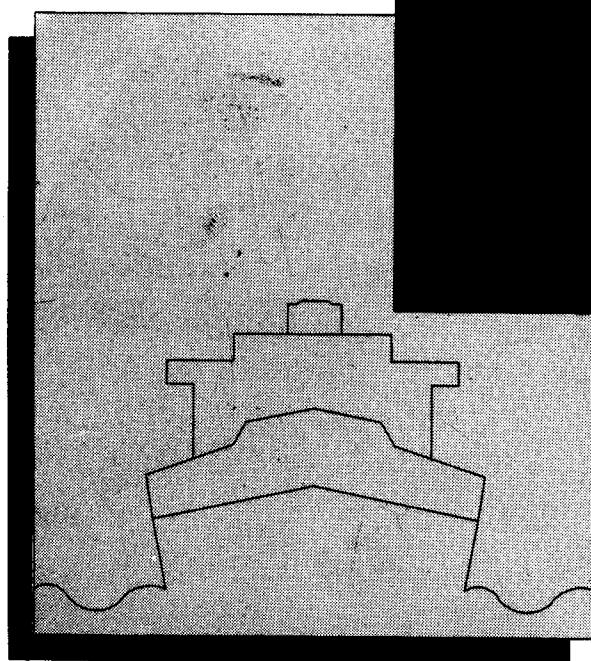


اصول طراحی کشتی



تألیف:

مهدی سیف

محمد سعید سیف

اعضاء هیأت علمی دانشگاه صنعتی امیرکبیر
(پلی تکنیک تهران)

دانشگاه صنعتی امیرکبیر
پردیس فنی و مهندسی، مهندسی برق و نیروگاهها

دانشگاه صنعتی امیرکبیر
پردیس فنی و مهندسی، مهندسی برق و نیروگاهها

بِسْمِ اللّٰهِ الرَّحْمٰنِ الرَّحِيْمِ

اُصول طراحی کاشتی



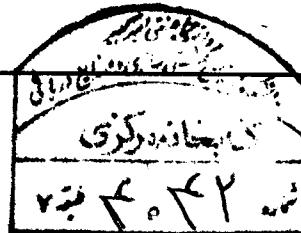
ABF3870

تألیف:

مهدی سیف
محمد سعید سیف
اعضاء هیات علمی دانشگاه صنعتی امیرکبیر
(پلی تکنیک تهران)

۱۴۱ - ۷۷

مکری
ارزو



VM
۱۴۰
/ س ۹۳۹
۲۰



دانشگاه مهندسی کشتی سازی
و صنایع دریاپی

دانشگاه صنعتی امیرکبیر
واحد تفرش

عنوان: اصول طراحی کشتی
مؤلف: مهدی سیف

محمد سعید سیف

ناشر: دانشگاه صنعتی امیرکبیر(واحد تفرش)
دانشگاه مهندسی کشتی سازی و صنایع دریاپی
نوبت چاپ: اول - زمستان ۱۳۷۳
چاپ: مهر(قم)

... وَسَخَرَ لِكُمْ الْبَحْرُ لِتَجْرِيَ الْفُلْكَ فِيهِ بِأَمْرِهِ

قرآن کریم

انسان، کشتی، دریا

دریا همواره در تغییر است. سطح آب، با جزر و مد به حرکت در می‌آید، بوسیله باد تحریک می‌شود، به تلاطم می‌افتد و به شکلهای گوناگونی بالا و پایین می‌رود.

بشر با ساخت شناورهای گوناگون، به ماجراجویی و اکتشاف در سطح آب دریا پرداخت و سپس در صدد برآمد تا در اعماق آن نفوذ کند.

بدین شکل سالهای متعددی، دریا و انسان با هم بوده‌اند و کشتی بهترین وسیله این ارتباط.

فهرست مطالب

عنوان	صفحه
-------	------

پیشگفتار
مقدمه

فصل اول : مفاهیم اولیه (Basic Definitions)

۱.....	۱-۱- مقدمه
۳.....	۲-۱- تعریف واژه‌های اساسی
۳.....	۳-۱- اساس طراحی کشتی

فصل دوم : انواع کشتی‌های تجاری (Types of Merchant Ships)

۹.....	۱-۲- کشتی باربری
۹.....	۲-۲- کشتی یخچالدار
۱۰.....	۳-۲- کشتی کانتینربر
۱۰.....	۴-۲- کشتی حمل بارج
۱۱.....	۵-۲- کشتی فلهبر
۲۰.....	۶-۲- کشتی حمل فرآورده‌های چوبی

۷-۲	کشتی نفتکش
۲۰	
۸-۲	کشتی حمل و سایل نقلیه
۲۲	
۹-۲	کشتی مسافربری
۲۲	

فصل سوم: شناوری و پایداری (Buoyancy and Stability)

۱-۳	۱-۳
۲۵	مقدمه
۲۵	۲-۲
۲۵	شناوری
۲۷	۳-۳
۲۷	پایداری عرضی در زوایای کوچک غلتش
۳۴	۴-۳
۳۴	فرورفتن در آب ، تریم و غلتش عرضی
۴۱	۵-۳
۴۱	پایداری کشتی در زوایای بزرگ غلتش عرضی
۴۷	۶-۳
۴۷	آبگرفتگی کشتی و پایداری کشتی در حالت صدمه دیده

فصل چهارم: مقاومت و رانش (Resistance and Propulsion)

۱-۴	۱-۴
۵۰	مقدمه
۵۰	۲-۴
۵۰	مقاهیم اساسی
۵۸	۳-۴
۵۸	مؤلفه های مقاومت
۶۵	۴-۴
۶۵	تخمین عملی مقاومت
۶۸	۵-۴
۶۸	رانش
۸۲	۶-۴
۸۲	ارتباط کشتی و مدل
۸۳	۷-۴
۸۳	کاویتاسیون
۸۴	۸-۴
۸۴	آزمایش با کشتی های واقعی

فصل پنجم: سازه کشتی (Ship Structures)

۱-۵	۱-۵
۸۵	مقدمه
۸۵	۲-۵
۸۵	مواد

۳-۵- بارگذاری	۹۳
۴-۵- استحکام طولی بدنه	۱۰۱
۵-۵- سازه ثانویه	۱۱۵
۶- سازه موضعی	۱۲۳
۷- پاسخ دینامیکی سازه کشته	۱۲۷
۸- طراحی سازه کشته	۱۳۴
۹- طراحی سازه به کمک کامپیوتر	۱۳۹

فصل ششم: مانورکشته (Manoeuvring)

۱-۶- مقدمه	۱۴۱
۲-۶- حلقه کنترل و معادلات اساسی حرکت	۱۴۱
۳-۶- پایداری حرکت و معادلات خطی	۱۴۹
۴-۶- حفظ مسیر و پایداری با کنترل ثابت	۱۵۷
۵-۶- پایداری و کنترل	۱۶۹
۶-۶- تحلیل توانایی چرخش	۱۷۸
۷-۶- تأثیرات متقابل	۱۸۹

فصل هفتم: امواج (Waves)

۱-۷- امواج	۱۹۱
------------	-----

فصل هشتم: حرکات کشته در دریا (Motions and Seakeeping)

۱-۸- درجات آزادی	۱۹۷
۲-۸- غلتتش عرضی	۱۹۹
۳-۸- حرکت قائم و غلتتش طولی	۲۰۱
۴-۸- ضربات موج به کشته و آبگرفتگی دک	۲۱۱

۵-۸. پیش‌بینی حرکات با استفاده از روش‌های تجربی ۲۱۴
۶-۸. معیار برای حرکات در دریا ۲۱۶
۷-۸. تاثیر حرکات در دریا، بر طراحی کشتی ۲۱۸

فصل نهم: مراحل طراحی کشتی (Ship Design Process)

۱-۹. مفاهیم کلی ۲۲۱
۲-۹. مشخصات اولیه کشتی ۲۲۷
۳-۹. مراحل دیگر طراحی ۲۳۳
۴-۹. طراحی بمنظور تسهیل ساخت کشتی ۲۳۴
۵-۹. طراحی و ساخت به کمک کامپیوتر (CAD/CAM) ۲۳۶
۶-۹. رده بندی و گواهینامه‌ها ۲۳۶
منابع ۲۴۱

پیشگفتار

کشتی سازی، ولو در شکل قدیمی و سنتی اش، هنری است که هرگز متوقف نمی‌گردد و پیوسته مواد جدید، اشکال جدید تجاري و تکنیکهای نوین ابداع می‌گردند. ابداع یک ماشین جدید یا یک روش ساخت جدید، در طراحی و ساخت کشتی، هرگز موجب عدم بکارگیری ماشین یا روشهای قدیمی نمی‌گردد. تغییر در کشتی، بدلیل هزینه تغییر، آهسته و آرام انجام می‌گیرد.

کشتی‌ها اختراع نمی‌شوند، بلکه طی سالیان دراز، همراه با پیشرفت تکنولوژی، تکامل می‌یابند. طراحی و ساخت کشتی بطوریکه بتواند در مقابل نیروهای امواج و باد مقاومت کند، همواره یکی از زمینه‌های علمی فعالیت بشر بوده است.

کشتی‌های مدرن پس از قرنها تجربه عملی و بکارگیری هنرکشتی‌سازی، بتدریج تکامل یافته و توسط علوم مهندسی توسعه یافته‌اند.

کشتی اثرات عمیقی بر تمدن داشته است، برای اکتشاف، تجارت و برای ساختن امپراطوریهای بزرگ استفاده شده است. کشتی هنوز هم اهمیت خود را حفظ کرده واقیانوسها، بزرگراههای حمل و نقل و غالباً مهمترین شکل ارتباطی بین ملت‌ها هستند.

از قرن نوزدهم به بعد، روشهای نوین علمی رشد سریعی را باعث گردیدند و از آن زمان، کشتی‌ساز و طراح، به اندازه گذشته، نیازی به تجربه‌های عملی نداشته‌اند. اصول فیزیکی برای اغلب مشکلات اساسی بکارگرفته شدند؛ بمنظور برآورد مقاومت ناشی از حرکت کشتی در آب، از آزمایش مدل استفاده شد؛ کشتی‌ها فلزی شدند؛ نیروی مکانیکی جایگزین بادبان گردید؛ و نهایتاً شناورهایی بزرگتر، سریعتر و مطمئن‌تر ساخته شد. این

پیشرفتها در کلیه شاخه‌های صنعتی کشتی سازی نمایان است، از جمله روش طراحی کشتی، شیوه‌های مختلف رانش، روش‌های بکارگیری کشتی، اتوماسیون و شیوه‌های مختلف تخلیه و بارگیری.

موضوع اصلی که در مقابل یک کشتی ساز قرار دارد غالباً عبارتست از، طراحی یک کشتی که قادر به حمل مقدار معینی بار باشد، توانائی مقاومت و حرکت در دریای متلاطم را داشته باشد، با سرعت مشخصی حرکت نماید و جانمانی کلی آن مناسب با وظيفة مورد نظر باشد. بطور کلی سه موضوع عمده برای طراح عبارتست از؛ شناوری، تعادل و استحکام. نهایتاً اینکه برای انسان، کشتی یک وسیله نقلیه مهم، طراحی و ساخت آن یک صنعت عمده و لازمه بکارگیری آن، وجود تخصص‌های متعدد است.

مقدمه

کتاب حاضر که در زمینه اصول طراحی کشتی به رشته تحریر در آمده، مجموعه‌ای است که تاکنون مشابه و یا نزدیک به آن، در ایران منتشر نگردیده است و خدای راسپاس که بالطف او بدین توفيق دست یافتیم. تأثیف کتابی به زبان فارسی که بتواند بصورت منبعی برای شاخه‌های مختلف این علم باشد، نتیجه احساس نیاز ناشی از تجربیات چندین ساله در بخش مهندسی شرکت صنعتی دریائی ایران (صدر)، تدریس در دانشکده مهندسی کشتی سازی دانشگاه صنعتی امیرکبیر، گذراندن دوره‌های آموزشی خارج از کشور و بازدیدهای متعدد از کارخانجات و مراکز دریائی کشورهای معتبر دریائی است.

موضوعات عمده این کتاب شامل مباحثی در هیدرولاستاتیک، هیدرودینامیک و نیز سازه کشتی است که نسبتاً مفصل تر از سایر فصول مطرح گردیده‌اند. در سایر فصول، امواج، حرکات کشتی در دریا و ... را می‌توان یافت (که موضوع اخیر بخصوص برای طرح در دوره کارشناسی ارشد مناسب است) و فصل انتهایی در ارتباط با روش طراحی و روند طراحی کشتی است.

در این کتاب ورود به مباحث ساده و اولیه موضوعات فوق پرهیز گردیده و سعی شده است که سطح علمی مطالب در حدی باشد که بصورت یک منع مراجعه برای دوره کارشناسی، یک کتاب درسی برای دوره کارشناسی ارشد و نیز مورد استفاده کارهای تحقیقاتی باشد، بدین منظور سعی گردیده است که از عمدۀ ترین و جدیدترین منابع استفاده گردد.

بدین ترتیب لازم است که دانشجویان دوره کارشناسی به موازات استفاده از این کتاب، برای جزئیات بیشتر به سایر کتب مراجعه نمایند و دانشجویان دوره کارشناسی ارشد که با اصول اولیه و تئوریک این علم

آشنایی پیدا کرده‌اند، می‌توانند بعنوان یک منبع از آن استفاده نمایند.
اگرچه بعلت نوبابودن تکولوژی نوین طراحی و ساخت کشته در ایران و نیز انگشت شماربودن
متخصصین این رشته، در آغاز راه هستیم، همچنین با توجه به اینکه چند سالی است بیشتر از تأسیس تنها
دانشکده مهندسی کشته سازی در ایران (دانشگاه صنعتی امیرکبیر) نمی‌گذرد؛ با این وجود، تلاشهای اخیر در
بخش صنعت و نیز در بخش آموزش عالی، آینده روش این رشته را نوید می‌دهد.
همانطور که ذکر گردید این کتاب، اولین کتابی است که در این سطح، به زبان فارسی تألیف گردیده
است که مسلمًا خالی از اشکال نخواهد بود، لذا از کلیه صاحبنظران و اساتید گرامی انتظار راهنمایی جهت
تصحیح چاپهای بعدی را داریم و قبلًا از بذل عنایات شما در این زمینه سپاسگزاری می‌نماییم.

تهران - پاییز ۷۳

مفاهیم اولیه

Basic Definitions

۱-۱ مقدمه

تعریف معماری کشتی (Naval Architecture) در گذشته عبارت بود از علم یا هنر کشتی سازی. اما امروزه به شاخه‌ای از مهندسی که در زمینه‌ای بسیار وسیعتر، شامل تحقیق، طراحی، ساخت، تعمیر هر سیستم مهندسی که در سطح یا زیر دریا حرکت می‌کند، گفته می‌شود. این سیستم‌ها عبارتند از: همه انواع کشتی‌هایی که در سطح دریا حرکت می‌کنند (مانند کشتی‌های تجاری، کشتی‌های خدماتی، کشتی‌های ماهیگیری، کشتی‌های جنگی، کشتی‌های تفریحی)، کشتی‌هایی که به منظورهای خاصی (عدم تسرعت) طراحی می‌شوند مانند هاورکرافت^۱، هیدروفویل^۲، بدنه پردازی^۳، کشتی‌های دارای چند بدنه^۴، Swath^۵ (کشتی‌های دارای صفحه آبخور کوچک)، وسایلی که زیر دریا حرکت می‌کنند مانند زیردریایی و وسایلی که از راه دور کنترل می‌شوند مانند اژدر، و در نهایت استراکچرهای دریایی مانند سکوهای متحرک اکتشاف و استخراج نفت. تقسیم‌بندی تقریبی کشتی‌های بزرگ ناوگان دریایی جهان در شکل ۱-۱ نشان داده شده است.

وظیفه مهندس معماری کشتی در دو زمینه مطرح است. وظیفة اول عبارتست از کلیه امور

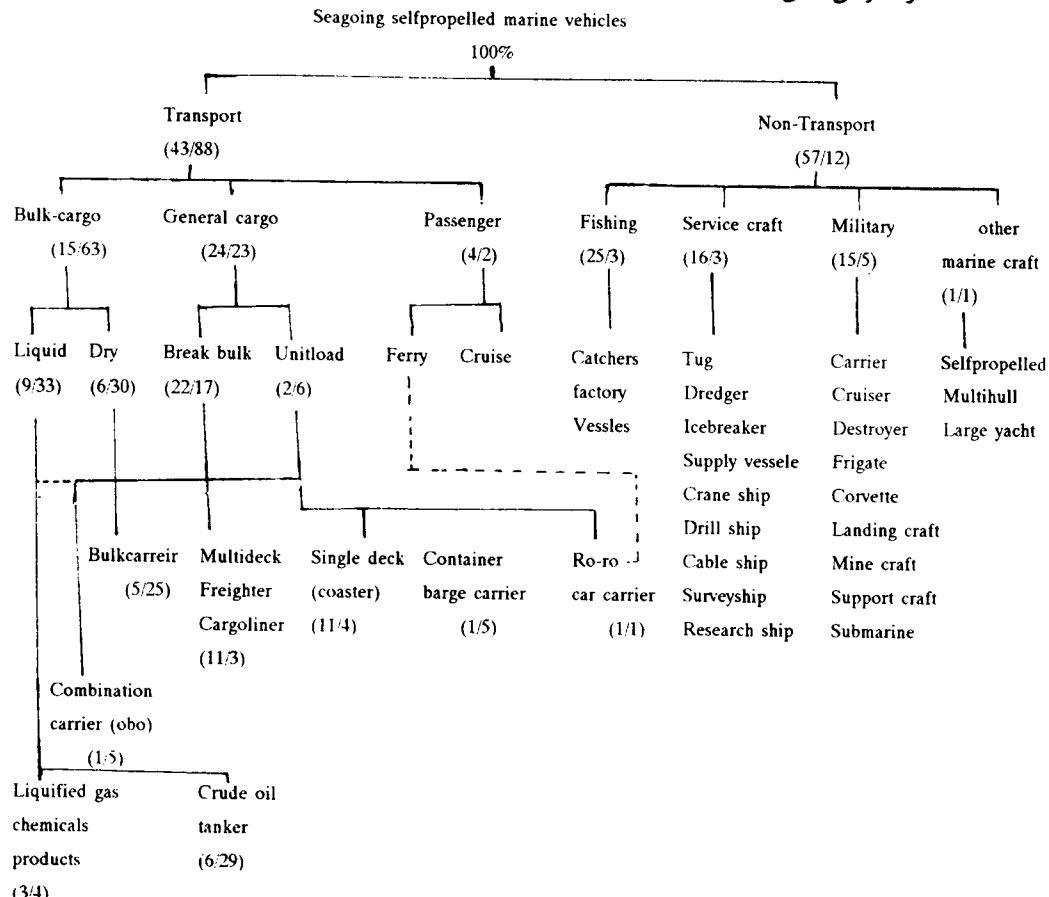
1- Hovercraft

2- Hydrofoil

3- Planing Craft

4- Multi Hulls

5- Small Waterplane Area Twin Hull



شکل ۱-۱ ناوگان شناورهای بالای ۱۰۰ grt موجود در جهان، ۱۹۸۸. اعداد، نمایانگر درصد آنهاست (بدین ترتیب، درصد تعداد کشتی / درصد grt). ۱۰۰٪ برابر است با ۹۰۰۰ کشتی و ۴۳۰ میلیون grt

مربوط به کلیت طرح و معماری آن که باید برآوردنۀ خواسته‌های صاحب کشتی از نقطه نظر کارآیی، قابلیت اعتماد و مسائل اقتصادی باشد، البته با درنظر گرفتن محدودیتهای مربوط به امنیت و سلامتی کشتی، قوانین و مقررات و استانداردها، و برنامه زمانبندی تحويل کشتی. وظیفه دوم او عبارتست از امور خاص مهندسی کشتی، شامل طراحی بدنه و استراکچر بطوری که برآوردنۀ شناوری، تعادل، هیدرودینامیک، حرکت در امواج دریا، و استحکام کشتی باشد، و نیز سیستمهای مهندسی نظریه لوله کشی، تخلیه بار، محل زیست، طراحی پروانه، سکان و غیره.

۲-۱ تعریف واژه‌های اساسی

در این کتاب فرض براین است که خواننده با واژه‌های دریایی و قسمتها و قطعات مختلف کشتی آشنایی کافی دارد. اما در مواردی که نیاز باشد می‌توان به منابعی نظیر کتابهای زیر مراجعه نمود:

Dictionary of Marine Technology (D/A Taylor) - ۱

۲- فرهنگ مصور کشتی (مهدی سیف، محمد سعید سیف)

۳-۱ اساس طراحی کشتی

۱-۱ اندازه کشتی

اندازه کشتی^۱ را بدو طریق بیان می‌کنند، وزن جابجایی^۲ یا حجم (Tonnage). در این ارتباط واژه‌های معمول عبارتند از:

وزن بار قابل حمل کشتی^۳: وزن بار، سوخت، آب، ابزارها، خدمه و متعلقات، (یعنی بطور کلی همه وزنهای متغیر کشتی). علامت اختصاری آن dwt است.

وزن سبک کشتی^۴: وزن بدنه، ماشین‌آلات و متعلقات دائمی (یعنی به طور کلی همه وزنهای ثابت کشتی).

وزن جابجایی: وزن کل، یعنی وزن بار قابل حمل بعلاوه وزن سبک کشتی، مساوی است با وزن آب جابجا شده بوسیله کشتی (قانون ارشمیدس)، که بر حسب تن بیان می‌گردد.

نماز ناچالص^۵: میزان حجم کلی داخل کشتی، شامل بدنه، سوپر استراکچر و همه فضاهای بسته. این مقدار، پایه محاسبه هزینه‌های پرداختی بابت به خشکی بردن کشتی (Docking)، راهنمایی (Pilotage) و بازرگانی آن است. علامت اختصاری آن grt است.

نماز خالص^۶: حجم مکانهای قابل استفاده برای حمل بار و مسافر است. برای محاسبه عوارض بندی مربوط به بار و همچنین عوارض وزن کشتی از آن استفاده شود.

1- Size

2- Displacement

3- Deadweight

4- Light weight

5- Gross Register Tonnage

6- Net Register Tonnage

تا سال ۱۹۸۲ مقدار تناز به وسیله واحد ۱۰۰ فوت مکعب ($2/83$ مترمکعب) بیان می شد، اما از سال ۱۹۸۲ محاسبه مقدار تناز برای کلیه کشتی های نوساز و یا تبدیل شده، توسط کنوانسیون بین المللی اندازه گیری تناز (International Convention on Tonage) از طریق ارائه فرمولهایی انجام می گیرد که از جولای ۱۹۹۴ برای کلیه کشتی ها اجباری خواهد شد. فرمول محاسبه تناز ناخالص (GT) عبارت است از:

$$GT = K_1 v \quad (1-۳)$$

در حالی که v حجم کلیه فضاهای بسته (بر حسب مترمکعب) و K_1 برابر است با $0.2 + 0.02 \log_{10}^v$. فرمول محاسبه تناز خالص (NT) عبارت است از:

$$NT = k_2 v_c (4 d/3D)^2 + k_3 (N_1 + N_2/10) \quad (2-۳)$$

در حالی که v_c عبارت است از حجم کلیه انبارهای کالا (بر حسب مترمکعب)، k_2 عبارت است از $0.2 + 0.02 \log_{10}^{v_c}$ ، d عبارت است از آبخور داخلی^۱ در وسط طول کشتی^۲ بر حسب متر، D عبارت است از عمق داخلی^۳ در وسط طول کشتی بر حسب متر، k_3 عبارت است از $N_1 + GT/1000$ ، N_2 تعداد مسافران در کابینهایی که کمتر از هشت تختخواب دارند، N_2 عدد مسافرانی که در N_2 به حساب نیامده اند. در هر حالتی^۲ ($4d/3D$) نباید از ۱ بزرگتر باشد،^۲ $k_2 v_c (4d/3D)^2$ نباید بزرگتر از $0.25 GT$ باشد، NT نباید کمتر از $0.30 GT$ گرفته شود و در جایی که $N_1 + N_2$ مساوی یا کوچکتر از ۱۲ است، هر دو صفر منظور می شوند. تعریف دقیقتر و موارد خاص هر کدام، در قوانین و مقررات مربوطه آمده است.

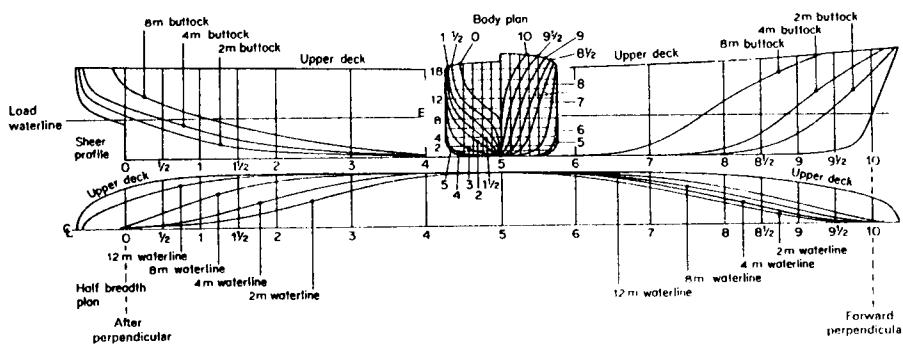
اندازه کشتی را به وسیله ابعاد اصلی نیز می توان بیان نمود. در کلیه موارد (غیر از مواردی که ذکر می شود) این ابعاد مربوط به خط آبخور در شرایط بارگذاری شده است. طول در خط آبخور سُنگین (load water line) و length over load water (LWL) عبارت است از طول خط آبخور بین سینه و پاشنه، که معمولاً با طول بین عمودها (LBP) یکی است. طولی کلی (LOA) عبارت است از طول ماکزیمم کشتی که معمولاً در دک اصلی اندازه گیری می شود. عرض

کشتی^۱ عبارتست از عرض ماکزیمم در روی خط آبخور سنگین و عرض نهایی^۲ عبارتست از عرض ماکزیمم کشتی که معمولاً روی دک اصلی اندازه‌گیری می‌شود. آبخور متوسط^۳ عبارتست از آبخور وسط کشتی در وضعیت آبخور سنگین، یعنی فاصله عمودی بین خط آب و کیل^۴ در وسط طول کشتی. تریم^۵ یعنی اختلاف بین آبخور سینه و پاشنه (در محل عمودهای سینه و پاشنه)؛ که معمولاً طراحی طوری انجام می‌شود که کشتی دارای تریم در پاشنه باشد (یعنی آبخور بیشتر در پاشنه). فری‌بُرد^۶ عبارتست از فاصله عمودی بین دک اصلی و خط آبخور. سرانجام، عمق^۷ عبارتست از فاصله عمودی بین دک اصلی و طرف بیرونی کیل، یعنی آبخور بعلاوه فری‌برد. عمق داخلی^۸ واژه‌ای است که برای محاسبه تناژ و نیز برای ساخت کشتی که اندازه بین طرف داخلی ورق کیل و طرف داخلی ورق دک در کار کشتی است، از آن استفاده می‌شود.

۲-۳-۱ تعاریف و اصطلاحات مربوط به شکل بدنه^۹

شکل بدنه کشتی بوسیله نقشه خطوط بدنه^{۱۰} نمایش داده می‌شود (شکل ۲-۱)، که نشان‌دهنده محل تقاطع سه دسته صفحات با بدنه کشتی است. نمای جانبی^{۱۱} که نشان‌دهنده محل تقاطع صفحات طولی است. نمای از بالا^{۱۲} که متشکل از محل تقاطع تعدادی صفحات آب افقی است. نمای از عقب^{۱۳} که محل تقاطع تعدادی صفحات عمودی عرضی را نشان می‌دهد، که بخارتر تقارن کشتی نسبت به صفحه وسط کشتی، فقط نصف محل تقاطع ها نشان داده می‌شود. در نمای از عقب، تقاطعهای از وسط طول کشتی تا جلوی کشتی در سمت راست و تقاطعهای از وسط کشتی تا عقب کشتی در سمت چپ نمایش داده می‌شود. در نمای جانبی، تقاطعهای صفحات عمودی طولی موازی با صفحه مرکزی را خط باتوک^{۱۴} می‌نامند. عمود سینه (FP) و عمود پاشنه (AP) از نقاط مشخصی در جلو و عقب کشتی ترسیم

1- Beam	2- Extreme Beam	3- Mean Draft
4- Keel	5- Trim	6- Freeboard
7- Depth	8- Moulded Depth	9- Hull Form Definition
10- Lines Plan	11- Sheer Plan	12- Half Breadth Plan
13- Body Plan	14- Buttock	



شکل ۲-۱ نقشه خطوط بدن

می‌گردد. این نقاط معمولاً^۱ (و نه همیشه) محل تقاطع صفحه آبخور سنگین^۱ با دماغه و پاشنه کشتی است. فاصله بین FP و AP توسط صفحاتی عمودی^۲ معمولاً به ده یا بیست قسمت مساوی تقسیم می‌شود (شکل ۲-۳). فاصله افقی عرضی بین خط مرکزی^۳ (C.L.) و طرف داخلی بدن در هر صفحه عمودی را آفست^۴ می‌نامند. جدولی مشتمل از این اعداد، تقریباً شکل بدن را مشخص می‌کند که برای محاسبات استفاده می‌شود.

منحنی مساحت^۵ وسیله‌ای مفید برای نشان دادن قسمت زیر آب بدن است (شکل ۲-۳). هر نقطه از این منحنی، مساحت سطح مقطع بدن تا صفحه آب را در هر صفحه عمودی نشان می‌دهد. سطح زیر منحنی برابر است با حجم جابجایی کشتی. بخاطر تأثیر این منحنی بر عملکرد هیدرودینامیکی کشتی، منحنی مناسب مساحتها معمولاً قبل از تعیین

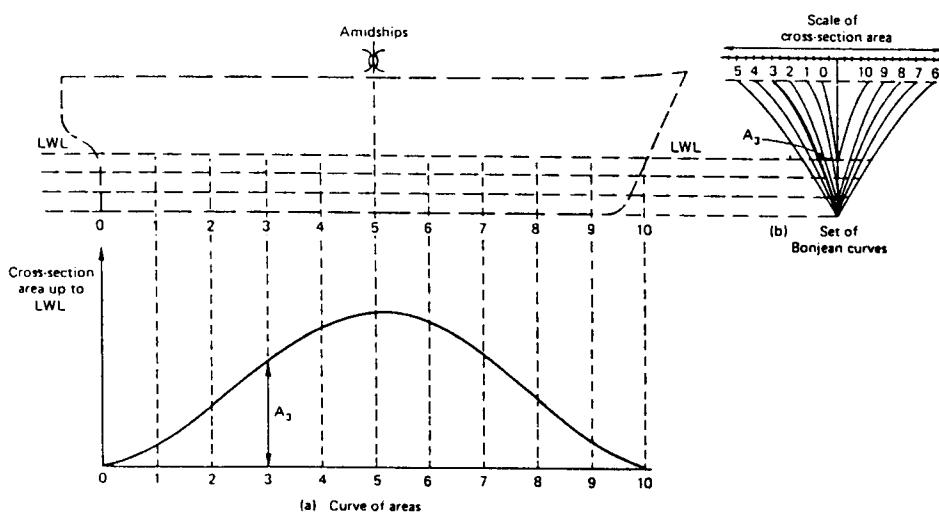
1- Load Waterplane

2- Stations

3- Centre Line

4- Offset

5- Curve Of Areas



شکل ۲-۱ منحنی مساحتها و منحنی‌های بونژوان

خطوط بدنه یک کشتی تشکیل می‌گردد.

منحنی مفید دیگری که تهیه می‌گردد منحنی بونژون (Bonjean Curves) (شکل ۳۵۳) است. در این منحنی‌ها، هر نقطه نشان دهنده مساحت سطح مقطع بدنه تا همان ارتفاع است. برای آسانی کار با این منحنی‌ها، مساحت سطح مقاطع به صورت منحنی‌هایی به طرف بیرون یک خط عمودی رسم می‌شوند که نشان دهنده آبخور در هر نقطه است. با داشتن این منحنی‌ها به سرعت میتوان مساحت سطح مقطع را در هر خط آب و در هر صفحه عمودی مشخص نمود ضرائب شکل بدنه (Form Coefficient) معرف مشخصات بیرونی بدنه است. این ضرائب، اعداد بدون بعدی هستند که نمایانگر لاغری یا چاقی بدنه‌اند. معمولترین ضرایبی که در این مورد به کار گرفته می‌شوند:

$$C_B = \frac{\nabla}{LB T} \quad \text{ضریب ظرافت } ^1 \quad (۳-۳)$$

$$C_P = \frac{\nabla}{A_M L} \quad \text{ضریب منوری طولی } ^2 \quad (۴-۳)$$

$$C_{VP} = \frac{\nabla}{A_W T} \quad \text{ضریب منوری عمودی } ^3 \quad (۵-۳)$$

$$C_M = \frac{A_M}{BT} \quad \text{ضریب مقطع عرضی وسط کشتی } ^4 \quad (۶-۳)$$

$$C_W = \frac{A_W}{LB} \quad \text{ضریب صفحه آبخور } ^5 \quad (۷-۳)$$

در حالی که ∇ عبارتست از حجم جابجایی تا آبخور سنگین، L طول، B عرض، T آبخور، A_M سطح مقطع بدنه در وسط طول کشتی و A_W مساحت صفحه آبخور، که همگی آنها در آبخور سنگین (آبخور طراحی) اندازه‌گیری می‌شوند.

1- Block Coefficient

2- Prismatic Coefficient (Longitudinal)

3- Prismatic Coefficient (Vertical)

4- Midship Coefficient

5- Waterplane Coefficient

۲

أنواع كشتهای تجاري

Types Of Merchant Ships

أنواع كشتهای تجاري (Merchant Ships)

مهتمرين کشتهای تجاري که در شکل ۱-۱ فصل قبل ذکر گردیدند، در زیر به طور مختصر شرح داده شده‌اند.

۱-۲ کشتی باربری (General Cargo Ship)

کشتی باربری دارای ابزارهایی است به طوری که بار بطور عمودی از طریق درب ابزارهای^۱ روی دک اصلی، در آن قرار می‌گیرد. بار معمولاً^۲ به طور خشک (Dry Cargo) بسته‌بندی شده است. کشتی معمولاً^۳ دارای جرثقیل مخصوص خودش است. ابزارها ممکن است به وسیله دکهای میانی^۴ تقسیم نشده باشند. در بعضی از کشتهای از طریق کناره‌های کشتی تخلیه و بارگیری انجام می‌گیرد. تا دوازده مسافر را می‌توان در این کشتها حمل نمود. اندازه کشتها می‌تواند متغیر باشد، از شناورهای ساحلی دارای یک دک تا کشتی‌های دارای چند دک ۱0000 یا بیشتر. سرعت دریانوردی آنها معمولاً^۵ بین ۱۲ تا ۱۸ گره^۶ است.

۲-۲ کشتی یخچالدار (Reefer)

این نوع کشتی مخصوص حمل بارهایی است که باید در درجه حرارت‌های معینی نگهداری

1- Hatch

2- Tween Deck

3- Knot = Unit of speed (one nautical mile per hour , 1852 m/hr)

شوند، مانند مواد غذایی فاسد شدنی. کشتی دارای تجهیزات و سیستم سرمایشی است و کلیه انبارها ایزو لاسیون شده‌اند. سرعت دریانوردی نسبتاً بالایی، حدود ۲۲ نات، دارد.

۳-۲ کشتی کانتینر بر (Container Ship)

این کشتی برای حمل تعداد بسیار زیادی کانتینرهای استاندارد طراحی می‌شود. کانتینرهای در انبارها یا روی دک قرار می‌گیرند. میزان بارقابل حمل کشتی معمولاً توسط واحد TEU نشان داده می‌شود، که بیانگر Twenty Foot Equivalent Units است. این واحد مطابق مقررات سازمان استاندارد جهانی ISO است. که ابعاد رسمی کانتینر را ۲۰ یا ۴۰ فوت (۶/۰۹ یا ۱۲/۱۹ متر) طول، ۸ فوت (۲/۴۴ متر) عرض و ۸ فوت و ۶ اینچ (۲/۵۹ متر) ارتفاع تعیین نموده است، اگر چه اندازه‌های دیگری نیز وجود دارد. ماکزیمم وزن مجاز ۲۴ تن برای کانتینرهای ۲۰ فوتی و ۳۰ تن برای کانتینرهای ۴۰ فوتی است. بعضی از کانتینرهای ممکن است به صورت یخچالدار باشند. این کشتیها بین بنادر مخصوصی رفت و آمد می‌کنند و معمولاً تخلیه و بارگیری آنها توسط جرثقیلهای مستقر در ساحل انجام می‌گیرد. مقطع عرض کشتی از سمت بالا باز است اما بغلها دو جداره (Double Hull Wing Tanks) و کف آن نیز دو جداره (Double Bottom) است.

مقطع عرضی دو جداره باعث استحکام آن در مقابل پیچش شده و همچنین از فضای بین این جدارها به عنوان بالاست (Ballast) استفاده می‌شود. ظرفیت این کشتیها از چند صد کانتینر تا بیش از ۴۰۰۰ TEU است، که در این صورت وزن جابجایی آن ۱۰۰۰۰۰ می‌شود. بزرگترین کشتیها دارای سایز پاناماکس (Panamax) هستند، یعنی ابعاد مجاز برای کanal پاناما که عبارتند از ۳۲/۳ متر (۱۰۶ فوت) عرض و ۲۴۹ متر (۹۶۴/۵ فوت) طول. سرعت دریانوردی آنها حدود ۱۶ نات در مسیرهای کوتاه و در حدود ۲۴ نات در مسیرهای طولانی است.

۴-۲ کشتی حمل بارچ (Barge Carrier)

این کشتیها برای حمل تعدادی بارجهای هم اندازه استاندارد که حاوی بار هستند طراحی می‌شوند. این کشتیها کمتر از کانتینرها کاربرد دارند. بعد از تخلیه بارجها در آب، بارجها به طرف ساحل موردنظر که ممکن است در آبهای داخلی (Inland Waterways) باشد، حرکت داده می‌شوند. عمده‌ترین انواع این کشتیها عبارتند از :

- ۱- نوع LASH (The Lighter Aboard Ship) ، به ظرفیت ۴۵۰۰ تن که قابلیت حمل ۸۰ بارچ هر یک به وزن ۴۰۰ تن را دارد است. این بارچها توسط جرثقیل دروازه‌ای متحرکی که روی کشتی نصب شده از طرف پاشنه کشتی بالاکشیده می‌شوند.
- ۲- نوع SEABEE ، به ظرفیت ۳۸۰۰۰ تن که قابلیت حمل ۳۸ بارچ هر یک به وزن ۱۰۰۰ تن را دارد است. این بارچها توسط نوعی آسانسور که در پاشنه کشتی تعییه شده بالاکشیده می‌شوند و سپس در دکهای داخلی که توسط درهایی آب‌بندی شده‌اند قرار می‌گیرند. یکی دیگر از انواع کشتیهای حمل بارچ، کشتی کاتاماران حمل بارچ (BACAT) است.

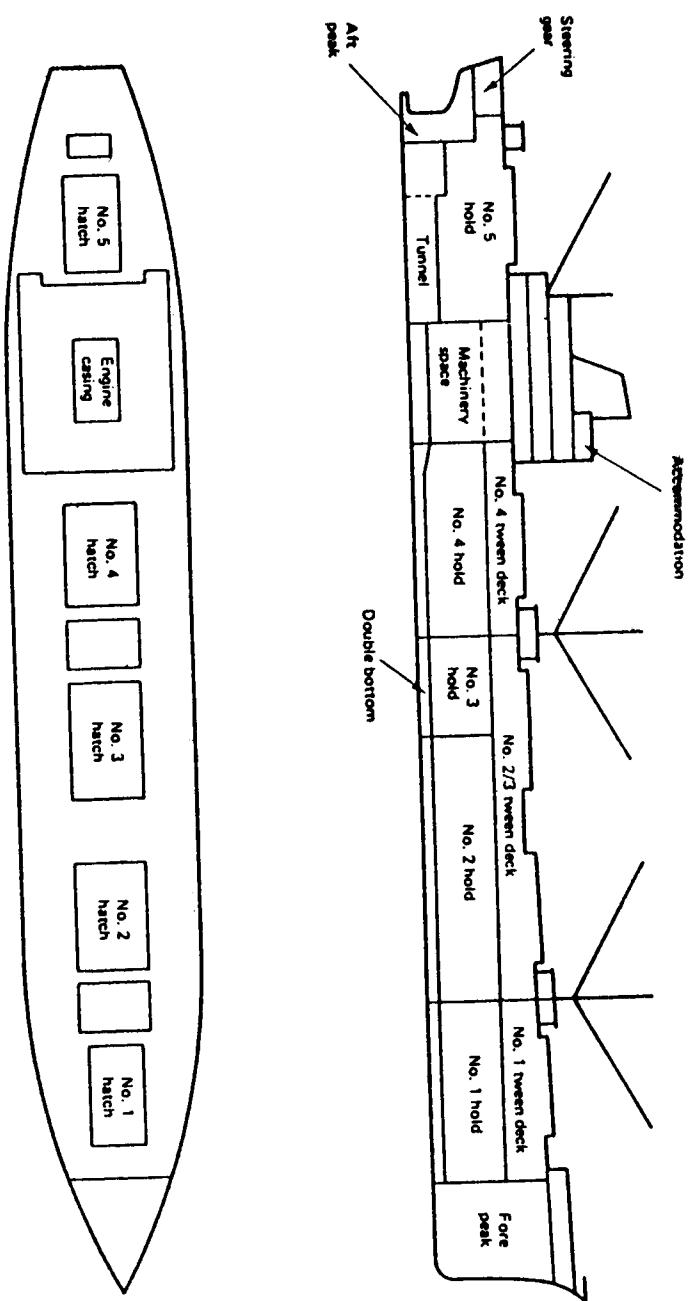
۵-۲ کشتی فله‌بر (Bulk Carrier)

کشتی فله‌بر برای حمل بارهای خشک به صورت فله طراحی می‌شود، بارهایی مانند غلات، زغال‌سنگ، سنگ، آهن، کود شیمیایی، شکر، انواع مختلف مواد معدنی، و چوب که معمولاً روی دک حمل می‌شود. تخلیه و بارگیری می‌تواند توسط نوعی چنگک (grab)، یا مکنده و یا تسمه‌نقاله‌هایی که در داخل کشتی تعییه شده انجام گیرد.

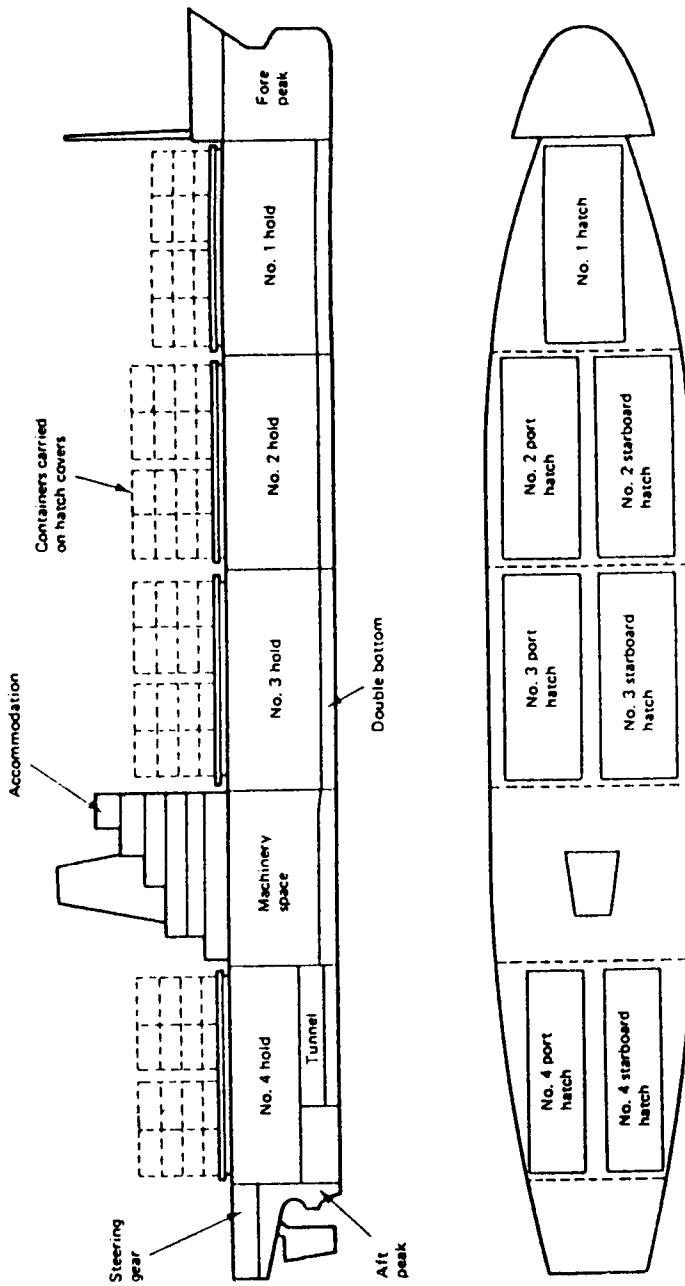
لبهای کناری پایین انبارها طوری شیبدار ساخته شده‌اند که از جابجایی بار هنگامی که کشتی در دریا حرکت می‌کند جلوگیری شود. مخازنی نیز در کناره‌های بالای انبارها تعییه شده (Saddle Tanks) که در شرایط بار سنگین، توسط آب بالاست پر می‌شوند (بعضی از بارهای خیلی سنگین نظیر سنگ آهن حمل می‌کنند)، این کار برای جلوگیری از پایین قرارگرفتن مرکز نقل کشتی انجام می‌گیرد. زیرا مرکز نقل پایین باعث افزایش فرکانس غلتش عرضی (Roll) می‌شود که این هم اثر معکوس بر آسایش خدمه و بار دارد. اندازه این کشتیها از شناورهای کوچک ساحلی تا کشتیهایی با بیش از ۲۰۰۰۰ dwt و دارای سرعت بین ۱۲ تا ۱۴ گره است.

کشتیهای فله‌بر بزرگی طراحی شده‌اند که قادر به حمل چندین نوع بار به طور همزمان‌اند، مانند کشتی حمل نفت و سنگ آهن (oil/ore) که دارای دیواره‌های طولی در طرفین انبارهای اصلی هستند، انبارهای اصلی برای حمل سنگ آهن و مخازن کناری (wing tanks) برای نفت. مقررات ماریبول^۱ درمورد کشتی‌های فله‌بر باید رعایت شود (همانطور که در مورد کشتی‌های نفتکش رعایت می‌شود). کشتی‌هایی نیز مخصوص حمل

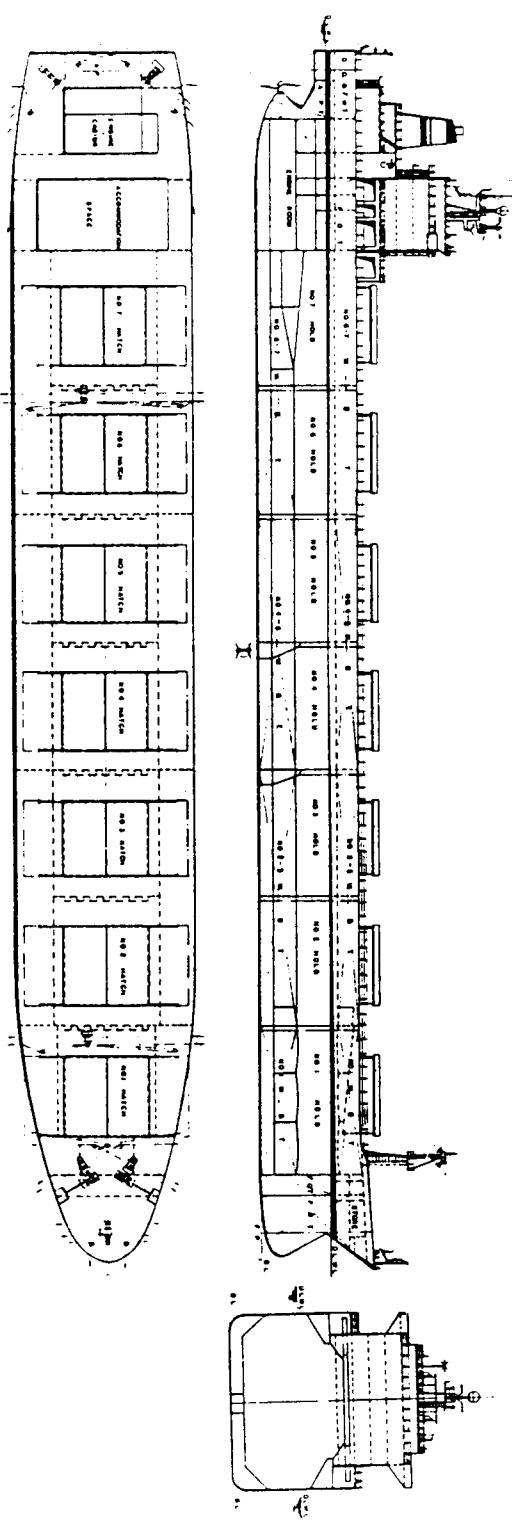
1- Marpol = Marine Pollution convention (1973) and the 1978 Protocol



شکل ۱۲ کشتی باربری (General Cargo)

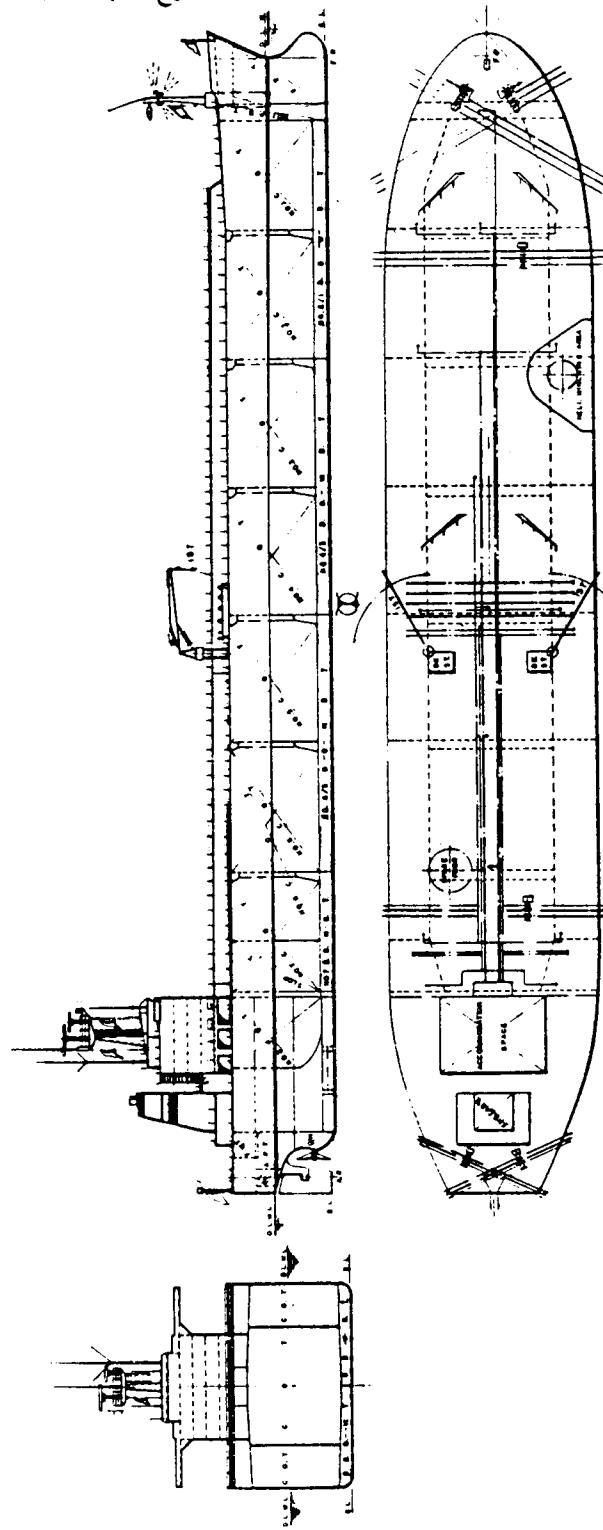


شکل ۴.۲ کشتی کانتینربر (Container Ship)

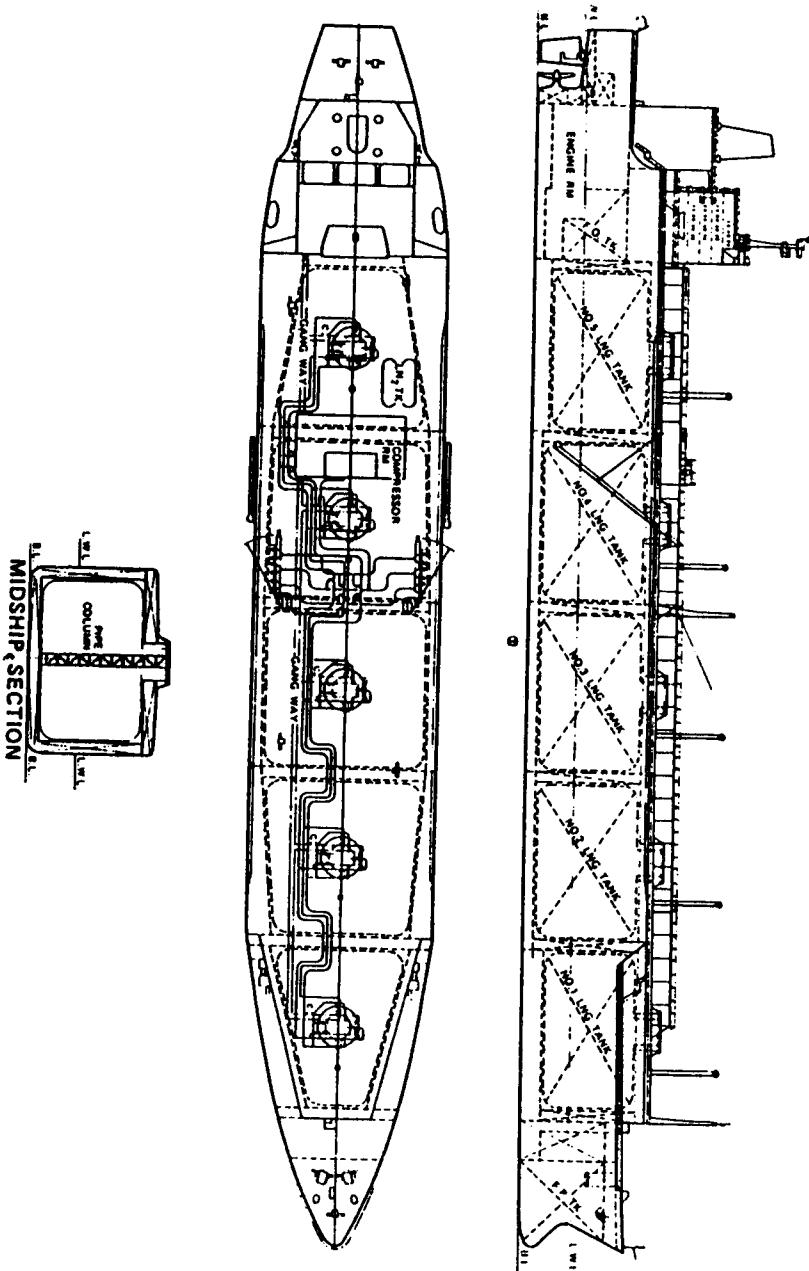


شکل ۳.۲ کشتی فلهبر (Bulk Carrier)

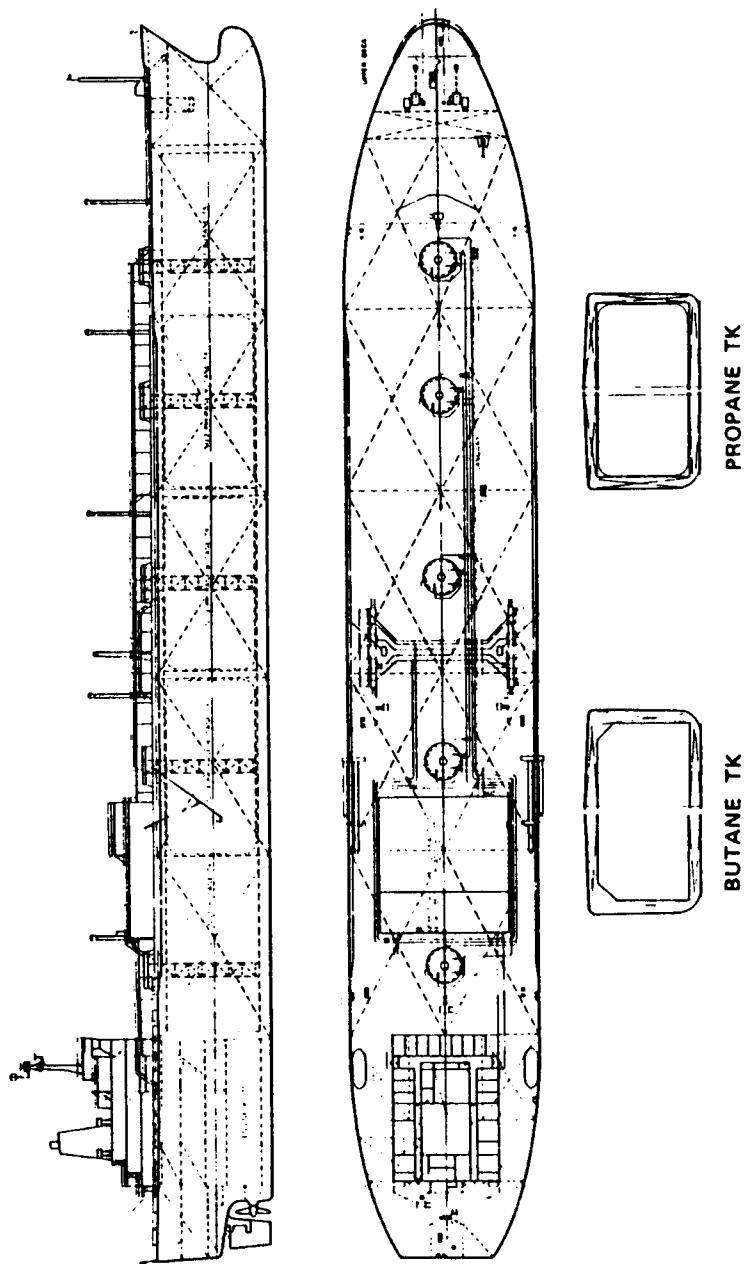
انواع کشتیهای تجارتی ۱۰



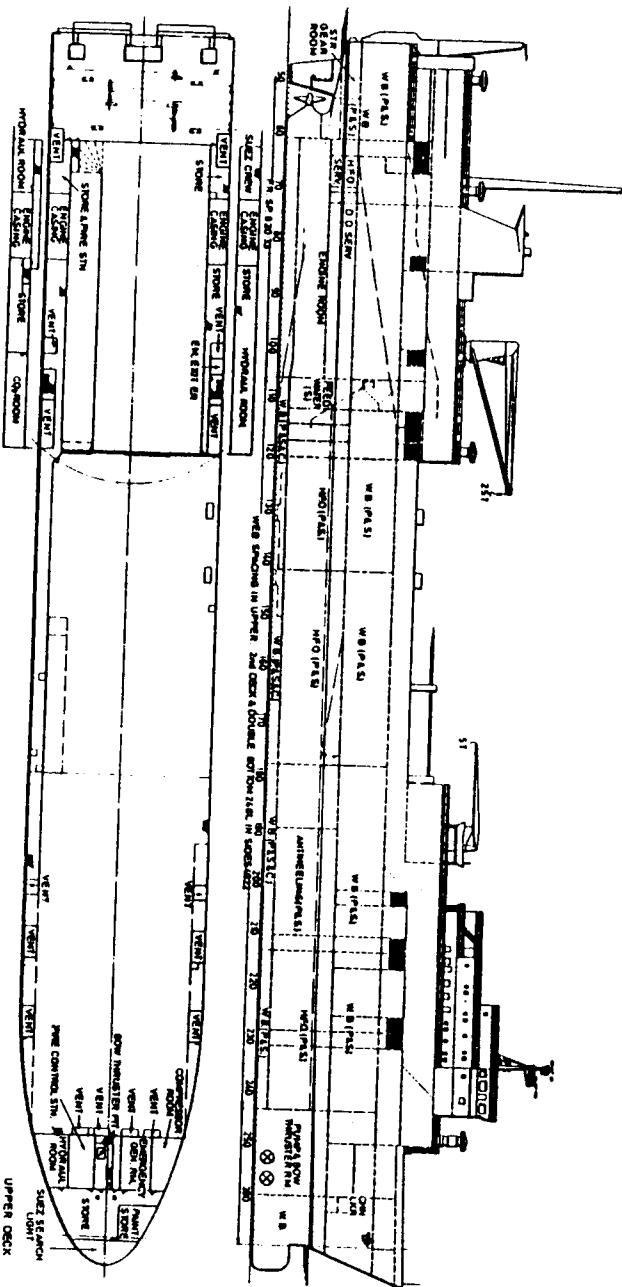
شکل ۴.۲ کشتی نفتکش (Tanker)



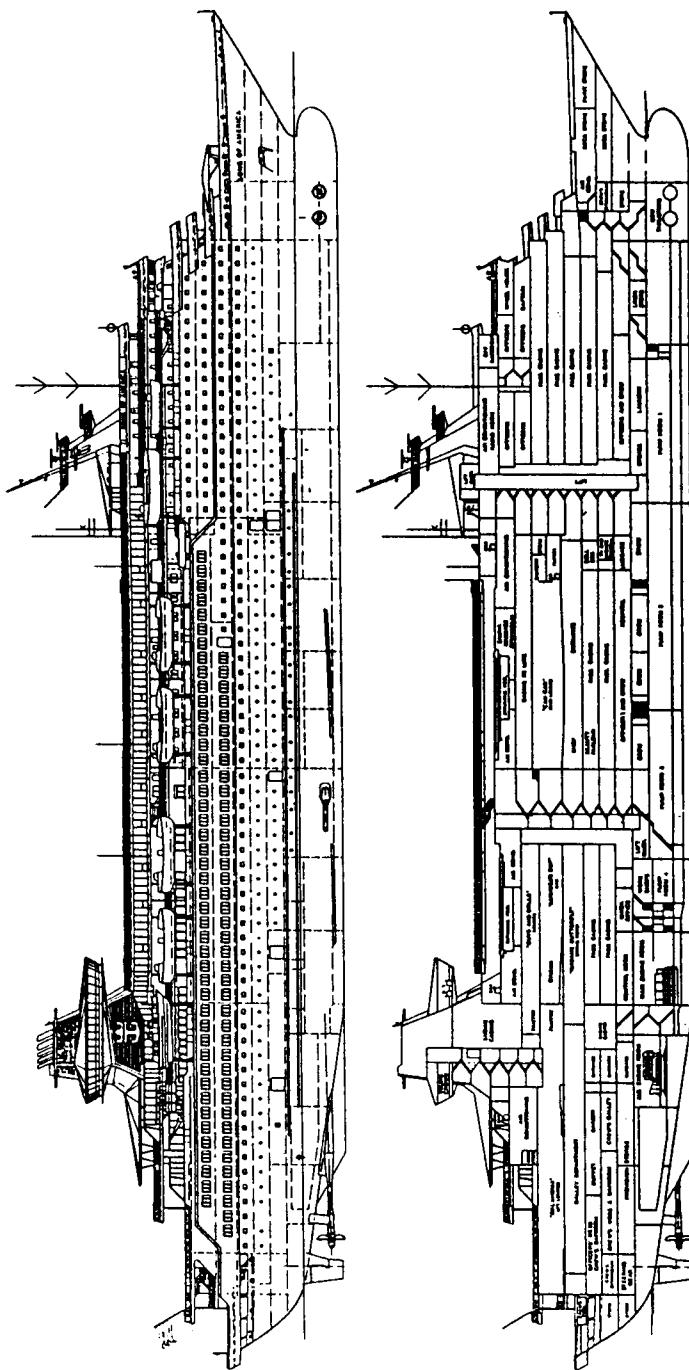
(Liquified Natural Gas) LNG ۰.۲ کتس شکل



شکل ۶۲ کشتی (Liquified Petroleum Gas) LPG



(Roll on - Roll off ferry) Ro-Ro کشتی ۷.۲



شکل ۱۸ کشتی مسافربری-تفریحی (Cruise Ship)

همزمان نفت، فله و سنگ آهن (OBO) طراحی شده‌اند. بعضی از فله‌برهای OBO می‌توانند مشتقات نفتی نظیر گازوئیل را نیز حمل کنند.

۶-۲ کشتی حمل فرآورده‌های چوبی (Forest Products Carrier)

این نوع کشتی برای حمل فرآورده‌های نظیر الار، تخته و حلقه‌های بزرگ کاغذ طراحی می‌شوند و بدین طریق بارگیری می‌شوند، یا عمودی توسط جرثقیل و یا افقی توسط رمپ^۱. کشتی ممکن است در مسیر برگشت بارهای فله نظیر خاک چینی و نمک و همیطور کانتینر حمل کند.

۷-۲ کشتی نفتکش (Tanker)

کشتی نفتکش، نفت خام را در تعدادی مخازن جدا از هم، به منظور آسانی تخلیه و بارگیری و کنترل تأثیرات آن بر استحکام و تعادل کشتی، حمل می‌کند، این مخازن توسط تعدادی دیواره‌های عرضی و ماکریم دو دیواره طولی از یکدیگر جدا می‌شوند. اندازه و موقعیت تانکها توسط مارپول (Marpol 73/78) تعیین می‌گردد. مطابق این مقررات، مخازن جدا و مستقلی درنظر گرفته می‌شوند که در صورت بروز تصادم یا حادثه موانعی در مقابل نشت نفت به دریا باشند. تخلیه و بارگیری مخازن نفت معمولاً توسط تجهیزات و پمپ‌های ثابت انجام می‌گیرد. حمل نفت خام در مقادیر بسیار زیاد اقتصادی‌تر است مانند کشتی‌های VLCC^۲ که تا ۲۰۰۰۰ dwt و یا کشتی‌های ULCC^۳ که تا ۵۰۰۰۰ dwt ظرفیت دارند. سرعت دریانوردی آنهاستگی به قیمت نفت در بازار دارد اما معمولاً بین ۱۳ تا ۱۶ نات است.

۷-۲ کشتی حمل محصولات نفتی (Product carrier)

این کشتی نوع مخصوصی از کشتی‌های نفتکش است که جهت حمل فرآورده‌های تصفیه شده نفت خام مانند نفت، گازوئیل، بنزین معمولی و یا بنزین هوایپما طراحی می‌شود. این کشتی‌ها نیز باید مقررات مارپول را رعایت کنند و دارای استاندارد بالایی از نقطه نظر جلوگیری از آتش‌سوزی‌اند.

۱- Ramp

۲- VLCC = Very Large Crude oil Carrier

۳- ULCC = Ultra Large Crude oil Carrier

۲-۷-۲ کشتی حمل مواد شیمیایی (Chemical taker)

این کشتی مخصوص حمل مواد شیمیایی (به صورت فله) است. این مواد ممکن است مواد شیمیایی سنگین باشند، نظیر انواع اسیدها، آمونیاک، الکل، روغن نباتی و حیوانی، فرآورده‌های پتروشیمی و غیره.

۳-۷-۲ کشتی حمل گاز (Gas carrier)

کشتی حمل گاز، نوعی کشتی حمل مواد شیمیایی است، با مخازنی جهت حمل مشتقات گاز طبیعی در درجه حرارت پایین و یا تحت فشار.

۱-۳-۷-۲ کشتی LNG

کشتی LNG مخصوص حمل مشتقات سبکتر که غالباً متان است طراحی می‌شود. فشار هرچه که باشد این گاز در 82°C مایع می‌شود و در درجه حرارت بالاتر از آن فقط می‌تواند به صورت مایع وجود داشته باشد. نقطه جوش آن (boiling point) در فشار آتمسفر -162°C است. این گاز معمولاً در -165°C در مخازنی که توسط مواد مخصوصی از تبادل حرارتی آنها جلوگیری شده، حمل می‌گردد. کشتی‌های LNG تا 13000 مترمکعب و 65000 dwt ظرفیت داشته و سرعت دریانوردی آنها تا 19 گره است.

۲-۳-۷-۲ کشتی LPG

کشتی LPG مخصوص حمل مواد سنگیتر مانند بوتان، پروپان، اتان و پلی‌پروپیلن است. این گازها در درجه حرارت محیط، تحت فشار به مایع تبدیل می‌شود. حمل آنها به سه روش انجام می‌شود. روش اول، کاملاً تحت فشار (17 bar) و در درجه حرارت محیط، در مخازن استوانه‌ای یا کروی به طوری که قسمتی از این مخازن بیرون از دک اصلی قرار می‌گیرند. روش دوم، نیمه تحت فشار (8 bar) و در درجه -15°C - روش سوم، در فشار آتمسفر و درجه حرارت -50°C - اندازه کشتی نوع LNG از کشتی LPG معمولاً کمی کوچکتر و سرعت دریانوردی آنها تقریباً یکسان است.

۸-۲ کشتی حمل وسایل نقلیه

(Roll on-roll off یا Ro-Ro ship)

این نوع کشتی برای حمل وسایل نقلیه (کامیون و سواری) که توسط چرخهای خودشان از روی سطح شیبدار یا رمپ^۱، تخلیه و بارگیری می‌شوند است، و برخلاف روش قدیمی LO-LO است، که توسط جرثقیل انجام می‌گرفت (lift on lift off). برای افزایش راندمان تخلیه و بارگیری، دک‌های کشتی سرتاسری ساخته می‌شوند که دارای دربهای در سینه و پاشنه هستند. که این در تعارض با استانداردهای مفید مربوط به تعادل در وضعیت صدمه دیده (Damage stability) است. کشتی‌های Ro-Ro ممکن است فقط برای حمل وسیله نقلیه و یا ترکیبی از وسیله نقلیه و مسافر و بعضی موارد نیز فقط برای حمل قطار طراحی می‌شوند. گاهی برای حمل توأم قطار، اتومبیل و مسافر (combi - carriers) طراحی می‌شوند. اندازه کشتی‌های Ro-Ro مختلف است، از کشتی‌های خیلی کوچک برای حمل اتومبیل گرفته تا کشتی‌های ۵۰۰۰۰ grt که توانایی حمل ۴۵۰ مسافر و ۲۵۰۰ اتومبیل را دارد. سرعت دریانوردی آنها ۱۸ تا ۲۲ نات است.

۹-۲ کشتی مسافربری (Passenger ships)

این کشتی‌ها دو نوع هستند، کشتی‌های مخصوص حمل مسافر و اتومبیل (Ferry) و کشتی‌های تفریحی (Cruise ship). در حال حاضر اغلب کشتی‌های اقیانوس پیمای نوع ferry به عنوان کشتی Ro-Ro طراحی می‌شوند. کشتی‌های تفریحی جدید (cruise ship) جای کشتی‌های تفریحی قدیمی (Luxury) را گرفته‌اند. به طوری که کشتی‌های تفریحی قدیمی مانند Queen Elizabeth II به کشتی‌های تفریحی جدید (cruise ship) تبدیل شده‌اند. کشتی‌های تفریحی جدید دارای طیف وسیعی هستند، از کشتی‌های نسبتاً کوچک که گاهی توسط بادبان رانده می‌شوند تا کشتی‌های با ظرفیت ۷۰۰۰۰ grt که توانایی حمل ۲۵۰۰ مسافر را دارا هستند. سرعت دریانوردی آنها معمولاً حدود ۲۰ تا ۲۲ نات است.

کشتی‌های مسافربری از نقطه نظر ایمنی (safety) تحت مقررات شدیدی قرار دارند. تفاوت بین کشتی‌هایی که در بالا شرح داده شدند در حال ازین رفتند است. برای مثال

کشتی هایی طراحی شده اند که بار فله و کاتینر را توأمأً حمل می کنند و همچنین تعدادی کشتی نوع Ro-Ro طراحی شده اند که بارهای lift on lift off مانند کاتینر را نیز حمل می کنند.

۳

شناوری و پایداری

Buoyancy And Stability

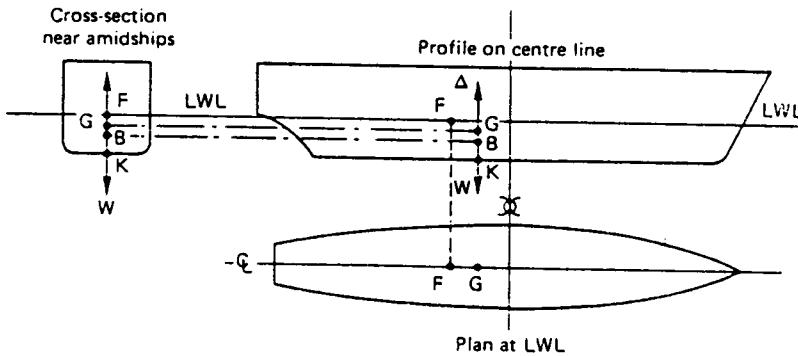
۱-۳ مقدمه

هیدرואستاتیک کشتی، عبارتست از رفتار یک کشتی شناور در آب آرام و بدون موج از نقطه نظر استاتیکی که این موضوع از نقطه نظر ایمنی و سلامت کشتی، در موقعیت های بارگیری، تخلیه، پهلوگیری و در دریا مطرح است. در وضعیت آخر (یعنی در دریا) فرض استاتیک بودن، به طور کامل صحیح نیست. در هر حال، روشهای بررسی که در اینجا مطرح می شود در مورد تعادل هیدرואستاتیکی کشتی با تقریب مناسبی صحت دارد که در مورد دریای موج قابل تعمیم نیست.

شرط تداوم شناوری و پایداری، بخصوص بعد از صدمه دیدن کشتی مستقیماً به طراحی بدنه کشتی و جانمایی کلی آن (arrangement) مربوط می گردد. از بین رفتن پایداری کشتی به خاطر طراحی اشتباه، استفاده غیر صحیح از کشتی، تصادم، و یا به خاطر شرایط بد دریا هنوز هم باعث از بین رفتن انسان و نیز چندین کشتی و تعدادی انسان در هر سال می گردد. اساس هیدرואستاتیک برای کلیه استراکچرهای شناور یکسان است. آنچه که در پی می آید عبارتست از خلاصه ای از کاربرد آن درباره کشتی ها.

۲-۳ شناوری

شکل ۱-۳ بدنه یک کشتی را از سه بعد مختلف نشان می دهد: نمای جانبی، نمای از بالا و نمای از عقب. وزن کل کشتی برابر است با W که به طور عمودی به طرف پایین بر مرکز ثقل



شکل ۱.۳ شناوری

کشتی وارد می‌شود. به همین ترتیب نیروی شناوری، ناشی از فشار آب وارد بر بدنه کشتی عبارتست از نیروی عمودی به طرف بالا، وارد بر مرکز شناوری B (این نیرو را با Δ نمایش می‌دهیم).

اگر کشتی در وضعیت تعادل استاتیکی باشد، $\Delta = W$ و بنابراین قانون ارشمیدس Δ برابر است با وزن آب جابجا شده به وسیله کشتی (displacement). B و G در جهت عمود، باید در یک راستا باشند، هم از دید عرضی و هم از دید طولی کشتی، در غیراین صورت گشتاورهایی وجود خواهد داشت که باعث انحراف کشتی از وضعیت قائم می‌گردند. باید توجه داشت که B در مرکز ثقل آب جابجا شده واقع است، یعنی در مرکز حجم قسمت زیرآبی کشتی (مقدار حجم زیرآبی کشتی را با ∇ نمایش می‌دهیم). چون وزن برابر است با جرم ضربدر g و جرم مساوی است با حجم ضربدر دانسیته، خواهیم داشت:

$$W = \Delta = \nabla \rho_w g$$

(ρ_w دانسیته آب است)، که همه این مقادیر باید در یک سیستم آحاد باشند. بنابراین اگر ∇ بر حسب m^3 و ρ_w بر حسب kg/m^3 باشد پس $g = 9.81 m/s^2$ و

$$W = \Delta = \nabla (m^3) \times \rho_w (kg/m^3) \times 9.81 m/s^2 \quad (8.3)$$

که بر حسب نیوتون خواهد بود. و یا بر حسب تن نیرو که معمولاً تن گفته می‌شود.

$$W = \frac{\nabla \rho_w}{1000} \quad (9.3)$$

مقدار ρ_w برابر $1000 kg/m^3$ برای آب شیرین و تقریباً $1025 kg/m^3$ برای آب دریاست.

در شکل ۱-۳ مرکز سطح شناوری (F) نیز دیده می‌شود که عبارتست از: مرکز سطح صفحه آب. F نقطه‌ای است که کشته هنگامی که از وضعیت تعادل خارج می‌شود، یعنی هنگام غلتش عرضی (heel) یا غلتش طولی (trim)، کشته حول این نقطه چرخش می‌کند. F بخاطر تقارن عرضی کشته معمولاً روی خط مرکزی (C. L.) قرار دارد. به غیر از حالاتی ساده‌ای مانند بارچ مکعب مستطیل شکل، در بقیه موارد حجم زیرآبی کشته غیر یکنواخت است (non-prismatic یا non-uniform)، در این صورت نه حجم زیرآبی و نه صفحه آب هیچکدام در جلو و عقب خط وسط کشته (midships) تقارن ندارند. بنابراین محاسبه حجم‌ها و سطوح و تعیین محل مراکزی مانند B و F به سادگی انجام نمی‌گیرد. برای محاسبه دستی چندین روش تقریبی انتگرال‌گیری وجود دارد، مانند روش سیمپسون (Simpson's Rules)، ولی روش بسیار آسانتر و دقیق‌تر استفاده از برنامه‌های کامپیوتری است، که در این ارتباط تعداد زیادی برنامه جهت محاسبات هیدرواستاتیک کشته وجود دارد.

فرمول تقریبی بسیار خوبی برای محاسبه KB ، یعنی ارتفاع مرکز شناوری در بالای کیل، وجود دارد که به Murrish's rule معروف است:

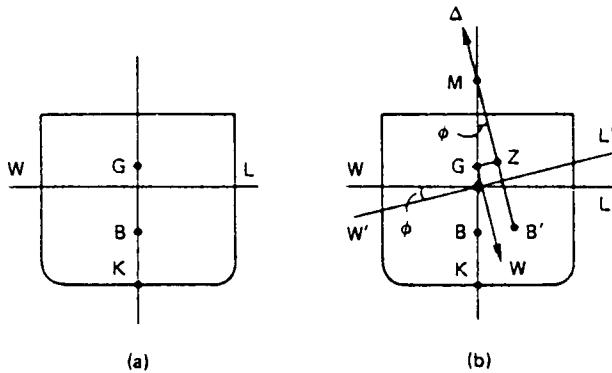
$$KB = \frac{5}{6} T - \frac{\nabla}{3A_W} \quad (10-3)$$

در حالی که T میزان آبخور در همان محل، ∇ حجم قسمت زیرآبی کشته و A_W مساحت صفحه آب است. این فرمول به اندازه کافی برای کشته‌های معمولی دقیق است.

۳-۳ پایداری عرضی در زوایای کوچک غلتش

۱-۳-۳ مفاهیم اساسی

شکل ۲-۳ مقطع عرضی یک کشته را در محل مراکز نقل و شناوری نشان می‌دهد. کشته در شکل الف مستقیم و در شکل ب بوسیله یک ممان خارجی مثلاً توسط باد شدید به اندازه ϕ درجه غلتش دارد. معمولاً در این بررسی‌ها خط آب را در حالت چرخیده شده نسبت به کشته ترسیم می‌کنند، نه اینکه خود کشته را در حالت چرخیده شده نشان دهند.



شکل ۲.۳ پایداری عرضی: (الف) کشتی در وضعیت قائم، ب) کشتی در وضعیت غلtíده

پس از غلtíیدن، شکل قسمت زیرآبی بدنه تغییر می‌کند، یا به عبارتی شکل حجم آب جابجا شده تغییر می‌کند بطوریکه مرکز شناوری از B به B' تغییر مکان پیدا می‌کند. با فرض اینکه هیچ جسمی در کشتی جابجا نشود، مرکز ثقل در G بدون تغییر باقی می‌ماند. وزن و نیروی شناوری نیز بدون تغییر و در حال تعادل اند یعنی $W = \Delta$ ، در این حالت اگر از B' یک خط عمود بر L' رسم کنیم، این خط در نقطه M عمود اولیه‌ای را که از B بر WL رسم شده قطع می‌کند، نقطه M نقطه متاستر (Metacentre) نامیده می‌شود. برای زوایای کوچک غلتش تا حدود ۱۰ درجه، این نقطه تقریباً ثابت است.

در شکل ب مشاهده می‌کنیم که کشتی بوسیله گشتاور GZ . Δ می‌خواهد به وضعیت قائم اولیه برگردد، این گشتاور، ممان بازگرداننده (Restoring moment) نامیده می‌شود (GZ) فاصله بین خطوط نمایش دهنده وزن و نیروی شناوری در زاویه ϕ است). در زوایای کوچک

$$\text{غلتش } \phi \approx \sin \phi$$

$$GZ = GM \cdot \sin \phi \quad (11-3)$$

$$GZ \approx GM \cdot \phi \quad (12-3)$$

بنابراین ممان بازگرداننده $\phi \cdot GM$. Δ خواهد بود.

تا وقتی که ممان بازگرداننده مثبت باشد، یعنی کشتی سعی در بازگشت به حالت قائم اولیه اش داشته باشد، می‌توان گفت که کشتی در حالت تعادل پایدار (Stable equilibrium)

است، یعنی تا وقتی که M بالای G قرار داشته باشد (یعنی GM مثبت باشد). اگر M زیر G قرار داشته باشد (یعنی GM منفی باشد) در این حالت کشتی دارای تعادل ناپایدار است و تمایل دارد که به سمت زاویه بزرگتری غلتیش کند (و احتمالاً واژگون می‌شود). اگر G و M برهم منطبق شوند، گفته می‌شود که کشتی در حالت تعادل خنثی (Neutral equilibrium) قرار دارد.

ارتفاع متاستر (GM) در تعادل کشتی یک پارامتر بسیار مهم است، ضمن اینکه GM باید مثبت باشد، در عین حال نباید مقدار آن خیلی بزرگ باشد. بعداً خواهیم دید که GM وسیله‌ای جهت اندازه‌گیری میزان سختی کشتی (Stiffness) هنگام غلتیش کشتی (Rolling) است، که بر مقدار پریود حرکت غلتیش نیز تأثیر بسیار زیادی دارد. GM بسیار بزرگ باعث یک پریود غلتیش خیلی کوچک می‌گردد و این باعث بروز نتایج نامطلوبی می‌شود که در فصل حرکات کشتی در دریا خواهد آمد.

مقدار معمول GM بین $0.5/0$ تا 3 متر است، که به اندازه و نوع کشتی بستگی دارد. مقدار واقعی GM یک کشتی را می‌توان از طریق آزمایش کج کردن کشتی (Inclining experiment) معلوم نمود، و نیز می‌توان آن را محاسبه کرد.

مطابق شکل خواهیم داشت:

$$GM = KB + BM - KG$$

قبلًا برای KB یک فرمول تقریبی ارائه گردید. KG را با دانستن وزنها و مراکز نقل تجهیزات روی کشتی می‌توان محاسبه نمود. BM با در نظر گرفتن مشخصات هندسی معلوم می‌گردد:

$$BM = \frac{I}{\nabla} \quad (14-3)$$

در حالی که امینان دوم عرضی سطح صفحه آبخور حول C.L. کشتی و ∇ حجم جابجایی قسمت زیرآبی است. به عنوان مثال یک بارج مستطیل شکل را بطول L ، عرض B و آبخور T

$$BM = \frac{B^2}{12T} \quad \text{در نظر بگیرید:}$$

$$I = \frac{LB^3}{12} \quad \Delta = LBT \quad \text{پس}$$

بنابراین برای این بارج :

$$GM = \frac{T}{2} + \frac{B^2}{12T} - KG \quad (15-3)$$

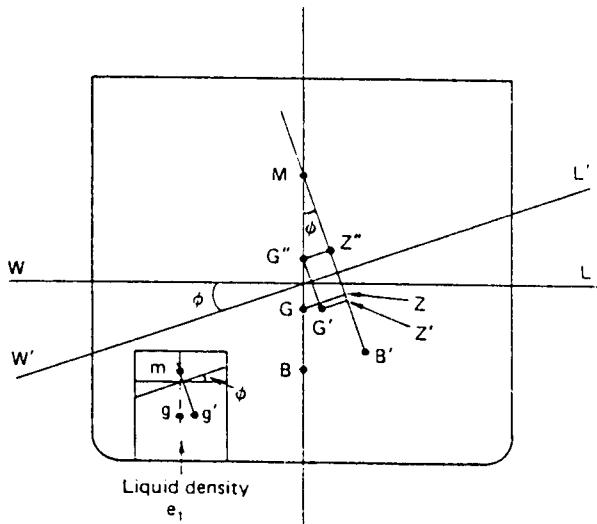
ubarat وسط بیانگر تأثیر بسیار زیاد عرض صفحه آب بر مقدار GM است. افزودن یک مقدار کم به عرض در مرحله طراحی، باعث جبران بالا بودن مرکز ثقل، به مقدار قابل ملاحظه‌ای می‌شود. اگرچه در زوایای کوچک غلتش این مسئله مفید است اما در زوایای بزرگ غلتش چندان سودمند نخواهد بود و این را بعداً خواهیم دید.

۲-۳-۳ کشتی با کناره‌های عمودی^۱

برای زوایای کوچک داشتیم که ممان برگردانده عبارتست از $GZ = GM \cdot \phi$. یک فرمول دقیق‌تر برای GZ در زوایای حدود ۱۰ درجه برای کشتی‌هایی که دارای کناره‌های صاف‌اند وجود دارد، یعنی کشتی‌هایی که دارای کناره‌های عمودی در ناحیه آب‌خور هستند. این فرمول عبارتند از:

$$GZ = \sin\phi(GM + \frac{BM}{2} \tan^2\phi) \quad (16-3)$$

در زوایای خیلی کوچک، این فرمول به همان فرمول تقریبی که قبل^{گفته شد} تبدیل می‌شود.



شکل ۲-۳ اثر سطح آزاد مایع

این فرمول برای زوایای بزرگ غیرقابل استفاده است و بطور کلی در هر حالتی که نقطه متابستر M در یک نقطه ثابت نماند و همراه با زاویه غلتش تغییر کند این فرمول قابل استفاده نیست و در این صورت وقتی که M در یک نقطه ثابت نمی‌ماند به آن پرومتابستر^۱ گفته می‌شود.

۳-۳-۳ تأثیر سطح آزاد مایع^۲

تا اینجا فرض کردیم که بر اثر غلتش کشتی محتویات کشتی حرکتی نداشته و در محل خود ثابت‌اند. اما در عمل، کشتی دارای مخازن مایع مانند سوخت و آب است. اگر این مخازن بطور کامل پر باشند، مایع درون آن شبیه یک جسم صلب عمل خواهد کرد. اما اگر فقط قسمتی از مخزن، مایع داشته باشد هنگامی که کشتی غلتش می‌کند، مایع درون مخزن نیز به همان طرف حرکت خواهد کرد. در شکل ۳-۳ مرکز ثقل G مربوط به مایع دورن مخزن با دانسیته ρ_t و حرکت خواهد کرد؛ که این باعث حرکت مرکز ثقل کشتی از G به G' می‌گردد (G' نزدیکتر به خط تأثیر نیروی شناوری خواهد بود).

در زوایای کوچک، همانطور که در شکل دیده می‌شود، بازوی برگردانده چنین می‌شود:

$$G'Z' \approx GZ - GG' \approx GZ - GG''\phi = (GM - GG'')\phi \quad (17-3)$$

می‌بینیم که مقدار ارتفاع متابستر به اندازه "GG" کاهش یافته است. چنانچه حول G ممان بگیریم:

$$\Delta.GG' = W_t gg'$$

در حالی که W_t وزن مایع درون مخزن است. در این وضعیت یک تشابه مستقیم بین مرکز ثقل مایع درون مخزن و مرکز نیروی شناوری کشتی برقرار است. بنابراین از رابطه $\frac{1}{\nabla} BM =$ داریم:

$$gg' \approx bb' = bm\phi = \frac{i}{\nabla} \phi \quad (19-3)$$

در حالی که امامان دوم سطح آزاد مایع درون مخزن و i حجم مایع، پس می‌توان نتیجه گرفت:

$$GG' = \frac{1}{\nabla} \frac{\rho_t}{\rho_w} i \phi \quad (20-3)$$

$$GG'' = \frac{1}{\nabla} \frac{\rho_t}{\rho_w} i \quad (21-3)$$

و این عبارت است از مقدار کاهش GM براثر سطح آزاد مایع درون مخزن.

اگر تعداد مخازن بیشتر از یکی باشد، مقدار کاهش GM برابر است با مجموع کاهش‌های ناشی از سطح آزاد مایع درون هر مخزن، یعنی:

$$\sum GG'' = \frac{1}{\nabla} \sum \frac{\rho_i}{\rho_w} i \quad (22-3)$$

در حالی که Σ بیان کننده مجموع اثرات ناشی از کلیه مخازن است.

به مقدار خالص GM بعد از کاهش کلیه این مقادیر، GM واقعی (virtual GM) و یا GM_v گفته می‌شود. نکات زیادی درباره تأثیر سطح آزاد مایع وجود دارد: همیشه باعث ناپایداری و عدم تعادل می‌گردد، مستقل از مقدار حجم مایع است، حتی مقدار کمی مایع اگر دارای سطح آزاد وسیعی باشد می‌تواند اثرات زیادی داشته باشد، و مستقل از موقعیت مکانی مخزن است، چه از نظر افقی و چه از نظر عمودی.

اندازه سطح آزاد مایع مخصوصاً عرض آن بر GM اثر زیادی دارد (همانطور که عرض کشتی اثر زیادی بر GM دارد). بهترین راه کاهش تأثیر سطح آزاد مایع، غیر از این که مخزن را کاملاً پر کنیم، این است که مخزن را به قسمتهای کوچکتری تقسیم کنیم تا از حرکت مایع به صورت یک جا و در حجم زیاد جلوگیری شود.

نهایتاً این که سطح آزاد مایع در حالت‌های خیلی خاص ممکن است که GM مؤثر کشته را کاملاً از بین ببرد. به عنوان مثال دک یک کشتی حمل اتومبیل (Ro-Ro ferry) را در نظر بگیرید. این دک غالباً دارای مساحت و ممان دوم سطح مساوی و یا بزرگتر از صفحه آبخور کشته است، اگر در جریان حادثه‌ای این دک از آب دریا حتی (بسیار کم عمق) پوشیده شود. آنگاه مقدار کاهش GM برابر است با:

$$GM = \frac{1}{\nabla} i \approx \frac{1}{\nabla} = BM \quad (23-3)$$

این مقدار کاهش، بیشتر از مقدار GM است بنابراین کشتی دارای تعادل منفی است، کشتی غلتش نموده و به احتمال زیاد واژگون خواهد شد.

۴-۳-۳ وزنه‌های آویخته

وزنه آویخته شده از جرقه کشته، تأثیری شبیه به سطح آزاد مایع دارد. همان استدلالی که

برای مایع درون مخزن در شکل ۳-۲ انجام شد، برای چنین وزنه‌ای نیز انجام می‌گیرد. هنگامیکه کشته می‌غلتد، حرکت مایع درون مخزن درست شبیه به این است که یک جسم صلب در m آویزان است (m نقطه متأستر برای حرکت مایع است). بهمین ترتیب هر جسم آویزان شده از جرثقیل کشته اثر می‌گذارد، با فرض اینکه مرکز نقل وزنه در نقطه تعلق روی بوم جرثقیل ثابت بماند. افراد ایستاده روی دک کشته نیز رفتاری شبیه به این دارند. تنها اختلاف در این است که هنگامی که سعی می‌کنند که در حالت قائم باقی بمانند، نقطه چرخش برای آنها در محل پاها یشان قرار دارد (که همان محل تأثیر مرکز نقل آنهاست).

۵-۳-۱ آزمایش کج کردن کشته^۱

هدف از این آزمایش، یافتن GM کشته در یک شرایط معین است. بخارط اهمیت GM و آسان‌بودن محاسبه دقیق KG این آزمایش معمولاً برای هر کشته جدیدی انجام می‌شود. بعداز هر تغییر کلی نیز که روی کشته انجام می‌شود این آزمایش مجدداً تکرار می‌گردد. طریقه انجام آن بدین ترتیب است که یک ممان کج کننده مشخصی را برکشته وارد می‌کنند و سپس زاویه غلتش حاصل شده، اندازه گرفته می‌شود. مقدار غلتش توسط پاندول اندازه گیری می‌شود.

وزنه معینی به وزن w (معمولًاً یک سری وزنه، روی چرخ یا ریل) را در نظر بگیرید که بطور عرضی به فاصله d روی کشته جابجا می‌شود. ممان $w.d$ باشد توسط ممان برگردانده $\Delta \phi$. خنثی شود (ϕ عبارتست از زاویه کوچکی که کشته به آن اندازه غلتیده است).

بنابراین :

$$GM = \frac{w.d}{\Delta \phi} \quad (24-3)$$

کلیه مقادیر سمت راست، رابطه بالا بسیار دقیق اندازه گیری می‌شوند. مقدار وزن جابجا یی کشته displacement (با داشتن آبخور کشته هنگام آزمایش) از روی منحنی‌های هیدرواستاتیک بدست می‌آید.

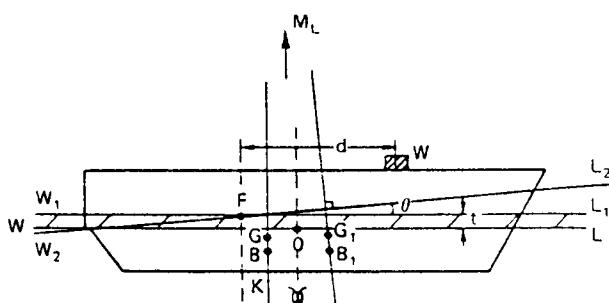
آزمایش باید در شرایط دریای آرام و بدون موج انجام گیرد. مطلب بسیار مهمی که بدقت باید مورد توجه باشد وضعیت کشته از نقطه نظر وزن اجسامی است که باید روی آن قرار گیرد و باز آن خارج گردد (وضعیت خاص واستانداردی که GM باید برای آن وضعیت مشخص

شود، مشخص کننده این اجسام است). این GM واقعی^۱ است که باید با درنظر گرفتن سطوح آزاد مایع مخازن در هنگام آزمایش، GM صلب^۲ محاسبه گردد. اطلاعات لازم برای این منظور با اندازه گیری کلیه مخازن در هنگام آزمایش و محاسبه تأثیر سطح آزاد مایع آنها به دست می آید.

۴-۳ فرو رفتن در آب، تریم و غلتاش^۲

این بخش، درباره رفتار هیدرواستاتیکی کشتی تحت تأثیر بارهای یکنواخت است. در ابتدا تأثیر یک بار W وارد بر خط مرکزی کشتی (centre line) بررسی می شود. فرض براین است که W نسبت به وزن جابه جایی کشتی بسیار کوچک است.

شکل ۴-۳ مقطع یک کشتی را در خط مرکزی نشان می دهد. در ابتدا کشتی تا خط آب WL در آب غوطه ور و دارای مرکز ثقل G ، مرکز شناوری B و مرکز سطح شناوری F است. وزنه W به فاصله d در جلوی F قرارداده می شود. تأثیر وزنه W به دو طریق است. اول اینکه باعث پایین تر رفتن بیشتر کشتی در آب می گردد، بنحوی که شناوری جدید، مقدار وزن نهایی جدید ($\Delta + W$) را خنثی کند. دیگر این که باعث تریم طولی کشتی با زاویه θ می شود، تا مرکز شناوری را به محل B_1 که زیر G_1 مرکز ثقل جدید است منتقل کند. این دو اثر را می توان جداگانه بررسی نمود. زیرا اضافه کردن وزنه W ، مانند این است که وزنه W را در بالای F مرکز



شکل ۴-۳ فرو رفتن در آب و تریم

غوطه‌وری قرار داده و در همان زمان ممان $d.w$ را در جهت حرکت عقربه‌های ساعت حول F وارد کنیم.

۱-۴-۳ فرو رفتن در آب

افزودن وزن w در محل F تأثیری بر تریم نداشت و فقط موجب فرو رفتن موازی گونه تمام بدن به اندازه Δ می‌گردد. فرض می‌شود مساحت صفحه آب A و این مقدار در تغییرات کم آبخور تقریباً ثابت است. چون w از طریق افزایش جابجایی بین صفحات آب WL و W_L جبران می‌گردد:

$$t = \frac{w}{A\rho_w g} \quad (25-3)$$

۲-۴-۳ تریم

ممان $d.w$ باعث تغییر وزن جابجایی نشده، اما باعث تریم حول F می‌گردد. برای زوایای کوچک، تریم را می‌توان مانند غلتش مورد بررسی قرارداد. با مقایسه شکل‌های ۲-۳ و ۴-۳ می‌توان متاستر طولی M_L را شبیه به متاستر عرضی M درنظر گرفت. که بدین ترتیب فرمولهایی شبیه همان فرمولها حاصل می‌گردد:

$$GM_L = KB + BM_L - KG$$

$$BM_L = I_L / \nabla \quad (26-3)$$

در حالی که I_L ممان دوم طولی سطح صفحه آب حول خط عرضی گذرنده از F است. تفاوت عملی که وجود دارد این است که در آینجا مهمترین عامل تعیین کننده I_L ، طول است و نه عرض، و همین باعث می‌شود که I_L بسیار بزرگ باشد. بنابراین BM_L بسیار بزرگ‌تر از BM خواهد بود. چون KB و KG در دو حالت عرضی و طولی یکی هستند و بسیار کوچکتر از GM_L بودند، پس تقریباً $GM_L \approx BM_L$. GM_L بسیار بزرگ‌تر از GM است، بطوریکه مقدار GM_L معمولاً چند صدمتر است.

در مورد ممان $d.w$ می‌توان گفت که باید با ممان بازگرداننده طولی $(\Delta+w)$ GM_L را جبران شود. پس:

$$\theta = \frac{wd}{(\Delta+w) GM_L} \quad (27-3)$$

اگر خیلی دقیق باشیم، باید بگوییم که G به خاطر افزودن w بالاتر رفته است، اما این مقدار معمولاً به خاطر بزرگی GM_L قابل صرفنظر کردن است.

با دانستن مقدار فرورفتن در آب (t) و تریم (θ) می‌توان آبخورهای جدید جلو و عقب کشتی را محاسبه نمود. با توجه به شکل ۴-۳، آبخور در محل عمود پاشنه کشتی به اندازه زیر افزایش می‌یابد:

$$\left(\frac{L}{2} + OF \right) \theta + t \quad (28-3)$$

و آبخور در محل عمود پاشنه کشتی به اندازه زیر کاهش می‌یابد:

$$\left(\frac{L}{2} + OF \right) \theta - t \quad (29-3)$$

در حالی که L طول بین دو عمود (LBP) و OF فاصله بین خط وسط کشتی^۱ و مرکز غوطه‌وری F در جهت محور طولی است.

۳-۴-۳ ترکیب تریم و غلتش

فرض کنید وزن w نه بر روی خط مرکزی (Centre Line) بلکه در فاصله u سمت چپ آن قرار گیرد و در شرایطی که وزن w هنوز کوچک باشد. مقدار فرورفتن در آب و همچنین تریم نسبت به آهایی که قبل از تغییر نمی‌کنند، تنها تأثیر اضافی در این حالت، پدید آمدن یک ممان کج کننده^۲ W_u است، که باعث کج شدن کشتی به اندازه زیر می‌گردد:

$$\phi = \frac{w_y}{(\Delta + w)GM} \quad (30-3)$$

در حالی که GM ارتفاع متناسبتر عرضی است.

۴-۴-۳ مشخصات هیدرواستاتیکی^۳

برای محاسبه ساده‌تر تریم و مقدار فرورفتن در آب، عمدها از این مشخصات استفاده می‌شود، که به صورت دیاگرام چندین منحنی و یا به صورت جدول تهیه می‌شود که

یانکننده خواص هندسی کشتی برای وضعیتهای مختلف آبخور متوسط^۱ است و به آن منحنی‌های هیدرواستاتیک^۲ گفته می‌شود. مشخصات هیدرواستاتیکی که در مرحله طراحی تهیه می‌گردد علاوه بر وزن جابجایی موارد زیر را شامل می‌شود:

$$^6MCT1m, ^5TPC, ^4LCF, ^3LCB, ^2KM, ^1KB$$

چهار پارامتر اول به طور کامل مربوط به مشخصات هندسی کشتی اند ولی بقیه به دانسته آب بستگی دارند. MCT1m به KG نیز بستگی دارد، MCT1m را می‌توان با فرض $GM_L \approx BM_L$ بطور تقریب بدست آورد. یک نوع منحنی هیدرواستاتیکی به عنوان نمونه در شکل ۵-۳ نشان داده شده است.

TPC عبارتست از افزایش وزن جابجایی به نسبت یک سانتیمتر فرورفتن موازی در آب (sinkage) که بطور مستقیم به مساحت صفحه آب A بستگی دارد:

$$TPC = A \rho_w \frac{t}{100} \quad (31-3)$$

در حالیکه t سانتیمتر، A بر حسب مترمربع و ρ_w دانسته آب بر حسب تن بر متر مکعب. محاسبه مقدار فرورفتن در آب (Sinkage) را بر حسب سانتیمتر، بر اثر افزودن W تن وزنه، می‌توان بصورت زیر نوشت:

$$t = \frac{W}{TPC} \quad (32-3)$$

به همین ترتیب، ممان برای تغییر تریم بین دو عمود به اندازه یک متر، بر حسب تن - متر بدین صورت است:

$$MCT1m = \Delta GM_L \frac{1}{L} \quad (33-3)$$

در حالی که Δ بر حسب تن، GM_L بر حسب متر و L طول بین دو عمود نیز بر حسب متر

1- Mean Draft

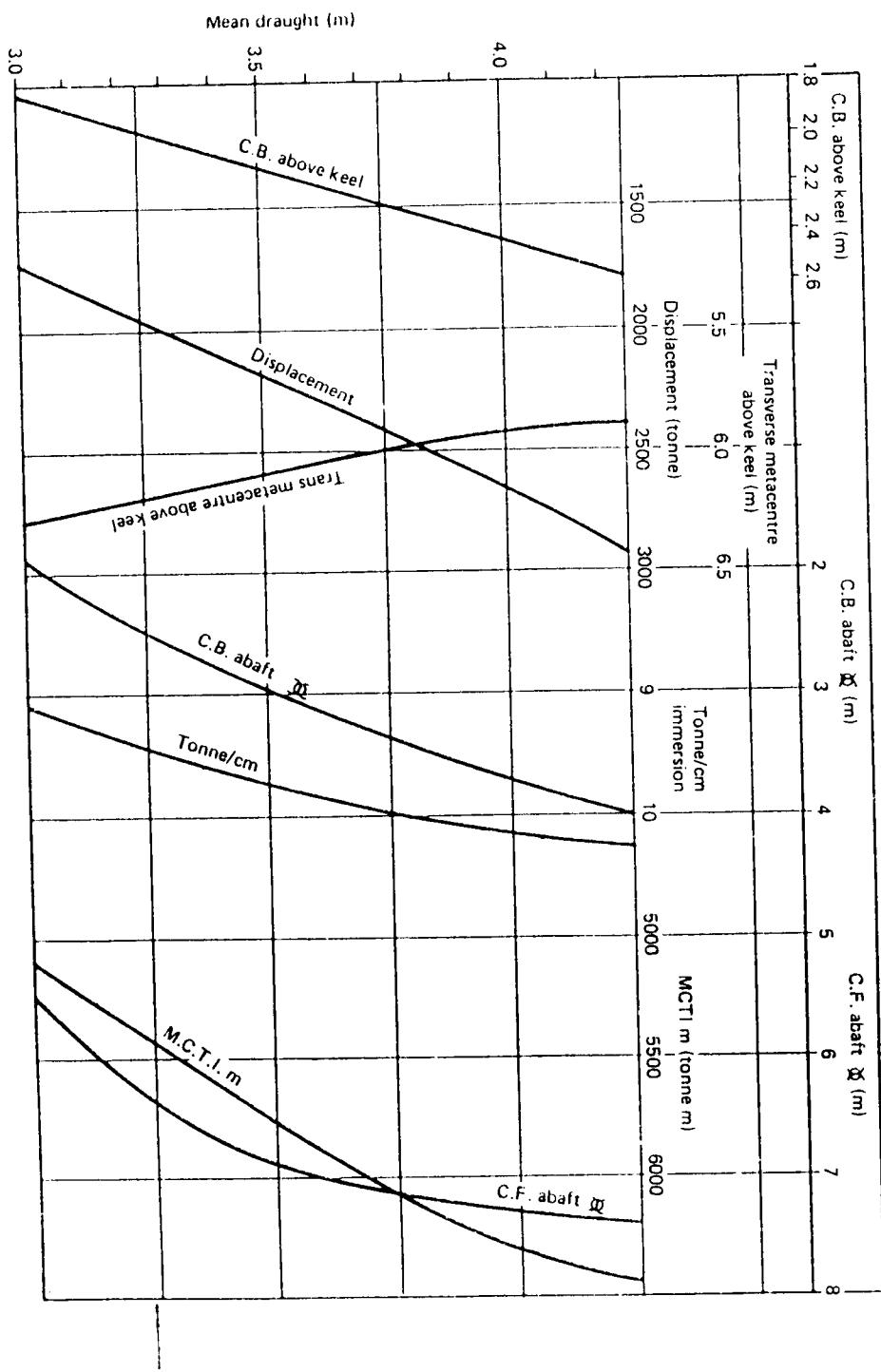
2- Hydrostatic Curves

3- Longitudinal Centre of buoyancy

4- Longitudinal Centre of floatation

5- Ton Per Centimetre Immersion

6- Moment to change trim 1m



شکل ۵۲ منحنی های هیدروداستاتیک برای ترم طراحی

هستند. محاسبه تغییر تریم برای ممان $w.d$ (که برحسب تن - متر است) چنین می شود:

$$\theta = \frac{w.d/L}{MCT1m} \quad (34-3)$$

در حالی که θ برحسب رادیان است. همچنین تغییر تریم بین دو عمود بر حسب متر عبارتند از:

$$\frac{w.d}{MCT1m}$$

۵-۴-۳ تغییر دانسیته آب

یک کشته به وزن Δ ، که از آب دارای دانسیته ρ_1 وارد آب دارای دانسیته ρ_2 می شود، اگر ρ_1 بزرگتر از ρ_2 باشد کشته بیشتر در آب فرمی رود تا تعادل بین وزن و شناوری را حفظ کند. اگر ρ_1 کوچکتر از ρ_2 باشد، کشته بالاتر خواهد آمد. همچنین کشته دارای مقدار کمی تریم خواهد شد تا LCB را دقیقاً زیر LCG حفظ کند.

به سادگی می توان نشان داد که مقدار فروختن موازی در آب (Parallel sinkage) بر حسب سانتیمتر عبارتست از: (A مساحت صفحه آبخور است)

$$t = \frac{\Delta}{\rho_1 g A} \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) \quad (35-3)$$

$$t = \frac{\Delta}{TPC} \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) \quad (36-3)$$

در حالی که Δ برحسب تن، TPC برحسب تن بر سانتیمتر و کشته در شرایط اولیه آب با دانسیته ρ_1 قرار دارد. حال اگر ρ_1 کمتر از ρ_2 باشد، t منفی خواهد شد یعنی کشته از آب به اندازه t بیرون خواهد آمد.

به همین ترتیب تغییر تریم بین عمودها را می توان بطور تقریب اینطور نشان داد:

$$\delta trim = \frac{a\Delta}{MCT1} \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right) \quad (37-3)$$

در حالی که a فاصله افقی بین MCT1، LCF و LCB ممان برای تغییر تریم، و هر دو برای شرایط اولیه با دانسیته ρ_1 هستند. اگر a برحسب متر باشد، مقدار فوق نیز برحسب متر خواهد بود. Δ برحسب تن و $MCT1$ بر حسب m/m است. اگر ρ_1 بزرگتر از ρ_2 باشد (و LCB همانطور که معمول است جلوی LCF باشد) آنگاه در سینه کشته تریم بیشتر خواهد شد.

۶-۴-۳ بیرون کشیدن کشتی از آب^۱

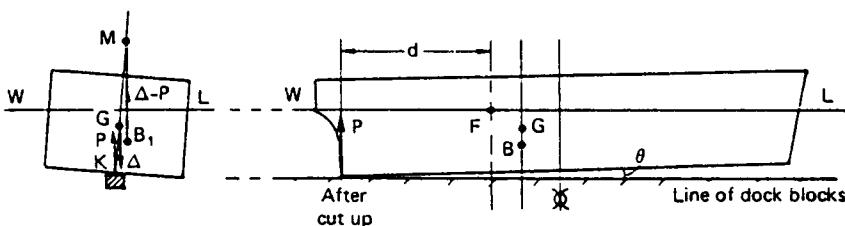
کشتی معمولاً موقع بیرون کشیدن از آب دارای تریم در پاشنه است. وجود این تریم برای اطمینان از این که بار اصلی به وسیله قسمت تقویت شده عقب کشته یعنی ACU^2 تحمل شود، انجام می‌گیرد (شکل ۶-۲). بار عمودی P در محل تقویت شده پاشنه (یعنی ACU) درست قبل از لحظه‌ای که کشتی روی آخرین بلوكهای داک^۳ قرار گیرد به ماکزیمم مقدار خود می‌رسد. بار ماکزیمم P را می‌توان به برداشتن یک وزن از قسمت عقب کشته تشییه نمود (شکل ۸-۳). در محاسبات مربوط به بیرون کشیدن کشتی، مقدار P نامعلوم ولی مقدار تغییر تریم معلوم است، یعنی اختلاف بین حالتی که کشتی به صورت آزاد شناور است و حالتی که روی کلیه بلوكهای داک قرار خواهد گرفت (که در این وضعیت معمولاً تریم صفر است). بنابراین تغییر تریم عبارتند از:

$$\theta = \frac{Pd}{L \cdot MCT} \quad (\text{برحسب رادیان}) \quad (38-3)$$

$$\delta T \approx \frac{Pd}{MCT} \quad (39-3)$$

در حالی که δT تغییر تریم (برحسب متر) بین عمودهاست. بنابراین:

$$P = \delta T \cdot \frac{MCT}{d} \quad (40-3)$$

شکل ۶-۳ داکینگ^۱

لازم به ذکر است که P متناسب با ΔT است. ترمیم اولیه نباید زیاد بزرگ باشد زیرا باعث ایجاد نیروهای بزرگی می‌گردد. با پیدا کردن P ، مقدار بالا آمدن کشته به طور موازی^۱ را می‌توان معلوم نمود که مساوی است با P/TPC . به این ترتیب مقدار آبخور در جلو و عقب کشته هنگامی که کشته در حال تماس با کلیه بلوکهای داک است را می‌توان پیدا کرد، یعنی حاصل دومقدار فوق که ناشی از ممانوارده به طرف بالا و ناشی از بیرون آمدن کشته بطور موازی است. نیروی P (بطرف بالا) تمایل به برهم زدن تعادل کشته دارد، زیرا در زیر نقطه متاستر عرضی بوده و باعث کاهش اثر متاستر عرضی باندازه KM . (P/Δ) می‌گردد، در حالیکه Δ وزن جابجایی کشته هنگام داکینگ و KM فاصله عمودی بین ACU ^۲ و متاستر عرضی است (KM در وضعیتی که کشته درحال قرار گرفتن روی کلیه بلوکهاست محاسبه می‌شود) و کاهش GM به اندازه خطرناکی خواهد بود. باید تکیه گاههای مورب^۳ مناسبی بین کناره‌های کشته و دیواره داک قرار گیرد، و یا اینکه از بلوکهای جانبی^۴ در اطراف ACU استفاده شود.

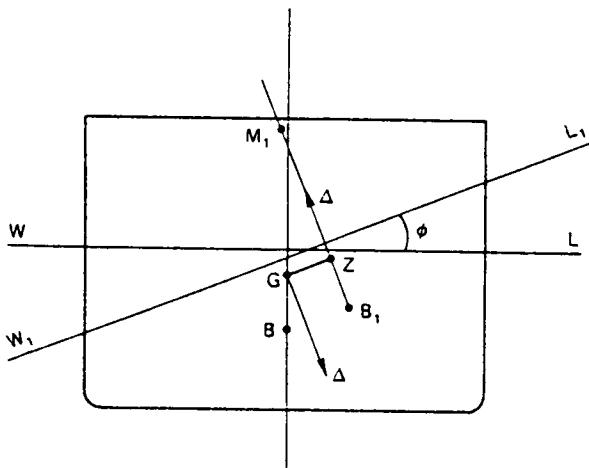
۷-۴-۳ به گل نشستن^۵

به گل نشستن کشته را در آب آرام می‌توان به رو شی شبیه بیرون کشیدن کشته از آب بررسی نمود. نیروی عمودی در نقطه به گل نشستن و نیز آبخور کشته را وقتی که ارتفاع جزر و مد تغییر می‌کند می‌توان پیدا کرد، یعنی با مساوی قراردادن تغییر آبخور در نقطه به گل نشستن (بر اثر ترمیم و بالا آمدن موازی کشته)، و مقدار معلوم تغییر ارتفاع جزر و مد.

۵-۳ پایداری کشته در زوایای بزرگ غلتsh عرضی

تا اینجا فقط پایداری عرضی و زوایای کوچک بررسی گردید، زوایایی تا حدود ۱۰ درجه. اکنون به حالت کلی تری پرداخته می‌شود.

در شکل ۷-۳، کشته تا زاویه اختیاری ϕ غلتیده است. وزن جابجایی ثابت و محل مرکز ثقل بدون تغییر فرض می‌شود. بر عکس حالت زوایای کوچک (شکل ۲-۳)، در این حالت نمی‌توان فرض کرد که صفحه آبخور جدید در دو طرف خط مرکزی (Centre Line) دارای یک شکل و ماتنده هم هستند. نقطه پر و متاستر^۶ ثابت نبوده و با زاویه غلتsh تغییر



شکل ۷.۳ تعادل عرضی در زوایای بزرگ غلتش

می‌کند. همچنین در اینحالت، تریم کشتی به خاطر عدم تقارن سینه و پاشنه تغییر خواهد کرد. ممان برگرداننده، مانند حالت قبل عبارتست از $\Delta \cdot GZ$ ، مقدار Δ ثابت است اما مقدار تغییر GZ بر اثر تغییر زاویه ϕ باید تعیین شود. روش‌های محاسبه GZ برای وزنهای جابجایی مختلف کشتی در زوایای مختلف غلتش از طریق منحنی‌های متقطع تعادل^۱ را در کتابهای مختلف می‌توان پیدا نمود. روش‌های جدید کامپیوتری، محاسبات دقیقی را در این مورد امکان‌پذیر ساخته است.

۱-۵-۳ منحنی GZ

یک نمونه منحنی تغییر GZ بر اثر زاویه غلتش در شکل (۸-۳) نشان داده شده است. این را منحنی تعادل استاتیکی یا منحنی GZ گویند. مهمترین خصوصیات این منحنی عبارتند از، اولاً در زوایای کوچک ϕ $GZ \approx GM$. (بخش ۳-۳). شیب منحنی GZ در مبدأ چنین است:

$$\frac{dGZ}{d\phi} = \frac{d(GM \cdot \phi)}{d\phi} = GM \quad (41-3)$$

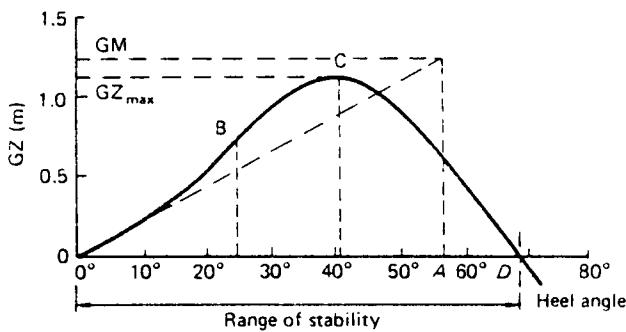
بنابراین اگر شیب منحنی را در مبدأ برای $1 = \phi$ رادیان (یعنی نقطه A) در نظر بگیریم، برابر با ارتفاع متاستریک GM خواهد شد. ثانیاً، در حالی که ϕ از مقادیر کوچک گذشته و افزایش یابد، شیب منحنی GZ معمولاً رو به افزایش گذاشته، بیشتر از شیب اولیه می‌گردد. برای کشتی با کناره‌های صاف و عمودی^۱، این مسئله با توجه به معادله (۱۶-۳) به دست می‌آید. برای کشتی با کناره‌های منحنی شکل^۲، افزایش شیب ممکن است کمتر و یا حتی منفی باشد.

در نقطه B، منحنی دارای نقطه عطف^۳ بوده و شیب شروع به کم شدن می‌کند. این تغییر شیب با فرورفتن لبه دک به داخل آب یا بیرون آمدن منحنی بیلچ^۴ همراه است. در این نقطه عرض صفحه آب (که بر ممان دوم سطح A، و بنابراین بر BM مؤثر است) دیگر افزایش نیافته و شروع به کم شدن می‌کند.

در نقطه C، مقدار GZ به ماکریم می‌رسد یعنی GZ_{max} . چنانچه ممانی بزرگتر از ΔGZ_{max} (با فرض پیوسته بودن) به کشتی وارد شود، موجب واژگون شدن آن خواهد شد. در نقطه D، مقدار GZ صفر می‌شود. این را نقطه ازین‌رفتن تعادل^۵، و فاصله OD را محدوده تعادل^۶ نامند. سطح زیر منحنی وسیله‌ای است جهت تعیین مقدار کار لازم در شرایط آرام و یکنواخت برای غلتاندن کشتی تزاویه ϕ_D ، این را تعادل دینامیکی (dynamical stability) نامند. این نامگذاری به خاطر ارتباط آن با توانایی جذب انرژی توسط کشتی در هنگام غلتش است.

منحنی‌های GZ برای وضعیتها مختلفی تهیه می‌شوند. این وضعیتها عبارتند از، کشتی در وضعیت سنگین^۷، کشتی در وضعیت سبک^۸، و همچنین بعضی موقع برای وضعیت بسیار سبک^۹ (در بندر) که ممکن است وضعیت خطرناکی باشد. منحنی GZ در ارتباط با وضعیت‌های مختلف سطح آزاد مایعات که ممکن است پدید آید، نیاز به تصحیحاتی دارد. اگر چه منحنی GZ مشخص کننده تعادل در زوایای بزرگ است، اما باید دانست که در عمل دارای کاستی‌هایی است و در مرد زوایای بزرگی مانند جابجا شدن بار درون کشتی، نمی‌توان از آن استفاده نمود. بعلاوه همانطور که در شکل ۸-۳ مشاهده می‌شود، برای حالتی که در زوایای بزرگ، آب به داخل کشتی سرازیر شود نیز نمی‌توان از آن استفاده نمود (مانند واردشدن آب از طریق قسمتهای باز دک و یا ورودی‌های موتورخانه). این منحنی را در

1- Wall Sided Ship	2- Rounded Bilge	3- Inflection
4- Turn of Bilge	5- Vanishing Stability	6- Range of Stability
7- Deep Condition	8- Light Condition	9- Harbour Condition



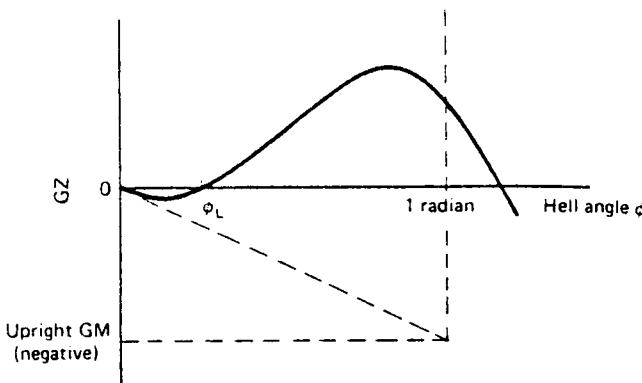
شکل ۸.۳ یک نمونه منحنی GZ

صورت مساوی بودن زاویه ماکزیمم غلتش (یعنی محدوده تعادل) با زاویه مینیممی که در آن آب به داخل کشتی سرازیر می‌شود، می‌توان استفاده نمود. نهایتاً، فرض بر این است که وضعیت دریا برای منحنی GZ نسبتاً آرام است، فرضی که در دریایی موّاج مطمئناً وجود ندارد.

با این وجود، منحنی GZ مهمترین وسیله قوانین بین‌المللی در مورد تعادل کشتی است، و تا هنگامیکه جایگزین مناسبتری معرفی و مورد قبول واقع نشود این منحنی همچنان اهمیت خود را حفظ خواهد نمود.

۲-۵-۳ زاویه لُل^۱

یک کشتی در وضعیتهای خاص بارگذاری و در شرایطی که به طور قائم قرار دارد، ممکن است دارای GM منفی باشد. منحنی GZ در این وضعیت، مانند شکل ۹-۳ خواهد بود، یعنی GM منفی باعث شیب منفی در مبدأ می‌گردد. همانطور که کشتی بطرف زوایای بزرگتر می‌غلند، مقدار GZ افزایش یافته و در زاویه ϕ مثبت می‌شود. هنگامیکه کشتی بصورت قائم قرار دارد، در وضعیت تعادل ناپایدار است و به سرعت در وضعیت زاویه ϕ قرار می‌گیرد. این را زاویه لُل می‌نامند. شناختن شرایط لُل زاین نظر که ممکن است خطرناک باشد مهم است.



شکل ۹.۳ وضعیت لُل

برخلاف زاویه غلتش، زاویه لُل را نمی‌توان با بکارگیری یک ممان بر عکس اصلاح نمود. در صورتی که چنین ممان بر عکسی وارد شود باعث غلتش سریع کشته به سمت مقابل، با زاویه‌ای بزرگتر می‌گردد. وضعیت لُل هنگامی بوجود می‌آید که کشته (بهخصوص کشته باری) (یکی از انبارهای نسبتاً پایین را تخلیه می‌کند، که این باعث بالاتر قرار گرفتن مرکز ثقل کشته خالی، به مقدار زیادی، نسبت به کشته پُر می‌گردد. وضعیت لُل همچنین در شرایطی که سطح آزاد مایع زیادی بطور همزمان در چندین مخزن وجود داشته باشد بوجود می‌آید.)

۳-۵-۳ استانداردهای تعادل^۱

استانداردهای حد می‌نیم در مورد تعادل صدمه ندیده و کامل^۲ کشته‌های تجاری و دیگر کشته‌ها توسط IMO تهیه گردیده‌اند، که پیوسته مورد بررسی و در صورت لزوم تجدیدنظر، قرار می‌گیرند. استانداردهایی که در سال ۱۹۸۹ بمحور اجرا گذاشته شده، می‌نیم پارامترهای مختلف منحنی GZ را بیان می‌کنند. این پارامترها عبارتند از، GM اولیه، زاویه ماکزیمم و سطح زیر منحنی GZ . این استانداردها فقط می‌نیم‌های مورد احتیاج را بیان

می‌کند. یک طراح قبل از انتخاب منحنی GZ باید شرایط خاصی کشتی را، که کشتی در آن شرایط فعالیت می‌کند مد نظر داشته باشد. یکی از راههای تهیه معیارها و مبنای منطقی برای تعادل کشتی بصورت منحنی GZ عبارت است از استفاده از استانداردهای تعادل کشتی در بسیاری از ناوگانهاست^۱. این استانداردها معیارهایی را برای منحنی GZ در وضعیتهاي مختلفی که تعادل می‌تواند به حالت بحرانی برسد بیان می‌کند. این وضعیتها عبارتند از؛ وزش باد از طرفین کشتی^۲ و غلتش^۳ در شرایط آب و هوایی ناآرام، برداشتن یک بار بزرگ، ازدحام مسافرین در یک طرف کشتی و کج شدن کشتی هنگام دور زدن‌های سریع، ایجاد یخ در نقاط بالای کشتی. بعضی از این وضعیتها می‌توانند به طور همزمان اتفاق بیفتد. IMO استفاده از این روش را آغاز کرده است. تصویب‌نامه IMO در مورد معیارهای غلتش و باد شدید^۴ برای تعادل کامل^۵ کشتی‌های مسافری و باری با طول ۲۲۴ متر به بالا در نوامبر ۱۹۸۵ مورد قبول و تصویب قرار گرفت.

هنگام بررسی معیارهای تعادل، باید توجه داشت که مقادیر GM و GZ برای یک کشتی معین هنگام دریا نورده (حتی در دریای نسبتاً آرام) تغییر می‌کند. این به خاطر تغییر شکل صفحه آبخور و همچنین شکل قسمت زیرآبی کشتی بر اثر عبور امواج از کشتی است. تعادل عرضی کشتی وقتی که در شرایط موج از جلو یا موج از عقب قراردارد، بخصوص هنگامی که طول موج تقریباً برابر طول کشتی بوده و قله موج^۶ در وسط کشتی واقع است، کمتر از مقدار تعادل عرضی در دریای آرام خواهد بود. بر عکس، تعادل کشتی هنگامی که نقطه قعر موج^۷ در وسط کشتی است افزایش می‌یابد. مقدار تغییرات GZ برای بعضی حالات‌ها تا مقدار ۰٪ ± محاسبه شده است. امکان ایجاد تشدید در غلتش که ممکن است باعث واژگون شدن کشتی گردد در فصل هشتم آمده است.

۴-۵-۳ تأثیرات شبکناره‌های کشتی به سمت بیرون^۸

یکی از راههای بهبود تعادل استاتیکی در زوایای بزرگ، استفاده از شبکناره‌های کشتی به سمت بیرون در بالای خط آبخور است که در شکل (۱۰-۳) نشان داده شده است. حتی مقدار کمی شبک در این قسمت، بر تعادل استاتیکی اثرات خیلی زیادی خواهد داشت، که

1- Sarchin and Goldberg , 1962

2- Beam Winds

3- Rolling

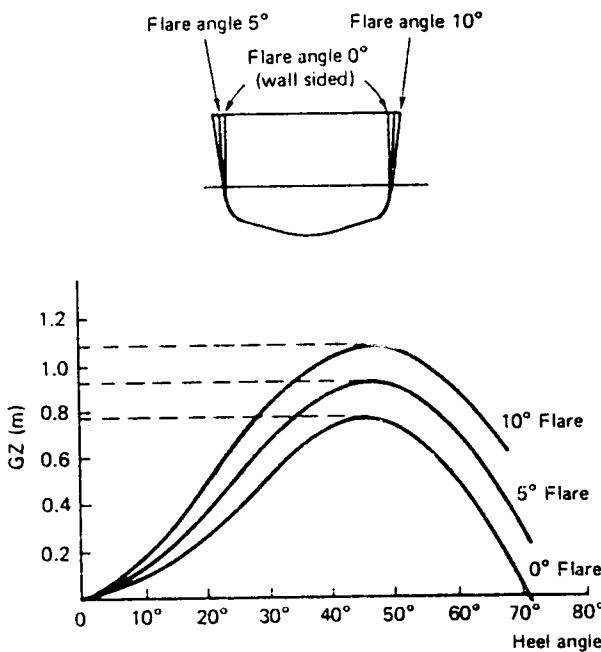
4- Weather Criterion

5- Intact Stability

6- Crest

7- Trough

8- Flare



شکل ۱۰.۳ تأثیر شیب کناره کشتی به سمت بیرون، بر GZ

این بخاطر افزایش سریع صفحه آبخور و عرض (که به دنبال آن Δ و BM افزایش می‌یابند) است. در مدت زمان طول عمر کشتی، به طور مداوم، تجهیزات و قطعاتی به آن افزوده می‌شود که باعث افزایش وزن جابجایی شده و نتیجتاً تعادل استاتیکی را کاهش می‌دهد، حال با استدلالی شبیه به حالت قبل، شیب کناره‌های کشتی به سمت بیرون، باعث بهبودی تعادل استاتیکی در این حالت نیز می‌گردد.

۱۰.۳ آبگرفتگی^۱ و پایداری کشتی در حالت صدمه دیده^۲

یکی از علل اصلی از بین رفتن کشتی، آبگرفتگی آن است. این حالت در شرایط زیر اتفاق می‌افتد: تصادم، به گل نشستن، آتش سوزی، انفجار، و راه اندازی و بکارگیری نامناسب سیستمهای کشتی. ورود آب به داخل کشتی هنگامی باعث از بین رفتن کشتی می‌شود که بدنه کشتی بیش از حد به داخل آب فرو رفته و همه ذخیره شناوری^۳ بالای آب ازین برود.

ذخیره شناوری هنگامی از بین خواهد رفت که کشتی شروع به واژگون شدن کند، یعنی با تعادل عرضی از بین برود و یا سینه و پاشنه کشتی بر اثر برابر خوردن تعادل طولی، به داخل آب فروروند.

مهمترین وسیله جلوگیری از گسترش آبگرفتگی کشتی عبارت است از استفاده از تقسیم‌بندی‌های آب‌بند^۱ در داخل کشتی، که می‌تواند به شکل دکهای آب‌بند و کف دو جداره^۲، دیواره‌های عرضی آب‌بند و دیواره‌های طولی آب‌بند باشد. مورد آخر کمتر استفاده می‌شود، مگر در کشتی‌های مخصوص و خیلی بزرگ مانند نفتکشها. دیواره‌های طولی به شکلی آب داخل شده را در خود نگهداری می‌کنند که باعث وارد شدن یک ممان غلتشی به کشتی می‌گردد، که این می‌تواند در شرایط صدمه دیدن کشتی، هنگامی که تعادل عرضی قبل اکاهش یافته است، سریعاً باعث واژگون شدن کشتی گردد. بنابراین بهترین نوع دیواره‌های آب‌بند، نوع عرضی است.

اغلب اوقات، تصادم در سینه کشتی اتفاق می‌افتد، بنابراین کلیه کشتی‌ها باید حداقل دارای یک دیواره تصادم در سینه، در محلی حدود ۰.۵٪ طول کشتی باشند. بقیه دیواره‌های عرضی باید بنحوی مناسب نزدیک هم باشند که بتوانند سرازیر شدن آب به داخل کشتی را کنترل نمایند.

۱-۶-۳ محاسبات مربوط به صدمه دیدن کشتی^۲

آبگرفتگی کشتی را می‌توان مانند افزودن یک وزنه درنظر گرفت (بخش ۴-۳). اگر مقدار آب وارد شده کم و موضعی باشد، محاسبه بسادگی انجام می‌گیرد. اما اگر این مقدار خیلی زیاد باشد، فرضیات انجام شده در بخش ۴-۳ دیگر ارزش نداشته و تقریب‌های انجام شده دیگر دقت لازم را ندارند. بعلاوه در ابتدای آبگرفتگی معمولاً مقدار دقیق آب نامعلوم است، بنابراین باید از روش سعی و خطأ^۳ استفاده نمود. در این شرایط بهتر است مقدار آبگرفتگی را بعنوان مقدار شناوری از دست‌رفته تلقی کرد و نه بعنوان وزن اضافه شده.

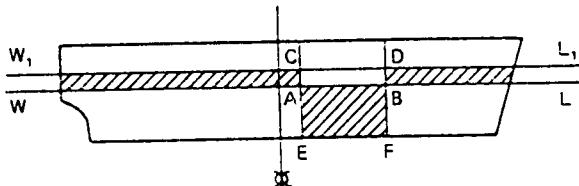
شکل ۱۱-۳ یک کشتی را که تا خط آبحور اولیه WL شناور است نشان می‌دهد. این کشتی طوری صدمه دیده است که حجم بین دو دیواره آب‌بند با دریا ارتباط پیدا کرده است.

۱-Watertight Subdivision

2- Double Bottom

3- Damage Calculations

4- Trial and Error



شکل ۱۱.۳ محاسبات شناوری از دست رفته

در روش شناوری از دست رفته^۱، فرض بر این است که وزن کشتی ثابت است. شناوری بدنده در قسمت بین دو دیواره از بین رفته است، بنابراین کشتی بطور موازی در آب فرو می‌رود، تا وقتی که حجم $AWW, C + BLL, D$ دقیقاً برابر حجم $ABFE$ (یعنی تا محل آبخور اولیه) گردد. کشتی همچنین دارای تریم خواهد شد (و اگر از نظر عرضی مقدار آب وارد شده در طرفین یکسان نباشد، دارای غلتش خواهد شد)، تا وقتی که مرکز شناوری B در جهت عمود، دقیقاً زیر مرکز ثقل G (که تغییری نکرده است) قرار گیرد.

روش محاسبه عبارتست از، محاسبه شناوری از دست رفته تا خط آبخور AB (میزان نفوذ آب^۲ بداخل هر قسمت کشتی بستگی به تجهیزات و قطعات موجود در همان قسمت دارد، این میزان، بین ۶۰٪/ برای یک مخزن خالی و ۹۷٪/ برای یک انبار کاملاً پر، متغیر است). سپس، محاسبه مشخصات هیدرواستاتیکی تجدید نظر شده، با درنظر گرفتن صفحه آب کاهش یافته، انجام می‌گیرد. این عمل بدین خاطر لازم است که مشخصات هیدرواستاتیکی اولیه، بخاطر از بین رفتن سطح صفحه آبخور AB و تغییر شکل شناوری زیرآب، دیگر قابل استفاده نیست. با این کار، مقادیر $TPC, LCF, I_{T/V}$ (ممان دوم سطح حول C, L) و $I_{L/V}$ (ممان دوم سطح حول LCF جدید) اصلاح خواهد شد. بنابراین $I_{T/V} = BM_T$ و $I_{L/V} = BM_L$ (توجه شود که ∇ تغییری نکرده است).

مرحله بعدی، محاسبه مقدار فرورفت کشتی بطور موازی در آب است، که با استفاده از TPC اصلاح شده در مرحله قبلی انجام می‌گیرد. همچنین محاسبه مقدار حرکت عمودی و طولی مرکز شناوری (CB) به خاطر انتقال حجم شناوری از $AWW, C + BLL, D$ به $ABFE$.

$GM_L = (KB + BM_L - KG)$ و $GM_T = (KB + BM_T - KG)$ سپس مقادیر جدید KB ، LCB ، LCG (با توجه به عدم تغییر KG) محاسبه می‌گردند. در این حالت، محاسبه تأثیر سطح آزاد مایع (بخاطر سرازیر شدن آب در فضای بین A و B) موردندارد، زیرا این قسمت دیگر یک قسمت مؤثر برای کشتی نخواهد بود. سپس ترمیم را باید محاسبه نمود، بطوری که این ترمیم بتواند عدم هماهنگی طولی بین LCB و LCG را از بین ببرد. چنانچه در جهت عرضی تشابه وجود نداشته باشد، باید مقدار غلتش مورد نیاز برای برطرف کردن عدم هماهنگی عرضی بین B و G را نیز محاسبه نمود.

در مواردی ممکن است نیاز باشد بجای اینکه فقط GM_T محاسبه شود، GM_L را نیز بررسی نمود که آیا امکان فرورفتن سیمه و پاشنه کشتی در آب چه میزان است، زیرا ممکن است میزان آبگرفتگی طولی خیلی بزرگ باشد و آبخور صدمه دیده با دک اصلی تقاطع داشته باشد. این مورد آخر به وسیله قوانین مربوط به طول آبگرفتگی^۱، که در پایین توضیح داده می‌شود، جلوگیری خواهد شد.

قوانین بین‌المللی موجود در مورد تعادل عرضی صدمه دیده برای کشتی‌های تجاری، می‌نیمم مورد نیاز را بیان می‌کنند. این قوانین فقط یک GM باقیمانده حداقل برابر با ۵ سانتی متر را طلب می‌کنند، که با استفاده از روش^۲ ثابت، یعنی روش شناوری از دست رفته^۳ محاسبه شده باشد. کشتی‌های مسافری دارای معیارها و قوانین دیگری در مورد زاویه غلتش نیز هستند. بعضی از کشتی‌های تجاری نیازی به مقررات مربوط به تعادل صدمه دیده ندارند. شرایطی که برای کشتی‌های مسافری در ۲۹ آوریل ۱۹۹۰ و بعد از آن وضع گردیدند، بسیار رضایت‌بخش بنظر می‌رسند. طبق یکی از تصریه‌های کمیته سلامتی دریایی^۴ درباره مقدار استاندارد تعادل مورد نیاز این کشتی‌ها موارد زیر به عنوان مثال باید در نظر گرفته شوند، فشار باد، تأثیر ازدحام مسافران در یک طرف کشتی و تأثیر وزن قایقهای نجات که پایین فرستاده می‌شوند.

۲-۶-۳ منحنی‌های طول قابل آبگرفتگی^۵

این منحنی‌ها برای اطمینان از اینکه یک کشتی در شرایط مختلف آبگرفتگی در جهت طولی

1-Floodable Length Regulations

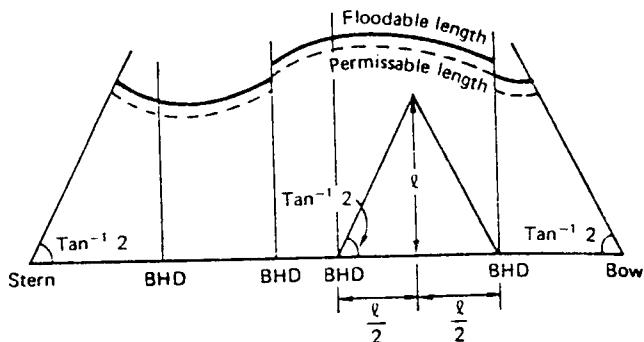
2- Lost Buoyancy

3-Maritime Safety Committee of IMO

4-Floodable Length Curves

از طرف سینه یا پاشنه آن غرق نخواهد شد، تهیه می‌گردد. نمونه‌ای از این منحنی‌ها در شکل ۱۲-۳ نشان داده شده است. طول قابل آبگرفتگی در هر نقطه‌ای از طول کشته عبارتست از، طولی که (مرکز این طول همان نقطه مورد نظر باشد) می‌تواند دچار آبگرفتگی شود بدون این که هیچ نقطه‌ای از خط حاشیه^۱ در آب فرورود. خط حاشیه خطی است فرضی در فاصله حداقل ۷۶ میلی‌متری زیر دک بالای دیواره‌های آب بند^۲. این دک عبارتست از بالاترین دک آب بند که دیواره‌های عرضی آب بند تا آن دک ادامه دارند. هدف از خط حاشیه این است که قبل از فرورفتن دک در آب، یک فاصله احتیاطی از نقطه نظر اطمینان و سلامتی کشته، مدنظر باشد. هنگام محاسبه طول قابل آبگرفتگی، فرض بر این است که کشته دارای زاویه غلتش، نیست.

برای محاسبه طول قابل آبگرفتگی می‌توان از جداول استانداردی که از قبل آماده شده‌اند استفاده نمود. همانطور که در شکل ۱۲-۳ دیده می‌شود، منحنی پیوسته نیست. این عدم پیوستگی به خاطر تفاوت میزان نفوذ آب^۳ در مخازن و انبارهای مختلف است. طبق قوانین موجود، طول قابل آبگرفتگی در ضریب subdivision ضرب می‌گردد (این ضریب مساوی یا کوچکتر از یک است)، تا منحنی طول مجاز^۴ به دست آید. ضریب subdivision



شکل ۱۲-۳ منحنی طول قابل آبگرفتگی

1-Margin Line

2- Bulkhead Deck

3- Permeability

4- Permissible Length Curve

بوسیله قوانین مشخص می‌گردد و بستگی به طول کشتی و نوع کاری که انجام می‌دهد دارد. این ضریب، بیانگر تعداد مخازن آب‌بند مجاور (در طول کشتی) است که می‌تواند دچار آبگرفتگی شود، بدون این که خط حاشیه در آب فرورود.

وقتی که منحنی طول مجاز تهیه گردید، می‌توان کنترل کرد، که آیا دیواره‌های عرضی آب‌بند به اندازه کافی نزدیک به هم هستند یا خیر (مطابق مقررات موجود). بدین منظور مثلاً بین دو دیواره عرضی، یک مثلث، طوری ایجاد می‌گردد که قاعده و ارتفاع آن برابر فاصله دو دیواره باشند، به شرط این که مقیاس عمودی و افقی نقشه یکی باشد، با این کار زاویه مبنای برای ساختن یک مثلث متساوی الساقین داریم (شکل (۱۲-۳)).

$$\tan^{-1} \left(\frac{\text{height}}{1/2 \text{ base}} \right) = \tan^{-1} 2 \quad (۱۲-۳)$$

رأس مثلث باید زیر منحنی طول مجاز واقع شود. اگر این نقطه زیر منحنی واقع نشود، فاصله دو دیواره طوری باید تنظیم شود تا این کار انجام گیرد.

۳-۶-۳ فری برد و خط بار^۱

تعیین و کنترل فری برد کشتی یکی از وظایف کنوانسیون بین‌المللی خط بار است. اگرچه این مسئله بر منحنی GZ در زوایای بزرگ اثر می‌گذارد اما هدف عبارتست از مطمئن شدن از وجود یک شناوری ذخیره جهت مقابله با غرق شدن کشتی.

فری برد عبارتست از فاصله بین خط آبحور در دریای آرام و دک فری برد^۲. این دک عبارتست از بالاترین دک که قابلیت آب‌بند کردن را داشته باشد. (در غیر این صورت (یعنی اگر دک آب‌بند نباشد) دک پایین تراز آن را می‌توان به عنوان دک فری برد در نظر گرفت، به شرط این که دک در تمام جهات، عقب و طرفین، به طور پیوسته امتداد داشته باشد).

مقدار می‌نیم فری برد را می‌توان مستقیماً از جداولی که توسط کنوانسیون ارائه شده معلوم نمود. دو نوع جدول که به نوع کشتی بستگی دارد تهیه شده است. جدول کشتی‌های نوع A، یعنی کشتی‌هایی که برای حمل بارهای مایع به صورت فله^۴ طراحی شده‌اند و فقط دارای منافذ^۵ کوچکی روی مخازن بار مایع هستند. این نوع کشتی‌ها معمولاً از نظر تقسیم‌بندی قسمتهای آب‌بند^۶، دارای استاندارد بالایی هستند. جدول کشتی‌های نوع B قیمه

1- Freeboard

2- Load Line

3- Freeboard Deck

4- Bulk

5- Openings

6- Subdivision

کشتی ها را شامل می شود، که نیاز به فری برد بیشتری دارند. بر روی مقادیر ارائه شده در این جدولها تصحیحاتی انجام می گیرد، پارامترهایی که در این ارتباط مؤثرند عبارتند از: طول کشتی، ضریب ظرافت بدنه^۱، مقدار انحنای دک^۲، فری برد و اندازه سوپر استراکچر. مقدار فری برد برای فصلهای مختلف سال، دانسیته آب و مناطق مختلف دریا یابی متفاوت است. اقیانوس منجمد شمالی^۳ به عنوان بدترین شرایط آب و هوایی شناخته می شود و بنابراین دارای بزرگترین مقدار فری برد است.

این قوانین، همچنین در برگرنده می نیم مقدار برای موارد زیر هستند: غیرقابل نفوذ بودن درب هج ها^۴، دربهای بغل کشتی، و سایر قسمتهای ورود و خروج به کشتی. مقادیر مختلف فری برد می نیم، باید به صورت علامت خط بار^۵ در کنار کشتی دیده شود (شکل ۱۲.۳).

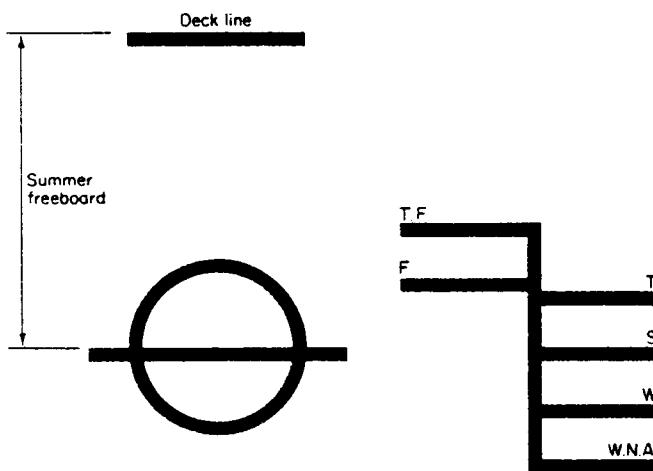


Figure 3.17 Load line mark (Plimsoll line).
 TF = tropical fresh; F = fresh; T = tropical;
 S = summer; W = winter; WNA = Winter North
 Atlantic

TF = tropical Fresh , F=fresh , T=tropical

S = summer , W=winter , WNA = winter North Atlantic

شکل ۱۲.۳ علامت خط بار

1- Block Coefficient

2- Sheer

3- North Atlantic

4- Hatch Cover

5- Load Line Mark

۴

مقاومت و رانش Resistance and Propulsion

۱-۴ مقدمه

هیدرودینامیک شاخه‌ای از دینامیک سیالات است که نیروها و ممانهای وارد از آب بر جسمی مانند کشتی و علل آنها را مورد بررسی قرار می‌دهد. این موضوع از پیچیدگی زیادی برخوردار بوده و با وجود پیشرفت‌های زیاد در علوم نظری هنوز هم یک راه حل تئوری کامل در این زمینه وجود ندارد و چنانچه نتایج مناسبی موردنظر باشد، باید از روش ترکیب تئوری و تجربی، تواناً استفاده نمود.

۲-۴ مفاهیم اساسی

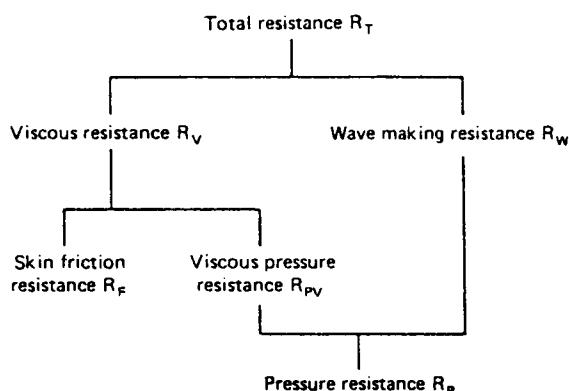
وقتی یک جسم کاملاً غوطه‌ور، در سیالی حرکت کند، ذرات سیال که در مجاورت جسم هستند شتاب گرفته و فشار در سیال تغییر می‌کند. اگر سیال، غیر ویسکوز باشد (سیال ایده‌آل)، تغییرات فشار متعادل بوده و مقاومتی در برابر حرکت جسم به وجود نخواهد آمد. اما یک سیال واقعی دارای ویسکوزیته است و باعث بوجود آمدن اصطکاک بین سیال و جسم می‌گردد.

تغییرات سرعت در سیال مجاور جسم، بخاطر وجود اصطکاک بین سیال و جسم است که این تغییرات در محدوده نزدیک جسم از اهمیت خاصی برخوردار بوده و لایه مرزی نامیده می‌شود. اصطکاک باعث بوجود آمدن نیروهای بازدارنده می‌گردد که به عنوان

اصطکاک بدن^۱ شناخته می‌شود و در جهت خلاف حرکت خواهد بود. همچنین توزیع نامتعادل فشار، باعث بوجود آمدن **مُؤلفه دیگری از مقاومت ویسکوز** به نام مقاومت فشاری^۲ می‌گردد که گاهی اوقات مقاومت شکلی^۳ نامیده می‌شود.

هنگامی که جسمی در مرز دو سیال که دارای جرم حجمی متفاوت (آب و هوا) هستند به جلو حرکت کند، تغییرات فشار در اطراف جسم باعث تغییر شکل مرز بین دو سیال می‌گردد. به عبارت دیگر امواجی در مرز آنهاب وجود می‌آیند که اتلاف انرژی، جهت تشکیل این امواج، باعث افزایش مقاومت کل وارد بر جسم می‌گردد.

بنابراین هنگامی که کشتی در مرز مشترک آب و هوا حرکت می‌کند، دو نوع مختلف مقاومت در برابر حرکت آن ایجاد می‌گردد که عبارتند از مقاومت ویسکوز^۴ و مقاومت موج‌سازی^۵. ارتباط بین مؤلفه‌های مقاومت کل، در شکل ۱-۴ نمایش داده شده است. بیشترین قسمت مقاومت ویسکوز در اثر جریان آب اطراف بدن است و فقط مقدار کمی از آن بر اثر جریان هوای عبوری از قسمتهای بیرون از آب است.

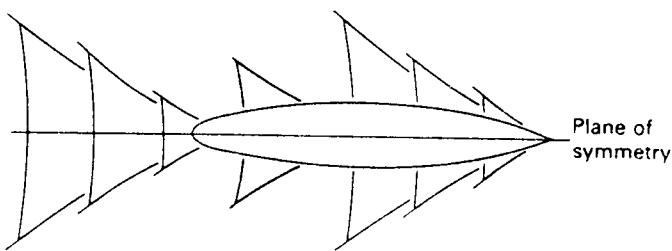


شکل ۱-۴ مؤلفه‌های مقاومت کشتی

- 1- Skin Friction
4- Viscous Resistance

- 2- Pressure Resistance
5- Wave Making Resistance

- 3- Form Resistance



شکل ۲-۴ سیستم امواج ناشی از حرکت کشتی

سیستم امواج تولید شده توسط کشتی در آب ساکن قابل پیش‌بینی هستند. شکل (۲-۴) سیستم موجهای عرضی و مورب که در قسمت جلو و عقب کشتی بوجود می‌آیند را نشان می‌دهد. امواج فوق از نوع امواج ثقلی هستند و در آب عمیق سرعت آنها برابر است با:

$$C = \sqrt{\frac{g\lambda}{2\pi}} \quad (2-4)$$

که g شتاب ثقل و λ طول موج است.

۲-۲-۴ آنالیز ابعادی

مقدار کل نیروهای هیدرودینامیکی وارد بر کشتی به مشخصات فیزیکی کشتی و آب بستگی دارد. با استفاده از آنالیز ابعادی می‌توان روابطی اساسی را به دست آورد. با بکاربردن این روش برای مقاومت آب در برابر حرکت کشتی، نتیجه زیر حاصل می‌گردد:

$$\frac{R}{\rho V^2 L^2} = f \left(\frac{\rho VL}{\mu}, \frac{V}{\sqrt{gL}}, \frac{\Delta P}{\rho V^2}, \frac{V}{C}, \frac{V^2 \rho L}{\sigma} \right) \quad (2-4)$$

که R مقاومت کل هیدرودینامیکی بر حسب (N)، V سرعت کشتی بر حسب ($\frac{m}{s}$)، L اطول

کشتی در ارتفاع آبخور طراحی^۱ بر حسب (m)، ρ جرم حجمی آب بر حسب ($\frac{kg}{m^3}$)، μ ویسکوزیته آب بر حسب ($\frac{kg}{m.s}$)، g شتاب ثقل بر حسب ($\frac{m}{s^2}$)، c سرعت صوت در آب بر حسب ($\frac{m}{s}$)، ΔP اختلاف فشار استاتیکی و فشار بخار آب ($\frac{N}{m^2}$) و σ کشش سطحی آب بر حسب ($\frac{kg}{s^2}$) هستند. نکته مهم، رعایت واحدها در یک سیستم آحاد است. بالا واحد همه کمیتها در سیستم SI مشخص شده‌اند.

جمله $\frac{R}{\rho v^2 L^2}$ ضریب مقاومت^۲ نامیده می‌شود و با C نمایش داده می‌شود. برای ساده‌تر بودن روابط تئوری، گاهی اوقات C به صورت $\frac{R}{1/2 \rho v^2 L^2}$ نیز استفاده می‌گردد. عدد رینولدز^۳ است که گاهی اوقات به صورت $\frac{VL}{\mu}$ نمایش داده می‌شود که ویسکوزیته سینماتیکی بر حسب $\frac{m^2}{s}$ است ($\nu = \frac{\mu}{\rho}$). $\sqrt{\frac{V}{gL}}$ عدد فرود^۴ است که نسبتی است بین سرعت کشتی (V) و سرعت موجی با طول مساوی طول کشتی یعنی ($\sqrt{\frac{gL}{2\pi}}$).

$\frac{\Delta P}{\rho V^2}$ عدد کاویتاپیون^۵ نامیده می‌شود، $\frac{V}{c}$ عدد ماخ و $\frac{V^2 \rho L}{\sigma}$ عدد ویر هستند. عدد ویر^۶ و عدد ماخ^۷ ویژگی عملی خاصی در محاسبات هیدرودینامیک کشتی ندارند و می‌توان از آنها صرفنظر نمود. بنابراین مقاومت، تنها تابعی از سه کمیت خواهد بود. یکی بیانگر ویسکوزیته یعنی عدد رینولدز، دیگری نشان دهنده امواج ناشی از حرکت کشتی یعنی عدد فرود، و آخرین کمیت عدد کاویتاپیون که بیانگر پدیده کاویتاپیون است و البته از اهمیت چندانی در بررسی مقاومت کشتی برخوردار نیست.

۳-۴ مؤلفه‌های مقاومت

مؤلفه‌هایی که مقاومت کشتی به آنها بستگی دارد در رابطه (۲-۴) مشخص گشته‌اند، برای محاسبه مقاومت باید تابعی مانند Δ تعریف گردد که مؤلفه‌های فوق را بطریقی یکدیگر ارتباط دهد که مقاومت کشتی نتیجه شود. اما چنین تابعی برای شناورها با توجه به اثرات متقابل مؤلفه‌های فوق، خیلی پیچیده خواهد بود. برای مثال، امواجی که بر اثر حرکت کشتی بوجود می‌آیند باعث تغییر توزیع فشار در اطراف بدنه می‌گردند و در نتیجه مقدار مقاومت ویسکوز تغییر یافته می‌کند. دیگر اثربخشی بدست آمده برای ضریب مقاومت کلی $C_T = \frac{R_T}{1/2 \rho V^2 L^2}$

1- Design Draft

2-Resistance Coefficient

3- Reynold's Number

4- Froude Number

5- Cavitation Number

6- Weber Number

7- Mach Number

در آب ساکن در شکل ۳-۴ نمایش داده شده است (منحنی A).

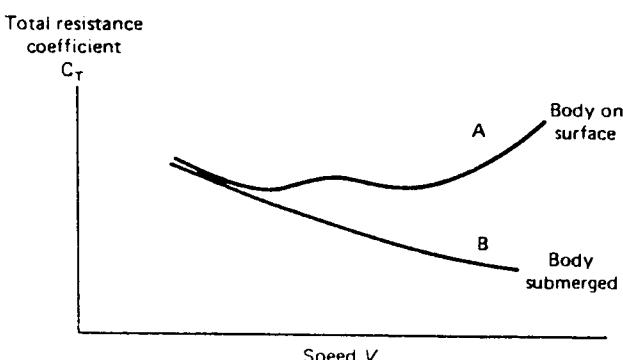
منحنی B در شکل ۳-۴ نشاندهنده ضریب فوق برای یک بدنه معادل زیردریایی است. همانطور که دیده می شود دو منحنی A و B با افزایش سرعت، بمقدار زیادی از یکدیگر دور می شوند. اختلاف موجود بین این دو منحنی در هر سرعتی، نشاندهنده مقاومت ناشی از بوجود آمدن امواج توسط کشتی هاست. برای سادگی تحلیل، بهتر است فرض شود که مقاومت موج سازی^۱ و مقاومت ویسکوز^۲ به یکدیگر بستگی نداشته و می توان آنها را جداگانه اندازه گیری نمود. همچنین دو مؤلفه مقاومت ویسکوز یعنی مقاومت فشاری و مقاومت اصطکاکی بدنه نیز غیروابسته فرض می گردند. با توجه به فرضیات فوق و شکل ۳-۴ می توان نوشت:

$$R_T = R_V + R_W = R_F + R_{PV} + R_W = R_F + R_p \quad (3-4)$$

و یا به شکل ضرایب مقاومتی، می توان نوشت:

$$C_T = C_V + C_W = C_F + C_{PV} + C_W = C_F + C_p \quad (4-4)$$

فرود اولین شخصی بود که ماهیت مختلف مقاومت اصطکاکی و مقاومت موج سازی را بیان نمود. او یک سری مدل هندسی مشابه، ولی با مقیاسهای متفاوت را مورد آزمایش قرارداد و مشاهده نمود که شکل امواج تولید شده برای $\frac{V}{\sqrt{L}}$ های مساوی، مشابه هستند. سپس مقاومت پس ماند^۳ را به عنوان اختلاف بین مقاومت کل و مقاومت موج سازی تعریف



شکل ۳-۴ تغییرات ضریب مقاومت کل بر حسب سرعت

نمود، یعنی:

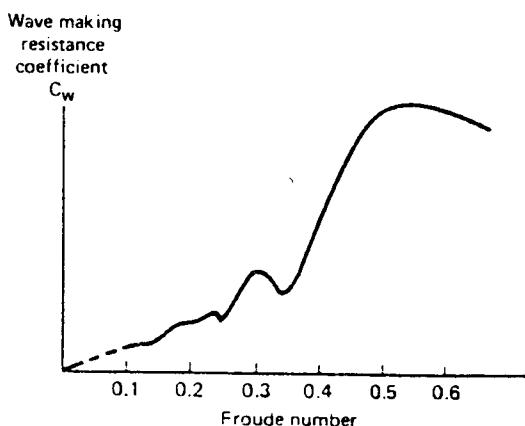
$$R_R = R_T - R_F (= R_{pv} + R_w = R_p) \quad (A-4)$$

فرود فرض نمود که R_R برای هر مدل، تنها تابعی از $\frac{V}{\sqrt{L}}$ باشد، البته مقدار فوق یک کمیت بُعددار است و می‌توان آنرا تغییر شکل یافته عدد فرود یعنی $\frac{V}{\sqrt{gL}}$ دانست. اما فرض فرود کاملاً درست نیست زیرا که قسمتی از R_R یعنی از عدد رینولدز نیز هست. در هر حال روش پیشنهاد شده توسط فرود از دقت خوبی برخودار است و هنوز هم برای تخمین مقاومت کشتی استفاده می‌گردد.

۱-۳-۴ مقاومت موج‌سازی

ضریب مقاومت موج‌سازی (C_w) دارای دیاگرامی شبیه به شکل ۴-۴ است. منحنی فوق شامل تعدادی برآمدگی و فرورفتگی است که ناشی از تداخل سیستمهای امواج بوجود آمده توسط کشتی هستند. این مسئله بیشتر بستگی به تداخل سیستم امواج عرضی جلو و عقب کشتی دارد، بدین معنی که در بعضی از سرعتها سیستم امواج عرضی که در جلو کشتی بوجود می‌آیند باعث تقویت امواج بوجود آمده در عقب کشتی، و در سرعتها دیگری باعث تضعیف آنها می‌گردد.

محل برآمدگی‌ها و فرورفتگی‌های منحنی فوق با دقت خوبی قابل پیش‌بینی هستند.



شکل ۴-۴ تغییرات ضریب مقاومت موج‌سازی بر حسب عدد فرود

بزرگترین برآمدگی برای حالتی است که طول کشته تقریباً مساوی طول موج بوده و عدد فرود برابر $(5/1)$ است. این برآمدگی به برآمدگی اصلی^۱ معروف است. برآمدگی قبل از برآمدگی اصلی در حدود عدد فرود $(1/3)$ رخ می‌دهد که به برآمدگی منشوری^۲ معروف است. در اعداد فرود بزرگتر، نوسانات منحنی ازین رفته و C_w با افزایش سرعت کشته کم می‌شود. البته مقاومت کلی با افزایش سرعت بیشتر می‌شود چرا که مقاومت موج‌سازی متناسب با $C_w \times V^2$ است و همچنین مقاومت ویسکوز با افزایش سرعت، سریعاً بزرگتر می‌شود.

کوشش‌های زیادی برای محاسبه مستقیم مقاومت موج‌سازی انجام گرفته است ولی هیچکدام از آنها بطور کامل موفق نبوده‌اند، بهمین دلیل تخمین مقدار این مقاومت با استفاده از آزمایش مدل کشته صورت می‌گیرد.

با دقت در شکل بدن کشته‌های معمولی می‌توان تا حد زیادی مقاومت موج‌سازی را کاهش داد و آن را به حداقل ممکن رساند. همچنین در سرعتهای بالاتر با افزودن بالب سینه^۳ می‌توان کاهش بیشتری در مقاومت موج‌سازی پیدید آورد. این وسیله، باعث تغییر توزیع فشار در اطراف بدن، به شکلی می‌گردد که ارتفاع امواج بوجود آمده در جلوی کشته کاهش می‌یابد. در هر حال بازده و عملکرد بالب‌ها در آبخورها و سرعتهای متفاوت تغییر می‌کند و حتی در سرعتهای پایین ممکن است باعث افزایش مقاومت شود. بطور کلی بالب‌ها، برای کشته‌هایی که بیشتر در عدد فرود $(0/24)$ حرکت می‌کنند و یا کشته‌هایی که دارای C_B بزرگی هستند (تقریباً $C_B > 0.74$)، باعث کاهش زیادی در مقاومت موج‌سازی می‌گردند.

۲-۳-۴ مقاومت اصطکاکی بدن^۴

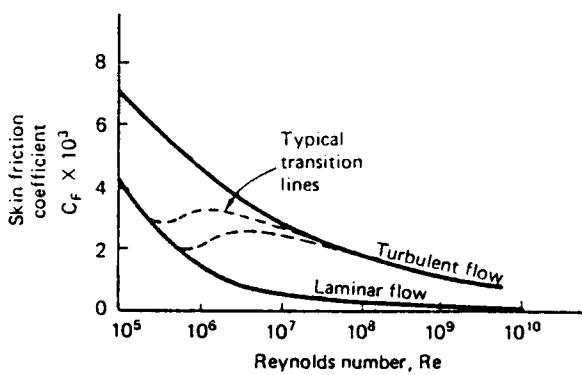
مقاومت اصطکاکی بدن برای یک ورق مسطح با استفاده از تئوری دینامیک سیالات قابل محاسبه است. ضریب مقاومت اصطکاکی بدن C_F بستگی به عدد رینولدز (R_e) دارد و می‌توان آن را به شکل زیر در نظر گرفت.

$$C_F = A(R_e)^{-n} \quad (6-4)$$

که A و n اعداد ثابتی هستند.

در اعداد رینولدز پایین، جریان در لایه مرزی آرام بوده و n دارای مقادیر ثابتی هستند. با افزایش عدد رینولدز، مرحله انتقالی بوجود می‌آید و در این مرحله جریان آرام تبدیل به جریان مغشوش می‌گردد. برای یک ورق مسطح، مرحله انتقالی بین عدد رینولدز 3×10^5 و 10^6 قرار دارد. در اعداد رینولدز بالاتر، لایه مرزی به صورت مغشوش باقی می‌ماند و ثابت‌های A و n برابر مقادیر ثابت دیگری خواهند بود. نکات فوق در شکل ۵.۴ نمایش داده شده‌اند. در عمل، جریان آب روی بدنه، کاملاً مغشوش فرض می‌گردد چراکه تنها محدوده کوچکی از جلوی کشتی ممکن است دارای لایه مرزی آرام باشد. همچنین از انحنای بدنه صرف‌نظر می‌شود و ورقی مسطح که دارای مساحتی معادل سطح خیس شده بدنه و طولی برابر طول کشتی دارد برای محاسبه مقاومت اصطکاکی بدنه در نظر گرفته می‌شود. تأثیر شکل بدنه و انحنای‌ها در مقاومت فشاری یا مقاومت پس‌ماند منظور می‌گردد.

کارهای تجربی زیادی در حوضهای کشش^۱ با استفاده از ورقهای مسطح و مدل‌های مکعب مستطیل شکل، بمنظور تصحیح روش‌های تخمین مقاومت اصطکاکی بدنه، انجام گرفته است. روش متداول کنونی، استفاده از فرمول ضریب مقاومت اصطکاکی بدنه است که در سال



شکل ۵.۴ ضریب اصطکاکی برای یک صفحه نیمه محدود

۱۹۷۵ توسط کنفرانس بین‌المللی (ITTC)^۱ پیشنهاد گردیده است:

$$C_F = \frac{0.075}{[\log (R_e) - 2]^2} \quad (V-4)$$

فرمول فوق براساس نتایج بدست آمده از آزمایش مدل‌های مختلف، ارتباط بین مقاومت مدل و کشتهٔ واقعی را نشان می‌دهد. نحوه استفاده از آن در برآورد مقاومت، در زیر توضیح داده شده است.

مقاومت اصطکاکی بدن با افزایش زبری افزایش می‌یابد. تأثیر زبری، به عدد رینولدز محلی^۲ بستگی دارد. در اعداد رینولدز پایین، تأثیر آن کم بوده ولی با افزایش آن، ضریب فوق افزایش می‌یابد و در اعداد رینولدز بالا ضریب مقاومت اصطکاکی، تقریباً ثابت باقی می‌ماند که بنابراین دیگر بستگی به عدد رینولدز نخواهد داشت. مقدار ثابت C_F در حالتیکه زبری بیشتری باشد، بزرگتر خواهد بود. بنابراین در مورد یک کشتهٔ واقعی در اعداد رینولدز بالا (برای بیشتر قسمتهای بدن)، تأثیر زبری، با افزودن مقدار ثابتی به ضریب مقاومت اصطکاکی بدن، در نظر گرفته می‌شود. فرمول پیشنهادی توسط ۱۹۷۸ ITTC برای این مقدار ثابت به قرار زیر است:

$$\delta C_F = [105 \left(\frac{K_s}{L} \right)^{1/3} - 0.64] \times 10^{-3} \quad (A-4)$$

که K_s زبری بدن و L طول کشته در ارتفاع آبخور است.

K_s برای بدن کشته‌ای که جدیداً ساخته شده در حدود $80-150 \mu\text{m}$ است که معادل $\delta C_F \approx 0.0004$ خواهد بود و معمولاً در محاسبات، مقدار فوق استفاده می‌گردد. مقدار واقعی K_s به آماده‌سازی ورق بدن و پوشش آن (رنگ) بستگی دارد. زبری بدن به مرور اضافه می‌گردد و مقدار افزایش آن به نوع رنگ، نوع محافظت بدن در برابر خوردگی بستگی دارد. افزایش زبری در حدود $10-70 \frac{\mu\text{m}}{\text{year}}$ می‌باشد که باعث افزایش سالانه ۱ تا ۷ درصد در قدرت لازم برای همان سرعت می‌گردد.

چسیدن جانداران دریایی به بدن نیز باعث افزایش اصطکاک بدن می‌شود. رشد جانداران دریایی بر روی بدن، به نوع رنگ استفاده شده، منطقه فعالیت کشته و مدت توقف در بنادر بستگی دارد. مقدار افزایش مقاومت اصطکاکی در گذشته با احتساب $\frac{1}{4}$ ٪ افزایش

روزانه بر مقدار C_F محاسبه می شده است و اگر ۶ ماه کاری برای کشتی خارج از داک^۱ در نظر گرفته شود، روش فوق، مقدار افزایش C_F را ۴۵٪ پیش بینی می نماید. روش دیگر، فرض افزایش ثابت که از رشد جانداران دریایی و افزایش زیری ناشی می گردد.

۳-۳-۴ مؤلفه های دیگر مقاومت

تا اینجا مقاومت بدن در آب ساکن بررسی گردید. مقاومت کل کشتی چهار مؤلفه دیگر نیز دارد که عبارتند از : مقاومت ملحقات بدن، مقاومت هوا، اثرات متقابل پروانه و بدن و مقاومت ناشی از امواج در دریای نا آرام. البته مقاومت ناشی از کم بودن عمق آب و مقاومت سطح یخ زده آب نیز در حالت هایی ممکن است قابل توجه باشند.

مقاومت ملحقات بدن^۲ : بدن یک کشتی دارای ملحقاتی مانند یک یا چند شافت پروانه، سکان، فین های بیلچ^۳ و احتمالاً بالکهای تعادل عرضی^۴ است. هر یک از این ملحقات خیلی کوچکتر از بدن کشتی هستند و عدد رینولدز مربوط به آنها خیلی کوچکتر از عدد رینولدز بدن خواهد بود. بنابراین یک محاسبه جداگانه برای بدست آوردن مقاومت ناشی از آنها توصیه می گردد. البته معمولاً نتایج تجربی بدین منظور مورد استفاده قرار می گیرند؛ در عمل، تأثیر ملحقات در مقاومت کشتی بندرت بیش از ۱۰٪ می شود، بنابراین محاسبات دقیق چندان ضروری نخواهد بود.

مقاومت هوا^۵ : قسمت خارج از آب بدن کشتی، مواجه با مقاومت هواست. این مقاومت متناسب با مساحت تصویر شده قسمت خارج از آب و توان دوم سرعت نسبی باد خواهد بود. در هوای ساکن، تأثیر مقاومت هوا در مقاومت کل، در حدود یک تا دو درصد است. اما در حالت هایی که بادهای سنگین در جهت خلاف حرکت کشتی می وزند مقدار فوق افزایش قابل توجهی می یابد. برای حالت هایی که سرعت نسبی باد^۶ برای سرعت کشتی باشد، اندازه گیری انجام شده به روی تانکرها نشان می دهد که مقدار متوسط مقاومت هوا در حدود ۱۷٪ مقاوم کلی است (بعنوان مثال سرعت کشتی ۱۲ کم/س و باد با سرعت ۲۴ کم/س و وزد).

اثرات متقابل پروانه و بدن^۷ : عملکرد پروانه در مجاورت بدن باعث تغییر توزیع فشار شود. که

1- Dock

2- Appendages Resistance

3-Bilge Keel

4-Fin Stabilizer

5- Aerodynamic Resistance

6- Propeller – Hull Interaction

این تغییر بوجود آمده در توزیع فشار، باعث افزایش مقاومت می‌گردد. این افزایش بصورت نسبت زیرینان می‌شود:

$$a = \frac{T - R_T}{R_T}$$

که T نیروی رانش تولید شده توسط پروانه و R_T مقاومت کلی کشتی است (علاوه مقاومت ملحقات) بدون وجود پروانه. معمولاً مقاومت فوق به عنوان تابعی از کاهش رانش بوجود آمده بیان می‌گردد. نسبت کاهش رانش^۱ برابر است با:

$$t = \frac{T - R_T}{T} \quad (9-4)$$

که t معمولاً یک عدد مثبت و در حدود ۰/۱ است.

مقاومت جریان و تلاطم دریا^۲: بادها تأثیر زیادی بر روی میزان مقاومت هوا دارند که قیلاً توضیح داده شد. علاوه بر این بادها تولید موج در سطح دریا می‌نمایند که این امواج باعث افزایش مقاومت می‌گردد. قسمتی از این افزایش مقاومت، تأثیر مستقیم جریان آب ایجاد شده در اطراف بدنه است. و قسمت دیگر بر اثر حرکات کشتی بر روی امواج است. همچنین بازده پروانه در دریای متلاطم کاهش می‌یابد. در حالات فوق برای یک سرعت مشخص، قدرت لازم تا دو برابر قدرت در حالت معمولی نیز می‌رسد. در عمل، کشتی‌ها مجبورند سرعت خود را در دریای متلاطم کاهش دهند تا از صدمه به ماشین‌آلات و موتورخانه جلوگیری شود. همچنین به خاطر جلوگیری از حرکات و غلتش‌های زیاد کشتی در دریای طوفانی، کاهش سرعت ضروری خواهد بود.

از نظر تئوری و عملی کارهای زیادی درباره موضوع فوق انجام گرفته است ولی غالب تنبیه قابل قبول و مورد استفاده، از آزمایشات روی کشتی‌های واقعی بدست آمده‌اند.

۴-۴ تخمین عملی مقاومت

همانطور که توضیح داده شد، تئوری قابل قبولی برای محاسبه مستقیم مقاومت کشتی وجود ندارد و معمولاً روش‌های تجربی باید مورد استفاده قرارگیرند. روش‌های فوق به ترتیب اولویت عبارتند از:

۴-۱ نتایج ناشی از آزمایش کشته‌های واقعی^۱

در این روش، مقاومت اندازه‌گیری شده از کشته‌های مشابه قبلی، مورد استفاده قرار می‌گیرد. البته تغییراتی به خاطر تفاوت‌های بین کشته‌ی جدید و کشته مشابه باید در نظر گرفته شود. این روش هنگامی که دو کشته مشابه زیادی داشته باشند و نتایج آزمایش کشته مشابه نیز دقیق و قابل اطمینان باشند، روش مناسبی است. متاسفانه دو شرط فوق همیشه برقرار نیستند بنابراین تخمین مقاومت، بندرت با این روش صورت می‌گیرد و تنها برای تخمین اولیه مقاومت در مراحل ابتدایی طراحی ممکن است این روش به کار گرفته شود.

۴-۲ سری‌های استاندارد^۲

روش کاربردی‌تر، نسبت به روش قبل، استفاده از سری‌های استاندارد است. در این سری‌ها، اندازه‌گیریهای مقاومت بر روی یک سری بدنه‌های مدل، وجود دارد و سعی شده که اکثر حالتهای فرم بدن را شامل گردد. سری‌های برای دو منظور قابل استفاده هستند، یکی برای انتخاب فرم بدن مناسب و دیگری برای بدست آوردن مقاومت شکل بدن طراحی شده با میانیابی بین اطلاعات موجود برای فرم بدن‌های استاندارد. در سالهای اخیر روش طراحی بهینه فرم بدن برای حداقل مقاومت توسعه زیادی یافته و سری‌های استاندارد تنها در مراحل ابتدایی طراحی مفید هستند. مهمترین سری استاندارد که هم اکنون مورد استفاده قرار می‌گیرد، سری استاندارد شصت^۳ است.

۴-۳ آزمایش مدل برای اندازه‌گیری مقاومت

دقیقترین روش تخمین مقاومت برای یک طرح جدید، آزمایش مدل طرح، در یک تانک کشش است. با توجه به هزینه‌های این روش، هنگامی که ابعاد اصلی کشته مشخص شدنند، روش فوق مورد استفاده قرار می‌گیرد. در هر حال انجام آزمایش فوق نباید خیلی بتأخیر افتاد و مناسبتر است که در همان مراحل اولیه انجام گیرد، زیرا ممکن است نیاز به تصحیحاتی در شکل بدن ضروری باشد.

آزمایش مدل احتیاج به دقت و مهارت زیادی دارد و در حوض‌های کشش طویل که مجهز به ابزار دقیقی برای اندازه‌گیری هستند، انجام می‌شود. روش محاسبه مقاومت کشته با

استفاده از نتایج بدست آمده از آزمایش روی مدل، بر پایه تئوری فرود (1876) بوده و اساس آن به شرح زیر است:

- ۱ - اندازه گیری مقاومت کل بدنه برای مدل، $R_{T(m)}$ در عدد فرود ($\frac{V}{\sqrt{gL}}$) مساوی با عدد فرود کشتی. روشن است که برای برآوردن شرط فوق، سرعت مدل باید خیلی کمتر از سرعت طراحی کشتی باشد و این کاهش، متناسب با ریشه دوم نسبت طولهای مدل و کشتی است.
- ۲ - محاسبه مقاومت اصطکاکی بدنه برای مدل، $R_{F(m)}$ با روش ذکر شده در بخش (۲-۳-۴).

۳ - محاسبه مقاومت پس ماند برای مدل با استفاده از ۱) و ۲) :

$$R_{R(m)} = R_{T(m)} - R_{F(m)}$$

۴ - محاسبه مقاومت پس ماند کشتی با ضرب کردن مقاومت پس ماند مدل در نسبت نیروی شناوری کشتی به مدل :

$$R_{R(s)} = R_{R(m)} \times \Delta_{(s)} / \Delta_{(m)} = R_{R(m)} \times L^3_{(s)} / L^3_{(m)}$$

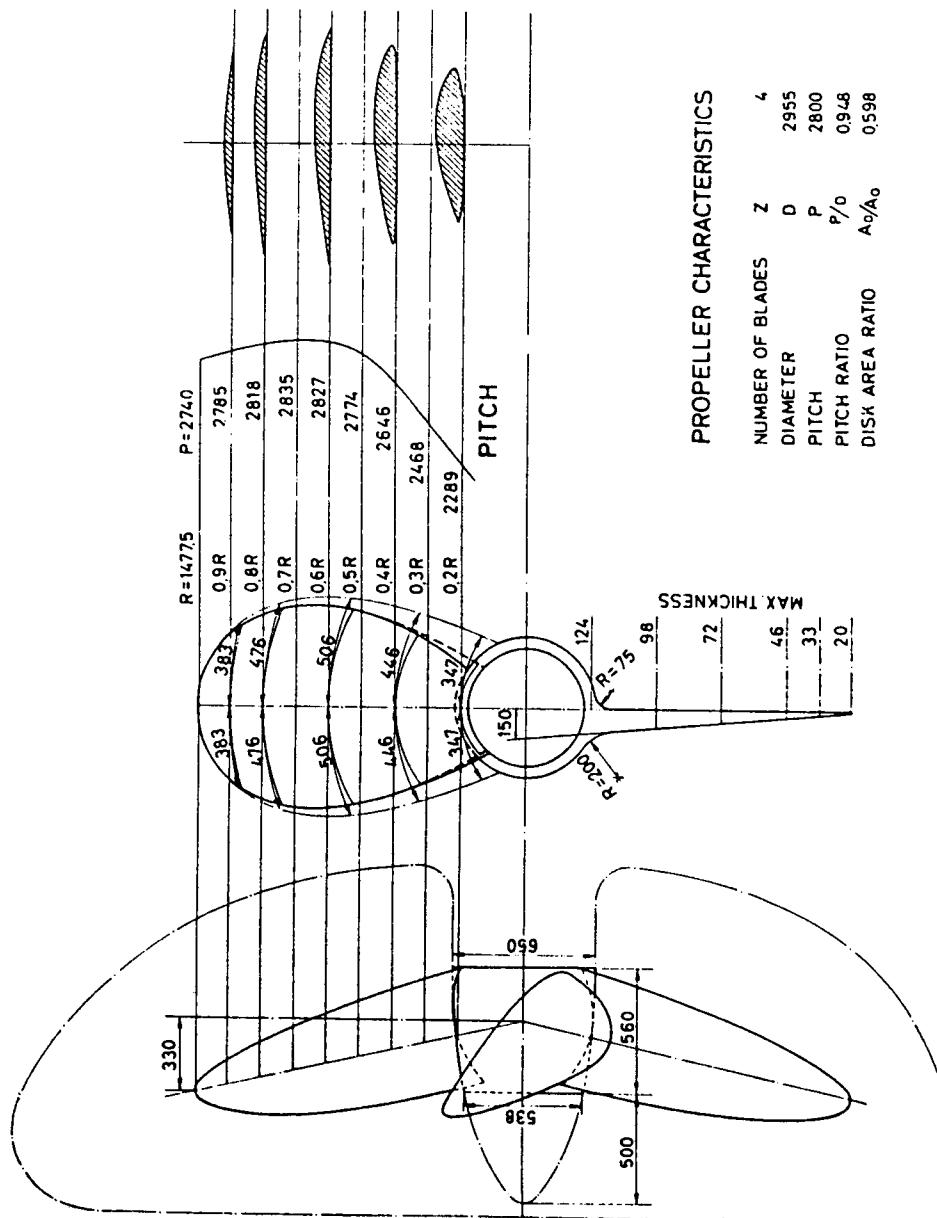
این موضوع براساس قانون مقایسه فرود است که: نسبت مقاومت پس ماند شکل بدنه هایی که از نظر هندسی شبیه به هم هستند و با سرعتهای مشابه (یعنی عدد فرود یکسان) حرکت می کنند، متناسب با وزن جابجایی آنها است یعنی:

$$\frac{R_{R(s)}}{R_{R(m)}} = \frac{\Delta_{(s)}}{\Delta_{(m)}} \quad (10-4)$$

- ۵ - محاسبه مقاومت اصطکاکی بدنه کشتی، $R_{F(s)}$ به روش بخش (۲-۳-۴).
- ۶ - بدست آوردن مقاومت کلی بدنه کشتی از طریق جمع کردن مقاومت پس ماند و مقاومت اصطکاکی بدنه کشتی:

$$R_{T(s)} = R_{R(s)} + R_{F(s)}$$

معمولأً خطاهایی در محاسبه مقاومت اصطکاکی بدنه مدل و کشتی رخ می دهد چراکه این محاسبه براساس استفاده از فرمولهای تجربی است. معمولأً یک ضریب شکلی ^۱(1+k) به عنوان تصحیح کننده مقاومت اصطکاکی بدنه بکار می رود، تا تأثیر مقاومت فشاری را نشان دهد. مقدار (1+k) از تست مدل در سرعتهای خیلی پایین بدست می آید، چراکه در



نکل ۴۴ بروانه ۴ برو

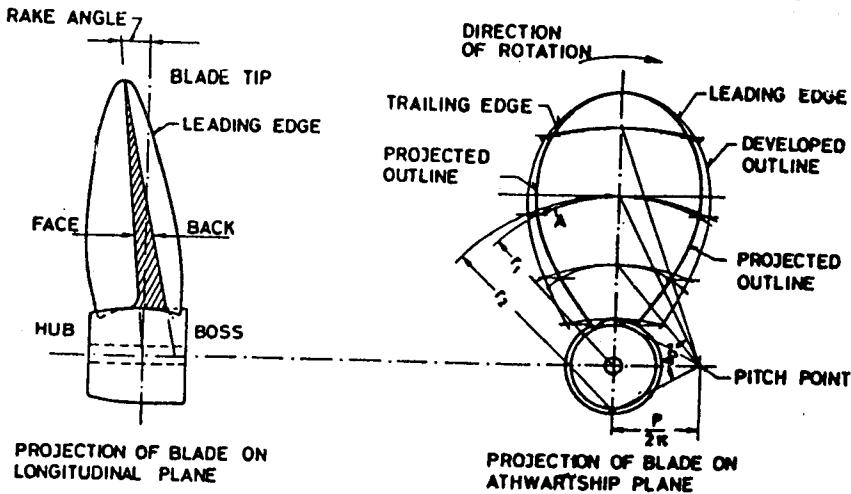
قطر پروانه در کشتی های تک پروانه ای رعایت می شود این است که قطر پروانه باید کمتر از دو سوم آبخور پاشنه باشد، یعنی:

$$D_{max} < \frac{2}{3} T_A$$

۱-۱-۵-۴ هندسه پروانه

به سطح قسمت عقب پره پروانه، صفحه پروانه^۱ و یا قسمت فشار بالاگفته می شد، و به سطح مخالف آن پشت پروانه^۲ و یا قسمت فشار پایین گفته می شود (شکل ۷-۴). قسمت فشار بالا را در ساده ترین شکل آن می توان یک سطح حلزونی (یا ماریچی) در نظر گرفت. این سطح را می توان سطح ناشی از حرکت یک خط راست (خط مولد)^۳ که حول یک محور می چرخد و در عین حال در امتداد این محور حرکت می کند دانست، شکل (۷-۴). مقدار فاصله پسورد شده در هر دور گردش، گام^۴ (P) نامیده می شود. در این حالت گام ثابت است، یعنی مقدار گام برای کلیه شعاعهای پروانه یکسان است.

مقدار گام می تواند در جهت شعاع متغیر باشد. شکل (۹-۴) یک سطح حلزونی را با گام متغیر در جهت شعاع نشان می دهد. اگر خط مولد خط راست باشد، توزیع گام خطی خواهد بود و اگر خط مولد، منحنی باشد، پروانه دارای گام متغیر غیرخطی خواهد بود. گام می تواند



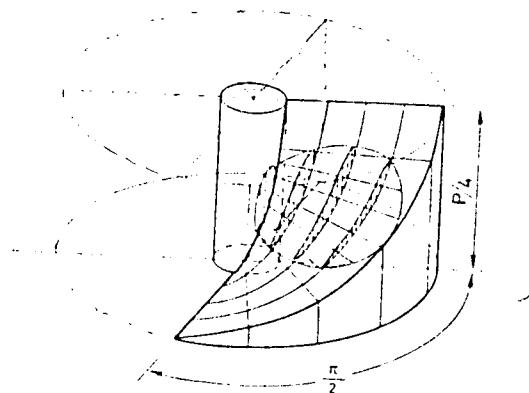
شکل ۷.۴ شکل ساده تعاریف پروانه

1- Face

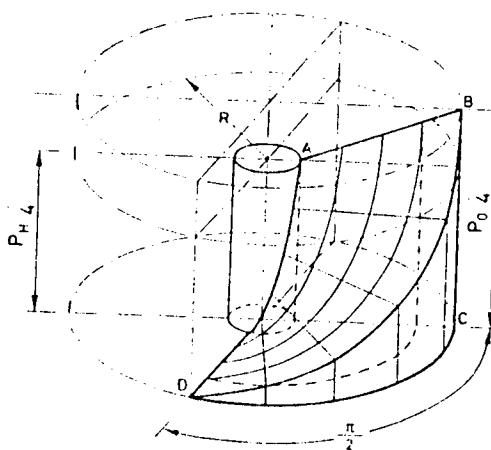
2- Back

3- Generator Line

4- Pitch



شکل ۸.۴ سطح هلیکال با گام ثابت

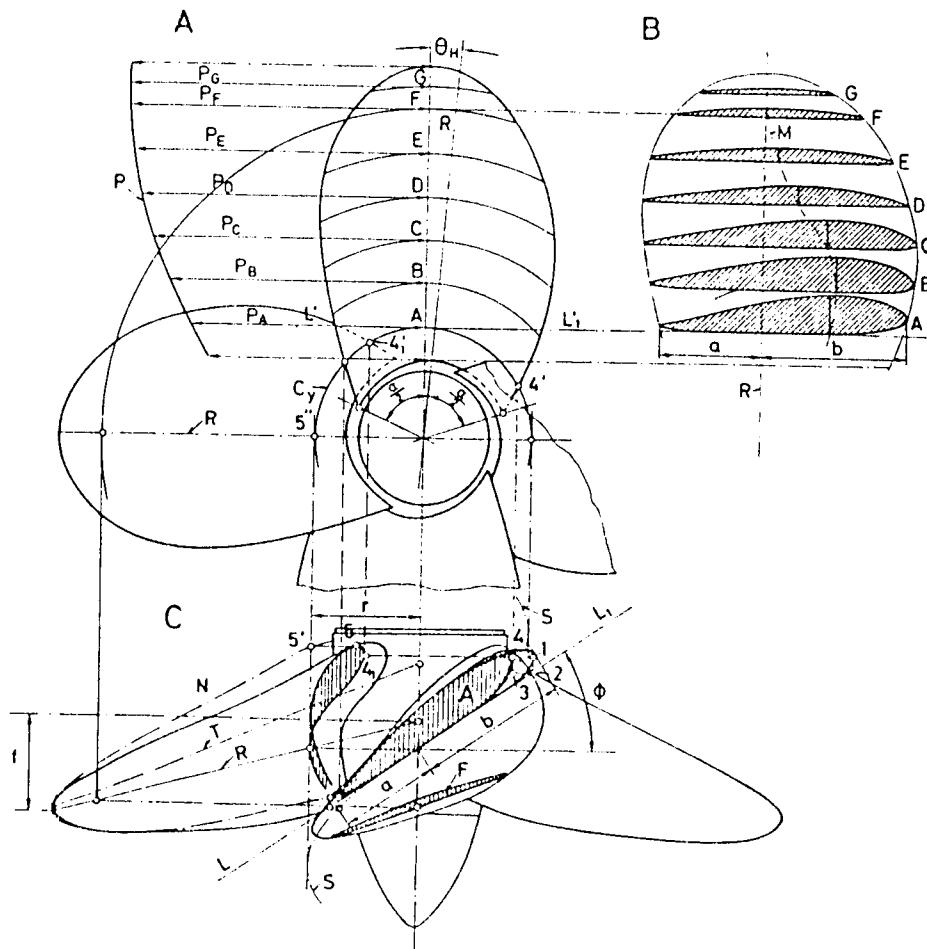


شکل ۹.۴ سطح هلیکال با گام متغیر

شکل‌های مختلفی داشته باشد، و این وظیفه طراح است که بهترین گام را برای هر وضعیت خاص مشخص نماید.

شکل قسمت فشار پایین (یا پشت پروانه) تنها به‌خاطر حفظ شکل سطح جلوی پره‌ها، از طریق ایجاد ضخامت مناسب پره‌ها بوده و یک سطح حلزونی نیست. با قطع کردن پروانه با استوانه‌هایی هم محور با پروانه، سطح پره‌ها به دست خواهد آمد. این مقاطع شبیه به مقطع یک بال آنرودینامیک است.

شکل ۱۰.۴ نشان می‌دهد که چگونه می‌توان نقشه پروانه را با داشتن تعداد پره‌ها، قطر،



شکل ۱۰-۴ نحوه رسم پروانه چهارپره‌ای

گام، شبیه پره^۱ و سطح مقطع پره ترسیم نمود. ابتدا مقاطع نسبت به یک خط مبدا (R)، به ترتیب قرار می‌گیرند. سطح محصور بین خط محیط لبه پره نشان‌دهنده سطح توسعه یافته پره^۲ است. سطح توسعه یافته، تقریباً سطح پروانه را نشان می‌دهد که برابر است با سطح محصور شده توسط یک پره ضربدر تعداد پره‌ها.

در قسمت A از شکل ۱۰-۴ مساحت تصویرشده^۳ (AP) قابل محاسبه است. این مساحت برابر سطح محصور شده بین خط محیطی پره (خارج از توبی)^۴ است که در صفحه عمودی بر شافت

1- Rake

2- Expanded Area

4- Hub

3- Projected Area

تصویرگشته است. خط محیطی فوق با مشخص کردن طول هر مقطع در شعاعهای مختلف به دست آورده می شود. اکنون مساحت دیسک^۱ A_0 و مساحت گسترش یافته^۲ A_D قابل تعریف اند: مساحت دیسک A_0 مساحت دایره ای به قطر D است که از نوک پره ها عبور می کند:

$$A_0 = \frac{\pi D^2}{4}$$

مساحت گسترش یافته، مساحت محصور به لبه های پره ضربدر تعداد پره هاست. لبه محیط یک پره با اندازه گیری طول و تری که شعاع انحنای r آن مساوی است با شعاع انحنای حلقه ای گام، و تابعی از φ یعنی زاویه گام و r است، بدست می آید:

$$r_1 = \frac{r}{\cos^2 \varphi}$$

۲-۱-۵-۴ ساختمان پروانه ها

مواد زیر را برای ساخت پروانه ها می توان بکار گرفت:

Gray Cast Iron

Carbon and low – alloy steels

Chromium stainless steels

Chromium – nickel austentic stainless steel

Manganese Bronze

Nickel – Manganese Bronze

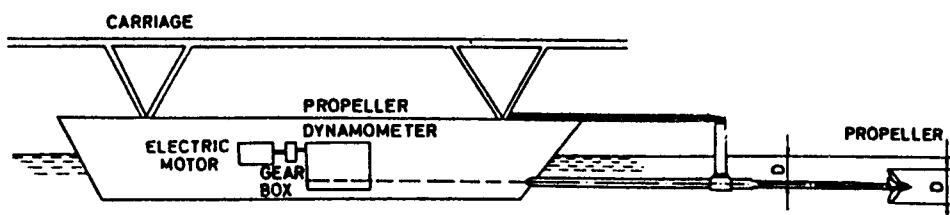
Nickel – aluminum bronze

این ریخته گریها باید مطابق استاندارد سازمانها و مؤسسه های رده بندی انجام گیرد. هنگامی که استفاده از مواد دیگری مورد نظر باشد، باید ترکیب شیمیایی، خواص مکانیکی، و دانسته آن مورد تأیید قرار گیرند. مؤسسه بین المللی استاندارد (ISO) در مورد ریخته گری و کارهای مورد نیاز جهت آماده کردن پروانه مقرراتی را ارائه نموده است (ISO 1966). مقررات ISO عمده تا درباره پروانه هایی با مواد آلیاژی مس و چدن که دارای قطر بزرگتر از ۸۰۰ میلی متر و با دور کمتر از ۱۷ دور در ثانیه دوران می کنند است. این مقررات را در مورد پروانه های با جنس ریختگی فولاد نیز می توان به کار گرفت. در این مقررات روش های اندازه گیری گام، ضخامت و سایر مختصات پروانه ارائه گردیده است.

صف و صیقلی بودن سطح پرهای پروانه با استفاده از ارتفاع متوسط ناصافی‌های سطح آن در فواصل شعاعی خاصی از پروانه معین می‌گردد. نهایتاً اینکه نحوه بالانس کردن استاتیکی پروانه نیز ارائه گردیده است.

۱۱-۴ آزمایش در آب آزاد

برای پیش‌بینی عملکرد پروانه می‌توان آزمایشاتی روی مدل انجام داد. مشخصات پروانه‌ها بگونه‌ای باید تعیین نمود که بتوان از آنها به عنوان مبنای جهت طراحی پروانه کشتی‌های جدید استفاده کرد. پاشنه کشتی شکل‌های مختلفی می‌تواند داشته باشد و به همین خاطر شرایط مختلف کاری برای پروانه بوجود می‌آید. بنابراین لازم است که آزمایشاتی روی مدل در محیطی یکنواخت انجام گیرد. این نوع آزمایش را آزمایش در آب آزاد می‌نامند که به کمک یک دینامومتر ثبات که درون یک قایق قراردارد و یک شافت که به طرف جلوی قایق قرارگرفته است انجام می‌گیرد. پروانه در جلوی قایق در محیطی یکنواخت که تحت تأثیر جریان پتانسیل قایق قرارندارد حرکت می‌کند. قایق به یک حمل کننده^۲ متصل است. (شکل ۱۱-۴). در حالت کلی، قایق را طوری به حمل کننده متصل می‌کنند که فاصله سطح آب تا محور پروانه برابر با قطر پروانه D گردد. قایق می‌تواند شکل‌های مختلفی داشته باشد مثلاً به صورت استوانه‌ای باشد که توسط بازوهایی به حمل کننده متصل است. نیروهای وارد بر پروانه مدل و پروانه واقعی در صورتی یکسانند که شرایط زیر برقرار باشد:



شکل ۱۱-۴ آزمایش آب آزاد

- الف) تشابه هندسی
- ب) تشابه سینماتیکی
- ج) تشابه دینامیکی.

تشابه هندسی هنگامی برقرار است که پروانه مدل همان شکلی را داشته باشد که پروانه واقعی دارد. در حالت کلی می توان چنین شرایطی را ایجاد کرد، اگرچه هنوز هم در مورد لبه دنباله^۱ مشکل نازک کردن آن می تواند مسئله ساز باشد.

تشابه سینماتیکی در صورتی برقرار است که سرعتهای نقاط مشابه مدل و پروانه اصلی هم جهت باشند. بنابراین نسبت سرعت آب که بطرف پروانه جریان دارد و یا سرعت پیشروی پروانه V_A و سرعت محیطی پروانه πnD باید برای مدل و پروانه واقعی یکسان باشد.

$$\frac{V_A}{\pi nD} = \text{ثابت} \quad (12-4)$$

در حالی که n تعداد دوران است. ضریب پیشروی^۲ و یا عدد پیشروی^۳ پروانه، لبه طریق زیر معلوم می شود:

$$J = \frac{V_A}{nD} \quad (13-4)$$

برای تشابه دینامیکی، قوانین فرود و رینولدز باید برابرده شوند. عدد فرود بدین ترتیب تعیین می شود:

$$F_n = \frac{\pi nD}{\sqrt{gD}} \quad (14-4)$$

در حالی که πnD سرعت محیطی و D قطر است که به عنوان مشخصه طول به کار می رود.
پس عدد فرود مدل و کشتی برابرند. $F_{nm} = F_{ns}$ ، یا:

$$\frac{\pi n_m D_m}{\sqrt{gD_m}} = \frac{\pi n_s D_s}{\sqrt{gD_s}}$$

که نتیجه می شود

$$n_m = n_s \sqrt{\frac{Ds}{Dm}} = n_s \sqrt{\lambda} \quad (15-4)$$

در حالی که λ نسبت مقیاس دو پروانه مدل و اصلی را بیان می کند. زیرنویس های m و s به ترتیب مربوط به مدل و کشتی اند. بنابراین براساس قانون فرود، پروانه باید در دوری برابر با دور پروانه کشتی ضریب $\sqrt{\lambda}$ آزمایش شود. براساس قانون فرود:

$$V_m = \frac{V_s}{\sqrt{\lambda}}$$

ضریب ممان پیچشی^۱

$$K_Q = \frac{Q}{\rho(nD)^2 D^2 D} = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \quad (23-4)$$

و مقادیر K_T و KQ بر حسب عدد پیشروی J همانطور که در شکل ۱۲-۴ نشان داده شده، ترسیم می‌شوند.

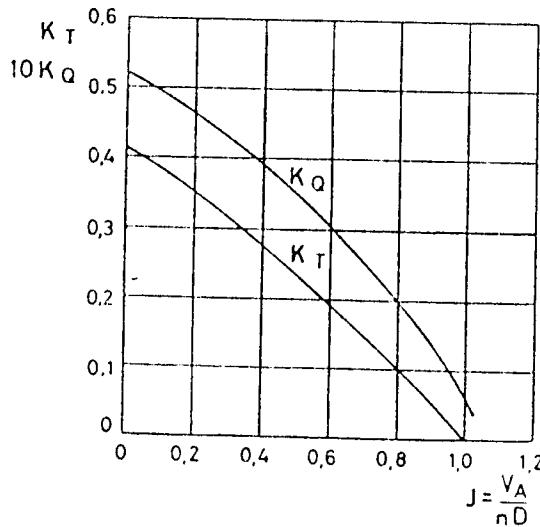
$$J = \frac{V_A}{nD} \quad (24-4)$$

کمیات دیگری را نیز می‌توان نشان داد (شکل ۱۳-۴). یکی از این ضرایب، راندمان پروانه در آب آزاد η_0 است که عبارتند از:

$$\eta_0 = \frac{P_T}{P_D} = \frac{TV_A}{2\pi Q_n} = \frac{T/\rho n^2 D^4}{\Theta/\rho n^2 D^5} \cdot \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{V_A}{nD} = \frac{K_T}{K_Q} \frac{J}{2\pi} \quad (25-4)$$

نسبت $\frac{K_T}{K_Q}$ نیز رسم گردیده و نهایتاً ضریب رانش C_{Th} بر حسب J ترسیم شده است. C_{Th} به صورت زیر تعیین می‌شود:

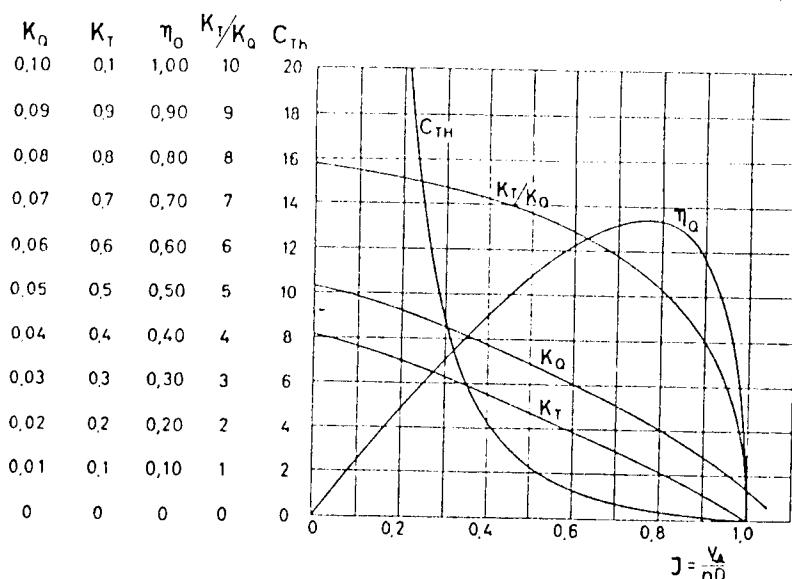
$$C_{Th} = \frac{T}{1/2 \rho V_A^2 \pi/4 D^2} = \frac{8}{\pi} \frac{K_T}{J^2} \quad (26-4)$$



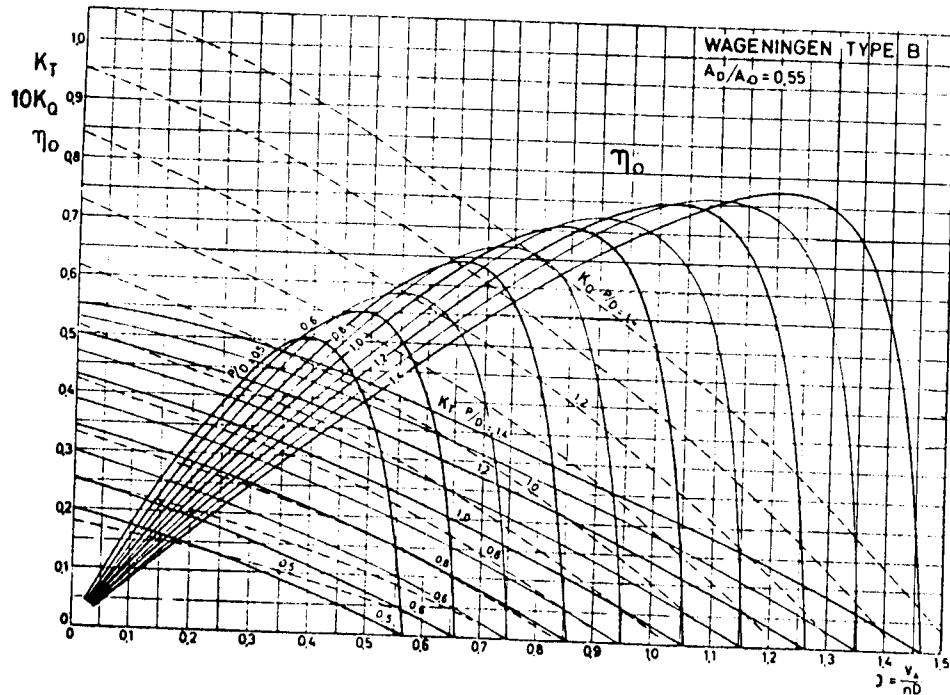
شکل ۱۲-۴ منحنی‌های K_Q و K_T برای یک مدل پروانه

بطور کلی فقط ضرائب K_T ، K_0 و η_0 در دیاگرام آب آزاد رسم می‌شوند (شکل ۱۳-۴). آزمایش‌هایی که ارتفاع محور پروانه نسبت به سطح آب متغیر بوده نشان داده است که، در صورتی که فاصله محور پروانه تا سطح آب برابر یا بزرگتر از قطر پروانه باشد، امواج قابل ملاحظه‌ای بوجود نخواهد آمد. بنابراین در چنین شرایطی می‌توان از قانون فرود صرف نظر نمود. بعلاوه، برقراری قانون رینولدز عملأً انجام نمی‌گیرد، اما در انتخاب مناسب مقیاس مدل و تعداد دور گردش باید دقت کافی نمود تا عدد رینولدز زیر مقادیر بحرانی قرار نگیرد. بطور کلی قطر پروانه مدل باید کمتر از ۲۰۰ میلی متر باشد. بدین ترتیب تأثیر پدیده جریان مرزی به حداقل خواهد رسید.

در مورد پروانه‌های جدید، ابتدا نتایج حاصل از آزمایش آب آزاد بر روی سری مدلها مورد مطالعه قرار می‌گیرد. مشخصات این سری مدل‌ها با ترتیب خاصی تغییر داده می‌شوند و روی آنها آزمایش لازم انجام می‌گیرد، مانند تعداد پره‌ها Z ، نسبت سطح پره‌ها $\frac{A_D}{A_0}$ ، نسبت $\frac{P}{D}$ ، شکل کلی پره، شکل سطح مقطع پره و ضخامت پره. در شکل (۱۴-۴) قسمتی از نتایج حاصل از چنین سری پروانه‌هایی نشان داده شده که فقط نسبت گام تغییر داده شده است.



شکل ۱۳-۴ ضرائب پروانه بر حسب ضریب پیش روی



شکل ۱۴.۴ نتایج آزمایش آب آزاد برای مدل یک پروانه ۴ پره‌ای از نوع وگنینگ

وجود پروانه در قسمت عقب بدنه باعث تأثیرات متقابل بین پروانه و بدنه می‌شود. تأثیرات فوق یکی در مقاومت کشتی و نیروی رانش و دیگری در بازده پروانه است که در قسمت (۳-۳-۴) مسئله افزایش مقاومت بدنه براثر ضریب کاهش رانش بیان گردید.

۲-۵-۴ اثرات متقابل بدنه و پروانه

پروانه تحت تأثیر توزیع سرعت جریان اطراف بدنه است که این توزیع سرعت با حالت یکنواخت آب ساکن متفاوت است. تفاوت فوق ناشی از تشکیل لایه مرزی در مجاورت بدنه و بوجود آمدن سرعتهای دورانی ناشی از امواج است. تأثیر توزیع سرعت معمولاً با

ضریب ویک^۱ نمایش داده می شود:

$$\omega = \frac{V - V_A}{V} \quad (27-4)$$

که V_A سرعت جریان آب در محل پروانه (هنگامی که پروانه وجود ندارد) و V سرعت روبه جلوکشی است. ضریب ویک ω معمولاً بین ۰.۰۵ تا ۰.۵ است، که مقدار آن می تواند منفی (هم باشد (البته برای سرعتهای بالا). مقدار ω معمولاً از نتایج تست مدل بدست می آید. معمولاً اثر ضریب کاهش رانش α و ضریب ویک ω به صورت بازده بدن نمایش داده می شود:

$$\eta_H = \frac{\text{قدرت مؤثر برای کشیدن بدن با سرعت}}{\text{قدرت رانش حاصل از پروانه در سرعت}} = \frac{R_T \cdot V}{T \cdot V_A} = \frac{R_T}{T} \times \frac{V}{V_A} = \frac{1-t}{1-\omega} \quad (27-4)$$

اثر دیگر بر روی پروانه ناشی از متلاطم بودن جریان ورودی به آن است که موازی محور چرخش پروانه نیست. این توزیع ناهمگون سرعت ناشی از جریان سه بعدی اطراف بدن در قسمت عقب است. همچنین اختشاشات بوجود آمده در جریان، بر اثر ملحقات قسمت عقب کشته، در این موضوع مؤثر است و در مجموع، تأثیرات فوق می تواند با بازده چرخش نسبی η_R بزرگ بازده پروانه در آب ساکن (در سرعت V_A) را کاهش دهد (RRE^۲ بیان گردد):

$$\eta_R = \frac{\text{بازده پروانه در عقب کشته}}{\text{بازده پروانه در آب ساکن (در سرعت V_A)}}$$

η_R از مقایسه نتایج آزمایش پروانه در آب ساکن و پروانه نصب شده در پشت مدل استنتاج می گردد. مقادیر η_R معمولاً در حدود ۰.۹۸ - ۱.۰۸ است. سه عامل α ، ω و RRE به عنوان مؤلفه های بازده بدن خوانده می شوند که مقادیر آنها در سری های استاندارد مشخص است. با توجه به مطالب فوق، بازده کل پروانه هنگامی که در عقب کشته نصب گردیده است به قرار زیر خواهد بود:

$$\eta_T = \frac{\text{قدرت مؤثر تولید شده به وسیله پروانه}}{\text{قدرت مؤثر داده شده به پروانه}} \quad \text{و یا:}$$

$$\eta_T = \eta_0 \cdot \eta_H \cdot \eta_R \quad (29-4)$$

به عنوان ضریب شبہ محرک (QPC)^۱ شناخته می شود.

در نهایت، مقدار بازده رانش کلی (PC)^۲ به صورت زیر تعریف می گردد:

$$\eta_T = \frac{\text{قدرت مؤثر تولید شده بوسیله پروانه}}{\text{قدرت داده شده از موتور به شافت}}$$

$$\text{بازده انتقال قدرت} = QPC \times$$

۳-۵-۴ آزمایش مدل رانش

همانطور که در قسمت قبل توضیح داده شد، دو نوع آزمایش مدل رانش، علاوه بر آزمایش اندازه گیری مقاومت بدن لازم هستند. اولین آزمایش لازم برای رانش بمنظور بدست آوردن مشخصه های پروانه موردنظر در آب ساکن است که این مشخصه ها با بکارگیری یک مدل مناسب و آزمایش آن در یک توپل آب، قابل اندازه گیری هستند.

آنالیز ابعادی (مانند ۱-۲-۴)، اعداد بی بعد زیر را نتیجه می دهد:

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad \text{ضریب رانش}^4$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \quad \text{ضریب گشتاور}^5$$

$$J = \frac{V_A}{n.D} \quad \text{ضریب پیشرفت}^6$$

که T و Q به ترتیب رانش و گشتاور، ρ جرم حجمی، n سرعت چرخشی، V_A سرعت ورودی جریان به پروانه و D قطر پروانه هستند. مقادیر رانش و گشتاور باید برای محدوده هایی از V_A و n اندازه گیری شوند. بازده پروانه در آب ساکن بصورت زیر بدست می آید:

$$\eta_0 = \frac{\frac{\text{قدرت خروجی مفید}}{\text{قدرت ورودی}}}{\frac{T.V_A}{Q.2\pi n}} = \frac{K_T}{K_Q} \cdot \frac{J}{2\pi} \quad (3-4)$$

آزمایش باید با دقیق و پرهیز از کاویتاسیون و در جریان آرام انجام گیرد.

1- Quasi-Propulsive Coefficient

2- Propulsive Coefficient

3- Propulsion Model Testing

4- Thrust Coefficient

5- Torque Coefficient

6- Advance Coefficient

دومین آزمایش مربوط به رانش، با نصب مدل پروانه در عقب مدل کشتی صورت می‌گیرد و ملحقات بدنه نیز بر روی بدنه نصب می‌گردند. سپس مدل در سرعتهای مختلف آزمایش می‌گردد و گشتاور و رانش اندازه‌گیری می‌گردد.

نقطه‌ای که نیروی رانش اندازه‌گیری شده از مدل برابر صفر می‌گردد، نقطه خودرانی^{۱۷} نامیده می‌شود. با استفاده از نتایج فوق و آزمایش آب ساکن و احتمالاً مقایسه‌ها، بازده کل پروانه و مؤلفه‌های بازده بدنه قابل محاسبه هستند.

۶-۴ ارتباط کشتی و مدل

مشکلات زیادی برای استفاده از نتایج آزمایش مدل برای تخمین مقاومت بدنه اصلی کشتی و قدرت مورد نیاز وجود دارد. اولین مشکل ناشی از قوانین مقیاس و نسبت است، چراکه در عمل نمی‌توان حالتی را در نظر گرفت که عدد رینولدز و فرود مدل بطور همزمان برابر مقادیر متناظر در کشتی باشند. همچنین مقاومت ناشی از ملحقات بدنه و اثرات متقابل پروانه و بدنه دارای قوانین مقیاس مشخصی نیستند و در نهایت، به عدم دقت در ساخت مدل و نیز در اندازه‌گیری‌ها و نحوه آزمایش نیز باید توجه نمود.

روشهای مختلفی برای غلبه بر مشکلات فوق پیشنهاد شده‌اند که همه آنها شامل استفاده از بعضی ضرایب تخمینی و مقایسه‌ای که بر اساس مقایسه نتایج تست مدل و اندازه‌گیری‌های انجام شده بر روی کشتی واقعی تنظیم گشته‌اند، می‌شوند. سه روش اصلی که بیشتر مورد استفاده هستند:

۱- بعضی از مراکز، معمولاً یک ضریب QPC را به قرار زیر استفاده می‌کند:

$$\frac{PC}{QPC} \text{ از آزمایش کشتی} = \text{ ضریب } \frac{PC}{QPC} \text{ از آزمایش مدل}$$

۲- بعضی از حوضچه‌های کشش در سال ۱۹۶۵ استفاده از ضرایب زیر را توصیه نموده‌اند.

$$(1+x) = \frac{\text{قدرت واقعی تحویل شده در کشتی } (P_s)}{\text{قدرت تحویل شده (با مقیاس) از آزمایش مدل } (P_m)}$$

$$K_1 = \frac{PC \text{ اندازه‌گیری شده در کشتی}}{QPC \text{ ناشی از آزمایش مدل}}$$

$$K_2 = \frac{\text{نسبت سرعت دورانی واقعی پروانه به قدرت تحویل شده } P_s}{\text{نسبت سرعت مورد انتظار پروانه به قدرت تحویل شده } P_m \text{ براساس آزمایش مدل}}$$

ضریب $x+1$ معمولاً بعنوان ضریب بار^۱ استفاده می‌گردد که در برگیرنده زبری بدنه^۲، رشد موجودات دریایی بر روی بدنه^۳ و شرایط آزمایش کشتنی در دریا^۴ بوده و مقدار آن خیلی به ۱.۰ نزدیک است.

۳- کنفرانس بین‌المللی (ITTC) در سال ۱۹۷۸ روشی را پیشنهاد کرد که هم‌اکنون خیلی متداول است. این روش براساس استفاده از ضرایب تصحیح کننده‌ای است که تأثیر زبری بدنه (رجوع شود به ۲-۳-۴)، فرم بدنه، مقاومت هوا، اثرات سکان و اثرات مقیاس پروانه را دربر می‌گیرد.

۷-۴ کاویتاسیون^۵

رانش^۶ تولید شده به وسیله پروانه، ناشی از عمل هیدروفویل پره‌ها است که فشار زیاد در قسمت جلوی پره‌ها و فشار کم در قسمت عقب باعث پهلوخود آمدن نیروی لیفت^۷ می‌گردد. اگر فشار در قسمت عقب خیلی کم شود (خواه بر اثر افزایش سرعت دورانی و خواه در اثر زیاد بودن زاویه برخورد پره با جریان آب)، آب در قسمتهایی به جوش خواهد آمد که سبب بوجود آمدن حبابهای بخار می‌گردد. سپس حبابهای فوق به قسمتهایی که فشار بالا دارند انتقال می‌یابند و در آنجایی یکباره تغییر حجم زیادی داده به مایع تبدیل می‌شوند. مکش شدید تولید شده باعث بارهای ضربه‌ای بر سطح پره گشته که این امر به مرور باعث خسارت بر سطح پره و ایجاد صدای ناهنجار می‌گردد. پدیده بوجود آمدن حبابها، کاویتاسیون نامیده می‌شود که بر اثر کمتر بودن فشار آب از فشار بخار آب در نقطه موردنظر رخ می‌دهد. در نقطه موردنظر عدد کاویتاسیون به شکل زیر تعریف می‌گردد:

$$\frac{\Delta P}{\rho V^2}$$

که در قسمت ۲-۴-۱ نیز ذکر گردید. در صورت واقع شدن کاویتاسیون، عدد فوق در نقطه موردنظر صفرخواهد بود. کاویتاسیون به شکل‌های مختلفی رخ می‌دهد مانند گرداب در نوک پره‌ها^۸ یا کاویتاسیون در عقب پره‌ها^۹. کاویتاسیون در قسمت عقب به عنوان کاویتاسیون صفحه‌ای^{۱۰} نیز خوانده می‌شود.

1- Load Factor

2- Hull Roughness

3- Fouling

4- Trial Conditions

5- Cavitation

6- Thrust

7- lift

8- Tip Vortex

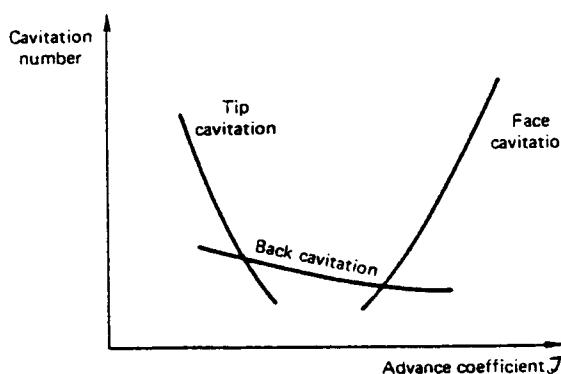
9- Back Cavitation

10- Sheet Cavitation

علاوه بر خسارت به پروانه و تولید سرورصداء، پدیده کاویتاسیون باعث افت بازده پروانه نیز می‌گردد. بنابراین لازم است که شرایط بوجود آمدن و نیز شکل آن، با استفاده از آزمایش مدل مشخص شود که این عمل در توپل کاویتاسیون انجام می‌گیرد. قبل از این آزمایش برای مرافق اولیه طراحی، می‌توان از دیاگرامهای شبیه به شکل ۱۵.۴ یعنی محدوده کاویتاسیون استفاده نمود.

۸-۴ آزمایش باکستی‌های واقعی^۲

آزمایش سرعت بعد از ساخت کشتی انجام می‌گیرد تا سرعت خواسته شده توسط مشتری کنترل شود. در بعضی آزمایش‌ها اندازه‌گیری دقیقی انجام می‌گیرد و اطلاعات در همه زمینه‌ها از قبیل قدرتها، سرعتها و غیره ثبت می‌گرددند. این اطلاعات خیل گرانها بوده و در مرتبط نمودن نتایج آزمایش مدل و کشتی نقش مهمی بازی می‌کنند. برای پروانه هم می‌توان وضعیت کاری و کاویتاسیون را کنترل نمود. با استفاده از روش‌های پیشرفته جهت یافتن ارتباط بین مدل و کشتی نتیجه گرفته شده است که انحراف استاندارد نتایج بدست آمده از آزمایش مدل برای قدرت شافت واقعی در محدوده ۱۵% - ۵% است (که ۰.۵٪ قدرت برابر است با ۱/۰٪ سرعت و یا بعبارتی $\frac{1}{3}$ نات در سرعت ۲۰ نات).



شکل ۱۵.۴ محدوده‌های کاویتاسیون

۵

سازه کشته

Ship Structures

۱-۵ مقدمه

در این فصل، استحکام بدنه کشته و شناسایی اعضای داخلی سازه آن مورد بررسی قرار می‌گیرد. استحکام بدنه کشته مانند پایداری کشته مستقیماً در اینمی کشته مؤثر است چرا که یک گسیختگی در سازه می‌تواند باعث حوادث ناگواری گردد. حتی شکستهای کوچک و جزئی می‌توانند باعث ضررهاي مالي فراوانی گردند. تعمیر و نگهداری سازه نيز یک مؤلفه خيلي مهم در هزينه هاي يك کشتني در طول عمر آن خواهد بود.

اصول اساسی در مورد سازه کشته در قالب موضوعاتی نظير مقاومت مصالح، مکانیک مهندسی، و مهندسی سازه مطرح می‌گردد.

۲-۵ مواد

مواد مختلفی در سازه کشته مورد استفاده قرار می‌گیرد. خواص مهندسی چند نمونه از مهمترین این مواد در جدول (۱-۵) داده شده‌اند. فولاد نرم متداول‌ترین ماده مورد استفاده است. دلایل این امر، در دسترس بودن، ارزان بودن، شکل‌پذیری خوب و بالاخره قابلیت جوشکاری خوب آن است. این نوع فولاد دارای سفتی^۱ کمی است که در جدول به صورت انژری جذب شده در یک آزمایش خمس دینامیکی که به آزمایش ضربه^۲ معروف است نشان داده شده است. سفتی کم بیان کننده مقاومت کم در برابر شکست ترد^۳ بوده که به معنی

1- Toughness

2- Charpy Test

3- Brittle Fracture

پیشرفت سریع ترکها در ماده و نهایتاً گسیختگی آن است و چنین حادثه‌ای معمولاً در دماهای پایین رخ می‌دهد.

موادی که از سفتی بیشتری نسبت به فولاد نرم برخودار هستند برای بعضی از استفاده‌ها مناسب‌ترند. به عنوان مثال برای کشتی‌هایی که در مناطق سردسیر کار می‌کنند این گونه مواد خیلی بهتر هستند و یا حداقل باید به صورت ورقه‌ایی برای جلوگیری از انتشار ترک بکار برد شوند تا مانع از پیشروی ترکهایی که به علل مختلف بوجود آمده‌اند شود.

فولاد پراستحکام^۱ اگر انتر بوده و جوشکاری آن نیز مشکلتراست. البته برای قسمت‌هایی که در معرض تنشهای بیشتری قرار دارند، استفاده از فولاد پراستحکام مناسب‌تر است؛ همچنین در محلهایی که وزن بدنه اهمیت دارد و احتیاج به کاهش وزن سازه وجود دارد. آلیاژ جدید HSLA^۲ فولاد و دیگر فولادها که به طریق ترمودینامیکی کنترل شده‌اند (TMCP) و سختی آنها افزایش یافته، در حال حاضر در آمریکا و ژاپن استفاده می‌گردد. آنها نسبت به بقیه فولادهای پراستحکام، ارزان‌تر بوده و جوشکاری آنان نیز ساده‌تر است و به این دلایل موارد استفاده آنها روز به روز بیشتر می‌شود. در هر حال فولاد پراستحکام بندرت می‌تواند باعث کاهش وزن به صورت کاملاً متناسب با افزایش تنش مجاز گردد، که این به خاطر مهتر بودن گسیختگی بر اثر کمانش در سازه کشتی (که با مدول یانگ^۳ اندازه‌گیری می‌شود)، نسبت به گسیختگی بر اثر رسیدن به تنش جاری شدن است.

نقطه ضعف فولادها در جرم حجمی نسبتاً زیاد و میل به فرسایش یا خوردگی در آب دریا است. فولاد زنگ‌زن^۴ می‌تواند در سازه کشتی استفاده گردد، اما این نوع فولاد گران بوده و پدیده خوردگی شکافی^۵ نیز به سادگی در این نوع فولاد به خاطر خراشهای روی بدنه اتفاق می‌افتد. بنابراین فوق استفاده عملی این نوع فولاد منحصر به سیستم‌های لوله کشی است. خوردگی یکی از مسائل مهم در سازه‌های دریائی است و به کتابهای زیادی در این‌مورد می‌توان مراجعه نمود.

بعضی اوقات، آلومینیم برای ساخت بدنه کشتی بکار می‌رود، خواص آلومینیوم بصورت تقریبی در جدول (۱-۵) مشخص گردیده است. آلومینیوم سبک بوده و قابلیت شکل‌پذیری خوبی دارد و همچنین در برابر خوردگی مقاومت مناسبی دارد. علیرغم این مزیتها، قیمت

<i>Material</i>	<i>Typical specification</i>	<i>Yield strength (MN/m²)</i>	<i>Tensile strength (MN/m²)</i>	<i>Young's modulus (MN/m²)</i>	<i>Charpy energy (Joules at °C)</i>	<i>Elongation Relative cast/tonne</i>
Mild steel	BS 4360 43 A. Lloyds 'A'	245 ($t > 63$ mm) 275 ($t < 16$ mm)	430-510	201-208.5	-	22
Norch tough mild steel	BS 4360 43 D Lloyds 'D'	245 ($t > 63$ mm) 280 ($t < 16$ mm)	430-540	201-208.5	27 at -20°C	22
Crack arresting steel	BS 4360 50 DD Lloyds EH 32	280 ($t > 32$ mm) 310 ($t < 22$ mm)	430-590	199-207	40 at -30°C	20
Navy Q1N (HY 80)	NES 736 pt 1	550-655 (0.2% proof)	At least 1.4 times proof stress	197-207	70-100 at -84°C	6.00
HSLA-80	ML-S-24645(SH)	550-690 (0.2% proof)	-	207	35 at -84°C	20
Aluminium	BS 1470 (1972) Condition 5083/0	125 (0.2% proof)	275-350	70	-	16
						8.00

نسبتاً بالاتر دارد و از استحکام کمتری نسبت به فولاد برخوردار است، همچنین در مقابل خستگی ضعف بوده و نیز بخاطر پائین بودن نقطه ذوب آلومینیوم، سازه‌های آلومینیومی استحکام خود را در هنگام آتش‌سوزی بسرعت از دست می‌دهند. در عمل، آلومینیوم فقط برای ساخت شناورهای کوچک که وزن پارامتر مهمی در طراحی آنها است مورد استفاده قرار می‌گیرد.

مواد غیرفلزی مانند بتون، چوب، و مواد ترکیبی^۱ که از ترکیبات شیمیائی بدست می‌آیند معمولاً در ساختمان شناورهای کوچک استفاده می‌گردند، که برای ساخت کشتیهای ویژه‌ای مانند کشتی‌های مین‌روب نیز مواد مناسبی هستند. در هر حال مواد ترکیبی هنوز مناسب و قادر به رقابت با مواد فلزی برای ساخت بدن کشتی‌های بزرگ نیستند.

۱-۲-۵ شکل‌دهی و ساخت

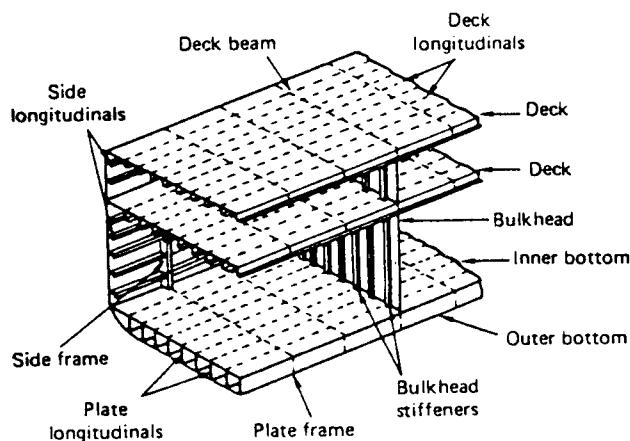
مواد، تحت عملیات زیادی قرار می‌گیرند تا سازه کشتی ساخته شود. جوشکاری مهمترین تکنیک مورد استفاده در ساخت کشتی است. روش پرچکاری بجز برای موارد خاص مورد استفاده عملی ندارد و چسبکاری بطور اتفاقی برای تعمیرات کشتی مورد استفاده قرار گرفته است ولی ممکن است در آینده جایگاه مهمی در ساخت کشتی اشغال نماید.

جوشکاری فولاد و آلومینیوم سه نتیجه منفی بیار می‌آورد، یکی ایجاد عیوبی است که می‌تواند سفتی و استحکام را کاهش دهد^۲. این عیوب می‌توانند بوسیله تست‌های غیرمغرب^۳ کنترل شوند. اثر دیگر، ناشی از افزایش و کاهش سریع دما در منطقه جوشکاری است که تولید تنش‌های پس‌ماند^۴ در اطراف منطقه جوشکاری می‌نماید که مقدار این تنش‌های پس‌ماند می‌تواند به حد تنش جاری شدن مواد برسد. وجود این تنش‌ها اساساً باعث کاهش استحکام سازه در برابر کمانش می‌گردد. سومین تأثیر مهم جوشکاری، نتیجه تنش‌های پس‌ماند است بدین معنی که با تغییر شکل دادن سازه، خود را نشان داده و سازه را غیرمسطح می‌سازد^۵. این اثر، در بدن کشتی‌ها و دیگر سازه‌های فولادی که از ورق ساخته شده‌اند قابل مشاهده است. همه اثرات گفته شده، تابع روش جوشکاری مورد استفاده بوده و با انتخاب روش مناسب جوشکاری می‌توان این اثرات زیان آور را کاهش داد.

۲-۲-۵ انواع سازه و مدهای گسیختگی^۱

سازه یک کشتی بصورت سه بعدی در شکل (۱.۵) نشان داده شده است. جدای از محفظه بندی های اصلی بوسیله دک ها و بالک هدها^۳، کلیه دک ها و دیواره های طولی و عرضی توسط تقویت کننده های طولی^۴ و عرضی^۵ تقویت گشته اند. که این مسئله باعث بالابردن استحکام موضعی سازه می گردد. سازه های غیر تقویت شده احتیاج به جوشکاری کمتری داشته و هزینه ساخت کمتری در برخواهند داشت، اما در عوض، ورقه ای خیلی ضخیم باید بکار برد و شوند که در عمل برای ساخت سازه های بزرگ چنین روشی غیر ممکن خواهد بود.

انواع متداول تقویت کننده ها^۶ در شکل (۲-۵) نمایش داده شده اند. مؤثر ترین شکل برای تقویت کننده، "T" است اما در هر حال نبیش ها و تسممه های گرد های^۷ برای ساخت ارزان تر



شکل ۱.۵ برش سه بعدی سازه یک کشتی

1- Modes of Failure

4- Longitudinal

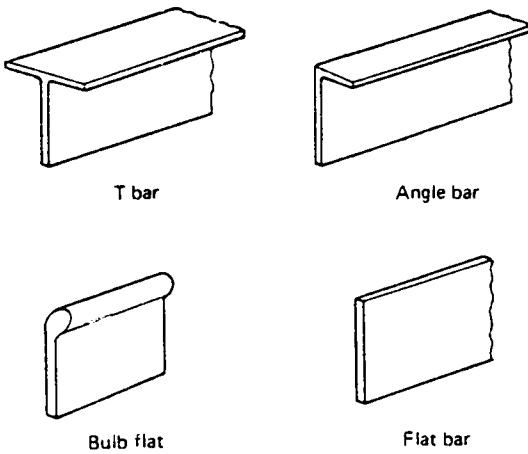
7- Bulb Flat

2- Deck

5- Transverse

3- Bulkhead

6- Stiffener



شکل ۲.۵ تقویت کننده‌های متدالو

هستند و معمولاً برای حالاتی انتخاب می‌شوند که وزن سازه از اهمیت زیادی برخوردار نیست. برای تحلیل سازه کشته مناسبترین روش، تقسیم سازه به سازه‌های اولیه^۱، ثانویه^۲ و موضعی^۳ است. این تقسیم‌بندی در شکل ۳-۵ نمایش داده شده است. منظور از سازه اولیه کل بدنه کشته است که مانند یک تیر توخالی^۴ رفتار می‌کند؛ عمدتاً ترین تنشها بصورت طولی بوده و ناشی از خمس این تیر توخالی است که تنش‌های اولیه نامیده می‌شوند.

سازه‌های ثانویه شامل ورقهای تقویت شده بین مرزهای اصلی مانند دکها و بالک هدها هستند. این سازه‌ها که معمولاً در دو جهت عمود بر هم تقویت شده‌اند گریلیچ^۵ نامیده می‌شوند. یک گریلیچ تحت تأثیر تنشهای اولیه در صفحه خود بوده و بعلاوه تحت بارهای عمود بر صفحه خود نیز تغییر شکل می‌دهد که این تغییر شکل باعث بوجود آمدن تنشهای ثانویه در ورق و تقویت کننده‌ها می‌گردد.

سازه‌های موضعی ورقهای بین تقویت کننده‌ها هستند که بر اثر بارهای موضعی عمود بر

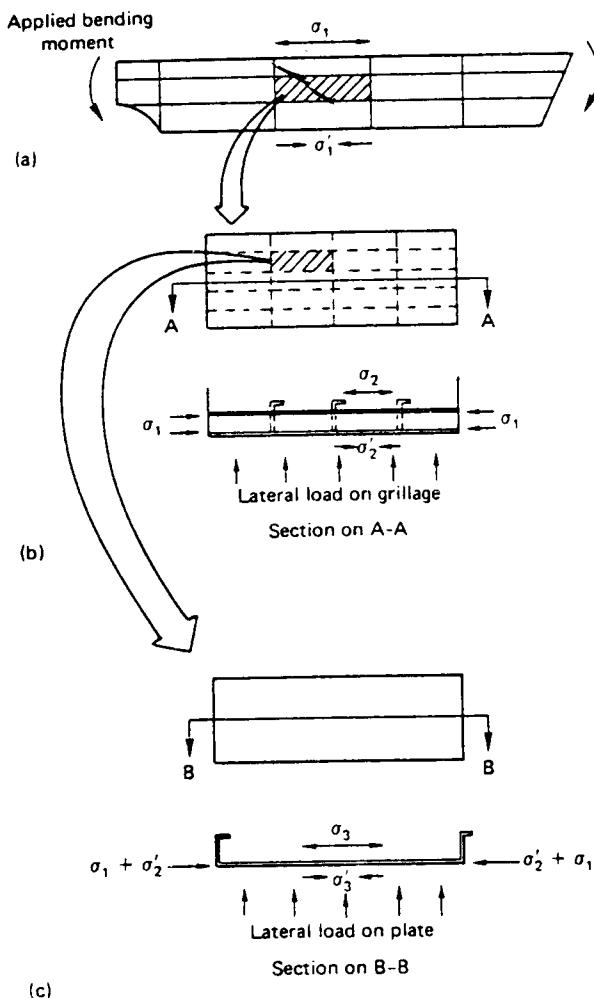
1- Primary

2- Secondary

3- Tertiary / Local

4- Hull Girder

5- Grillage



شکل ۳.۵ تقسیم‌بندی سازه در تحلیل استحکام

آنها تغییر شکل می‌دهند. تنشهای موضعی در مقطع آنها پدید می‌آید و تنش نهایی در ورق، جمع جبری تنشهای اولیه، ثانویه و موضعی است.

۱-۲-۲-۵ مدهای گسیختگی

تأثیر نیروهای خارجی یک سازه باعث بالا رفتن نیروهای داخلی در سازه گشته و نیروهای داخلی تولید تنش، کرنش و تغییر شکل خارجی در سازه می‌نمایند و با رسیدن تنشها و کرنشها به مقداری معین، گسیختگی سازه رخ می‌دهد.

مدهای گسیختگی در سطوح سازه‌های اولیه، ثانویه و موضعی عبارتند از:

۱ - فروریختگی پلاستیکی^۱ توأم با گسیختگی نرم: این حالت هنگامی که تنشها در قسمت مهمی از سازه از تنش جاری شدن تجاوز کند پیش می‌آید. البته جاری شدن‌های موضعی الزاماً باعث فروریختگی کل سازه نمی‌گردند، چراکه با برداشتن بارهای خارجی و توزیع مجدد تنشها پس‌ماند در سازه فروریختگی فوق جذب می‌گردد.

۲ - خستگی در ترکها^۲ بر اثر بارهای تکراری: هرچه تعداد سیکلهای بارگذاری افزایش پیدا کند مقدار تشن لازم برای فروریختگی کاهش می‌یابد و باعث ضعیفتر شدن سازه می‌گردد.

۳- شکست قُرّد^۳: چنانچه ماده‌ای دارای سفتی^۴ کم باشد، یک شکست ناگهانی می‌تواند در سطوح پایین تنش اتفاق بیفتد.

۴ - کمانش^۵ : عدم تعادل سازه، تحت فشار یا نیروهای برشی، کمانش نامیده می‌شود. کمانش الاستیکی خالص، بیشتر به سختی مواد^۶ مربوط است تا مقاومت آنها و می‌تواند در سطوح تنشی به مراتب پایین‌تر از حد جاری شدن اتفاق بیفتد. کمانش در سازه‌های واقعی، کمانش الاستیکی -پلاستیکی است که در حقیقت ترکیب کمانش و جاری شدن است.

۵- جایگایی پیش از حد^۷: در قسمتها ای که سازه تحت اثر بار تغییر شکل می‌دهد و از شکل اصلی خارج می‌گردد، احتمال وقوع این نوع گسیختگی وجود دارد که می‌تواند باعث خسارت به ماشین‌آلات یا برهم زدن هم راستایی اعضاء سازه گردد.

۶ - ارتعاشات^۸: ارتعاشات و صدای زیاد که تحت تأثیر بارهای دینامیکی بوجود می‌آیند، می‌توانند باعث صدمه به سلامتی کارکنان و همچنین آسیب دیدگی ماشین‌آلات گردد.

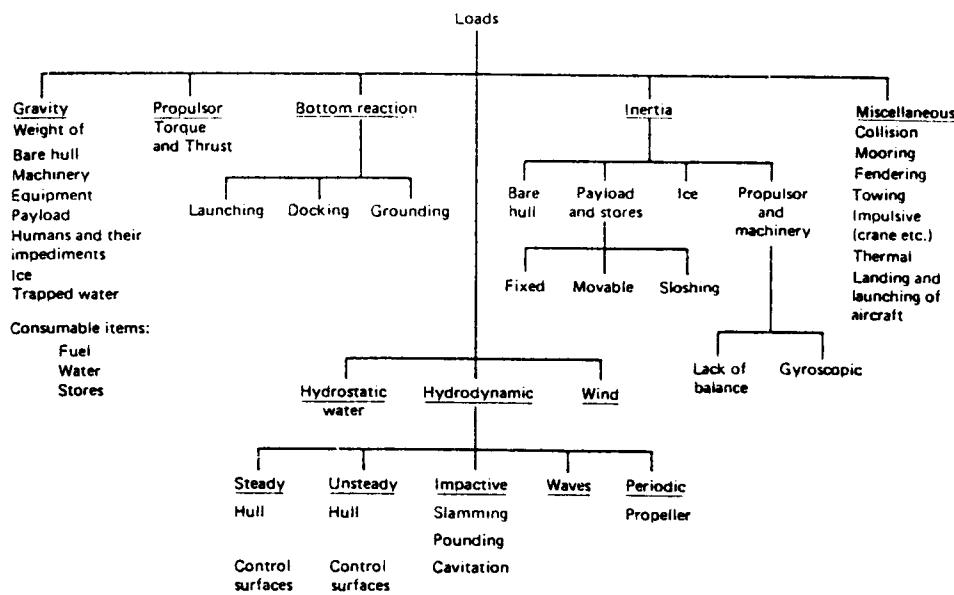
در سازه‌های وزره، مدهای دیگری از گسیختگی نیز ممکن است بوجود آیند مانند ورقه و رقرقه یا لایه‌لایه شدن^۹ در سازه‌هایی که از مواد ترکیبی ساخته شده‌اند.

1- Modes Of Failure	2- Plastic Collapse	3- Fatigue Cracking
4- Brittle Fracture	5- Toughness	6- Buckling
7- Stiffness	8- Excessive Deflection	9- Vibration
10- Delamination		

طراحی اولیه سازه کشته با درنظر گرفتن کمانش و جاری شدن انجام می‌گیرد و سپس خستگی، تغییر مکانها و ارتعاشات کنترل می‌شوند، همچنین با انتخاب مواد مناسب از گسیختگی ناشی از شکست ژرد جلوگیری می‌شود.

۳-۵ بارگذاری^۱

سازه کشته تحت بارهای استاتیکی و دینامیکی مختلفی قرار می‌گیرد، این بارها در شکل ۴-۵ بطور خلاصه تقسیم‌بندی شده‌اند. مهمترین بار واردۀ بر سازه که در طراحی بدنه باید درنظر گرفته شود بار ناشی از امواج است. بدترین حالات برای یک کشته هنگامی رخ می‌دهد که جهت حرکت امواج دارای راستایی یکسان با راستای حرکت کشته باشد^۲ در حالات فوق امواج، باعث خمش طولی زیادی در بدنه کشته می‌گردد.



شکل ۴-۵ بارهای مؤثر بر سازه کشته

بار ناشی از امواج بطور دقیق مشخص نبوده، بلکه یک بار احتمالی^۱ است که تنها بصورت آماری قابل بررسی است. تا چندی قبل، روش‌های ثوری برای پیشگویی مقدار چنین باری وجود نداشت بنابراین لازم بود که مسئله به مقدار زیادی ساده شود، که نتیجتاً روش طراحی شبه استاتیکی^۲ ابداع گشت. این روش تا حد زیادی جوابگوی طراحی سازه کشتی‌ها بود و هنوز هم در کنار روش‌های دقیقتر به عنوان روش مؤثری پیشنهاد می‌گردد.

۱-۳-۵ بارهای شبه استاتیکی ناشی از امواج

با انجام بارهای ساده‌سازی‌ها می‌توان بارهای ناشی از امواج را با بارهای شبه استاتیکی جایگزین نمود. این ساده‌سازی‌ها بدین قرار می‌باشند:

- ۱ - از همه اثرات دینامیکی صرفنظر می‌گردد.
- ۲ - کشتی روی امواج هم طول خود در حالت تعادل استاتیکی در نظر گرفته می‌شود (این حالت بیشترین ممان خمثی را در بدنه کشتی باعث می‌گردد).
- ۳ - نیروی هیدر استاتیک شناوری و وزن کشتی در حالت تعادل قرار داشته و مرکز شناوری بطور عمودی در زیر مرکز ثقل کشتی واقع گشته است.
- ۴ - شکل امواج، تروکویدال^۳ در نظر گرفته می‌شوند که ارتفاع آنها بعنوان تابعی از طول فرض می‌شود.

با توجه به فرضیات فوق، بدترین حالات در شکل (۵-۵) نمایش داده شده‌اند، یکی حالت وجود نقطه اوج موج در وسط کشتی (هاگینگ^۴) و دیگری حالت وجود نقطه قعر موج در وسط کشتی (ساگینگ^۵). در هر دو حالت بارهای درون کشتی، مانند سوت و انبارها طوری در نظر گرفته می‌شوند که تولید بدترین حالت را بنمایند. بنابراین مثلاً در هاگینگ، وزنهای قابل تغییر در جلو و عقب کشتی در نظر گرفته می‌شوند.

سالیان متعددی، ارتفاع H برای امواج استاندارد، از نقطه اوج تا نقطه قعر، برابر $\frac{1}{3}$ طول آنها در نظر گرفته می‌شد. اما تجربه نشان داده است که فرض فوق اگرچه برای اکثر کشتی‌ها حد اکثر بار واقعی را مشخص می‌کند، لیکن برای کشتی‌های کوچک ($m < L < 100$ m) موجب تخمین کمتر از حد بارهای واقعی و برای کشتی‌های بزرگ ($L > 200$ m) موجب

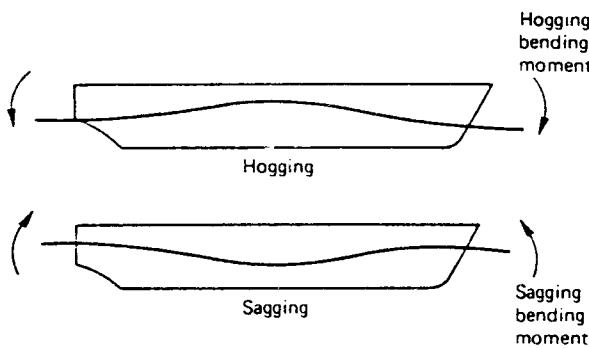
1- Probabilistic

2- Quasi Static Design Method

3- Trochoidal

4- Hogging

5- Sagging

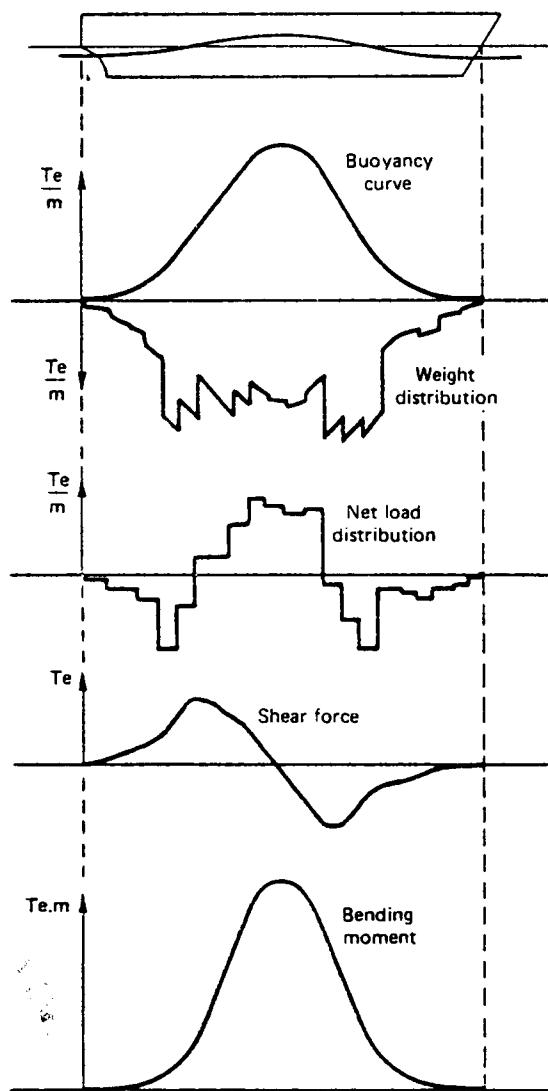


شکل ۵.۰ بذرین حالات در محاسبات استاندارد

تخمین زیاده از حد بارهای واقعی وارد برکشته می‌گردد. برای تصحیح این مطلب، فرمول دیگری که مورد استفاده قرار گرفته $H = \frac{1}{17}L$ است (H و L دارای واحد فوت هستند). فرمول فوق در دستگاه متریک معادل خواهد بود با $H = 0.057L$. برای کشته‌های بسیار کوچک، موجهای استاندارد با ارتفاع $\frac{L}{9} = H$ استفاده گردیده است. امواج با ارتفاع بلندتر از $\frac{L}{7}$ مشاهده نگردیده اند.

بعد از مشخص کردن بذرین حالت و نیز ارتفاع ماکریم موج، بارهای وارد برکشته با انتگرال‌گیری در طول کشته تخمین زده می‌شوند (شکل ۶-۵). برای انجام محاسبات می‌توان طول کشته را به ۲۰ قسمت مساوی تقسیم کرد و وزن در واحد طول کشته را در هر یک از این تقسیمات مشخص نمود و سپس اختلاف بین وزن و شناوری را در هر نقطه بدست آورده، که عبارتست از نیروی خالص وارد برکشته در واحد طول، در آن نقطه. البته واضح است که وزن کل کشته و نیروی شناوری کل برابر هستند. برای بدست آوردن نیروی برشی و ممان خمی، می‌توان با انتگرال‌گیری از نیروی خالص، نیروی برشی را به دست آورد و با انتگرال‌گیری از نیروی برشی، ممان خمی را در سازه کشته مشخص نمود.

نیروی برشی و ممان خمی برای آب ساکن^۱ هم مانند هاگینگ و ساگینگ باید محاسبه گردند چراکه ممان خمی آب ساکن (SWBM)^۲ می‌تواند قسمت مهمی از ممان خمی کل



شکل ۶.۵ دیاگرام نیروهای داخلی در حالت هاگینگ

وارد بر سازه کشتی باشد و باید حدودی برای حد اکثر آن در نظر گرفت که این محدودیت می تواند با مشخص کردن نحوه بارگیری و قرار گرفتن کالاهای متفاوت در انبارها باشد.

ممان خمثی عمودی وارد بر بدن معمولاً در حالت امواج از رو برو^۱ به مقدار حد اکثر خود می‌رسد. در حالتهای دیگر که جهت حرکت امواج با جهت حرکت کشتی هم راستا نیستند مقدار ممان خمثی کاهش می‌یابد اما بدن کشتی تحت ممان خمثی افقی و ممان پیچشی قرار می‌گیرد. مقدار حد اکثر ممان خمثی افقی در حدود ۴۰٪/ حد اکثر ممان خمثی عمودی است. در حرکت مورب کشتی نسبت به امواج^۲، هم ممانهای خمثی افقی و هم ممانهای خمثی عمودی رخ می‌دهند^۳ که معمولاً همزمان نیستند ولی در هر حال اثر خالص آنها افزایش تنشها در مقطع بدن کشتی است و در لبه دک این افزایش در حدود ۲۰٪/ حالتی است که امواج از رو برو بوده و تنها ممان خمثی عمودی وجود دارد.

در کشتی‌های معمولی که دارای دک‌هایی بسته هستند، ممان پیچشی از اهمیت خاصی برخوردار نیست. اما در کشتی‌هایی که دارای دربهایی بزرگ بر روی دک هستند (مانند کاتینر برها)، ممان فوق می‌تواند خیلی مهم باشد، یعنی تنشهای حاصل از این بارگذاری (تنشهای طولی و برشی^۴) مقادیر قابل توجهی خواهند بود.

بارهای ناشی از امواج، بر روی سازه‌های ثانویه و موضعی نیز باید در نظر گرفته شوند. که این مسئله با بارگذاری گریلیچ‌ها و ورقها به وسیله بارهای شبه استاتیکی انجام می‌گیرد. نکته دیگر، غلتش عرضی کشتی است که باعث متغیر بودن فشار وارد بر ورقهای بدن می‌شود و گاهی اوقات در طراحی، حداقل فشار برابر m^5 آب در نظر گرفته می‌شود تا تغییرات ناشی از غلتش عرضی در طراحی منظور گردد.

۲-۳-۵ بارهای دینامیکی

بارهای دینامیکی امواج، شامل فشارهای ضربه‌ای بر کف جلوی کشتی^۵ و ضربات امواج^۶ بر قسمتهای کناری بدن یا سوپر استراکچرهاست که معمولاً در وضعیت طوفانی دریا به وجود می‌آیند. این بارها دارای ماهیت پیچیده‌ای هستند و به سختی می‌توان مقادیر دقیق آنها را تعیین نمود. در طراحی‌ها معمولاً آنها را با فشارهای استاتیکی، مدل می‌کنند. برای مثال، یک فشار استاتیکی ناشی از $sea\ slap$ برابر با $\frac{kn}{m^2}$ ۵۰ بروی بدن برای مراحل طراحی بدن

1- Head Sea

2- Bow or Quartering Sea

3- Combined Vertical and Horizontal Bending

4- Warping and Shear Stresses

5- Slamming

6- Sea Slap

فرض می‌گردد، البته مقدار فوق در قسمت سطح خارجی جلوی کشتی $\frac{kn}{m^2} 100$ در نظر گرفته می‌شود چراکه ضربه‌های ناشی از امواج در آن قسمت شدیدتر است.

۳-۳-۵ تخمین حداکثر بار ناشی از امواج^۱

روش نواری^۲ و روش‌های سه بعدی برای تحلیل دقیق بارهای وارد بر کشتی در سالهای اخیر گسترش زیادی یافته‌اند که در فصل هشتم توضیح داده خواهد شد. این روش‌ها می‌توانند بارهای وارد بر سازه کشتی را خیلی منطقی‌تر از روش‌های قدیمی برآورد نمایند.

استفاده عملی از روش نواری، برپایه جمع آثار به صورت خطی^۳ است. بدین معنی که بار ناشی از امواج، متناسب با ارتفاع امواج در نظر گرفته می‌شود. روند مورد استفاده هنوز هم روشی شبیه استاتیکی است. البته روش محاسبات دینامیکی در بخش (۷-۵) توضیح داده شده است. با وجود این، روش نواری کمک قدرتمندی برای طراحی است و برای طراحی کشتی بطور وسیعی مورد استفاده قرار می‌گیرد.

روش نواری یا مدل‌های مجهز به وسایل اندازه‌گیری، جهت بدست آوردن RAO^۴ بارهای ناشی از امواج، مانند ممان خمثی و سط کشتی نسبت به واحد ارتفاع موج، مورد استفاده قرار می‌گیرند و با استفاده از اطلاعات فوق، مقدار حداکثر ممان خمثی احتمالی ناشی از امواج که در طول عمر کشتی ممکن است بوجود آید، بدست خواهد آمد. فرض می‌گردد که توزیع احتمال وقوع مقدار حداکثر، در فاصله زمانی کوتاه^۵، شبیه به توزیع رایلی^۶ باشد. (برای اطلاعات بیشتر به فصل هشتم مراجعه گردد).

برای بدست آوردن مقدار حداکثر ممان خمثی محتمل در طول عمر کشتی باید به منطقه سرویس کشتی توجه داشت، همچنین سرعت کشتی و جهت حرکت کشتی در حالات مختلف نیز از اهمیت زیادی برخوردار هستند. ISSC^۷ برای مشخص کردن طیف دریا^۸، یک طیف دو پارامتری یعنی طیف برشنايدر^۹ را پیشنهاد می‌کند که موجه‌ای با برد بلند^{۱۰} برای مناطق مختلف دریایی جهان را بر اساس آمار ثبت شده تنظیم کرده است. اطلاعات فوق می‌تواند به عنوان منبع خوبی جهت محاسبه محتملترين حداکثر ممان خمثی

1- Extreme Wave Load

2- Strip Theory

3- Linear Superposition

4- Response Amplitude Operator

5- Short Term Probability

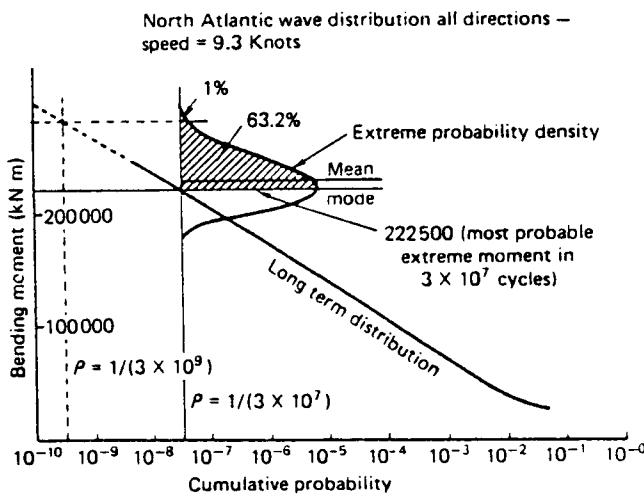
6- Rayleigh

7- International Ship Structure Congress

8- Sea Speactrum

9- Bretschneider Spectrum

10- Long Term



شکل ۷.۵ توزیع احتمالی مانهای خمسی وارد بر کشتی

در طول عمر کشتی مورد استفاده قرار گیرد. معمولاً عمر کشتی برابر 10^8 سیکل موج در نظر گرفته می شود. نحوه انجام عملیات فوق بطور اجمالی در شکل ۷.۵ نمایش داده شده است. در طراحی کشتی، می توان آن را تحت تأثیر امواج بزرگی که حداقل احتمال وقوع آنها در طول عمر کشتی، مثلاً ۱٪ است در نظر گرفت که این بمنزله فاکتور بار $1/4$ برای محتملترين حداقل ممان خمسی وارد بر کشتی در طول عمر آن است. با مقایسه آمار فوق و محاسبات استاندارد، که کشتی تحت بارهای ناشی از امواج استاندارد قرار می گیرد، می توان ارتفاع مناسبی برای امواج استاندارد به دست آورد تا نتایج یکسانی از هر دو روش بدست آید. بطور کلی می توان گفت که برای کشتی های متوسط تجاری، ارتفاع مؤثر موج با مقدار متداول $H = 0.67L$ تفاوت زیادی نخواهد داشت و برای کشتی های جنگی آمار نشان می دهد که مقدار ثابت $H = 8 m$ بسیار مناسب است.

۴-۳-۵ فرمولهای تقریبی

برای تخمین بارهای ناشی از امواج، فرمولهای تقریبی متفاوتی ابداع گشته‌اند. این فرمولها در مراحل اولیه طراحی، وقتی که هنوز بدنه کشتی و توزیع وزن آن مشخص نیست، بسیار مفید هستند و با استفاده از آنها می‌توان با تقریب خوبی حداکثر ممان خمسمی ناشی از امواج را بر حسب احتمال وقوع 10^{-8} بدست آورد:

$$M_w(\text{sag}) = 125 L^2 B (C_B + 0.2) h_w \quad (4-5)$$

$$M_w(\text{hog}) = 165 L^2 B C_B^2 h_w \quad (2-5)$$

واحد M_w ، $\frac{\text{N}}{\text{m}}$ است و L طول بین عمودهای کشتی، B عرض کشتی، C_B ضریب ظرافت بدنه و h_w مشخصه ارتفاع موج برای شناور مورد نظر است بطوریکه، برای $L < 350\text{ m}$ ، h_w مشخصه ارتفاع موج برای شناور مورد نظر است بطوریکه، برای $L > 350\text{ m}$ ، کوچکترین مقدار از مقادیر زیر خواهد بود:

$$h_w = D \quad (\text{ارتفاع کشتی}) \quad (3-5)$$

$$h_w = 13 - \left(\frac{250 - L}{105} \right)^3 \quad (4-5)$$

$$h_w = 13 - \left(\frac{L - 250}{105} \right)^3 \quad (5-5)$$

و برای $L > 350\text{ m}$ مقدار $h_w = 227/L$ در نظر گرفته می‌شود.

همچنین حداکثر نیروهای برشی ناشی از امواج برابر خواهد بود با:

$$V_w(\text{sag}) = M_w(\text{sag}) / 0.39L \quad (6-5)$$

$$V_w(\text{hog}) = M_w(\text{hog}) / [0.29(C_B + 0.2)L] \quad (6-5)$$

برای تخمین ممان خمسمی ناشی از اسلیمنگ فرمول تقریبی (۷-۵) که از نتایج ناشی از آزمایش ۴ کشتی تجاری واقعی بدست آمده می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. این مقدار بر اساس احتمال وقوع 10^{-8} است.

$$M_s = 0.00075 \rho_w g L^3 B \quad (7-5)$$

ممان خمسمی در آب ساکن معمولاً با استفاده از اصول اولیه تئوری تیرها و با در نظر گرفتن یک توزیع مناسب فرضی برای وزن، قابل محاسبه است و نیز مؤسسه‌های رده‌بندی^۱ مانند Lloyds Rules (۱۹۸۷)، فرمولهای ساده‌ای جهت محاسبه ممان خمسمی در آب ساکن پیشنهاد می‌کنند.

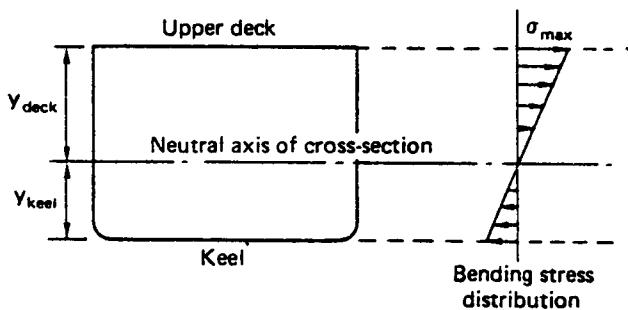
۴-۵ استحکام طولی بدن

قبل از ذکر داده شد که بدن ۱ مانند یک تیر توخالی غیریکنواخت رفتار می‌نماید، بنابراین مقدار ممان خمی محاسبه شده می‌تواند در کنار تئوری تیر ساده به کار گرفته شود تا تنشهای ناشی از خمی و برش در مقطع بدن محاسبه گردد.
تشهای محوری در مقطع بدن با استفاده از رابطه زیر به دست می‌آیند:

$$\sigma = \frac{My}{I} = \frac{M}{Z} \quad (۸-۵)$$

که M ممان خمی، y فاصله عمودی نقطه موردنظر تا محور خمی، I ممان دوم سطح مقطع نسبت به محور خمی و $Z = \frac{I}{y}$ مدول مقطع نامیده می‌شود.
حداکثر مقدار M معمولاً در قسمت وسط طول کشتی رخ می‌دهد (شکل ۶-۵) بنابراین
حداکثر تنشهای خمی در قسمت وسط کشتی ایجاد می‌گردند که این حد اکثر مقادیر،
معمولًا در ورق دک یا کف کشتی قرار دارند. در عمل، ورقهای کف ضخیم‌تر از دک بوده و
بطور کلی سازه کف نسبت به سازه دک دارای المانهای طولی ضخیم‌تر و بیشتری است که
باعث نزدیکتر بودن محور خمی به کف کشتی می‌گردد و همین مسئله سبب رخدادن تنشهای
حداکثر در دک می‌گردد. این تنشها در حالت هاگینگ، کششی و در حالت ساگینگ، فشاری
هستند (شکل ۸-۵).

حداکثر تنشهای برشی، برای خمی ناشی از امواج در $\frac{L}{4}$ طول کشتی از سمت جلو و عقب و



شکل ۸-۵ توزیع تنشهای ناشی از خمی کشتی

در ارتفاعی مساوی ارتفاع محور خنثی اتفاق می‌افتد (شکل ۶-۵) و مقدار تقریبی آن برابر است با:

$$\tau = \frac{F A_y}{I_t} \quad (10-5)$$

F مقدار نیروی برشی در مقطع مورد نظر، A_y ممان اول سطح پایین یا بالای محور خنثی نسبت به محور خنثی، I_t ممان دوم سطح مقطع نسب به محور خنثی و τ مجموع ضخامت مواد در محل محور خنثی است.

در محاسبات فوق، سطح مقطع کلیه اعضاء ممتد سازه مانند ورقها، تقویت‌کننده‌ها، دکهای میانی ممتد و دیواره‌های طولی در نظر گرفته می‌شوند و روش‌های ساده جبری جهت تعیین محل محور خنثی بکار برده می‌شوند. نکته مهم، تأثیر دیواره‌های طولی در مقاومت طولی بدنه است که در بعضی حالات بسیار پیچیده خواهد بود.

۱۰-۵ ترکیب ممان خمی عمودی و افقی

در حالت قبل، کشتی بدون هیچ‌گونه غلتی عرضی در نظر گرفته شد که در نتیجه در بدنه فقط ممان خمی عمودی بوجود می‌آمد. اما اگر کشتی دارای غلتی عرضی باشد، علاوه بر ممان خمی عمودی، تحت تأثیر ممان خمی افقی نیز قرار خواهد گرفت که با M_y مشخص می‌گردد و در صفحه افقی در مقطع عرضی کشتی عمل می‌کند، (شکل ۹-۵). برای این ممان خمی، تار خنثی محور تقارن مقطع عرضی کشتی خواهد بود.

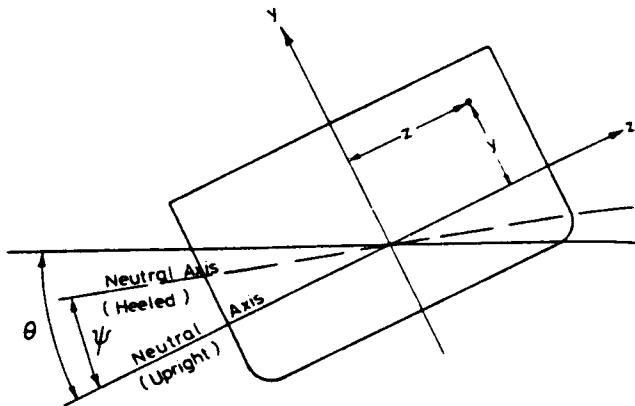
در حالت ساده می‌توان تصور کرد که M_y کاملاً بر اثر غلتی عرضی کشتی به اندازه زاویه θ باشد. در این حالت M_z و M_y مستقیماً به یکدیگر وابسته بوده و در حقیقت مؤلفه‌های ممان کل M هستند (که در صفحه عمودی واقعی عمل می‌کند):

$$M_y = M \sin \theta$$

$$M_z = M \cos \theta$$

اگر z و y مختصات نقطه‌ای دلخواه از مقطع عرضی کشتی و I_{NA} و I_{CL} به ترتیب ممان اینرسی سطح مقطع عرضی نسبت به تار خنثی و نسبت به خط تقارن مقطع باشند، مقدار تنش در نقطه فوق برابر خواهد بود با:

$$\sigma = \sigma_v + \sigma_H = \frac{M \cos \theta}{I_{NA}} y + \frac{M \sin \theta}{I_{CL}} z \quad (11-5)$$



شکل ۹-۵ کشته تحت تأثیر ترکیب ممانهای خمشی افقی و عمودی

برای مشخص نمودن تار خشنی می‌توان از شرط $\sigma = 0$ استفاده نمود:

$$\frac{y \cos \theta}{I_{NA}} + \frac{Z \sin \theta}{I_{CL}} = 0$$

و یا

$$y = - \left[\frac{I_{NA}}{I_{CL}} \operatorname{tg} \theta \right] \cdot Z$$

معادله فوق نشان دهنده تار خشنی در حالتی است که کشته دارای غلتی عرضی به اندازه θ باشد. همانطور که مشخص است تار خشنی در این حالت دارای زاویه‌ای مانند ψ نسبت به حالت بدون غلتی است:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{y}{Z} = - \frac{I_{NA}}{I_{CL}} \operatorname{tg} \theta$$

اگر ابعاد سطح مقطع عرضی بصورتی باشد که $I_{CL} = I_{NA}$ ، خواهیم داشت: $\operatorname{tg} \psi = -\operatorname{tg} \theta$ و این بدین معنی است که تار خشنی جدید نیز افقی است. بخاطر وجود تنها یک محور تقارن در مقطع عرضی، معمولاً I_{NA} / I_{CL} برابر نیستند بلکه I_{CL} در حدود دو برابر I_{NA} است. با توجه به رابطه (۹-۱۱)، زوایای غلتی که باعث بوجود آمدن تنشهای حداقل و حداکثر

می‌گردند، با استفاده از شرط $\frac{d\sigma}{d\theta} = 0$ قابل محاسبه هستند:

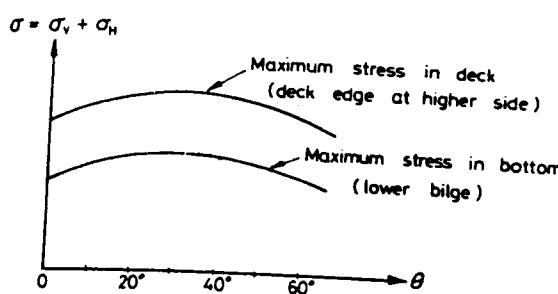
$$\frac{d\sigma}{d\theta} = 0 \Rightarrow \frac{-M \sin\theta}{I_{NA}} y + \frac{M \cos\theta}{T_{CL}} Z = 0$$

با

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{Z}{y} \frac{I_{NA}}{I_{CL}} = \frac{Z_{NA}}{Z_{CL}}$$

مقدار حداکثر و حداقل تنشها در دورترین و نزدیکترین نقاط به تار خنثی قرار دارند. بنابراین حداکثر تنشها معمولاً در گوشهٔ دک یا گوشةٔ کف کشتی اتفاق می‌افتد. شکل ۱۰-۵ دیاگرام کلی تغییرات تنش مجموع در نقاط فوق را نسبت به تغییرات θ نمایش می‌دهد، همانطور که دید می‌شود مقدار حداکثر معمولاً در گوشهٔ دک و در زاویهٔ غلتش حدود ۳۰ درجه اتفاق می‌افتد.

در عمل، خمس عمودی وافقی مستقیماً پیکدیگر وابسته نبوده و الزاماً همزمان نیستند، بلکه ارتباط آنها بستگی به وضعیت دریا و جهت حرکت کشتی نسبت به امواج دارد. نتایج اندازه‌گیری‌های انجام شده بر روی یک تانکر ۳۰۰ متری بطور خلاصه در شکل ۱۱-۵ نمایش داده شده است. در این شکل تغییرات σ_v و σ_H نسبت به زوایای مختلف حرکت کشتی مشخص گشته است (ذکر این نکه ضروری است که مقادیر مشخصه تنش، مقدار حداکثر آن در یک توزیع احتمالی برای تمام طول عمر کشتی است). اگر تنشها مستقل باشند



شکل ۱۰-۵ تغییرات حداکثر تنش مجموع بر حسب زاویهٔ غلتش عرضی

$\epsilon = \sigma$ ، و اگر کاملاً وابسته باشند $\epsilon = \sigma$ خواهد بود. تنشهای حاصل از خمسم افقی و عمودی از نوع متغیرهای اتفاقی بوده و بنابراین محاسبه برآیند آنها مانند جمع ساده جبری متغیرهای مشخص امکان پذیر نیست؛ مقدار مشخصه برآیند بستگی به نوع ارتباط دو متغیر دارد. اگر $\hat{\sigma}_H$ و $\hat{\sigma}_V$ نشانده‌هندۀ مقادیر مجازی باشند می‌توان ثابت کرد که مقدار مشخصه تنش برآیند یعنی $\hat{\sigma}$ از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$\hat{\sigma} = \sqrt{\hat{\sigma}_V^2 + \hat{\sigma}_H^2 + 2\epsilon\hat{\sigma}_V\hat{\sigma}_H} \quad (12-5)$$

بنابراین اگر ممانهای خمسمی مستقل باشند، تنشها غیر وابسته خواهند بود ($\epsilon = 0$) و مقدار حد اکثر تنشها برابر خواهد بود با:

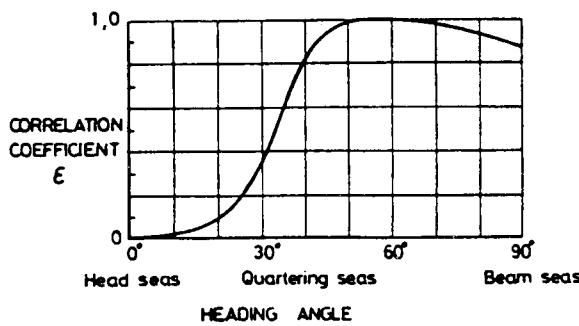
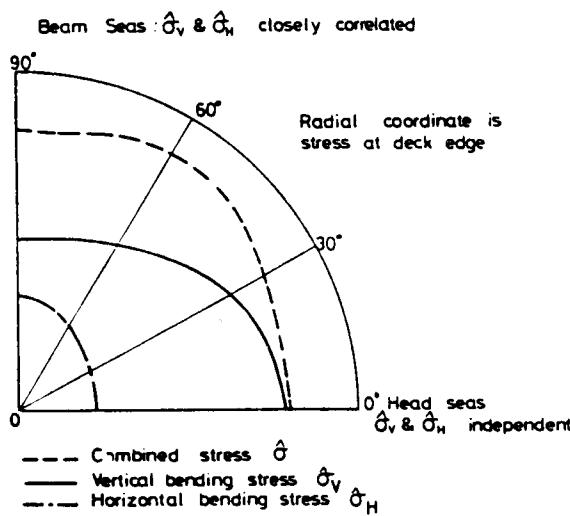
$$\hat{\sigma} = \sqrt{\hat{\sigma}_H^2 + \hat{\sigma}_V^2}$$

و از طرف دیگر اگر ممانهای خمسمی کاملاً وابسته باشند در نتیجه $\epsilon = \sigma$ بدست می‌آید و تنشهای حد اکثر بسادگی با جمع دو مقدار $\hat{\sigma}_H$ و $\hat{\sigma}_V$ بدست می‌آید:

$$\hat{\sigma} = \hat{\sigma}_H + \hat{\sigma}_V$$

شکل ۱۱-۵ مقادیر $\hat{\sigma}_H$ ، $\hat{\sigma}_V$ ، ضریب وابستگی ϵ و مشخصه تنش برآیند $\hat{\sigma}$ که با رابطه ۱۲-۵ بيكديگر وابسته هستند را بر حسب زوایای مختلف حرکت کشتی نسبت به امواج نمایش می‌دهد. برای حالت امواج از کنار^۱ و زوایای 45° ، مقدار ϵ تقریباً برابر ۱ است که نشان‌دهنده وابستگی زیاد بین $\hat{\sigma}_V$ و $\hat{\sigma}_H$ است. این مسئله به این خاطر است که در حالات فوق ممان خمسمی بیشتر بخاطر غلتی عرضی کشته بوجود می‌آید. همینطور بیشترین مقدار $\hat{\sigma}_H$ در حالت موازی با امواج اتفاق می‌افتد، چرا که غلتی عرضی کشته در این حالت به حد اکثر خود می‌رسد. ممان خمسمی افقی و عمودی، برای اکثر حالتها، مؤلفه‌های یکسانی از ممان خمسمی کل هستند و تنشها تقریباً بطور کامل وابسته هستند یعنی نتیجه به دست آمده از رابطه ۱۲-۵ تقریباً با جمع جبری ۲ مؤلفه یکسان خواهد بود.

برای حالت امواج از رویرو^۲ مسئله بر عکس خواهد بود، در این حالت تنش حاصل از خمسم افقی به حداقل خود می‌رسد و تقریباً از تنشهای حاصل از خمسم عمودی مستقل هستند ($\epsilon = 0$). این موضوع بخاطر کمبودن زاویه غلتی عرضی کشته است و بیشتر ممان



شکل ۱۱.۵ ترکیب ممانهای خمی عمودی افقی در طول عمرکشتی

افقی بوسیله دریای نا آرام که موجب پدیدآمدن توزیع های مختلف فشار بر کناره های بدن کشتی می گردد، بوجود می آید. تنش مجموع بدست آمده از رابطه (۱۲-۵) تنها مقدار کمی بیشتر از تنش خواهد بود و برای این حالت می توان از $\hat{\sigma}_H$ صرف نظر نمود. شکل ۱۱.۵ همچنین نشان می دهد که با افزایش زاویه جهت حرکت کشتی نسبت به امواج، $\hat{\sigma}_H$ کاهش یافته و $\hat{\sigma}_V$ افزایش می یابد. همچنین بخاطر تغییر در مقدار بستگی آنها، تنش مجموع تقریباً ثابت باقی می ماند ولی دارای یک حد اکثر است که حدوداً ۱۲٪ بیشتر از مقدار ماکزیمم (حالت

امواج از رو برو) است. این مسئله نشان می دهد که در طراحی کافی است که مقدار دو مؤلفه را بطور جداگانه با درنظر گرفتن مقادیر ممان خمی ناشی از امواج (هاگینگ و ساگینگ) محاسبه نمود و سپس مقدار مجموع آنها را به عنوان تنش طراحی درنظر گرفت. البته این مقدار تنش، در لبه دک خواهد بود. در CL تنش برابر σ_7 است چرا که σ_7 در این قسمت همیشه برابر صفر است.

۲-۴-۵ مقطع عرضی مؤثر در استحکام طولی بدنه

در حالت کلی، المانهای زیر در استحکام طولی بدنه مؤثرند و برای محاسبه مدول مقطع باید در نظر گرفته شوند.

۱- ورق دک^۱ (دک اصلی و دک‌های فرعی)

۲- ورق کارههای^۲ و کف^۳

۳- بالک هدهای^۴ طولی

۴- تقویت کننده‌های طولی^۵)

بعضی از المانهای فوق ممکن است بصورت کامل مؤثر نباشد که این مسئله بستگی به طول المان، نحوه اتصال آن به بدنه و سختی طولی آن دارد.

۱- طول المان: برای مؤثر بودن در استحکام طولی، یک المان باید در طول بدنه به اندازه کافی امتداد یافته باشد تا همراه با تغییر شکل طولی بدنه تغییر شکل داده و تیجتاً استحکام طولی بدنه را افزایش دهد. یک قاعده تقریبی بیان می کند که: تنش طولی می تواند با نسبت ۱ به ۲ در المانهای طولی قائم^۵ و با نسبت ۱ به ۴ در المانهای طولی افقی^۶ نفوذ کند، که معادل هستند با زوایای ۳۰ و ۱۴ درجه. بنابراین همانطور که در شکل ۱۲۵-۵ نشان داده شده است یک دیواره طولی فقط هنگامی در محدوده وسط طول آن بطور کامل مؤثر است که طول آن حداقل ۲D باشد (D ارتفاع کشته است) دیواره فوق در هیچ مقطعی بطور کلی مؤثر نخواهد بود و تنها در قسمتهایی از ارتفاع می تواند استحکام طولی بدنه را افزایش دهد. بطور مشابه، اگر در مقطعی ارتفاع بدنه به اندازه H افزایش یابد (مانند سوپر استراکچری که تمام عرض کشته را پوشانده باشد) بعد از طولی معادل ۲H تمام ارتفاع اضافه شده در استحکام طولی مؤثر خواهد بود (شکل ۱۲۵-۵). همانطور که در شکل (۱۲۵-۵) نشان داده شده است

۱- Deck Plate

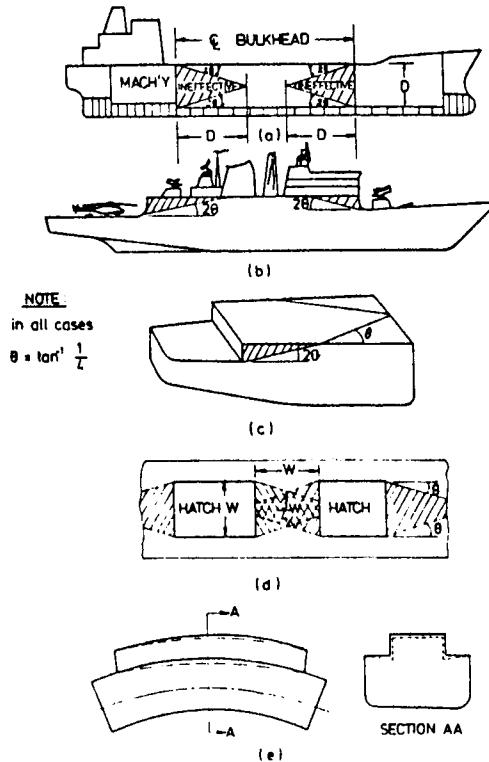
2- Side Plate

3- Bottom Plate

4- Longitudinal Bulkhead

5- Webs

6- Flanges



شکل ۱۲.۵ المانهای طولی مؤثر

منطقه هاشور زده محصور بین دو زاویه ۱۴ درجه رسم شده، غیر مؤثر است. قاعده فوق (منطقه هاشورزده)، برای پیدا کردن سطوح مؤثر در استحکام طولی خیلی مفید بوده و می توان محدوده های بی تأثیر در محاسبه مدول مقطع را حذف نمود. برای مثال اگر فاصله در بینها از یکدیگر با عرض در بینها برابر باشد، تنها $\frac{1}{3}$ عرض ورق باید در محاسبات مدول مقطع در نظر گرفته شود.

- ۲ - نحوه اتصال المان: اتصال بین المان مورد نظر و بدن باید قادر به انتقال نیروها و تغییر شکلها به طور کامل باشد و از لغزش بین المان مورد نظر و بدن جلوگیری نماید. در سازه های جوشکاری شده معمولاً شرط فوق برقرار است و مشکلی از این نظر به چشم نمی خورد.
- ۳ - سختی طولی المان: برای اینکه یک المان در استحکام طولی مؤثر باشد باید دارای مدول الاستیسیته ای برابر (یا بزرگتر از) مدول الاستیسیته بقیه بدن کشته باشد، همچنین تغییر طول الاستیسیته ای برابر (یا بزرگتر از) مدول الاستیسیته بقیه بدن کشته باشد، همچنین تغییر طول نسبی نیز باید مساوی باشد. به عبارت دیگر می توان گفت یک المان بطور کامل مؤثر نخواهد بود:
- ۱ - اگر مدول الاستیسیته المان کمتر از مدول الاستیسیته مواد دیگر بدن باشد (برای مثال

آلومینیوم که دارای مدول الاستیسیته‌ای حدود $\frac{1}{3}$ مدول الاستیسیته فولاد است).

۲ - المان بتواند بطور عمودی تغییر شکل دهد که این مسئله باعث افزایش شعاع انحنای المان موردنظر گشته و تیجتاً کرنشهای طولی در المان کاهش یافته و مقدار تنش کمتر از حد مورد انتظار خواهد بود. این پدیده در قسمتهايی مثل سوپر استراکچرها (که تمام عرض کشته را نپوشانده‌اند) دیده می‌شود، همانطور که در شکل ۵-۱۲۶ نمایش داده شده است.

در اغلب حالتها، مقطع عرضی بحرانی، مقطوعی است که دارای حداقل مقدار المانهای مؤثر باشد (عبارت دیگر، مقطوعی که دارای بزرگترین هج ها^۱ باشد). البته توزیع ممان خمشی و محل تار خشی هم مؤثر هستند که برای مشخص شدن دقیق محل مقطع بحرانی، محاسبه آنها نیز الزامی است.

۳-۴-۵ معیارهای تنش^۲

سطح قابل قبول تنشهای اولیه،^۳ بستگی به نوع مواد بکار رفته در سازه کشته، شرایط کاری کشته، روش کنترل خوردنگی و همچنین روش مورد استفاده در محاسبه تنشهای اولیه دارد. روشهای استاندارد، معمولاً نسبی هستند و نه مطلق؛ بدین معنی که تنشهای قابل قبول با بررسی سطوح تنش در کشتی‌های ساخته شده قبلی که دارای کیفیت خوبی هستند تعیین می‌گردد. ماکریم تنش اولیه ناشی از امواج، معمولاً با امواج دارای ارتفاع ۷/۲۰ یا ۶/۷۰ که معادل ضریب اطمینان حدود ۲/۵ تا ۲/۵ (برای تنش جاری شدن) هستند تعیین می‌گردد. همچنین برای حداکثر تنشهای حاصل از ممان خمشی آب ساکن، ضریب اطمینان ۴ (برای تنش جاری شدن) استفاده می‌گردد. معیار تنش برای حداکثر ممانهای خمشی محاسبه شده به روشهای بخش ۳-۳-۵، برای کشتی‌های فولادی در جدول ۲-۵ نشان داده شده است.

۴-۴-۵ سوپر استراکچرها^۴

ئوری تیر ساده^۵ قادر است با دقت خوبی تنشهای اولیه را برای بدنه‌های ساده‌بسته^۶ تخمین

1- Hatch

2- Stress Criteria

3- Primary Stress

4- Superstructur

5- Simple beam Theory

6- Simple Closed Section Hulls

جدول ۲.۵ - معیار تنش برای کشتی‌های فولادی

<i>Stress</i>	<i>Criterion</i>
Maximum bending stress under extreme combined moment (still water plus wave)	180 MN/m ²
Maximum stress range under extreme wave bending moment (a fatigue criterion)	320 MN/m ²
Maximum shear stress under extreme shear force	110 MN/m ²

بزند. مشکل اساسی هنگامی آغاز می‌گردد که در قسمتی از بدنه کشتی ناپیوستگی وجود داشته باشد. یک مثال مشخص از این ناپیوستگی‌ها، اتفاقک‌های روی دک^۱ یا سوپر استراکچرها هستند. این نوع سازه‌ها باعث ناپیوستگی‌های شدیدی در بدنه می‌گردند. تنها محل تماس بین دک اصلی و سوپر استراکچر، ضخامت دیواره‌های سوپر استراکچر است که کرنشها و نیروها از طریق آن منتقل می‌گردند. با تغییر شکل دک اصلی بصورت نشان داده شده در شکل (۱۳.۵)، نیروهای برشی در مقاطع تماس بین سوپر استراکچر و دک اصلی بوجود می‌آیند و همانطور که در شکل ملاحظه می‌شود میل به تغییر شکل سوپر استراکچر در جهت خلاف تغییر شکل دک دارند. در هر حال آنها به یکدیگر متصل هستند و امکان

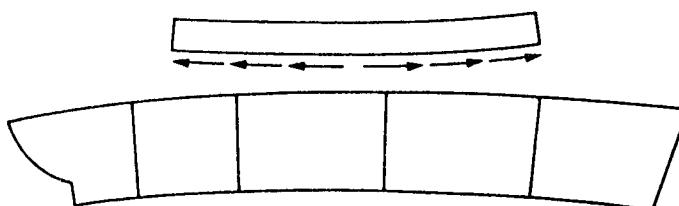


Fig. 6.46

۱۳۰.۵

جدایی وجود ندارد و این مسئله باعث می‌شود که نیروهای عمودی در محل اتصال بوجود آید و تغییر شکلها را یکی سازد. مقدار این نیروهای عمودی بستگی به انعطاف پذیری دک و سوپراستراکچر و همچنین محل و تعداد دیواره‌های عرضی دارد (شکل ۱۴-۵). تأثیر نیروهای برشی بستگی به نحوه توزیع آن در سوپراستراکچر دارد و پدیده نقصان برش^۱ این قسمت از بدنه خیلی مهم می‌باشد. مسئله فوق به روشهای مختلفی مورد بررسی قرار گرفته است؛ یک روش، صرفنظر کردن از نقصان برش است که نتایج خوبی برای تحلیل

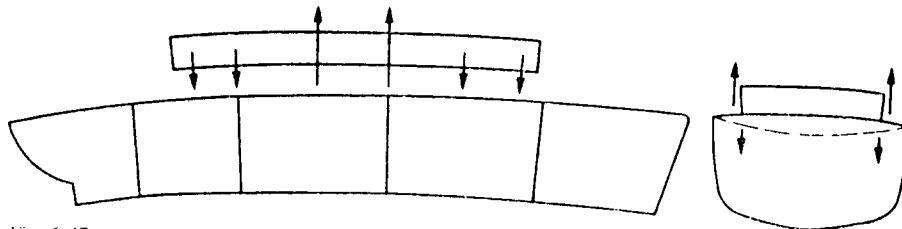


Fig. 6.47

شکل ۱۴.۵

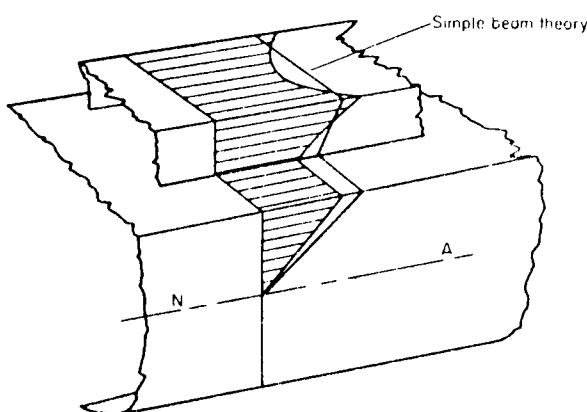


Fig. 6.48 Direct stress in a superstructure

شکل ۱۵.۵

قسمتهای میانی سوپر استراکچرهای طویل بدست می‌دهد. روش دیگر، بحساب آوردن نقصان برش ولی صرفنظر کردن از نیروهای متمرکز ناشی از دیوارهای عرضی است، که برای تحلیل سوپر استراکچرهای کوتاه و نیز سوپر استراکچرهایی که از عرض کشته بیشتر هستند، نتایج مناسبی بدست می‌آید. بازده یک سوپر استراکچر به شکل زیر تعریف می‌گردد:

$$\eta = \frac{\sigma_0 - \sigma}{\sigma_0 - \sigma_1}$$

که η تنش در دک اصلی برای هنگامی است که سوپر استراکچری وجود ندارد، η تنش محاسبه شده در دک اصلی و σ مقدار تنش در دک اصلی است با فرض این که سوپر استراکچر کاملاً مؤثر باشد. منحنی هایی وجود دارند که می‌توان برای محاسبه η از آنها استفاده کرد. همانطور که مشخص است این منحنی‌ها بستگی زیادی به نسبت طول سوپر استراکچر به ابعاد عرضی آن دارد.

لبه‌های تیز در انتهای سوپر استراکچرها باعث بیشترین تممرکز تنش می‌گردد. بهمین خاطر نباید بر سایر تممرکز تنش‌ها منطبق گردد، و نیز از قراردادن این لبه‌ها در وسط طول کشته خودداری شود، در غیر اینصورت بخوبی تقویت گردد. همچنین برای تقویت نیروهای عمودی بهتر است که ابتدا و انتهای سوپر استراکچر، منطبق بر دیوارهای عرضی باشد.

۵-۴-۵ خستگی

با در نظر گرفتن ضرائب اطمینان در طراحی سازه، از گسیختگی ناشی از خستگی جلوگیری می‌گردد. در هر حال امروزه می‌توان بدنه کشته را برای عمر مشخصی طراحی کرد بطوریکه خستگی در طول عمر موردنظر باعث گسیختگی سازه نگردد. این روش برپایه تعداد سیکلهای امواج که در طول عمر کشته باعث خمش بدنه می‌گرددن قرار دارد. همچنین مقداری استحکام بیشتر نیز برای تأثیر ممانهای خمسی با فرکانس بالاتر (ناشی از اسلمینگ) در نظر گرفته می‌شود.

معیارهای ارائه شده، دامنه تنشهای مجاز را بین حد اکثرهای ناشی از هاگینگ و ساگینگ محدود می‌نمایند. این معیارها، به کیفیت و نوع اتصالات و نقاطی که ترکهای خستگی ممکن است بوجود آیند، بستگی دارند. بهمین خاطر استاندارهای خاصی برای اتصالات وجود

دارد که باید بر طبق آنها اتصالات را طراحی نمود.

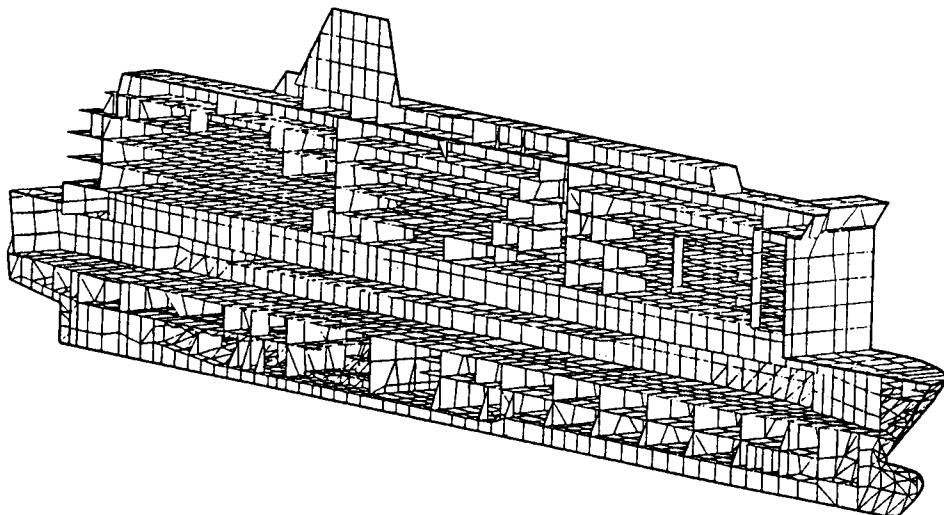
۶-۵ بارهای نامتقارن^۱

روشهای تحلیل بدنه، تحت تأثیر پیچش، تحت تأثیر بارهای حرارتی و سایر بارهای نامتقارن نیاز به تحلیل‌های خاصی دارند که در منابع مختلفی راجع به آنها بحث گردیده است.

۷-۴ تحلیل بدنه کشته به روش المانهای محدود^۲

روش المانهای محدود، قدرتمندترین روش تحلیل سازه‌ها و محاسبه تنشهای اولیه، ثانویه و موضعی است. اساس این روش بر تقسیم سازه به تعداد زیادی المانهای فرضی است که این الماناها معمولاً مستطیلی یا مثلثی شکل هستند. فرض می‌گردد که المانهای فوق فقط در گوشه‌های یکدیگر متصل هستند. اصطلاحاً به نقاط اتصال "گره" گفته می‌شود. با استفاده از توابع شکلی^۳ مناسب، تغییر مکان در گره‌ها به تغییر شکل المان ارتباط داده می‌شود، در نتیجه با مشخص شدن جایگایی در گره‌ها می‌توان تغییر شکل هر المان و تنشهای بوجود آمده در آنها را محاسبه نمود. بارهای واقعی با بارهای وارد بر گره جایگزین می‌گردند و با استفاده از اصل سازگاری برای تغییر شکل المانها می‌توان به دستگاه چند معادله چند مجهولی رسید که با حل آن، بردار تغییر مکان در گره‌ها به دست می‌آید. روش فوق در کتابهای متعددی بطور مفصل تشریح گردیده است.

در حال حاضر این روش یکی از ابزارهای استاندارد در تحلیل سازه کشته است (رجوع شود به بخش ۹-۵) و در حالاتی که سازه از پیچیدگی زیادی برخودار است و برای تحلیل آن تئوری‌های ساده جوابگو نیستند، روش المانهای محدود ارزش والایی پیدا می‌کند. برای تحلیل سازه کشته احتیاج به شبکه بزرگی از المانهای متصل بهم است که می‌تواند در حدود ۱۰۰۰ گره و ۲۵۰۰ المان را شامل شود. برای بدست آوردن جوابهای دقیق‌تر و تحلیل سازه‌های کوچک ممکن است شبکه مورد نیاز شامل ۵۰۰۰ گره و ۱۳۰۰۰ المان نیز باشد. یک نمونه از مدل المانهای محدود برای بدنه یک کشته در شکل (۱۶-۵) نمایش داده شده است.



شکل ۱۶.۵ شبکه‌بندی بدنه برای تحلیل به روش المانهای محدود در مورد یک کشتی مسافربری

مدلسازی سازه به وسیله المانهای محدود به دقت زیادی احتیاج دارد و در صورت عدم دقیق در مدل کردن سازه، جوابهایی به دور از واقعیت حاصل خواهد شد. روش المانهای محدود برای تحلیل سازه اولیه کشتی (بدنه) خیلی وقت‌گیر است و بهمین خاطر در طراحی اولیه کشتی روش‌های آسانتر مانند تشریی تیر ساده، می‌توانند کمک مؤثری باشند. براساس این محاسبات، می‌توان طراحی را ادامه داد و بعد از تکمیل طرح کل سازه، به وسیله روش المانهای محدود استحکام آن را کنترل کرد که معمولاً نیاز به تصحیحات زیادی نخواهد بود. همچنین با روش المانهای محدود می‌توان سازه‌های موضعی را که تحت تأثیر تنشهای خیلی زیادی هستند کنترل نمود.

۸-۴-۵ مقاومت حد بدنه کشتی^۱

تا اینجا پاسخ سازه کشتی، الاستیکی در نظر گرفته شد، بدین معنی که تنش با کرنش به صورت

خطی مناسب فرض گردیده و مقادیر تنش، کمتر از حد جاری شدن بودند. اما بار حد، نشان دهنده ظرفیت کشته در برابر گسیختگی است که توأم با تغییر شکل پلاستیک نیز می‌باشد. برای بررسی مطلب می‌توان از تئوری تیرها استفاده نمود. براساس این تئوری، مقاومت حد نسبت به خمش با تشکیل یک لولای پلاستیکی در نقطه موردنظر بوجود می‌آید. ممان پلاستیکی کامل از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$M_p = \sigma_y \cdot S \quad (13-5)$$

که σ_y تنش جاری شدن و S مدول پلاستیکی است. S برابر است با مجموع ممانهای اول سطح مقطع که در دو طرف محور خشی پلاستیکی قرار می‌گیرند. برای تیرهای قوطی شکل^۱، تنش جاری شدن در تاج^۲ تحت فشار بطور کامل گسترش نمی‌یابد و در تیجه ترکیبی از کمانش الاستیک و پلاستیکی در آن اتفاق خواهد افتاد که این قبل از رسیدن تنش در همه نقاط به تنش جاری شدن رخ می‌دهد. ممان خمشی حد در این حالت کمتر از حالت ایده‌آل بوده و برابر است با:

$$M_u = \phi \cdot \delta_y \cdot S \quad (14-5)$$

که $(\phi \leq 1)$ ضریب تأثیر مقطع در کمانش است. مقدار ϕ به مقاومت گریلیچ‌های تشکیل دهنده مقطع، در برابر فرو ریختگی توأم الاستیک و پلاستیک، تحت بارهای اولیه بستگی دارد. در سازه کشته معمولاً $0.8 < \phi \leq 1$ است.

۵-۵ سازه‌های ثانویه^۲

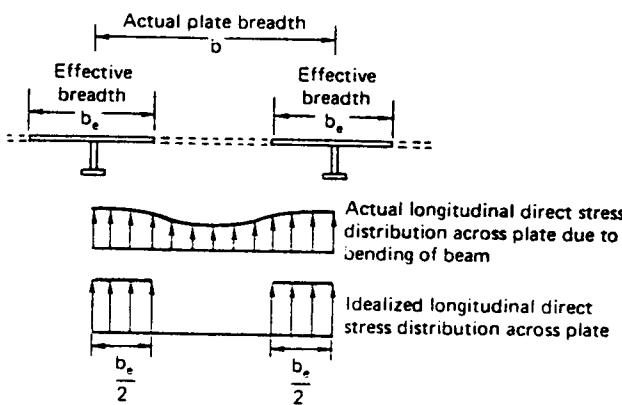
در بخش ۳-۵ توضیح داده شد که سازه‌های ثانویه کشته، گریلیچ‌ها هستند که تحت تأثیر بارگذاری در صفحه ناشی از بارهای اولیه و بارهای عمود بر صفحه گریلیچ‌ها قرار دارند. بنابراین گریلیچ‌ها در معرض کمانش (هنگامی که بار در صفحه از نوع فشاری باشد) و نیز در معرض ممان خمشی و نیروی برشی قرار دارند.

تحلیل ساده گریلیچ با تقسیم بار بر روی هر یک از تقویت کننده‌ها صورت می‌گیرد و هر تقویت کننده به همراه ورق متصل به آن بعنوان یک تیر ساده مستقل از بقیه گریلیچ در نظر

گرفته می شود. طول درنظر گرفته شده، طولی از تقویت کننده است که بدون تکیه گاه است. گریلیچ ها دارای تقویت کننده هایی با ارتفاع متفاوت در جهت طولی و عرضی هستند که این امر باعث آسانی ساخت گریلیچ نیز می گردد. معمولاً تعداد تقویت کننده های کوچکتر بیشتر است (شکل ۱-۵) و طول مؤثر (بدون تکیه گاه) آنها فاصله بین تقویت کننده های بزرگتر در نظر گرفته می شود. طول بدون تکیه گاه، برای تقویت کننده های بزرگ، معمولاً فاصله بین مرزهای گریلیچ (مانند دکها یا دیوارهای) است.

۱-۵-۵ عرض مؤثر و پهنای مؤثر^۲

در شکل ۱۷-۵، عرض ورقی است که به عنوان قسمتی از تیر مفروض درنظر گرفته شده و این مقدار کمتر است از b ، که عرض واقعی ورق است. این موضوع از آنجا ناشی می گردد که با خم شدن تقویت کننده ها تحت تأثیر بارگذاری خارجی، بار واردہ از طریق تأثیر نیروی برشی بین تقویت کننده ها و ورق تقسیم می شود ولی به علت مساوی نبودن تغییر شکل ورق با تقویت کننده ها، ورق بطور کامل در تحمل بار شرکت نمی کند که این موضوع بعنوان نقصان برش^۳ معروف است. توزیع واقعی تنش ها در شکل ۱۷-۵ نمایش داده شده است. برای ساده کردن تحلیل سازه ها آنها را با یک توزیع یکنواخت روی عرض مؤثر b جایگزین می کنند. مقدار b تابع نحوه بارگذاری و ابعاد هندسی اعضاء است. مقادیر b برای حالات



شکل ۱۷-۵ توزیع واقعی تنش و عرض مؤثر در گریلیچ ها

مختلف در کتابهای زیادی به صورت جدول یا دیاگرام داده شده‌اند، اما برای طراحی اولیه کشته و بسیار تقریبی، می‌توان کوچکترین مقدار $\frac{b}{t}$ و یا 1×40 را به عنوان b در نظر گرفت که ضخامت ورق است.

هنگامی که تقویت‌کننده‌ها و ورقها تحت تأثیر بارهای محوری قرار می‌گیرند، تأثیری مشابه اثر نقصان برش وجود می‌آید. این علت وجود تنشهای پس ماند در ورق، خارج شدن ورق از حالت مسطح و اثرات الاستیکی و پلاستیکی، مقدار باری که توسط ورق تحمل می‌شود کاهش یافته و بنابراین نام‌پنهانی مؤثر برای عرض ورق، معادل در نظر گرفته می‌شود تا نشان‌دهنده تفاوت آن با عرض مؤثر باشد. پنهانی مؤثر، بمیزان زیادی تابع روش‌های بکارگرفته شده در ساخت سازه است. در مراحل اولیه طراحی، معمولاً مقدار 1×40 بکار برده می‌شود؛ فرمولیندی دقیق برای این پارامتر بر پایه آمار تجربی توسط محققان زیادی انجام شده است. محاسبه پنهانی مؤثر معمولاً بر پایه روش تکرار است. اما با استفاده از فرمول (۱۳-۵) می‌توان با تقریب خوبی مقدار آنرا محاسبه نمود:

$$\frac{b_0}{b} = \frac{2}{\beta} - \frac{1}{\beta^2}$$

که

$$\beta = \frac{b}{t} \frac{\sqrt{\sigma_y}}{E}$$

روشهای دیگری نیز برای محاسبه پنهانی مؤثر ابداع گشته‌اند که بر پایه روش المانهای محدود غیرخطی قرار دارند و منحنی‌های مختلفی برای طراحی با توجه به تغییر شکل‌های اولیه ورق تنظیم گشته‌اند.

در نهایت پس از مشخص شدن مقادیر عرض و پنهانی مؤثر، رفتار مشترک تقویت‌کننده‌ها و ورقها قابل تحلیل است.

۲-۵-۵ خمش الاستیک^۱

تحلیل الاستیکی سازه‌های ثانویه شبیه روش توضیح داده شده برای سازه اولیه است. ممان خمشی در هر تیر با فرض گیردار بودن دو انتهای بدست می‌آید و بر اساس آن مقدار

مدول مقطع برای تیر معادل (تقویت‌کننده بعلاوه عرض مؤثر ورق)، محاسبه می‌گردد. نیروها و ممانهای گیردار، برای تیر تحت بارگذاری‌های مختلف در کتابهای مقاومت صالح داده شده‌اند؛ هنگامی که بارگذاری بصورت یکنواخت و در محدوده بزرگی از سازه است می‌توان انتهای‌های تیرها را در مقابل چرخش، گیردار فرض نمود و در بقیه حالات تکیه‌گاه ساده مناسبتر است.

برای مثال: تحت فشار ثابت P ، حداکثر ممان خمشی در ابتدا و انتهای تیر اتفاق می‌افتد که مقدار آن برابر است با:

$$M = \frac{WL^2}{12} = \frac{PbL^2}{12}$$

مقدار بار در واحد طول تیر ($= P \times b$)، عرض کامل بین تقویت‌کننده‌ها و L طول تیر بین تکیه‌گاهها است. در حالت فوق تغییر مکان وسط تیر برابر است با:

$$\delta_0 = \frac{WL^4}{384EI} \quad (15-5)$$

که E مدول الاستیسیته ماده بکار برده شده و اممان دوم مقطع تیر بعلاوه عرض مؤثر ورق حول تار خنثی مشترکشان است. تحت تأثیر بارهای متمرکز، تنشهای برشی موضوعی از مقادیر قابل توجهی برخوردار خواهد بود که باید مقادیر آنها محاسبه و کنترل شود.

۳-۵-۵ کمانش الاستیک^۱

تحت بارگذاری‌های فشاری محوری، مانند بارهای ناشی از خمش طولی بدنه می‌توان تئوری کلاسیک کمانش اویلر^۲ را برای محاسبات اولیه مورد استفاده قرارداد. بر طبق این تئوری، بار بحرانی الاستیک برابر است با:

$$P = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad (16-5)$$

که L طول مؤثر تیر در کمانش است و معمولاً برابر طول واقعی تیر در نظر گرفته می‌شود. در سازه‌های واقعی، کمانش معمولاً به صورت غیراستیک رخ می‌دهد و احتیاج به محاسبات دقیقتری دارد.

۴-۵-۵ بارهای ترکیبی^۱

ترکیب بارهای عمود بر سازه و بارهای محوری یک ترکیب خیلی متداول در طراحی سازه است. بارهای محوری، باعث افزایش ممان خمینی و تغییر مکان ناشی از بارهای عمود بر سازه می‌گردند. پاسخ سازه، تحت تأثیر بارگذاری ترکیبی، با استفاده از ضریب بزرگنمایی^۲ $\frac{P_E}{P_E - P}$ قابل محاسبه است. در ضریب فوق، P_E بار بحرانی کمانش و P بار واقعی محوری است. مقدار P برابر است با تنش محوری در سطح مقطع، یعنی $(A+bt)\sigma_a = P$ که $\sigma_a = \frac{P}{A+bt}$ متوسط محوری، A مساحت سطح مقطع تقویت‌کننده‌ها، bt فاصله بین تقویت‌کننده‌ها و t ضخامت ورق است. تغییر مکان مرکزی سازه بر اثر بار محوری P از δ_0 به δ' افزایش می‌یابد:

$$\delta' = \frac{\delta_0 P}{P_E - P}$$

و ممان خمینی M_0 در وسط تیرها به M' افزایش می‌یابد:

$$M' = M_0 + \frac{P \cdot \delta_0 P_E}{P_E - P} \quad (17-5)$$

تنش نهایی در ورق و تقویت‌کننده عبارتست از جمع جبری تنش ناشی از ممان افزایش یافته و تنش ناشی از بارهای محوری است:

$$\sigma_{total} = \frac{1}{Z} (M_0 + \frac{P \delta_0 P_E}{P_E - P}) \pm \frac{P}{A+bt} \quad (18-5)$$

که A عبارتست از سطح مقطع تقویت‌کننده و Z مدول مقطع تقویت‌کننده بعلاوه عرض مؤثر ورقهای متصل به آن است. نهایتاً پس از محاسبه تنش ماکزیمم، باید آن را با مقادیر مجاز مقایسه نمود.

۵-۵-۵ ضرائب اطمینان^۳

تحلیل الاستیکی برای مطالعه پاسخ سازه تحت تأثیر بارهای معمولی یا بارهای متناوب، مناسب بوده و معمولاً سازه با استفاده از یک ضریب اطمینان در مقابل جاری شدن، طراحی می‌گردد. ضریب اطمینان، بر اساس تجربه‌های گذشته و نیز پیامد گسیختگی احتمالی تعیین

۴-۵-۵ بارهای ترکیبی^۱

ترکیب بارهای عمود بر سازه و بارهای محوری یک ترکیب خلی متداول در طراحی سازه است. بارهای محوری، باعث افزایش ممان خمثی و تغییر مکان ناشی از بارهای عمود بر سازه می‌گردند. پاسخ سازه، تحت تأثیر بارگذاری ترکیبی، با استفاده از ضریب بزرگنمایی^۲ $\frac{P_E}{P_E - P}$ قابل محاسبه است. در ضریب فوق، P_E بار بحرانی کمانش و P بار واقعی محوری است. مقدار P برابر است با تنش محوری در سطح مقطع، یعنی $P = \sigma_a (A + bt)$ که σ_a متوسط محوری، A مساحت سطح مقطع تقویت‌کننده‌ها، b فاصله بین تقویت‌کننده‌ها و t ضخامت ورق است. تغییر مکان مرکزی سازه بر اثر بار محوری P از 0° به 0° افزایش می‌یابد:

$$\delta' = \frac{\delta_0 P}{P_E - P}$$

و ممان خمثی M_0 در وسط تیرها به M' افزایش می‌یابد:

$$M' = M_0 + \frac{P \cdot \delta_0 P_E}{P_E - P} \quad (17-5)$$

تش نهایی در ورق و تقویت‌کننده عبارتست از جمع جبری تنش ناشی از ممان افزایش یافته و تنش ناشی از بارهای محوری است:

$$\sigma_{total} = \frac{1}{Z} (M_0 + \frac{P \delta_0 P_E}{P_E - P}) \pm \frac{P}{A + bt} \quad (18-5)$$

که A عبارتست از سطح مقطع تقویت‌کننده و Z مدول مقطع تقویت‌کننده بعلاوه عرض مؤثر ورقهای متصل به آن است. نهایتاً پس از محاسبه تنش ماکریم، باید آن را با مقادیر مجاز مقایسه نمود.

۵-۵-۵ ضرائب اطمینان^۳

تحلیل الاستیکی برای مطالعه پاسخ سازه تحت تأثیر بارهای معمولی یا بارهای متناوب، مناسب بوده و معمولاً سازه با استفاده از یک ضریب اطمینان در مقابل جاری شدن، طراحی می‌گردد. ضریب اطمینان، بر اساس تجربه‌های گذشته و نیز پیامد گسیختگی احتمالی تعیین

می‌گردد. ضرائب اطمینان معمول در سازه‌های ثانویه تحت تأثیر حداکثر بارهای معمولی

۱/۲ برای خمش تقویت کننده‌ها و ۳ برای کمانش آنها در نظر گرفته می‌شود.

سازه، تحت تأثیر حداکثر بارهای محتمل نیز باید تحلیل گردد تا مشخص شود که آیا می‌تواند در مقابل آنها مقاومت نماید. در حالت فوق تحلیل الاستیکی مناسب نبوده بلکه تحلیل ترکیبی الاستیک-پلاستیک یا روش مقاومت حد باستی بکار گرفته شوند.

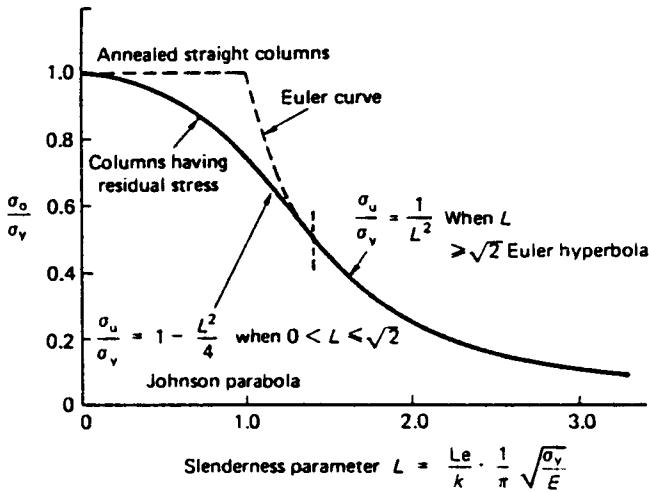
۶-۵-۵ پاسخ توأم الاستیک-پلاستیک^۱

تحلیل کامل پلاستیکی برای خمش سازه‌های ثانویه مناسب بوده و روال کار شبیه تحلیل بدنه کشتی در حالت خمش طولی است (بخش ۴-۵). ترکیب تقویت کننده‌ها و ورقها چنان طراحی می‌شوند که ممان پلاستیکی کامل، M کمتر از حداکثر ممان خمشی موضعی که در طول عمر کشتی ممکن است اتفاق بیفتد، نباشد.

تحت اثر بارهای محوری، سازه فوق خیلی زودتر از رسیدن به بار بحرانی کمانش اول، دچار فروریختگی می‌گردد. این مسئله بخاطر تغییر شکل‌های اولیه، خارج از محور بودن بارهای محوری (که تولید خمش اضافی می‌کند)، وجود تنشهای پسماند در سازه و همینطور جاری شدن تدریجی ماده هنگامی که به تنش جاری شدن نزدیک می‌شود، است. فرمولهایی جهت نمایش تأثیر متقابل جاری شدن و کمانش ابداع شده‌اند. یکی از بهترین فرمولها برای سازه‌های فولادی، سهمی جانسون^۲ است که در شکل ۱۸-۵ نمایش داده شده است. تنش متوسط فروریختگی σ_{av} برای ورق و تقویت کننده‌ها برابر است با:

$$\frac{\sigma_{av}}{\sigma_y} = \frac{\sigma_u}{\sigma_y} \left(\frac{A + b_o t}{A + bt} \right) \quad (19-5)$$

که σ_y تنش جاری شدن، A مساحت سطح مقطع تقویت کننده، b_o پهناه مؤثر ورق، b عرض واقعی ورق بین تقویت کننده‌ها و t ضخامت ورق است. هنگامی که مقاومت در برابر فروریختگی سازه‌های ثانویه برسی گردید، شکل سطح مقطع میانی بدنه کشتی مشخص می‌گردد؛ با بررسی ترکیب سازه‌های ثانویه، حداکثر ممان خمشی قابل تحمل توسط مقطع بدنه بحسبت می‌آید. همچنانکه در قسمت (۸-۴-۵) توضیح داده شد.

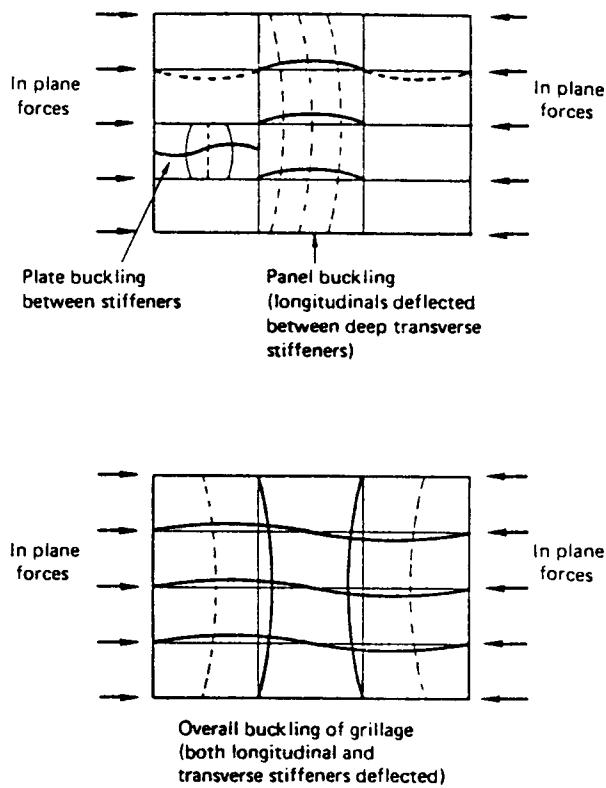


شکل ۱۸۵ منحنی کمانش ستونها

۷-۵-۵ رفتار کلی گریلیج^۱

پس از محاسبه پاسخ هر یک از تقویت کننده ها و ورق مربوط به آن، استحکام کل گریلیج در برابر بارهای واردہ باید مورد ارزیابی قرار گیرد. این موضوع بخصوص برای تقویت کننده های بزرگتر بسیار پر اهمیت است چراکه روش های گفته شده قبلی، برای آنها بسیار تقریبی هستند. روش های مختلفی برای تحلیل خمش کلی گریلیج وجود دارند. روش های قدیمی معمولاً بر پایه استفاده از دیاگرامها و منحنی هایی هستند که برای حالت های مختلف و شرایط مرزی متفاوت بدست آمده اند که می توان از دیاگرام های مناسب، برای تحلیل گریلیج مورد نظر استفاده کرد. امروزه روش ماتریسی برای تحلیل گریلیج ها بسیار متداول است و اکثر برنامه های کامپیوتری المان های محدود دارای این قابلیت تحلیل گریلیج ها هستند.

کمانش گریلیج در مدهای مختلفی می تواند اتفاق بیفتاده نمونه هایی از آن در شکل ۱۹-۵ نمایش داده شده است. مجموعه تقویت کننده های ضعیف تر بهمراه ورق متصل به آن،



شکل ۱۹.۵ مدهای کمانش گریلیج

که در بین تقویت‌کننده‌های قویتری قرار دارد، می‌تواند دچار کمانش گردد. کل گریلیج نیز می‌تواند بین تکیه‌گاه‌ها یش دچار کمانش گردد. حالت دیگر کمانش، تریپینگ^۱ است که نوعی کمانش پیچشی است و معمولاً در جان^۲ تقویت‌کننده‌ها رخ می‌دهد. تحلیل کامل کمانش گریلیج‌ها بررسیله روش المانهای محدود غیرخطی امکان‌پذیر است البته روش‌های ساده‌تری نیز وجود دارند. یک روش تقریبی مناسب برای طراحی اولیه گریلیج مدل کردن آن با یک ورق ارتوتروپیک^۳ است. فرض فوق هنگامی معقول است که گریلیج شامل تعداد زیادی تقویت‌کننده در هر دو جهت باشد (شکل ۱۹.۵). باز بحرانی الاستیک با فرض ساده بودن تکیه‌گاهها بقرار زیر خواهد بود:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \frac{t^2}{B^2} \frac{1}{1+\delta_x} \left[2 + \frac{m^2 B^2}{L^2} \gamma_x + \frac{L^2}{m^2 B^2} \gamma_y \right] \quad (20-5)$$

که $A_x \delta_x = \frac{A_x}{bt}$ مساحت سطح مقطع تقویت کننده طولی است، همچنین :

$$\gamma_x = 12 \frac{(1-\nu^2)}{bt^2} I_x$$

که γ_x اهمان دوم سطح مقطع تقویت کننده طولی بعلاوه پهنهای مؤثر ورق متصل به آن b و :

$$\gamma_y = 12 \frac{(1-\nu^2)}{at^3} I_y$$

که γ_y اهمان دوم سطح مقطع تقویت کننده عرضی بعلاوه پهنهای مؤثر ورق متصل به آن ، a ضریب پواسون^۱ (0.3 برای فولاد) و t تعداد نیم موجهایی است که در حالت کمانش طولی (در جهت x) در کل گردیلیج بوجود می آید. برای پیدا کردن حداقل مقدار σ_{cr} مقدار

$$m = \frac{L}{B} \sqrt{\frac{\gamma_y}{\gamma_x}}$$

مورد استفاده قرار می گیرد؛ البته ممکن است عدد صحیحی برای m بدست نیاید که در این صورت اعداد صحیح قبل و بعد از آن باید بررسی شوند تا مقدار حداقل σ_{cr} بدست آید. روش فوق برای تحلیل الاستیک - پلاستیک نیز قابل بسط است.

تریپینگ یک نوع کمانش پیچشی است که در جان^۲ یا تاج^۳ تیز تقویت کننده رخ داده و باعث چرخش آنها نسبت به موقعیت اولیه می شود. پروفیلهای ^۴T نسبت به پروفیلهای نامتقارن (مثل نبشی ها) در مقابل تریپینگ ^۵ متقاومت می کنند. برای جلوگیری از کمانش فوق معمولاً برآکت هایی بنام تریپینگ برآکت^۶ عمود بر تقویت کننده ها نصب می گردد تا طول آزاد و بدون تکیه گاه تقویت کننده کا هش نیابد.

۶-۵ سازه های موضعی^۷

در قسمتهای گذشته، ورقها فقط به عنوان تاج تقویت کننده ها فرض می شدند. اما رفتار خود ورق به تنهایی، تحت بارهای وارده حائز اهمیت است. در این قسمت منظور از ورق قسمت محدود شده به تقویت کننده های طولی و عرضی است (شکل ۲۰-۵).

۶-۶ خمش ورق^۸

رفتار الاستیکی ورق در تغییر مکانهای کوچک بطور کامل در کتابهای مربوط به تئوری ورق،

1- Poisson's Ratio

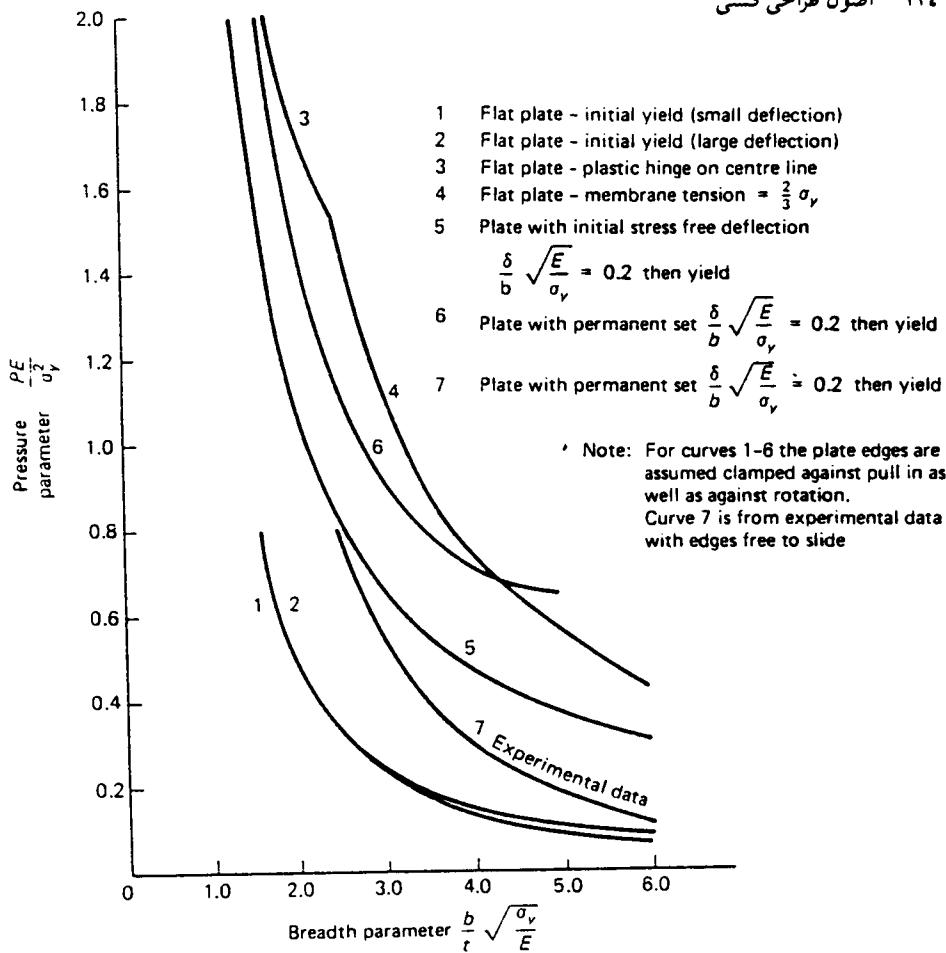
2- Web

3- Flange

4- Tripping Bracket

5- Tertiary Structures

6- Plate Bending



شکل ۲۰.۵ فشار بحرانی برای ورقهای طولانی تحت خمش

توضیح داده شده و فرمولهای بدست آمده برای تحلیل ورقهای بلند (که دارای طول حداقل دو برابر عرض آن) برای تغییر مکانهای کوچک الاستیک که در سازه‌کشته نیز فراوان دیده می‌شوند، خیلی ساده هستند. حداکثر تنشهای ناشی از خمش، تحت تأثیر بارهای عمود بر ورق با فرض گیردار بودن لبه‌ها برابر است با:

$$\sigma_b = \frac{P}{2} \left(\frac{b}{t} \right)^2 \quad (21-5)$$

این تنش حداکثر، در وسط ضلع بلندتر ورق اتفاق می‌افتد و تغییر مکان مرکز ورق در حالت فوق عبارت است از:

$$\delta = \frac{P b^4}{384 D}$$

$$\text{که } D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}$$

ثوری تغییر مکانهای کوچک برای تغییر مکانهایی تا $1/75$ معتبر است. برای حالات دیگر، نیروهای غشایی^۱ در ورق گسترش می‌یابند و ثوری تغییر مکانهای بزرگ باید بکار گرفته شود. با افزایش بارهای عمود بر ورق، تغییر شکل ورق افزایش یافته و تنفس در قسمتهایی از ورق به حد جاری شدن می‌رسد. چنین رفتار الاستیک-پلاستیکی خیلی پیچیده بوده و روش‌های نیمه تجربی برای بررسی رفتار ورق بکار گرفته می‌شود. با اضافه شدن تغییر شکلهای پلاستیکی، ورق به مقاومت حد خود می‌رسد البته این پدیده تحت بارهایی خیلی بزرگتر از بارهای حد الاستیک رخ می‌دهد.

در سازه‌های واقعی، ورقها دارای تغییر شکلهای اولیه و تنشهای پس‌ماند هستند که باعث وجود تفاوت‌هایی در رفتار واقعی ورق با رفتار ثوری آن می‌گردند. تنشهای غشایی نیز در تغییر شکلهای خیلی بزرگ بطرور کامل گسترش نمی‌یابند که این به دلیل گیردار نبودن کامل ورقها است. حتی وقتی که لبه‌ها در مقابل چرخش کاملاً گیردار باشند، تحت تأثیر بارهای بزرگ عمود بر ورق، باز هم ورق تمایل به تغییر شکل به سمت مرکز ورق را دارد.

شکل ۲۰-۵ فشار بحرانی را برای ورقهای بلند در حالت‌های مختلف طراحی‌های الاستیک و پلاستیک نمایش می‌دهد. منحنی مناسب برای استفاده در هر مورد خاص به شرایط کاری، مقدار تنشها و تغییر شکلهای بستگی دارد. برای مثال یک ورق واقع در کف کشته و نزدیک پروانه، در معرض بارهای تناوبی زیادی قرار می‌گیرد و بنابراین گسیختگی ناشی از خستگی ممکن است در آن رخ دهد. در این حالت باید یک سطح تنش پایین را در طراحی ورق مزبور معیار قرارداده و تحلیل ورق با تغییر مکانهای کوچک مناسب می‌باشد. در مورد ورقهای مربوط به دیگر قسمتهای کف کشته به علت کم بودن بارهای تناوبی، می‌توان از تحلیل الاستیک-پلاستیک استفاده نمود. در این گونه ورقها مقداری تغییر شکل دائمی تحت تأثیر بار طراحی قابل قبول است، چرا که خود ورق در ابتداء دارای تغییر شکلهای اولیه‌ای است. منحنی شماره ۷ بهترین شرایط طراحی را نشان می‌دهد. در حالت فوق تغییر شکل دائمی برابر $\frac{1}{150}$ عرض ورق در نظر گرفته می‌شود که برای سازه‌های معمول کشته در حدود $\frac{1}{2}$ ضخامت ورق است.

خمش ورق تحت بارهای موضعی متمرکز، تفاوت زیادی با خمش ورق در اثر بارهای

گستردگی و یکنواخت دارد؛ اما می‌توان تئوری کلاسیک ورقها را برای حالت فوق نیز استفاده کرد. در هر حال طراحی بر اساس تئوری تغییر شکل‌های کوچک الاستیک برای اکثر حالات مناسب است. معمولاً در طراحی، برای بارهای متمنکر، مقداری تغییر شکل دائمی مجاز است که این مسئله باعث کاهش زیادی در ضخامت ورقها می‌گردد.

۲-۶-۵ کمانش ورقها^۱

تحلیل تئوری کمانش ورقها تحت تأثیر بارهای محوری در کتابهای مختلف توضیح داده شده است. برای یک ورق، معمولاً لبه‌ها بصورت تکیه‌گاه ساده فرض می‌گردد و کمانش ممکن است براثر بارهای محوری فشاری یا بارهای برشی رخ دهد. تنش بحرانی الاستیک برای یک ورق بلند به طول a و عرض b تحت تأثیر فشارهای محوری در امتداد ضلع بزرگتر، برابر است با:

$$\sigma_{cr} = \frac{4 \pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2 \quad (= 3.62 E \left(\frac{t}{b} \right)^2) \quad (22-5) \quad (\text{برای فولاد})$$

و تنش کمانش بحرانی معادل برای یک ورق پهن ($b > a$) برابر است با:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left[1 + \left(\frac{a}{b} \right)^2 \right] \left(\frac{t}{a} \right)^2$$

ورقهای پهن که در جهت طولی بارگذاری شده‌اند در تنشهایی خیلی کمتر نسبت به ورقهای بلند دچار کمانش می‌گردند. بهمین دلیل در سازه‌های کشتی معمولاً ورق بدنه برای مقابله با بارهای فشاری که در جهت طول وارد می‌شوند، بصورت طولی تقویت می‌گردد. تنشهای کمانش برشی بحرانی برای یک ورق با تکیه‌گاههای ساده که تحت تأثیر برش خالص قرار دارد برابر است با:

$$\tau_{cr} = E \left(\frac{t}{a} \right)^2 [4.8 + 3.6 \left(\frac{b}{a} \right)^2] \quad (23-5)$$

کمانش ورق تحت تأثیر بارهای ترکیبی و دیگر شرایط مرزی نیز حائز اهمیت‌اند که در کتب مربوط به تئوری ورقها قابل دسترسی هستند.

تحت تأثیر ترکیبی از بارهای محوری و عمود بر ورق، تنشهای ناشی از خمش با استفاده از روش ضریب بزرگنمایی قابل محاسبه هستند (قسمت ۴-۵-۵). بارهای عمود بر ورق در

شرایط خاصی (با تحمل پایین‌ترین مد کمانش) قادر هستند که بار بحرانی کمانش را افزایش دهند. اما این مطلب در طراحی ورقها معمولاً مورد استفاده قرار نمی‌گیرد چرا که به اندازه کافی قابل اطمینان نیست.

مقاومت حد ورق تحت فشار، بستگی به ارتباط بین ورق و تقویت‌کننده‌ها هنگام محاسبات مربوط به مقاومت حد گریلیج دارد. تحلیل دقیق این مسئله خیلی پیچیده است؛ بخصوص که معمولاً تغییر شکل‌های اولیه و تنش‌های پس‌ماند در ورقها وجود دارند.

۳-۶-۵ جزئیات سازه‌ای^۱

برای جلوگیری از فروپختگی‌های زودرس در اثر جاری شدن، کمانش و خستگی، به طراحی صحیح جزئیات سازه‌ای مانند نحوه اتصال اجزاء سازه و سوراخها و ... نیاز است. تمرکز تنش در اطراف سوراخها و تغییر شکل‌های ناگهانی از اهمیت خاصی برخوردار است و معمولاً برای تحلیل چنین قسم‌هایی روش المان‌های محدود دو بعدی بصورت خیلی دقیق بکار می‌رود. بارگذاری و شرایط تکیه‌گاهی لازم برای تحلیل فوق، از تحلیل سه بعدی کل سازه‌کشی بدست می‌آیند (رجوع شود به ۴-۵).

۷-۵ پاسخ دینامیکی سازه‌کشی^۲

بارهای واردہ بر سازه‌کشی در شرایط واقعی، بیشتر دینامیکی هستند تا استاتیکی و به این دلیل تحلیل دینامیکی سازه لازم است. در هر حال تا سالهای اخیر روش‌های ریاضی جهت بیان بارهای دینامیکی و محاسبه پاسخ دینامیکی سازه موجود نبودند.

بارهای ناشی از امواج در حالات خاصی باعث ارتعاش در سازه‌کشی می‌شوند که جهت پیدا کردن فرکانس این ارتعاشات، تحلیل دینامیکی سازه ضروری است. بدنه کشتهای خیلی طویل دارای فرکانس‌های طبیعی نسبتاً پایینی هستند که در حدود فرکانس امواج کوتاه است؛ این امواج دارای انرژی کافی جهت تحریک بدنه بوده که این امر باعث بالا رفتن ممان خمشی در مقطع بدنه و مسائل مهم دیگری می‌شود. حالت فوق را اسپرینگینگ^۳ می‌نامند. متداول‌ترین تحریک دینامیکی سازه بدنه، اسلیمنگ^۴ است. تأثیر این پدیده بر روی سازه

1- Structural details

2- Structural Dynamic Response

3- Springing

4- Slamping

به دو قسمت عده تقسیم می‌گردد. قسمت اول، ضربه هیدرودینامیکی سخت به کف کشتی که به ضربه اسلمینگ معروف است^۱ و باعث خم شدن نوسانی در بدنه، مانند یک تیر دوسر آزاد می‌گردد. در کشتی‌هایی که بدله آنها در قسمت جلو دارای شبیب به سمت بیرون^۲ هستند، ضربه موضعی حاصل از اسلمینگ کاهش می‌یابد اما نیروها به اندازه‌ای بزرگ هستند که باعث ارتعاش بدنه می‌گردند. ارتعاشات فوق اثرات مهمی در تنشهای اولیه و عمر خستگی المانها دارد و تنشهای تا ۵۰٪ نسبت به حالت عادی افزایش می‌یابند.

قسمت دوم تأثیر ضربه اسلمینگ عبارتست از اینکه، ورق بیرونی کف کشتی در نقطه‌ای که ضربه اسلمینگ وارد می‌شود در معرض فشارهای شدیدی است و تغییر شکل موضعی^۲ قابل توجهی در آن ایجاد می‌گردد؛ فشارهای فوق تا ۲ MPa نیز بوده‌اند. این تغییرات فشار در فاصله زمانی حدود ۰/۱۵ ثانیه می‌افتد.

بارهای دینامیکی حاصل از پروانه و ماشین‌آلات نیز مهم هستند. کشتی‌های ویژه ممکن است تحت تأثیر بارهای دینامیکی خاصی قرار گیرند که باید با آنها مقابله گردد، مانند یخ‌شکن‌ها هنگام ضربه‌زن و یا کشتی‌های جنگی که باید تحت تأثیر بارهای ناشی از انفجار نیز تحلیل گردد.

۱-۷-۵ محاسبه پاسخ دینامیکی

میزان پیچیدگی تحلیل پاسخ سازه کشتی بستگی دارد به این که تحلیل دینامیکی ضروری است یا خیر؟ و اگر جواب مثبت است، آیا لازم است که تحلیل فوق بعنوان قسمتی از تحلیل حرکت کشتی متنظر گردد؟ معمولاً برای کشتی‌های متداول، تحلیل دینامیکی لازم نیست. البته فرکانس‌های طبیعی بدنه بایستی محاسبه گردد تا از پدیده تشدید در اثر کار ماشین‌آلات جلوگیری شود. اگر تحلیل دینامیکی مورد نظر باشد (برای مثال تحلیل رفتار بدنه در اسلمینگ) باید بعنوان قسمتی مجزا پس از محاسبه بارهای ناشی از امواج بر روی بدنه انجام گردد. بنابراین تحلیل حرکت کشی در حالت کلی با فرض صلب بودن بدنه انجام می‌گیرد. اما در دو حالت، باید بدنه بعنوان یک تیر قابل انعطاف در نظر گرفته شود و تحلیل حرکت کشتی با درنظر گرفتن این موضوع انجام گردد:

۱ - اگر بدنه نسبتاً انعطاف پذیر باشد، بطوریکه فرکانس حالت ارتعاش دو گرهای آن

کوچک باشد (مثلاً حدود 4 Hz ، البته این موضوع به نوع سرویس کشته و سرعت آن نیز بستگی دارد، چرا که این عوامل در فرکانس نسبی برخورد کشته با امواج مؤثر هستند).

۲- اگر تحلیل و پاسخ بدن نسبت به پدیده اسلینگ مدل نظر باشد و کشته دارای ابعادی باشد که حرکت آن بطور مشخصی تحت تأثیر این پدیده قرار گیرد. در اینجا بطور خلاصه روش تحلیل حرکت کشته در هر دو حالت یعنی با فرض انعطاف پذیر بودن بدن، و دیگری با فرض صلب بودن بدن توضیح داده خواهد شد.

الف) بدن انعطاف پذیر

پاسخ و رفتار یک سازه، تأثیر مهمی بر روی نیروهای خارجی وارد بر سازه ندارد (خواه فرکانس پاسخ بالا باشد یا پایین). بنابراین همه عبارتهايی که برای نمایش نیروهای حاصل از امواج بر روی بدن در قسمتهای قبل توضیح داده شده‌اند قابل استفاده هستند. معادله دیفرانسیل برای حرکت عمودی یک تیر انعطاف پذیر که تحت تأثیر نیروهای دینامیکی $F(x)$ قرار گرفته باشد، عبارت است از:

$$EI \frac{\partial^4 V}{\partial x^4} + m_s \frac{\partial^2 V}{\partial t^2} - m_s r^2 \frac{\partial^4 V}{\partial t^2 \partial x^2} = F(x, t) \quad (24-5)$$

که اممان اینرسی مقطع عرضی بدن، m_s جرم کشته در واحد طول و ۲۷ ساعع زیرا سیون m_s در چرخش نسبت به محور افقی گذرنده بر مرکز جرم مقطع موردنظر است. بنابراین (x, t) برابر ممان اینرسی جرمی قسمت موردنظر است. معمولاً این جمله نسبت به بقیه جملات کوچک‌بوده و در تحلیل ارتعاش تیرها از آن صرف‌نظر می‌گردد. همچنین تغییر شکل در اثر نیروی برش نیز وجود دارد که در اینجا به خاطر ساده‌سازی روش تحلیل از آن صرف‌نظر می‌گردد. تحقیقات بعمل آمده نشان داده است که می‌توان تغییر شکل عمودی بدن یعنی (t, x) را بصورت مجموع دو مؤلفه در نظر گرفت که عبارتنداز t, x و x, t که هر یک از آنها به شکل زیر هستند:

$$v_l(x, t) = \sum_{r=0}^n [u_r(t)]_l f_r(x) \quad (l = 1, 2) \quad (1)$$

که (x, t) ها توابع ویژه (شکل تغییر یافته تیر) برای مد ۲۷ ام ارتعاش هستند (که شامل دو مُد تغییر

مکان صلب تیر یعنی حرکت قائم و غلتش طولی نیز می‌گرددند)، $[U_1(t)]_r$ برابر است با:

$$[U_1(t)]_r = \sum_{i=1}^n [C_{1ri} \cos \omega_i t + C_{2ri} \sin \omega_i t]$$

و $[U_2(t)]_r$ به شکل زیر است:

$$[U_2(t)]_r = \sum_{i,j=1}^n [C_{3ri} \cos(\omega_i + \omega_j) t$$

$$+ C_{4ri} \cos(\omega_i - \omega_j) t$$

$$+ C_{5ri} \sin(\omega_i + \omega_j) t$$

$$+ C_{6ri} \sin(\omega_i - \omega_j) t]$$

ثابت‌های C_{1ri} , ..., C_{6ri} با توجه به دامنه و فاز n مؤلفه موج که طیف داده شده را می‌سازند، محاسبه می‌گرددند. هنگامی که تغییر شکل بدنه محاسبه گردید می‌توان بارهای وارد و سپس با انتگرال‌گیری نیروی برشی و ممان خمشی را در طول بدنه محاسبه نمود. ممان خمشی نیز شبیه به تغییر شکلها می‌تواند بعنوان مجموع دو مؤلفه در نظر گرفته شوند، یعنی:

$$M(x, t) \approx M_1(x, t) + M_2(x, t)$$

که M_1 و M_2 بصورت سریهایی از درجه n خواهد بود که جملات آنها توابعی از x و t هستند.

ب) بدنه صلب^۱

اگر بدنه کشتی صلب فرض شود، تغییر مکان هر نقطه $v_{(x)}$ در همه نقاط با موقعیت عمودی V و چرخش حول مرکز ثقل کشتی یعنی \bar{x} تعریف می‌شود. بنابراین بهتر است از مختصات \bar{z} و \bar{y} و \bar{x} که متصل به کشتی هستند استفاده نمود. در مختصات فوق (x) و $v_{(x)}$ و V مشتقات آنها برابر خواهد بود با:

$$\left. \begin{array}{l} V_l + \bar{x} \gamma_l \Rightarrow v_l(x) \\ \dot{V}_l + \bar{x} \dot{\gamma}_l \Rightarrow \dot{v}_l(x) \\ \ddot{V}_l + \bar{x} \ddot{\gamma}_l \Rightarrow \ddot{v}_l(x) \end{array} \right\} (l = 1, 2) \quad (25-5)$$

که θ زاویه غلتش طولی و $\dot{\theta}$ مشتقات θ نسبت به زمان هستند. بنابراین معادله حرکت کشته به شکل زیر خواهد بود:

$$M_s \ddot{\theta} = \int_L F(\bar{x}, t) dx \quad (26-5)$$

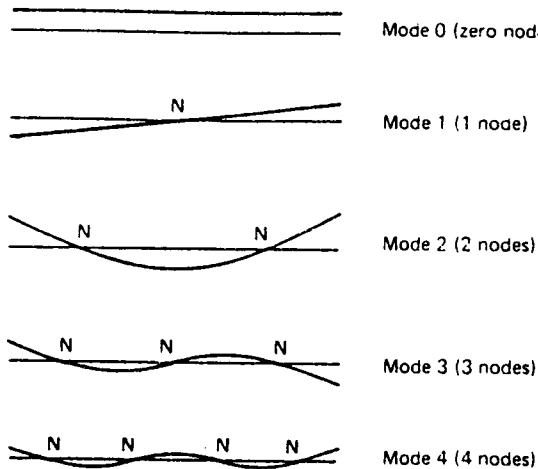
$$I_z \ddot{\theta} = \int_L \bar{x} F(\bar{x}, t) dx \quad (27-5)$$

که M_s جرم کشته و I_z مومان اینرسی سطح مقطع افقی کشته در ارتفاع آبخور نسبت به \bar{Z} هستند. $F(\bar{x}, t)$ با جایگذاری $\bar{x} + x_G$ و جایگذاری عبارتهای جدید $v_1(t)$ و $v_2(t)$ و مشتقات آنها در $F(x, t)$, بدست می‌آید. تنها مقادیر باقیمانده که به x (یا \bar{x}) بستگی دارد عبارتند از: m_s , B_1 , B_0 , n_1 , n_0 , N_1 , N_0 , m_0 , $v_1(t)$ و $v_2(t)$. که مربوط به ابعاد و ساختمان کشته هستند و با روش نواری^۱ قابل محاسبه‌اند. بنابراین انتگرال‌گیری نیروها در ۲۶-۵ و ۲۷-۵ قابل انجام است. اگر جملات درجه اول و درجه دوم بطور مجزا گروه‌بندی شوند، دو جفت معادله دیفرانسیل وابسته نتیجه خواهد شد، یکی برای $v_1(t)$ و $v_2(t)$ و دیگری برای $\theta(t)$ و $\dot{\theta}(t)$. با حل این معادلات مقادیر $v_1(t)$ و $v_2(t)$ و مشتقات آنها محاسبه می‌گردند و با جایگذاری آنها در $F(x)$ و انتگرال‌گیری می‌توان نیروی برشی و ممان خمی را بدست آورد.

۲-۷-۵ پاسخ دینامیکی بدنه^۲

بدنه کشته به وسیله ترکیبی از مدهای ارتعاشی به بارگذاری دینامیکی پاسخ می‌دهد. مدهای فوق شبیه مدهای ارتعاشی یک تیر دو سر آزاد هستند که در شکل ۲۱-۵ نمایش داده شده‌اند. دو حالت اول متعلق به حرکت صلب بدنه است یعنی هیچگونه تغییر شکلی در بدنه بوجود نیامده و در نتیجه نیروهای داخلی صفر هستند. حالات فوق در اثر حرکت قائم و غلتش طولی بوجود می‌آیند.

مدهای دیگر شامل تغییر شکل بدنه و در نتیجه بالا رفتن تنشها در سازه هستند. حالت خیلی مهم، اولین حالت از مدهای همراه با تغییر شکل، یعنی مد شماره ۲ است. مدهای بالاتر دارای میرایی بالایی هستند و اثر زیادی روی حداکثر تنش‌های محاسبه شده ندارند. اما تأثیر آنها در عمر خستگی المانهای بدنه مهم است. پاسخ، در مدهای افقی و پیچشی برای



شکل ۲۱.۵ چند مُد ابتدایی ارتعاش طولی بدنه

کشتی هایی که دک باز دارند (مثل کاتینیر برها) مهم بوده و باید محاسبات دقیقی انجام گیرد؛ چراکه در این حالت صفحه تقارن از بین می رود و تحلیل سازه کشتی پیچیده می گردد. مهمترین روش در تحلیل دینامیکی سازه کشتی تحلیل به روشن modal است که در سالهای اخیر پیشرفتهای زیادی داشته است. این روش، براساس اصل جمع آثار خطی قرار دارد و از اینطریق ممانهای خمی، نیروهای برشی و تنشهای بوجود آمده در بدنه قابل محاسبه هستند.

برنامه های کامپیوتری زیادی بر اساس روش فوق بوجود آمده اند. همچنین برنامه های دیگری بر اساس روش المانهای محدود گسترش یافته اند که در تحلیل کلی بدنه قابل استفاده هستند. مشکل اساسی، آماده سازی اطلاعات ورودی این برنامه ها است چراکه هر دو نوع برنامه گفته شده احتیاج به اطلاعات زیادی درباره ساختمان کشتی و نحوه اعمال بارگذاری دارند که این مسئله استفاده از برنامه ها را در مراحل اولیه طراحی مشکل می سازد.

۳-۷-۵ فرکانس های طبیعی بدنه^۱

در مراحل اولیه طراحی، تخمین فرکانسهای طبیعی بدنه بسیار سودمند است. یک فرمول تقریبی ساده مربوط به مدد دوم ارتعاش طولی بدنه عبارتست از:

$$\omega_2 = \beta \sqrt{\frac{B D^3}{\Delta, L^3}} \quad (\text{Cycle/Sec}) \quad (28.5)$$

که B و D به ترتیب، عرض، ارتفاع و طول کشتی (بر حسب متر) و Δ وزن جابجایی مجازی با واحد تن است. وزن جابجایی مجازی مقدار آبی را هم که بهمراه کشتی ارتعاش می‌کند، شامل می‌شود و از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$\Delta_1 = \Delta (1.2 + \frac{1}{3} \frac{B}{T}) \quad (29.5)$$

که Δ نیروی شناوری واقعی بر حسب تن و T آبخور کشتی بر حسب متر است. مقادیر مناسب برای β عبارتند از:

۱۸۵۰	نفتکش‌های بزرگ
۱۳۷۵	نفتکش‌های کوچک
۱۵۵۰	کشتی‌های باری در ۶۰٪ بار

مقادیر معمولی فرکانس عمودی کشتی که ۲ گره داشته باشد (مُد شماره ۲) برای کشتی‌های بزرگ حدود ۱ Hz و برای کشتی‌های کوچک در حدود ۲-۲/۵ Hz است. فرکانس‌های طبیعی برای حالاتی که ۳، ۴ یا ۵ گره وجود دارد به ترتیب ۲ برابر، ۳ برابر و ۴ برابر مقادیر داده شده برای حالت ۲ گره‌ای هستند. همچنین فرکانس افقی حالت ۲ گره‌ای خیلی بیشتر از حالت ۲ گره‌ای عمودی (در حدود ۴۰٪ - ۳۰٪) است.

۴-۷-۵ پاسخ دینامیکی موضعی^۱

روشن‌مانهای محدود دینامیکی برای تحلیل دینامیکی سازه‌های ثانویه و موضعی که تحت تأثیر بارهای دینامیکی مانند اسلامینگ و اسلوشنینگ^۲ هستند روش مناسبی است. برای مشخص کردن بارهای وارد و شرایط مرزی سازه می‌توان از نتایج تحلیل کلی بدنه که توسط روش‌های محدود سه‌بعدی یا روش تحلیل فرکانسی انجام گردیده است استفاده نمود. بعد از محاسبه بارهای وارد به سازه موضعی یا ثانویه و همچنین مشخص شدن شرایط مرزی، معمولاً تحلیل استاتیکی سازه‌های فوق کافی است و از مدل‌هایی مثل گریلیچ یا ورق می‌توان استفاده نمود که تحلیل این مدلها در قسمتهای قبل توضیح داده شده است.

۸-۵ طراحی سازه کشتی^۱

در قسمتهای قبل، انتخاب مواد مناسب، تخمین بارهای وارد و تحلیل سازه کشتی بررسی گردیدند. اما برای طراحی یک سازه لازم است که ابتدا روش طراحی انتخاب شده و شکل کلی سازه مشخص گردد. همچنین لازم است که معیارهای مناسبی جهت قضاوت درباره موفقیت یا عدم موفقیت طرح مشخص گردد.

۸-۶ روش طراحی^۲

دو روش اساسی در طراحی سازه کشتی وجود دارد. اولین روش که روش ساده‌تری است، طراحی با استفاده از قوانین و مقررات است. در این روش، آئیننامه‌های تصویب شده توسط یکی از مؤسسه‌های رده‌بندی مانند لویدز مورد استفاده قرار می‌گیرند. این آئیننامه‌ها شامل فرمولها، قوانین و جداولی هستند که ممانهای طراحی، نوع مواد و ابعاد آنها را برای هر یک از ورقها و تقویت کننده‌ها مشخص می‌کنند. این آئیننامه‌ها براساس تجربیات اندوخته شده درباره سازه کشتی‌ها در طول سالیان زیادی فراهم شده‌اند. طراحی به سبک فوق خیلی سریع بوده و موجب تسريع در تصویب طرح به وسیله مؤسسه رده‌بندی مربوطه نیز می‌گردد.

دومین سبک طراحی که خیلی اصولی‌تر است، طراحی کشتی بر پایه استفاده از اصول علمی اولیه و با استفاده از روش‌های تخمین بارها و تحلیل سازه است که در قسمت‌های قبل توضیح داده شد. محاسبات مستقیم یا طراحی منطقی خیلی مشکلتر از روش قبل است چرا که همه مُدهای گسیختگی و بارهای احتمالی باید در محاسبات در نظر گرفته شوند. همچنین در نهایت، کشتی باید مورد تصویب مؤسسه رده‌بندی قرار گیرد، که همه محاسبات باید کنترل گرددند. این روش به تیجهٔ بهتری منتهی خواهد شد که و باعث کاهش در وزن و هزینه‌های ساخت و می‌گردد، چرا که این طراحی و محاسبات، مخصوص طرح موردنظر بوده و همه جوانب آن را در نظر خواهد گرفت، لذا این روش برای کلیه شناورها بخوبی قابل استفاده است.

همانطور که مشخص است، روش دوم (طراحی منطقی) قابل انعطاف بوده و قادر به در نظر گرفتن عوامل غیر متداول است. اما قوانین مؤسسه‌های رده‌بندی فقط برای شناورهای

متداول و حالات عادی قابل استفاده‌اند و استفاده از آنها در خارج از محدوده تعریف شده باعث طراحی نامطمئن و غیر مفید می‌گردد. اگر تصمیم بر استفاده از روش دوم گرفته می‌شود باید کلیه مراحل بر طبق این روش انجام شوند و تصمیمات هر مرحله براساس روش تحلیلی است که انتخاب می‌شود. جواب سؤالاتی از قبیل: تحلیل استاتیکی یا دینامیکی؟ بارهای معلوم یا احتمالی؟ تحلیل خطی یا غیرخطی؟ بستگی به هدفهای طراحی و محدودیتها دارند.

طراحی اولیه کشتی‌های متداول، معمولاً براساس تحلیل استاتیکی کافی است. اما در کشتی‌های غیرمتداول و دارای بدنهٔ خیلی انعطاف‌پذیر، تحلیل دینامیکی در اولین فرصت باید انجام گیرد. انعطاف‌پذیری معمولاً با نسبت طول به ارتفاع کشتی مشخص می‌گردد. مقادیر بالاتر از ۱۲ به عنوان کشتی‌های انعطاف‌پذیر در نظر گرفته می‌شوند و معمولاً مقادیر بالاتر از ۱۶ از نظر مؤسسه‌های رده‌بندی غیرمجازند. کشتی‌های کانتینربر و دیگر کشتی‌های دارای درب‌های بزرگ در روی دک هستند دارای انعطاف‌پذیری زیادی در پیچیش هستند و تحلیل دینامیکی آنها در پیچش ضروری است. بررسی اثرات اسلامینگ بر روی سازه، محتاج به یک تحلیل کاملاً دینامیکی است که در کشتی‌هایی که احتمال وقوع اسلامینگ وجود دارد انجام آن ضروری است.

تحلیل سازه کشتی‌ها معمولاً بر پایه بارهای معلوم و مشخص انجام می‌گیرد اما در سالهای اخیر در زمینهٔ بارگذاری احتمالی و تحلیل آن پیشرفت‌هایی صورت گرفته است. خطی یا غیرخطی بودن تحلیل بستگی به نوع بارها و ابزار موجود برای محاسبات دارد که در منابع مختلف مربوط به تحلیل سازه‌ها توضیح داده شده است. قبل از انتخاب روش طراحی بهتر است با مؤسسه‌ای که قرار است طرح را تصویب کند مشورت نمود تا از تجربیات و امکانات آنها در محاسبات استفاده گردد.

۲-۸-۵ شکل سازه^۱

مهمنترین انتخاب در شکل سازه، انتخاب سیستم تقویتی سازه است که می‌تواند سیستم فریم‌بندی طولی یا عرضی باشد. در سیستم طولی اکثر تقویت‌کننده‌ها در جهت طول قرار دارند و تعداد کمتری از تقویت‌کننده‌ها در جهت عرض واقع‌اند و معمولاً نقش

تکیه گاهی برای تقویت کننده‌های طولی را دارند. سیستم فوق خیلی متداول است و در شکل ۱-۵ نمایش داده شده است. تأثیر این نوع سیستم بیشتر در افزایش مدول مقطع دیده می‌شود و میزان تحمل مقطع را برای بارهای خارجی افزایش می‌دهد. بخصوص تقویت کننده‌های طولی دک و کف کشته که نقش زیادی در تحمل ممان خمشی وارد بر بدن دارند. تقویت کننده‌ها همچنین باعث افزایش استحکام ورقهای بدن در برابر فشارهای خارجی می‌گردند و از کمانش آنها تحت بارهای فشاری جلوگیری می‌نمایند. سیستم عرضی متشکل از تعداد زیادی تیرهای عرضی است که در بعضی حالات با تیرهای قوی‌تر طولی تقویت شده‌اند. این سیستم برای تحمل بارهای عرضی مانند بارهای هیدرواستاتیکی، وزن کالاها و نیز بارهای وارد بر بدن هنگامی که کشته در خشکی قوار دارد، مناسب است. برخی از کشته‌ها دارای سیستم ترکیبی هستند یعنی دک و کف بصورت طولی تقویت شده‌اند و کناره‌ها بصورت عرضی.

مسئله مهم دیگر در طراحی شکل سازه، رعایت پیوستگی^۱ است یعنی پرهیز از ناپیوستگی‌ها و تغییر شکل‌های ناگهانی. پرهیز از ناپیوستگی، عمدتاً در باره المانهای طولی اصلی مطرح است. وجود تغییر شکل‌های شدید باعث تمرکز تنش و گسیختگی زودرس در سازه می‌گردد. چنین گسیختگی‌هایی در ابتدا بصورت ترک در محلهایی که ناپیوستگی وجود دارد نمایان می‌شوند. بعنوان مثال، انتهای سوپراستراکچر اگر بادقت و شکل مناسب به دک متصل نگردد باعث بوجود آمدن تمرکز تنش شدید خواهد گشت. چنین مسائلی باید در طراحی اولیه شکل بدن در نظر گرفته شوند.

مسئله دیگر، سازگار کردن فاصله تقویت کننده‌ها در مرز بین گریلیچ‌ها است. این مسئله ایجاد می‌کند که مثلاً فاصله بین فریم‌های بغل کشته برابر باشد با فاصله تیرهای عرضی تقویت کننده دک و همچنین فاصله بین تقویت کننده‌های عمودی دیواره‌های عرضی با فاصله بین تقویت کننده‌های طولی دک و کف کشته باید برابر باشد. پیوستگی از نقطه نظر انتقال بار در سازه‌های داخلی نیز مهم است و در طراحی جزئیات سازه‌ای باید به آن توجه گردد. علیرغم پیشرفت‌های زیاد در صنعت کشتی سازی، هنوز هم کشته‌های زیادی بر اثر ترکهای ناشی از خستگی و شکستهای تُرد^۲ دچار حوادث ناگواری می‌گردند که از علل مهم آن طراحی ضعیف شکل اتصالات و پایین بودن کیفیت ساخت است.

۳-۸-۵ معیارهای طراحی^۱

هدف طراحی سازه کشتی، ساختن سازه‌ای قابل استفاده و مطمئن با کمترین نسبت هزینه به سود است. این موضوع بدین معنی است که طراحی برای حداقل هزینه ساخت، حداقل وزن و حداقل هزینه تعمیر و نگهداری باید بطور همزمان انجام گردد. متأسفانه اهداف فوق سازگار نبوده و باید با مقایسه اهمیت هر یک، بهترین تصمیم را اتخاذ نمود.

بمنظور دست یافتن به استانداردهای ایمنی و پایین نگهداشتن هزینه‌های تعمیر و نگهداری، با فرض مشخص بودن کیفیت طراحی و ساخت، coldwell در سال ۱۹۷۷ رابطه زیر را برای یافتن طرح بهینه استراکچر ارائه نموده است:

$$U = \frac{FW}{W_0} + (1 - F) \frac{C}{C_0} \quad (30-5)$$

که W و C به ترتیب وزن و هزینه طرح پیشنهادی است. W_0 و C_0 نیز وزن و هزینه یک طرح نمونه هستند و F ضریب وزنی بین صفر تا یک است. می‌توان اثبات کرد که اگر وزن سازه نیز بعنوان کالا در نظر گرفته شود مقدار بهینه F به قرار زیر خواهد بود:

$$F = \frac{1}{1 + R_c/R_w} \quad (31-5)$$

که: $R_c = \frac{\text{هزینه‌های سالانه مربوط به سرمایه‌گذاری اولیه}}{\text{مجموع هزینه‌های سالانه}}^2$
و

$$R_w = \frac{\text{وزن سازه}}{\text{وزن بار}}$$

برای یک کشتی باربری عمومی^۴، مقادیر تقریبی عبارتند از: $R_w = R_c = 0/25$: که نتیجه می‌شود $\frac{1}{2} = F$. برای نفتکش‌ها مقادیر تقریبی $0/4 = R_c = 0/2 = R_w$ است که $\frac{1}{3} = F$ را نتیجه می‌دهد.

طراحی با هدف کاهش وزن، نسبتاً ساده است و معمولاً با بکاربردن تعداد زیادتری تقویت‌کننده، می‌توان کاهش زیادی در وزن سازه بوجود آورد. در حالیکه طراحی برای کاهش هزینه مشکلتر است چرا که مستلزم بکاربردن تعداد خیلی کمی تقویت‌کننده اما با

ابعاد بزرگتر است تا هزینه ساخت کاهش یابد. معمولاً آمار قابل اعتمادی هم از هزینه های ساخت در دسترس نیست.

۴-۸-۵ قابلیت اطمینان سازه^۱

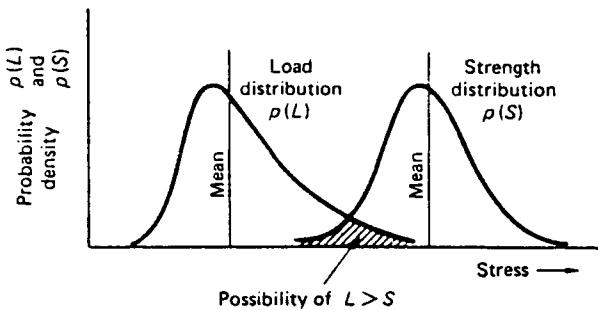
مطالعات درباره قابلیت اطمینان سازه باعث پیشرفت های زیادی در روش های طراحی سازه گردیده است. مهم ترین نتیجه مطالعات فوق عبارت است از استفاده از روش احتمالات برای مشخص کردن بار ناشی از امواج و تحلیل پاسخ سازه. در محاسبات مربوط به بارهای معین، برای طراحی معمولاً ضرائب اطمینان در نظر گرفته می شوند، که این عمل، احتمالاً اشتباهات کوچک و عدم دقت در محاسبات و تغییرات در خواص مواد را خواهد پوشاند. روش احتمالات سعی دارد تا مقدار هر یک از عیوب نامعلوم^۲، را بر اساس آمار مشخص نماید. بدنبال آن، تعیین مقدار احتمالی مقاومت میسر می گردد و احتمال وقوع بارهای متجاوز از آن، قابل محاسبه خواهد بود و بدین ترتیب احتمال گسیختگی سازه مشخص خواهد شد. روش فوق بطور اجمالی در شکل ۲۲-۵ نمایش داده شده است. احتمال گسیختگی سازه برای حالت حد، که در شکل ۲۲-۵ نمایش داده شده عبارت است از:

$$P_f = \text{Prob} (L \geq S) \quad (۳۲-۵)$$

بر عکس، اینمی یا قابلیت اطمینان سازه عبارت است از:

$$R = \text{Prob} (L < S) = 1 - P_f \quad (۳۳-۵)$$

تحلیلی که کاملاً بر اساس احتمالات باشد، در عمل قابل استفاده نخواهد بود و معمولاً روش های واسطه برای طراحی سازه های دریابی استفاده می گرددند. این روشها بر اساس



شکل ۲۲-۵ توزیع احتمالی بار و استحکام

استفاده از شاخص ایمنی^۱ (که از انحراف نرمال و متوسط^۲ حاصل شده است)، قرار داردند. همانطور که مشخص است استفاده از این روش، مستلزم داشتن آمار بسیاری درباره بارها، خواص مواد، اثرات ساخت و پاسخ سازه‌های مختلف است. بدست آوردن اطلاعات آماری فوق درباره بارها واردہ بر سازه خیلی مشکل است، هر چند آزمایشات زیادی برروی کشتی‌های واقعی انجام گردیده اما هنوز هم احتیاج به ثبت اطلاعات مربوط به استحکام، از طریق نصب دستگاههای اندازه‌گیری بروی کشتی‌های واقعی، وجود دارد.

۹-۵ طراحی سازه به کمک کامپیوٹر

شیوه طراحی سازه کشتی از نوع سمعی و خطای است. طراحی، معمولاً از مقطع میانی بدنه کشتی^۳ شروع می‌شود تا کمترین ضخامت متوسط بدست آید. ضخامت متوسط به معنی مجموع سطح مقطع ورقها بعلاوه سطح مقطع تقویت‌کننده‌ها تقسیم بر عرض همان قسم است. بنابراین سطح مقطع ساده شده‌ای به دست می‌آید که در تحلیل بدنه تحت ممان خمشی طولی می‌توان از آن استفاده نمود.

بعد از بدست آوردن سطح قابل قبول تنش‌های اولیه، محاسبات بعدی برای تحلیل هر یک از صفحات تقویت شده^۴ انجام می‌گیرد و در صورت مناسب نبودن تنشهای ثانویه، با تغییر ابعاد، محاسبات تکرار می‌گردد. روش فوق آنقدر ادامه می‌یابد تا طراحی همه سازه‌های اولیه، ثانویه و موضعی، طبق معیارهای مورد نظر انجام گیرند. مشخص است که به علت احتیاج به تکرار زیاد در محاسبات، استفاده از کامپیوٹر بسیار مفید خواهد بود. برنامه‌های زیادی جهت طراحی سازه‌ها تهیه شده است. این برنامه‌ها از برنامه‌های ساده که محاسبات را بر اساس قوانین مؤسسه‌های رده‌بندی انجام می‌دهند تا برنامه‌های بسیار پیچیده براساس روش المانهای محدود را شامل می‌شوند. بعضی از این برنامه‌ها قادر به بهینه‌سازی سازه نیز هستند.

۶

مانور کشته

Manoeuvring

۱-۶ مقدمه

مانور کشته عبارتست از ثابت نگهداشتن جهت و کنترل کشته به حالت افقی. این موضوع همواره یکی از مسائل عمده در طراحی کشته های جنگی بوده، اما در مورد کشته های دیگر فقط اخیراً به آن توجه شده است. در بررسی موضوع کنترل کشته، راههای جدید طراحی و روش های آنالیزی بعنوان پایه و اساس، بکار گرفته می شوند.

۲-۶ حلقه کنترل^۱ و معادلات اساسی حرکت

۱-۲-۶ حلقه کنترل

حفظ مسیر^۲، تغییرات در سرعت، جهت حرکت و مانور کشته ها شامل نیروها و ممانهایی است که در صفحه افق بر کشته تأثیر می کنند که برای زیردریایی ها مسئله فوق سه بعدی بوده و نیروها و ممانهای صفحه قائم نیز بایستی در نظر گرفته شوند. مهمترین قسمت نیروهای هیدرودینامیکی وارد بر کشته، عبارتست از نیروهای وارد بر سکان، بدنه و ملحقات کشته، که محاسبه این نیروها از پیچیدگی زیادی برخودار است. همچنین بایستی عوامل دیگری مانند نیروهای محیطی و پارامتر انسان نیز در نظر گرفته شوند. قابلیت کنترل^۳ کشته

1- The Control Loop

2- Coursekeeping

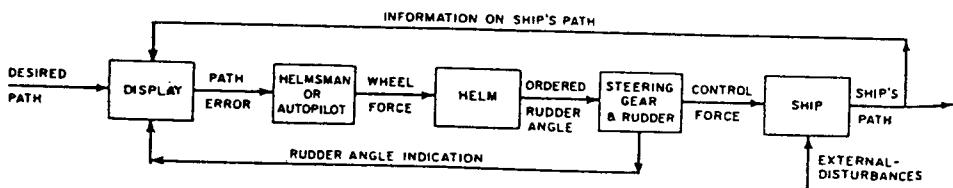
3- Controllability

مفهوم حلقه کنترل، در اینجا بطور مختصر شرح داده می‌شود. دیگر ام ساده یک حلقه بسته کنترل جهت^۱، در شکل ۱-۶ نمایش داده شده است. همان‌نظور که مشخص است وروdi این حلقه مسیر مورد نظر است که توسط ناخدا تعیین شده است، سپس مسیر واقعی با آن مقایسه می‌گردد و خطای مسیر^۲ مشخص می‌شود و بصورت دستورهایی توسط کنترل کننده اتوماتیک کشتی و یا ناخدا تبدیل به تغییراتی در زاویه سکان می‌گردد که این تغییر زاویه سکان، نیروها و ممانهای تصحیح کننده‌ای را بوجود می‌آورند که کشتی را به مسیر اول باز می‌گردانند.

در نهایت، برای بسته بودن حلقه کنترل، مسیر واقعی حرکت کشتی به قسمت کنترل برگشت داده می‌شود تا عمل تصحیح مسیر به صورت مداوم صورت گیرد (زیرا عوامل محیطی مانند جریانات دریایی، باد و امواج تقریباً بطور دائم در حال تغییر بوده و نیاز به این نوع کنترل کشتی وجود دارد).

در عمل، همه اطلاعات راجع به مسیر آنی حرکت، مشخص و قابل اندازه‌گیری نیستند. در اکثر کشتی‌ها تنها جهت و گاهی اوقات سرعت چرخشی قابل تعیین هستند، بنابراین حلقه کنترل نمایش داده شده در شکل ۱-۶ نمی‌تواند بطور کامل مؤثر باشد. امروزه سیستم‌های دریانوردی پیچیده‌ای نیز مانند GPS و Loran C وجود دارند که می‌توان بوسیله آنها موقعیت کشتی را با دقت خیلی بالای مشخص و از حلقه کنترل برای تثبیت آن استفاده نمود.

در شکل ۱-۶ دیده می‌شود که هر یک از اجزاء حلقه کنترل نقش مهمی در قابلیت کنترل کلی کشتی دارند. اما دو جزء آخر یعنی کشتی و ماشین‌آلات سکان^۳ و خود سکان از



شکل ۱-۶ حلقه کنترل بسته هدایت کشتی

1- Closed - Loop Control System Ship Controllability 2- Path Error
3- Steering Gear

اهمیت بیشتری در حیطه کاری یک مهندس معماری کشتی برخوردار هستند. در حالیکه یک حلقة کنترل برای ثبیت مسیر حرکت مورد نیاز است، حلقة دیگری نیز باید برای ثبیت و کنترل سرعت حرکت مورد استفاده قرار گیرد. تنها عضو مشترک دو حلقة فوق، افسر سکاندار^۱ است که مسئول تصمیم‌گیری و صدور فرمان در هر دو حلقة است. در حلقة کنترل سرعت، یک اپراتور، دستور افسر سکاندار را دریافت می‌کند و قدرت موتور را به قدرت مورد نظر تغییر می‌دهد و همچنین دستورات دیگری مانند توقف و حرکت رو به عقب را اجرا می‌کند. در اقیانوس و دریا^۲، افسر سکاندار وقت کافی برای تشخیص خطأ و صدور فرمان دارد ولی در آبهای محدود^۳ مانند کانالها، بایستی تشخیص خطأ و صدور فرمان خیلی سریعتر انجام شود. با استفاده از وسایل پیشرفته کنترل، می‌توان قابلیت مانور و کنترل کشتی‌ها را افزایش داده و عامل انسانی تصمیم‌گیری را از حلقة حذف نمود.

در روش‌های کنترل پیشرفته امروزی علاوه بر خطأ در جهت و سرعت، خطأ در موقعیت عرضی و جلو و عقب کشتی نیز در محاسبه بردار رانش^۴ مورد استفاده قرار می‌گیرند. این بردار رانش، توسط وسایل مختلف کنترل (مانند سکان، پروانه و سیستم رانش عرضی^۵) به کشتی اعمال می‌گردد تا آنرا در مسیر مورد نظر به جلو هدایت کند.

۲-۶ مختصات متصل به زمین

اساس تحلیل دینامیکی مانور و حفظ مسیر^۶ کشتی‌ها، معادلات نیوتون درباره حرکت است. این معادلات، ابتدا در مختصات متصل به زمین و سپس در مختصات متصل به کشتی قابل تعریف هستند.

شکل ۲-۶، دو مختصات فوق را برای یک کشتی نمایش می‌دهد. مسیر مرکز ثقل کشتی معمولاً بعنوان مسیر حرکت درنظر گرفته می‌شود و جهت آن، زاویه محور طولی کشتی با یکی از محورهای ثابت درنظر گرفته می‌شود (٪ زاویه گردش). اختلاف بین جهت و مسیر حرکت اصلی (یا جهت بردار سرعت در مرکز ثقل) زاویه تمایل (drift)، β نامیده می‌شود. بنابراین وقتی که کشتی در مسیر منحنی حرکت می‌کند، زاویه تمایل اختلاف بین جهت و مماس بر مسیر حرکت مرکز ثقل خواهد بود.

1- Conning

2- Open Sea

3- Restricted Water

4- Thrust Vector

5- Transverse Thruster

6- Coursekeeping

اهمیت بیشتری در حیطه کاری یک مهندس معماری کشتی برخوردار هستند. در حالیکه یک حلقه کنترل برای ثبیت مسیر حرکت مورد نیاز است، حلقه دیگری نیز باید برای ثبیت و کنترل سرعت حرکت مورد استفاده قرار گیرد. تنها عضو مشترک دو حلقه فوق، افسر سکاندار^۱ است که مسئول تصمیم‌گیری و صدور فرمان در هر دو حلقه است. در حلقه کنترل سرعت، یک اپراتور، دستور افسر سکاندار را دریافت می‌کند و قدرت موتور را به قدرت مورد نظر تغییر می‌دهد و همچنین دستورات دیگری مانند توقف و حرکت روبه عقب را اجراء می‌کند. در اقیانوس و دریا^۲، افسر سکاندار وقت کافی برای تشخیص خطای صدور فرمان دارد ولی در آبهای محدود^۳ مانند کانالها، بایستی تشخیص خطای صدور فرمان خیلی سریعتر انجام شود. با استفاده از وسایل پیشرفته کنترل، می‌توان قابلیت مانور و کنترل کشتی‌ها را افزایش داده و عامل انسانی تصمیم‌گیری را از حلقه حذف نمود.

در روش‌های کنترل پیشرفته امروزی علاوه بر خطای در جهت و سرعت، خطای در موقعیت عرضی و جلو و عقب کشتی نیز در محاسبه بردار رانش^۴ مورد استفاده قرار می‌گیرند. این بردار رانش، توسط وسایل مختلف کنترل (مانند سکان، پروانه و سیستم رانش عرضی^۵) به کشتی اعمال می‌گردد تا آنرا در مسیر مورد نظر به جلو هدایت کند.

۲-۲-۶ مختصات متصل به زمین

اساس تحلیل دینامیکی مانور و حفظ مسیر^۶ کشتی‌ها، معادلات نیوتون درباره حرکت است. این معادلات، ابتدا در مختصات متصل به زمین و سپس در مختصات متصل به کشتی قابل تعریف هستند.

شکل ۲-۶، دو مختصات فوق را برای یک کشتی نمایش می‌دهد. مسیر مرکز ثقل کشتی معمولاً بعنوان مسیر حرکت در نظر گرفته می‌شود و جهت آن، زاویه محور طولی کشتی با یکی از محورهای ثابت در نظر گرفته می‌شود (٪ زاویه گردش). اختلاف بین جهت و مسیر حرکت اصلی (یا جهت بردار سرعت در مرکز ثقل) زاویه تمایل (drift) β نامیده می‌شود. بنابراین وقتی که کشتی در مسیر منحنی حرکت می‌کند، زاویه تمایل اختلاف بین جهت و مسas بر مسیر حرکت مرکز ثقل خواهد بود.

1- Conning

2- Open Sea

3- Restricted Water

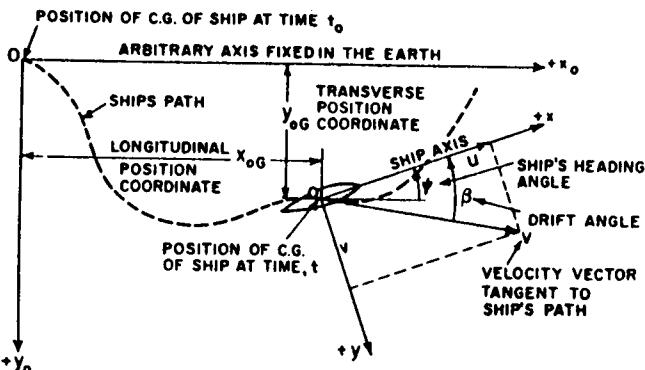
4- Thrust Vector

5- Transverse Thruster

6- Coursekeeping

عوامل مشخصی وجود دارند که سرعت کشتی را با مسیر آن ارتباط می‌دهند. برای مثال بعداً نشان داده خواهد شد که تغییر مسیر و حتی حفظ مسیر باعث کاهش غیرارادی سرعت کشتی می‌گردد. این تأثیرات، ناشی از این حقیقت هستند که هر اختلاف جهتی بین محور x کشتی و بردار سرعت آن، ۷ باعث افزایش نیروهای کششی یا بازدارنده^۱ وارد بر کشتی می‌گردد. در کشتی‌های چند پروانه ممکن است هر پروانه بطور جداگانه کنترل شود تا علاوه بر سرعت، بر مسیر حرکت هم تأثیر بگذارد. در کشتی‌هایی با تعداد پروانه فرد و یا در کشتی‌هایی که دارای پروانه‌هایی هستند که همگی در یک جهت دوران می‌کنند، مسیر حرکت تحت تأثیر جهت چرخش پروانه‌ها نیز قرار می‌گیرد. حتی در کشتی‌هایی که مسیر حرکت و سرعت حرکت، بطور جداگانه کنترل می‌شوند، تغییر جهت چرخش پروانه در ارتباط با عمل سکان درنظر گرفته می‌شود تا حرکت کشتی در آبهای محدود کنترل شود.

شکل ۲-۶ یک دستگاه مختصات $\text{O}-x-y-z$ راست گرد را که نسبت به سطح زمین ثابت شده است نمایش می‌دهد. برای کشتی در آب ساکن می‌توان گفت که مسیر حرکت در صفحه افقی $x-z$ واقع خواهد شد. جهت مثبت x در جهت حرکت کلی کشتی درنظر گرفته می‌شود. جهت مثبت z به سمت پایین (بداخل صفحه کاغذ) درنظر گرفته می‌شود و جهت مثبت y به سمت راست^۲، فرض می‌گردد. حرکت کشتی بعد از لحظه‌ای مانند $t_0 = t_0$ بطور



شکل ۲-۶ مختصات ثابت و مختصات متحرک

کامل با مختصات x_{0G} و y_{0G} و زاویه گردش ψ قابل تعریف است. از آنجاکه z به سمت پایین مثبت است، زاویه ψ نشان داده شده در شکل ۲-۶ منفی خواهد بود. با توجه به محورهای متصل به زمین، معادلات حرکت بر طبق قوانین نیوتون به قرار زیر خواهد بود:

$$\begin{aligned} X_0 &= \Delta \ddot{x}_{0G} && \text{(حرکت طولی)}^1 \\ Y_0 &= \Delta \ddot{y}_{0G} && \text{(حرکت عرضی)}^2 \\ N &= I_z \ddot{\psi} && \text{(گردش)}^3 \end{aligned} \quad (1-6)$$

که دو نقطه روی x_{0G} ، y_{0G} و ψ بیانگر مشتق دوم آنها نسبت به زمان است و X_0 و Y_0 : نیروهای کل در جهت X_0 و Y_0 هستند؛ N : جرم کشته ممان کل، حول مرکز ثقل و در جهت Z_0 ممان ایترسی جرمی کشته حول Z_0 و I_z : زاویه گردش در صفحه افقی، بین صفحه عمودی Z_0 و محور X_0 .

۳-۲-۶ مختصات متصل به کشته

عیلرغم سادگی معادلات ۱-۶، در مختصات متصل به کشته که در شکل ۲-۶ نمایش داده شده است خیلی بهتر می‌توان حرکت کشته را بیان و مورد بررسی قرارداد. این مختصات مانند دستگاه متصل به زمین راست گرد است، اما مرکز آن در مرکز ثقل کشته ثابت است. محور X در طول صفحه مرکزی کشته است و جهت مثبت آن به سمت جلو کشته درنظر گرفته می‌شود. جهت محور X نمایش دهنده جهت کشته است، بنابراین ψ زاویه حرکت و زاویه گردش است. محور Z نیز در صفحه مرکزی کشته واقع و جهت مثبت آن به سمت پایین است. همچنین محور لاعمود بر X و Z و جهت مثبت آن به سمت راست کشته است. سرعت خطی لحظه‌ای مرکز مختصات متحرک، با بردار V ، که دارای زاویه β (زاویه حمله^۴) نسبت به محور X است نمایش داده می‌شود. البته سرعت V همیشه مماس بر مسیر حرکت کشته است. همانطور که قبل تذکر داده شد زاویه گردش (ψ) نمایش دهنده حرکت محورهای

متحرك نسبت به x و y است، که در حالت خاص نشان داده شده در شکل ۲-۶ هر دو زاویه β و ψ منفی هستند.

برای انتقال معادلات ۱-۶ از مختصات متصل به زمین به مختصات متحرك متصل به کشتی، نیروهای کل X و Z در جهت x و y به ترتیب بر حسب x و y برابر خواهند بود با:

$$\begin{aligned} X &= X_0 \cos \psi + Y_0 \sin \psi \\ \Psi &= Y_0 \cos \psi - X_0 \sin \psi \end{aligned} \quad (2-6)$$

و همینطور

$$\begin{aligned} \dot{X}_0G &= u \cos \psi - v \sin \psi \\ \dot{Y}_0G &= u \sin \psi + v \cos \psi \end{aligned} \quad (3-6)$$

که نقطه بالای علامت، نشان دهنده مشتق اول آنها نسبت به زمان و u و v به ترتیب مؤلفه های V ، در جهت x و y هستند. به همین ترتیب:

$$\begin{aligned} \ddot{X}_0G &= \dot{u} \cos \psi - \dot{v} \sin \psi - (u \sin \psi + v \cos \psi) \dot{\psi} \\ \ddot{Y}_0G &= \dot{u} \sin \psi + \dot{v} \cos \psi + (u \cos \psi - v \sin \psi) \dot{\psi} \end{aligned}$$

با جایگزینی معادله ۴-۶ در معادله ۱-۶ و وارد کردن مقادیر x و y در معادله ۲-۶ روابط ساده زیر نتیجه می شوند:

$$\begin{aligned} X &= \Delta (\dot{u} - v\dot{\psi}) \\ Y &= \Delta (\dot{v} + u\dot{\psi}) \end{aligned}$$

اینها و سومین معادله از معادلات ۱-۶، معادلات حرکت را در صفحه افقی با فرض صفر بودن غلتش عرضی، غلتش طولی و حرکت قائم^۱ کشتی نشان می دهد. غلتش طولی، عرضی و گردش^۲، حرکات انتقالی کشتی در جهت محورهای x ، y و z هستند، بنابراین:

$$\begin{aligned} X &= \Delta (\dot{u} - v\dot{\psi}) && \text{(حرکت طولی)} \\ Y &= \Delta (\dot{v} + u\dot{\psi}) && \text{(حرکت عرضی)} \\ N &= I_z \dot{\psi} && \text{(گردش)} \end{aligned} \quad (5-6)$$

نکته قابل توجه، وجود عبارت $\Delta u\dot{\psi}$ در معادله Y و عبارت $\Delta v\dot{\psi}$ در معادله X است که در

معادلات ۱-۶ وجود نداشته‌اند. این عبارتها نیروهای جانب مرکز هستند که هنگامی که دستگاه مختصات، متحرک درنظر گرفته شود بوجود می‌آیند. اما هنگامی که محورهای مختصات، متصل به زمین درنظر گرفته می‌شود این عبارتها وجود ندارند.

معادلات ۵-۶ برای حالتی که مرکز نقل کشته بعنوان مرکز مختصات درنظر گرفته می‌شود، بدست آمده است. اما به دلایلی بهتر است که مبدأ مختصات در وسط طول کشته درنظر گرفته شود، نه در مرکز ثقل:

- ۱ - برای ساده‌سازی محاسبات
- ۲ - با خاطر ثابت‌بودن محل مرکز ثقل و وابستگی آن به نحوه بارگیری کشته (در ادامه مباحث فرض می‌شود که LCG و LCB هر دو در وسط طول کشته واقع شده‌اند).

۴-۲-۶ نیروهای وارد برکشته در هنگام مانور

نیروها و ممانهای وارد بر بدن کشته (عبارت‌های سمت چپ معادلات ۵-۶) ناشی از چهار نوع نیروی وارد برکشته در هنگام مانور هستند:

- الف) نیروهای هیدرودینامیکی مؤثر بر بدن و ملحقات، ناشی از سرعت و شتاب کشته، سکان و چرخش پروانه
- ب) نیروهای اینرسی که ناشی از شتاب کشته هستند
- ج) نیروهای محیطی ناشی از باد، امواج و جریانهای دریایی
- د) نیروهای خارجی حاصل از یدک‌کش‌ها

دو نوع اول نیروها، بطور کلی در صفحه افقی عمل می‌کنند و تنها شامل حرکت طولی، حرکت عرضی و گردش می‌شوند (اگر چه غلتش عرضی هم در مانور کشته‌های تندرو و SWATH اتفاق می‌افتد). نیروهای هیدرودینامیکی را می‌توان به دو گروه عمدۀ تقسیم نمود، یک گروه نیروهایی که از سرعت بدن در آب ناشی می‌شوند (نیروهای میرا) و گروه دیگر که از شتابهای بدن در آب ناشی می‌شود (نیروهای ناشی از جرم اضافه شده^۱). شتابهای بوجود آمده در کشته در اثر نیروهای فوق و دیگر نیروهای خارجی، با نیروهای اینرسی^۲ آمده در کشته در تعادل خواهد بود.^۳ (d' Alembert forces and moments)

1- Small Waterplane Area Twin Hull

2- Added Mass

3- Inertial Reaction

تأثیر سکان در چرخش کشتی، غیرمستقیم است. بدین معنی که حرکت سکان باعث بوجود آمدن ممانی می‌شود که جهت کشتی را تغییر می‌دهد. بنابراین امتداد نیروهای هیدرودینامیکی وارد بر بدن از امتداد محور طولی، بدن خارج می‌شودو بعد از مدتی باعث بوجود آمدن حرکت جانبی مرکز ثقل کشتی می‌گرددند. نیروهای اینرسی با این حرکتهای جانبی مخالفت می‌کنند. اگر سکان در موقعیتی ثابت نگهداشته شود، هنگامی که نیروهای هیدرودینامیکی واينرسی و ممانها معادل شوند، حالت چرخش دائمی آغاز می‌گردد. البته در آبهای کم عمق یا محدود، مسائل پیچیده‌ای در حرکت کشتی‌ها وجود دارند. همچنین تأثیر متقابل حرکت کشتی‌های مختلف بر یکدیگر، تحلیل نیروهای هیدرودینامیکی و اینرسی را بسیار پیچیده می‌سازد.

یک کشتی ممکن است در شرایط مختلف جوئی، مانند وجود باد، امواج و یا جریانهای دریایی در حال مانور باشد. تأثیر جریانهای دریایی معمولاً در نیروهای هیدرودینامیک ادغام می‌گردد و این مسئله با درنظر گرفتن سرعت نسبی بین شناور و آب میسر است. البته مطالعه و بررسی در آبهای محدود احتیاج به محاسبات خیلی دقیق دارد. تأثیر باد و امواج معمولاً به صورت نیروهای خارجی محسوب می‌شوند.

سرعت باد در حالت کلی غیر دائمی است و ممانهای ناشی از باد وابسته به زمان خواهند بود. این نیروها کلاً متناسب با مساحت بالای سطح آبخور کشتی و مرتب سرعت نسبی بین کشتی و باد هستند. نیروها و ممانهای مربوطه، با تغییر جهت باد نسبت به کشتی تغییر می‌کنند. نیروهای ناشی از امواج، بیشتر به مخاطر وجود زاویه تمایل در مانور هستند و این نیروها به طول کشتی، طول موج و دامنه موج بستگی دارند.

حرکت غلتش طولی باعث تغییر در شکل غوطه‌وری بدن می‌شود و بنابراین تأثیر مهمی در ضرائب معادلات حرکت دارد، مخصوصاً هنگامی که امواج با کشتی هم جهت هستند. در نهایت، یک‌کش‌ها باعث ایجاد نیروهای مؤثری در سرعتهای پایین می‌شوند. نیروهای فوق از نیروهای هیدرودینامیک ناشی از مانور، مجزا بوده و بعنوان نیروهای اضافی در نظر گرفته می‌شوند.

ابتدا یک حالت ساده از کنترل کشتی^۲، در شرایط دریای آرام بدون باد، بدون موج، بدون جریانهای دریایی و بدون نیروهایی خارجی بررسی خواهد شد.

۳-۶ پایداری حرکت و معادلات خطی

۳-۶-۱ مفهوم پایداری حرکت

توانایی حفظ مسیر، به مقدار بسیار زیادی به مفهوم پایداری مسیر یا پایداری جهت مربوط است. یک جسم هنگامی پایدار است که اگر از حالت پایدار به وسیله یک نیروی خارجی کوچک منحرف شود، بعد از برداشتن نیروی خارجی، تمایل به برگشت به حالت اولیه داشته باشد. برای حفظ مسیر، مهمترین نیروی مزاحم، امواج و باد هستند و برای حفظ مسیر بهینه، پایداری بدین معنی است که کشته بعد از برداشتن نیروی مزاحم، بدون استفاده از سکان قادر به بازگشت به حالت اولیه باشد.

انواع پایداری حرکت کشته‌ها، توسط نوع تمایل و برگشت آنها به حالت اولیه رده‌بندی می‌شوند. در شکل ۳-۲ کشته‌ای در حالت حرکت با سرعت ثابت و در خط مستقیم نمایش داده شده‌اند. در حالت I که "پایداری خط مستقیم"^۱ نامیده می‌شود، مسیرنهایی بعد از محوشدن اختشاش، یک خط مستقیم است، اما این خط مستقیم، موازی مسیر اولیه حرکت نخواهد بود. در حالت II که "پایداری جهت"^۲ نامیده می‌شود، نه تنها مسیرنهایی، مستقیم است بلکه جهت حرکت هم همان جهت اولیه حرکت خواهد بود. حالت III شبیه به حالت II است ولی کشته پس از اختشاش دچار نوسان نمی‌گردد و نهایتاً در حالت IV که "پایداری موقعیتی حرکت"^۳ نامیده می‌شود، کشته به مسیر اولیه برخواهد گشت یعنی مسیرنهایی نه تنها در جهت مسیر اولیه است بلکه موقعیت عرضی آن نسبت به سطح زمین نیز با حالت اولیه یکی خواهد بود. انواع پایداری‌های گفته شده یک سلسله صعودی است، یعنی بdst آمدن حالت I برای اکثر کشته‌های متداول، که تجهیزات کنترل اتوماتیک ندارند و مانور با دست انجام می‌گیرد، هدف اولیه طراح است. دیگر حالات پایداری، نیاز به وجود سیستم‌های کنترل اتوماتیک جهت، دارد.

۳-۶-۲ حفظ مسیر با کنترلهای ثابت^۴ و متحرک^۵

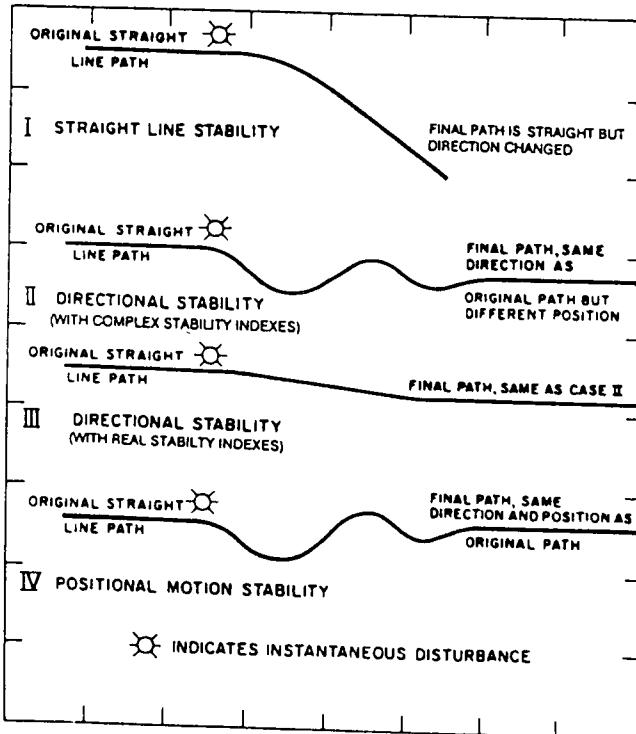
همه انواع پایداری‌های فوق با داشتن سطوح کنترل (سکان) با زاویه صفر، سطوح کنترل با

1- Straight Line Stability 2- Directional Stability

3- Positional Motion Stability

5- Controls Working

4- Controls Fixed



شکل ۳-۶ انواع مختلف پایداری حرکت

دوران آزاد و یا سطوح با کنترل دستی یا اتوماتیک مفهوم پیدا می‌کنند. دو حالت اول شامل تنها دو عضو آخر حلقه کنترل نمایش داده شده در شکل ۳-۶ هستند، در حالیکه حالت آخر شامل تمامی عضوهای حلقه کنترل فوق است. در حالت کلی، منظور از پایداری، پایداری در وضعیت ثابت بودن سطوح کنترل است، ولی این کلمه شامل کنترل‌های متحرک نیز می‌گردد.

کنترل ثابت دارای امتیازات زیادی است، برای مثال:

یک کشتی در دریای آرام، با داشتن کنترل ثابت، دارای پایداری موقعیتی حرکت در جهت قائم و افقی است که نمونه‌ای از حالت IV در شکل ۳-۶ است. در این حالت نیروها و ممانهای هیدرولاستاتیکی باعث بوجود آمدن یکنوع پایداری می‌گردند که در هنگام عدم وجود آنها، به دستگاههای خیلی پیچیده‌ای برای بوجود آمدن این پایداری، نیاز است.

۳-۳-۶ تنویری خطی حرکت

به منظور درک بهتر تأثیر مشخصه‌های مختلف طراحی کشته در قابلیت کنترل آن، ابتدا لازم است که معادلات ساده حرکت نوشته شوند که با استفاده از این گونه معادلات غیرخطی، تحلیل و پیش‌بینی رفتار کشته در حین حرکت و مانورهای عادی میسر خواهد بود.

مؤلفه‌های نیرو، X و Y و ممان N در معادلات ۵-۶ بصورت تابعی از چندین متغیر، مانند سرعتها و شتابها فرض می‌گردند. در یک حالت خیلی کلی، موقعیت کشته در روی کره زمین نیز، بر روی مقادیر X ، Y و N مؤثر است. معمولاً نیروها و ممانهای فوق، تنها به صورت تابعی از متغیرهای حرکتی فرض می‌شوند. بنابراین X ، Y و N عبارتند از:

$$\begin{aligned} X &= F_x(u, v, \dot{u}, \dot{v}, \psi, \dot{\psi}) \\ Y &= F_y(u, v, \dot{u}, \dot{v}, \psi, \dot{\psi}) \\ N &= F_\psi(u, v, \dot{u}, \dot{v}, \psi) \end{aligned} \quad (۶-۶)$$

برای بدست آوردن معادلات حرکت، روابط ۶-۶ بایستی به شکل عبارتهای جبری مشخصی بیان گردد. با استفاده از بسط تیلور برای توابع چند متغیره می‌توان به این مهم دست یافت. بسط تیلور برای توابع متغیره بیان می‌دارد که اگر تابعی از متغیر x (شکل ۴-۶) و همه مشتقات آن در مقدار دلخواهی از x_1 مانند δ_x پیوسته باشند، مقدار تابع در نزدیکی نقطه x_1 می‌تواند به صورت زیر بیان گردد:

$$f(x) = f(x_1) + \delta_x \frac{df(x)}{dx} + \frac{\delta x^2}{2!} \frac{d^2 f(x)}{dx^2} + \dots + \frac{\delta x^n}{n!} \frac{d^n f(x)}{dx^n} + \dots \quad (\text{va-6})$$

$f(x)$: مقدار تابع در نقطه x ، که در مجاورت x_1 واقع شده است

$x = x_1 + \delta_x$: مقدار تابع در نقطه x_1

$$\delta_x = x - x_1$$

و

$$x = x_1 + \frac{d^n f(x)}{dx^n} \delta_x^n \quad \text{مشتق } n \text{ ام تابع در } x_1$$

اگر مقدار δ_x به اندازه کافی کوچک باشد، توانهای بالای آن در معادله (va-6) خیلی کوچک خواهند بود و می‌توان از آنها صرف نظر کرده و عبارت ساده زیر را مورد استفاده قرار داد:

$$f(x) = f(x_1) + \delta_x \frac{df(x)}{dx} \quad (\text{vb-6})$$

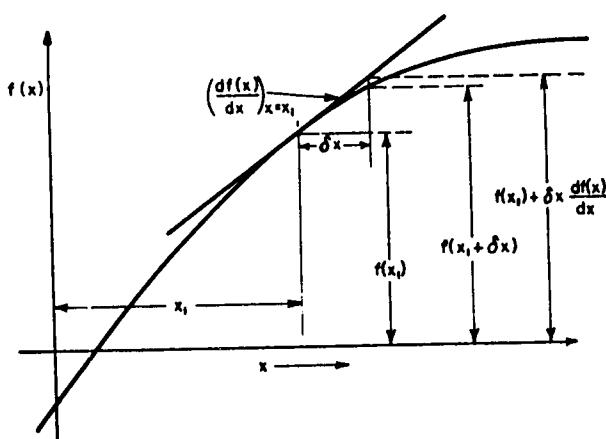
در شکل ۴-۶ دیده می‌شود که معادله (۷b-۶) یک بیان خطی و تقریبی تابع واقعی $f(x)$ در نقطه x است و با کوچک شدن مقدار δ_x به مقدار واقعی نزدیکتر می‌شود. معادله (۷b-۶) شکل خطی معادله (۷a-۶) نامیده می‌شود.

شکل خطی بسط تیلوریک تابع دو متغیرهای x و y ، مجموع ساده سه عبارت خطی زیر است:

$$f(x, y) = f(x_1, y_1) + \delta_x \frac{\partial f(x, y)}{\partial x} + \delta_y \frac{\partial f(x, y)}{\partial y} \quad (7c-6)$$

که δ_x و δ_y باید به اندازه کافی کوچک باشند تا صرفنظر کردن از توانهای بالای آنها باعث خطای زیادی در محاسبات نگردد.

همانطور که تذکر داده شد، چیزی که موجب معقول بودن خطی‌سازی معادلات می‌گردد، کوچک فرض نمودن تغییرات متغیرهای است که این مسئله با بررسی پایداری حرکت سازگار است، چرا که پایداری حرکت هنگامی مطرح می‌شود که اغتشاشی کوچک باعث برهم خوردن وضعیت حرکت گردد و باگذشت زمان افزایش یا کاهش یابد. بنابراین می‌توان از مدل خطی بسط تیلور برای معادلات ۶-۶ استفاده نمود. برای مثال با استفاده از



شکل ۴-۶

معادله ۶ نیروی γ (در معادلات ۶-۶) می‌تواند به شکل زیر در نظر گرفته شود:

$$\begin{aligned} \gamma &= F_y(u_1, v_1, \dot{u}_1, \dot{v}_1, \psi_1) + (u - u_1) \frac{\partial \gamma}{\partial u} \\ &\quad + (v - v_1) \frac{\partial \gamma}{\partial v} + \dots + (\psi - \psi_1) \frac{\partial \gamma}{\partial \psi} \end{aligned} \quad (8.6)$$

که زیرنویس ۱ نشان دهنده حالت تعادل اولیه^۱ است و کلیه مشتقهای جزیی در حالت تعادل محاسبه می‌گردند. از آنجا که حالت تعادل اولیه برای بررسی پایداری حرکت عبارتست از حرکت در خط مستقیم و در سرعت ثابت، بنابراین $0 = \dot{u}_1 = \dot{v}_1 = \dot{\psi}_1 = \ddot{u}_1 = \ddot{v}_1 = \ddot{\psi}_1$. همچنین از آنجا که اکثر کشتهای نسبت به صفحه ZX متقارن هستند، حرکت مستقیم در زاویه برخورد صفر رخ می‌دهد، بنابراین γ_1 نیز برابر صفر خواهد بود. البته این مطلب، در کشتهایی که تعداد پروانه‌هایشان فرد است و یا در کشتهایی که پروانه‌های آنها در یک جهت دوران می‌کنند صحیح نیست. بخاطر تقارن گفته شده، می‌توان نتیجه گرفت که، $0 = \frac{\partial \gamma}{\partial u} = \frac{\partial \gamma}{\partial v}$ ، چراکه در اثر تغییرات سرعت رویه جلو و یا شتاب رو به جلو، تغییری در نیروی عرضی وارد بر بدنه یعنی γ بوجود نمی‌آید. نهایتاً اگر کشتهای واقعاً در حالت تعادل حرکت در خط مستقیم باشد، نمی‌توان نیرویی عرضی مانند γ را تصویر نمود که بر آن اثر کند، بنابراین $(\psi_1, \dot{\psi}_1, \ddot{\psi}_1, \ddot{\psi}_1, \ddot{\psi}_1, \ddot{\psi}_1)$ باقیستی برای صفر باشد. تنها γ_1 در معادله ۶ مخالف صفر و برابر با سرعت کشتهایی γ است. با ساده‌سازی‌های فوق معادله ۶ بصورت زیر تغییر می‌یابد:

$$\gamma = \frac{\partial \gamma}{\partial v} v + \frac{\partial \gamma}{\partial \dot{v}} \dot{v} + \frac{\partial \gamma}{\partial \psi} \psi + \frac{\partial \gamma}{\partial \dot{\psi}} \dot{\psi} \quad (9.2.6)$$

و به همین ترتیب نیروی رو به جلو برای حرکت طولی^۲ و ممان برای حرکت گردشی^۳ عبارت خواهند بود از:

$$X = \frac{\partial \gamma}{\partial u} \dot{u} + \frac{\partial X}{\partial u} u + \frac{\partial X}{\partial v} v + \frac{\partial X}{\partial \dot{v}} \dot{v} + \frac{\partial X}{\partial \psi} \psi + \frac{\partial X}{\partial \dot{\psi}} \dot{\psi} \quad (9.3.6)$$

$$N = \frac{\partial N}{\partial v} v + \frac{\partial N}{\partial \dot{v}} \dot{v} + \frac{\partial N}{\partial \psi} \psi + \frac{\partial N}{\partial \dot{\psi}} \dot{\psi} \quad (9.4.6)$$

که در معادلات فوق جمله‌های $\frac{\partial Y}{\partial \dot{\psi}}$ ، $\frac{\partial Y}{\partial \psi}$ و $\frac{\partial N}{\partial \dot{\psi}}$ معمولاً دارای مقادیر خیلی کوچکی هستند، البته مخالف با صفر، چراکه اکثر کشتهای نسبت به صفحه ZY متقارن ندارند.

(همانطور که مشخص است این مطلب بخاطر متفاوت بودن شکل سینه و پاشنه کشته است). از طرف دیگر مقادیر $\frac{\partial X}{\partial v}$ ، $\frac{\partial X}{\partial \psi}$ ، $\frac{\partial Y}{\partial u}$ و $\frac{\partial Y}{\partial v}$ برابر صفر هستند (بخاطر تقارن نسبت به صفحه XZ). بنابراین معادله تابع معادله زیر تبدیل می‌شود:

$$X = \frac{\partial X}{\partial u} \dot{u} + \frac{\partial X}{\partial u} \delta u \quad (9d-6)$$

که

$$\delta u = u - u_1$$

۴-۳-۶ علائم قراردادی برای نمایش مشتقات نیروها و ممانها

علائم قراردادی پیشنهاد شده توسط SNAME¹ عبارتند از:

$$\frac{\partial N}{\partial \psi} = N_{\psi}, \quad \frac{\partial Y}{\partial v} = Y_v$$

و به همین ترتیب برای دیگر مشتقات؛ همچنین برای حرکت گردشی، $r = \dot{\psi}$ و $\dot{r} = \ddot{\psi}$. با استفاده از این علائم و زیرنویس‌ها و جایگذاری معادلات ۹-۶ در معادلات ۶-۵، معادلات خطی حرکت در دستگاه مختصات متحرک در صفحه افقی به قرار زیر خواهد بود:

$$\begin{aligned} -X_u(u - u_1) + (\Delta - X_{\dot{u}})\dot{u} &= 0 \\ -Y_vv + (\Delta - Y_{\dot{v}})\dot{v} - (Y_r - \Delta u_1)r - Y_{\dot{r}}\dot{r} &= 0 \quad (10-6) \\ -N_{\psi}\dot{\psi} - N_{\dot{\psi}}\ddot{\psi} - N_r r + (I_z - N_{\dot{r}})\dot{r} &= 0 \end{aligned}$$

همه جملات دو معادله اول (معادلات ۶-۱۰) دارای بُعد² نیرو هستند، در حالیکه در معادله سوم همه جملات دارای بُعد ممان هستند. در عمل، خیلی مناسب است که معادلات نیرو بر جمله V^2 و معادله ممان بر جمله $\frac{\rho}{2} L^3 V^2$ تقسیم شوند، که براساس قراردادگفته شده، برای علائم مورد استفاده خواهیم داشت:

$$\begin{aligned} \Delta' &= \frac{\Delta}{\rho/2 L^3}, \quad V' = \frac{V}{V}, \quad \dot{V}' = \frac{\dot{V}L}{V^2}, \quad I'_{\dot{z}} = \frac{I_z}{\rho/2 L^5} \\ r' &= \frac{rL}{V}, \quad \dot{r}' = \frac{\dot{r}L^2}{V^2}, \quad Y'_v = \frac{Y_v}{\rho/2 L^2 V}, \quad Y'_r = \frac{Y_r}{\rho/2 L^3 V} \end{aligned}$$

1- SNAME = Society of Naval Architectures and Marine Engineers

2- Dimension

$$N'_v = \frac{N_v}{\rho/2 L^3 V} , \quad N'_r = \frac{N_r}{\rho/2 L^4 V} , \quad Y'_v = \frac{Y_v}{\rho/2 L^3} , \quad Y'_r = \frac{Y_r}{\rho/2 L^4}$$

$$N'_{\dot{v}} = \frac{N_{\dot{v}}}{\rho/2 L^4} , \quad N'_{\dot{r}} = \frac{N_{\dot{r}}}{\rho/2 L^5}$$

بنابراین به عنوان مثال، شکل بدون بُعد دو جمله اول معادله سوم (معادلات ۱۰-۶) عبارتند از:

$$\frac{N_v v}{\rho/2 L^3 V^2} = \left(\frac{N_v}{\rho/2 L^3 V} \right) \left(\frac{V}{V} \right) = N'_v v'$$

$$\frac{N_{\dot{v}} \dot{v}}{\rho/2 L^3 V^2} = \left(\frac{N_{\dot{v}}}{\rho/2 L^4} \right) \left(\frac{\dot{v} L}{V^2} \right) = N'_{\dot{v}} \dot{v}'$$

اگر از معادله حرکت طولی (surge) صرفنظر شود و علامم فوق مورد استفاده قرار گیرند. معادلات زیر به دست می آیند:

$$- Y'_v v' + (\Delta' - Y'_{\dot{v}}) \dot{v}' - (Y'_r - \Delta') r' - Y'_{\dot{r}} \dot{r}' = 0$$

$$- N'_v v' - N'_{\dot{v}} \dot{v}' - N'_r r' + (I'_{zz} - N'_{\dot{r}}) \dot{r}' = 0 \quad (11-6)$$

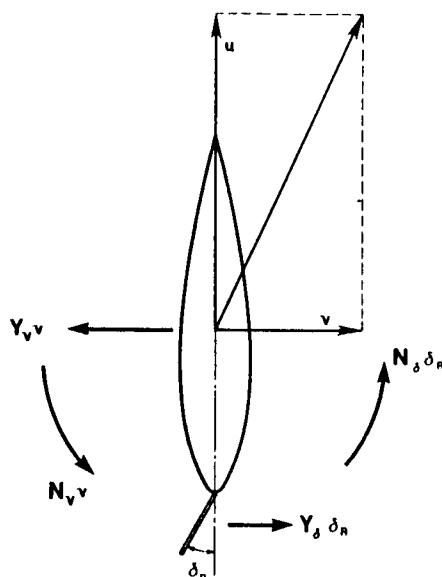
استفاده از علامت «پریم»^۱ در معادلات (۱۱-۶) یکی از تفاوت‌های آن با معادلات ۱۰-۶ است. بعلاوه دیده می شود که مثلاً Δ در معادلات (۱۱-۶) حذف گردیده، چرا که برای اغتشاشات کوچک $1 \approx \frac{\Delta}{V}$.

به خاطر این واقعیت که مقدار Δ یک مقدار جدا از کمیت‌های جرمی است، اصطلاحاً جرم مجازی^۲ نامیده می شود (در قسمت ۴-۶ توضیح داده خواهد شد که مقدار آن همیشه منفی است). این جمله نشان دهنده مفهوم جرم اضافی^۳ است، (نیروی لازم برای شتاب دادن یک جسم در سیال همیشه بزرگتر از حاصل ضرب جرم جسم در شتاب موردنظر است که این پدیده بعنوان جرم اضافه شده معروف است. در هر حال این نیروی اضافی باید بعنوان یک نیروی هیدرودینامیکی که ناشی از شتاب گرفتن جسم در سیال است در نظر گرفته شود و این دقیقاً تعریف جمله Δ در معادله ۱۰ است). به همین ترتیب N' ممکن مجازی نامیده می شود. همانطور که گفته شد اگر بدنه نسبت به صفحه yz تقارن داشته باشد عبارتهاي Δ و N' نیز برابر صفر می شدند.

۵-۳-۶ نیروها و ممانهای کنترل کننده

معادلات ۶.۱۰ و ۶.۱۱ با درنظر گرفتن زاویه صفر برای سکان، نسبت به صفحه تقارن طولی بدست آمده‌اند؛ اگر بخواهیم مسیر کشتی با کنترلهای متحرک تنظیم شود باید توابعی در سمت راست معادلات حرکت ۶.۱۰ یا ۶.۱۱ اضافه شود که نشان دهنده نیروها و ممانهای ناشی از چرخش سکان (و دیگر وسایل کنترل) نسبت به زمان هستند. مؤلفه خطی در جهت γ ، نیروی تولید شده توسط سکان در مرکز ثقل کشتی است که برابر است با $N_R \delta_R$ (شکل ۶.۵) و مؤلفه خطی ممان ناشی از چرخش سکان حول محور Z عبارت است از $N_\delta \delta_R$ که: زاویه چرخش سکان نسبت به صفحه XZ است، که برای سکانهای واقع شده در پاشته، چرخش به سمت چپ^۱، مثبت درنظر گرفته می‌شود.

N_δ و γ_δ : شکل خطی مشتقات N و γ نسبت به زاویه چرخش سکان (δ_R) هستند.



شکل ۶.۶ ممانهای حاصل از عملکرد سکان

نیروهای جانبی که در یک کشته با طراحی خوب (که مانند یک فویل عمل می‌کند)، پدید می‌آید، باعث بوجود آمدن یک ممان می‌گردد (N_{δ})، که این ممان بمقدار زیادی ممان چرخش کشته را افزایش می‌دهد.

برای یک اغتشاش کوچک، با استفاده از معادلات ۱۰-۶ یا ۱۱-۶ باید توجه داشت که تنها زوایای کوچک تغییر زاویه سکان قابل قبول هستند. بنابراین مقادیر مشتقانی مانند γ_z ، N'_z و N'_r در $\delta_R = 0$ محاسبه می‌گردند و فرض می‌شود که برای دیگر مقادیر δ_R ، مقادیر فوق ثابت باقی می‌مانند. همچنین برای کشته‌های متداول، با توجه به شباهت نسبی سینه و پاشنه، $0 \approx \gamma_z \approx N'_z$ و $0 \approx N'_r$.

با توجه به فرضیات فوق، معادلات حرکت، با درنظر گرفتن نیروها و ممانهای ناشی از چرخش سکان به ترتیب زیر خواهد بود:

$$\begin{aligned} \text{معان گردشی } 1 &: N'_z \dot{\gamma}_z - N'_v v' - N'_r r = N'_\delta \delta_R \\ (12-6) \quad \text{نیروی طولی } 2 &: \Delta'_y \dot{v} - Y'_v v' - (Y'_r - \Delta) r' = Y'_\delta \delta_R \end{aligned}$$

که در معادلات فوق:

$$\begin{cases} N'_z = I'_z - N_r \approx 2I_z \\ \Delta'_y = \Delta' - Y'_r \approx 2\Delta' \end{cases}$$

در قسمتهای بعد، نحوه استفاده از معادلات فوق برای بررسی پایداری مسیر و چرخش دائمی^۳ مورد بحث قرار خواهد گرفت. برای بدست آوردن نتایج عددی از معادلات فوق لازم است که همه ضرائب را قبلًا با استفاده از روش Captive Model Test به دست آورد. البته روش‌های تئوری نیز برای محاسبه ضرائب فوق وجود دارند.

۴-۶ حفظ مسیر و پایداری با کنترل ثابت^۴

۴-۶-۱ شاخصهای پایداری^۵

با استفاده از عبارات خطی، حل معادلات حرکت طولی و گردشی عملی خواهد بود و می‌توان پایداری حرکت را با استفاده از حل آنها مورد بررسی قرارداد، تا شاخصهای پایداری مشخص گردنده.

1- Moment (Yaw)

2- Force (Sway)

3- Steady Turning

4- Coursekeeping And Controls - Fixed Stability

5- Stability Indexes

معادلات (۱۲-۶)، نمایش دهنده دو معادله دیفرانسیل درجه اول وابسته هستند که دارای ۲ مجهول' (مؤلفه سرعت عرضی) و' (مؤلفه سرعت دورانی گردش) هستند. حل همزمان معادلات فوق برای' و'، یک معادله دیفرانسیل درجه دوم تیجه می دهد که حل آن عبارت است از:

$$V' = V_1 e^{\sigma_1 t} + V_2 e^{\sigma_2 t} \quad (13-6)$$

$$r' = R_1 e^{\sigma_1 t} + R_2 e^{\sigma_2 t}$$

که $e = 2/V18$ همان عدد نیز است، V_1 ، V_2 و R_1 ، R_2 ثابت‌های انتگرال‌گیری و σ_1 و σ_2 شاخصهای پایداری که دارای بعد $\frac{1}{t}$ هستند (ازمان است). دیده می‌شود که روابط ۱۳-۶ اگر هر دو σ منفی باشند،' و' باگذشت زمان به سمت صفر میل می‌کنند. بدین معنی که مسیر کشتی نهایتاً یک مسیر مستقیم جدید خواهد بود و این مطلب نشان دهنده حالت ادر شکل ۱۳-۳ است، یعنی پایداری در خط مستقیم^۱. اگر σ_1 یا σ_2 مثبت باشند،' و' باگذشت زمان افزایش می‌بایند و هرگز یک خط مستقیم بعنوان مسیر، مشخص نخواهد شد و ممکن است کشتی به حالت چرخش دائمی (با سکان بدون انحراف) میل کند.

ارتباط بین شاخصهای پایداری (σ) در معادلات (۱۳-۶) و مشتقات پایداری در معادلات (۱۱-۶) با جایگذاری حل معادلات (۱۳-۶) در معادلات (۱۱-۶) بدست خواهد آمد. اگر این عمل انجام شود، یک معادله جبری درجه دوم برای σ بدست می‌آید، یعنی:

$$A\sigma^2 + B\sigma + C = 0$$

که:

$$A = n'_z \Delta'_y$$

$$B = -n'_z Y'_v - \Delta_y N'_r$$

$$C = Y'_v N'_r - (Y'_r - \Delta'_y) N'_v$$

دو ریشه معادله (۱۴-۶) باید منفی باشند، تا پایداری باکترول ثابت میسر باشد. این ریشه‌ها عبارتند از:

$$\sigma_{1,2} = \frac{-B/A \pm [(B/A)^2 - 4(C/A)]^{1/2}}{2} \quad (14a-6)$$

دیده می‌شود که' دارای مقدار بزرگتری نسبت به' است و از معادله (۱۳-۶) دیده می‌شود

که بعد از تمام شدن اغتشاش اگر σ_1 یک عدد منفی باشد پایداری برقرار خواهد بود و در نتیجه می‌توان برای اندازه‌گیری درجه پایداری از آن استفاده نمود.

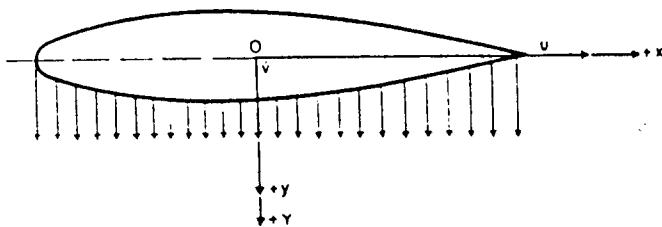
۲-۴-۶ معیار پایداری^۱

عبارت ۱۴۸-۶ بیان کننده دو شرط برای منفی بودن σ_1 و σ_2 است:

- الف) $\frac{C}{A}$ بایستی مثبت باشد، یعنی $0 < \frac{C}{A} < \frac{4C}{B}$ [بزرگتر از $\frac{B}{A}$] مثبت باشد، یعنی $0 < \frac{C}{A} < \frac{4C}{B}$. اگر $\frac{C}{A}$ منفی باشد، خواهد بود و خواه $\frac{B}{A}$ مثبت یا منفی باشد، یکی از مقادیر σ همیشه مثبت خواهد بود.
- ب) $\frac{B}{A}$ بایستی مثبت باشد. اگر $\frac{B}{A}$ منفی باشد و $\frac{C}{A}$ مثبت، آنگاه σ_1 و σ_2 همیشه مثبت خواهند بود و همانطور که قبلاً تذکر داده شد اگر هر دو مقدار $\frac{B}{A}$ و $\frac{C}{A}$ منفی باشند یکی از مقادیر σ مثبت خواهد بود.

بنابراین شرایط پایداری، عبارتند از اینکه $\frac{C}{A}$ و $\frac{B}{A}$ بایستی مثبت باشند. از آنجاکه A ، B و C بوسیله کمیات یکسانی، بی‌بعد شده‌اند، علائم و مقادیر آنها با استفاده از شکل بُعددار معادلات و هم با استفاده از شکل بی‌بعد مشخص می‌شوند. برای این که عوامل بی‌بعد کننده m ، v و ω همیشه مثبت هستند، علامت مشتقات را تغییر نمی‌دهند.

ابتدا مشتق $\dot{\theta}$ را مورد بررسی قرار می‌دهیم. این کمیت، شبیه نیروی Z مربوط به شتاب $\ddot{\theta}$ است. در شکل ۶-۶ یک کشتی با شتاب $\ddot{\theta} + \text{در وسط طول کشتی}$ ، نمایش داده شده است. در این شرایط، جلو و عقب کشتی تحت شتاب $\ddot{\theta}$ در جهت مثبت $\ddot{\theta}$ قرار می‌گیرند. بنابراین فشار عکس العمل اینرسی آبی که توسط بدنه شتاب داده می‌شود، ایجاد یک نیرو در جهت منفی $\ddot{\theta}$ بر روی بدنه می‌نماید. نتیجتاً اثرات جلو و عقب کشتی جمع شده، یک نیروی منفی نسبتاً



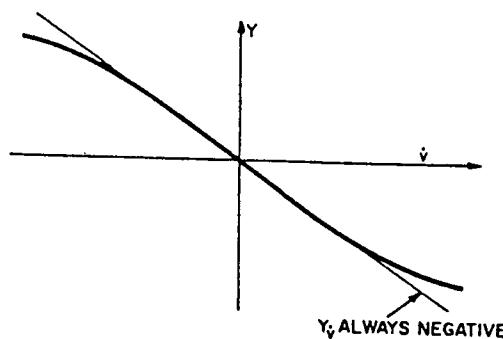
شکل ۶-۶ کشتی تحت تأثیر شتاب عرضی $\ddot{\theta}$

بزرگ γ ایجاد می‌کنند که ناشی از یک γ مثبت است. اگر یک اغتشاش باعث γ منفی شود فشار اینترسی بر جلو و عقب کشتی باعث بوجود آمدن γ مثبت خواهد شد.

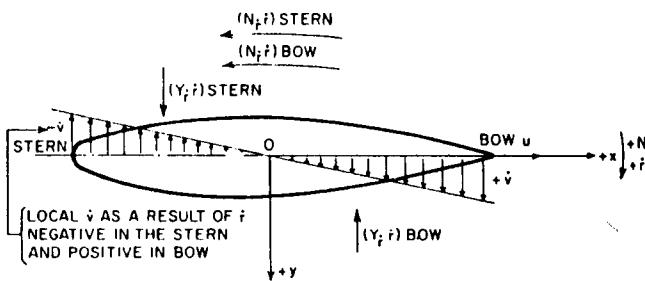
نمایش γ بر حسب γ مانند شکل (۷-۶) است. γ یعنی شیب منحنی در ۰ = γ که یک مقدار منفی نسبتاً بزرگ را داراست. برای اجسامی شبیه کشتی که دارای نسبت طول به عرض ($\frac{L}{B}$) بزرگی هستند، مقدار γ تقریباً برابر مقدار جابجایی، Δ است. بعنوان مثال، براساس محاسبات ثوری، γ برای یک بیضیگون برابر $\Delta = \frac{L}{B} = \frac{8}{5} = 1.6$ و $\Delta = \frac{B}{L} = \frac{5}{9.5} = 0.526$ برای $\gamma = \infty$ است. بنابراین عبارت $(\Delta - \gamma)$ که در A و B ظاهر می‌شود یک عدد بزرگ مثبت و تقریباً برابر 2Δ است (معادله ۷-۶).

شبیه به γ ، مقدار N که در عبارات A و B ظاهر می‌شود، همیشه منفی و دارای مقدار بزرگی است، همانطور که در شکل (۷-۶) نشان داده شده است. دیگر N بر حسب γ تقریباً شبیه به دیگرام γ بر حسب γ در شکل (۷-۶) است.

مقدار N نیز تقریباً برابر γ است، چرا که بر اساس محاسبات ثوری برای بیضیگون $N = -\frac{L}{B}$ برای $\gamma = 0$ و $N = -\frac{B}{L}$ برای $\gamma = \infty$ است. همانطور که در تحلیل γ نشان داده شده، جلو و عقب کشتی هر دو در بوجود آوردن یک بزرگ و منفی سهیم هستند. اما در حالت γ تأثیر جلو و عقب کشتی در خلاف یکدیگر هستند و N شبیه به γ ، مقداری خیلی کوچک، ولی نامشخص از نظر علامت خواهد بود (در صورتی که مرکز مختصات، تقریباً منطبق بر وسط طول کشتی باشد).



شکل ۷-۶ منحنی γ بر حسب γ



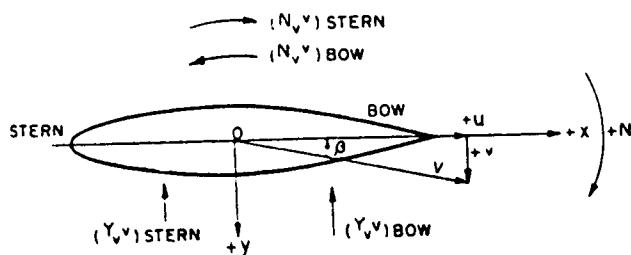
شکل ۸.۶ کشتی تحت تأثیر یک شتاب زاویه‌ای

علامت و مقدار A به ترتیب زیر مشخص می‌شود:

$$A = n'_z \Delta'y = (l'_z - N'_r) (\Delta' - Y'_r) > 0$$

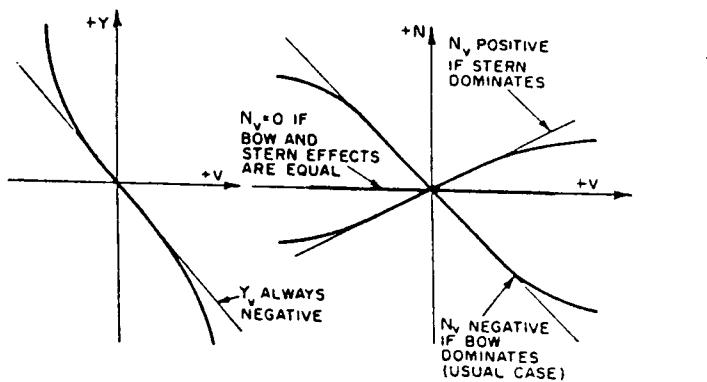
برای تعیین مقادیر نسبی B و C لازم است که وضعیت v ، Y_r ، N_r و Δ' بررسی شوند. در شکل ۸.۶ ماهیت این نیروها که بر بدنه تأثیر می‌کنند نمایش داده شده است (سرعت v به سرعت روبه جلو^۱ یعنی لااضافه شده است).

بر اثر زاویه حمله $\beta = -\frac{v}{V}$ ، جلو و عقب کشتی تحت تأثیر یک نیروی عرضی مخالف جهت V قرار می‌گیرند. بنابراین V همیشه منفی است. البته تأثیر جلوکشتی که در جهت تقویت V است معمولاً بزرگتر از تأثیر عقب کشتی است و به همین خاطر، محل تأثیر نیروی کل در جهت لا ناشی از V به میزان خیلی مشخصی جلوتر از وسط طول کشتی خواهد بود. نتیجتاً با

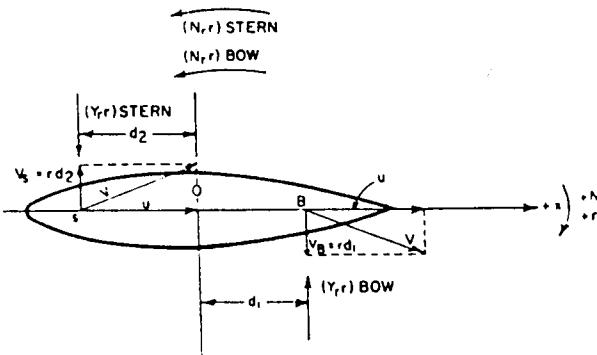
شکل ۹.۱ کشتی تحت تأثیر سرعت روبه جلو لا، و سرعت عرضی v

در نظر گرفتن مرکز مختصات در وسط طول کشتی، N_v نیز برای کشتی های بدون فین^۱ یا سکان، منفی خواهد بود. بعنوان مثال، مشخص است که اضافه کردن سکان در عقب کشتی باعث افزایش مقدار (Y_v) در پاشنه می شود و بنابراین مقدار منفی N_v کاهش می یابد، اگر سکان باندازه کافی بزرگ باشد ممکن است حتی باعث مثبت شدن N_v شود، ولی این حالت خیلی کم پیش می آید. دیاگرام نمونه ۷ بر حسب v و N با درنظر گرفتن مرکز مختصات در وسط طول کشتی در شکل (۱۰-۶) نمایش داده شده اند.

در تحلیل تأثیر سرعت گردشی^۲ بر روی Y_v و N_v ، نقاطی مانند B در جلو و S در عقب، فرض می شوند، همانطور که در شکل ۱۱-۶ نمایش داده شده است. مرکز مانند حالتهای قبل در وسط طول کشتی درنظر گرفته می شود. وقتی که کشتی با سرعت v به جلو حرکت می کند و یک سرعت دورانی مانند ω به آن اضافه گردد، نقطه B دارای زاویه حمله ای به سمت راست و تقریباً برابر $\frac{rd}{v}$ است (برای ω های کوچک)، که باعث بوجود آمدن نیروی Y_v منفی و ممان N_v منفی در جلوی کشتی می شود. به همین ترتیب نقطه S در عقب کشتی تحت زاویه حمله ای به سمت چپ قرار می گیرد که باعث بوجود آمدن نیروی Y_v مثبت و ممان N_v منفی در عقب می شود. بنابراین مجموع تأثیرات جلو و عقب کشتی برای یک ω مثبت، باعث ممان N_v منفی خواهد شد. در حالی که برای همین حالت، جلو و عقب کشتی نیروهای Y_v مخالف ایجاد می کنند و نتیجتاً یک نیروی برآیند کوچک عرضی مثبت یا منفی بر روی بدنه ایجاد خواهد

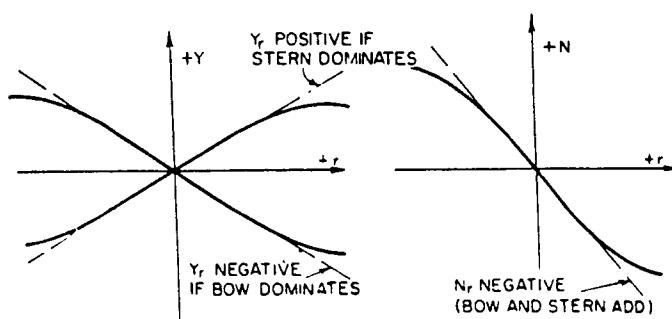


شکل ۱۰-۶ معنی های Y_v و N_v بر حسب v

شکل ۱۱-۶ کشتی تحت تأثیر سرعت عرضی V و سرعت زاویه‌ای ω

گردید. برای ۲ منفی زوایای حمله بر عکس شده و علامت نیروها و ممانها نیز تغییر خواهد کرد. یک منحنی نمونه Y_r بر حسب ω و N بر حسب ω با فرض منطبق بودن مرکز مختصات، در وسط طول کشتی در شکل ۱۲ نمایش داده شده است.

از آنجاکه برای کشتی‌ها، B مانند A همیشه یک مقدار مثبت بزرگ است و این مطلب به انتخاب محل مرکز مختصات بستگی ندارد، می‌توان شرایط پایداری $C > 0$ ، $B > 0$ را فقط به $C < 0$ کاهش داد، یعنی C مشخص کننده پایداری دینامیکی خواهد بود. در معادله ۱۴-۶

شکل ۱۲-۱ معنی‌های Y_r بر حسب ω و N حسب ω

مقدار C عبارت بود از:

$$C = Y'_v N'_r - N'_v (Y'_r - \Delta) \quad (14b-6)$$

و شرط پایداری به قرار زیر است:

$$Y'_v N'_r - N'_v (Y'_r - \Delta') > 0 \quad (14c-6)$$

یا

$$Y'_v N'_r > N'_v (Y'_r - \Delta') \quad (14d-6)$$

و یا با استفاده از (14c-6):

$$\frac{N'_r}{Y'_r - \Delta'} - \frac{N'_v}{Y'_v} > 0 \quad (14e-6)$$

شکل فوق می‌تواند بعنوان ارتباط بین بازوی نیروهای ناشی از حرکت گردشی^۱ و حرکت عرضی^۲ درنظر گرفته می‌شود. نامعادلات ۱۴c-۶ و ۱۴d-۶ نشان دهنده معیارهای اصلی حفظ مسیر دینامیکی هستند^۳ که تنها مشخص می‌کنند که کشتی پایدار است یا نه و نمی‌توان از آنها برای مقایسه پایداری کشتی‌ها استفاده کرد (آنطور که ۵ در ۱۳-۶ و ۱۴-۶ می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد).

شاخص σ نمایش دهنده پایداری حرکت در صفحه افقی است و در اعداد فروید پایین که ضریب مقاومت C_T تقریباً ثابت است این پایداری به سرعت بستگی نخواهد داشت، چراکه در این طیف سرعت، شکل بدون بعد مشتقات پایداری به طور محسوسی ثابت هستند. بنابراین اگر یک کشتی دارای کنترل ثابت و پایدار در خط مستقیم برای سرعتهای پایین باشد می‌توان گفت که در سرعتهای بالا نیز پایدار خواهد بود و این نتیجه‌گیری حداقل تا اعداد فرودی که شکل بدون بعد مشتقات، ثابت باقی می‌ماند معتبر خواهد بود و همینطور اگر یک کشتی در سرعتهای پایین ناپایدار باشد، در سرعتهای بالا هم ناپایدار خواهد بود.

۳-۴-۶ مانور مارپیچ^۴

مانور مارپیچ مستقیم، نمایش دهنده مشخصات پایداری جهتی شناور است. و از مراحل زیر

1- Yawing

2- Swaying

3- Dynamic Course Stability

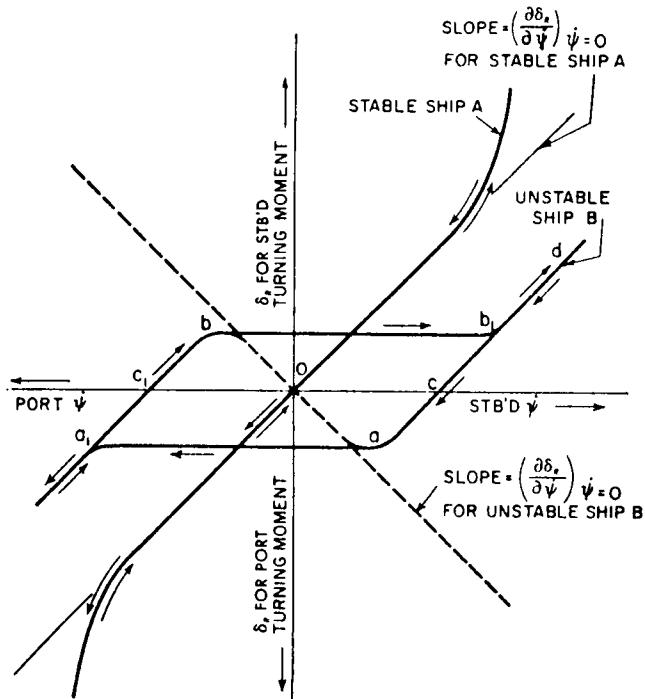
4- The Dieudonne' Spiral Maneuver

تشکیل می‌گردد:

- الف) کشتنی بطور پیوسته در یک مسیر مستقیم و با سرعت از قبل تعیین شده‌ای در حدود یک دقیقه در حال حرکت است. هنگامی که سرعت مورد نظر حاصل شد، نیروی محركه ثابت نگهداشته می‌شود و کشتنی وارد مرحله ابتدایی مانور می‌شود.
- ب) در این لحظه سکان به اندازه زاویه‌ای مانند 5° (درحدود ۱۵ درجه) چرخانده می‌شود و تا وقتی که تغییر درزاویه گردش، برای یک دقیقه ثابت بماند، ثابت نگهداشته می‌شود.
- ج) در این لحظه زاویه سکان به اندازه کوچکی (مثلاً 5° درجه) کاهش می‌یابد و دوباره ثابت نگهداشته می‌شود تا θ مقدار ثابتی را برای چندین دقیقه دارا شود.
- د) روند بالا برای زوایای مختلف سکان با تغییرات کوچک، از یک زاویه بزرگ به سمت راست تا یک زاویه بزرگ به سمت چپ و دوباره، برگشت به یک زاویه بزرگ به سمت راست تکرار می‌شود.

اندازه‌گیری‌های عددی بدست آمده از مانور ماریچ، عبارتند از مقادیر سرعت گردشی بعنوان تابعی از زاویه سکان که، دیاگرام مقادیر فوق نمایش دهنده مشخصه پایداری کشتنی است. بعنوان مثال اگر نمودار، یک خط تنها باشد که از سکان متداول به راست شروع و به حالت متداول به چپ برسد و دوباره جهت عکس مسیر فوق را طی کند (مانند شکل ۱۳-۶)، کشتنی دارای کترل ثابت، پایداری خط مستقیم است یعنی شاخص تعادل جهتی (۵) متفاوت است. اگر نمودار، دو شاخه بوده و تشکیل یک حلقه را داده باشد (همانطور که در شکل ۱۳-۶ برای کشتنی B نمایش داده شده است)، کشتنی ناپایدار است یعنی شاخص تعادل جهتی (۵) مثبت است. بعلاوه ابعاد حلقة نشان داده شده در دیاگرام (حلقة تشنج^۱)، بصورت عددی قابل اندازه‌گیری هستند که وسیله‌ای برای تعیین درجه ناپایداری کشتنی‌ها است. هر چه این حلقه بزرگتر باشد، ناپایداری افزایش می‌یابد. شبیه سرعت گردش در زاویه صفر سکان به عنوان درجه پایداری یا ناپایداری درنظر گرفته می‌شود. این مقدار بوسیله معادله ۱۳-۶ قابل محاسبه است؛ همچنین می‌توان از روی دیاگرام نتیجه شده از آزمایش ماریچ کشتنی، آن را اندازه‌گیری نمود.

ثوری خطی که در بدست آوردن معادلات ۱۳-۶ مورد استفاده قرار گرفته است، قادر به پیشگویی مشخصات حلقة تشنج برای کشتنی‌های ناپایدار نیست که بدین منظور بایستی از



شکل ۱۳-۶ رابطه بین سرعت زاویه‌ای ($\dot{\psi}$) و زاویه سکان (δ_R) برای کشتی‌های پایدار و ناپایدار

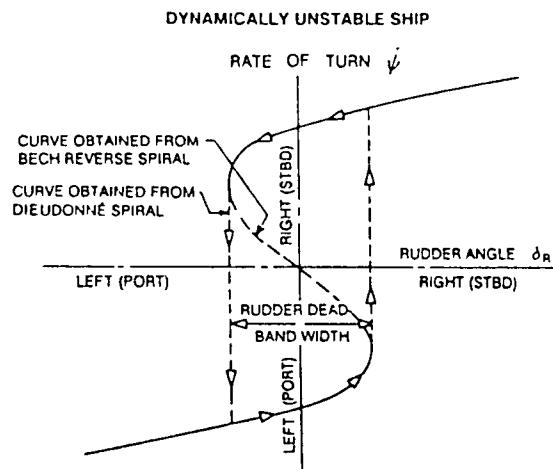
تئوری‌های غیرخطی استفاده نمود. با این وجود، واضح است که کشتی‌هایی که دارای حلقة تشنج هستند حتماً دارای شاخص پایداری مثبت هستند. وجود این حلقة بدین معنی است که در حالت صفر بودن زاویه سکان، $\dot{\psi}$ لزوماً صفر نیست یعنی کشتی ممکن است به چرخش ادامه دهد.

برای کشتی‌های پایدار مانند A در شکل ۱۳-۶، تنها یک سرعت گردش از هر زاویه سکان نتیجه می‌شود، ولی برای کشتی‌های ناپایدار مانند B در شکل ۱۳-۶، در محدوده بین خط bb₁ و aa₁ بیشتر از یک سرعت گردش برای زاویه مشخصی از سکان وجود دارد. هنگام آزمایش ماربیچ، برای کشتی ناپایدار B هیچگونه نتیجه گیری بر روی خط نقطه چین نشان داده شده در شکل ۱۳-۶ بین a و b قابل انجام نیست، چراکه این نقاط، نقاطی در تعادل

نایدار برای زاویه مشخصی از سکان هستند. برای مثال، در زاویه صفر سکان، کشتی ممکن است تمایل به گردش به چپ یا به راست (C_1 یا C) داشته باشد که این مسئله به شرایط اولیه بستگی دارد و همچنین نقاط فوق، حالت تعادل پایدار را برای زاویه سکان صفر نمایش می‌دهند چرا که شبیه دیاگرام δ_R بر حسب ψ در این نقاط مثبت است.

۴-۴-۶ مانور ماربیج بر عکس و مانور پول آت^۱

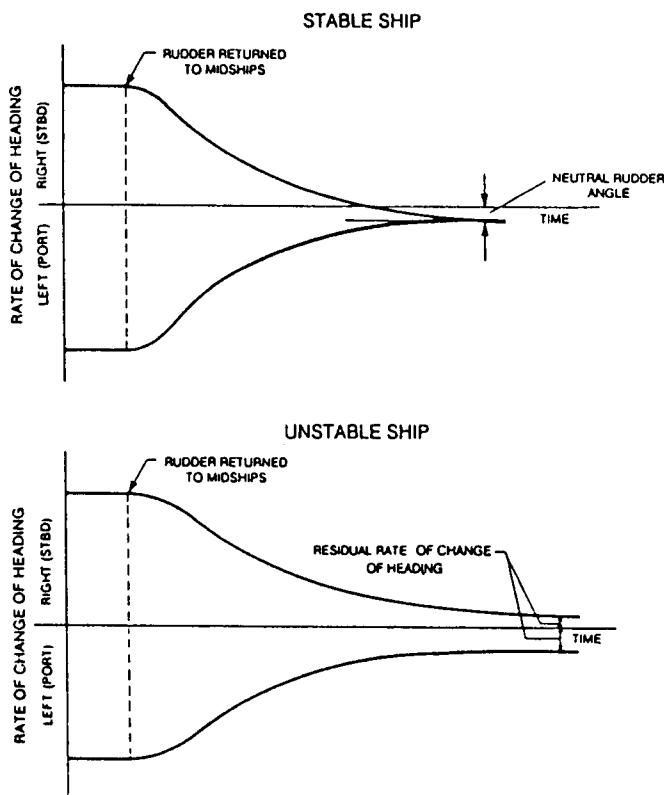
این آزمایش انتخاب دوم در مقابل آزمایش ماربیج است. سکان در زاویه‌ای ثابت نگه داشته می‌شود و وقتی نرخ تغییر جهت کشتی (سرعت گردش) ثابت شد، سکان به حالت بدون انحراف (مطابق بر صفحه XZ) برگردانده می‌شود. این آزمایش برای سرعتهای گردشی $2^{\circ}/s$ متفاوت مثلاً از $0/5^{\circ}$ درجه در ثانیه به سمت چپ تا $0/5^{\circ}$ درجه در ثانیه به سمت راست تکرار می‌شود. نتایج بدست آمده برای کشتی‌های پایدار جهتی، شبیه به نتایج بدست آمده در آزمایش ماربیج مستقیم است. برای کشتی‌های نایدار، یک حلقه تشنج قابل تعریف است، اگرچه می‌توان ارتباطی معین در حلقه مشخص نمود (شکل ۱۴-۶). که این مسئله به



شکل ۱۴-۶ آزمایش ماربیج بر عکس

خاطر کنترل ثابت نبودن شرایط آزمایش است. البته این دیاگرام، حلقة تشنج را به وضوح نمایش می‌دهد و درجه ناپایداری را می‌توان با توجه به آن مشخص نمود.

یک آزمایش دیگر، مانور pull out است که در شکل ۱۵.۶ نتایج آن نمایش داده شده است. این آزمایش تعیین کننده پایداری کشتی در خط مستقیم است و به این ترتیب انجام می‌شود که ابتدا کشتی، وادار به چرخش با سرعتی دلخواه می‌گردد و سپس سکان به وضعیت بدون انحراف برگردانده می‌شود. اگر کشتی پایدار باشد، نزدیک سرعت چرخشی برای هر دو حالت (چرخش اولیه به چپ و چرخش اولیه به راست) مقداری مساوی و متفاوت با صفر خواهد بود، اما اگر کشتی ناپایدار باشد، مقداری، سرعت چرخشی در حرکت کشتی باقی خواهد ماند که برای دو حالت مورد آزمایش برابر نیستند.



شکل ۱۵.۶

۵-۶ پایداری و کنترل^۱

۱-۵-۶ کلیات

شاخصهای پایداری کنترل ثابت، که در قسمت قبل مورد بحث قرار گرفتند از اهمیت خاصی در حفظ مسیر در دریا برخوردار هستند. چرا که در عمل، مسئله حفظ مسیر شامل تصحیحات لحظه‌ای در مسیر است، که اجزاء اصلی آن با ماهیت تغییر مسیر در هم آمیخته‌اند. این اجزاء اصلی در حلقة کنترل شکل ۱ نمایش داده شده‌اند. توانایی حفظ مسیر و تغییر مسیر یک کشتی بستگی به عوامل زیر دارد:

(الف) مقدار و فرکанс ممانهای گردشی و نیروهای عرضی که نقش منحرف کننده کشتی را از مسیر دلخواه بعده دارند.

(ب) مشخصه پاسخ کشتی با کنترل ثابت به اغتشاشات فوق. این پاسخ، بستگی به تغییرات مسیر کشتی که در سمت راست شکل ۱-۶ نشان داده شده است خواهد داشت.

(ج) سرعت تعیین خطای بین مسیر کشتی و مسیر مورد نظر و همچنین سرعتی که عمل تصحیح آغاز می‌شود.

(د) نرخی که دستور تصحیح به حرکت چرخشی سکان تبدیل می‌شود. این سرعت، تابعی است که نقش ارتباطی بین مرحله سوم و چهارم را در حلقة کنترل، بازی می‌کند و بعلاوه نرخی است که ماشین آلات سکان می‌توانند جهت سکان را در مرحله چهارم تغییر دهند.

(ح) مقدار نیروی کنترل و ممان مؤثر بر کشتی، توسط سکان. از پنج عامل فوق، تنها دو میان عامل، وابسته به کنترل ثابت کشتی است که از اهمیت خاصی برخوردار است. تأخیر در هر یک از اجزاء، معمولاً با تغییراتی در اجزاء دیگر قابل جبران است. بعنوان مثال، می‌توان نشان داد که استفاده از یک کنترل اتوماتیک مناسب در جزء C باعث بهبود ناپایداری کنترل ثابت، در جزء b می‌شود. اغلب فرض می‌گردد که افزایش در ابعاد سکان (جزء e) و یا در نرخ تغییر جهت سکان (جزء d)، می‌تواند باعث بهبود توانایی حفظ مسیر و نیز تغییر مسیر کشتی شوند. از آنجاکه مقدار کمی ناپایداری (در حالت کنترل ثابت)، درکلیه کشتی‌ها وجود دارد، بهترین طرح آن است که دارای حداقل تأخیر در هر یک از اجزاء حلقة کنترل باشد.

۲-۵-۶ مانورهای استاندارد

مهندسى معماری کشتی، بیشتر با اجزاء b، d و e در توانایی حفظ مسیر و تغییر مسیر سروکار دارد. بنابریان تعدادی مانورهای استاندارد مورد استفاده قرار می‌گیرند تا تأثیر این اجزاء را در حلقه کنترل نمایش دهد. البته در مانورهای فوق سعی بر به حداقل رساندن اثر جزء c در نتایج است. اساساً این مانورها نشان دهنده مشخصه‌های اصلی پایداری و کنترل، بدون وجود هدایت‌کننده اتوماتیک^۱ و یا شخص هدایت‌کننده کشتی^۲ هستند. این مانورهای مهم عبارتنداز:

الف) مانور ماربیچ مستقیم یا معکوس^۳

ب) مانور زیگراک^۴

ج) چرخش^۵

همانطور که قبلًا توضیح داده شد: مانور ماربیچ مشخصه‌های پایداری را تعیین می‌کند. اما مانور زیگراگ به منظور تعیین مشخصه‌های کنترل مورد استفاده قرار می‌گیرد. مانور چرخش هم کیفیت و توانایی چرخش را معین می‌نماید. سه مانور فوق برای یک کشتی تجاری یا رزمی از اهمیت خاصی برخوردار هستند.

۳-۵-۶ مانور زیگزاگ

بعد از مانور ماربیچ، مانور زیگزاگ مهمترین مانور است و بنام Kempf Overshoot یا مانور "Z" هم خوانده می‌شود (Kempf 1944).

نتیجه این مانور، نمایش دهنده توانایی سکان کشتی در کنترل حرکت کشتی است. در هر حال، درست مانند نتیجه مانور ماربیچ، نکاتی در مورد میزان تأثیر کنترل^۶ (نرخ تغییر زاویه گردش بر حسب زاویه سکان)، نیز بدست می‌آید. بنابراین نتیجه تست زیگزاگ وابسته به مشخصه‌های پایداری کشتی و قدرت سکان دارد. مراحل کلی انجام تست فوق به ترتیب زیر است:

الف) ابتدا کشتی به یک وضعیت یکنواخت (درحال حرکت) در می‌آید (مانند مرحله a در تست ماربیچ).

ب) سکان به یک زاویه بزرگ از قبل تعیین شده، مثلاً ۲۰ درجه منحرف و نگهداشته

1- Autopilot

2- Helmsman

3- Direct or Reversed Spiral

4- Zigzag Maneuver

5- Turning

6- Control Effectiveness

می شود تا زاویه گردش به اندازه زاویه فوق (در این حالت ۲۰ درجه) برسد.

ج) در این لحظه سکان به زاویه‌ای برابر زاویه فوق اما در جهت عکس تغییر داده می‌شود و ثابت نگهداشته می‌شود تا زاویه گردش برابر این زاویه شود. اگر منظور انجام تست جهش^۱ باشد، می‌توان در این لحظه تست راتمام شده دانست اما اگر منظور تست زیگزاگ باشد مراحل بعد نیز بایستی انجام گیرند.

د) سکان دوباره به زاویه فوق اما در جهت عکس منحرف می‌شود و مراحل گفته شده تکرار می‌گردند. معمولاً این سیکل، ۳ یا ۴ مرتبه تکرار می‌شود، البته اهمیت نتایج سیکل اول خیلی بیشتر از نتایج بعدی است.

شکل (۱۶-۶) نتایج یک تست زیگزاگ را نمایش می‌دهد که از پنج قسمت تشکیل شده است. این نتایج را برایتی می‌توان از یک مدل قابل کنترل در حوض آزمایش^۲ و یا از یک کشتی (که تجهیزات مناسب در آن قرار داده شده) در دریا بدست آورد. با وسائل معمولی دریانوردی در کشتی، فقط زاویه سکان و زاویه گردش، مستقیماً قابل اندازه‌گیری هستند و دیگر کمیاب، بایستی با مختصه محاسبه بدست آیند.

اندازه‌گیری‌های اصلی که در مانور جهش انجام می‌شوند در شکل ۱۶-۶ نمایش داده شده‌اند. این کمیات عبارتند از:

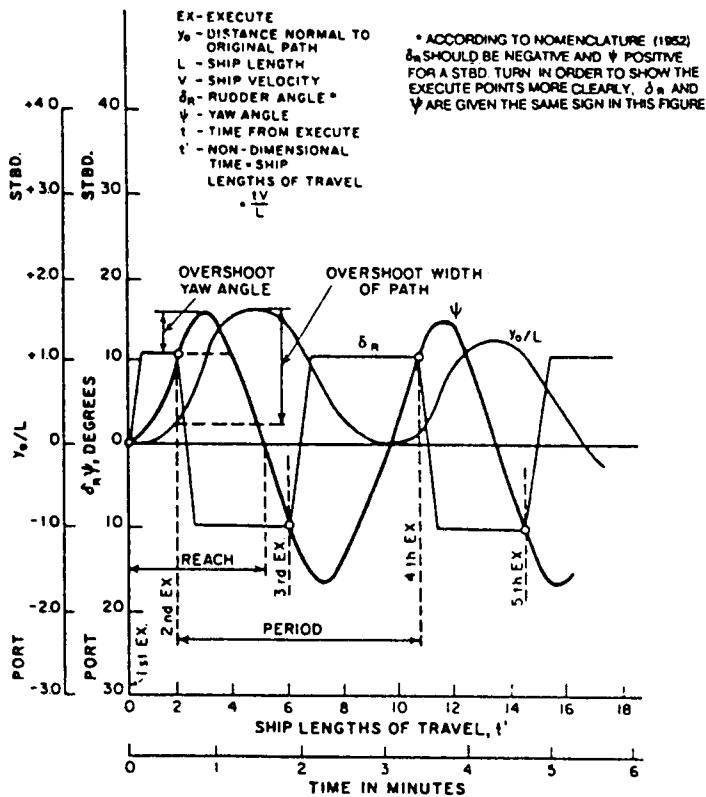
الف) زمان رسیدن به مرحله دوم تغییرات در زاویه گردش

ب) مقدار جهش زاویه گردش^۳

ج) جهش عرض مسیر^۴

همه این پارامترها، پارامترهای کاربردی مهمی در کشتی هستند. اولین پارامتر ذکر شده، یک اندازه‌گیری مستقیم از توانایی کشتی در تغییر سریع مسیر است. این پارامتر با افزایش تأثیر سکان و با کاهش پایداری کنترل ثابت، بهبود می‌یابد. دومین و سومین پارامتر، اندازه‌های عددی پیش‌بینی قدرت مانور کشتی در آبهای محدود است.

قبل‌اً توضیح داده شد که مقدار زاویه جهش گردش با افزایش پایداری کاهش و با افزایش تأثیر سکان افزایش می‌یابد. از طرف دیگر عرض جهش مسیر با افزایش پایداری و افزایش میزان تأثیر سکان کاهش می‌یابد.



شکل ۱۶.۶ نتایج مانور زیگزاگ

نتایج مانور زیگزاگ بستگی به سرعت کشتی دارد. بطور کلی، برای هر کشتی، زمان رسیدن به نقطه تحریک^۱ با افزایش سرعت، کاهش می‌یابد. در هر حال عدد بی بعد زمان، برای رسیدن به این نقطه در شکل ۱۶.۶ عنوان «حرکت طول کشتی»^۲ تعبیر شده که با زیاد شدن سرعت، افزایش می‌یابد چرا که با زیاد شدن سرعت، اثر زاویه سکان δ_R رویه فزونی می‌گذارد. برای تحلیل δ_R ، فرم بدون بعد $\frac{\delta_R L}{V} = \theta'$ مورد استفاده قرار می‌گیرد که به عنوان درجه انحراف سکان در واحد طول کشتی تعبیر می‌گردد. در سرعتهای پایین، این فرم بدون

بعد نسبت به حالت با سرعتهای بالا، خیلی بزرگتر است که این به دلیل عدم وابستگی δ_R به سرعت است. بنابراین با توجه به مقیاس حرکت طول کشته در شکل ۶-۱۶، سکان قادر است در سرعتهای پایین خیلی سریعتر به زاویه دلخواه رسانده شود و در نتیجه تأثیر کامل سکان برای کشته، در مدت زمان بیشتری ادامه خواهد یافت. و این مسئله باعث می‌شود که با کاهش سرعت، زمان لازم برای رسیدن به نقطه تحریک نیز کاهش یابد.

در زیر دریایی‌ها، مانور جهش در دو صفحه افقی و قائم انجام می‌گیرد اما نتایج آزمایش در صفحه قائم از اهمیت بیشتری برخوردار است، زیرا عموماً عمق آب کم است و زیر دریایی بایستی در این عمق کم، قادر به مانور باشد. بنابراین برای شخص هدایت‌کننده زیردریایی، زاویه جهش غلتتش طولی^۱ و مقدار جهش عمق^۲ پارامترهای خیلی مهمی هستند.

۶-۵-۴ شاخصهای K و T در حفظ مسیر و چرخش

در این بخش، تحلیل ساده شده نوموتو^۳ درباره شاخصهای K و T که می‌توانند از نتایج تست زیگزاگ به دست آیند توضیح داده خواهد شد. این شاخصها بطور خیلی وسیعی مورد استفاده قرار می‌گیرند که بر پایه ثوری خطی و معادلات بدست آمده از این ثوری برای حرکت، قرار دارند. یکی از کاربردهای مهم شاخصهای فوق در مقایسه توانایی حفظ مسیر و چرخش کشته‌ها است که در قسمتهای بعد به آن پرداخته خواهد شد.

معادلات ۱۱ و ۱۲، دو معادله دیفرانسیل خطی درجه اول وابسته را نمایش می‌دهند که ضرائب ثابت آنها مشتقات بدون بعد سرعت و شتاب هستند. معادلات فوق را می‌توان به شکل دیگری نیز بیان نمود. اولین شخصی که دو معادله فوق را بصورت دو معادله دیفرانسیل درجه دوم مجزا تبدیل نمود، دانشمند ژاپنی، نوموتو بود. این شکل جدید عبارتست از:

$$\begin{aligned} T'_1 T'_2 \ddot{r}' + (T'_1 + T'_2) \dot{r}' + r' &= K' \delta_R + K' T'_3 \dot{\delta}'_R \\ T'_1 T'_2 \ddot{v}' + (T'_1 + T'_2) \dot{v}' + v' &= K'_v \delta_R + K'_v T'_4 \dot{\delta}'_R \end{aligned} \quad (156)$$

که T'_1 ، T'_2 ، T'_3 و T'_4 ثابت‌های زمانی و K' ضریب افزایش^۴ هستند.

از آنجاکه معادلات ۱۵.۶ مانند ۱۱.۶، خطی هستند، حلی مشابه ۱۳.۶ را می‌توان برای آنها در نظر گرفت و همچنین نتیجه گرفت که ریشه‌های حل فوق با ثابت‌های زمانی به شکل زیر ارتباط دارند:

$$\sigma_1 = -\frac{1}{T'_1} \quad \text{و} \quad \sigma_2 = -\frac{1}{T'_2}$$

با توجه به معادلات خطی گردش و حرکت عرضی یعنی ۱۱.۶ و ۱۲.۶ می‌توان نتیجه گرفت که آنها از طریق جملات ۷'، ۲' و ۷ N'، r' وایسته هستند. معمولاً مقدار این جملات خیلی کوچک است (بخصوص در کشتی‌هایی که سینه و پاشنه تقریباً مشابه هستند). اگر وابستگی بین معادلات فوق نادیده گرفته شود و بنابراین سرعت عرضی حذف گردد، سرعت چرخش کشتی فقط به سرعت گردشی، یعنی ω وایسته خواهد بود و بوسیله معادله ساده شده بدون بعد گردشی تعریف می‌شود:

$$n'_z \dot{r}' - N'_r r' = N' \delta_R \delta_R \quad (16.6)$$

نوموتو با تقسیم معادله فوق بر ضریب میرانی گردش یعنی N' ، آن رابه شکل زیر تغییر داد:

$$T' \dot{r}' + r' = K' \delta_R \quad (17.6)$$

که شاخصهای بدون بعد T' و K' به قرار زیر هستند:

$$T' = \frac{n'_z}{N'_r} = (l'_z - N'_r) / N'_r = T'_1 + T'_2 + T'_3$$

$$K' = \frac{N' \delta_R}{N'_r} \quad (18.6)$$

و در شکل بُعددار، معادله عبارت خواهد بود از $T\dot{r} + r = K\delta_R + r$ که شکلهای بدون بعد پارامترهای نوموتو با پارامترهای بُعددار به شکل زیر مرتبطند:

$$T' = T \left(\frac{V}{L} \right)$$

$$K' = K \left(\frac{L}{V} \right)$$

با توجه به روابط ۱۸.۶، T' و K' بیان‌کننده نسبت‌های ضرائب بدون بعد هستند یعنی:

$$\frac{\text{ضریب اپرسی گردش}}{\text{ضریب میرانی گردش}} = T'$$

$$\frac{\text{ضریب میان چرخش}}{\text{ضریب میرانی گردش}} = K'$$

حاصل تقسیم K' بر T' ، نمایش ارتباط بین دو شاخص فوق است:

$$\frac{\text{ضریب ممان چرخش}}{\text{ضریب میرانی گردش}} = \frac{K'}{T'}$$

در عمل، معادله ۱۵.۶ به وسیله انتگرالگیری عددی حل می‌شود ولی برای حالات ساده که سکان بطور ناگهانی به زاویه‌ای مانند 5° تغییر نماید، حل معادله ۱۶.۶ برای یافتن σ_1 عبارت خواهد بود از:

$$(19.6) \quad r = K\delta_0 (1 - e^{-t/T})$$

رابطه فوق نشان می‌دهد که نرخ گردشی σ_1 به صورت نمایی، با زمان افزایش می‌یابد و شبیه تغییرات بستگی به مقدار T دارد و در نهایت، آن به سمت مقدار یکنواخت $K\delta_0$ یا $\frac{KV}{L}$ می‌کند. بنابراین یک مقدار بزرگ K باعث افزایش توانایی چرخش یکنواخت کشته می‌گردد. و همچنین کوچک بودن T باعث سریعتر شدن تأثیر وسائل کنترل کشته می‌شود و این جواب سریع، بیانگر توانایی تغییر مسیر است. از آنجاکه جواب سریع، مشخصاً در حفظ مسیر، بسیار با اهمیت است، با کوچک شدن T این توانایی بهبود می‌یابد. بحث فوق درباره معادله ۱۹.۶ نمایانگر این واقعیت است که T اصلاً تأثیری در نرخ چرخش یکنواخت ندارد، اما کوچک بودن T می‌تواند زمان لازم برای رسیدن به چرخش یکنواخت را کاهش دهد. و همینطور T مقدار متقابل پایداری مسیر^۱ است که با افزایش پایداری، مقدار T کاهش می‌یابد. در هر حال T منفی، بیانگر ناپایداری دینامیکی است. کیفیت هدایت و شاخص‌های K و T دارای یک ارتباط واضح با روش‌های مرسوم اندازه‌گیری چرخش کشته هستند و در حالت ساده فوق که از حرکت عرضی صرف‌نظر می‌شود، رابطه زیر برقرار خواهد بود:

$$\sigma_1 = -\frac{1}{T'}$$

که σ_1 شاخص پایداری بیان شده در بخش ۱۶.۴ است. بنابراین، T' یک اندازه‌گیری مستقیم کمیتی را در پایداری خط مستقیم، نتیجه می‌دهد. برای چرخش یکنواخت در زاویه ثابت سکان δ_{R_0} :

$$(20.6) \quad r = K\delta_{R_0} = K' \frac{V\delta_{R_0}}{L}$$

قطر چرخش یکنواخت، D_0 طبق تعریف عبارتست از:

$$D_0 = \frac{2V}{r} \quad (21-6)$$

و بنابراین قطر چرخش بدون بعد یعنی $\frac{D_0}{L}$ و K' به شکل زیر به یکدیگر مرتبطند:

$$\frac{D_0}{L} = \frac{2V}{rL} = \frac{2}{K' \delta_{R_0}} \quad (22-6)$$

این ارتباط، از رابطه ۱۶ در بخش ۵، با صرفنظر کردن از حرکت عرضی ($N'v = 0$) نتیجه می‌شود. همچنین، این ارتباط، مطابق با شرط قسمت ۳-۵ است، که $\frac{R}{L}$ بستگی به مقدار N'_R دارد. واضح است که با یک مقدار بزرگ K' ، یک زاویه سکان کوچک قادر به پدید آوردن قطر چرخش مورد نظر خواهد بود.

بنابراین کیفیت مانور یک کشتی با استفاده از تحلیل خطی، بصورت زیر با شاخصهای K' و T' معین می‌گردد که افزایش در مقدار این شاخصها، نمایانگر وضعیت کاری بهتر است:

پایداری مسیر T'

پاسخ کشتی به سکان $\frac{1}{T'}$

توانایی چرخش K'

یک کشتی، با قدرت مانور بالا (توانایی چرخش خوب، سرعت بالای تأثیر سکان و توانایی خوب در حفظ مسیر) دارای مقدار کوچکی برای T' و مقدار بزرگی برای K' است، به عبارت دیگر، یک نسبت بزرگ $\frac{K'}{T'}$ (یا Norbin Parameter $P = \frac{K'}{2T'}$) بیانگر قابلیت مانور مناسب است. البته این مسئله، برای بررسی توانایی حفظ مسیر یا هدایت، مناسب نیست. در هر حال این خواص را می‌توان با پایداری مسیر مناسب و پاسخ گند (T' بزرگ) یا با یک پایداری کوچک (حتی منفی) و پاسخ سریع ($\frac{1}{T'}$ بزرگ) بعلاوه وجود یک سیستم کنترل اتوماتیک مناسب بدست آورد. بطور خلاصه یک نسبت بزرگ $\frac{K'}{T'}$ بیان کننده یک قابلیت کنترل کلی مناسب است.

زاویه جهش که از مانور زیگزاگ بدست می‌آید، معمولاً به عنوان یک معیار برای قابلیت

کنترل کشته ها مورد استفاده قرار می گیرد. نوموتو نشان داد که زاویه جهش برای یک زاویه سکان مشخص، تقریباً متناسب با حاصل ضرب $K'T'$ است. بنابراین زاویه جهش دارای یک نقطه ضعف است که قادر به نمایش تفاوت بین یک کشته با چرخش خوب و سرعت پاسخ بالاکه دارای پایداری مسیر نیست (K' بزرگ و T' کوچک) با کشته دیگری که دارای چرخش و سرعت پاسخ بالایی نبوده ولی دارای پایداری مسیر خوبی است (K' کوچک و T' بزرگ)، نخواهد بود.

برای راهنمایی بیشتر، نوموتو راه زیر را پیشنهاد نموده است:

$$\frac{A_R}{LT} \text{ ضریب مان چرخش} \propto$$

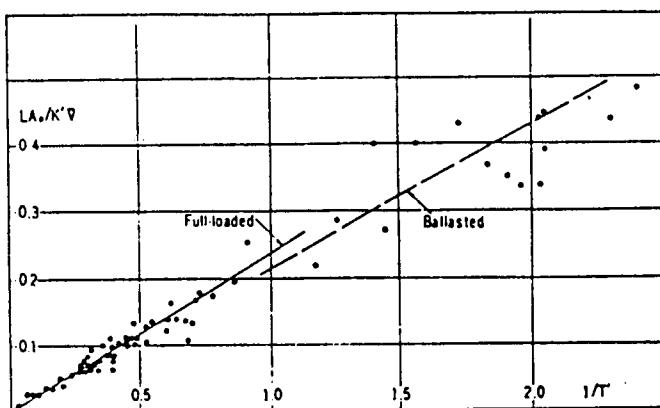
و

$$\frac{\nabla}{L^2 T} \text{ ضریب اینرسی گردش} \propto$$

مساحت سکان و ∇ حجم جابجایی است. با استفاده از تناسبهای فوق:

$$\frac{K'}{T'} \propto \frac{A_R L}{\nabla} = C_1 \frac{A_R \cdot L}{\nabla} \quad (23-6)$$

که C_1 ضریب ثابت تنااسب است. شکل ۱۷-۶ نتایج بدست آمده از کشته های مختلف را در زوایای متفاوت سکان نمایش می دهد. همانطور که مشخص است ضریب C_1 تقریباً برای



شکل ۱۷.۶ نمودار $T' - K'$ - LA_r (Nomoto 1966)

همه کشتی‌ها ثابت است و به نوع کشتی و زاویه سکان بستگی ندارد. از آنجاکه مناسب است $\frac{K'}{T}$ بزرگ باشد، با توجه به ۲۳-۶، یک مقدار بزرگ $\frac{A_R L}{\nabla}$ مورد نظر است. این مطلب که از ساده‌سازی ثوری خطی نتیجه شده است، بیانگر این موضوع است که ابعاد کشتی (مخصوصاً طول و ∇) و مساحت سکان تأثیر مهمی در حرکات کشتی دارند. هنگامی که ابعاد کلی کشتی (مخصوصاً طول و ∇) و مساحت سکان تأثیر مهمی در حرکات کشتی دارند. هنگامی که ابعاد کلی کشتی مشخص گردیدند، می‌توان هر دو وجه قابلیت کنترل را بطور مناسبی با افزایش سطح سکان و یا میزان تأثیر آن بهبود بخشید. با استفاده از معادله ۱۵-۶، مقادیر عددی شاخصهای T و K' قابل محاسبه هستند. البته اگر ضرائب جرمی و هیدرودینامیکی برای کشتی موردنظر مشخص باشند. یک مزیت شاخصهای فوق این است که می‌توان آنها را مستقیماً از نتایج تست چرخش آزاد مدل^۱ یا مانور چرخش کشتی واقعی^۲ محاسبه نمود.

۶-۶ تحلیل توانایی چرخش^۳

۱-۶-۶ مشخصه‌های مسیر چرخش

همه مانورهای کشتی بجز بعضی مانورهای خاص (مانند مانور توقف^۴) شامل چرخش هستند. پاسخ کشتی به تغییرجهت سکان و نیروها و ممانهای منتجه، قابل تقسیم به دو گروه هستند:

- الف) یک قسمت اولیه گذرا که مقدار قابل توجهی شتاب در جهات عرضی، رویه جلو و گردش بوجود می‌آیند.
- ب) قسمت چرخش یکنواخت که نرخ چرخش و سرعت رویه جلو، طی آن ثابت باقی می‌مانند و مسیر حرکت یک دایره خواهد بود (البته اگر نیروهای قابل توجه خارجی وجود نداشته باشند).

شکل ۱۸-۶ یک نمودار مانور چرخش را نمایش می‌دهد. مسیر چرخش یک کشتی، با اندازه‌های عددی مشخص می‌شود و این مقادیر عبارتند از: پیشرفت^۵، انتقال^۶، قطر

1- Free - Running Model Maneuver

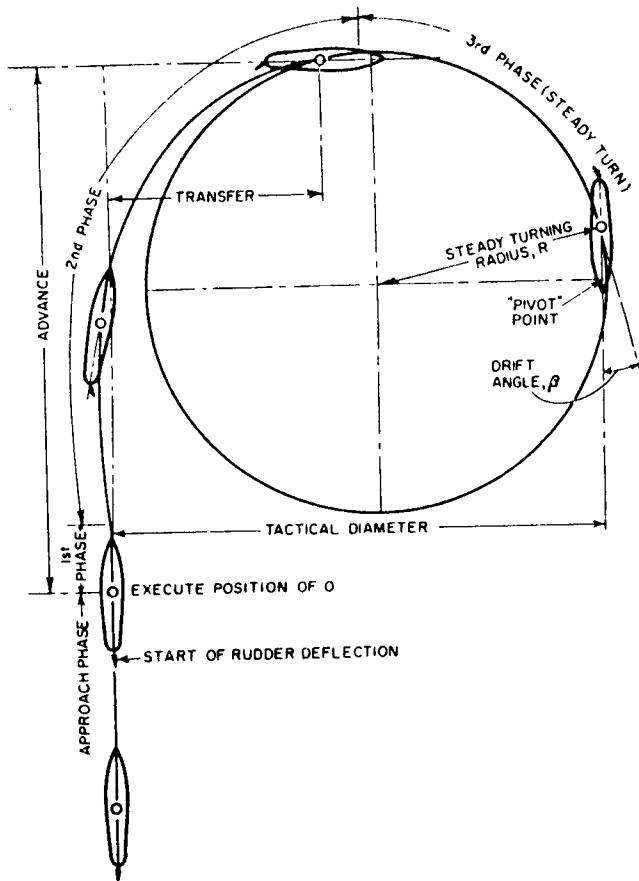
2- Standard Trials

3- Analysis of Turning Ability

4- Stopping Maneuver

5- Advance

6- Transfer



شکل ۱۸۶ مسیر چرخش کشتی

تاكٽيکي^۱ و قطر چرخش يكناوخت^۲. همانطور که در شکل ۱۸ نمایان است، بجز پaramتر آخر دیگر پaramترها وابسته به زاویه جهت کشتی هستند و ارتباط چندانی با مماس بر مسیر ندارند. پیشرفت، فاصله تحریک تا نقطه‌ای است که محور طولی کشتی (محور X) عمود بر حالت اولیه قرار می‌گیرد. قطر تاكٽيکي، فاصله بین محور X کشتی در حالت اولیه و هنگامی

که 180° درجه چرخیده است، خواهد بود. پارامترهای فوق هنگام بررسی مانور کشتی در آبهای باز از اهمیت خاصی برخوردار هستند.

۲-۶-۶ سه مرحله چرخش

اگر یک کشتی در خط مستقیم در حال حرکت باشد و یکباره سکان به زاویه‌ای منحرف شده و در همان زاویه نگهداشته شود، مسیر حرکت، شبیه به شکل ۱۸ خواهد بود. این مسیر را می‌توان به سه مرحله تقسیم کرد:

مرحله اول از لحظه‌ای که سکان شروع به حرکت می‌کند آغاز می‌گردد و تا هنگامی که سکان به زاویه مورد نظر می‌رسد، خاتمه می‌یابد. طی این مرحله، نیروی سکان $\gamma_{\delta R}$ ، و ممان آن $N_{\delta R}$ باعث بوجود آمدن شتابهایی می‌شوند که با نیروهای اینرسی متعادل می‌گردند (چراکه هنوز نیروهای هیدرودینامیکی ناشی از زاویه تمایل β یا گرددش α توسعه نیافته‌اند). بنابراین در این مرحله $\dot{r} = \frac{\gamma}{\beta}$. با استفاده از معادله بعددار 10° وارد نمودن نیروها و ممانهای ناشی از چرخش سکان، معادلات خطی حرکت در این مرحله به قرار زیر خواهند بود:

$$\begin{aligned} (\Delta - \gamma_i) \dot{v} - \gamma_i \dot{r} &= \gamma_{\delta} \delta_R \\ (I_z - N_i) \dot{r} - N_i \dot{v} &= N_{\delta} \delta_R \end{aligned} \quad (24-6)$$

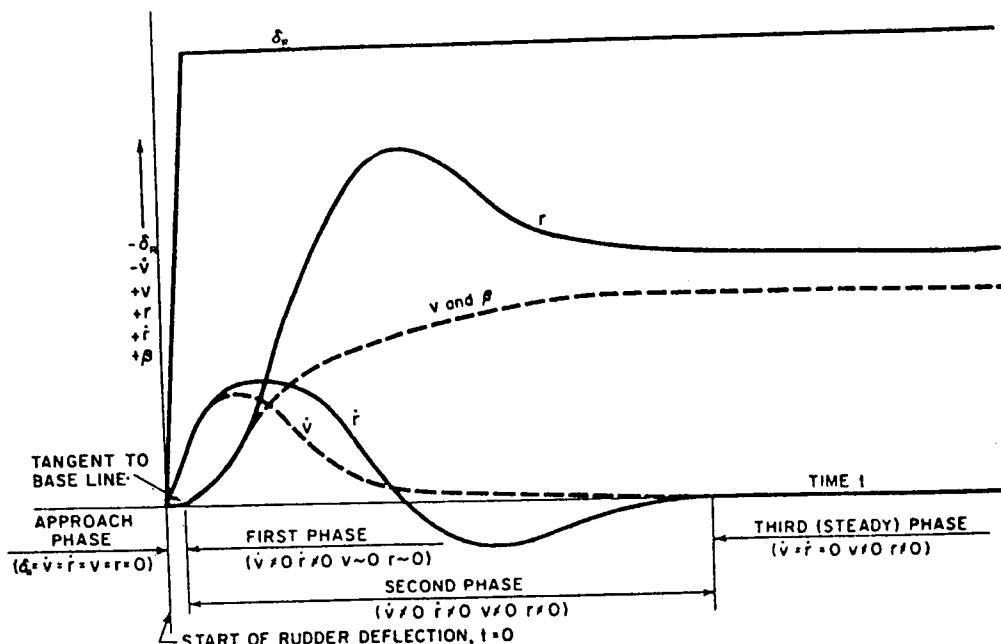
مقادیر شتابهای \dot{v} و \dot{r} در این مرحله با معادلات فوق قابل محاسبه هستند. لازم به ذکر است که در شکل‌های ۱۸-۶ و ۱۹-۶، شتاب عرضی \dot{v} در این مرحله منفی یا به سمت چپ است، در حالی که چرخش کلی به سمت راست است. علت این امر از آنجا ناشی می‌شود که نیروی سکان $\gamma_{\delta R}$ برای چرخش به سمت راست، بایستی به سمت چپ باشد (البته برای سکانهایی که در پاشنه واقع شده‌اند).

شتابهای \dot{v} و \dot{r} تنها به صورت زودگذر وجود دارند و باعث افزایش سریع زاویه تمایل β و سرعت گردن α کشتی می‌شوند. با در نظر گرفتن این پارامترها کشتی وارد دومین مرحله چرخش می‌گردد. در این مرحله شتابهای کشتی، سرعتها و همه ترمehای معادله 10° بعلاوه ترمehای $\gamma_{\delta R}$ و $N_{\delta R}$ بطور کامل وجود دارند. مسئله مهمی که در ابتدای مرحله دوم رخ می‌دهد بوجود آمدن نیروی $\gamma_{\delta R}$ است که در شکل ۲۰ به سمت راست و در جهت چرخش است. این نیرو از زاویه تمایل ناشی می‌شود و مقدار آن به سرعت افزایش یافته و از $\gamma_{\delta R}$ که نیرویی به سمت چپ است بزرگتر می‌گردد (شکل ۵). همانطور که در شکل ۱۹-۶ نمایش

داده شده است، مسئله فوق باعث متوقف شدن افزایش شتاب \ddot{r} به سمت چپ و کاهش آن به سمت صفر می‌گردد و در نهایت دو نیرو به تعادل می‌رسند. در هر حال در مرحله دوم چرخش، مسیر مرکز ثقل کشته ابتدا به علت δ_{RF} به سمت چپ و سپس با افزایش δ_{RF} به سمت راست خواهد بود. این مسیر به سمت چپ که در شکل ۱۸ نمایش داده شده است، در عمل، قابل صرفنظر کردن است و یا به علت کوتاهی مرحله اول از نظر زمانی و رشد سریع ممکن نیست، حرکت به سمت چپ اصلاً اتفاق نمی‌افتد.

۳-۶ شاعع چرخش یکنواخت^۱

نهایتاً بعد از مقداری نوسان (این نوسانات بیشتر ناشی از تغییرات بوجود آمده در عملکرد سیستم رانش است و بستگی به سیستم کنترل آن دارد)، دومین مرحله چرخش با بوجود آمدن تعادل نهایی نیروها خاتمه می‌یابد. وقتی که این تعادل پذید آمد، کشته شروع به چرخش در یک شاعع ثابت می‌نماید (شکل ۱۸-۶)، این مرحله سوم چرخش است که



شکل ۱۹-۶ مشخصه‌های حرکت کشته در مراحل مختلف چرخش

اصطلاحاً مرحله چرخش یکنواخت نامیده می‌شود. در این مرحله ۷ و ۲ دارای مقادیری مخالف صفر هستند اما ۷ و ۲ صفر خواهند بود.

با استفاده از معادلات ۱۰، معادلات خطی حرکت در مرحله سوم به شکل زیر خواهد بود:

$$\begin{aligned} -Y_v v - (Y_r - \Delta' U_1) r &= Y_\delta \delta_R \\ -N_v v - N_r r &= N_\delta \delta_R \end{aligned} \quad (25-6)$$

این معادلات، با فرض مشخص بودن مشتقات پایداری Y_v ، N_v و N_r و مشتقات کنترل $R = \frac{V}{L}$ یعنی ۷ و ۸ قابل حل هستند. با توجه به اینکه $\frac{rL}{V} \equiv r' = \frac{L}{R}$ و شعاع چرخش یکنواخت $\frac{r}{\beta}$ ، بنابراین $\frac{L}{R} = r'$ (نسبت عکس شعاع چرخش یکنواخت به طول کشتی)، برابر سرعت گردش بدون بعد است با حل شکل بدون بعد معادلات ۲۵ نتیجه می‌شود:

$$R = -\frac{L}{\delta_R} \left[\frac{Y_v (N'_r) - N'_v (Y'_r - \Delta')}{Y'_v N'_\delta - N'_v Y'_\delta} \right] \quad (26-6)$$

و

$$v' = -\beta = \delta_R \left[\frac{N'_\delta (Y'_r - \Delta') - Y'_\delta N'_r}{Y'_v N'_r - N'_v (Y'_r - \Delta')} \right] \quad (27-6)$$

که β و δ بر حسب رادیان و علامت مثبت R نمایانگر چرخش به سمت راست است. پس بنابر تئوری خطی مورد استفاده، شعاع چرخش یکنواخت با طول کشتی نسبت مستقیم و با زاویه سکان δ_R نسبت عکس، و زاویه β مستقیماً با δ_R متناسب است. روابط ۲۶-۶ و ۲۷-۶ در تخمین شعاعهای چرخش کشتی‌های پایدار با قطر بزرگ چرخش (در حدود چهار برابر طول کشتی) مفید هستند. آنها را می‌توان برای تخمین شعاع چرخش از درها و شعاع چرخش کشتی‌ها در زوایای مختلف سکان کمتر از زاویه ماکریم آن) مورد استفاده قرار می‌گیرند.

اکثر کشتی‌های تجاری دارای قطر چرخشی دو تا سه برابر طول کشتی در حد اکثر زاویه سکان هستند. تعداد زیادی از کشتی‌ها هم دارای قطر چرخش دو برابر طول کشتی و یا کوچکتر هستند. چنین چرخشهای تندی باعث بوجود آمدن پدیده‌های غیرخطی در چرخش می‌شوند و اعتبار معادلات بدست آمده از تئوری خطی را کاهش می‌دهند. بنابراین بررسی چرخش کشتی در این حالات نیاز به تئوری‌های دقیق‌تر و نتیجتاً محاسبات پیچیده‌تری دارد.

۴-۶-۶ رابطه بین شعاع چرخش یکنواخت و مشتقات هیدرودینامیکی

معادله ۲۶-۶ که از تئوری خطی نتیجه شده است در بررسی تأثیر تغییرات مشتقات هیدرودینامیکی در شعاع چرخش یکنواخت برای کشتی‌های پایدار، مورداستفاده قرار می‌گیرد. با تغییرات جزئی معادله ۲۶ را می‌توان به شکل زیر نوشت:

$$\frac{R}{L} = - \frac{1}{\delta_R} \left[\frac{Y'_v N'_r - N'_v (Y'_r - \Delta')}{Y'_v N'_\delta - N'_v Y'_\delta} \right] \quad (26-6)$$

واضح است که صورت کسر فوق برابر معیار پایداری در معادله ۱۴-۶ است، و در آنجا توضیح داده شد که مقدار صورت، مستقل از انتخاب محل مرکز مختصات است. اگر روابط

$$N'_\delta = (N'_\delta)_\Phi + (Y'_\delta) X'_\Phi$$

و

$$N'_v = (N'_v)_\Phi + (Y'_v) X'_\Phi$$

در مخرج کسر جایگذاری شوند نتیجه خواهد شد:

$$Y'_v (N'_\delta)_\Phi - Y'_\delta (N'_v)_\Phi$$

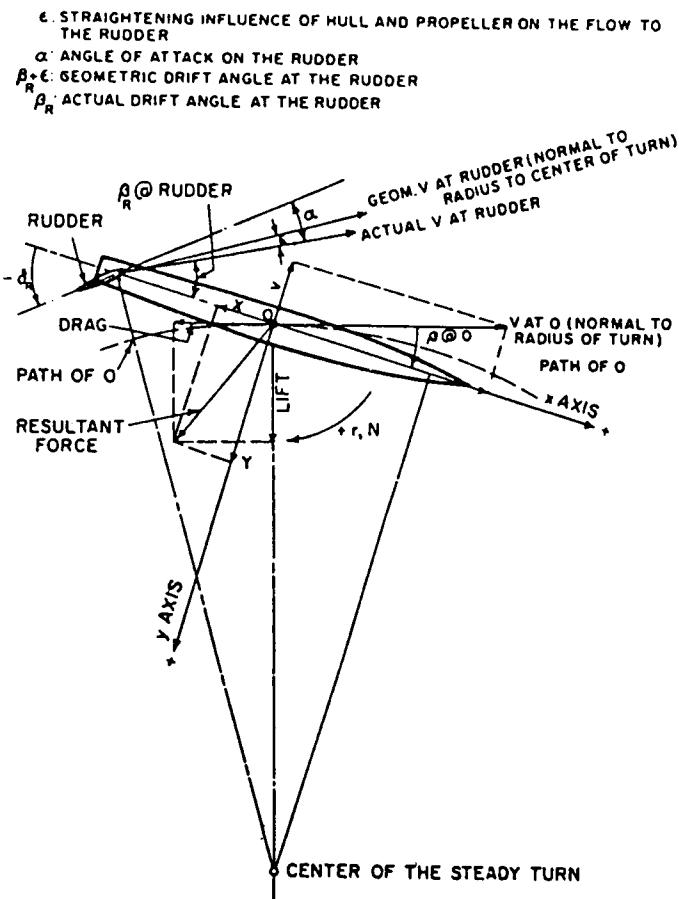
که مستقل از انتخاب مرکز مختصات است! اگر کشتی پایدار باشد صورت کسر مثبت خواهد بود و اگر کشتی ناپایدار باشد صورت کسر منفی خواهد بود. علامت مخرج کسر همیشه مثبت است، به دلایل زیر:

(الف) ۷ همیشه منفی و ۸ هم برای حالتی که سکان در عقب باشد همیشه منفی است (شکل ۲۲-۶). در شکل فوق طبق قراردادهای گفته شده منفی است. ممان ناشی از ۵ منفی، مثبت و ممان ناشی از ۶ مثبت، منفی است؛ بنابراین ۸ برای سکانهایی که در پاشنه واقع‌اند همیشه منفی خواهد بود. در شکل ۲۰-۶ نیروی ۷ بوجود آمده از ۵ منفی، نیز دارای علامت منفی است، اگر ۶ مثبت بود ۷ هم مثبت خواهد شد، بنابراین مشتق ۷ همیشه مثبت است، پس حاصلضربشان مثبت است.

(ب) ۸ همیشه مثبت و ۹ تقریباً همیشه منفی است؛ بنابراین حاصلضرب آنها منفی خواهد بود و با توجه به علامت جلوی این جمله، مقدار نهایی به صورت مثبت به جمله اول اضافه می‌گردد.

(ج) اگر ۷ مثبت باشد (بندرت چنین حالتی پیش می‌آید)، مقدار آن خیلی کوچک خواهد

بود، و کم کردن مقدار کوچک (جمله دوم مخرج) از جمله اول که مثبت و از نظر مقداری به مراتب بزرگتر است، عدد مثبتی را نتیجه می‌دهد.
بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که اگر کشتی، پایدار باشد و سکان در عقب واقع شده باشد همیشه، یک R مثبت (به سمت راست) از δ منفی ناشی می‌شود و بر عکس. ولی اگر کشتی ناپایدار باشد، صورت کسر عبارت سمت راست معادله $26.6 - \delta = R$ علامتی مشابه علامت δ خواهد داشت و از نظر فیزیکی بدین معنی است که کشتی بر عکس سکان



شکل ۲۰-۶ نمایش کشتی و سکان در چرخش یکنواخت به سمت راست

خواهد چرخید که مطابق رفتار یک کشته ناپایدار است. از آنجایی که معادله ۲۶-۶ تنهادریاره شیب منحنی R بر حسب $\delta = 0$ بحث می‌کند که یک ناحیه تعادل ناپایدار برای کشته‌های ناپایدار است و نمی‌توان از آن برای پیشگویی شعاع چرخش کشته‌های ناپایدار استفاده نمود.

برای کشته‌های پایدار معادله ۲۶-۶ در بررسی تأثیر تغییرات هر یک از مشتقات در شعاع چرخش قابل استفاده است. معادله ۲۶-۶ بیانگر این مطلب است که تأثیر تغییرات در γ بر روی R بستگی به مقدار نسبی γ/N در مقایسه با θ/N دارد. اگر θ/N دارای یک مقدار بزرگتر از γ/N باشد، افزایش γ باعث کاهش شعاع چرخش می‌گردد. از طرف دیگر، اگر مقدار γ/N بزرگتر از θ/N باشد، افزایش γ باعث افزایش شعاع چرخش می‌شود. از آنجاکه برای کشته‌های پایدار، θ/N معمولاً یک عدد خیلی منفی‌تر از θ/N است، تأثیر معمولی افزایش γ ، افزایش شعاع چرخش است. بنابراین ضمن اینکه نیروی γ مسئول شروع چرخش در جهت مورد نظر است، افزایش در مقدار γ لزوماً شعاع چرخش یکنواخت را کاهش نمی‌دهد.

تأثیر θ/N بر R بسادگی قابل پیش‌بینی است. اگر γ/N منفی باشد، افزایش در مقدار آن باعث کاهش مقدار مثبت صورت در عبارت سمت راست ۲۶-۶، و افزایش مقدار مثبت در مخرج می‌گردد، بنابراین R کاهش می‌یابد. از طرف دیگر، اگر γ/N مثبت بود، افزایش مقدار آن باعث افزایش صورت و کاهش مخرج و نهایتاً افزایش R می‌گردد.

تأثیر θ/N بر R با همان روش استدلال فوق، واضح است. بر طبق معادله ۱۸-۶، افزایش در مقدار θ/N باعث افزایش R می‌گردد در حالیکه افزایش در θ/N موجب کاهش آن می‌گردد. تأثیر دیگر مشتقات بر R ، بستگی به علامت γ/N دارد و می‌تواند از معادله ۲۶-۶ با توجه به مشخص بودن علامت دیگر مشتقات، مشخص گردد (جدول ۱-۶).

۱-۶-۵ زاویه غلتش عرضی در چرخش

اگرچه از سکان برای حرکت کشته در صفحه گردش (xy) استفاده می‌گردد، اما حرکات غلتش طولی (در صفحه xz) و غلتش عرضی (در صفحه yz) هم انجام می‌گیرد. این حرکات اضافی و بخصوص غلتش عرضی گاهی خیلی مهم هستند. مقدار زاویه غلتش عرضی که بر اثر زاویه سکان بوجود می‌آید، با درنظر گرفتن مانهای غلتش عرضی، که ناشی از نحوه قرارگرفتن عمودی نیروهای مورد بحث در قسمتهای قبل است، قابل محاسبه است. هم

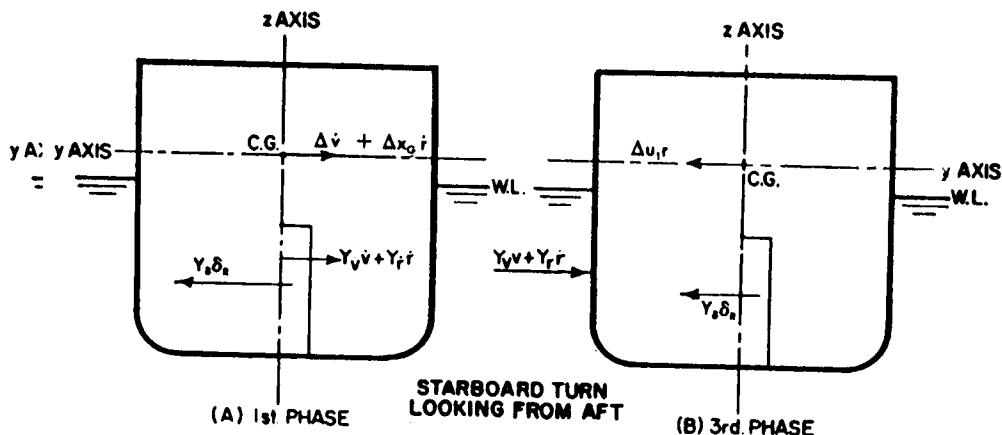
جدول ۱.۶

Derivative	Sign of the derivatives for ships
Y'_v	always negative
N'_v	always negative
N'_δ	always negative
N'_v	either positive or negative
Y'_r	either positive or negative
Y'_δ	always positive
Δ'	always positive

امتداد نبودن نیروهای عرضی فوق، علت اصلی بوجود آمدن چنین ممانتی است. در مرحله اول چرخش به سمت راست، ترتیب این نیروها در شکل ۲۱۵۶ نمایش داده شده است. جهت اکثر نیروها با توجه به معادله اول معادلات ۲۴ قابل تعیین است. اگر همه جملات به یک سمت تساوی انتقال یابند، معادله زیر حاصل می شود:

$$Y_\delta \delta_R + Y_v v + Y_r r - \Delta v = 0 \quad (21.6)$$

از آنجاکه $Y_\delta \delta_R$ همیشه مثبت و δ_R برای چرخش به سمت راست، منفی است، $Y_\delta \delta_R$ منفی



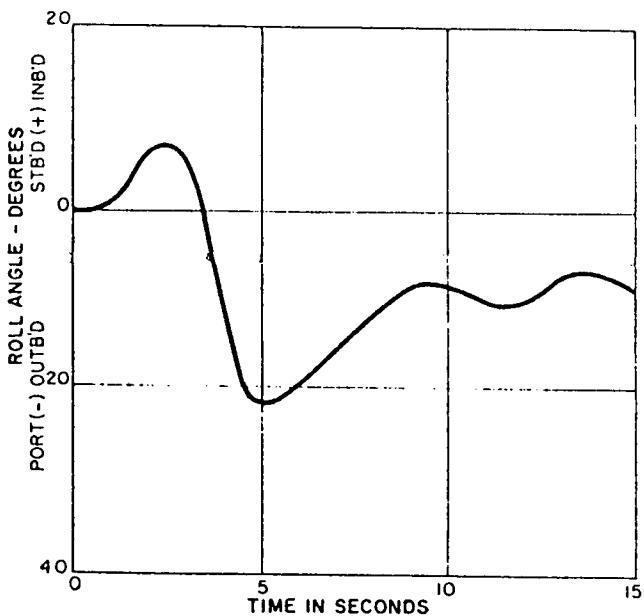
شکل ۲۱.۶ محل تأثیر نیروها در صفحه yz، در چرخش

یا به عبارت دیگر به سمت چپ خواهد بود. به خاطر این که همیشه منفی و Δ در مرحله اول چرخش به سمت راست، نیز منفی است، Δ هم مثبت (یا به سمت راست) خواهد بود. چون Δ ممکن است مثبت یا منفی باشد، علامت Δ را نمی‌توان از معادله ۲۸-۶ پیشگویی کرد. در هر صورت، Δ دارای مقدار کوچکی در مقایسه با Δ است. در نهایت از آنجاکه Δ منفی و Δ مثبت است، Δ -دارای علامت مثبت (یا به سمت راست) خواهد بود.

زاویه تقریبی غلتش عرضی ϕ ، با نوشتن معادله تعادل ممانها در صفحه yz (شکل ۲۱۵-۶) قابل محاسبه است. برای این منظور می‌توان Δ و Δ را در وسط ارتفاع آبخور فرض نمود، Δ را در وسط ارتفاع سکان و Δ و Δ را در مرکز تقل کشته تصور نمود. اگر مجموع ممانها نسبت به وسط ارتفاع آبخور برابر صفر قرارداده شود، با توجه به شکل ۲۱۵-۶ مشخص است که زاویه غلتش عرضی ϕ ، در مرحله اول چرخش به سمت راست (مثبت) خواهد بود.

نیروهای مؤثر در صفحه yz که از معادله ۲۵-۶ برای مرحله سوم چرخش به سمت راست، معین شده‌اند، در شکل ۲۱۵-۶ رسم گردیده‌اند. اگر مجموع ممانها حول مرکز ثقل کشته برابر صفر قرارداده شود، می‌توان نتیجه گرفت که ϕ به احتمال قوی به سمت چپ (منفی) خواهد بود، زیرا Δ باید خیلی بزرگتر از Δ باشد تا باعث چرخش کشته به سمت راست گردد. بنابراین بین مرحله اول و سوم چرخش، زاویه غلتش عرضی تغییر علامت می‌دهد. دیگر این زاویه غلتش عرضی بر حسب زمان برای یک کشتی که دارای زاویه غلتش عرضی بزرگتر است در شکل ۲۲-۶ نمایش داده شده است. روشن است که دامنه زاویه فوق در مرحله اول چرخش به سمت راست، کوچکتر از دامنه زاویه غلتش در مراحل بعد است. غلتش دوم در برگیرنده یک زاویه جهش^۱ است که متعلق به مقادیر محاسبه شده بر اساس شکل ۲۱۵-۶ است. در هر حال زاویه به سمت چپ، کم‌کم به مقدار محاسبه شده برای حالت نهایی چرخش یکنواخت، خواهد رسید.

در عمل، یک پدیده خطرناک، درست در زمان قبل از کامل شدن اولین زاویه بزرگ به سمت چپ، وجود دارد. این مسئله بدین طریق است که اگر سکاندار^۲ با دیدن این زاویه بزرگ غلتش، تصمیم بگیرد که سکان را به حالت اولیه برگرداند، نیروی Δ حذف شده و موجب بدتر شدن وضعیت می‌گردد. تنها عمل مطمئن در این وضعیت این است که فوراً ولی



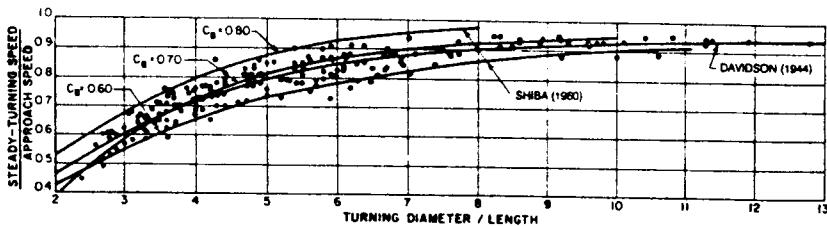
شکل ۲۲.۶ تغییرات زاویه غلتش عرضی برای چرخش به راست

به آرامی، زاویه سکان را کم و همزمان سرعت را خیلی سریع کاهش داد.

۲-۶-۶ کاهش سرعت در چرخش

کاهش سرعت در چرخش، به مقدار زیادی وابسته به اندازه دایره چرخش است. شکل ۲۳، ارتباط عملی بین نسبت سرعت چرخش یکنواخت به سرعت اولیه و قطر چرخش به طول کشتی را نشان می‌دهد. روابط فوق به وسیله دیویدسن^۱ بر اساس نتایج بدست آمده از آزمایشات تعداد زیادی کشتی و مدل تهیه شده‌اند. تفاوت میان کشتی‌ها و مدل در چرخش، که توسط دیویدسن در نظر گرفته نشده بودند، در سال ۱۹۶۰ توسط شیبا^۲ مورد بررسی قرار گرفت که نتایج آن در شکل ۲۳ نشان داده شده است.

علیرغم افت زیاد سرعت در چرخش‌های تندر، دیویدسن نشان داد که با کاهش قطر تاکتیکی تا دو برابر طول کشتی یا کمتر، کیفیت چرخش بهبود خواهد یافت. برای مثال، شکل ۲۴-۶ نشان می‌دهد که یک کشتی به طول ۱۲۲ متر و سرعت ۲۰ گره که دارای $\frac{TD}{L} = \frac{1}{4}$ است، قادر است مسیر خود را در تقریباً $\frac{3}{4}$ ۱ دقیقه، ۱۸۰ درجه تغییر دهد و به سرعتی در



شکل ۲۳-۶ کاهش سرعت کشی در هنگام چرخش

حدود سرعت اولیه برسد. از طرف دیگر همان کشی با $\frac{TD}{L}$ نیاز به $\frac{1}{2}$ دقیقه زمان دارد، و نیز محدوده بیشتری برای مانور آن لازم است.

سرعتی که در محاسبه زاویه غلتش برای مرحله آخر چرخش با توجه به شکل ۲۱۵-۶ مورد استفاده قرار می‌گیرد، با پیستی سرعت کاهش یافته باشد که با توجه به شکل ۲۳-۶ بدست می‌آید.

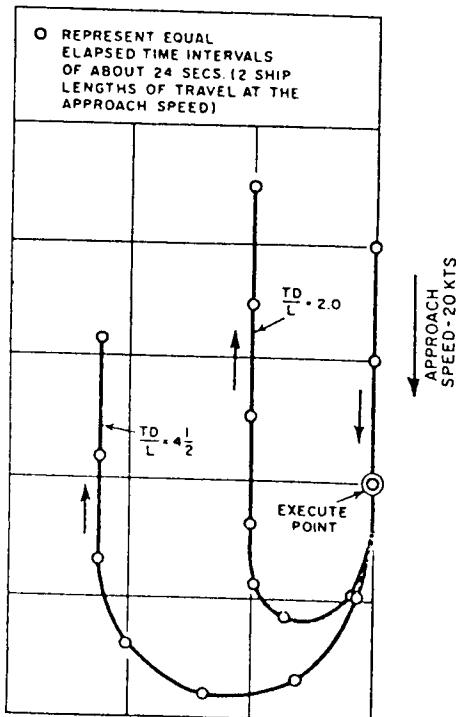
چرخش گذرا و مانورهای پیچیده با استفاده از تئوری خطی قابل بررسی نیستند و با پیستی تئوری غیرخطی، همراه با تست مدل‌های دقیق در حوض آزمایش و یا تست مدل‌های آزاد که از راه دور کنترل می‌شوند، مورد استفاده قرار گیرد.

۷-۶ تأثیرات متقابل

هنگامی که کشی به جسم دیگری (کشی یا دیواره ساحلی) که در آب قراردارد نزدیک می‌شود، تغییراتی در وضعیت فشار بین این دو ایجاد می‌گردد. چنین تأثیر هیدرودینامیکی می‌تواند سبب نزدیک شدن بیش از حد دوکشی به یکدیگر شده و باعث تصادم آنها گردد، یا ممکن است با نزدیک شدن اجباری کشی به ساحلی که موازی مسیر حرکتش است، با آن برخورد کند.

آب کم عمق نیز موجب تغییر فشار هیدرودینامیکی در اطراف بدنه کشی شده و می‌تواند تأثیرات قابل ملاحظه‌ای در مانور کشی داشته باشد. این امر باعث کشیده شدن بیشتر بدنه کشی بداخل آب می‌شود. به این پدیده squat می‌گویند، که باعث تغییر ترمیم کشی نیز می‌گردد. تأثیر نهایی کلیه این عوامل را برای یک شناور که در آب کم عمق حرکت

می‌کند، می‌توان بیشتر از ۱۰٪ افزایش آبخور در نظر گرفت.



شکل ۲۴.۶ مقایسه حرکت کشتی برای یک دور ۱۸۰ درجه



امواج

Waves

هنگامی که حرکت امواج را مطالعه می‌کنیم، مشاهده می‌شود که ذرات آب، درون موج، دارای حرکت انتقالی بسیار کوچکی هستند و می‌توان نتیجه گرفت که حرکت آنها را ممکن است از نوع نوسان خطی عمودی در نظر گرفت و یا مسیر آنها را مسیری نزدیک به یک دایره یا یک بیضی فرض نمود. اولین فرضیه چندان واقعی بنظر نمی‌رسد زیرا در اینصورت دارای مناطق فشار پایین و فشار بالا، به ترتیب در زیر تاج موج^۱ و قعر موج^۲ خواهیم بود. نظریه احتمالی بعدی عبارتست از اینکه ذرات در مسیری دایره‌ای یا بیضوی شکل می‌چرخند، بطوریکه صفحه این چرخش عمود بر خط تاجهای موج است. باید مذکور شد که ذرات آب دقیقاً یک مسیر دایره‌ای را طی نمی‌کنند، بلکه در هر دور گردش مقداری جابجاشی در جهت انتشار موج خواهند داشت. این جابجاشی بسیار کوچک بوده و مقدار آن برابر است با:

$$Displacement = \frac{\pi^2 \xi_w^2}{L_w} \quad (1-7)$$

در حالی که ξ_w عبارتست از طول موج^۳ و L_w ارتفاع یک موج^۴ است است. تا چندی قبل تئوری موج تروکوئیدال^۵ که توسط Gerstner توسعه یافته است، مورد استفاده قرار می‌گرفت. شکل کلی حرکت موج تروکوئیدال در شکل ۱-۷ نمایش داده شده است. ذرات آب، که در وضعیت آرام اولیه روی خطوطی افقی قرار داشتند، روی سطوحی

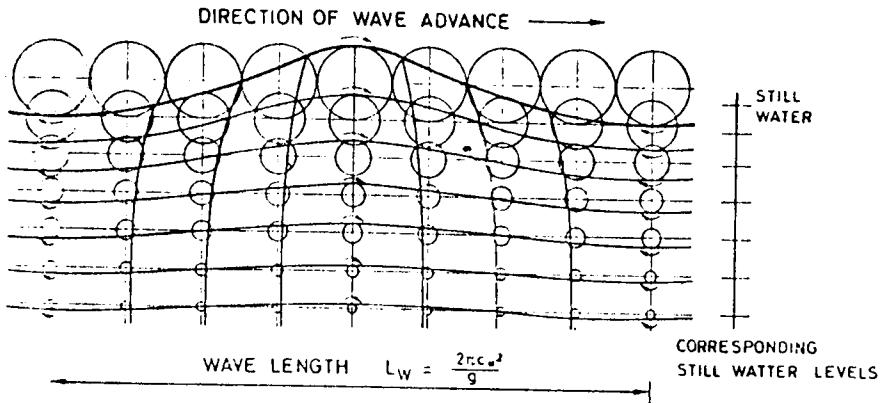
1- Wave Crest

2- Wave Hollow

3- Wave Length

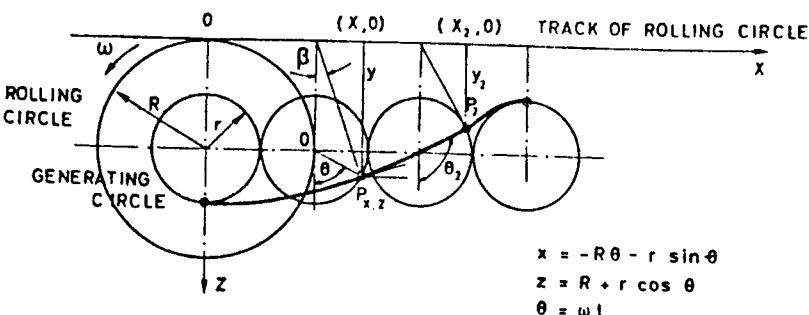
4- Wave Height

5- Trochoidal Wave Theory



شکل ۱-۷ حرکت موج تروکوئیدال

موجدار واقع می‌شوند، ضمن اینکه، ذراتی که روی یک راستای عمودی واقع‌اند طوری به طرفین در نوسان‌اند که در راتج موج‌ها بهم نزدیک و در قعر موج‌ها از هم دور خواهند شد. قسمتی از یک تروکوئید در شکل ۲-۷ نشان داده شده است. این منحنی عبارتست از مکان هندسی نقطه‌ای بفاصله از مرکز دایره‌ای به شعاع R ، در حالیکه این دایره در راستای افقی بغلطد. در شکل ۲-۷ معادله موج تروکوئیدال نیز آورده شده است. تروکوئید از نقطه نظر هندسی شکل مناسبی است، اما از نظر پاسخگویی دقیق به الزامات



شکل ۲-۷ هندسه یک تروکوئید

هیدرودینامیکی ضعیف است. راه حل مناسبتر این است که ساده‌ترین شکل موج، یعنی موج سینوسی یا کسینوسی، را انتخاب کنیم. و سپس فرض کنیم که سایر اشکال موج، از طریق انطباق و رویهم قرار گرفتن موجهای سینوسی تشکیل می‌شوند.

به منظور تشریح پدیده موج، لازم است که چندین عبارت را تعریف نمود. برای یک موج ساده که در امتداد محور x حرکت می‌کند، می‌توان تعاریف زیر را بیان کرد:

« λ طول موج است، که فاصله افقی بین دو تاج موج یا دو قعر موج را در جهت انتشار موج نشان می‌دهد.

T پریود موج است، که فاصله زمانی بین گذر دو تاج موج متوالی، از یک نقطه ثابت را بیان می‌کند.

C_w سرعت انتشار موج^۱ است، که سرعت تغییر فاز یک موج در آب عمیق را بیان می‌کند.

ζ ارتفاع موج است، که عبارتست از فاصله عمودی بین تاج موج و قعر موج، یا به عبارتی، دو برابر دامنه یک موج هارمونیک.

A دامنه موج است، که عبارتست از شعاع مدار یک ذره موج، مساوی با نصف ارتفاع موج.

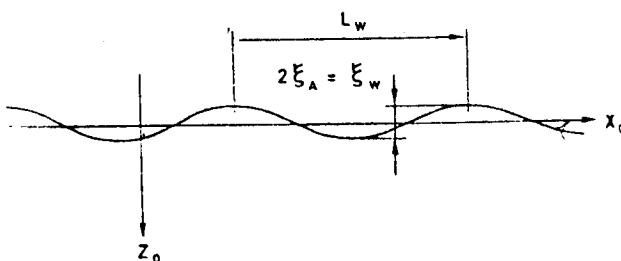
f فرکانس است، که برابر است با عکس پریود موج ($\frac{1}{T}$).

ω سرعت دورانی و برابر $\frac{2\pi}{T}$ است.

نسبت تندی^۲ بیانگر نسبت ارتفاع موج به طول موج است.

مکان و موقعیت سطح یک موج سینوسی (ζ) را می‌توان چنین نمایش داد:

$$\zeta = \zeta_A \cos(Kx - \omega T) \quad (2-7)$$



شکل ۳-۷ مفهوم طول موج و ارتفاع موج برای یک موج ساده

در حالی که K عدد موج^۱ است:

$$K = \frac{2\pi}{L_w} \quad (3-V)$$

x موقعیت روی محور x ها و t زمان را بیان می‌کنند. معادله ۲-۷ موجی را که حرکتش در جهت مثبت محور x هاست نشان می‌دهد.

بین پارامترهایی که بیان شد روابط زیر را می‌توان نوشت:

$$L_w = 2\pi \frac{C_w^2}{g} \sim 6.641 C_w \quad (4-V)$$

سپر حسب متر، g شتاب ثقل (9.81 m/s^2) و C_w بر حسب m/s . بعلاوه برای موج تروکوئید:

$$L_w = 2\pi R \quad (5-V)$$

در حالیکه R شعاع دایره غلتش است.
برای سرعت موج رابطه زیر را می‌توان نوشت:

$$C_w = \frac{L_w}{T} = \sqrt{\frac{gL_w}{2\pi}} \sim 1.25 \sqrt{L_w} \quad (6-V)$$

برای پریود موج:

$$T = \frac{L_w}{C_w} = 2\pi \frac{C_w}{g} = \sqrt{\frac{2\pi L_w}{g}} \quad (7-V)$$

برای فرکانس موج:

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = \frac{g}{C_w} \quad (8-V)$$

سرعت هر ذره (در موج تروکوئیدال):

$$C = r\omega = \frac{rg}{C_w} \quad (9-V)$$

در حالیکه، r عبارتست از شعاع مدار یا شعاع دایره تولیدکننده موج. در سطح آب ساکن، این

		λ	T	c_w	ω	χ
WAVELENGTH	$L_w = \lambda$	$c_w T$	1	$\frac{g T^2}{2\pi}$	$\frac{2\pi c_w^2}{g}$	$\frac{2\pi g}{\omega^2}$
WAVE PERIOD	T	$\frac{\lambda}{c_w}$	$\sqrt{\frac{2\pi\lambda}{g}}$	1	$\frac{2\pi c_w}{g}$	$\frac{2\pi}{\omega}$
WAVE SPEED	c_w	$\frac{\lambda}{T}$	$\sqrt{\frac{g\lambda}{2\pi}}$	$\frac{gT}{2\pi}$	1	$\frac{g}{\omega}$
CIRCULAR FREQUENCY	ω	χc_w	$\sqrt{\frac{2\pi g}{\lambda}}$	$\frac{2\pi}{T}$	$\frac{g}{c_w}$	$\sqrt{g\chi}$
WAVE NUMBER	χ	$\frac{\omega}{c_w}$	$\frac{2\pi}{\lambda}$	$\frac{4\pi^2}{g T^2}$	$\frac{g}{c_w^2}$	$\frac{\omega^2}{g}$

شکل ۷-۴ ارتباط بین مشخصه‌های موج

شعاع (r_0) عبارتست از:

$$r_0 = \xi_A \quad \text{یا} \quad 2r_0 = \xi_w \quad (10-V)$$

در عمق z زیر سطح آب، برای موج تروکوئیدال:

$$r = r_0 e^{-2\pi z/Lw} = r_0 e^{-zg/c_w^2} \quad (11-V)$$

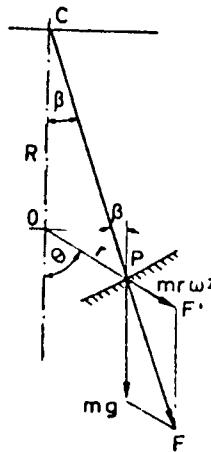
انرژی E در موج تروکوئیدال را می‌توان چنین نوشت:

$$E = \frac{1}{8} \rho L_w \xi_w^2 \left(1 - \frac{r_0^2}{2R^2} \right) \quad (12-V)$$

چون $R/r_0 = 10^2$ است، از $1 - \frac{r_0^2}{2R^2} \approx 1$ می‌توان صرفنظر کرد، بنابراین در واحد عرض خواهیم داشت:

$$E \approx 1/8 \rho L_w \xi_w^2 \quad (13-V)$$

رابطه بین L_w و C_w و بین L_w و T را می‌توان بطريق زیر مشخص نمود. شکل ۷-۷ نشان‌دهنده نیروهای وارد بر یک ذره آب در موج تروکوئیدال است. نیروی نقل mg و نیروی گریز از مرکز $m\omega^2 r$ بر ذره آب در نقطه P اثر می‌کند (m جرم ذره آب است). نیروی برآیند، بر



شکل ۵-۷ نیروهای وارد بر یک ذره در موج تروکوئیدال

موج تروکوئیدال عمود است و زوایای OCP و $F'FP$ مساویند. پس:

$$\frac{mg}{R} = \frac{mr\omega^2}{r} \quad (14-7)$$

با استفاده از این رابطه و با داشتن:

$$\omega = \frac{2\pi}{T}, \quad L_w = 2\pi R, \quad C_w = R\omega, \quad \omega^2 = \frac{g}{R}, \quad \frac{4\pi^2}{T^2} = \frac{g2\pi}{L_w}$$

خواهیم داشت:

$$T = \sqrt{\frac{2\pi L_w}{g}} \quad (15-7)$$

$$C_w = \sqrt{\frac{gL_w}{2}} \quad (16-8)$$

اگر تعداد زیادی موجهای سینوسی منظم که دارای طول موجهای مختلف باشند، روی یکدیگر قرار گرفته و برهم منطبق شوند، یک موج نامنظم می‌توان بدست آورد. معادله سطح موج را می‌توان بصورت زیر نمایش داد:

$$\xi = \sum_{n=1}^K \xi_{An} \cos (K_n x - \omega_n t + \varepsilon_n) \quad (17-7)$$

در حالیکه هر مؤلفه دارای اختلاف فاز ε_n است. ε_n بیان کننده اختلاف فاز بین موجهای مختلف در زمان $t=0$ و موقعیت $x=0$ است.



حرکات کشتی در دریا

Ship Motions and Seakeeping

۱- درجات آزادی^۱

کشتی به عنوان یک جسم صلب، دارای شش درجه آزادی است. این درجات آزادی در شکل ۱-۸ نشان داده شده‌اند. این حرکات، عبارتند از اختلالات و حرکاتی دینامیکی که نسبت به یک شرایط متوسط پدید آمده و در برگیرندهٔ حرکات ناشی از جابجایی‌های هیدررواستاتیکی مانند غلتش و تریم نمی‌گردد. در آب ساکن و در یک مسیر مستقیم، کلیه اختلالات دینامیکی فوق از جمله حرکت طولی^۲، صفر هستند. در دریاکه علاوه بر موج ایجاد شده توسط حرکت پیشروی کشتی^۳، خودش دارای امواجی است، کلیه حرکات فوق تقریباً وجود دارند. در شرایطی خاص که امواج کاملاً از مقابل^۴ و یا کاملاً از پشت^۵ به کشتی برخورد می‌کنند، کشتی دارای حرکت قائم^۶، حرکت غلتش طولی^۷ و حرکت طولی^۸ است، اما حرکت عرضی^۹، حرکت غلتش عرضی^{۱۰} و حرکت گردشی^{۱۱} صفر خواهند بود. در شرایطی که امواج کاملاً از عرض^{۱۲} به کشتی برخورد می‌کند، کشتی فقط داری حرکت قائم، حرکت عرضی و حرکت غلتش عرضی خواهد بود.

1- Degrees of Freedom

4- Head Sea

7- Pitch

10- Roll

2- Surge

5- Stern Sea

8- Sway

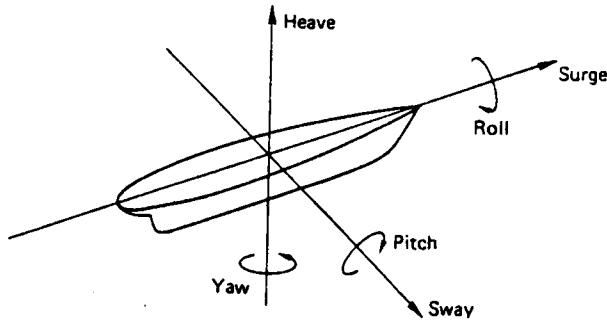
11- Yaw

3- Ship Wave Pattern

6- Heave

9- Sway

12- Beam Sea



شکل ۱.۸ شش درجه آزادی حرکت کشتی

۱-۸ حرکات کشتی در دریا (Seakeeping)

لختی است که برای بیان درجه اینمنی، اطمینان و راحتی کشتی در امواج دریا از آن استفاده می‌شود. و عمده‌تاً مربوط به حرکاتی می‌شود که خارج از صفحه افق هستند، یعنی حرکت قائم، غلتتش طولی و غلتتش عرضی. تأثیر متقابل و فصل مشترک حرکات کشتی در دریا و مانور کشتی از طریق غلتتش عرضی و حرکت گردشی برقرار است که در موقعی که موج از پشت به کشتی برخورد می‌کند، از اهمیت زیادی برخوردار است.

در طراحی کشتی، پیش‌بینی و کاستن از مقدار حرکت قائم، غلتتش طولی و غلتتش عرضی از اهمیت زیادی برخوردار است. دامنه‌های بزرگ در این موارد دارای اثرات مخربی است. از جمله عدم آسایش و درنتیجه کم شدن راندمان عملکرد کارکنان، بیماری دریا^۱ در بین مسافران، و صدمات احتمالی افراد و تجهیزات، که همگی ناشی از شتاب بالایی است که ایجاد می‌شود. در این بین غلتتش عرضی بسیار شدید، می‌تواند موجب پرشدن آب در قسمتهایی از کشتی، جابجایی بار و حتی ممکن است باعث واژگونی کشتی شود. اثرات مستقیم دیگر این حرکات، کاهش سرعت کشتی، پرشدن آب روی دک اصلی و ضربات ناشی از برخورد کف کشتی به آب است.

پرشدن سطح دک از آب^۲، هنگامی اتفاق می‌افتد که دماغه کشتی در آب فرو رود، که این

باعث پاشیده شدن و پرشدن آب بر روی سطح جلوی دک اصلی می‌شود. ضرباتی که بر کیل وارد می‌شود ناشی از داخل و خارج شدن کیل در آب با سرعت زیاد است، بطوریکه ضربات بسیار شدیدی بر کف کشته وارد می‌شود که به آن اسلمینگ^۱ گفته می‌شود. این ضربات می‌توانند باعث ارتعاش همه بدن کشته و صدمه دیدن موضعی ورقه‌ای بدن گردند. یک نوع دیگر، ضرباتی است که به بدن‌هایی که دارای انحنای به سمت بیرون هستند وارد می‌شود (Flare Slamping). این نوع، موقعی اتفاق می‌افتد که سینه کشته به سمت پایین و داخل یک موج حرکت می‌کند و باعث پاشیده شدن آب به اطراف می‌گردد. این حالت کم خطرتر از ضرباتی است که به کف کشته برخورد می‌کند.

✓ برخورد امواج به بدن، شتاب ناشی از حرکت کشته، ضربات آب بر روی دک و ضربات آب بر بدن و کف کشته همگی بارها و نیروهایی هستند که بر استراکچر وارد می‌شوند. در حقیقت نیروهای برشی و ممانهای خمی که بر اثر این نیروها بوجود می‌آیند، باعث تغییر شکل بدن کشته می‌شوند؛ در نتیجه، فرض اولیه ما مبنی بر صلب بودن بدن کشته دیگر پایدار نخواهد بود. بدن کشته به تنها ای دارای تعدادی درجه آزادی یا مُد تغییر شکل^۲ است که با مُد جسم صلب تأثیر متقابل دارد. در عمل، این تأثیر متقابل، برای محاسبات حرکت کشته اهمیتی ندارد، زیرا فرکانس‌های طبیعی حرکات کشته (Seakeeping) و مُدهای تغییر شکل بدن خیلی تفاوت دارند. در هر حال تأثیر اینها برای استراکچرهایی که دارای هندسه‌ای غیرمعمول، یا دارای قابلیت انعطاف پیشتری نسبت به کشته‌های معمولی باشند، مهم است.

۲-۸ غلتش عرضی^۳

حرکت غلتشی عرضی را می‌توان بطور مجزا و تنها بررسی کرد (برخلاف حرکت قائم و غلتش طولی که باید با یکدیگر بررسی گردند)، یعنی بصورت یک سیستم دینامیکی با یک درجه آزادی. برای زوایای کوچک غلتش، تئوری ساده و نسبتاً دقیق وجود دارد که پریود غلتش عرضی را با دقت کافی می‌دهد:

$$T_{\phi} = \frac{2\pi k}{\sqrt{gGM}} \quad (1-8)$$

در حالیکه k شعاع ژراسیون کشته و GM شعاع متسانتریک عرض کشته است. پریود

معمول برای اغلب کشتی‌های بین ۸ تا ۱۴ ثانیه واقع می‌شود، کشتی هر چه بزرگتر باشد معمولاً دارای پریود بیشتری است. ترجیحاً باید از پریود غلتش بین ۶ تا ۶ ثانیه پرهیز نمود، زیرا انسان در این موقعیت آمادگی بیشتری برای بیماری دریا^۱ دارد.

در زوایای بزرگ غلتش، تأثیرات غیرخطی مهم بوده و در نتیجه تئوریهای غیرخطی مورد نیاز خواهند بود. یکی از موضوعات اصلی، محاسبه مقدار میرانی^۲ است که در غلتش، مقدار آن خیلی کم است و به همین خاطر است که حرکت غلتش نسبت به حرکات دیگر، بزرگتر بوده و همیشه در فرکانس طبیعی غلتش (و یا نزدیک به آن) پدید می‌آید. مشکل محاسبه مقدار میرانی، باعث عدم دقت در محاسبه مقدار دامنه غلتش که بر اثر موج پدید می‌آید، خواهد شد.

دامنه غلتش را می‌توان به مقدار زیادی با نصب بیلچ کیل^۳ یا استفاده از سیستم‌های تعادلی فعال و غیرفعال ضدغلتش^۴ کاهش داد.

اخیراً در بکارگیری ایروفویلهای دریابی^۵ و کمک آن به سیستم رانش، کارهای جالبی انجام شده است. این سیستم می‌تواند حرکت کشتی را در امواج تعدیل کرده، همچنین باعث کاهش مقاومت و بدنبال آن کاهش مقدار رانش^۶ لازم، گردد.

۱-۲-۸ ناپایداری دینامیکی و واژگونی^۷

محاسبه دامنه غلتش در زوایای بزرگ، جهت پیش‌بینی شرایط واژگونی در دریای ناآرام مساله بسیار مهمی است. در این مورد هیچ روش قانع‌کننده‌ثوریک که برای طراحی مناسب باشد، وجود ندارد. به همین دلیل است که معیارها و استانداردهای پایداری^۸ هنوز هم براساس منحنی GZ قرار دارد. می‌توان تست مدل انجام داد، اگر چه حتی در آن شرایط نیز تعیین شرایط بحرانی در دریای واقعی مشکل است. شکل مخصوصی از ناپایداری، در شرایط نزدیک به، موج از مقابل یا موج از پشت، وقتیکه طول موج مساوی طول کشتی باشد، می‌تواند اتفاق بیفتد، که به آن رزنانس پارامتری^۹ می‌گویند. این پدیده در نتیجه تغییر GM، هنگامیکه موج در جهت و یا خلاف جهت حرکت است، بوجود می‌آید. اگر پریود موج

1- Seasickness

2- Damping

3- Bilge Keel

4- Passive and Active Stabilizing Systems

5- Marine Aerofoil

6- Thrust

7- Dynamic Instability and Capsize

8- Stability Criteria

9- Parametric Resonance

برخورد شده با کشته (و در نتیجه پریود تغییر GM) تقریباً نصف پریود طبیعی کشته هنگام غلتش عرضی باشد، یک رزنانس پدید می‌آید. در یک غلتش عرضی هر چند کوچک، برخورد هر یک موج (که کاملاً از مقابل یا کاملاً از پشت نباشد) می‌تواند باعث افزایش فزاینده دامنه غلتش عرضی گردد، که می‌تواند زوایای خیلی بزرگ غلتش را باعث شود. این شرایط هنگام موج از پشت تقریباً خطرناکترین وضعیت است، یعنی هنگامی که رزنانس پارامتری از طریق تمایل کشته به حرکت گردشی (بر اثر حرکت طولی بطرف پایین هر موج)، بدتر می‌گردد. اگر سرعت حرکت طولی با سرعت موج مساوی باشد، پدیده Broaching اتفاق می‌افتد. در این وضعیت زاویه گردش (yaw)، بدن بال غلتش کشته به طرف دیگر، به سرعت افزایش می‌یابد. در شرایط خیلی بحرانی، این وضعیت می‌تواند باعث قرارگرفتن لبه‌های دک کشته در آب شده، که نهایتاً سبب واژگونی کشته می‌گردد.

۳-۸ حرکت قائم و غلتش طولی^۱

میرانی در حرکت قائم و غلتش طولی بسیار بیشتر از حالت غلتش عرضی است. بعلاوه، سختی بدنه^۲ (تحت تأثیر TPI در حرکت قائم و GM_L در غلتش طولی) بسیار بیشتر از سختی بدنه در غلتش عرضی (تحت تأثیر GM_T در غلتش عرضی) است. بنابراین دامنه‌های حرکت قائم و غلتش طولی کمتر بوده و بعید است که تأثیر مستقیم روی سلامتی و ایمنی کشته داشته باشند. در هر صورت تأثیرات غیر مستقیم اینها می‌تواند بطور جدی مطرح باشد.

برای سیستم محورهای نشان داده شده در شکل ۲-۸، معادلات ماتریسی حرکت برای حرکت قائم خالص و غلتش طولی خالص در امواج سینوسی را می‌توان به شکل زیر در نظر گرفت:

$$\begin{bmatrix} (M+M_A) & d \\ D & I+A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b & e \\ E & B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c & g \\ G & C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ \theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_0 \\ M_0 \end{bmatrix} e^{i\omega t} \quad (2-8)$$

در حالی که M جرم کشته، A اینترسی جرم کشته در هنگام غلتش طولی حول محور افقی عرضی (OY) در شکل ۲-۸، مبدأ O معمولاً در مرکز نقل کشته گرفته می‌شود، M_A

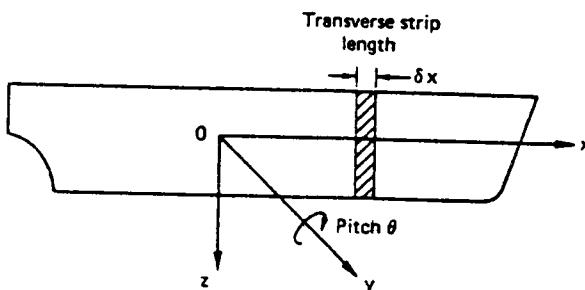
تأثیر اینرسی مایع، در هنگام غلتش طولی است که جرم اضافی^۱ نامیده می‌شود و A ممان ناشی از آن، که آنرا ممان اضافی^۲ می‌نامند. ضرایب b ، e ، b و E مربوط به میرانی مایع و C ، G و C مربوط به سختی مایع^۳ در حرکت قائم و غلتش طولی و F و M دامنه‌های مربوط به نیروهای سیال و ممانهای وارد بر کشتی (بخاطر وجود حرکت نسبی بین کشتی و موج) هستند. ω فرکانس موج برخورد شده^۴ است. در کشتی با سرعت صفر، این فرکانس مساوی سرعت موج ω است. در یک کشتی با سرعت U ، فرکانس برخورد در آب عمیق چنین است:

$$\omega_0 = \omega - \frac{U\omega^2}{g} \cos\chi \quad (3-8)$$

در حالیکه χ زاویه بین حهت حرکت موج و جهت جلو روی کشتی است (U ، ω و g باید در یک سیستم واحد باشند). بنابراین در شرایط موج از جلو $180^\circ = \chi$ خواهیم داشت:

$$\omega_0 = \omega + \frac{U\omega^2}{g} \quad (4-8)$$

در اینجا منسئله این است که چگونه پارامترهای مربوط به سیال در معادله (۲-۸) محاسبه شوند تا بتوان دامنه‌های حرکت قائم و غلتش طولی را معلوم نمود. دو روش ثوری وجود دارد. دقیقتر از همه اینست که با منسئله بصورت سه بعدی برخورد نمود (با استفاده از



شکل ۲.۸ نمودار ساده روش نواری در حرکت قائم و غلتش طولی

1- Added Mass

2- Added Moment

3- Fluid Stiffness

4- Encounter wave

ثوری انکسار سه بعدی^۱ و روش انتگرال مرزی^۲). البته ثوری انکسار برای یک کشی در حال حرکت بسیار پیچیده بوده و استفاده از آن معمول نیست.

روش دیگر اینست که مسئله را با تقریب، بصورت دو بعدی در آورد. معمول‌ترین روشی که در این مورد استفاده می‌شود، ثوری نواری است.

۱-۳-۸ ثوری نواری^۳

فرض می‌کنیم که بدنه کشی را به نوارهایی عرضی، باریک و عمودی تقسیم کرده باشیم، همانطور که در شکل ۲-۸ مشاهده می‌شود. این روش براساس محاسبه عکس العمل خطی^۴ هر نوار به یک موج سینوسی، به ارتفاع واحد که با بدنه تماس پیدا می‌کند قرار دارد، با رعایت شرایط سازگاری برای همه نوارها. همچنین فرض می‌شود که بدنه صلب باشد، اگرچه جدیدآ روش‌های مخصوصی که می‌تواند خاصیت انعطاف‌پذیری^۵ بدنه را هم منظور نماید، بکار گرفته شده است. خطی بودن نیز با این فرض انجام گرفته که هر واکنشی متناسب با ارتفاع موج باشد.

فرضیات اساسی دیگر عبارتند از اینکه عرض و ارتفاع آبخور نسبت به طول کشی کوچکند و جریان سیال در اطراف هر نوار دو بعدی است. این فرضیات اجازه می‌دهند که با صرف نظر کردن از تأثیر متقابل بین نوارهای مجاور، مسئله را بسیار ساده نمود. همچنین طول موج در مقایسه با طول کشی کوچک بوده و در نتیجه تأثیر متقابل بین سینه و پاشنه قابل صرف نظر کردن است. این فرضیات اگرچه ممکن است خیلی صحیح بنظر نرسند اما به علت اینکه روش ساده‌ای است و با تابع آزمایشات تجربی به حد کافی مطابقت می‌کند، پذیرفته شده است، مگر در شرایط دریای نا آرام.

برای ثوری نواری فرمولهای مختلفی ارائه گردیده است. این فرمولها از نقطه نظر نحوه نگرش به جزئیات مربوط به جریان هیدرودینامیکی تفاوت دارند. اساس استفاده از ثوری نواری، بر این فرض استوار است که بار واردۀ از سیال به یک نوار (واقع در موقعیت طولی X) تابعی است از جابجایی عمودی نسبی نوار:

$$z_r(x, t) = z(x, t) - \xi(x, t) \quad (5-8)$$

1- Three Dimensional Diffraction Theory

2- Boundary Integral Method

4- Linear Response

3- Strip Theory

5- Flexibility

بطوریکه z عبارتست از جابجایی عمودی مطلق نوار و \dot{z} ارتفاع موج در محل x . بار واردہ از سیال به سه گروه تقسیم شده، جرم اضافی سیال^۱، میرانی سیال^۲، و سختی سیال^۳. جرم اضافی و میرانی تابعی از سطح مقطع نوار در زیر آب، فرکанс موج برخورد شده و جابجایی نسبی z_r است. روش محاسبه بستگی به نوع تثویر نواری که استفاده می‌شود دارد. بسادگی فهمیده می‌شود که سختی سیال عبارتست از شناوری^۴:

$$\rho g B(x) z_r(x,t) \quad (6-8)$$

در حالی که ρ دانسته آب و $B(x)$ عرض موضعی کشتی در موقعیت x است. فرض می‌شود که کناره‌های کشتی بصورت دیواره عمودی^۵ باشند. نیروی سیال δF بر روی نوار δx برآحتی بیان می‌شود:

$$\frac{\partial F}{\partial x} = \frac{\partial J}{\partial x} + \frac{\partial K}{\partial x} \quad (7-8)$$

در حالیکه J بار واردہ از سیال بر اثر حرکت کشتی در آب ساکن و K بار واردہ از سیال بر اثر امواجی است که از کشتی بدون حرکت بگذرد. نیرو و ممان واردہ از موج بر کشتی را می‌توان بوسیله انتگرال‌گیری در امتداد طول بدنه پیدا نمود:

$$\begin{bmatrix} F(t) \\ M(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_F(t) \\ K_M(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} J_F(t) \\ J_M(t) \end{bmatrix} \quad (8-8)$$

در حالی که:

$$F(t) = \int_L \frac{\partial F(x, t)}{\partial x} \cdot dx, \quad M(t) = \int_L \frac{\partial F(x, t) \cdot x}{\partial x} \cdot dx$$

$$K_F(t) = \int_L \frac{\partial K(x, t) \cdot dx}{\partial x}, \quad J_F(t) = \int_L \frac{\partial J(x, t) \cdot dx}{\partial x} \quad (9-8)$$

و غیره.

چون $(t) = z_r(t) - x\theta$ با

ضرائبی که حالا فقط به شکل سطح مقطع نوار و فرکانس موج برخورد شده هستگی دارد. معادلات حرکت بدن را می‌توان بصورت زیر نوشت:

$$\begin{bmatrix} m\ddot{z} \\ I\ddot{\theta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} J_F(t) \\ J_M(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_F \\ K_M \end{bmatrix} e^{i\omega_0 t} \quad (10-8)$$

اگر فرض شود که حرکات، در فرکانس برخورد شده ω_0 هارمونیک باشند، می‌توان نوشت:

$$[H] \begin{bmatrix} z(t) \\ \theta(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_F \\ K_M \end{bmatrix} e^{i\omega_0 t} \quad (11-8)$$

در حالی که $[H]$ ماتریس 2×2 ضرائب است که بستگی به ω_0 و شکل سطح مقطع نوار در سمت چپ معادله ۱۰-۸ دارد. بنابراین:

$$\begin{bmatrix} z(t) \\ \theta(t) \end{bmatrix} = [H]^{-1} \begin{bmatrix} K_F \\ K_M \end{bmatrix} e^{i\omega_0 t} \quad (12-8)$$

بنابراین فازها و دامنهای حرکت قائم و غلتش طولی کشته برای یک موج مشخص و فرکانس برخورد شده ω_0 را می‌توان پیدا نمود. سرعتها و شتابها در هر نقطه‌ای در امتداد بدن کشته رانیز می‌توان پیدا کرد. به همین ترتیب، روش تئوری نواری را برای کلیه شش درجه آزادی، با افزودن معادلات مناسب حرکت برای حرکت غلتش عرضی، حرکت گردشی، حرکت عرضی و حرکت طولی می‌توان بکار برد.

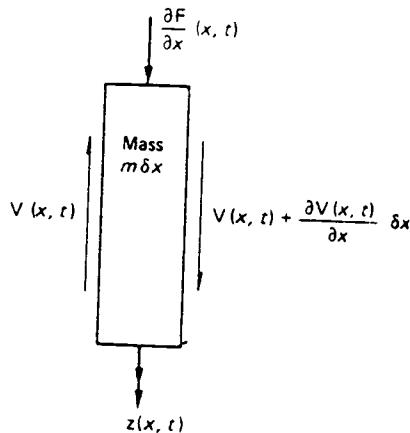
روش تئوری نواری را بسادگی برای محاسبه نیروهای برشی و ممانهای خمشی ناشی از امواج بر روی بدن نیز می‌توان بکار گرفت. با در نظر گرفتن حرکات یکسان و مشابه به تنهایی، نیروهای واردہ بر یک نوار در واحد طول در شکل ۳-۸ نشان داده شده است.

معادله حرکت نوار، نسبت به شرایط آب آرام بدین صورت است:

$$(m \delta x) \ddot{z}(x, t) = \frac{\partial V(x, t)}{\partial x} \delta x + \frac{\partial F(x, t)}{\partial x} \delta x \quad (13-8)$$

بنابراین:

$$\frac{\partial V(x, t)}{\partial x} = m\ddot{z}(x, t) - \frac{\partial F(x, t)}{\partial x} \quad (14-8)$$



شکل ۳.۸ نیروهای وارد بر یک نوار عرضی

هم $z(x, t)$ و هم $V(x, t)$ تابعی از مقادیر هارمونیک z, θ, ξ, ω_0 هستند. نیز $\frac{\partial V(x, t)}{\partial x}$ هارمونیک است.

نیروی برشی و ممان خمشی را در هر نقطه x_1 ، بوسیله انتگرال‌گیری می‌توان معلوم

نمود:

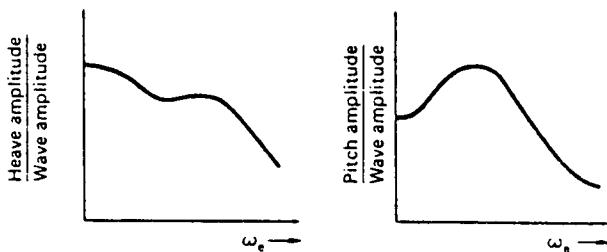
$$V(x_1) = \int_{x_1}^{L/2} \frac{\partial V(x_1, t)}{\partial x} dx, M(x_1) = \int_{x_1}^{(x-x_1)} \frac{\partial V(x, t)}{\partial x} dx \quad (15.8)$$

حتی با وجود فرضیات زیادی که در بالا توضیح داده شد، تئوری نواری برای محاسبه حرکت قائم و غلتش طولی بقدر کافی دقیق است. این تئوری برای غلتش عرضی، حرکت گردشی حرکت عرضی و حرکت طولی کمتر دقیق است. همچنین دقیق آن برای برآورد پیش‌بینی نیروی برش و ممان خمشی در دریای ناآرام کم است، که در این حالت باعث برآورده بیشتر از مقدار واقعی می‌گردد. وعلت اصلی آن فرض خطی بودن است که در امواج بزرگ صحیح نیست، یعنی جائیکه کشتی رانمی توان در جابجایی عمودی بصورت دیواره در نظر گرفت. تعداد زیادی برنامه‌های کامپیوتری تئوری نواری تهیه شده است. یکی از آنها که بیشتر مورد استفاده است و هر شش درجه آزادی را پوشش می‌دهد، برنامه خطی SCORES است.

۲-۳-۸ اپراتورهای دامنه پاسخ^۱

پاسخ حرکت قائم^۲ و حرکت غلتش طولی^۳ کشته به موج با ارتفاع واحد را می‌توان بوسیله روش‌های خطی که در بالا توضیح داده شد، پیدا نمود. سپس، پاسخ به امواج بدون نظم دریا و اتفاقی^۴، از طریق تلفیق و ترکیب خطی^۵ محاسبه می‌شود. امواج منظم مشخص، بصورت امواج سینوسی مدل، با هم جمع می‌شوند تا طیف و شکل موج دریا مورد نظر^۶، حاصل شود. پاسخ به دامنه‌های موج واحد منظم بوسیله اپراتور RAO^۷ که گاهی هم رسپتانس^۸ نامیده می‌شود، ارائه می‌گردد. یک RAO برای حرکت قائم و یک RAO برای غلتش طولی بعنوان نمونه، در شکل ۴-۸ نمایش داده شده است.

برای حرکات زاویه‌ای، مانند غلتش طولی، RAO دامنه حرکت، ممکن است از طریق بکارگیری شبیه موج^۹ بجای دامنه موج، غیرخطی گردد. در هر صورت شبیه موج با ارتفاع موج برای یک طول موج مشخص، متناسب است، که بدین ترتیب با فرضیه خطی بودن مطابقت می‌کند. به همین دلیل برای سادگی و راحتی کار، اغلب دامنه موج، مورد استفاده قرار می‌گیرد.



شکل ۴-۸ RAO‌ها برای حرکت قائم و غلتش طولی

1- Response Amplitude Operators

3- Pitch

5- Linear Superposition

7- Response Amplitude Operator

9- Wave Slope

2- Heave

4- Irregular Random Sea

6- Sea Spectrum

8- Receptance

این اپراتورها (RAO) فقط در مورد یک کشتی و یک سرعت معین بکار می‌روند. اپراتور RAO تابعی است هم از فرکانس برخورد و هم از نسبت طول موج λ به طول کشتی L . اپراتورهای RAO بعضی اوقات بر حسب L/λ با منحنی‌های مختلفی برای هر سرعت کشتی نشان داده می‌شوند.

دامنه‌های حرکت قائم و غلتش طولی کشتی، بین $\lambda/L = 0.8$ تا ۱، به ماکزیمم می‌رسد. به این وضعیت، تطابق و هماهنگی کشتی و موج^۱ گفته می‌شود، ضمن تغییر سرعت کشتی، فرکانس برخورد برای یک طول موج معین تغییر می‌کند، که در نتیجه اپراتور (RAO) مربوطه تغییر خواهد کرد. فرکانس برخورد برای حرکت قائم و حرکت غلتش طولی، در شرایطی که هم تطابق کشتی و موج وجود دارد و هم فرکانس برخورد برابر فرکانس میرایی کشتی است، دارای مقدار حداکثر خواهد بود. RAO برای هر نوع پاسخ^۲، و هر نوع حرکتی قابل مشخص شدن است. این پاسخ‌ها می‌توانند شامل موارد زیر باشند: وزن جابجایی، سرعتها و شتابها در هر نقطه روی کشتی و همچنین نیروها و ممانهای خمی.

۳-۳-۸ حرکات در امواج نامنظم

حال، طریقه محاسبه حرکت یک کشتی را در امواج نامنظم می‌توان توضیع داد. ابتدا طیف امواج دریا^۳، که حرکت را در آن باید محاسبه کنیم، مشخص می‌شود. اینکار از طریق پریود موج و ارتفاع موج مشخصه^۴، انجام می‌شود.

طیف دریا ($S(\omega)$ ، بطریقی اصلاح می‌شود تا طیف برخورد^۵ $S(\omega_e)$ ، برای سرعت کشتی و جهت آن بدست آید، که بوسیله رابطه انرژی معادل^۶ نشان داده می‌شود:

$$S_\zeta(\omega_e) \cdot d\omega_e = S_\zeta(\omega) \cdot d\omega \quad (16-8)$$

و یا

$$S_\zeta(\omega_e) = S_\zeta(\omega) \left(\frac{d\omega_e}{d\omega} \right)^{-1} \quad (17-8)$$

با توجه به معادله (۳-۸)، $S_\zeta(\omega_e)$ را می‌توان با ضرب کردن مقادیر $(16-8)$ در مقدار زیر

1- Ship-Wave Matching 2- Response
4- Significant Wave Height
6- Energy Equivalence

3- Sea Spectrum
5- Encounter spectrum

بدست آورده:

$$(1 - 2 \frac{U_w}{g} \cos \chi)^{-1}$$

در حالی که U سرعت کشته، ω فرکانس موج و χ زاویه بین جهت حرکت امواج و جهت کشته است، U و ω در یک سیستم آزاد هستند (m/s ، rad/s) و χ (m/s^2). مقادیر محور افقی (ω_0) بوسیله معادله ۳-۸ داده شده، یعنی:

$$\omega_0 = \omega \left(1 - \frac{U_w}{g} \cos \chi\right) \quad (18-8)$$

RAO مربوط به هر حرکت، برای کلیه طول موجها در سرعت مورد نظر کشته و با توجه به جهت آن کشته، پیدا می شود. اینکار را می توان از طریق تئوری، همانطور که در بالا توضیح داده شد، و یا بطريق آزمایش مدل که در پایین توضیح داده می شود، انجام داد. منحنی طیف انرژی ($S_M(\omega_0)$) حرکت مربوطه، بوسیله ضرب کردن طیف موج برخورده شده در مرتع RAO بدست می آید:

$$S_M(\omega_0) = S_{\zeta}(\omega_0) [RAO(\omega_0)]^2 \quad (19-8)$$

مسیر انجام این کار، برای حرکت قائم کشته در شکل ۵-۸ نشان داده شده است. خصوصیات مختلف حرکت را از منحنی طیف انرژی آن می توان بدست آورد. معلوم شده است که طیف حرکت کشته در موج نامنظم یک جهتی با قله طولانی^۱، معمولاً بطرور تقریب به توزیع رایلی^۲ نزدیک است، همانطور که طیف دریا نیز چنین است. احتمال گذر حرکت M مقدار مشخصی مانند M_* در هر سیکل بدین ترتیب معلوم می شود:

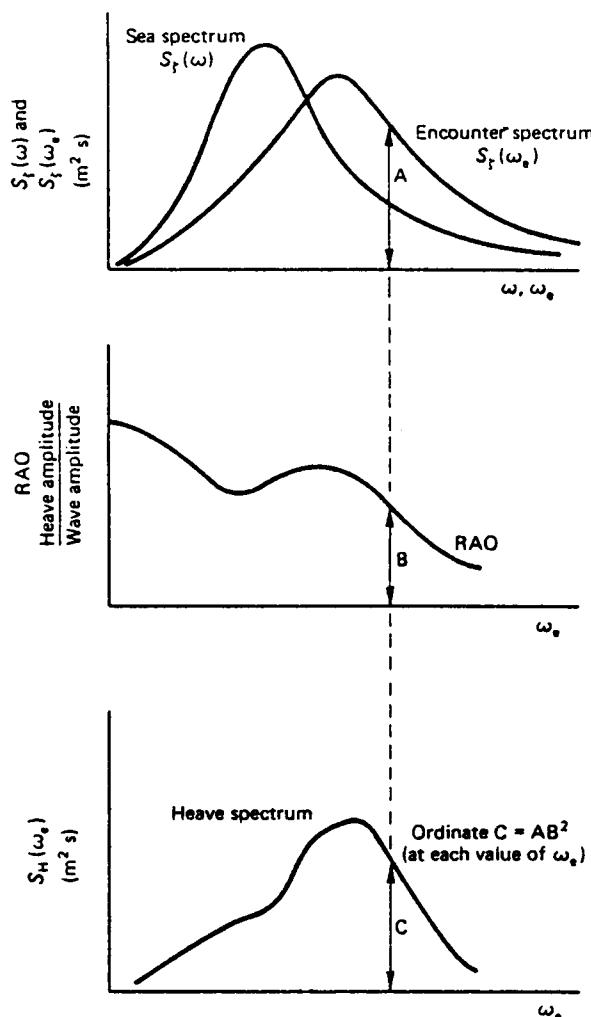
$$P(M > M_*) = \exp \frac{-M_*^2}{2m_*} \quad (20-8)$$

و احتمال گذر در n سیکل بدین ترتیب معلوم می شود:

$$P(M > M_*, n) = 1 - [1 - \exp(-\frac{M_*^2}{2m_*})]^n \quad (21-8)$$

در حالی که m . سطح زیر منحنی طیف حرکت است. می توان نشان داد که دامنه متوسط

حرکت، برابر $11.25\sqrt{m}$. بوده و دامنه مؤثر حرکت^۱ \sqrt{m} ۲ است. دامنه مؤثر حرکت عبارتست از دامنه متوسط یک سوم بلندترین حرکات. بعضی اوقات، دامنه ماکزیمم حرکت برابر متوسط ۱۰٪ دامنه‌های بلندترین حرکات گرفته می‌شود. که مساوی $2.55\sqrt{m}$ است.



شكل ۵.۸ محاسبه طیف حرکت قائم از طیف امواج دریا و RAO

چندین روش، برای محاسبه حرکات، در حالت کلی سه بعدی و امواج با قله کوتاه^۱ وجود دارد. در این شرایط، حرکات قائم و غلتش طولی کشتی کاهش می‌یابند، اگرچه حرکات دیگر افزایش می‌یابند. بنابراین یک فرض هر چند نادرست باید انجام داد، یعنی دریا را دو بعدی فرض نمود.

وضعیت دریا^۲، سرعت کشتی و جهت آن، که محاسبات بالا برای آنها انجام می‌گیرد را فقط می‌توان در یک فاصله زمانی نسبتاً کوتاه، ثابت در نظر گرفت، مثلاً چند ساعت. برای برآورد حرکات ماکریمم طی یک سفر دریایی، لازم است که یک طیف وسیع از وضعیت دریا، سرعتهای کشتی و جهتهای احتمالی که ضمن مسیر خواهد داشت، را در نظر گرفت. وضعیت دریا را می‌توان با داشتن آمار امواج بدست آورد. سپس پاسخ حرکت کشتی^۳ را در هر حالت می‌توان محاسبه و احتمال حرکات بحرانی را معلوم نمود.

این مسیر محاسبه را می‌توان برای کل مدت زمان طول عمر کشتی بسط داد. این مسئله عمده‌تاً به استحکام کشتی مربوط می‌شود، که مشخص کننده بارهای بحرانی واردہ در مدت زمان عمر کشتی بوده و برای مرحله طراحی مورد نیاز است.

۴-۸ ضربات موج به کف کشتی و آبگرفتگی دک^۴

ضربات موج و آبگرفتگی دک، هر دو به حرکت نسبی بین کشتی و دریا بستگی دارند، بخصوص از نظر موقعیت سینه کشتی؛ یکی از شرایط وارد شدن ضربه به کف کشتی^۵، بیرون آمدن سینه کشتی از آب است. یعنی حرکت کشتی به سمت بالا نسبت به سطح دریا، باعث بالاتر قرار گرفتن آن از آب خور سینه گردد. آبگرفتگی دک، ناشی از حرکت کشتی به سمت پایین نسبت به سطح آب است که، باعث پایین تر قرار گرفتن آن از فری برد همان محل گردد. حرکت نسبی سینه کشتی تابعی است از حرکت قائم و غلتش طولی کشتی و ارتفاع موج در همان محل. حرکت نسبی عمودی z_r تابعی است از موقعیت طولی x و زمان^۶ و توسط رابطه زیر بدست می‌آید:

$$z_r(x, t) = z(t) - x\theta(t) - \zeta(t) \quad (22-8)$$

در حالیکه $z(t)$ حرکت قائم مطلق در مبدأ محورهای مختصات ثابت شده بر روی کشتی، θ

1- Short Crested Sea

2- Sea State

3- Ship motion response

4- Slamming and Deck Wetness

5- Bottom Slamming

زاویه غلتش طولی و ارتفاع موج است. پس امکان محاسبه اپراتور دامنه پاسخ برای $z_r(x, t)$ با روش‌های تئوریک، مانند تئوری نواری وجود دارد. طیف انرژی حرکت نسبی سینه کشتی برای یک وضعیت معین دریا، سرعت کشتی و جهت حرکت آن، بهمان طریقی که در بالا گفته شد، مشخص می‌شود.

۱-۴-۸ آبگرفتگی دک

در این مورد هم فرض می‌کنیم که مقدار حرکت نسبی بین کشتی و امواج در یک وضعیت معین دریا، به توزیع رایلی نزدیک باشد. بنابراین احتمال‌گذار حرکت نسبی z_r از فری بُرد F در هر سیکل عبارتست از:

$$P(z_r > F) = \exp \left[-\frac{F^2}{2m_r} \right] \quad (23-8)$$

در حالیکه m_r سطح زیرمنحنی طیف حرکت نسبی است؛ این عبارت، میزان احتمال وقوع آبگرفتگی دک را نشان می‌دهد.

موضوع آبگرفتگی دک در یک فاصله زمانی معین برای ناخدای کشتی اهمیت زیادی دارد. زیرا مبنای قضاوتی است که ناخدا بوسیله آن در شرایط آب و هوای بد تصمیم می‌گیرد که آیا سرعت را کاهش دهد و یا مسیر را عوض کند. تعداد آبگرفتگی دک در یک ساعت بوسیله رابطه زیر معلوم می‌شود:

$$N = \frac{3600}{2\pi} \sqrt{\frac{m_r}{m_r}} \exp \left[-\frac{F^2}{2m_r} \right]$$

در حالیکه m_r مقدار اختلاف سرعت نسبی و مغایرت^۲ است؛ این، ممان دوم طیف انرژی حرکت نسبی حول محور عمودی است و یاسطح زیر یک منحنی است وقتی که هر یک از z_r ها در ω_0^2 ضرب شود.

۲-۴-۸ ضربات به کف کشتی^۳

مقدار احتمال گذشتن حرکت نسبی قسمت جلو، (z_r) ، از مقدار آبخور T در همان محل، در هر سیکل عبارتست از:

$$P(-z_r > T) = \exp \left(-\frac{T^2}{2m_r} \right) \quad (23-8)$$

در حالت ضربه به کف کشتنی، سه شرط دیگر نیز باید فراهم باشد. طول مشخصی از کف کشتنی، مثلاً حدود ۱۰٪ طول کشتنی، باید از آب بیرون بیاید، کف قسمت جلو در هنگام ورود دوباره به آب باید تقریباً موازی سطح آب باشد؛ بنابراین کشتهایی که دارای سینه ۷ شکل هستند، در مقایسه با آنهایی که لا شکل هستند، کمتر احتمال ضربه دیدن کف آنها وجود دارد. شرط سوم اینکه، سرعت نسبی بین کف کشتنی و آب باید از یک مقدار بحرانی بیشتر باشد. آن مقدار بحرانی به ابعاد کشتنی و مقدار شیب کف کشتنی^۱ بستگی دارد. برای یک کشتنی باری، مقدار سرعت نسبی بحرانی، حدود $3/5$ متر بر ثانیه است.

مقدار احتمال همزمانی وقوع این دو با یکدیگر (برآمدن سینه کشتنی از آب و گذشتن سرعت نسبی از مقدار بحرانی V_*)، با فرض اینکه این دو مستقل باشند، بدین ترتیب بدست می‌آید:

$$P(\text{slam}) = P[-z_r > T \cap z_r > V_*] = P[-z_r > T] \cdot P[z_r > V_*]$$

که برای توزیع رایلی نتیجه می‌شود:

$$P(\text{slam}) = \exp \left[-\frac{T^2}{2m_1} + \frac{V_*^2}{2m_2} \right] \quad (25-8)$$

در حالیکه m_2 و m_1 معرف همان مواردی‌اند که در بحث بالا عنوان شدند. مقدار موضعی فشار ناشی از ضربه به کف کشتنی، عبارتست از:

$$P = \frac{1}{2} k_{p_w} z_r^2 \quad (26-8)$$

در حالیکه p_w دانسته آب دریا و k تابعی از شیب کف کشتنی است.
تعداد ضربه‌ها به کف کشتنی^۲ در یک ساعت عبارتست از:

$$N_\xi = \frac{3600}{2\pi} \sqrt{\frac{m_2}{m_1}} \exp \left[-\left(\frac{T^2}{2m_1} + \frac{V_*^2}{2m_2} \right) \right] \quad (91-3) \quad (27-8)$$

ضربه به کف عقب کشتنی^۳، نیز ممکن است اتفاق بیفتد، اگرچه احتمال آن ضعیفتر است. محاسبه احتمال آن به همان روش بالا بوده، که با استفاده از حرکات و سرعتهای واقع در عقب کشتنی، انجام می‌گیرد. مسائل دیگری را که به همان روش بالا می‌توان بررسی کرد

عبارتند از، بیرون آمدن پروانه و عمق یاب^۱ از آب.

۵-۸ پیش‌بینی حرکت با استفاده از روش‌های تجربی

۱-۵-۸ آزمایش مدل

آزمایش مدل، به عنوان روشی جایگزین برای محاسبات حرکات کشتی در دریا^۲ و یا برای تأیید پیش‌بینی‌های تئوریک بکار گرفته می‌شود. در آزمایش یک طرح جدید، می‌توان همان مدلی را که برای آزمایشات مقاومت و سیستم رانش در آب آرام استفاده شده است، بکار گرفت. اما معمولاً از یک مدل جدید استفاده می‌شود، زیرا همان‌طور که به قسمت‌های زیر آب مدل نیاز است، به قسمت‌های بالای آب نیز نیاز خواهد بود. همچنین، توزیع جرم در این مدل باید شبیه به توزیع جرم در کشتی باشد، تا همان مشخصات هیدرولاستاتیکی و اینرسی را داشته باشد.

از نقطه نظر تشابه ابعادی، همان مطالب فصل چهارم باید رعایت گردد. در این آزمایشات، حوض آزمایشی که دارای موج ساز^۳ باشد، مورد نیاز است.

روشهای مختلفی را برای آزمایش مدل می‌توان بکار گرفت. بهترین روش این است که یک مدل تحت کترل^۴ رادر یک حوض آزمایش با امواج منظم دارای دامنه‌های محدود، حرکت داد تا بدینوسیله خطی بودن پاسخ، تا حد مناسبی حفظ شود. پاسخ مدل برای تعدادی طول موجهای مختلف و سرعت‌های مختلف اندازه گرفته می‌شود، و نهایتاً اپراتورهای RAO مربوطه بدست می‌آیند. حرکاتی که در امواج از جلو^۵ و یا امواج از پشت^۶ اندازه گیری می‌شوند، معمولاً حرکت قائم و حرکت غلتش طولی است، و ممکن است سرعتها و شتابها را در چندین نقطه مدل نیز در بر گیرد. همچنین حرکات نسبی سینه کشتی، آبگرفتگی دک و ضربات به کف کشتی را نیز ممکن است اندازه گرفت. که معمولاً این کار از طریق عکسبرداری و یا توسط شخص ناظر انجام می‌گیرد. پاسخ حرکت غلتش عرضی در شرایط امواج از پهلو^۷ را می‌توان در یک آزمایش جداگانه معلوم نمود. آزمایش مدل را برای پیدا کردن اپراتورهای RAO مربوط به نیروهای برشی و ممانهای خمشی وارد بر بدن نیز

1- Sonar

2- Seakeeping

3- Wave Maker

4- Captive Model

5- Head Seas

6- Following Seas

7- Beam Seas

می توان بکار گرفت. برای اینکار احتیاج به استفاده از استرین گیج^۱ خواهد بود. لازمه استفاده از اپراتورهای RAO برای پیش بینی حرکات و نیروها در دریای نا آرام، استفاده از روش جمع آثار خطی^۲ است (همانطور که در بخش ۳-۳-۸ توضیح داده شد).

روش دیگر آزمایش مدل، عبارت است از حرکت دادن مدل با سرعتهای معین در امواج نامنظم (که با طول موجها و مشخصات معلوم ایجاد شده اند). مدل چندین بار با سرعتهای معینی حرکت داده می شود تا بتوان تعداد پاسخ کافی بدست آورد، اما مدت زمان آزمایش تقریباً کمتر از مدت آزمایش به روش امواج منظم است. سپس پاسخهای اندازه گیری شده مورد بررسی آماری قرار گرفته و نهایتاً اپراتورهای RAO بدست می آیند.

آزمایش مدل را می توان در شرایط امواج مایل^۳، برای یافتن اپراتورهای غلتش طولی و عرضی، حرکت عرضی و قائم و نیز حرکت گردشی، انجام داد.

در یک حوض آزمایش معمولی باریک و طویل، این آزمایش ها را می توان فقط با سرعت صفر انجام داد، یعنی با نگهداشتن مدل با زاویه ای معین نسبت به محور طولی حوض. در عمل از یک مدل آزاد (که خودش دارای سیستم رانش بوده و بدون این که به جایی متصل باشد)، در یک حوض بزرگ مستطیل شکل دارای موج ساز^۴، استفاده می شود. در این صورت، جهت اندازه گیری دقیق، به تجهیزات و امکانات پیچیده تری نیاز است.

یک نوع دیگر آزمایش مدل، بدون نیاز به حوض آزمایش، در آب آزاد انجام می گیرد. یک مدل بزرگ که دارای سیستم رانش بوده و تجهیزات آزمایش کافی در آن نصب گردیده است، در یک محل نسبتاً حفاظدار^۵ که دارای امواج کوچک طبیعی و بدون جریان باد (یا با کمی جریان باد) است، حرکت داده می شود. موقعیت و شرایط امواج محل آزمایش، توسط تجهیزات اندازه گیری (مثلًاً بویه شناور^۶) اندازه گیری شده، نتایج بصورت آماری مورد بررسی قرار می گیرند. این روش نیاز به دقت در اندازه گیری داشته و بررسی و نتیجه گیری از این آمار نیز با دقت انجام گیرد؛ تا RAO بدست آمده، مورد اعتماد باشد.

۲-۵-۸ آزمایشات با کشته

این آزمایشات، معادل با همان آزمایشاتی هستند که در آب آزاد انجام می گیرد و در بالا

توضیح داده شد. یک موضوع اساسی، اندازه‌گیری وضعیت دریا در زمان انجام آزمایش است، زیرا در این آزمایش وجود امواج غیرمنظم دارای قله‌های کوتاه^۱ که طبیعت دریا واقعی است، مسئله مهمی است.

آزمایشات باکشته واقعی در مواردی خاص و مهم جهت تأیید نتایج حاصله از تئوری و همچنین برای تأیید نتایج گرفته شده از آزمایش مدل، انجام می‌گیرند. این آزمایشات، همچنین برای نشان دادن پاسخهای صحیح در دریای ناآرام و مقایسه با نتایجی که از جایگزینی خطی^۲ بدست می‌آید بکار گرفته می‌شوند.

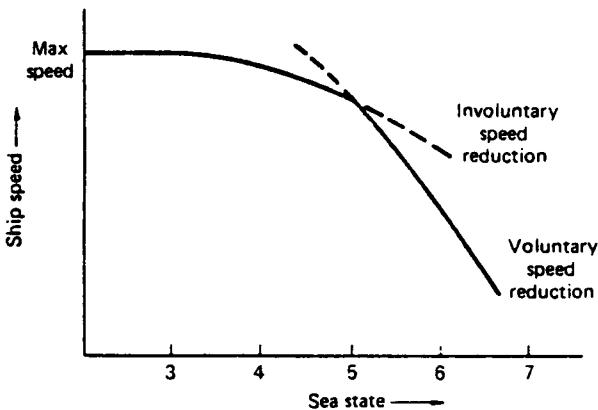
۶-۸ معیار حرکات در دریا^۲

در همان حالی که هوادگرگون می‌شود و دریا ناآرام می‌گردد، حرکات کشتی افزایش می‌یابد. در مراحلی ناخدا، پاره‌ای از پاسخهای کشتی را غیر قابل قبول می‌یابد. این قضاوت می‌تواند براساس راحتی و آسایش مسافران و خدمه، توانایی بکارگیری صحیح خدمه و تجهیزات، ایمنی بار و تجهیزات و یا سالم بودن خودکشته، استوار باشد.

کاستن عمدی از سرعت، معمولاً پاسخ مناسبی برای مقابله با موارد فوق است، اگر چه تغییر جهت پیشروی، در شرایط خیلی سخت و جدی نیز ممکن است انجام گیرد. این کاهش سرعت، عمدی انجام می‌گیرد و علاوه بر کاهش ناخواسته سرعت (ناشی از افزایش مقاومت در امواج) است؛ که در فصل چهارم عنوان گردید. نمودار کاهش عمدی و کاهش ناخواسته سرعت، بر اساس افزایش ناآرامی دریا، در شکل ۶-۸ دیده می‌شود.

کاهش سرعت، معمولاً در حالت امواج از مقابله، بیشتر از سایر وضعیت‌ها است. با داشتن چنین منحنی‌هایی برای کلیه جهت‌های ممکن، می‌توان یک دیاگرام قطبی تهیه نمود، که نمایانگر محدودیتهای سرعت برای کشتی در جهات مختلف باشد. اینها را می‌توان برای شرایط مختلف امواج و دریا، ترکیب نموده و محدودیتها را برای یک کشتی در شرایط مختلفی که احتمال دارد برای آن پدید بیاید، بدست آورد. بدین وسیله می‌توان میزان قابلیت‌های کشتی را از نقطه نظر حرکات در دریا پیدا نمود.

در مرحله طراحی کشتی، باید کاهش عمدی سرعت را که احتمالاً در دریای ناآرام وجود خواهد داشت برآورد نمود. این امر، مستلزم وجود میزان و مقیاسی برای بیان



شکل ۶۸ نمودار نمونه کاهش سرعت با افزایش تلاطم دریا

حرکات بحرانی کشتی است، که بعد از آن، توانایی کشتی برای مقابله روبه کاهش می‌گذارد. این مقادیر بحرانی در جدول (۳-۱) آورده شده‌اند. مقادیر بحرانی برای یک کشتی خیلی بزرگ، پایین‌تر از مقادیر نشان داده شده در این جدول در نظر گرفته می‌شود. به همین ترتیب، مقادیر بحرانی برای یک کشتی مسافربری بهتر است که نصف مقادیر نشان داده شده برای یک کشتی تجاری در نظر گرفته شوند.

مقدار پاسخ فردی^۱ (SMM) که در جدول آورده شده است در حقیقت، اندازه پاسخهای انسان به شتابهای عمودی است، که به وسیله فرمول تجربی زیر بدست می‌آید:

$$SMM = [30 + 13.53 (\log_e f)^2] [\ddot{s}/g]^{1.43} \quad (288)$$

در حالی که f فرکانس حرکت بر حسب هرتز H_z ، \ddot{s} دامنه شتاب عمودی (m/s^2) و g شتاب نقل (m/s^2) است. اگر طیف انرژی برای جابجایی عمودی^۲ موجود باشد، آنگاه:

$$\ddot{s} = 2 \sqrt{m_4} \quad (29.8)$$

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m_6}{m_4}} \quad (30.8)$$

1- Subjective Motion Magnitude

2- Vertical Displacement

جدول ۱.۸

<i>Criterion</i>	<i>Merchant ships</i>	<i>Naval vessels</i>
Roll angle	6°	6°
Pitch angle	-	1.5°
Vertical acceleration (FP)	0.2 g	0.2 g
Vertical acceleration (at bridge)	0.15 g	0.1 g
Lateral acceleration (at bridge)	0.12 g	0.1 g
Slamming	12/h	20/h
Deck wetness	30–40/h	30–90/h
Propeller emergence	120/h	
Subjective motion magnitude (SMM)	12	12

Notes: 1. Angle and acceleration values are single amplitude, root mean square (RMS).
 2. Significant single amplitudes are approximately double RMS values shown.

در حالی که m_4 و m_6 به ترتیب مقدار مغایرت^۱ شتاب عمودی و نرخ تغییرات شتاب عمودی هستند، یعنی ۳ شتاب مشخصه عمودی و افرکانس میانگین‌گذار از صفر است. راه دیگر مشخص کردن پاسخهای انسان، عبارت است از تخمین نیروی جانبی LFE^۲ که شتاب جانبی محسوس به وسیله یک نفر، هنگام غلتش عرضی کشته است. مقدار LFE برابر با ۰/۱۵g، برای کشته‌های جنگی درنظر گرفته شده است.

۷-۸ تأثیر حرکات در دریا، بر طراحی کشتی

چندین عامل، در قسمت زیرآبی و در قسمت روی آبی کشته، بر کیفیت حرکات در دریا اثر می‌گذارد. بهمین دلیل یک وضعیت کامل و صدرصد برای حرکات کشته در دریا وجود ندارد، بطوریکه برای بدست آوردن مشخصات مورد نظر باید ضمن بهینه‌نمودن طرح، از

نقطه نظر حرکات در دریا، مشخصات دیگر را فدا نمود. برای مثال نسبت طول به آبخور زیاد، باعث کاهش حرکت قائم و غلتش طولی می شود. اما از طرفی ممکن است باعث افزایش میزان احتمال اسلمینگ گردد.

بطور کلی، طرحایی جهت بهبود حرکات کشی در دریا وجود دارد، که عبارتند از: استفاده از بیلچ کیل و متعادل‌کننده‌ها^۱ جهت کاهش حرکت غلتش عرضی، فریبرد بلند در قسمت جلو، برای کاهش آبگرفتگی دک^۲. سطح مقطع ۷ شکل در قسمت جلو باعث کاهش اسلمینگ می‌گردد. جهت کاهش حرکت قائم و حرکت غلتش طولی از دو عامل، یکی بزرگتر گرفتن ضریب سطح صفحه آبخور (بخصوص در نیمه جلوی کشی) و دیگری کوچکتر گرفتن ضریب منشوری عمودی، استفاده می‌گردد. وجود بالب سینه^۳ نیز از طریق افروden میزان میرانی امواج، می‌تواند مفید باشد. این طرحها ممکن است با دیگر نیازها و احتیاجات طرح در تقابل باشند و به همین دلیل نیاز به یافتن طرح بهینه همیشه وجود دارد.

کارهای دیگری را نیز می‌توان جهت کاهش موضعی حرکت یا شتاب بکار گرفت. تجهیزاتی نظیر رادار را می‌توان بر روی پایه‌هایی که کاملاً ثابت شده و متعادل‌اند نصب کرد. قطعات و دستگاههای حساس را می‌توان در جاهایی نصب کرد که دارای شتاب کم هستند، مانند مکانهای نزدیک به مرکز نقل کشی. در جایی که کیفیت حرکات کشی در دریا، حیاتی و از اولویت برخوردار باشد، انتخاب فرم بدنه‌های مخصوص، مانند SWATH^۴ بسیار مناسب خواهد بود.

1- Stabilizer

2- Deck Wetness

3- Bulbous Bow

4- Small Waterplane Area Twin Hull

۹

مراحل طراحی کشتی Ship design process

طراحی کشتی، عبارتست از مشخص کردن و گسترش تمام جزئیات یک کشتی بطور یکه قابل اجراء باشد. در عین حال، هدف کاهش هزینه نیز منظور نظر باشد.

۱-۹ مفاهیم کلی

۱-۱-۹ طراحی سیستمهای پیچیده

کشتی، یک سیستم خیلی پیچیده مهندسی است که از سیستمهای کوچکتری که آنها نیز تا حد زیادی پیچیده هستند، تشکیل شده است. بنابراین طراحی کشتی نیز شبیه به دیگر سیستم‌های پیچیده مهندسی، باید مراحل زیر را در برگیرد:

- ۱- تعریف احتیاجات، مأموریتها، شرایط کاری و قابلیت اطمینان. همچنین مخارج اولیه و زمانبندی اجراه پروژه. در مراحل اولیه طرح، خواسته‌ها تا حدی مبهم یا نامعلوم‌اند و طراح، وظیفه دارد تا خواسته‌های مشتری را تشخیص داده و آنها را با دقت تقسیم‌بندی نماید.
- ۲- محدودیت‌های اصلی از نوع سیاسی، قانونی، اجتماعی (برای مثال سلامتی و ایمنی) و نیز از نقطه نظر منابع، تحقیقات و وضعیت اطلاعات اولیه هستند. موافع دیگر، عدم وجود داده‌هایی مانند وزن، فضا و هزینه هستند.
- ۳- مطالعات کلی درباره همه جوانب طرح، بسیار مهم است. این مطالعات، راه حل‌های متفاوت برای طرح مورد نظر را مشخص می‌کنند.

- ۴- اثبات عملی بودن راه حل که مشخص می نماید که آیا راه حل پیشنهادی، اهداف و خواستهای اولیه را برآورده می سازد یا نه.
 - ۵- گسترش طرح، به معنی آماده سازی جزئیات کامل طرح برای آغاز عملیات ساخت کشتی.
 - ۶- در سیستم های مهندسی پیچیده، معمولاً طراحی جزئیات، بطور همزمان با ساخت و آزمایش انجام می گیرد که این بخاطر کاهش زمان لازم برای انجام طرح و تصحیح فرضهای اولیه، با استفاده از تابع حاصل از آزمایشها و مشکلات احتمالی ساخت است.
 - ۷- در طول عمر کشتی، عملکرد و نتایج اندازه گیریها بر روی آن باید جمع آوری شوند تا در بهینه سازی طرح های آینده مورد استفاده قرار گیرند.
- مراحل طراحی یا حداقل ۵ مرحله اول آن، به روش تکرار انجام می گیرد. یعنی تصمیم گیری در هر قسمت در قسمتهای دیگر تأثیر می گذارد که به معنی تحلیل و تنظیم دوباره آنها است. روش اکثر طراحی های مهندسی در مراحل اولیه از نوع سعی و خطای است. اتخاذ تصمیم سازگار با اکثر محدودیتها، در همه مراحل لازم است، تا طرح نهائی بهینه گردد. برای برآوردن اهداف طراحی در زمان مقرر و با قیمت مناسب، یک گروه طراحی قوی لازم است. معمولاً در مراحل اولیه طراحی یک تیم طراحی وجود دارد ولی در مراحل بعدی (وقتی که قراردادها منعقد شدند) بهتر است کار بین تیم های تخصصی تر تقسیم گردد تا طراحی دقیق تر انجام گیرد؛ چرا که اکثر حوادث ناگوار در عملکرد کشتی ها، ناشی از ضعیف بودن طراحی جزئیات بوده است.

۲-۱-۹ ماهیت طراحی کشتی

کشتی ها یکی از سیستم های پیچیده و پرخرج مهندسی هستند و طراحی آنها در برگیرنده مسائل تکنیکی خیلی زیادی است که باعث پرحجم بودن طراحی کلی کشتی می گردد. مشکل عمده، بر سر محدودیتهایی است که ناشی از قوانین خاص کشتی ها و یا خواسته های مشتری است. اینها شامل محدودیتهای طبیعی در دریا می شود و اینکه کشتی باید تا چندین ماه در دریا جوابگوی خود باشد. بعلاوه هیچ نمونه مشابهی از طرح ساخته نمی شود و بجز در حالات خیلی خاص که چند نوع یکسان از یک طرح ساخته می شوند، در باقی حالات طرح مورد نظر برای اولین بار ساخته می گردد.

در طراحی کشتی، مسائل گفته شده در بالا دنبال می گردد، ولی در هر حال تعداد زیادتری مهندس در طراحی یک کشتی نسبت به دیگر طرح های مهندسی شریک هستند. شکل بدن

از نظر سازه‌ای و هیدرودینامیکی مهم است، همچنین دیگر قسمت‌های دو بعدی و سه بعدی داخلی و یا خارجی در موفق بودن طرح مؤثر هستند. با توجه به شرایط سخت و خشن محیطی، لزوم قابلیت حرکت، احتمال آتش‌سوزی و جاری شدن آب بداخل کشتی دیده می‌شود که در نتیجه برای طراحی کشتی، محدودیتهای بیشتری نسبت به وسایل حمل و نقل زیادی وجود دارد. همچنین عوامل اجتماعی، نه تنها از نظر نحوه کار افراد در کشتی و شرایط زیستی، بلکه از نظر تأثیرات حرکات کشتی بر روی کارکنان و مسافران نیز از اهمیت خاصی برخوردار هستند. بدنه انسان به حرکات خاص و فرکانس‌های مشخصی حساس است، برای مثال بیماری دریا، اغلب در فرکانس‌های حرکت حدود 2Hz اتفاق می‌افتد. یک طراح موفق سعی در تنظیم حرکات کشتی دارد تا شرایط بهتری را برای افراد داخل کشتی بوجود آورد. همچنین قراردادن محل زیست آنان در قسمت‌هایی که دامنه نوسان کمتری دارند، باعث مناسبتر شدن وضعیت زندگی بر روی کشتی می‌گردد.

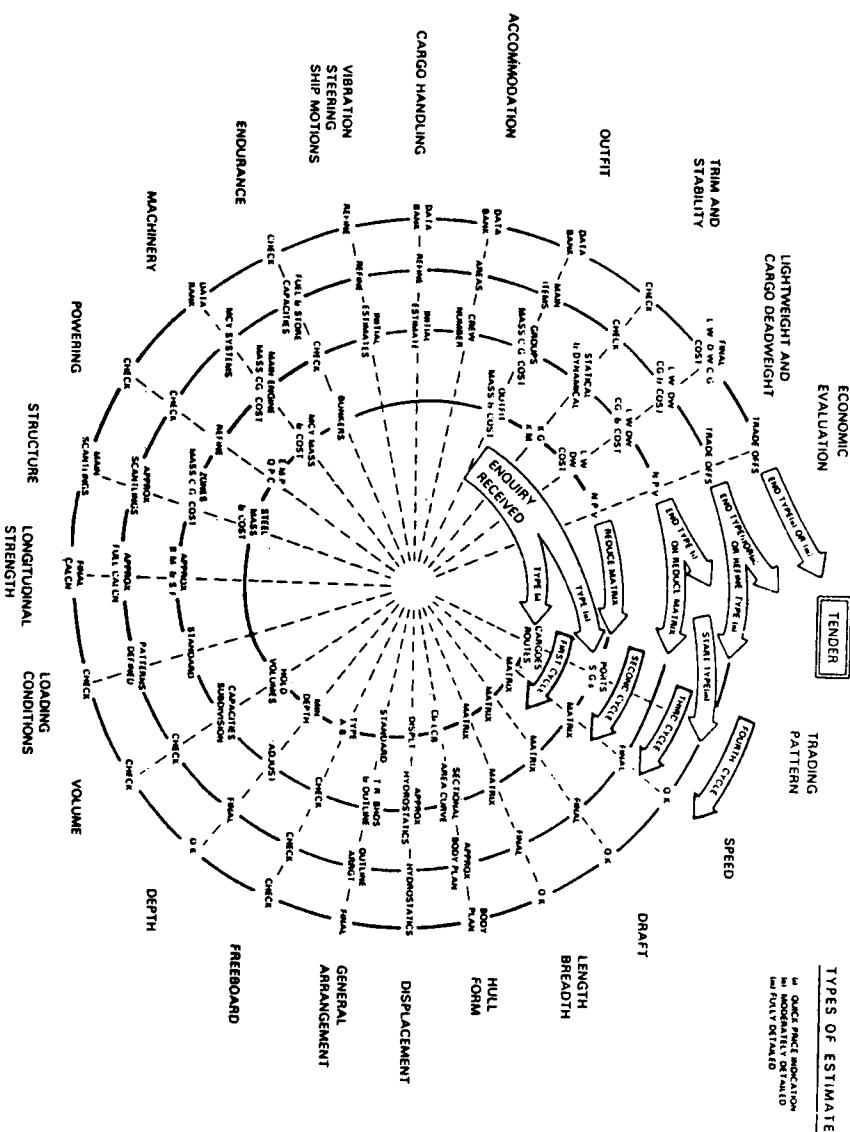
رونده طراحی کشتی، معمولاً بصورت یک دیاگرام مارپیچ^۱، مانند شکل ۱-۹ نمایش داده می‌شود. این دیاگرام، طراحی یک کشتی تجاری را از اولین مرحله که درخواستهای مشتری است تا آخرین مرحله که طراحی جزئیات و ساخت است، نمایش می‌دهد. دیاگرام حلقه‌زنی نمایش داده شده، یک ماهیت تکراری دارد بدین معنی که همه عوامل در نظر گرفته می‌شوند و بدنبال آن اگر تغییری در یک مرحله داده شد، گردش مراحل، دوباره صورت می‌گیرد تا تغییرات متناسب با آن در همه قسمتها داده شود. همچنین ممکن است ناپیوستگی‌هایی وجود داشته باشد؛ برای مثال، تغییر ابعاد کلی کشتی ممکن است آنقدر ادامه یابد که جایگزین کردن یک نوع سیستم رانش جدید الزاماً گردد.

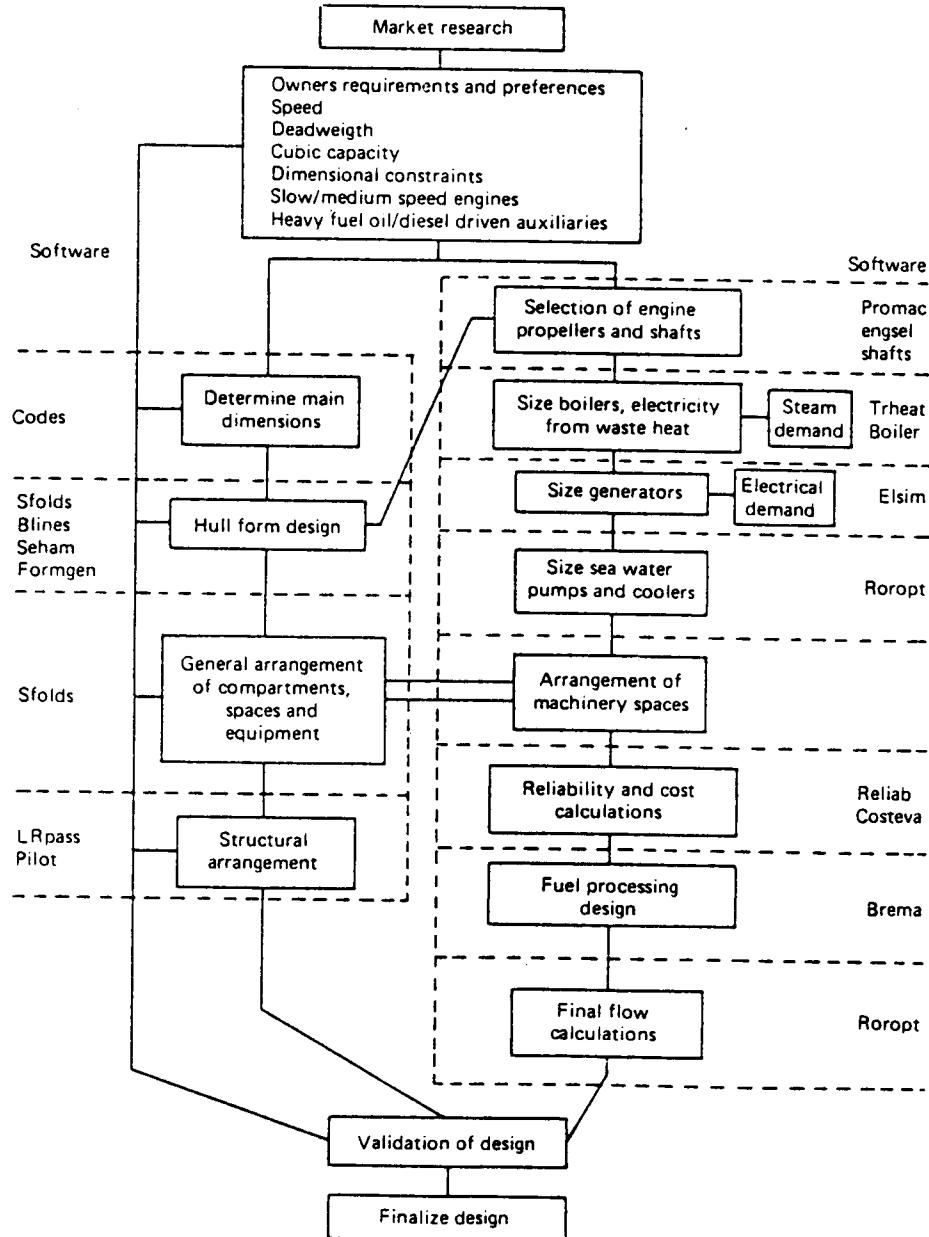
راه دیگر، برای روند طراحی کشتی‌های تجاری، در شکل ۲-۹ نمایش داده شده است، که شامل استفاده از طراحی و ساخت به کمک کامپیوتر (CAD/CAM) است (برنامه‌های مورد استفاده در شکل مشخص گردیده‌اند).

۳-۱-۹ مطالعات اقتصادی

رونده طراحی یک کشتی تجاری، با ارزیابی‌های اقتصادی و احتمالاً تحقیقات در مورد بازار کار بوسیله مشتری آغاز می‌گردد. در این مرحله کشتی، تنها به عنوان قسمتی از یک سیستم بزرگ حمل و نقل در نظر گرفته می‌شود که احتیاجات این سیستم حمل و نقل با تعداد زیادی

شکل ۱.۹ مارچج طراحی برای یک کشتی تجاري





شكل ۲.۹ مراحل طراحی کشتی

کشتی کوچک یا تعداد کمتری کشتی بزرگ قابل جوابگوئی است. مشتری باید راههای مختلف، مانند کرایه کردن کشتی از دیگران، خریدن کشتی‌های دست دوم، خرید کشتی موجود و بالاخره ساخت کشتی جدید را مورد بررسی قرار دهد. بنابراین مطالعات اقتصادی پیچیده‌ای لازم است تارا حل مناسب و کشتی بهینه از نظر نوع، سرعت و تناظر مشخص گردد. لازمه بررسی‌های فوق، تخمین هزینه‌ساخت و هزینه‌های سرویس کشتی است که مخارج مربوطه بایک جدول یا دیاگرام، مانند جدول ۱-۹ برای طول عمر کشتی مشخص می‌شوند.

جدول ۱-۹ هزینه‌های مختلف مربوط به یک کشتی

<i>Cost type</i>	<i>Description</i>
Capital costs	Design costs Building costs (down payment and installments) Associated loan repayments and loan interest Taxes Depreciation and profit (considered for convenience as costs)
Dai y running costs	Crew expenses (wages, benefits, victualling, training, travel, etc.) Repair and maintenance Stores Insurance Administration
Voyage costs	Fuel Port charges and light dues Tugs and pilotage Canal dues
Cargo expenses	Cargo handling Cargo claims, etc.

درآمد حاصل از کرایه دادن کشتی باید همه مخارج را پوشانده و همچنین با نرخ مناسبی سرمایه‌گذاری اولیه را بازگرداند. یک روش متداول برای بیان وضعیت اقتصادی کشتی نرخ کرایه مورد نیاز^۱ (RFR) است. این حداقل نرخی است که صاحب کشتی باید به ازاء واحد

۱- Required Freight Rate

کالا دریافت کند تا متضرر نگردد.

۴-۱-۹ عوامل مؤثر در طراحی کشتی

محدودیتهای اصلی در طراحی کشتی، شبیه محدودیتها در طراحی دیگر سیستم‌های مهندسی است. این محدودیتها عبارتند از، عوامل اقتصادی، جغرافیائی و تکنیکی. همچنین استانداردها و آئیننامه‌های ساخت نیز از جمله محدودیتهای اساسی هستند.

۲-۹ مشخصات اولیه کشتی

هنگامیکه تصمیم‌نهانی در باره نوع کشتی، مسیر، سرعت و تناز اتخاذ گردید، تخمین اولیه ابعاد کشتی امکانپذیر می‌گردد. اگر اطلاعات خوبی راجع به یک کشتی مشابه^۱ در دسترس باشد، می‌توان با در نظر گرفتن تفاوت‌های آن و کشتی مورد نیاز، در مدت کم و با دقت خوبی ابعاد تقریبی را محاسبه نمود. در صورت عدم دسترسی به اطلاعات مورد نیاز از کشتی‌های مشابه، می‌توان از روش‌های پارامتری استفاده نمود. یک روش بسیار متداول، تقسیم کشتی‌ها به سه گروه زیر است:

- ۱- کشتی‌های وزنی^۲؛ که ابعاد آنها بیشتر با وزن بار ارتباط دارد تا حجم بار، مثل کشتی‌هایی که سنگ آهن حمل می‌کنند. چنین کشتی‌هایی معمولاً در وضعیت حداکثر بار، دارای حداقل فری برد هستند.
- ۲- کشتی‌های حجمی^۳؛ ابعاد این نوع کشتی‌ها ارتباط مستقیم با حجم بار دارد و وزن بار چندان تعیین‌کننده نیست مانند کشتی‌هایی که بارهای سبک حمل می‌کنند و یا کشتی‌های مسافربری.
- ۳- کشتی‌های با ابعاد خطی^۴؛ در این نوع کشتی‌ها، محدودیتهای خارجی در ابعاد نهانی کشتی مؤثر هستند مانند کشتی‌هایی که قصد عبور از رودخانه‌ها و یا تنگه‌ها را دارند که در این صورت عرض و آبخور کشتی باید کوچکتر از ابعاد متناظر مسیر باشند. کشتی‌های کاتینزبر و کشتی‌های حمل خودرو نیز از این نظر محدودیت دارند و ابعاد کاتینزها یا خودروها در ابعاد نهانی کشتی مؤثر هستند. بسیاری از کشتی‌ها، ترکیبی از سه گروه بالا هستند، وزن و حجم، هر دو در طراحی باید

منظور گردن و بعلاده محدودیتها بی مانند محدودیت آبخور یا عرض کشتی نیز باید مد نظر باشند.

۲-۹-۱ تعیین ابعاد اولیه بر پایه طول کشتی

این روش، با محاسبه وزن جابجایی و حجم بار برای سه طول مختلف (با استفاده از اطلاعات جمع آوری شده قبلی از کشتی های مشابه، مانند نسبت های ضرایب فرم بدنه و ابعاد به طول کشتی)، آغاز می گردد. چنانچه نتایج سه محاسبه انجام شده، مقدار مورد نظر را پوشاند آنگاه می توان با میانیابی، اندازه و ابعاد اولیه کشتی را بدست آورد.

۲-۹-۲ تعیین ابعاد اولیه بر پایه جرم حجمی

یک روش تقریبی ولی خیلی سریع برای تخمین اولیه وزن جابجایی کشتی، استفاده از نسبت وزن بارمده است. شکل دیگر آن عبارتست از استفاده از نسبت حجم بار یعنی $\frac{\text{وزن جابجایی}}{\text{حجم کل کالا}}$ و نسبت جرم حجمی کشتی یعنی $\frac{\text{حجم ثوریک ابزارها}}{\text{وزن جابجایی}}$ است. مقادیر متداول در جدول ۲-۹ نمایش داده شده است.

با این روش، می توان از مقدار حجم بار مورد نظر و با استفاده از نسبت حجم بار ($\frac{\text{حجم کل کالا}}{\text{حجم ثوریک ابزارها}}$ ، به حجم ثوریک ابزارها رسید. و نیز از جرم حجمی کشتی می توان به وزن جابجایی کشتی رسید. سپس اگر لازم باشد، با استفاده از جرم حجمی کالا می توان حجم کالا را از وزن کالا بدست آورد. مقادیر متداول، در جدول ۳-۹ نشان داده شده است.

جدول ۲-۹

Type of ship	Volume fraction	Ship density (Tel/m^3)
General cargo	0.50	0.50
Ro-Ro	0.55	0.35
Crude oil tanker	0.70	0.75
Container ship (including containers on deck)	0.65	0.45

جدول ۳.۹

<i>Cargo</i>	<i>Density (Te/m³)</i>
Iron ore	1.90 – 3.50
Phosphate	1.12
Coal	0.75 – 0.85
Crude oil	0.78 – 0.92
Residual oil	0.94 – 1.00
Distillates	0.84 – 0.94
Gasoline	0.74
Grain (wheat, corn, rye)	0.6 – 0.75
Containers (average)	0.34 – 0.38

به عنوان مثال یک نفتکش با ظرفیت 50000 m^3 را در نظر بگیرید، در این حالت حجم تئوری انبارها باید برابر $50000 = 71400 \text{ m}^3$ باشد و بنابراین جابجایی برابر خواهد بود با $71400 \times 0.75 = 53600$ پس به عنوان تخمین اولیه می‌توانیم وزن جابجایی را برابر 50000 تن در نظر بگیریم.

تخمین اولیه وزن جابجایی کشتی، می‌تواند جهت تخمین پارامترهای اصلی مورد استفاده قرار گیرد، یعنی طول L ، عرض B ، عمق D و آبخور T . مقادیر متداول، برای نسبت‌های $\frac{B}{D}$ ، $\frac{L}{B}$ و $C_B = \frac{\nabla}{LBT}$ مورد استفاده قرار می‌گیرند (∇ عبارتست از ضریب ظرافت بدنه). مجموعه متداول دیگری که می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد عبارتند از M (که برابر است با $\frac{D}{T}$ ، $\frac{B}{T}$ ، $\frac{L}{\nabla^{1/3}}$)، C_B و ∇ . با استفاده از مجموعه دوم می‌توان به شکل زیر عمل نمود:

$$\nabla = \frac{M\Delta}{\rho_w}$$

$$L = M \nabla^{1/6}$$

$$T = \Delta^{1/3} \left[M - \left(\frac{B}{T} \right) \cdot C_B \right]^{1/2} \quad (1-9)$$

$$B = \left(\frac{B}{T} \right) \cdot T$$

$$D = \left(\frac{D}{T} \right) \cdot T$$

مقادیر بدست آمده (A، B و D)، باید مورد بررسی و کنترل قرار گیرند که آیا با حجم تئوریک انبارها، ضریب صفحه آبخور و قسمتی از حجم تئوریک کل که توسط سوپراستراکچر محصور شده است، سازگاری دارند یا خیر.

مقادیر متداول ضرائبی را که ذکر گردید، می‌توان از کشتی‌های مشابه و یا با تجزیه و تحلیل اطلاعات طراحی‌های گذشته بدست آورد. این اطلاعات، فقط در مراحل اولیه طراحی مورد استفاده هستند و در مراحل بعدی طراحی به مقادیر بهینه‌ای تبدیل خواهند شد.

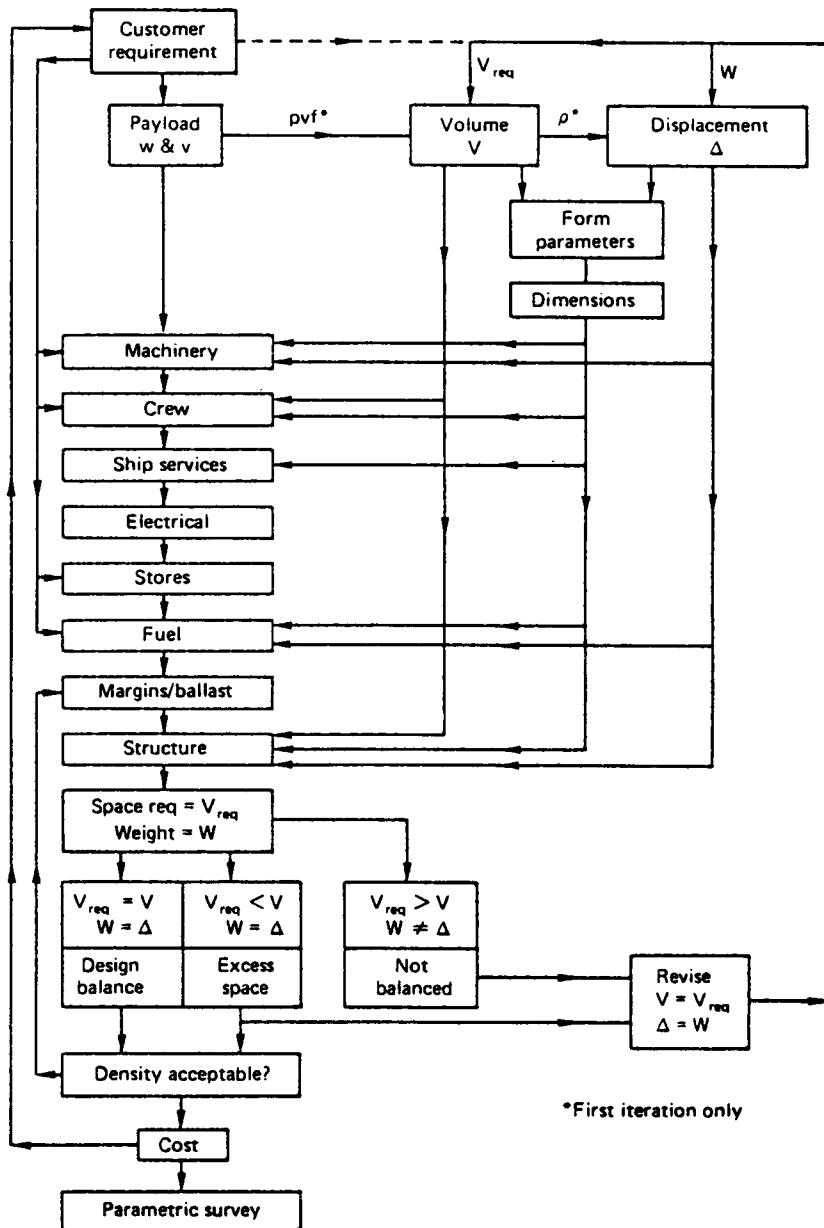
۳-۲-۹ محاسبات مربوط به قسمت‌های مختلف

در این مرحله، تخمين‌های اولیه جابجایی و حجم تئوری انبارها، با محاسبه وزن و حجم قسمت‌های مختلف تصحیح می‌گردد. زیر مجموعه‌هایی که معمولاً در محاسبه وزن کشتی‌های تجاری مهم هستند عبارتند از، بار، ماشین‌آلات (سیستم رانش و ماشین‌آلات فرعی)، ملحقات^۱ (سیستم ماشین‌آلات دک و بدنه، وسایل زیست، کارگاهها، رنگ، تجهیزات ایمنی و غیره)، کارکنان و وسایل آنها، سوخت، انبارها (جامد و مایع)، وزن فولاد بکار رفته و مقادیر احتیاطی^۲. به همین ترتیب، بهتر است که برای حجم‌ها هم تقسیم‌بندی به شکل فوق صورت گیرد و مقداری هم به عنوان حجم تهی^۳ در نظر گرفته شود.

پس از برآورد وزن و حجم قسمت‌های مختلف، باید مجموع جدید وزنها و حجم‌ها بدست آیند و وزن جابجایی جدید مشخص گردد. مقادیر جدید با مقادیر اولیه مقایسه می‌گردد و در صورت وجود اختلاف زیاد، روند فوق تکرار می‌گردد تا طرح قابل قبولی بدست آید. معمولاً، فقط چند تکرار، به نتایج معقولی منتهی می‌گردد. شکل ۳-۹ دیاگرام منطقی این روند را مشخص می‌کند.

۴-۲-۹ انتخاب شکل بدنه و ابعاد اصلی

پس از بدست آوردن مقادیر معقول برای وزن جابجایی، حجم و قدرت مورد نیاز، می‌توان پارامترها و نسبت‌هایی را که در قسمت‌های قبل مورد استفاده قرار گرفتند، دوباره ارزیابی کرده و سعی در بهبود طرح نمود. یک روش مناسب برای بهبود طرح، بررسی وضعیت‌های ممکن بصورت یک بررسی پارامتری منظم است.



شکل ۲.۹ ارتباط منطقی مراحل مختلف طراحی

در این روش، یک پارامتر به عنوان پارامتر کلیدی انتخاب می‌گردد و با تغییر منظم آن، مجموعه‌هایی از ابعاد قابل قبول بدست می‌آید. معمولاً ارتفاع بدنه (D) پارامتر مناسبی برای شروع است. ابعاد بدست آمده در صورتی قابل قبول هستند که ضمن برآورده کردن وزن جابجایی و حجم مورد نظر، قوانین تعادل، فریبرد و دیگر محدودیتها را نیز رعایت کنند. محدودیتهای خارجی نیز باید در نظر گرفته شوند، برای مثال حداقل عرض برای کانال پاناما ۳۲/۲ متر است، طول کشتی باید کوچکتر از طول داک مورد استفاده باشد و آبخور بوسیله عمق آب در بنادر محدود می‌گردد.

سپس، مجموعه‌های ابعاد قابل قبول بدست آمده از نقطه نظر قدرت، مصرف سوت، رفتار در دریا، قابلیت مانور و دیگر سیستم‌های فرعی کنترل می‌شوند و با در نظر گرفتن این عوامل، ابعاد و شکل بدنه بهینه مشخص می‌گردد. انتخاب نهایی معمولاً برای هزینه‌ها انجام می‌گیرد و حداقل قیمت سوت و مخارج ساخت و هزینه‌های راهاندازی به عنوان فاکتورهای اصلی تصمیم‌گیری مطرح می‌گردد و معمولاً سعی در به حداقل رساندن RER^۱ است.

کوششهای زیادی صورت گرفته است تا بتوان روش‌های مناسبی جهت محاسبه مستقیم ابعاد و ضرایب ابداع نمود. اما در حالت کلی موقعیتی حاصل نگردیده است، چراکه تعریف مسائل اقتصادی، اجتماعی و دیگر محدودیتها بصورت توابع دقیق بسیار مشکل بوده و عدم دقتها و نیز ماهیت نامعلوم بعضی از اطلاعات برای مشکل می‌افزایند.

با داشتن ابعاد، ضرایب و نسبتها، شکل بدنه مناسب را با استفاده از منحنی مساحتها می‌توان مشخص نمود (مراجعه شود به فصل سوم).

برای انجام این منظور روش‌های مختلفی وجود دارد. یک راه استفاده از سری‌های استاندارد و در صورت لزوم اصلاح آنها است (رجوع شود به فصل سوم). اغلب دفاتر طراحی دارای برنامه‌های CAD هستند که می‌توانند شکل بدنه را با داشتن ابعاد اصلی، ضرائب و نسبتها طراحی کنند. البته اکثر این برنامه‌ها براساس شکل‌های متداول تهیه شده‌اند و اگر تغییرات خاصی مثل اضافه کردن بال بینه^۲ مورد نیاز باشد باید جداگانه طراحی شده و در محل تقاطع با بدنه اصلی به روش سعی و خطأ، هماهنگ^۳ گردد.

1- Minimum Required Freight Rate

2- Bulbous Bow

3- Fair

۵-۲-۹ هزینه‌ها

هزینه ابتدایی ساخت یک کشتی، مربوط به هزینه ساخت بدنه (یا Light Ship) است که از هزینه‌های مربوط به کارکنان، سوخت و انبارها جدا است. اطلاعات دقیق مربوط به هزینه ساخت کشتی سری بوده و معمولاً بطور عمومی پخش نمی‌گردد. چنانچه اطلاعات فوق در دسترس نباشد، می‌توان روش متداول کاریت^۱ را استفاده نمود که برپایه فرمول پارامتری زیر قرار دارد:

$$\text{هزینه خرید و نصب موتور آلات} + \text{هزینه خرید و نصب ملحقات} + \text{هزینه کارگر و مواد} = \text{هزینه ساخت}$$

(مونتر آلات) ^۱ (ملحقات) (کارهای فولادی)

یا

$$\text{هزینه ساخت} = \frac{W_s^{2/3}}{C_B} L^{1/3} + b W_s + (C W_s^{2/3} + d W_s^{0.95}) + (e P_s^{0.82}) \quad (2-9)$$

که W_s وزن فولاد (t)، L مقدار ملحقات (t)، P_s قدرت موتور اصلی (BHP) و a ، b ، c ، d ، e ضریب‌هایی هستند که نرخ دستمزد ها، ضریب قابلیت تولید، سود مورد نظر، قیمت مواد و ماشین‌ها، تلفات مواد، هزینه‌های مربوط به تحويل و مخارج متفرقه را در بردارند.

هزینه سوخت، با استفاده از نرخ مصرف سوخت قدرت محاسبه شده که بستگی به موتور و ماشین‌آلات انتخاب شده دارد قابل محاسبه است. البته نوع سوخت و محل تهیه آن نیز در محاسبات بایستی در نظر گرفته شوند.

۳-۹ مراحل دیگر طراحی

طراحی قسمتهای مختلف، بایستی بصورت موازی با طراحی کلی پی‌گیری شوند تا نهایتاً طرح مناسبی حاصل شود. این سیستمها عبارتند از، سیستم محرکه، سیستم مهاربندی و لنگر، سیستم هدایت و سکان، سیستم بارگیری و تخلیه، کنترل صدا و ارتعاشات، اماكن زیست خدمه و بسیاری سیستم‌های کوچکتر.

۴-۹ طراحی بمنظور تسهیل ساخت کشتی^۱

۱-۴-۹ در نظر گرفتن طول عمر کشتی^۲

طراحی برای ساخت، به معنی به حداقل رساندن هزینه‌های ساخت است و طراح نباید آن را با کاهش در هزینه‌های سرویس و تعمیر کشتی، که اصطلاحاً طراحی برای نگهداری^۳ خوانده می‌شوند، اشتباه نماید، زیرا چه بسا که روش دوم باعث افزایش هزینه‌های ساخت گردد. مثالهایی از این نوع عبارتند از، آسانی دسترسی برای تعمیر و نگهداری، رنگزی خوب، جزئیات سازه‌ای مناسب که مانع از ایجاد ترک خستگی گردد، استفاده از مواد با طول عمر زیادتر، مثلاً استفاده از لوله‌هایی از آلیاژ مس - نیکل و یا فولاد ضدزنگ بجای استفاده از لوله‌های فولادی معمولی. برقراری تعادل و انتخاب بهینه، با توجه به خواسته‌های صاحب کشتی و با مطالعه دقیق هزینه‌ها امکان‌پذیر است.

۲-۴-۹ طراحی برای ساخت

موارد اصلی برای نیل به هدف فوق عبارتند از:

۱-۲-۴-۹ سازگاری

طرح، باید استفاده از بزرگترین ابعاد ورقها و سایر مواد اولیه موجود در کارخانه را مدنظر قرار دهد. مثلاً طول انبارها و یا ارتفاعها را می‌توان برابر ضرایبی از ابعاد بزرگترین ورق استاندارد موجود در کارخانه انتخاب نمود، که این نکته باعث کاهش جوشکاری و تلف شدن ورق می‌گردد. همچنین تقسیم‌بندی کشتی به قطعات کوچک^۴، از نقطه نظر وزن و ابعاد باید متناسب با امکانات و تجهیزات موجود در کارخانه کشتی سازی باشد.

۲-۲-۴-۹ استانداردها

استفاده از استاندارد در طراحی به دو شکل امکان‌پذیر است: اول استفاده از مواد استاندارد، مانند استفاده از لوله و پروفیلهای با ابعاد استاندارد برای قسمتهای مختلف کشتی و دوم

انتخاب طرحی که در آن قطعات و قسمتهای خاصی تکرار گردد، بدین ترتیب می‌توان این قسمتهای مشابه را در خط تولید وبصورت تولید انبوه ساخت. بطور کلی استفاده از استانداردها (در هر دو صورت فوق)، مقدار هزینه ساخت را کاهش می‌دهد. بهترین حالت آن است که کشتی هائی مشابه بصورت سری ساخته شوند.

۳-۲-۴-۹ سادگی

کاهش مقدار کار و هزینه‌ها به شکل‌های زیر امکان‌پذیر است:

- ۱- انتخاب مواد مناسب: مواد غیرمتداول که به سختی شکل داده می‌شوند و جوشکاری آنها مشکل است نباید مورد استفاده قرار گیرند، مگر اینکه هدف خاصی از استفاده آنها مد نظر باشد.
- ۲- سادگی شکل هندسی: هزینه استفاده و کار با ورقهای مسطح خیلی کمتر از ورقهای انحناء‌دار تمام می‌شود. همچنین هزینه ورقهای دارای یک انحناء کمتر از ورقهای با دو انحناء است. البته ممکن است بدنه با شکل ساده، باعث افزایش مقاومت و در نتیجه افزایش هزینه‌های سوخت گردد؛ در چنین حالاتی مقایسه بین این افزایش و کاهش در هزینه ساخت و هزینه بهره‌برداری ضروری است.
- ۳- کاهش مقدار جوشکاری: طراحی سازه‌ای گریلیچ‌ها برای حداقل هزینه در فصل پنجم توضیح داده شده است، البته با استفاده از ورقهای موجودار^۱ نیز می‌توان تا حد زیادی جوشکاری را کاهش داد.
- ۴- سادگی جوشکاری: تقسیم‌بندی قطعات^۲ و محل جوشکاری‌های عرضی^۳ و طولی^۴ در هنگام طراحی باید بنحوی انتخاب گردد که اکثر جوشکاری‌ها در وضعیت رویه پائین^۵ و یا با ماشین امکان‌پذیر باشد.
- ۵- اتصالات ساده: هنگام طراحی جزئیات سازه‌ای، اتصال بین تقویت‌کننده‌ها، با دیواره‌ها و دک‌ها را می‌توان به منظور سادگی تنظیم، بطور مناسب طراحی نمود. برای مثال استفاده از اتصالات روی هم، بهتر از اتصالات لب به لب هستند. البته نباید اصل پیوستگی را در سازه برمم زد و تا حد امکان باید از تغییر شکل‌های ناگهانی در سازه

- پرهیز نمود.
- ۶- سادگی لوله کشی ها: توجه کافی به سیستم لوله کشی داخل کشتی و بهینه سازی طرح آن، می تواند بمقدار زیادی باعث کاهش در طول لوله ها و خمکاری ها، گردد. در قسمتهای پیچیده تر، می توان مطالعات سه بعدی را توسط نقشه کشی کامپیوتری انجام داد، تا بهترین طرح بدست آید.
- ۷- ساخت کامل هر قسمت بطور مجزا^۱: ساخت قسمتهایی نظیر اماكن زیست، اتافک پمپ ها و ... بطور کامل همراه با نصب کلیه تجهیزات مربوطه، موجب کاهش هزینه ها می گردد.
- ۸- جانمایی کلی^۲: پرهیز از پیچیده نمودن تقسیم بندی های کشتی، بمنظور دسترسی ساده برای ساخت، نصب، تعمیرات و یا تعویض تجهیزات، نیز باید مدنظر باشد.

۵-۹ طراحی و ساخت به کمک کامپیوتر (CAD/CAM)

در گذشته، طراحی به کمک کامپیوتر (CAD) و ساخت به کمک کامپیوتر (CAM)، تنها در مراحل انتهائی طراحی با هم ترکیب می شدند. اما هم اکنون اطلاعات ریز مربوط به استراتژی کشتی و قطعاتی مانند براکت ها که در ماشین های نقشه کشی کامپیوتری تهیه می شوند مستقیماً به ماشین آلات کامپیوتری برش، شکل دهی و جوشکاری منتقل می گردد. تا به پروسه طراحی و ساخت کشتی سرعت داده شود. پیشرفت های دیگری نیز در زمینه طراحی و ساخت سیستم های لوله کشی و سیم کشی بوسیله کامپیوتر صورت گرفته است. شکل (۲-۹) مهمترین برنامه های CAD موجود را نمایش می دهد. البته برنامه های دیگری نیز در دانشگاهها و مرکز تحقیقاتی دنیا نوشته شده که می توانند مورد استفاده قرار گیرند.

۶-۹ رده بندی و گواهینامه

۱-۶-۹ رده بندی

مؤسسه های رده بندی، سازمانهای مستقلی هستند که در رابطه با ارائه و حفظ استانداردها در طراحی، ساخت و تعمیر کشتی ها فعالیت می کنند. این مؤسسه های، شناورهای را که با استانداردهای آنها مطابقت کنند، تأیید و رده بندی می نمایند و برای آنها گواهینامه مناسب

صادر می‌کنند. معمولاً رده‌بندی و داشتن این نوع گواهینامه‌ها اجباری نیست ولی اکثر شرکتهای بیمه، بیمه نمودن کشتی را مشروط به داشتن چنین گواهینامه‌هایی می‌دانند. قوانین و استانداردهای هر مؤسسه رده‌بندی بصورت کتابهای شامل شرایط و قوانینی در باره مواد، بدنه و سازه کشتی، ماشین‌آلات فرعی و اصلی، تجهیزات الکتریکی، سیستم کنترل و وسایل ایمنی هستند. مؤسسات فوق ممکن است اهداف و مسئولیت‌های دیگری نیز از طرف دولتها بر عهده داشته باشند. برای مثال در کشوری ممکن است یک مؤسسه رده‌بندی مسئول صدور گواهینامه‌های خط بار^۱ گواهینامه‌های تراز بین‌المللی و گواهینامه‌های ایمنی را بر عهده داشته باشند. مؤسسات بزرگ، دارای نمایندگی و بازارس در کشورهای مهمی که با دریا سروکار دارند، هستند. مهمترین این مؤسسات، به ترتیب عبارتند از:

<i>Lloyds Register of Shipping</i>	انگلیس
<i>Bureau Veritas</i>	فرانسه
<i>Germanische Lloyd</i>	آلمان
<i>American Bureau of Shipping</i>	آمریکا
<i>Nippon Kaiji Kyokai</i>	ژاپن
<i>Det Norske Veritas</i>	نروژ
<i>Registro Italiano</i>	ایتالیا

سازمانهای فوق در مجموعی به نام انجمن بین‌المللی مؤسسات رده‌بندی^۲ (IACS) با یکدیگر مرتبط هستند و آخرین پیشرفت‌ها و نتایج بدست آمده را موردنظر بحث و تبادل نظر قرار می‌دهند. اکثر مؤسسات رده‌بندی دارای برنامه‌های پیچیده کامپیوتری برای تحلیل سازه کشتی هستند، این برنامه‌ها جهت چک کردن طرحهای ارائه شده استفاده می‌گردند. البته بعنوان یک کار مشاوره‌ای نیز می‌توانند این امکانات را در اختیار طراحان قرار دهند. برای اینکه یک کشتی در کلاس یارده مشخص شده باقی بماند باید بطرور متناوب (ممولاً سالانه) بوسیله بازارسان مؤسسه مربوطه بازدید گردد. یک بازرسی ویژه هر چهار سال یکبار باید انجام گیرد، چراکه در این مدت مقدار خوردگی زیاد شده و قسمتهایی از بدنه باید بالمانهای جدید جایگزین گردند.

۲-۶-۹ کنوانسیونهای بین‌المللی و IMO^۱

قوانین و آئین نامه‌های مورد استفاده بین‌المللی، بوسیله یک دفتر نمایندگی تخصصی سازمان ملل به نام IMO^۲ که در لندن واقع است، مشخص و اصلاح می‌گردد. تا سال ۱۹۸۲ ، IMO^۳ با نام IMCO^۴ فعالیت می‌کرد که در این سال به نام جدید تغییر پیدا کرد. نمایندگان ۱۲۸ کشور در این سازمان حضور دارند (تا سال ۱۹۹۰) و هر دو سال مجمع آن برگزار می‌گردد و کنترل این قوانین توسط شورایی مشکل از ۳۲ کشور عضو انجام می‌گیرد.

یک سازمان تخصصی است که اکثر کارهای آن در کمیته‌های تخصصی دنبال می‌گردد. مهمترین این کمیته‌ها بترتیب عبارتند از کمیته ایمنی دریائی (MSC)^۵ که دارای ده کمیته فرعی است، کمیته محافظت محیط دریاهای^۶، کمیته قوانین^۷ و کمیته همکاریهای تکنولوژیک^۸. IMO تاکنون حدود ۳۰ کنوانسیون و پروتکل و ۵۰۰ قانون و توصیه نامه درباره ایمنی دریائی، محافظت دریاهای آزادگی و موضوعات دیگر تصویب نموده است.

بعد از تصویب کنوانسیونها، توسط تعداد معینی از کشورها، مسئولیت اجرای آنها به عهده کشورهای عضو است. قوانین و توصیه‌ها چندان اجباری نیستند ولی بعضی از کشورها ممکن است از طریق قوانین ملی آنها را اجباری کنند. کنوانسیونهای اصلی IMO در باره طراحی کشتی در جدول ۴-۹ مشخص شده‌اند. قوانین اصلی IMO به قرار زیر هستند:

1. International Maritime Dangerous Goods Code (IMDG) (1965)
2. Code of Safe Practice for Bulk Cargoes (1965)
3. Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Dangerous Chemicals in Bulk (1971)
4. Code of Safe Practice for Ships Carrying Timber Deck Cargoes (1973)
5. Code of Safety for Fishermen and Fishing Vessels (1974)
6. Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquified Gases in Bulk (1975)

1- International Maritime Organization

2- Inter – governmental Maritime Consultative Organization

3-Maritime Safety Committee

4-Marine Environment Protection

5-Legal Committee

6- Technical Co – operation Committee

7. Code on Noise Levels on Board Ships (1971)
8. Code of Safety for Nuclear Merchant Ships (1981)
9. Code of Safety for Special Purpose Ships (1983)
10. International Bulk Chemicals Code (1983)
11. International Gas Carrier Code (1983)

جدول ۴.۹

<i>International convention</i>	<i>Entered into force</i>
Safety of Life at Sea (SOLAS) 1974	1980
Protocol of 1978 relating to SOLAS	1981
International Regulations for Preventing Collision at Sea 1972	1977
Prevention of Pollution of the Sea by Oil 1954	1958
Prevention of Pollution from Ships 1973 and Protocol of 1978 (MARPOL 73/78)	1983
Load Lines 1966	1968
Tonnage Measurement of Ships 1969	1982
Civil Liability for Oil Pollution Damage 1969	1975
Protocols of 1976 and 1984 to Above	1981
Civil Liability in the Field of Maritime Carriage of Nuclear Material 1971	1975
Athens Convention Relating to Carriage of Passengers and their Luggage by Sea 1974, and Protocol of 1976	
Torremolinos International Convention for the Safety of Fishing Vessels 1977	

۳-۶-۹ قوانین کشوری

کنوانسیونهای بین المللی IMO با ترکیب شدن در قوانین ملی کشورهای عضو به اجرا در

می‌آیند و شناورهای متعلق به آن کشورها باید از قوانین مربوطه تعیت نمایند. قوانین اصلی که در طراحی کشتی مؤثرند، در باره مسائل زیر هستند: اماکن زیست خدمه، حمل کالاهای خطرناک، آتش و عملیات نجات، خط بار، تقسیم‌بندی بدنه توسط دیوارها، احتیاجات پزشکی، ناوبری، جلوگیری از تصادف، جلوگیری از آلودگی، ارتباطات در کشتی، ساختمان و تجهیزات کشتی‌های باری و مسافری و اندازه‌گیری تناظر. قوانین ویژه‌ای نیز در باره کشتی‌های حفاری، شناورهای نیمه غوطه‌ور، کشتی‌های ماهیگیری و هاوکرافتها وجود دارند.

قوانین راجع به کشتی‌های مسافربری بسیار وسیع است و شامل، تقسیم‌بندی‌های آب‌بند، مقابله با آتش‌سوزی، وسائل نجات، فریبرد و حمل کالاهای خطرناک است. با توجه به توضیحات فوق وجود تعداد زیادی قوانین و آئین‌نامه‌های بین‌المللی و ملی، دیده می‌شود که یک کشتی به تعداد زیادی گواهینامه احتیاج دارد تا بتواند شروع به کار نماید. مهمترین این گواهینامه‌ها عبارتند از:

1. International Load Line Certificate
2. Cargo Ship Safety Construction Certificate
3. Cargo Ship Safety Equipment Certificate
4. Cargo Ship Safety Radiotelegraphy Certificate
5. Passenger Ship Safety Certificate
6. International Oil Pollution Prevention Certificate
7. International Tonnage Certificate
8. Certificate of Registry
9. International Certificate of Fitness for the Carriage of Dangerous Chemicals in Bulk (Chemical Tankers)
10. International Certificate of Fitness for the Carriage of Liquefied Gases in Bulk (Gas Carriers)
11. International Pollution Prevention Certificate for the Carriage of Noxious Liquid Substances in Bulk

علاوه بر گواهینامه‌های فوق، گواهینامه‌های بین‌المللی جلوگیری از آلودگی، مانند ضمائن مارپول (MARPOL) برای مواد زائد، نیز لازم است.

منابع اصلی

1. "Resistance And Propulsion of Ships", by : SV . AA . HARVALD , John Wiley , 1983.
2. "Basic Ship Theory" , Vol .1 , by : K . J . RAWSON AND E.C. TUPPER , Longman , 1983.
3. "Basic Ship Theory" , Vol. 2 , by : K.J. RAWSON AND E.C. TUPPER , Longman , 1983.
4. "Principles of Naval Architecture" , Vol 1 , The Society of Naval Architects and Marine Engineers , 1988.
5. "Principles of Naval Architecture" , Vol 2 , The Society of Naval Architects and Marine Engineers . 1988.
6. "Principles of Naval Architecture" , Vol 3 , The Society of Naval Architects and Marine Engineers , 1988.
7. "Ship Structural Design" , Owen F. Hughes , John Wiley , 1983.
8. "Marine Technology Reference Book" , by : Nina Morgan , 1990.
9. "Dictionary of Marine Technology" , by : D/A Taylor
- 10."Merchant Ship Stability" , by : Alan Lester , 1985.



**Amirkabir University
of Technology**

Principles *of* **SHIP DESIGN**

By :

M.Seif

M.S.Seif

(Amirkabir University of Technology)