نتیجه گرفت که برای این نوع سکان، و با توجه به سطح مقطع بال سکان طراحی‌شده، محدوده نیروی ۹ تا ۱۱ تن مناسب است، اما نیروی ۱۲ تن مطلوب نیست. بنابراین جک طراحی‌شده تا ۱۱ تن قدرت نیروی هیدرولیکی باید ایجاد کند و شیرهای کنترلی مدار هیدرولیکی سیستم فرمان روی ۱۱ تن باید تنظیم شوند. شکل ۱۳ ضریب نیروی عمودی سکان طراحی‌شده را نشان می‌دهد.

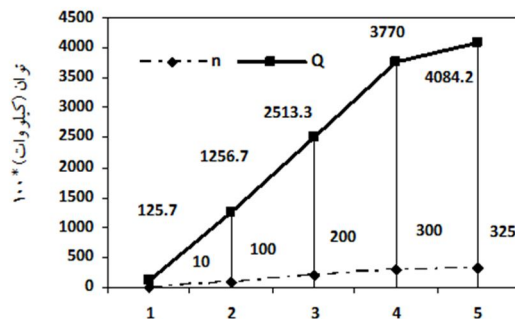
#### ۴. نتیجه‌گیری

سکان شناورهایی که توسط پمپ‌های چرخ‌دنده‌ای یا به کمک پتانسیومتر، فرمان حرکت را به بال (تیغه) منتقل می‌کنند به علت مشکلات به‌وجود آمده در تولید نیروی چرخشی در بال، کارایی

کرد. در این رابطه  $C_N$  ضریب نیروی عمودی و برای محاسبه ضریب گشتاور و سکان  $(C_M)_N$  رابطه ۶ حاکم است. همچنین برای محاسبه ضریب ممان خمشی  $(C_M)_1$  رابطه ۷ قابل استفاده



شکل ۷. نمودار فشار و توان هیدروموتور انتخابی (INM 6-750)



شکل ۹. نمودار دوران و دبی حجمی هیدروموتور پیستونی سکان شناور

$$C_N = \frac{2F}{\rho A_r U^2} = C_L \cos \alpha + C_D \sin \alpha \quad (5)$$

$$(C_M)_N = \frac{2F(d - C_{pc})}{\rho A_r U^2 C} \quad (6)$$

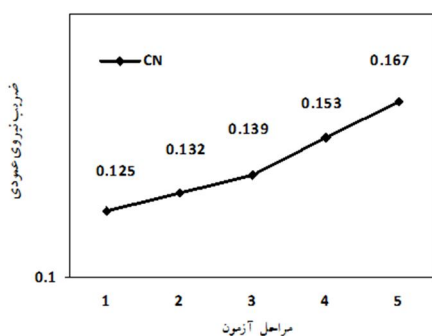
$$(C_M)_1 = \frac{2C_{pc}(L^2 - D^2)^{0.5}}{\rho A_r U^2 \bar{b}} \quad (7)$$

$$A_r = \bar{b} \cdot \bar{c} \quad (8)$$

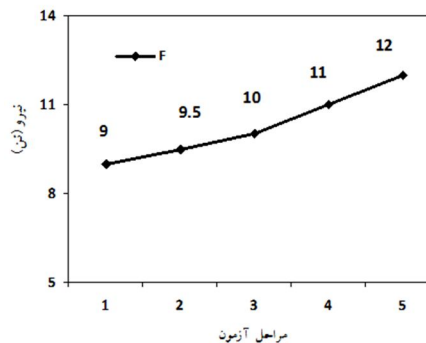
با استفاده از رابطه ۵ و با فرض اینکه جرم مخصوص آب دریا در دمای ۳۰ درجه سانتی‌گراد،  $7/995$  کیلوگرم بر سانتی‌متر مکعب و سطح مقطع جانبی بال سکان  $2/40$  مترمربع، همچنین سرعت متوسط شناور ۶۰ کیلومتر در ساعت باشد، نیروی اعمال شده بر جک بازوی سکان، به ازای مقادیر محاسبه شده از ۹ تا ۱۲ تن به صورت نمودار شکل ۱۱ خواهد بود. همچنین ضریب اصطکاک نیروی عمودی سکان طراحی‌شده براساس نیروی عمودی سکان با استفاده از رابطه ۵ به صورت شکل ۱۲ می‌باشد.

هیدروموتور INM 6-750 بهترین گزینه می‌باشد به علت اینکه این نوع هیدروموتور با دبی حجمی ۱۰ تا ۲۴۰۸/۳ لیتر در دقیقه و توانی بین ۱۶۵/۶۵ تا ۱۳۸۰۰ کیلووات را می‌تواند ایجاد نماید. همچنین تناژ جک طراحی شده تا ۴۵۰ بار نیرو روی تیغه سکان می‌تواند اعمال نماید. این طرح بر روی یک دستگاه شناور دریایی ۸۰۰ تنی در بندر خرمشهر آزمایش گردید و نتایج حاصل به صورت عملی قابل قبول می‌باشد. همچنین نیروی سکان و ضریب نیروی آن طبق محاسبات مهندسی و نمودارهای به دست آمده با عملکرد واقعی طراحی شده، هم‌خوانی دارند.

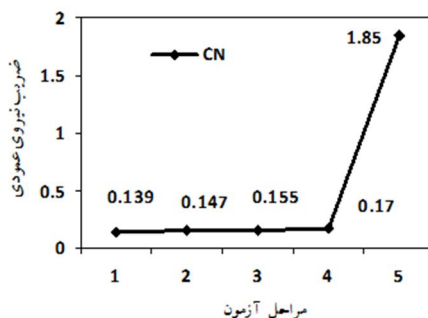
نامطمئنی داشته و در حرکت شناور خطراتی را به همراه دارد. بنابراین در طراحی به عمل آمده که در این مقاله به آن پرداخته شد، بر روی رول سکان شناور ۸۰۰ تنی از هیدروموتور پیستونی INM 6-750 جهت فرمان‌دهی به محور بال سکان استفاده شد. همچنین برای اطمینان از این سیستم طراحی شده، دو نوع هیدروموتور پیستونی با قدرت متفاوت به شکل مقایسه‌ای ارزیابی شد. نتایج حاصل حاکی است که در مجموع هیدروموتورهای پیستونی جایگزین بسیار مناسب و قابل اطمینانی نسبت به دیگر روش‌های به کار رفته تاکنون بوده و از بین هیدروموتورها نیز،



شکل ۱۲. ضریب نیروی عمودی سکان طراحی شده



شکل ۱۱. نیروی عمودی سکان (۹ تا ۱۲ تن)



شکل ۱۳. ضریب نیروی عمودی سکان با جک تا نیروی ۱۲ تن

## ۵. مآخذ

- [1] H. Zeraatgar, E. Ghaziasgar., M]. Giasi, New rudder design and increased functionality Exercise, 8<sup>th</sup> National Symposium of Marine Industries, pp1-13, 2006.
- [2] M. Felli, S. Grizzi, M. Falchi, Hydrodynamic and Hydroacoustic Phenomena in the Propeller Wake-Rudder Interaction, ASME 2014, 33<sup>rd</sup> International Conference on Ocean, pp. 760-788, 2014.
- [3] S. A. Wimmer, V. G. DeGiorgi, E. J. Lemieux, Evaluating the Structural Performance of Ship's Rudder Coatings, International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, pp. 29-36, 2010.
- [4] N. Montazeri, S. H. Mousavizadegan, F. Bakhtiarinejad, The Effectiveness of Moving Masses in Reducing the Roll Motion of Floating Vessels, International Mechanical Engineering Congress and Exposition, pp. 101-107, 2010.
- [5] J. Zanette, D. Imbault, A. Tourabi, A design methodology for cross flow water turbines,

- Journal of Renewable Energy*, Vol. 35, pp. 997–1009, 2010.
- [6] A. Ducoin, J. Andre, A. Astolfi, F. Deniset, J. F. Sigrist, Computational and experimental investigation of flow over a transient pitching hydrofoil, *European Journal of Mechanics B/Fluids*, Vol. 28, pp.728–743, 2009.
- [7] Kaijia Han, *Numerical optimization of hull/propeller/rudder configurations*, Chalmers University of Technology, 2008.
- [8] A. F. Molland, S. R. Turnock, Wind tunnel investigation of the influence of propeller loading on ship rudder performance, Southampton, UK, University of Southampton, pp. 151, 1991.
- [9] M. Hamamoto, T. Okazaki, Fin and rudder control system for roll stabilization, *Journal of the Kansai Society of Naval Architects*, pp. 121-129, 1994.
- [10] P. G. M. Vander Klugt, V. Rietschoten, Rudder roll stabilization and ship design: a control point of view Rotterdam, Netherlands, INSPEC Accession Number: 3140840, pp. 1-3, 1988.
- [11] E. V. Lewis, *Principles of naval Architecture, Volum. III, Motion in Wave and Coutrollability*, SNAME 1989.
- [12] M. Moonesun, *Handbook of Naval Architecture Engineering*, Kanoone Pajooohesh Press, 1388, (in pertion فارسی).
- [13] D. A. Taylor, Introduction to Marine Engineering, FRINA Marine Consultant, Harbour Craft Services Ltd, Hong Kong Formerly Senior Lecturer in Marine Technology, Hong Kong Polytechic University, pp. 219, 2003.
- [14] [www.amjadsajedimc.blogfa.com](http://www.amjadsajedimc.blogfa.com), (accessed April 12, 2017).
- [15] [www.dsjn.ir](http://www.dsjn.ir), (accessed April 12, 2017).