

舰船轴系用高强度液压紧配螺栓研究的技术进展

黄冰阳 陈 奇

(哈尔滨工程大学轮机工程系, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要: 分析了国内外舰船和电站中液压紧配螺栓的研究应用现状, 阐述了轴系用高强度液压紧配螺栓的设计理念, 列出了各国船级社对液压紧配螺栓直径量的选取及相关要求, 指出了现阶段存在的主要问题以及今后的主要研究方向。

关键词: 液压紧配螺栓; 螺栓直径量; 轴系; 舰船

中图分类号: U664. 21

文献标识码: A

文章编号: 1673 - 3185(2007)02 - 75 - 06

Advance in the Research of High Strength Hydraulic Expansion Bolt for Marine Shafting System

Huang Bing-yang Chen Qi

(Dept. of Marine Machinery Engineering, Harbin Eng. Univ., Harbin 150001, China)

Abstract: The current development and application of hydraulic expansion bolt in ships and power plants are introduced and analyzed. The design of the shafting with high strength hydraulic expansion bolt is described. The requirement of diameter selection of hydraulic expansion bolt varies with the rules of different classification societies. However a few studies were done by the domestic ship community on the behavior of the bolt in ships under real conditions. It suggests that the standards of the bolt design need to be developed, and if applied in ships, it should be properly improved. Major issues and direction for the research of high strength hydraulic expansion bolt are then put forward.

Key words: hydraulic expansion bolt; bolt diameter; shafting system; ship

1 引 言

轴系用高强度液压紧配螺栓是一种带有可扩张中间锥套的紧配螺栓, 它由带斜锥套的杆身和具有相应圆锥内孔的中间锥套以及 2 只螺母组成。它利用过盈紧配合的轴向力使得法兰面产生摩擦力传力, 所以其扭矩的传递是通过两方面来实现的, 一是依靠螺栓在螺孔中的膨胀所产生的抗剪力; 二是依靠螺栓预紧力所产生的法兰面间的摩擦效应^[1], 这样使得连接更可靠, 保证设备的正常运行。它的最大优点是: 结构简单, 装拆方便并省时。由于安全系数和强度的提高, 与传统的紧配螺栓连接相比, 直径和数量可以减少, 相应法兰的直径也可减少, 从而联轴节法兰更为紧凑, 费用减少。缺点是液压紧配螺栓的材料要求较高, 配合面间的加工精度要求较高, 拆装时需要专用油泵。在技术不发达的年代和地区以及规模较小

的生产单位, 在应用上受到一定程度的限制。但随着国内外工业的发展和技术水平的提高, 其优点将会得到实现, 其应用将会越来越广泛, 前景也越来越广阔^[2,3]。

2 国外轴系用高强度液压紧配螺栓的研究应用

较早应用无键过盈连接的是瑞典的 SKF 公司, 该公司早在 50 年代就将它应用于大型轴承的安装和拆卸, 随后德国的德马克公司、哈威克公司都先后应用此项技术。而液压紧配螺栓是 20 世纪 80 年代由欧洲发展起来的一门新兴技术, 与传统的连接方式比较具有许多优点。

目前国外液压紧配螺栓已有系列产品并广泛地应用在舰船、电站和大型机械中, 如电站方面应用的英国 Pilgrim 国际有限公司开发制造的液压径向紧固螺栓 (国际专利号 WO8802074-A), 专用

收稿日期: 2007 - 01 - 18

作者简介: 黄冰阳 (1980 -), 男, 硕士研究生。研究方向: 动力机构振动与噪声控制。E-mail: huangbingyang@163.com

于汽轮机主轴的联轴器安装、螺栓和中间锥套的配合,其锥度为 1/32,材料使用英国 BS970 817M40 钢材。计算分析结果表明 Pilgrim 径向紧固螺栓的总传递力矩能力主要体现在螺栓摩擦传递,此值占了总传递力矩的 95% 以上。当出现极限负载、冲击负载或紧急停车时,不允许联轴器表面出现移动和滑动, Pilgrim 径向紧固螺栓满足这一要求,最大可以传递正常运行力矩的 6 倍多。目前这种螺栓已在国外汽轮机发电机组中广泛使用,例如美国的电力能源研究所 (EPR I) 于 1990 年确认 Pilgrim 径向紧固螺栓可以明显改善联轴器的分离。在 EPR I 的建议下,美国南加利福利亚 Mojave 火力发电厂于 1991 年在其 800 MW 机组上应用了这种螺栓,效果良好。英格兰 Heysham 核电 A 厂 2 台 660 MW 的 Alsthom 汽轮机,波兰的 Rybnik 发电厂的 200 MW 汽轮机都应用了 Pilgrim 螺栓^[4]。

法国 Alsthom 公司生产的 T2A-330 汽轮发电机组配套的液压紧配螺栓 (美国专利号 US4685188A),设计原理与 Pilgrim 公司设计类同,主要结构区别:螺栓锥套型式采用 C 形开口套,其配合锥度为 1/100,该开口槽道在自然状态下宽约 10 mm。实际应用中,在某台机组连续 3 次大修,曲柄测试结果表明使用液压螺栓的连接是对联轴器找中心存在一个自动修正功能,而不会在连接过程中产生任何附加的曲柄效应^[5]。

在螺栓应力分布方面研究,美国和瑞典在研究电站蒸汽轮机机壳使用液压预紧配螺栓的应力分配问题,提出螺栓是根据轴向应力分配设计而成,这种轴向应力分配是根据预紧力和工作载荷来计算的。应力分配的标准:螺纹的根部应力是螺栓表面应力的 85%,螺纹从底部到顶部的应力逐渐递减,设计螺栓底部螺纹应有一个微小锥度,大约 1/125,这样能显著改善预应力对螺纹的影响^[6],对液压螺栓应力研究很有借鉴。

在国外舰船轴系方面广泛应用的有瑞典 SKF 公司联轴器液压超紧配螺栓,其优点有快速达到同心度,且均匀预紧,有效避免联轴器错位和振动不平衡危险等。SKF 液压超紧配螺栓已形成系列标准产品,直径从 40 ~ 138 mm 不等,通常螺栓与螺孔的间隙取螺孔直径的 0.05% ~ 0.15%,最大剪应力设计为 280 N/mm^2 ,最大轴向应力为 350 N/mm^2 。它规定了联轴器法兰用液压紧配螺栓数目通常不少于 6 个,液压紧配螺栓材料特性要求有:螺栓轴材料为 B. S 817M40,级 SS2541 相当于 DN 34NiCrMo SAE 4337,机械特性为 700 N/mm^2 ;轴

套材料为 B. S 708A42,级 SS2541 或 SS2244,相当于 DN 42CrMo4 SAE 4140,机械特性为 700 N/mm^2 ,其液压紧配螺栓和外套都具有较高的机械特性,能够承受轴系高强度大扭矩的要求。1986 年 SKF 液压紧配螺栓已应用在 OTSO 破冰船轴系 4 个法兰式联轴器上^[7]。

3 国内轴系高强度液压紧配螺栓研究应用

我国研究液压无键连接技术方面的研究起步较晚,从技术到产品都发展较慢。上海交通大学的严济宽在 1963 年介绍了液压连接技术在船舶动力装置中的应用,并且对液压联轴器的连接原理、力学特性、拆装工艺及设计方法都进行了研究与分析,使国内在船舶领域应用液压技术有了初步认识^[8]。此后,我国于 1985 年发布的国家标准《GB 5371-85 公差与配合过盈配合的计算和选用》^[9],1992 年许定奇、孙荣文编写出版的《过盈连接的设计、计算与拆装》^[10],以及 2004 年陈奇的博士论文“船舶高强扭矩液压联轴器性能研究”^[11]中对液压连接技术在过盈配合中的应用做了较全面的阐述,尤其在液压联轴器方面的应用目前已形成了规范标准,对液压紧配螺栓的设计应用起了很大的借鉴作用。

国内在高强度螺栓及其连接方面研究较早的单位有铁道科学研究所于 1957 年研制出用 20MnTB 和 35VB 钢材材料高强度螺栓代替 45 号钢的螺栓^[12],具有良好的力学性能和工艺性能,并且具有较好的断裂力学性能,且制订了高强度螺栓国家标准 GB/T1228-1231-91。国内船舶行业对液压螺栓技术研究比较滞后,到 20 世纪末我国多数使用的液压紧配螺栓都是进口的,应用在电站方面的,如进口的法国 Alsthom 生产的 350 MW 和核电 900 MW 机组。江油发电厂、珞璜电厂、广东大亚湾核电站、广州黄埔发电厂、华能岳阳电厂和岭澳核电站的汽轮机发电机组的联轴器螺栓均使用液压紧配螺栓。国内相关单位专家也开始对液压紧配螺栓进行研究,发表了相关的论文,并成功地在实际中应用,其中由东方汽轮机厂和华能上安电厂协作研制出的液压螺栓,于 2003 年成功应用在华能上安电厂国产 300 MW 机组上。在开发研制过程中,完成了大量的理论分析和强度计算,之后进行了液压螺栓的实物试验,进一步验证螺栓的受力情况与拉伸量、拉应力的关系,修正理论计算结果。对液压螺栓的现场安装和应用有着非常重要的指导意义。由于汽轮发电机组轴系传递的单位强度较

低,其工况变化情况较少,故在选择材料的时候可以要求指标低些,例如东汽厂设计锥套强度时周向拉应力最大为 343 MPa,剪切力计算则按运行过程中扭矩完全由锥套以及螺栓承受的剪切力来传递。东汽厂和上安电厂研制出液压螺栓系统,填补了国内机组在此项技术上的空白。标志着我国自行设计的液压螺栓在实际应用阶段迈出了重要一步^[13]。哈尔滨汽轮机厂陶传斌等人设计的汽轮发电机组联轴器液压膨胀螺栓于 2001 年 2 月申报专利(专利号 ZL01248540.3),它属于实用新型,主要结构特点是锥形螺栓中段表面是双螺纹,其它基本类同于 SKF 螺栓型式。

液压紧配螺栓目前在国内民用船舶和出口船轴系上的应用较为广泛,但在军用舰船高强度大扭矩轴系上的应用还较少。国内最早研究开发船舶轴系联轴器液压螺栓的是上海船厂研究所,在 1997 年开发试制中间套扩张式液压紧配螺栓,并于当年 6 月成功安装于德国船东的 30 000 t 多用途货船上。近几年来先后获得了 GL、CCS、RINA、LR 等国内外多家船级社的认可,已成功地使用在 20 多艘各种类型船舶上。其主要设计要点是:以具有高强度、高韧性和高屈服极限的 40CrNiMo 和 35CrMo 来分别制造中间锥套和螺栓。锥套调质后硬度为 HB260~290,螺栓调质后 HB 为 290~315,螺栓组的配合圆锥面的锥度 K 取 1:40,中间锥套和螺栓锥部配合的表面粗糙度为 $Ra0.8$,接触面积不少于 80%;提出螺栓拧紧后螺纹连接件的预紧力不得大于其材料屈服极限的 80%。如螺栓材料取 35CrMo,预紧应力为材料屈服极限的 55%~57%^[14]。研究主要集中在制造工艺方面。

渤海造船厂在建造 29 000 t 多用途船时,设计中间轴与主机输出端之间法兰的液压连接螺栓按照 BV 规范(96 年版)要求设计的 76 mm 液压螺栓,其有关设计的图纸及工艺文件得到了船东、船检的认可。螺栓材料为 35CrMo,机械性能抗拉强度不小于 850 N/mm^2 ,屈服强度不小于 640 N/mm^2 ,延伸率为 13%,硬度为 HB245~290,提出液压螺栓安装后最终应能保证中间锥套与法兰孔之间的过盈量为 $0.02 \sim 0.03 \text{ mm}$,螺栓配合面锥度推荐 1:80~1:30^[15]。

另外,采用液压紧配螺栓在舰船轴系法兰上的作用体现在轴系“对中”定位方面还能改变传统落后的制造工艺程序。以 H2556 船的法兰式联轴器为例,锥体螺栓材料为 35CrMo,热处理 HB207~269,按 5 级精度,扩张式锥套材料为

40CrNiMo,热处理为回火,按 5 级精度,两者配合锥度为 1:40。扩张式锥套能够在轴向力的作用下,很容易消除间隙,能与螺栓孔组合形成良好的匹配关系,故很容易使联轴器法兰校中完成,对缩短整个轴系安装工期做了很大的贡献^[16]。

4 舰船轴系高强度液压紧配螺栓的设计理念

过盈配合的应用是在生产实践中出现并随着“公差与配合”标准的完善而逐步发展起来的。1833 年拉美提出了承受内压和外压厚壁圆筒的应力与变形的计算公式,这一公式奠定了弹性范围内过盈配合计算的基础,并在生产中取得了经济效益。1858~1861 年俄罗斯加道林院士,根据拉美公式,采用过盈配合的组合圆筒解决了军工和机械工程中常遇到的炮筒、高压管道和容器等圆筒件能承受较高内压力问题^[17]。

在工程实际中,特别是在传递较大转矩的过盈连接计算中,常常出现弹—塑性范围内过盈配合的应用。德国在最新的 DN-7190 标准中,对圆柱形作用面的过盈设计计算原理做了规定。针对配合件的变形情况,按照纯弹性变形、弹性—塑性变形及全塑性变形 3 种状态,具有 3 种不同的承载能力。在纯弹性配合的情况下,结合压力产生的应力与变形成正比,所以配合件不存在塑性变形;在弹—塑性变形过盈配合情况下,配合件中的塑性伸缩力在弹—塑性承载范围内,并没有达到全塑性状态;在全塑性变形过盈配合情况下,连接件强度开始迅速降低,配合件的塑性伸缩力会得出无限值,因此全塑性承载是不允许的。因此, DN-7190 标准给出了纯弹性过盈与弹—塑性过盈配合两种情况下的过盈量及结合压力,从而计算出过盈配合的传扭能力^[18]。

液压紧配螺栓的设计属于弹性范围内的过盈连接。其主要工作状态有 3 种:

- 1) 螺栓工作时只承受剪力;
- 2) 螺栓在工作时只承受轴向力;
- 3) 螺栓承受剪力和轴向力。

在实际工作状态下受力主要是靠紧配螺栓本身来传递完成的,所以螺栓直径的选取是至关重要的,船级社对采用液压紧配螺栓代替传统铰制螺栓,其螺栓的直径量计算仍按全铰制紧配螺栓。如 CCS 规定在联轴器接合面处紧配螺栓的直径 d_b 应不小于下式的计算值:

$$d_b = 0.65 \sqrt[3]{\frac{d_0^3 (B + 160)}{i \cdot D \cdot BB}} \quad (1)$$

式中, d_0 为中间轴计算直径, mm; i 为螺栓数; D 为节圆直径, mm; σ_B 为中间轴材料的抗拉强度, N/mm²; σ_{BB} 为螺栓材料的抗拉强度, N/mm²。

液压紧配螺栓的安装主要靠液压泵来完成, 所以在设计时就不得不考虑其安装工艺特性。由于安装拉伸时螺栓和中间锥套的锥部配合起始点难以有效确定, 实际操作中螺栓的轴向拉伸量难以确定, 所以目前液压紧配螺栓主要是以安装压力作为安装拉伸时的主要检测数据。安装压力直接决定了螺栓拉伸到位后中间锥套外圆在相配内孔中的扩张过盈量, 所以安装压力的计算尤显重要。安装压力的计算可根据材料力学中关于厚壁圆筒的计算公式以及圆锥面的过盈连接的工作原理和相关计算公式进行。

$$p = \frac{1}{d} \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \quad (2)$$

式中, C_1 , C_2 为中间参数; δ 为过盈量, mm; E_1 为被包容件(螺栓)材料的弹性模量, MPa; E_2 为包容件(锥套)材料的弹性模量, MPa。

安装压力 F 的计算公式:

$$F = d l P \left(f + \frac{K}{2} \right) \quad (3)$$

式中, F 为安装压力, N/mm²; K 为配合面的锥度, 通常取 $K = 1/40 \sim 1/50$; P 为螺栓锥部配合面比压, MPa; d 为螺栓锥部配合面平均直径, mm; f 为配合面摩擦系数; l 为螺栓与联轴器相配内孔的

结合长度, mm。

在安装中, 要注意液压螺栓和螺栓孔安装间隙大小不同选择其螺栓配合锥面比压不同, 安装压力也不同, 如某型军辅船轴系使用 52 ×155 mm 液压螺栓拉伸控制参数, 见表 1。在不同的工作状态下, 液压紧配螺栓的过盈量、间隙量和螺栓的预紧力需要计算确定, 它们对整个系统的安全起到了重要作用。

表 1 52 ×155 mm 液压紧配螺栓拉伸函数表

δ /mm	F /N · mm ⁻²	δ_1 /mm
0.035	9.7 ±0.3	0.005 ~ 0.031
0.067	11.4 ±0.3	0.005 ~ 0.031
0.082	13.3 ±0.3	0.005 ~ 0.031

注: 表中 δ 为螺栓中间锥套与法兰螺栓孔的间隙; δ_1 为螺栓中间锥套与法兰螺栓孔安装后的过盈量。

5 各国船舶规范中液压紧配螺栓直径量取值及相关要求

目前液压紧配螺栓在实际应用中具有较多的优点, 在造船业已经开始了大量应用, 但液压螺栓自身技术标准世界各国尚未制订, 所以液压紧配螺栓的直径仍然使用各国船舶规范中铰制螺栓直径计算公式来计算, 下面以上海船厂的某型船舶系动力参数^[19](表 2)为例, 通过计算说明国外几个典型国家船舶规范与我国的紧配螺栓直径量取值(表 3)的比较。

表 2 某型船轴系动力参数

主机功率 P_w	额定转速 n	紧配螺栓数量 i	法兰螺栓组中心 D	螺栓材料的许用压力 σ_{BB}
/kW	/r · min ⁻¹	/个	/mm	/N · mm ⁻²²
7 800	104.5	12	740	552

表 3 国外几个典型国家与我国船舶规范中紧配螺栓的直径量取值

国家	计算公式	中间轴直径 /mm	紧配螺栓直径 /mm	说 明
美国	$d_b = 0.65 \sqrt[3]{\frac{d_0^3 (\sigma_B + c)}{i \cdot D \cdot \sigma_{BB}}}$	398.603	60.023	d_b —紧配螺栓直径, mm d_0 —所需轴直径, mm D —螺栓节圆直径, mm c —材料系数(160)
挪威	$d_b = 0.65 \sqrt[3]{\frac{d_0^3 (\sigma_B + 170)}{i \cdot D \cdot \sigma_{BB}}}$	400.155	60.830	i —精配的或普通的螺栓数目
德国	$d_b = \sqrt[3]{\frac{240 \cdot 10^6 \cdot P_w}{i \cdot D \cdot \sigma_{BB} \cdot n}}$	398.603	60.453	P_w —轴传递的额定功率, kW
日本	$d_b = 0.85 \sqrt[3]{\frac{d_0^3}{i \cdot D}}$	398.600	71.782	n —轴转速, mm ⁻¹ σ_B —轴材料的规定最低抗拉强度, N/mm ²
中国	$d_b = 0.65 \sqrt[3]{\frac{d_0^3 (\sigma_B + 160)}{i \cdot D \cdot \sigma_{BB}}}$	398.603	60.023	σ_{BB} —螺栓材料的最低抗拉强度, N/mm ²

注: 为计算、注释方便, 各规定公式已统一字母、符号。

表 3 中为计算对比方便,中间轴材料抗拉强度统一取 500 N/mm^2 。各国计算均按柴油机推进计算选取系数,挪威计算时设计系数 K 按光轴选取为 1.0,日本轴径直接取与其他各国相近,目的是为了对比螺栓直径方便。从计算数值可以知道,各国的紧配螺栓直径大致相同,但是由于公式中考虑的因素不一样,所以造成了少许的差异。其中美国、中国和挪威公式中均以中间轴直径为参考点,考虑了轴系材料和螺栓材料性能的影响,得到了较好的螺栓直径数值,合理地利用了钢材料。而德国以中间轴传递功率为参考点,主要考虑了主机功率的变化范围以及螺栓的材料性能,这就要求紧配螺栓具有承载在主机转速范围内不同的工况变化冲击的能力,螺栓直径计算值与其他国家大致相同。日本计算公式中虽然也是以中间轴直径为参考点,但是并未考虑轴系和紧配螺栓的材料强度,仅仅是通过中间轴的直径影响间接地考虑传递功率的要求,所以螺栓直径计算值偏大,抗冲击能力也相应提高。从轴系的要求中我们知道,联轴器的质量越轻,结构越紧密,则轴系的工作性能越好。所以各国对安装螺栓的法兰厚度都做了要求,通常中间轴、推力轴上和螺旋桨轴前端的连接法兰,其厚度必须至少是规范所规定轴径的 20%。此外,这些法兰不得薄于配合螺栓的规范直径,这样既能保持紧配螺栓安装要求,又能达到尽量减轻法兰的重量的目的。

根据各国船级社对紧配螺栓的要求,液压紧配螺栓也应具有相应的规定:

1) 美国船级社《钢质船舶建造和入级规范》1992年版中规定:除尾轴外其他各轴的极限抗拉强度 σ_b 要求不应大于 799.8 N/mm^2 。螺栓材料的最低抗拉强度至少与轴系的相同,最高不大于 $1.7 \sigma_b$ 或 1000 N/mm^2 。联轴器螺栓应精确配合,材料应为钢质,其延伸率不应小于 16%。由紧配螺栓和非紧配螺栓组合传递动力时,对应最坏负荷条件下最大扭矩时的剪切应力应不大于螺栓材料规定的最小屈服强度的 50%^[20]。

2) 挪威船级社《钢质海船入级规范》中规定:轴系必需是最低抗拉强度为 430 N/mm^2 的钢材。额定螺栓应力不超过螺栓材料的屈服强度的 70%。螺栓的长/径比应足以保证安全摩擦连接^[21]。

3) 德国劳氏船级社《钢质海船入级和建造规范》2000年版中规定:轴系所用材料的最低抗拉强度,一般应在 $400 \sim 800 \text{ N/mm}^2$ 之间。用于连接联轴器法兰的螺栓,通常应设计成精配螺栓。除

了曲轴的联轴节以及推力轴和曲轴之间的联轴节以外,在联轴节接合面处的螺栓直径在下列情况下可以减小:仅在静水中航行的入级船舶可以减少 5.2%;在大湖中航行的入级船舶,可以减少 2.6%^[22]。

4) 日本海事协会《船舶建造与入级的规范和章程》1982年版中规定:轴的材料为 KSF45 碳钢锻件为根据,其他高强度的抗拉锻钢所需要的轴径可以减少到海事协会允许的数值。取钢制连接螺栓的规定抗拉强度大于 440 N/mm^2 ,连接螺栓的直径可以减少到海事协会能接受的值^[23]。

5) 中国船级社《钢制海船入级规范》2006年版中规定:中间轴材料抗拉强度一般取 $400 \sim 800 \text{ N/mm}^2$,螺栓材料的抗拉强度不小于轴系材料的抗拉强度,不大于 1.7 倍中间轴材料的抗拉强度,也不大于 1000 N/mm^2 ,对于其他轴用螺栓也根据中间轴确定的螺栓直径量做了相应的规定^[24]。

船舶轴系使用螺栓技术标准研究和制订,各国船舶标准做了一般性规定,技术要求主要参考机械行业标准,如 BS4604-2-1970 中对结构钢制构件中高强度摩擦紧固螺栓应用进行规定^[25]。军用舰艇螺栓标准制订以美军标 ML-DTL-1222J-2000 技术要求最为详细^[26]。液压紧配螺栓标准未制订。

6 结 论

现阶段我国在轴系中所使用的液压紧配螺栓产品多数为进口,国内对液压螺栓在实际工作条件下螺栓的抗拉、抗压、抗剪、抗冲击等方面进行研究不多;其次,液压紧配螺栓锥形套的传递扭矩特点使得它与配合面之间的摩擦系数要求越大越好,而作为螺栓本身抗剪切要求,则要求螺栓与配合面的摩擦系数则要求越小越好,这之间是存在矛盾的,需要进一步探讨。另外,目前液压紧配螺栓未形成自身技术规范标准,螺栓的设计比较单一,现阶段多是针对某一型号的舰船来设计。发表文章大都是工艺性研究、属于研仿设计,其材料、公式以及过盈量等技术要点又大多数是参照 SKF 公司的产品。但是 SKF 公司在中间锥套内表面强化处理的技术核心没有公开,所以国内设计的液压紧配螺栓和外套的传扭和摩擦系数均需要重点研究。

由于液压紧配螺栓在国内许多行业还没推广开来,设计单一,价格相对较贵,还没成为标准件,很多能应用的行业还不能深入了解和使用这种产品。综合上述情况,今后应该着重在如下方面开展研究,以便提高液压紧配螺栓拆装过程中的可

靠性、单位质量承载能力和经济性。

1) 研究舰船高强度大扭矩轴系选用液压紧配螺栓的受力情况和应力分布,结合轴系设计有关要求形成舰船轴系用高强度液压紧配螺栓设计方法。

2) 研究液压紧配螺栓传递大扭矩时靠剪切力传递的扭矩与法兰结合面之间的摩擦阻力矩最佳比例。

3) 研究液压紧配螺栓和外锥套表面工艺强化措施,以及它们配合工作时的摩擦系数的变化。

4) 研究制订液压紧配螺栓的技术标准及系列参数。

参考文献

- [1] 张富明,王英. 新型液压紧配螺栓的优点及其应用[J]. 船舶, 1999(2): 24-25.
- [2] 陈奇,刘志刚. 舰船用大扭矩液压联轴器研究的技术进展[J]. 舰船工程研究, 2004(1): 40-44.
- [3] PLOKE G. Steigerung der verschraubungsqualität an kupplungen hoher leistung mittels spreizbolzen[R]. Geman: VDI Verlag, 2003.
- [4] RICHARDS J,黄建新. 汽轮机联轴器的新型螺栓技术—径向紧固螺栓的特点及其使用业绩[J]. 上海汽轮机, 2001, 3(1): 61-67.
- [5] 范林辉. 锥形套液力连接螺栓在汽轮机发电机组联轴器上的应用[J]. 四川电力技术, 2005(5): 26-27.
- [6] SUNDBERG S, ODSBERG H, HOLST J et al. hydraulic method for closing steam turbine casings: Proceeding of the 1998 1st IEEE/IMEche International Conference on Power Station Maintenance-Profiability Through Reliability, No. 452 Edinburgh: UK, Mar 30-Apr 1. 1998[C]. IEEE, 1998.
- [7] The SKF Supergrip Bolt for Rotating Flanges[R], OUA KO Couplings AB. 1998.
- [8] 严济宽. 液压连接在船舶动力装置中的应用[J]. 中国造船, 1963(52): 34-37.
- [9] G5371—85 公差与配合过盈配合的计算和选用[S]. 北京: 标准出版社, 1986, 7.
- [10] 许定奇,孙荣文. 过盈联结的设计、计算与拆装[M]. 北京: 中国计量出版社, 1992.
- [11] 陈奇. 船舶高强度大扭矩液压联轴器性能研究(博士学位论文)[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2004, 7.
- [12] 沈家骅,刘宪成. 我国高强度螺栓连接的现状与发展方面[J]. 钢结构, 1999, 14(3): 53-54.
- [13] 徐为,罗富春,等. 汽轮机发电机组联轴器液压拉伸螺栓的开发应用[J]. 热力发电, 2003(12): 43-45.
- [14] 康兆宗. 联轴器液压紧配螺栓的设计与工艺[J]. 船舶工程, 2002(1): 32-34.
- [15] 关玉清. 液压拉伸螺栓的设计[J]. 船舶, 2000(4): 40-42.
- [16] 张俊森. 液压紧配螺栓的应用分析[J]. 江南集团造船技术, 2001(6): 21-25.
- [17] DAV DSON T E. The autofrettage principle an applied to high strength light weight gun tubes Report No WVT-R I-5907-REV-1, AD676550[R]. NTIS, 2003.
- [18] DN-7190 1998-7 Pressverbände Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln[S].
- [19] 杜可顺. 液压无键联接的设计与应用(硕士学位论文)[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2001. 10: 16-26.
- [20] 美国船级社. 钢制船舶建造和入级规范[S].
- [21] 挪威船级社. 钢质海船入级规范[S].
- [22] 德国劳氏船级社. 钢质海船入级和建造规范[S].
- [23] 日本海事协会. 船舶建造与入级的规范和章程[S].
- [24] 中国船级社. 中国钢制海船入级规范[S]. 2006.
- [25] BS4604-2 Specification for the use of high strength friction grip bolts in structural steel work metric series-higher grade (parallel shank)[S].
- [26] ML-DTL-1222J General specification for studs, bolts, screws and nuts for applications where a high degree of reliability is required, 2000[S].

(上接第70页)手段,在深入分析维修活动的基础上,研究了维修保障系统资源调用的一些建模方法,提出了维修资源调度模型建立的一般过程和方法,并对某疏水泵维修过程中的资源调度过程利用 Petri模型进行了分析,最后简要介绍了 Petri网模型在工程资源保障仿真中的应用。这些研究对于维修保障资源调度的科学决策和实现维修资源的优化配置具有十分重要的意义。然而,MS-Petri网的一些实现方法,MS-Petri模型和MT-Petri模型如何结合还需更加深入的研究。这些问题的解决都

将有利于提高维修资源调度的效率。

参考文献

- [1] 王亚彬. 仿真技术在维修资源预测中的应用研究[J]. 计算机仿真, 2005, 22(7): 249-259.
- [2] 甘茂治. 军事装备维修工程学[M]. 北京: 国防科学出版社, 1999.
- [3] 袁崇义. Petri网原理与应用[M]. 北京: 电子工业出版社, 2005.
- [4] 曲长征. 基于赋时有色 petri网的维修过程模型[J]. 计算机仿真, 2006, 23(4): 8-14.