

doi: 10.11832/j.issn.1000-4858.2014.10.001

作者简介:刘银水,男,1973年出生,江西九江人,工学博士,华中科技大学机械学院流体动力控制工程系主任,教授,博士生导师。2002年获得华中科技大学机械电子工程方向博士学位,2004年华中科技大学材料科学与工程博士后流动站出站后留校任教。入选教育部新世纪优秀人才计划,华中科技大学“华中学者”,甘肃省飞天学者。中国机械工程学会高级会员、流体传动与控制分会水液压专业委员会副主任委员。主要研究方向为电液控制技术、水液压传动与控制技术、深海作业技术、新型绿色消防技术。近年来主持国家自然科学基金、863计划、海军装备计划、载人航天预研、军品配套项目等20余项。发表SCI&EI&ISTP收录论文40余篇,出版专著1部,主编“十二五”国家级规划教材1部,获中国、美、日、欧盟专利29项;获国防科技进步二等奖1项。



大深度潜水器海水液压浮力调节技术研究进展

刘银水^{1,2}, 吴德发^{1,2}, 李东林^{1,2}, 赵旭峰^{1,2}

(1. 华中科技大学 机械科学与工程学院流体动力控制工程系, 湖北 武汉 430074;

2. 华中科技大学 数字制造装备与技术国家重点实验室, 湖北 武汉 430074)

摘要:海水液压技术由于其与海洋环境相容,具有海深压力自动补偿功能、运行成本低、工作介质易处理、难燃、系统组成简单、清洁等优点,已在国内外的深海装备中得到了成功应用。采用海水液压浮力调节系统替代油压和气压浮力调节系统,具有结构简单、性能可靠等优点,是目前大深度潜水器采用的主要形式。介绍了海水液压浮力调节的国内外简况,分析了深海环境对元件性能产生的影响,包括海深压力和温度对介质特性的影响,海水介质的颗粒污染、海深压力对摩擦副的影响等;从新结构、新材料、新工艺等方面提出了相应的解决措施。最后,重点介绍了我国在海水液压浮力调节技术研究方面的进展。

关键词:大深度潜水器;海水液压传动;浮力调节系统;海水泵

中图分类号:TH137 文献标志码:B 文章编号:1000-4858(2014)10-0001-10

Seawater Hydraulic Buoyancy Adjusting System for Large-depth Submersible

LIU Yin-shui^{1,2}, WU De-fa^{1,2}, LI Dong-lin^{1,2}, ZHAO Xu-feng^{1,2}

(1. School of Mechanical Science and Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, Hubei 430074;

2. State Key Laboratory Digital Manufacturing Equipment and Technology, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, Hubei 430074)

Abstract: Seawater hydraulics is successfully used in deep-sea equipments because of its environmental friendliness and cleanliness, seawater pressure automatic compensation, low operating cost, easy disposal of working media, simplicity of system composition. The seawater hydraulic buoyancy adjusting system is a promising substitute for oil hydraulic and pneumatic ones because of many advantages, such as simple mechanism and high-reliability, and is most often used in large-depth submersibles. The development situation of seawater hydraulic buoyancy adjusting system at home and abroad is briefly introduced. Then the effects of deep sea environment on seawater hydraulic components, such as the seawater pressure and the temperature on the working media, particles suspended in the seawater and the seawater pressure on the friction pair are analyzed. Meanwhile, the solutions based on new structures, new materials

收稿日期:2014-09-10

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50975101);国家高技术研究发展专项经费资助项目(2009AA090100);新世纪优秀人才支持计划(NCET-13-0231)资助

and new procedures are further proposed. At last, the research and development status of seawater hydraulic buoyancy adjusting system in China is introduced.

Key words: large-depth submersible, seawater hydraulics, buoyancy adjusting system, seawater hydraulic pump

引言

大深度潜水器是进行海洋开发所必须的高技术装备之一,用于运载人员或设备到达各种深海复杂环境,进行高效勘探、科学考察和开发等作业。目前深度大于3000 m的载人潜水器全世界共有8艘,美国3艘,俄罗斯2艘,法国、日本及中国各拥有1艘^[1-2]。虽然我国“蛟龙”号潜水器在同类型替器中拥有最大下潜深度,但目前该潜水器40%的元器件,如载人舱、浮力调节海水泵、推进器等关键元件均依靠进口,关键技术受制于人^[3-4]。

浮力调节系统是潜水器的重要子系统之一。潜水器在大深度环境下工作时,众多因素会引起其重力和浮力的动态变化,如:取样后重力的增加、布放设备后重力的减少;不同水域海水密度变化引起的浮力变化;深海条件下潜水器结构变形引起浮力的变化等。为确保潜水器具有相对稳定的作业姿态,需要对其进行浮力微调,使浮力与重力实现动态的平衡。除了简易的抛载浮力调节方式外,目前常见的浮力调节有如图1所示的三种方案^[5]。

图1a是利用高压气瓶中的高压空气来排放水箱中的海水,从而实现浮力调节。此时气压必须高于水深压力,而且随着水深的增加,气源发生装置的体积重量增加,能耗也急增。另外,这种方法只具有单向浮力调节能力,即只能通过减少重量来调节浮力与重力的关系,因此潜水器只能完成简单的预定任务。

为了克服单向浮力调节的局限性,使潜水器在水下获得更好的作业能力,需要实现浮力的双向调节。图1b的油压浮力调节系统采用软、硬两只油箱,当所有的油都在耐压油箱里时,橡皮囊受到压缩,排水体积最小,浮力小;当油泵把油液加压输送到潜水器舷外的橡皮囊里时,排水体积增加,而重量未变,所以浮力增加。这种浮力调节系统复杂、笨重,而且液压油和海水要严格分离,在大深度条件下易失效。

为了解决这些问题,海水液压浮力调节系统随之出现,如图1c所示,其原理是在潜水器内放置耐压水箱,其容积等于所要求的最大浮力调节量。需要调节浮力时,用容积式海水泵将水箱中的水排出,或者从海洋将海水注入到耐压水箱,使潜水器的重量发生变化,以此来控制潜水器的沉浮。相比油压气囊式浮力调节

系统,海水液压浮力调节系统充分利用工作环境中的水介质,省去了易失效的皮囊,使系统得到了简化,减小了重量与体积,提高了浮力的调节范围,同时,使系统的可靠性及潜水器的下潜深度得到了提高。

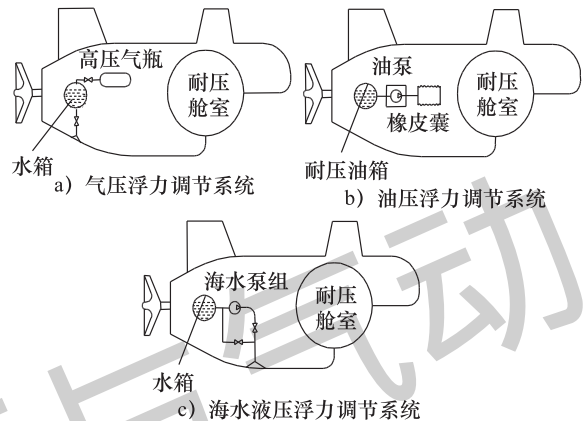


图1 潜水器可调浮力系统

从上面的分析可以看出,浮力调节的三种方式分别对应气压传动、油压传动和海水液压传动。其中,油压传动和海水液压传动的组成均包括油(水)箱、油压(海水)泵以及控制阀组等。同油压传动相比,海水液压技术由于其与海洋环境相容、具有海深压力自动补偿功能、运行成本低、工作介质易处理、系统组成简单等优点,已在国内外的深海装备中得到了成功应用,被公认为是大深度潜水器浮力调节的理想方式,特别是在大潜深、浮力调节范围宽的情况下,其优越性更加突出。

1 海水液压浮力调节系统发展概况

世界上第一艘现代化的载人深潜水器“Alvin”号于1964年正式服役,下潜深度为2000 m,如图2所示。潜水器通过悬挂压载下潜,到达预定深度,抛掉一部分压载进行科学考察或作业,作业完成后再抛掉剩余压载实现上浮,该调节方式称为抛载式浮力调节。



图2 “Alvin”号潜水器

为确保潜水器在一定深度具有相对稳定的作业姿态,潜水器需要进行浮力微调。第一代“Alvin”号可调压载系统如图 3a 所示,采用软质皮囊加耐压油箱^[6]。

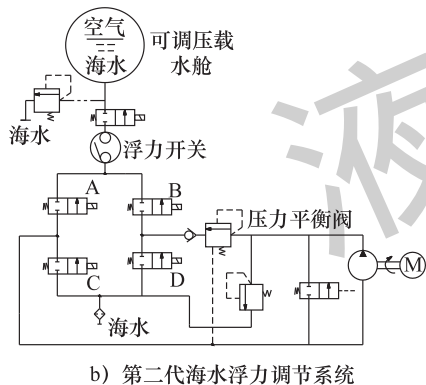
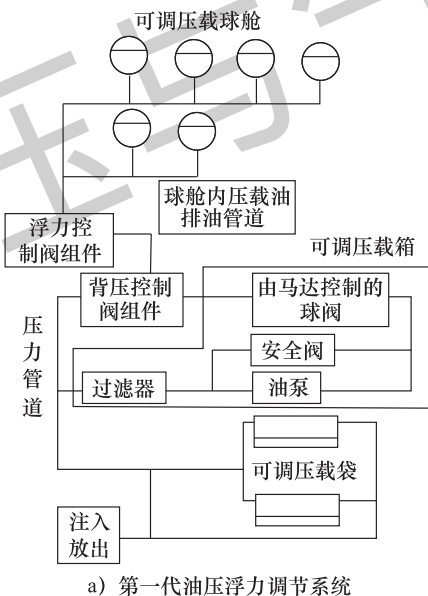


图 3 “Alvin”号液压可调浮力系统

1973 美国 Woods Hole 海洋研究中心对“Alvin”号的浮力调节系统及其它部件进行了改造,使其下潜深度增至 4500 m^[7]。这是国际上首次报道使用海水液压系统取代传统油压系统用于大深度潜水器进行浮力微调。改造后的可调浮力系统如图 3b 所示,称为“Alvin”第二代海水浮力调节系统。其工作原理为:海水的注入、排出由一组 4 个截止阀控制,通过 AD 通电(BC 断电)进行海水的排出动作,BC 通电(AD 断电)进行海水的注入动作。可调浮力水舱采用预充高压空气的结构,这有利于压载水舱的结构强度设计以及改善海水泵的吸入特性,但增加了充气系统和高压保护元件。

三菱重工于 1981 年研制了“Shinkai2000”深潜水器,下潜深度 2000 m。1989 年又建成了“Shinkai

6500”,其下潜深度为 6500 m,为当时同类型中下潜最深的潜水器^[8]。该潜水器的可调浮力系统与“Alvin”第二代浮力调节系统类似,均为海水浮力调节系统,其工作原理如图 4 所示。相比“Alvin”号,“Shinkai6500”浮力调节系统得到进一步简化,省去了可调压载舱出口处的截止阀、安全阀、浮力开关、单向阀、与泵并联的安全阀以及实现电机空载起动的开关阀。

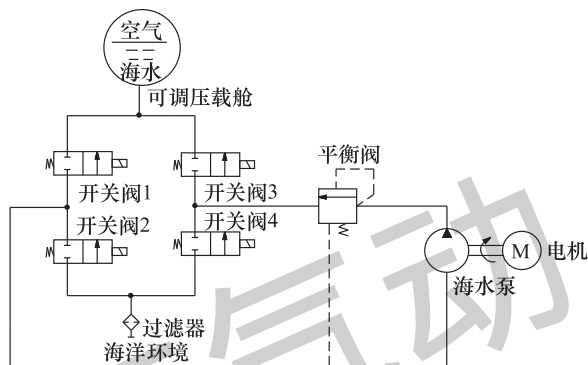


图 4 “Shinkai6500”海水液压浮力调节系统

1987 年,芬兰的 Reuma-Repola 公司受前苏联诺尔希夫海洋研究所和科学研究院委托研制出了“Mir-1”和“Mir-2”号大深度载人潜水器,潜水器的最大下潜深度为 6000 m。该潜水器前后布置有两个压载水舱,在大深度载人潜水器中首次使用综合性的海水可调浮力系统,实现了纵倾调节及浮力微调系统的统一^[9]。

我国于 2000 年左右开始论证大深度载人潜水器,2007 建成“蛟龙”号潜水器,如图 5 所示,并分别于 2009、2010、2011、2012 完成了 1000 m、3000 m、5000 m 和 7000 m 海试,且于 2013 年完成了应用海试^[10]。该潜水器采用抛载形式实现下潜与上浮,纵倾调节通过控制水银的移动,浮力微调采用海水浮力调节系统。“蛟龙”号可调浮力系统如图 6 所示,可调压载舱采用常压结构,压载舱内压力范围为 0 ~ 3 MPa,可调容积 310 L,可调浮力系统与其它潜水器的海水浮力调节系统相似。



图 5 “蛟龙”号潜水器

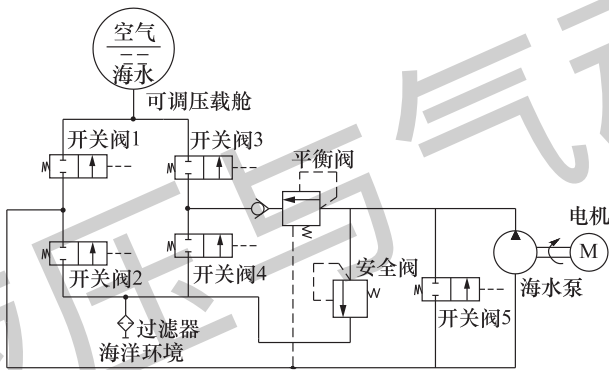


图6 “蛟龙”号潜水器海水浮力调节系统

2003年5月, Woods Hole 海洋学研究所提出新概念“Alvin”号的设计方案, 2004年, 完成了新的浮力调节系统设计方案。该系统原理如图7所示, 前后均布置有压载水舱, 中间布置有主压载水舱, 代替原抛载式主压载系统, 由海水液压系统同时实现纵倾调节、下潜与上浮主压载调节以及浮力微调^[11]。使用海水主压载调节系统后, 将使新“Alvin”具备更灵活的下潜能力, 潜水器具备在任何深度实现均衡的能力, 可实现一次下潜完成多个深度的作业任务, 具备翻越海底高山的能力^[12]。虽然由于技术和资金等问题, 目前新的方案还未完全实现, 但潜水器浮力调节的新方案得到了业内认可。

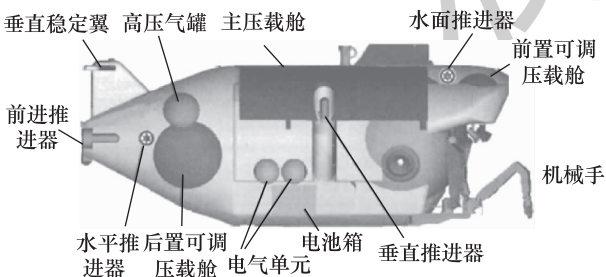


图7 新“Alvin”号浮力调节系统布置

可见, 对于大深度载人作业型潜水器, 海水液压浮力调节系统已在国际上得到了普遍应用, 并且处于进一步丰富该系统功能的阶段。而对于无人潜水器, 由于其尺寸、重量、功能、深度等参数跨度大, 浮力调节方式也是多种多样, 有人工配重式、抛载式、活塞式、油压皮囊式及推进器补偿等形式。但对于大型或具备较大取样作业能力的无人潜水器, 采用海水浮力调节系统也是一种趋势, 如美国大型无人扫雷潜水器“Seahose”号^[13,14]及水下作业型缆控潜水器“Tiburón”号^[15]等。

随着海水液压技术发展、海水液压元件不断完善和提高, 海水液压技术在大深度潜水器中的应用将不仅只局限于浮力和纵倾调节, 还可以广泛地应用于作

业工具及机械手等子系统, 代替传统的油压系统, 实现多个系统的统一, 成为潜水器综合海水液压系统。

2 大深度超高压海水泵国内外研究概况

对于大深度海水液压浮力调节系统, 其核心是海水泵。该海水泵的压力属于超高压范畴(如下潜水深达3000 m, 则海水泵的压力需要超过30 MPa); 同时由于工况复杂, 海水泵受力非常特殊, 常规结构难以满足要求。目前, 可生产该用途海水泵的国家主要为美国、日本、俄罗斯等海洋强国。大深度潜水器相关技术属于敏感技术, 很难从美国和日本获得技术支持, “蛟龙”号载人潜水器的浮力调节海水泵进口于俄罗斯^[16], 但该水泵性能与可靠性均不理想。因此, 大深度超高压海水泵是大深度潜水器公认的瓶颈技术之一, 被确定为我国大深度潜水器实现国产化的四大关键技术之一。经过多年的研究, 我国在大深度海水浮力调节系统及关键元件的研究方面也取得了突破性进展。

2.1 国外

1) “Alvin”号浮力调节海水泵

美国1973年将“Alvin”号的油压浮力调节系统改造为海水可调浮力系统, 所用超高压海水泵由美国海军船舶研究与发展中心的水下系统分部负责设计。该泵的外形如图8所示, 为阀配流轴向斜盘柱塞泵结构, 润滑方式为油水分离形式, 其中传动结构采用油润滑, 水下4000 m的工作流量为6.44 L/min, 最大工作水深为4500 m^[7]。

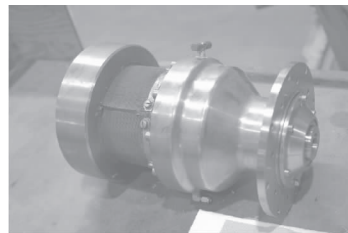


图8 “Alvin”号浮力调节海水泵

2) “Shinkai6500”号浮力调节海水泵

“Shinkai6500”号浮力调节系统所用的超高压海水泵由日本船舶研究协会总体负责, 由三菱重工、川崎重工株式会社及杉野机械股份有限公司合作完成, 该泵结构与“Alvin”号浮力调节海水泵的结构相似, 也为阀配流轴向斜盘柱塞泵结构, 润滑方式为油水分离结构, 传动结构为油润滑, 如图9所示。该泵的最大工作压力为75 MPa, 柱塞数为5, 最大工作压力下的流量为6 L/min, 容积效率为76.5%。该泵经过200 h的寿命试验, 运行良好, 效率未出现明显的下降^[17,18]。

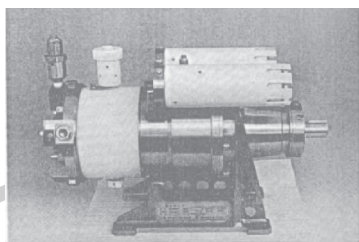


图9 “Shinkai6500”号浮力调节海水泵

3) “蛟龙”号浮力调节海水泵

“蛟龙”号浮力调节系统使用的海水泵由俄罗斯水力机械生产联合体研制,如图10所示,其最高工作压力为72 MPa,最高压力下输出流量为3 L/min^[6]。该泵的结构区别于美国与日本的浮力调节海水泵,为阀配流油水分离卧式三柱塞曲柄连杆泵,柱塞与柱塞套采用组合密封圈进行密封,不仅效率偏低,可靠性也不理想。如2012年7000 m海试时,潜至6965 m时,由于海水泵发生故障,“蛟龙”号海水浮力调节系统无法实现排水功能^[19]。

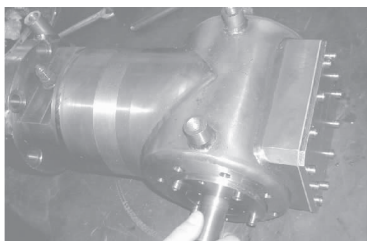


图10 “蛟龙”号浮力调节海水泵

2.2 国内

2010~2013年,华中科技大学研制了两种不同转速的中浅深度浮力调节海水泵,最大海深600 m,流量为25 L/min,重量为21 kg^[20]。2012年研制成功压力45 MPa,流量5 L/min的超高压浮力调节海水泵,将用于我国即将研制的4500m级载人潜水器,并于2013年将该泵压力升级至80 MPa。

3 海水液压浮力调节关键技术及解决措施

海水液压浮力调节系统主要的海水液压元件包括高压海水泵及控制阀组,其面临的技术问题主要来自于两个方面,一是海水介质的特性带来的问题,二是由于深海环境因素带来的问题^[21,22]。

海水的理化性能与传统矿物油介质相比存在很大差别,主要表现为:①由于海水含有氯离子等多种离子,其腐蚀性强;②海水的黏度很低,仅为液压油的1/30~1/50,在对偶摩擦副中很难形成流体润滑,往往产生干摩擦;③海水的汽化压力(50℃时为

0.012 MPa)比液压油(50℃时为 1.0×10^{-9} MPa)高 10^7 倍,很容易产生气穴;④海水的密度比油大10%,导热系数是油的4~5倍,比热是油的2倍,弹性模量比油大50%,水中声速比油大10%。由此而带来的问题包括:

(1) 腐蚀与磨损 金属材料在海水介质中的腐蚀形式主要有电化学腐蚀、点蚀、缝隙腐蚀、晶间腐蚀、应力腐蚀、腐蚀疲劳等。同时由于水的黏度低,摩擦副之间难以形成完整的流体润滑膜,从而加剧了摩擦副材料的磨损。因此,在海水液压技术研究中,一个重要内容是寻找可以承受较大的负载而又耐蚀耐磨的材料配对副。而且对海水和淡水而言,其磨损特性是不同的。有些材料在海水中的摩擦系数小,但磨损率大;而在淡水中摩擦系数大,而磨损率小;

(2) 泄漏与效率 在相同过流面积和压差作用下,海水的泄漏量比油大。泄漏会对海水液压元件造成以下影响:①元件和系统的容积效率下降,进而使总的效率降低。②元件的加工困难。为了减小泄漏,势必要提高加工精度,这将使加工难度和加工成本提高。③在压力很高的情况下,通过微小缝隙泄漏的流速非常高,易造成拉丝侵蚀;

(3) 气穴与噪声 水液压元件产生气穴主要是由于水介质的气化引起的。气泡崩溃产生很大的压力冲击波,一方面会对零件表面产生很强的破坏作用,另一方面会产生很大的气穴噪声;

(4) 冲击与振动 海水泵柱塞腔压力的交变会产生很大的压力冲击。水的压力冲击比油大,主要是由于两方面的原因,一是水的密度比油大,二是水的压缩性比油小。因而,水的流动惯性大,易产生水锤。压力冲击使得振动加剧,促使零件的磨损加快。

除此之外,深海环境还会对元件的性能产生如下影响,主要包括^[23,24]:

(1) 深海压力和温度对介质特性的影响 海水的密度、黏度、体积弹性模量等理化性均随环境而变化,而且跨度大(环境压力最大跨度达100 MPa,海水温度最大跨度达20℃以上,如考虑气候温度变化,最大温度跨度将达60℃以上)。如在70 MPa,水温4℃时,与1个标准大气压,20℃环境相比,海水的黏度增大近60%,密度增大约3%。体积弹性模量受含气量影响较大,同样含气量的海水,高低压情况下的体积弹性模量可能相差10倍甚至更多;

(2) 海水介质的颗粒污染 由于天然海水介质中

含有大量悬沙,对海水液压元件的抗磨粒磨损提出了更高的要求。不同水域、不同季节、不同深度条件下,悬沙存在巨大的差异,如东海和黄海春季在不同水域就存在较大差异。表1为我国东海某处天然海水中颗粒污染物的含量及对应的污染等级,从油液压系统的污染控制角度来看,该污染等级即使对于一般低压油液压元件也难以满足要求。

表1 天然海水的污染等级

水样	ISO4406 污染等级
天然悬沙溶液 54 mg/L	23/23/20

对于污染物的控制,采用精细的过滤器进行过滤是一种方式,但这将使得过滤器的更换频繁,降低了系统的可靠性。还需要深入研究污染颗粒对磨损的影响,包括不同材料副、不同粗糙度、不同形貌、不同工艺在不同悬沙浓度下的摩擦磨损特性,从而获得抗磨粒磨损性能较好的材料配副。

(3) 深海特殊工况下的结构型式 浮力调节海水泵以天然悬沙水为工作介质,介质具有润滑性差、腐蚀性强、磨粒磨损严重的特点;同时,大深度条件下,摩擦副处于高速重载状态,润滑状态恶劣;此外,浮力调节海水泵柱塞与主轴的受力复杂,作用力的大小与方向受海深、压载舱压力以及注水与排水工况等多种因素的影响。现有常见海水泵的结构不能满足要求,我国某重大工程中就曾因为选用国外现有的海水泵而出现承受不了外压而不能工作的状况;

(4) 海深压力对摩擦副的影响 液压元件摩擦副众多,在深海温度和压力联合作用下,其形变的尺度、方向性和一致性差异很大。同时,以海水作为工作介质时,摩擦副的间隙比油压元件小。在大深度环境下,元件结构尺寸产生的形变是不可忽视的。如海水泵柱塞副的配合间隙为 $1 \sim 10 \mu\text{m}$ 级,而在大深度环境压力的作用下,柱塞或柱塞套的结构变形也可能达到这个数量级,由此必然造成精密配合的形变失调;同时,由于海水元件对配合间隙的敏感性,摩擦副流场的流态会发生改变(如从湍流到层流或从层流到湍流),润滑状态可能存在流体润滑到混合润滑之间的转化。相比较而言,油压元件由于摩擦副的间隙大一些($10 \mu\text{m}$ 级以上),对形变的敏感度要小得多。

对这些问题,其解决措施可以粗略地概括为以下几个方面^[25,26]:

(1) 新结构 为了描述方便,将使柱塞远离斜盘

的作用力称为回程力,使柱塞压向斜盘的作用力称为压载力,下面简要分析浮力调节海水泵主要零部件受力情况。注水时,压载调节海水泵的入口与环境相通,出口与压载舱相通。吸水行程,柱塞腔的压力略小于环境压力,而柱塞另一端所在润滑腔与环境压力相等,柱塞所受液压回程力较小;而压水行程,当作业深度较浅且压载舱内压力较大时,柱塞腔压力远高于环境压力,柱塞受很大的压载力。排水时,海水泵入口与压载舱相通,出口与环境相通。吸水行程,柱塞腔压力等于压载舱压力,当作业深度较大且压载舱内的压力较小时,则柱塞吸行程力受到的液压回程力较大,使柱塞远离斜盘;而压水行程,柱塞腔的压力只是略大于环境压力,柱塞所受的压载力较小。因此,需要基于工况的分析,从结构原理上解决浮力调节海水泵受力复杂的问题。

此外,由于浮力调节系统为开式系统,水中悬沙对配对副的磨损较大,因而不仅需从材料上解决配对副超高条件下的磨粒磨损问题,也需要从结构设计上减小悬沙对海水泵寿命的影响。

(2) 新材料 新型工程材料的应用是海水液压技术的一大特色和亮点。国内外的研究者对此进行了大量的研究。目前应用的材料主要包括耐蚀合金、工程塑料、工程陶瓷等。海水浮力调节液压泵的抗污染能力也对材料的选择提出了更高的要求。

耐蚀合金是海水液压元件中应用最广泛的一种材料。耐蚀合金的种类很多,钛及其合金、哈氏合金具有优秀的耐蚀性能;其次是镍基合金和铜合金;不锈钢是目前海洋环境中应用普遍的一种耐蚀合金,主要应用的种类是奥氏体不锈钢和双相不锈钢。

(3) 新工艺 新材料的应用必然涉及到与之相适应的工艺。目前常用的陶瓷工艺方法有等离子喷涂、火焰喷涂、电弧喷涂及整体烧结等。在海水环境中,表面喷涂陶瓷零件的主要失效形式是涂层特定相的选择析出和结合界面的缝隙腐蚀,从而引起涂层的剥落和热裂纹。

对于金属材料,盐浴复合处理(Quench-Polish-Quench, QPQ)是一种金属熔盐表面强化改性技术,其方法是将工件在两种不同性质的熔融盐液中先后进行处理,使多种元素同时渗入金属表面,形成由几种化合物组成的复合渗层,使金属表面得到强化改性,耐磨性、抗蚀性和耐疲劳性同时得到提高。应用该工艺对不锈钢进行处理后的材料腐蚀及耐磨性能还需要进一

步深入研究。

对于工程塑料,目前材料较多的是注塑工艺,将塑料注塑于柱塞套内壁、配流盘表面、滑靴球窝等,既避免了利用整体塑料带来的强度和变形等问题,又充分利用了工程塑料良好的耐磨性。

4 我国海水液压浮力调节系统研究进展

国内在大深度潜器海水液压浮力调节系统的研究方面起步较晚,根据已有的文献资料,华中科技大学是国内较早从事该系统相关元器件研究的单位。

4.1 浮力调节海水泵

华中科技大学从 2010 年开始从事海水浮力调节技术的研究,于 2011 年研制成功 600 m 级的中浅深度海水泵,如图 11 所示,其压力为 6.3 MPa,流量为 25 L/min,泵组的噪声控制在 65 dB(A) 以内。在进行了一年的湖试、海试等现场试验后,已经小批量生产应用^[27]。

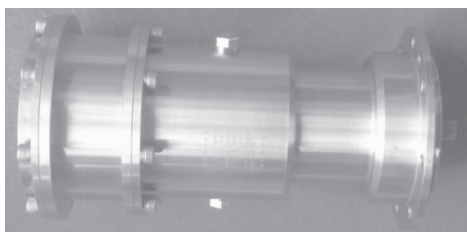
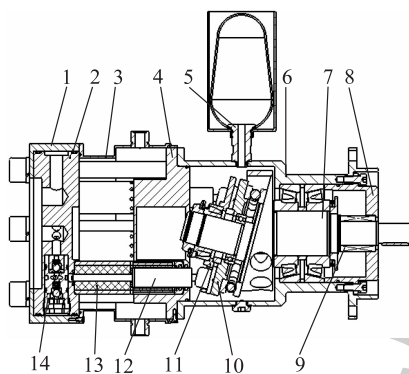


图 11 中浅深度浮力调节海水泵

同时,华中科技大学在“863”计划、国家自然科学基金的资助下,针对 4500 m 级深潜水器的要求,开展了浮力调节超高压海水泵的研究^[28,29]。

基于大深度浮力调节海水泵以天然悬沙水为工作介质、工作压力高、柱塞与传动轴双向受力等因素,确定的海水泵总体方案如图 12 所示,该泵为固定间隙强制复位的滑靴柱塞阀配流式海水泵,主要包括配流阀



- 1. 导流环 2. 后端盖 3. 冷却腔 4. 缸体 5. 压力补偿器 6. 壳体
- 7. 传动轴 8. 前端盖 9. 机械密封 10. 斜盘 11. 回程盘
- 12. 阶梯柱塞组件 13. 柱塞副组件 14. 配流阀组件

图 12 超高压海水泵结构原理图

组件、柱塞滑靴组件、柱塞套、传力及复位机构和压力补偿器。该泵工作时直接裸露于海水中,压力补偿器用于实现润滑腔内压力与环境压力的平衡。固定间隙回程复位机构区别于弹簧复位结构,回程盘左端与轴承接触,并通过螺母固定,强制使柱塞回程和压进。同时传动轴选择圆锥滚子轴承成对使用,使传动轴能够承受柱塞的双向受力,以应对极限工况注水及排水功能。图 13 为该海水泵的样机。

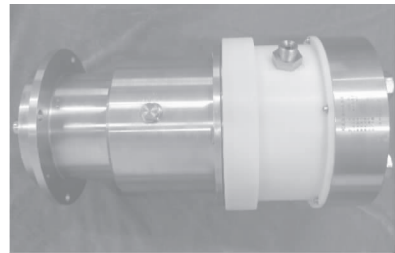


图 13 4500 m 级浮力调节超高压海水泵

所研制超高压海水泵在不同转速下的流量压力曲线以及容积效率和机械效率曲线分别如图 14 ~ 图 16 所示。在 1000 r/min 时,空载流量为 6.3 L/min, 48 MPa 时为 5.7 L/min,总效率为 81%,容积效率为 91%,机械效率为 90%;80 MPa 时流量为 5.3 L/min,总效率、容积效率和机械效率分别为 81.3%、85.8%

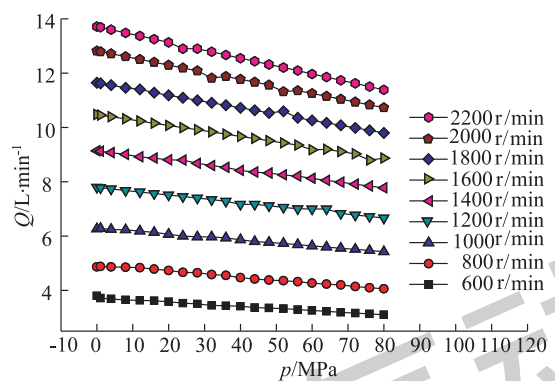


图 14 超高压海水泵流量压力特性曲线

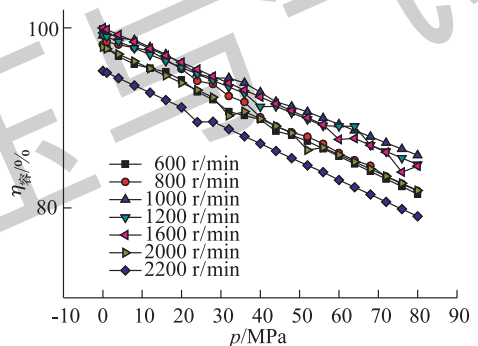


图 15 超高压海水泵容积效率特性曲线

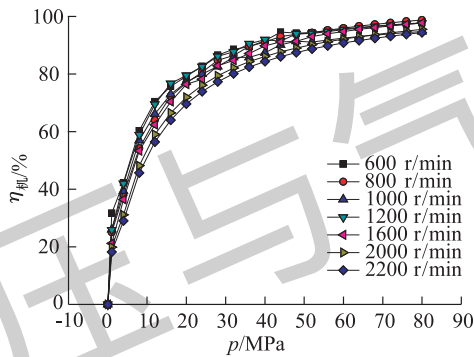


图 16 超高压海水泵机械效率特性曲线

和 94.7%。试验结果表明,该泵在 600 ~ 2000 r/min 转速范围内,流量随压力的增加几乎呈线性降低;随着转速的增加,该泵流量增加,并均能获得较高的容积效率,但当转速大于 1000 r/min 时,容积效率不再随着转速提高而增加,这主要是因为转速增加到一定程度后,配流阀的滞后会越来越严重,从而使容积效率降低。另外,在测试的压力和转速范围内,机械效率随压力的增大而提高。

该泵已与“蛟龙号”潜水器的控制阀组、压载水舱及控制系统进行集成,完成了 4500 m 的压力筒试验,试验效果良好,如图 17 所示。表 2 为该泵与国外几种相同功能海水泵的性能对比。可以看出,与“蛟龙号”潜水器浮力调节海水泵的性能相比有很大的提高。



图 17 超高压海水泵压力筒试验

4.2 浮力调节控制阀组

不同浮力调节系统控制阀组的构成基本类似,如图 6 所示,主要由 4 个截止阀、1 个压力平衡阀和 1 个安全阀组成。截止阀的作用是通过不同的组合切换方式,使得海水泵既可以实现向压载水舱注水,也可以实现从压载水舱向海洋环境排水;在中浅深度环境或截止

阀放于密闭舱室,截止阀可以采用电磁铁驱动。压力平衡阀的作用是平衡外界海水压力,防止海水倒灌,使液压系统受控,避免因海水深度的变化对液压系统造成的影响;安全阀的作用是在电磁阀不能正常开启情况下,防止海水泵和管路内部压力过高而损坏,起保护作用。

表 2 国内外浮力调节超高压海水泵总效率比较

海水泵	压力/MPa			
	20	40	45	70
所研制海水泵	69.1%	79.9%	81.3%	81.9%
“Shikai6500”海水泵	65.8%	76.1%	75.2%	79.4%
“蛟龙”号进口海水泵	48%	56%	58%	55%

对于截止阀组,由于其特殊工作环境和功能要求,从而对性能上具有如下特殊要求:

(1) 海水截止阀必须双向密封,亦即其进出口是可以互换的。而常见的电磁截止阀大多只能单向密封,亦即进出口是固定设置的;

(2) 由于工作介质中含有泥沙、盐垢等固体颗粒,截止阀必须具有良好的抗污染性能;

(3) 截止阀既工作于海水泵的出口,也工作于其进口,为了减小其对海水泵的自吸性能的影响,必须尽量减小流道及阀口的压力损失;

(4) 安装空间狭小,截止阀组必须小型化和轻量化。

华中科技大学先后研制出海水液压平衡阀、安全阀(图 18)和四合一集成电磁截止阀组(图 19)。工作介质为海水或淡水;工作压力:5 MPa;流量不小于 25 L/min(此时阀的压力损失小于 0.08 MPa);其中平衡阀的开启压力小于 0.25 MPa;电磁阀安装于海水泵的入口时,海水泵的流量达到不安装电磁阀的 85% 以上,并经过百万次以上的寿命试验,电磁阀保持零泄漏^[30-32]。

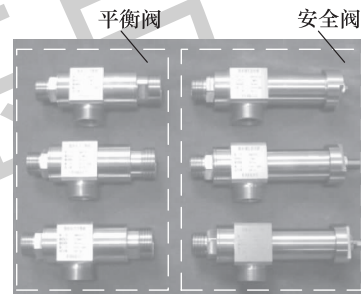


图 18 海水液压平衡阀和安全阀



图 19 四合一海水液压电磁阀

在此基础上,研制出八合一的浮力调节控制阀组(包括6个电磁阀、1个平衡阀和1个安全阀),如图20所示,采用该控制阀组,海水浮力调节系统只由两部分构成:海水泵+集成阀组,省去了不同阀之间复杂的接头、管道和密封,极大地简化了系统的安装,提高了可靠性。



图 20 八合一海水液压电磁阀

同时,为了满足大流量浮力调节的需要,同时研制出通径 DN50 的六合一集成式电磁阀组,如图 21 所示。该阀可以安装于离心泵的入口,在通流量为 $22 \text{ m}^3/\text{h}$ (约 $367 \text{ L}/\text{min}$) 时的压力损失只有 0.085 MPa ,可以完成多个水舱之间复杂的调水功能,具有集成高效的优点。同时,工作介质只需要经过 $40 \sim 100 \mu\text{m}$ 的过滤,具有很强的抗污染能力。

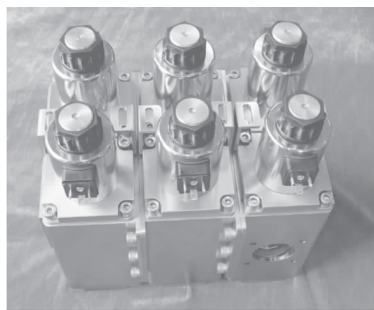


图 21 DN50 的六合一集成式电磁阀组

4.3 浮力调节系统

在上述海水液压元器件的基础上,华中科技大学

开发了两种类型的海水浮力调节系统,一种是电机+海水泵+集成阀组的形式,电机根据需要可以采用直流电机、交流电机或伺服电机,如图 22 所示。

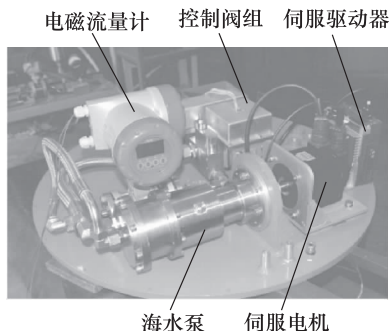


图 22 海水液压浮力调节系统

同时,采用电机驱动离心泵,并利用图 21 所示的大通径集成电磁阀组,可以构成大流量的浮力调节系统,实现潜水器快速调水和纵倾调节功能。

4.4 浮力调节系统控制方法

浮力调节系统的最终目的是要控制压载舱的水量,从而控制潜水器的重量。为了研究不同控制方法所能达到的控制精度,在理论分析基础上,华中科技大学搭建了试验台进行试验,如图 23 所示。该系统中的海水泵采用伺服电机驱动,压载舱中的水量根据液位计的示值进行几何换算。试验中对两种液位控制方法进行了研究:一是控制伺服电机的转速,从而控制泵的输出流量;另一种方法是泵保持一定的转速,控制电磁阀的开启和闭合时间。前一种为泵控方式,属于容积调速,后一种为阀控,属于节流调速。试验结果表明:二者的控制精度均随着系统调节流量的降低而提高,且阀控精度高于泵控精度,而在能耗方面,泵控方式优于阀控方式,且节能效果随调节流量的降低以及水深的增加而提高。

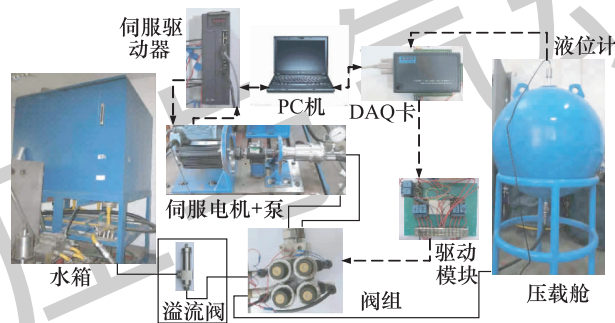


图 23 海水液压浮力调节控制试验系统

5 结论与展望

海水液压浮力调节系统是大深度潜水器的重要组

成部分。同时也是海水液压技术在深海装备中的典型应用。本文介绍了海水液压浮力调节技术的优势及国内外研究现状,分析了其面临的关键技术问题及相应的解决措施,介绍了我国在该项技术方面的研究进展。随着我国海洋开发力度的不断加大,该技术的应用也必将不断得到推广:

(1) 由海水液压系统同时实现潜水器的纵倾调节、下潜与上浮主压载调节以及浮力微调;

(2) 除了在大深度潜器中应用,在小型集成化的基础上,应用于深潜浮标、滑翔机等小型潜器上,取代现有的浮力调节方式。

参考文献:

- [1] 陈建平. 发展我国载人深潜水器的几点思考[J]. 机器人技术与应用, 2001, (2): 33-36.
- [2] N Naochika, M Hideyuke, et al. Development of Deep Submergence Research Vehicle "Shinkai 6500" [J]. Technical Review, 1990, 27(3): 157-168.
- [3] 崔维成. "蛟龙"号载人潜水器关键技术研究自主创新[J]. 船舶与海洋工程, 2012, (1): 1-8.
- [4] 我国将研制全国产化 4500 米级潜水器. 南方日报数字报, <http://epaper.nfdaily.cn>.
- [5] 詹传明, 刘银水, 吴德发. 海水液压传动技术在潜水器中的应用[J]. 液压与气动, 2011, (1): 50-52.
- [6] Z L Qiu. Design and Research on a Variable Ballast System for Deep-sea Manned Submersibles [J]. J. Marine. Sci. Appl., 2008, (7): 225-260.
- [7] W E Schneider. ALVIN's Oil/seawater Hydraulics Overcomes 6000-psi Backpressure [J]. Hydraulics and Pneumatics, 1975, (8): 61-63.
- [8] T Shinichi. On the development of Sea Water Pump for "Shinkai 6500" [J]. JAMSTEC R23, 1990, 315-328.
- [9] 邱中梁, 冷建兴, 陈建平, 汤国伟. 深海载人潜水器可调节压载系统研究[J]. 液压与气动, 2003, (11): 9-11.
- [10] 蛟龙号潜水器发展历程, 中国船舶重工集团公司第 702 研究所蛟龙号专题网站, <http://jiaolong.cssrc.com.cn/jiaolonghao3.asp>.
- [11] 顾继红, 廖又明, 胡震. (美)伍兹·霍尔海洋研究中心载人深潜器计划探究暨(美)新概念 ALVIN 号载人深潜器关键技术浅析[J]. 船舶, 2008, (2): 8-12.
- [12] B B Walden, R S Brown. A Replacement for the Alvin Submersible [J]. Mar. Technol. Soc. J., 2004, 38(2): 85-91.
- [13] T Sekhar, D John. A Variable Buoyancy Control System for a Large AUV [J]. IEEE J. Ocean. Eng., 2007, 32(4): 762-771.
- [14] J E Dzielski, M J Bregar, D L McDowell, et al. NAVO-CEANO Seahorse AUV Participation in the Giant Shadow Limited Objective Experiment [C]. Proc. 13th Int. Symp. Unmanned Untethered Submersible Technol., Durham, NH, 2003.
- [15] W J Kirkwood, D E Steele. Active Variable Buoyancy Control System for MBARI's ROV [J], IEEE, 1994.
- [16] 邱中梁. 海水液压技术在潜水器上的应用现状和发展趋势[J]. 流体传动控制, 2009, (3): 1-4.
- [17] 下瀬沢生. 6500 メートル级潜水調査船用超高压海水ポンプ[J]. 川崎重工技报, 1988, (99): 87-88.
- [18] 吉灘裕他. 海水压驱动マニピュレータついで[J]. 油圧と空気圧, 1991, (6): 48-55.
- [19] 蛟龙号下潜故障, <http://tech.sina.com.cn/d/2012-06-22/07397300032.Shtml>.
- [20] 陈经跃, 刘银水, 吴德发, 等. 潜水器浮力调节系统的设计与试验研究[J]. 液压与气动, 2012, (1): 79-83.
- [21] D F Wu, Y S Liu, J Y, Cheng, et al. Research on the Pump of Seawater Hydraulic Variable Ballast System in Submersible [C]. 2011 International Conference on Fluid Power and Mechatronics (2011FPM), Beijing, 2011.
- [22] 杨华勇, 周华. 水液压技术新进展[J]. 液压与气动, 2012, (2): 1-6.
- [23] 刘银水, 吴德发, 李东林, 等. 海水液压技术在深海装备中的应用[J]. 机械工程学报, 2014, 50(2): 28-35.
- [24] 刘银水, 王晓斌, 吴德发, 等. 移动式海水液压驱动水下作业工具系统[J]. 机床与液压, 2008, 36(10): 14-17.
- [25] 刘银水. 水液压传动技术基础及工程应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2013.
- [26] WU De-fa, LIU Yin-shui, YANG Shu-dong, et al. Friction and Wear Characteristics of WC-10Co-4Cr/Si3N4 Tribopair Lubricated under Silt-laden Water [J]. Wear, 2012, 294-295: 370-379.
- [27] 陈经跃. 一种海水泵的效率分析与试验研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2012.
- [28] 吴德发. 大深度潜器超高压海水泵关键技术研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2014.
- [29] 杨珍. 全水润滑超高压海水泵效率分析[D]. 武汉: 华中科技大学, 2013.
- [30] 胡玉梅, 刘银水, 江涛, 等. 海水液压电磁阀的研制[J]. 流体传动与控制, 2012, (4): 23-27.
- [31] 毛旭耀. 海水电磁截止阀组的研制[D]. 武汉: 华中科技大学, 2012.
- [32] 江涛. 海水液压浮力调节系统及控制阀的研制[D]. 武汉: 华中科技大学, 2013.