



SHANGHAI

and

Marintec offshore

China

国际海事技术学术会议

第三卷

船型

VOLUME 3

Ship types

学术会议论文 中文部分

CONFERENCE PAPERS

Chinese Language Edition

中国 上海 10月22日至26日

联合主办单位
上海市造船工程学会
及
国际海事技术出版集团

SHANGHAI, PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA, OCTOBER 22-26

Jointly organised by
The Shanghai Society of Naval Architecture and Marine Engineering
and the
International MarIntec Press Group



U66-53
S29
3

1983年

国际海事技术学术会议

海事技术部分

卷 3 (i)

10月23日(星期日)下午

- D.1 液化天然气船的设计, 操作和在未来能源市场的地位
Alexander Vedeler, 挪威海洋燃气咨询公司[挪威]
- D.4 双拖冷冻渔船的设计及使用
郭仁达, 中国水产科学研究院; 田智作, 大连渔轮厂
- D.3 新型半潜式双体水文测量船“KOTOZAKI”号
Ichizo Tamaki, 日本三井造船公司[日本]
- D.2 多用途气体和化学品船技术现况评述
W. Brumshagem, LGA 燃料气体技术公司[德意志联邦共和国]
- D.5 1800 吨自卸煤船设计
卢长立, 柳国栋, 王宇强, 上海船舶设计研究院

1983年
国际海事技术学术会议
上海
10月22-26日

液化天然气船的设计、操作
和在未来能源市场的地位

Alexander Vedeler
挪威海洋燃气咨询公司
挪威

中国国内版权：上海市造船工程学会

中国之外世界版权：MarIntec Press (Far East) Ltd.

1983年10月.

液化天然气船的设计、操作 和在未来能源市场的地位

Alexander Vedeler

挪威海洋燃气咨询公司〔挪威〕

在我们的历史上，天然气的远洋运输仅可追溯25年。1959年“甲烷光峰”号载运第一批历史性的5,000米³液化天然气，从查尔斯湖运往堪维岛。25年不算太长，但对于液化天然气来说，在从极其光明乐观至极其悲观黯然的这些岁月里却发生多少变化！所有现在和过去液化天然气企业的经济寿命为廿年，相当于液化天然气总的贸易历史。过去的经济和政治反复可能会重复出现。历史教导我们：政治风险的估计必然成为任何将来企业的总战略的一部分。

本文从液化天然气运输的技术和商业两方面予以简单，肤浅的叙述。本人认为这一点很重要：我们必须认识到技术方面的问题和设想是颇容易处理的，而经济和政治问题则是非常复杂甚至经常难以预测的。

第一次液化天然气船建于1965至1975年间，以许多不同的货物围护型建造，围护规模从30,000米³至85,000米³。这些不同型式是目前所采用型式的先驱。也正是这期间，航运国制定规章的主管机关制定了气体运输船建造国际标准即国际海事组织（IMO）“散装液化气体船舶结构和设备规则”IMO“Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk”。这规则加上早先船舶的经验形成现代液化天然气围护系统的基础。IMO规则将这些型式分为三种截然不同的方式。

1. 一体式液舱

这是所有这类船的最普遍的形式，这种液舱构成船体结构的一部分。只有经特别考虑后才可将一体式液舱用于低于-10℃温度场合。在所有实际用途上，亦就排除了在液化天然气的运输上使用一体式液舱。然而，这并未终止船体构成货物围护系统的大量设计建议。有一些使用混凝土作为主结构材料的建议可作为例证。没有理由采纳非常规结构材料和建造方法的低安全标准，因此这些方式中的任何一个要获得认可可是极不可能的。

2A. 薄膜液舱

在这种类型中已有两种装载液化天然气形式被采

用。这两种形式均由法国：气体技术和气体运输设计公司创造的，而且经过多年运用的考验。简单地说，这些设计的基本概念是简单的双层壳散装船，在货舱敷设内隔热层。借助两层独立及液密薄膜将冷货液与船壳分开。第一和第二保护层各自置于隔热层的液货侧和隔热层的中间。货物的重量通过隔热层由船体内壳承受。气体技术设计公司使用不锈钢的第一保护层，该保护层利用专利方法成形，允许薄膜冷却时收缩。气体运输设计公司使用殷钢（invar steel）的保护层，这保护层实质上与温度收缩无关，故可制成平滑的表面。薄膜厚度为0.5—1毫米，它用较窄的板条——定位焊接一体以形成液密保护层。此薄膜直接放置在隔热层上。

2B. 半薄膜液舱

该类型的基本概念与薄膜式相似，即为双层壳散装船，货物重量由船体内壳承受。但是，这种薄膜不再是很薄，其厚度达10毫米左右。液密内舱用这种厚度的薄膜制成，且不带结构件。它宛如一只气球，充液后将压力施予周围的隔热层，并将货物的重量通过隔热层传递给船体内壳。该类型在日本首先开发，并在液化石油气船上使用多年。对液化天然气已原理性认可，但至今尚没有在这方面应用。

3. 独立液舱

独立液舱的设计概念要求该舱具有足够强度能独立承受货物载荷。当然，这载荷还必然由船体支承。老的概念认为液舱不应受船体自身应力影响。早先阶段，开发了几种型式，但仅贝壳型和摩斯（Moss）球型两种形式在大型船上试用。贝壳型是将置于支承的隔热层上的独立双壁舱并合一体，以使正常的船体应力不会传递给货液舱。顾名思义，摩斯球型设计是由球型货液舱构成。它们由大圆环处侧缘支承，宛如鸡蛋杯里的鸡蛋。这侧缘焊至液舱和船的内底。由于船体应力通过侧缘在一定程度上传递给液舱，因此这类型不完全是独立液舱系统。

最近,日立造船和CBI(参考文献(1))合作开发了球型舱的支承与摩斯型大为不同的球型设计。在船体和液舱支承不设金属连接,液舱在冷却收缩时可自由移动。在理论上,该种型式是真正的独立系统。但实际上,这些液舱由于支承结构跟随船体变形,在某种程度上仍然承受附加的应力。

第二代液化天然气船是约从1975年起建造的,现已达到120,000~130,000米³规模。但仅有三种围护系统可供选择,即气体技术和气体运输公司的两种薄膜型式加上摩斯式的球型独立舱,现有三条即将完工的贝壳型液舱的船,该型式舱虽然成本最高,但长时期来众所认为是最好的。可惜是第一条船未通过冷却试验,其后两条亦未完工。今后是否不顾与设计本身无关但由隔热层型式引起失败的现实而再建造更多的贝壳型舱的船尚属令人怀疑。这三种成功的类型舱各自都有优缺点。

从船厂的观点来看,两种薄膜类型耗费工时可能比球型多。然而,由于生产能力和生产设备船厂之间差别很大,要证明上述观点是十分困难的。

对于建造125,000米³左右的标准船,三种类型均需要 $2-2.5 \times 10^6$ 工。时。但该船普通部分的建造对船厂并不要求特殊的技术,只需要 $1.2-1.5 \times 10^6$ 工。时。货液舱和货液管等却要求专门技术劳力。两种货液舱的设计人员均要求具有高超技术并使用大型计算机。由于货物的性质和船的总造价,势必在整个船的设备选择上花费大量时间和精力。每天营运损失对船主来说,意味着失去大约75,000美元。

薄膜液舱需要一个具有特殊设备,生产隔热箱或胶木第二保护层的木工车间,并配有许多具有高超的加工薄钢板技艺的钣金工和专用设备。这些方式中一个主要弱点是具有大量的薄膜焊缝。要保证总长几千米的焊缝的密性是件非常费时的任务。

球型液舱要求技术优秀的装配工和焊工制造,以求:第一,保证舱的球度,第二,保证含大量铝或9%镍——钢舱壁板良好的焊接。所有焊缝均应经过超声波和X射线探伤试验。这两种材料舱壁板要求专门技艺的焊工焊接。结构强度要求该舱的球度应非常接近理想球体。船级社仅允许微小的偏差。

薄膜型舱和球型舱对船主尺度的要求大致相等。这是因为大抵半个球体露出主甲板,以致在相同的船体容积里大约装载同体积的液货。在球形舱的船上,货物重心甚高,必须对稳性给予充分注意。

薄膜液舱船的船体必须在液货舱的安装开始以前真正完工。液货舱不可预制,必须在完工的船体内一件一件装配起来。这样作业不需要大的吊车或其他重型设备,因此,常规装配平台均适用于这作业,然而要求靠近专门的木工车间。液货舱的安装是件费时的工序。

另一方面,球形液货舱可以在船体于船坞内建造时,在船体内建造,也可将液货舱在船外预制,敷好隔热层,待船体完工和下水后再吊入。后一种方法大大缩短了船舶建造总周期,但却要求使用1—1.5千吨大型吊车将液货舱吊入船体内。同时,在船坞外还要求设有诸如吊车、支架等建造液货舱的专用设备。

球型舱主要优点在于设计中能对它作充分的应力分析。因此,球体规模的增减不会产生难以预测的困难。而当薄膜型舱尺寸比例放大时将会发生什么后果,就难以预测。在某些现有的船上,这种比例放大引起了意外的飞溅问题(参考文献(5))。

只有液货舱完全呈球体时,分析方法才正确。离精确球形的小偏差会引起很大应力。这就是船级社关于球度规定十分具体的原因。对内压力,球体显得很坚实,而对外压力却显得薄弱。设计准则之一是球体应具有经受周围货舱破舱浸水压力的能力。

球体在舱内较在舱外更能承受较低压力而薄膜却不能承受这样低压。为此,对这两种型式舱,内压力控制变得极为重要。

对薄膜和球形这两种型式舱,设计原理完全不同。结构规则承认,尚无足够完善的分析方法可先分预计薄膜的应力和应变。并可认为:在规则中并没有规定的形状或制造工序。若第一保护层损坏,法规则要求完整的第二保护层容纳液货。对球体不要求这种完整的保护层。这规定名为“故障前泄漏”。这意味着:如存在有限裂缝,在发生漏泄后,该裂缝不能短时间内发展成危险裂缝。任何小的漏泄都能被探测到,且在发展至危险状况前及早采取预防措施。由于在漏泄液货能呈液态聚集之前很长时间内从小裂缝漏泄出的液货被蒸发,所以只要求设部分第二保护层甚至省去不设。

价格方面,这两种类型似乎相同。再者,由于任何船的价格受市场的影响,各国之间又不同,因此很难明确。

所有现代大型液化天然气船均为蒸汽轮机推进的高速船。在设计这些船时,燃油很便宜。液化天然气的价值较低,采用高速的原因在于这种船和岸上设施的初投资昂贵,必须加速资金周转。这类船的服务航速大约20节左右,同时需要35,000—40,000马力。其燃油消耗为175—200吨/天。大部分燃料由蒸发逸出的液货提供。

蒸发逸出的量决定于货液舱隔热层的质量。由于要求高的航速而且液化天然气的价格等于或低于燃油价格,因此不要求将蒸发逸出量减得比船舶主推进所需的量低得很多。这就导致现在的要求“每天产生的蒸发逸出量不可大于0.25%的货液舱容积”。这个许用的“蒸发逸出”量相当每天160—170吨的燃油,大抵上与这些船推进所需燃油量相等。装设柴油机替代蒸汽涡轮机的

建议并不令人感兴趣,原因在于:第一,尚无双燃料运行的试用和试验过的系统,第二,有足够免费的蒸发逸出的燃料供较便宜的涡轮机装置使用。

已出版的营运记录(参考文献(3),(6))表明在球形舱船上将蒸发逸出的量保持低于保证量比薄膜舱船容易。纯粹地从几何角度看,这是理所当然的。在自由支承球体舱外面比薄膜舱外面更容易保证其隔热层均匀,这是因为薄膜舱隔热层必须按照船体内壳复杂的形状铺设,并且还将支承货物重量的强度构件包括进去。对于球体只有舱支承是无法隔热的构件,仅此一项对热泄漏具有重要性。

对下一代液化天然气船必须考虑新的“标准”。燃油和液化天然气在价格上都急剧增加了。这导致新船最佳航速的研究。挪威摩斯公司的研究(参考文献(2))表明最佳的航速为17—18节左右。如果蒸发逸出量能减少,在这种航速下使用柴油机将为大量节省燃料留有余地。目前常规的柴油机不是用于双燃料的,这问题有待解决。

在柴油机直接喷射天然气燃烧正进行试验,且看来非常有希望。增加隔热层厚度以减少“蒸发逸出量”对球形舱无多大问题而对薄膜舱可能有问题。除非发展一种更有效型式的隔热层,否则这些舱内隔热层厚度的增加将使宝贵的货货空间损失。

“摩斯”已研究更大节能效率的液化天然气船的问题,并已发展了几篇关于这命题的文章(参考文献(2))。工业界现在急切地等待来自竞争者、薄膜设计师的响应。

在今后10—15年中建造的新液化天然气船与现在生产的船上几乎不会有什么大的不同,虽然如上概述的燃油经济性改善和“蒸发逸出”减少措施将肯定形成标准。如前所述,贝壳型液舱遭致命一击后,几乎不会取得第二次机会。日立/CBI型式由于球型舱基本设计准则容易被接受可能获得相当好的机会。如果将这种形式包括在内,那末有四种可利用的型式,两种薄膜型和两种球型可供选择。

本人相信下一代生产的大型液化天然气船将按这四种型式之一建造。这些船比现有船航速低。它们蒸发逸出量保证值仅为今天采用的保证量一半,除非产生一种满意的双燃料系统,否则它们很可能要求具有再液化装置的柴油动力装置。当主机停车时蒸发逸出气体怎么办的问题应以满意的方法加以解决。此时球型舱又有一优点,它允许舱内压力的增加。

将来这些船的“正确尺度”的问题仍正在讨论。目前的125,000米³级是很随意地确定的。

各企业所取的参数各异。几乎过去进行的任何最优化研究都着眼于尺度的经济性,都偏向把船造得尽可能

最大。然而,这种研究实在太局限,建造这些船舶必须要考虑其他企业。只能用于一个企业的尺度,一旦该企业发生严重问题时,可能成为经济性灾难。今天这点在超级油轮市场上十分明显。

每艘船舶遭受的财务风险主要是尺度问题。当今大型船舶在财务上已经极端困难,将来更大型船舶问题更严重。当一切顺利时效益可能较高,但由于价格较高以及由于使用船舶的适应性减小,大大增加了效益下降的危险。一切表明:下一代液化天然气船将与当今大型船舶的尺度大致相同,可能稍微大一些,130,000米³左右。

当今的液化天然气装置的经营者的十分幸运,每当他们有过剩的天然气出售或他们所属的船舶或储存装置发生问题时,总有大量过剩的液化天然气船可供选择。从船东利益出发,竭力希望下一代装置的经营者的将不会遇有这样机缘。企业之间紧密合作以后将更为重要。暂时吨位过剩的企业可以租给暂时短缺的企业。再者,这样的措施将促成标准的船尺度和标准化的容积出现。但并不意味对所有船只规定一组尺度和统一型的设备。只是在装卸装置和船舶这两方面的设计和设备在企业之间具有兼用性。从操作的观点看,两种薄膜型式和摩斯式球型液舱经多年成功营运都已能证实它们的价值。所有三种型式有各自的问题,但幸运的是都没有带来灾难性的后果。这些问题已经成文了,在此不赘述(参考文献(3),(4),(6))。

有两艘液化天然气船严重触礁,一艘为薄膜式,另一艘为球型式。它们均证实:两种围护系统都能承受货液舱周围船体重大破损。两种类型都由主管机关对其进行严格的试验和试航,并通过了要求。然而,没有一个设计能使据此造出的船可以承受一切不正确的使用。这可归结于一个相当简单的道理:不能宣称该船在各种情况下都绝对安全。操作人员的培训必须高标准,以免船舶处于不安全状态。IMO提出关于气体运输船人员所需基本训练的建议案。作者认为这建议案应成为规定,而且更重要的是:不准任凭各国家主管机关来制定由IMO规定的基本训练大纲。必须对所有气体运输船上的全部人员统一制定和采用训练大纲,特别是液化天然气船。同样重要的是:与这些船打交道的陆上人员也应获得这种训练。工业一般经受不起严重的差错。部分的液化天然气企业的认可过程还要加以明确和很好地制定包括两目的港和企业内的整个运输过程的应急部署。这种应急部署要求船东和企业作者之间的密切配合。

在现在大型的液化天然气船队里共有46艘125,000米³级船舶。这数量包括还未交货的几条船。其中十一条现有处于非长期营运。另外5艘为一直有倒闭危险的企业所使用。因此,大约 $\frac{1}{4}$ 可利用的大型船舶船队处于非

长期营运并被闲置。另外,更多是短期闲置以等待企业的复苏。这些闲置着,正寻求长期营运的船的企业的前途却并非乐观。

近来,石油过剩,导致油价下落再结合经济萧条,在世界范围内大大减少可燃气体需要量。

日本是最大液化天然气输入国并将在以,几年里从已有许多船舶为其服务的、被认可的企业里取得液化天然气的增加。日本正在与好几个国家进行洽谈,以使诸如澳大利亚、加拿大等国家继续以后的供给以及与泰国、孟加拉国和中东结成较松散的供货关系。然而,由于日本可燃气体需要的减退,这些企业在1990年前不太可能复苏。到那时,现闲置的船舶的船龄已接近15年,已无多大希望再为日本贸易服务。

第二最大液化天然气输入者欧洲的这类进口变得越来越少,且较少依靠上述国家。将来大部分天然气取自苏联和北海。在1990年前出现新的液化天然气企业似乎不太可能。

最后寄希望于美国,然而这种展望亦十分暗淡。美国政府对液化天然气进口给予最低的优惠。所需进口的天然气当然供应国是墨西哥和加拿大,经营道供货。但是美国仍为闲置的船舶留着仅有的希望,但机会不多。

美国有两只既闲置又可作业的收货码头。阿尔及利亚具有可燃气体又具有闲置液化能力,并还有大量闲置的船。那里就存在贸易的可能性。但如上所述,由于政治原因,形势对这种可能性很不利。尼日利亚是个替代的供货国,可是在这些船舶船龄里无论对欧洲或对美国的贸易都不会真正成为替代国。

这十分简要的市场调查的结论是对现有过剩的液化天然气船队不存在多大希望,下一代液化天然气船将于90年代或更远时间才建造。一般,对液化天然气,长期展望还是相当有希望。天然气的储量估计占世界已探明的碳氢化合物储存量40%,从全球范围来看,其重要性会增加。但是运输成本高仍为主要的障碍。如果对其他燃料具有竞争性,那末天然气才有销路。

当今造船市场十分萧条,在价格上是建造更多液化天然气船的大好时光。停工待产而有一定生产能力的造船厂都竞相提供有吸引力的价格和其他条款。但是这些船能否获得租船合同,1990年前的预测看来不妙,以致资金筹集困难。由于液化天然气船租船合同包含一些航运界通常不能接受的条款,所以以租船合同为基础的液化天然气船的资金筹集亦格外的复杂。液化天然气船是考虑作为整个企业的一部分。在企业中出现不可抗拒灾难局面可使这种船处于闲置状态,同时收益大大减少,

甚至恶化,很长时期内毫无收益。银行家对航运公司现金融计划是十分敏感和苛求的,而在不可抗拒灾难期间企业内任何原因造成的收入减少和丧失的风险,对任何银行家来说均认为是大有可疑的风险。

今天一艘125,000米³液化天然气船至少要耗费一亿五千万美元并要求每年收益达2000万美元以上刚好照顾到初投资。大部分船东将尝试筹集资金只以企业为后盾对这笔巨款承诺,不包括船东其他方面辅助资产。除非租船者在不可抗拒灾难期间仍保证至少足够偿还初投资的收益,否则银行家不能接受这种安排。上述有5条船的企业不能从租船者获得这种保证,除非租船者亦能从其他某些人取得转保证,因此,液化天然气船的筹集资金的最大问题是谁愿为这样巨款提供保证。

液化天然气航运是种非常冒险的航运事业,即使看起来它能给予船东长期稳定的收益。船东在承约前必须充分研究它的财务状况。这种航运业必须依靠财力雄厚的船主集团整体和每个有限股份的股东共同实行。

不会劝导任何欲建立自己船队的发展中国家将液化天然气运输作为可供选择的航运形式。这种风险很大,款数之大令人惊愕。本人对这些国家的建议是:通过无保证的租船和/或积极地但有限地和几个实力雄厚、能力强的合夥者一起参与这冒险,从而建立这一方面的能力。对船东和预期的船东,吸引力之一是长期即20年的具有长期稳定收益的承约期。从财务观点来看,这确实是有益的,但是必须考虑收益小和无收益的长期闲置的可能性。由于所有其他企业都是封闭自给的,在这期间其他企业使用这些船的可能性是非常有限的。

本人研究的结论是:对液化天然气贸易的继续发展应抱有适当的乐观。然而,本人预见在本十年中只会有非常小的进一步增长。下一代液化天然气船在1990年后才能建造。规模与现今船基本相当。除非能找到崭新的运输方法,否则新设计的对现今船要作更有效的改进余地甚小。很难描述某一企业,它能证明在2000年前能源市场中使用昂贵的北冰洋液化天然气船或潜水液化天然气船是合理的。供应市场的天然气有不同途径:管道甚至海底管道将可能成为液化天然气航运的另外的竞争者。虽然建造这些管道更昂贵,但由于政治或非经济原因可获得各种更优惠的财务条件,明显地使运输成本可以降低。

一般来说,液化天然气工业及能源市场,在所有国家里可能更多地要求循守政府规则。今后决定性讨论将是政治上的,而决非是经济或技术上的。

(参考文献见下页)

参考文献：

- (1) S. Murata, M. Kano, T. Okamoto, T. Nishimoto, M. Tateishi, T. Hori and P.R. Johnson:
"The Hitachi Zosen/CBI Spherical LNG Tank System", Gastech-82, paper 2, session 4.
- (2) R.S. Kvamsdal and S. Koren:
"Energy-saving LNG Carriers", Gastech-81, paper 2, session 4.
- (3) J.J. Cuneo, O.D. Andersen and H.H. Iversen:
"Operating Experience with LNG Carriers Applying the Skirt Supported,
Spherical Cargo Tank Design", LNG-6, paper 3, session 3.
- (4) B. Grison:
"Fifteen Years' Experience in the Operation of Methane Carriers", LNG-6, paper 2,
session 3.
- (5) R. Nagamoto, K. Hagiwara, A. Fushimi, A. Kawamura, M. Mori, E. Kajita, T. Miyanari,
T. Hori, S. Murata and M. Tateishi:
"On The Sloshing Force of Rectangular Tank Type LNG Carriers", LNG-6, paper 5.
session 3.
- (6) G.L. Cunningham and R.L. Prew:
"Operational Performance and Safety Aspects of LNG Ships", The Institute of Marine
Engineers Transactions 1981, paper 21.

1983年
国际海事技术学术会议
上海
10月22 - 26日

双拖冷冻渔船的设计及使用

郭仁达 中国水产科学研究院
田智作 大连渔轮厂

中国国内版权：上海市造船工程学会

中国之外世界版权：MarIntec Press (Far East) Ltd.

1983年10月

双拖冷冻渔船的设计及使用

郭仁达

中国水产科学研究院

田智作

大连渔轮厂

提要

8154型双拖冷冻渔船,其首制船已于1980年初投产。生产实践证明,该船适航性好,抗风浪性能强,拖力大,网次产量高,经济效益好。本文着重介绍该船设计及使用效果。

(一) 全船概况

1. 主要技术参数

L _{OA}	43.5米	C _B	0.542
L _{WL}	40.0米	C _P	0.616
L _{PP}	37.0米	C _M	0.880
B	7.6米	C _W	0.780
D	3.8米	冰鲜鱼舱容积	120米 ³
T	2.8米	冻结鱼舱+准备间	50+50米 ³
△	439吨	油仓容积	53米 ³
GT	291吨	淡水仓容积	43米 ³
主机功率	600马力		
试航速度	12.3节		
冻结能力	4.32吨/日		
船员人数	25人		

2. 主要设备

主机为8300C型柴油机,600马力,450转/分,匹配KDZ-05型电动遥控装置,可在驾驶室对主机遥控。设有2台64千瓦柴油发电机组,400伏,50赫芝。

拖网绞机拉力8吨,绞速60米/分,由主机带动的油泵供油。绞机容钢丝绳长度为600米,直径为25毫米;容夹棕绳长度为500米,直径为45毫米。

69-3型探鱼仪2台,753型雷达一台,150瓦中短波发讯机一台,WY-D3型定位仪一台。

3. 鱼获物保鲜方法

采用冻结及冰鲜结合的保鲜方式,高档鱼、鲑、虾予以速冻,其它鱼为冰鲜。设有2/6FS10型制冷压缩机2台,制冷量为3.5万大卡/时(-33/+35℃),以R22为冷媒。二台卧或平板冻结机,每台容量为0.72吨。

(二) 主尺度选择及线型设计

选择渔船主尺度,除满足船舶性能要求外,尚需考虑主船体容积利用及甲板布置需要。设计任务书要求鱼仓仓容为150米³,油水仓仓容约95米³,另从加工间布置需要考虑,准备及冻结间容积约需50米³。根据同类船统计资料,由仓柜总容积(V_h)与船体立方数CN(CN=L_{PP}BD)的关系,初步估算出所需CN;再由CN与排水体积(△)的统计资料,初步计算出▽值;进而选择诸项主尺度。本船主尺度的选择,重点考虑适航性的改善。

尾拖渔船在尾部进行渔捞操作,改善纵摇有实际意义。一般来说,加大船长对纵摇有利。在同海况相同Froude数下,纵摇角速度($\dot{\theta}$)与船长成反比($\dot{\theta} \propto L^{-1}$),而纵摇角加速度(θ_a)与船长 $\frac{2}{3}$ 次方成反比($\theta_a \propto L^{-\frac{2}{3}}$)。如果船长大于常见波卡(λ)的1.3倍($L > 1.3\lambda$),则纵摇会明显改善。对于小型渔船来说,上述条件难以满足,但在设计中可结合布置及航速的实际需要,合理选择稍大的船长。同时适当地加大卡度排水量比($L/\nabla^{\frac{1}{3}}$),可改善风浪中失速,并有利于改善垂荡。本船设计中,主要从布置及阻力性能要求选择船长,合理地照顾了改善纵向运动的需要。吃水对纵摇周期(T_ψ)有影响,选择稍小的吃水,能使自摇周期减小;另外适当增大B/T值,可增加纵向运动阻尼,对减小纵摇有利。由于适当加大L及减小T,使L/T加大,又对改善纵摇有利。

棱形系数的选取,主要从阻力观点考虑,同时需照顾到耐波性需要。据J.O.Traung的试验,渔船静水中的最佳棱形系数为0.575,而在波浪中为0.525。我国的几型耐波性较好的渔船,其棱形系数(C_P)多为0.570~0.590。取稍大一些的C_P,可增大首尾部浮力,减少上浪,并有利于减小纵摇幅度。本船取C_P为0.570,既主要从耐波性考虑,又注意到阻力性能的要求。

当本船航速为10~12节时,Froude数(F_n)为0.260~0.312(按L_{PP}计)。据D.J.Doust的试验,浮心纵向位置(LCB)可为中后2.8~3.6%L_{PP}。本船取LCB为3.14%L_{PP},较东黄海的一些渔船略偏前,主要从减少首部上浪考虑。首部采用V形剖面,适当加大了水线以上的外飘,采用首升高甲板增大首高,都为

改善首部浸溅性。V型横剖面，还能使渔船于长波中航行时（ $\lambda/L > 1$ ），有较小的纵摇角。

尾部线型对追浪影响较大，特别在顺浪航行时，往往在尾追浪迫下，船舶安全性受到威胁。本船因有尾滑道，设计水线尾端呈方形，水线以上也较丰满。为保证尾部流线畅通，尾部纵剖线较为平顺。由于采取上述措施，尾部有较充裕的储备浮力。纵摇阻尼加大，对减小纵摇幅度有好处。双拖渔船起网过程中，船舶要往后倒退。为减少尾部上浪，并方便渔捞操作，本船尾端略向后倾，使船舶后退时，能推开部分来浪。滑道坡度成45度角，较日本渔船斜度加大，方便起放网操作。尾艉

表1 设计船与8101渔船主要参数比较表

船 型	8154	8101
$L_{wl} \times L_{pp} \times B \times D \times T$ (米)	$40.0 \times 37.0 \times 7.6 \times 3.8 \times 2.8$	$37.5 \times 35.0 \times 7.2 \times 3.7 \times 2.8$
Δ (吨)	439	375.5
C_B	0.542	0.519
C_M	0.880	0.830
C_P	0.616	0.611
C_W	0.780	0.768
ie (°)	20.0	17.5
LCB (% L_{pp})	3.14	4.23
L_{pp}/B	4.868	4.86
B/T	2.714	2.57
$L_{wl}/\Delta^{1/3}$	5.324	5.241
L_{wl}/T	14.286	13.393
C_{vp}	0.965	0.676
D/T	1.357	1.321
L_{pp}/D	9.747	9.460

弧选择较大，尾部甲板较高，上浪机会减少。为方便绞拉充满鱼获物的囊网，滑道宽度取为3.0米。

横摇对渔捞操作有较大的影响，减少横摇加大自摇周期（ I_ϕ ），首先要合理选择初稳性高（ $\overline{GM}$ ）。为减小横摆扰动力矩，适当加大船宽（ B ）及水线面系数（ C_W ）会有好处。本船设计中采用了较大的中剖面系数（ C_M ），及略大的方形系数（ C_B ），以求加大横摇衰减系数。同样采用了稍大的垂向棱形系数（ $C_{vp} = C_B/C_W$ ），也为减小横摇扰动力矩。为缓和横摇，线型设计中，还采用了略小的艏部升高，以求获得较好的横摇衰减性能。对于比较瘦削的小型鱼船来说，适当加大艏龙骨面积（ A_K ），能有较好的减摇效果。本船艏龙骨面积，取为水线面面积（ $L_{pp}B$ ）的4.1%，大于一般船舶。本船设计中，还注意了尽量减小重心（ G ）与浮心（ B ）的垂向距离（ $\overline{GB}$ ），并取较小的横稳心半径（ $\overline{BM}$ ）与初稳心高（ $\overline{GM}$ ）的比值（ $\overline{BM}/\overline{GM}$ ），以求减少发生突摇而使横摇加速度增加的机会。

选择本船主尺度时，曾以耐波性较好的8101型鱼船作为对比，以求进一步改善耐液性能。表1所列为主要参数对比。

（三） 稳性及推进

1. 稳性

初稳心高（ $\overline{GM}$ ）直接影响横摇周期 T_ϕ ，选取 $\overline{GM}$ 值，首先应在保证稳性前提下选用较小值，以加大横摇周期。渔船属小型工作船舶，当波长等于船长顺浪航行，而船又处波峰时，其 $\overline{GM}$ 值会有较大的减小（据计算，对船宽等于7.6米的渔船，可减小0.20~0.25米），设计中必须引起注意。W.Möckel曾建议，对于船宽7.5~10.5米的渔船，若 $\overline{GM}$ 值取为0.69~0.77米，则船舶较少或很少上浪，船员没有很坏的反应，就是说耐波性较好。本船设计中，取 $\overline{GM}$ 为0.70~0.80米，而在海上捕捞时变化于0.70~0.77之间，以求获得较好的适航性能。表2所列为本船稳性计算结果。

2. 推进

对 F_n 数较高的船，剩余阻力所占比重大，适当增大相对卡度系数，有利于减小阻力和风浪中失速。设计本船时，注意到在所选 C_P 与 $v/\sqrt{L}$ 下，当航速为8.0~11.5节时，本船兴波阻力能处低值区。

在选定的主机功率下，合理增加拖力，是拖网渔船

表2 稳性计算结果表

装载情况	出港	捕鱼中	满载到港	半载到港
Δ (吨)	428.84	386.84	417.14	387.14
$\overline{GM}$ (米)	0.800	0.700	0.714	0.770
$\overline{GZ}_{\max}$ (米)	0.410	0.375	0.370	0.42
$\phi_{\max}$ (°)	42.5	35.0	37.5	37.5
K	2.20	1.68	1.88	1.89
备 注		油水50%, 冰95%		油水20%, 冰30%, 鱼60%

的一项重要技术指标。本船采用导管螺旋桨,按自由航速设计,用拖网工况进行空泡校核,并留有5%的功率储备。选用Ka4-55+19A型导管桨,D为1.39米,P/D为0.93。据设计计算,系桩拉力比普通螺旋桨高45%左右。据此,拟匹配500目×400毫米的大型网具(网口周径200米);其阻力在3.5节时为8.54吨。

本船舱面积系数 μ (S/LT)为3.68%,较一般渔船来得高,可以改善加装固定导管桨船舶的迴转性能。

采用导管螺旋桨,可以减小尾部垂向加速度,有利于尾部渔捞操作。

(四) 总体布置

渔船是海上工作船,总体布置必须首先满足捕捞作业要求。本船采用多次起拉网衣方式进行起网。左右通道首部设有转向滑轮,拉网长度在30米以上。左舷设一吊索,用以吊拉网衣。尾部渔捞甲板前端右舷,设有重型单桅,用于拖拉大网渔获物。为方便渔捞操作,本船鱼仓口偏向左舷。

为改善耐波性,尽量把液仓布置成深仓,以使在各种装载情况下, $\overline{GM}$ 值变化较小。将拖网绞机等较大的重量,尽量布置在船中,以减少对横轴的质量惯性矩。设计中尽量减少受风面积,缩小上层建筑,使水线上侧面积与水线下侧面积之比为1.44。水线上受风面积中心,在船长方向尽量靠近水线下侧面积形心,以减少由于风力作用的旋转力矩,保持良好的航向稳定性。本船油水等液仓的位置,考虑到纵倾调节的方便。

本船为横骨架结构,设计中充分考虑了纵向结构的加强,以及尾部和尾滑道等部位的局部加强。

(五) 试验及使用效果

1. 耐波性

本船设计阶段,曾对耐波性进行船模试验,表3在本船与8101型渔船耐波性比较。从试验结果中可以看出,设计船的纵摇及横摇值皆小于比较船。实船建成投入渔捞生产后,曾多次经受大风浪考验,9级风下可航行作业。船员反映本船稳,能耐风浪。

表3 耐波性船模试验结果表

船型	V(kt)	θ (°)		ϕ (°)		Z(°)	
		$\theta_{\frac{1}{2}}$	%	$\phi_{\frac{1}{2}}$	%	$Z_{\frac{1}{2}}$	%
8154	12.0	6.89	100	18.78	100	2.059	100
8101	12.15	7.78	112.7	20.05	106.9	2.07	100.6

2. 快速性

据船模试验结果,本船在12节时,阻力系数 C_D 为1.214;而8101船,在12节时为1.325;阻力性能较好。表4为航速测试结果。实船投产后,也证明本船航速较快,风浪中失速较小。

表4 实船航速测试结果表

主机转速 转/分	351	419.5	433	443	457.5	注 $\Delta' = 415$ 吨
主机排温 (°C)	219	310	324	349	385	
轴功率 (马力)	228.3	400.0	452.5	491.0	568.4	
航速(节)	10.33	11.46	12.03	12.10	12.30	

3. 推进性能

表5为系桩及拖网状况推进性能测试情况。在系桩情况下,拉力T为8.2吨(平均每马力约15.5公斤),比8101的5.5吨高49%(8101每马力约10.5公斤)。在3.4节拖网状况下,拖力T为6.0吨,比8101的4.5吨高33%。实船投产后,证明本船拖力大、拖速快,大风浪海况下也能顶风拖网。导管螺旋桨的导管,在使用三年后,基本上无腐蚀现象,使用效果良好。

表5 导管桨测试结果表

项目	转速 (转/分)	主机功率 (马力)	拉力及 拖力(吨)	注
系桩	400	530	8.2	V=3.4节
拖网	403	520	6.0	

4. 迴转性能

表6为迴转性测试结果。在主机额定转速下,迴转直径为总长 L_{OA} 的1.5~1.7倍。

表6 迴转性测试结果表

项 目	左转	右转
舵角(°)	35	35
主机转数(转/分)	45°	45°
D(米)	73	65
D/L	1.7	1.5
迴转时间	1' 43"	1' 40"

5. 经济效益

首制对船“舟渔621”,“舟渔622”,由舟山海洋渔业公司使用。1981年,单船年利润14.81万元,投资回收率10.97%,经济效果显著。表7所列为1981年两船经济效益对比。

表7 经济效益对比表(1981年)

船 型	8154	8101
年产量(吨)	773.5	847.5
年利润(万元)	14.81	4.39
吨油利润(元/吨)	431	157
吨鱼售价(元/吨)	607.02	363.77
投资回效率(%)	10.97	4.88
渔捞效益	1.498	1.225

8154型渔船于1980年正式投产,已经海上实践考验。本船适航性能良好;抗风浪性能强;8级风时仍能顶风放网和拖网;拖力大,拖速快,网次产量高;经济效益显著。该船经技术签定后,已批量建造。