



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 112594066 B

(45) 授权公告日 2022. 12. 02

(21) 申请号 202011294822.7

F04C 29/12 (2006.01)

(22) 申请日 2020.11.18

(56) 对比文件

(65) 同一申请的已公布的文献号

CN 106368775 A, 2017.02.01

申请公布号 CN 112594066 A

CN 101008347 A, 2007.08.01

CN 103883399 A, 2014.06.25

(43) 申请公布日 2021.04.02

CN 110118177 A, 2019.08.13

(73) 专利权人 西北工业大学

US 2002023423 A1, 2002.02.28

地址 710072 陕西省西安市碑林区友谊西路127号

JP 2001271611 A, 2001.10.05

DE 10061487 C1, 2002.03.21

(72) 发明人 罗凯 秦侃 郭庆 陈猛 叶常盛

审查员 朱东帅

(74) 专利代理机构 西安弘理专利事务所 61214

专利代理师 戴媛

(51) Int. Cl.

F02C 7/00 (2006.01)

F04C 23/00 (2006.01)

F04C 29/00 (2006.01)

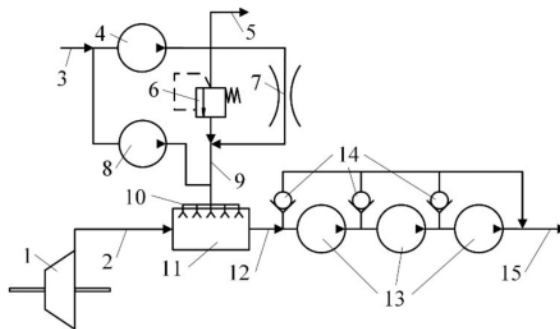
权利要求书1页 说明书8页 附图2页

(54) 发明名称

一种用于水下半封闭式循环动力系统的废气增压排放装置

(57) 摘要

本发明公开了一种用于水下半封闭式循环动力系统的废气增压排放装置,包括海水进入系统,海水进入系统端部连接海水喷嘴,海水喷嘴连接气液混合腔,还包括涡轮主机,涡轮主机通过主机废气管路连接气液混合腔输入端,气液混合腔输出端依次连接气液混合工质管路、两相增压泵组、排放管道;引入过量海水对主机废气进行掺混冷凝,形成气液混合工质,再通过气液两相泵将工质增压并排出舷外,以保证热动力主机在各航深条件下均能高效率运行,提升了水下热动力系统的深度适应性。



1. 一种用于水下半封闭式循环动力系统的废气增压排放装置,其特征在于,包括海水进入系统,所述海水进入系统端部连接海水喷嘴(10),所述海水喷嘴(10)连接气液混合腔(11),还包括涡轮主机(1),所述涡轮主机(1)通过主机废气管路(2)连接气液混合腔(11)输入端,所述气液混合腔(11)输出端依次连接气液混合工质管路(12)、两相增压泵组、排放管道(15);

所述海水进入系统包括海水进入管道(3),所述海水进入管道(3)分别连接第一海水泵(4)入口、第二海水泵(8)入口,所述第一海水泵(4)出口通过冷却系统管路依次连接掺混海水管路(9)、海水喷嘴(10),所述第二海水泵(8)出口通过管道连接掺混海水管路(9);

两相增压泵组包括气液混合工质管路(12)、增压泵(13)、单向阀(14)和排放管道(15);增压泵(13)由多级两相罗茨泵串联而成,增压泵个数由泵的额定增压比和增压排放装置的最大增压比决定,单向阀(14)由多个单向阀组成,其个数与增压泵个数一致,各单向阀均设置在对应增压泵前,各级单向阀的开启压力设定为与对应级增压泵的额定压力相同,当航深变化,舷外压力小于该级增压泵额定压力时,该级单向阀开启,气液两相工质从该级单向阀流出,使后级增压泵空转,当舷外压力大于该级增压泵额定压力时,该级单向阀关闭,使后级增压泵运行,根据舷外压力与该级增压泵额定压力差大小,开启提供相应增压能力的增压泵(13)个数,使气液两相工质从末端开启的增压泵(13)后的单向阀(14)流出。

2. 根据权利要求1所述一种用于水下半封闭式循环动力系统的废气增压排放装置,其特征在于,所述冷却系统管路包括连接在第一海水泵(4)出口与掺混海水管路(9)之间的主机冷却管路(7),还包括连接在第一海水泵(4)出口与掺混海水管路(9)之间的溢流水管,所述溢流水管上连接溢流阀(6)。

3. 根据权利要求1所述一种用于水下半封闭式循环动力系统的废气增压排放装置,其特征在于,所述第一海水泵(4)、第二海水泵(8)均为叶片泵。

4. 根据权利要求1所述一种用于水下半封闭式循环动力系统的废气增压排放装置,其特征在于,所述第一海水泵(4)出口还连接挤代管路(5)。

一种用于水下半封闭式循环动力系统的废气增压排放装置

技术领域

[0001] 本发明属于无人水下航行器动力设备技术领域,涉及一种用于水下半封闭式循环动力系统的废气增压排放装置。

背景技术

[0002] 无人水下航行器已被广泛用于海洋探测、救生、侦查、攻击等领域,决定其航行性能的关键性组件为水下动力系统。水下电动力系统的动力主机为电动机,在运行时,电池组将化学能转化为电能,使电动机运行,带动推进器旋转以推动航行器前进。水下电动力系统与外部环境完全隔绝,其运行效率不受航深变化影响,深度适应性很好。然而,由于电池和电动机技术的限制,电动力系统的体积功率密度较小,导致电动力水下航行器的最高航速较低,且难以兼顾航速与航程指标。

[0003] 水下热动力系统的动力主机为活塞机或涡轮机,相比电动力系统,具有更高的体积功率密度,且在输出功率方面也具有优势,是攻击型无人水下航行器的首选动力形式。目前常用的水下热动力系统构型是开式动力系统构型,其在运行时,燃料燃烧产生的高温高压燃气推动主机做功后,废气直接排出舷外。这使得主机后端与外部环境直接联通,环境压力将对主机背压产生影响。在大航深工况下,主机背压大幅升高,为维持输出功率不变,主机入口压力也必须随之升高,这不仅增加了燃料耗量,降低了主机效率,同时入口压力也受到材料强度的限制而不能无限提升。因此,开式构型的水下热动力系统深度适应性通常较差。

[0004] 水下半封闭式动力系统是对开式系统的一种改进,其在主机之后增设废气处理环节,对燃烧废气进行部分回收或增压处理后再将其排出舷外,在付出一定的辅机功耗的代价下使动力主机的背压与环境压力隔离,保证了主机在大深度工况下仍然具有高效率。半封闭式系统性能的关键在于废气处理环节,其功耗应足够小以保证动力系统整体的高效率。

[0005] 现有公开的技术中有相应的解决方案,比如申请号为CN201110340329.9,公开号为:CN102454481A,名称为一种蒸燃联合循环动力系统中公开了包含了利用冷却与压缩的方法回收二氧化碳的装置;专利申请号为CN02107780.0,公开号为CN1447016以及申请号为CN200810104764.X,公开号为CN101566104公开了利用液氢或液化石油气的冷焔冷凝并回收二氧化碳的方法;专利申请号为CN200610147653.8,公开号为CN101008347公开了一种利用特殊反应将汽油分解成氢气与碳纤维并采用氢氧燃烧模式的水面水下运载器通用的汽油机动力系统。以上专利为废气处理提供了思路,但由于燃料种类,体积,能量利用效率等方面的限制,这些方案并不能直接运用于大功率无人水下航行器的热动力系统。

[0006] 而在水下动力系统构型方面,瑞典“TP2000”鱼雷动力系统成功运用了半封闭式循环的系统形式。该动力系统使用了85%过氧化氢(HTP)+柴油的7缸凸轮活塞。在运行时,HTP于分解室中形成水蒸气和氧气,进入燃烧室和柴油燃烧并由淡水冷却成约1000K的燃气工质驱动发动机。废气经冷凝器(进入冷凝器的海水由离心泵供应)冷却分离成水和二氧化碳,水经增压后输送回燃料舱作为增压介质和冷却剂复用,二氧化碳经两级压缩后排出舷外。

由于冷凝器换热功率的限制,这套系统难以运用于输出功率更大的动力系统中。

发明内容

[0007] 本发明的目的是提供一种用于水下半封闭式循环动力系统的废气增压排放装置,引入过量海水对主机废气进行掺混冷凝,形成气液混合工质,再通过气液两相泵将工质增压并排出舷外,以保证热动力主机在各航深条件下均能高效率运行,提升了水下热动力系统的深度适应性。

[0008] 本发明采用的技术方案为:一种用于水下半封闭式循环动力系统的废气增压排放装置,包括海水进入系统,海水进入系统端部连接海水喷嘴,海水喷嘴连接气液混合腔,还包括涡轮主机,涡轮主机通过主机废气管路连接气液混合腔输入端,气液混合腔输出端依次连接气液混合工质管路、两相增压泵组、排放管道。

[0009] 本发明的特点还在于:

[0010] 海水进入系统包括海水进入管道,海水进入管道分别连接第一海水泵入口、第二海水泵入口,第一海水泵出口通过冷却系统管路依次连接掺混海水管路、海水喷嘴,第二海水泵出口通过管道连接掺混海水管路。

[0011] 冷却系统管路包括连接在第一海水泵出口与掺混海水管路之间的主机冷却管路,还包括连接在第一海水泵出口与掺混海水管路之间的溢流水管,溢流水管上连接溢流阀。

[0012] 第一海水泵、第二海水泵均为叶片泵。

[0013] 第一海水泵出口还连接挤代管路。

[0014] 两相增压泵组包括多个通过管路串联在气液混合工质管路上的增压泵,每个增压泵输入端均连接单向阀输入端,每个单向阀输出端均通过管路连接排放管道。

[0015] 本发明一种用于水下半封闭式循环动力系统的废气增压排放装置有益效果为:

[0016] (1) 废气增压排放装置设置于主机后部,使各工况下主机背压基本不变,提升了水下热动力系统的深度适应性;

[0017] (2) 引入过量海水对废气进行掺混冷凝,有效降低了废气增压功率,且具有较为简单的结构以及较大的换热功率;

[0018] (3) 采用多级两相增压泵组对废气进行增压排放,结构简单,体积小,便于系统的排放布置;同时运用单向阀进行工况调节,不仅可在小航深工况下降低后级泵功耗,也能作为安全阀防止级间压力的异常增高,结构简单,无需额外的检测控制装置。

附图说明

[0019] 图1是本发明一种用于水下半封闭式循环动力系统的废气增压排放装置的结构示意图;

[0020] 图2是本发明中海水进入系统的结构示意图;

[0021] 图3是本发明中气液混合腔的结构示意图;

[0022] 图4是本发明中两相增压泵组的结构示意图。

[0023] 图中,1. 涡轮主机,2. 主机废气管路,3. 海水进入管道,4. 第一海水泵,5. 挤代管路,6. 溢流阀,7. 主机冷却管路,8. 第二海水泵,9. 掺混海水管路,10. 海水喷嘴,11. 气液混合腔,12. 气液混合工质管路,13. 增压泵,14. 单向阀,15. 排放管道。

具体实施方式

[0024] 下面结合附图和具体实施方式对本发明进行详细说明。

[0025] 本发明一种用于水下半封闭式循环动力系统的废气增压排放装置,其动力主机采用单级冲动式涡轮机,燃料使用HAP三组元推进剂(由OTTO-II、HAP(高氯酸羟胺)和水组合而成),其燃烧废气的可凝可溶成分约占总质量的75%,两相增压泵组使用多级两相罗茨泵串联构成,其具体结构如图1所示,包括海水进入系统,海水进入系统端部连接海水喷嘴10,海水喷嘴10连接气液混合腔11,气液混合腔11如图2所示,还包括涡轮主机1,涡轮主机1通过主机废气管路2连接气液混合腔11输入端,气液混合腔11输出端依次连接气液混合工质管路12、两相增压泵组、排放管道15。

[0026] 海水进入系统包括海水进入管道3,海水进入管道3分别连接第一海水泵4入口、第二海水泵8入口,第一海水泵4出口通过冷却系统管路依次连接掺混海水管路9、海水喷嘴10,第二海水泵8出口通过管道连接掺混海水管路9。

[0027] 冷却系统管路包括连接在第一海水泵4出口与掺混海水管路9之间的主机冷却管路7,还包括连接在第一海水泵4出口与掺混海水管路9之间的溢流水管,溢流水管上连接溢流阀6。

[0028] 第一海水泵4、第二海水泵8均为叶片泵。

[0029] 第一海水泵4出口还连接挤代管路5。

[0030] 两相增压泵组包括多个通过管路串联在气液混合工质管路12上的增压泵13,每个增压泵13输入端均连接单向阀14输入端,每个单向阀14输出端均通过管路连接排放管道15。

[0031] 本发明一种用于水下半封闭式循环动力系统的废气增压排放装置中各部件的作用及工作原理为:

[0032] 涡轮主机1通过主机废气管路2将废气排至气液混合腔11。

[0033] 第一海水泵4和第二海水泵8通过海水入口3将舷外海水吸入装置内部,废气经掺混冷凝及增压后通过排放管道15排出至舷外。

[0034] 如图2所示,海水管路包括海水入口3、第一海水泵4、挤代管路5、溢流阀6、主机冷却管路7、第二海水泵8和掺混海水管路9。挤代管路5和主机冷却管路7相互并联,为动力系统提供挤代用水和主机冷却用水,并通过溢流阀6进行调节,其中的海水工质由第一海水泵4泵入。第二海水泵8泵入的海水与流过主机冷却管路7和溢流阀6的海水在掺混海水管路9汇于一处并流出海水管路。第一海水泵4和第二海水泵8的扬程并不相同,第一海水泵4、第二海水泵8的扬程需要满足海水喷嘴10的压差需求,第一海水泵4还需额外满足燃料挤代和克服主机冷却管路流动阻力损失的需求。在大航深工况下,舷外压力远大于主机背压,此时第二海水泵8可运行于马达工况,为动力系统提供正功率贡献。第一海水泵4和第二海水泵8优选为叶片泵。

[0035] 如图3所示,气液混合室包括主机废气管路2、掺混海水管路9、海水喷嘴10、气液混合腔11和气液混合工质管路12。掺混海水由掺混海水管路9流入海水喷嘴10,然后被喷入气液混合腔11,并与流入其中的主机废气进行掺混,使可凝可溶成分冷凝溶解,最终形成气液混合工质,由气液混合工质管路12排出气液混合室。由于掺混海水流量较大,海水喷嘴10选择多个喷嘴并联组成的喷嘴集群结构,同时气液混合腔11应保证有足够的长度使气液掺混

完全。

[0036] 如图4所示,两相增压泵组包括气液混合工质管路12、增压泵13、单向阀14和排放管道15。气液两相工质从气液混合工质管路12流过,经过增压泵13增压后通过排放管道15排出舷外。增压泵13由多级两相罗茨泵串联而成,增压泵个数由泵的额定增压比和增压排放装置的最大增压比决定。单向阀14由多个单向阀组成,其个数与增压泵个数一致,各单向阀均设置在对应增压泵前。各级单向阀的开启压力设定为与该级的额定压力相同,当航深变化,舷外压力小于该级额定压力时,该级单向阀开启,气液两相工质可从单向阀流出,使后续增压泵空转,以减小运行负载。当舷外压力大于该级额定压力时,该级单向阀关闭,使后续增压泵运行,根据舷外压力与该级额定压力差大小,开启提供相应增压能力的增压泵13个数,使气液两相工质可从末端开启的增压泵13后的单向阀14流出。

[0037] 实施例

[0038] 下面对本发明一种用于水下半闭式循环动力系统的废气增压排放装置运行性能进行校核计算,以验证其可行性。

[0039] 本实施例的涡轮主机1为一台单级纯冲动式水下涡轮机,其主要设计参数如表1所示。动力系统的燃料为HAP三组元推进剂,其燃气组分与物性如表2所示。根据动力系统的性能需求,涡轮主机1可运行于70kn、46kn和32kn三个速制,其中70kn和32kn工况的适航深度为6至100米,46kn工况的适航深度为6至400米。当涡轮主机1运行于开式工况时,主机的主要性能参数如表3所示。

[0040] 表1

项目	单位	数值
轮盘平均直径	m	0.172
叶片宽度	m	0.01
叶片节距	m	0.007505
喷管数	-	4
设计工况喷管面积比	-	3.39
喷管轴线倾斜角	°	12
叶片安装角	°	15.08

[0042] 表2

气体名称	CO	CO ₂	H ₂	H ₂ O	HCl	N ₂	其他
质量分数(%)	0.26	20.47	0.12	65.18	8.44	5.48	0.05

燃气气体常数 (J/(kg·K))	369.8
燃气比热比	1.222

[0045] 表3

项目	航深	喷管入口 压力	喷管入 口温度	涡轮转速	涡轮出口 压力	燃气流量	内功率	
单位	m	MPa	K	r/min	MPa	kg/s	kW	
[0046]	70kn	6	21.58	1373	49762	0.22	1.3490	973.14
		30	20.35			0.46	1.2722	975.15
		100	21.83			1.16	1.3648	976.78
	46kn	6	8.18		32743	0.22	0.5115	295.2
		30	8.70			0.46	0.5438	292.9
		100	10.54			1.16	0.6590	295.9
		300	16.05			3.17	1.0031	304.95
		400	18.81			4.18	1.1758	310.00
	32kn	6	4.37		22891	0.22	0.2730	112.98
30		5.04	0.46	0.3152		115.35		
100		6.88	1.16	0.4301		118.39		

[0047] 本实施例中,废气增压排放装置运行时会额外增加功率消耗,以此保证涡轮主机1的背压维持较低水平,提升其在大航深工况下的做功能力。本核算以燃气耗量为评价指标,通过比较涡轮主机1增加废气增压排放装置前后在同一工况下的燃气耗量,评价废气增压排放装置的可行性。

[0048] 上述核算采用了以下简化假设与初始设置:

[0049] (1) 各工况下涡轮主机1的背压恒为0.46MPa(对应于30m航深);

[0050] (2) 核算仅考虑废气增压排放装置中增压泵13和第二海水泵8的额外功耗,其余辅机或管路对功耗的影响忽略或认为与开式工况相同;

[0051] (3) 设定气液混合腔11中的工质掺混温度为365K(小于对应压力下的水饱和点并存在一定的过冷度),并认为气液掺混为定压过程;

[0052] (4) 根据两相增压实际情况,设定增压泵13的总效率为50%;

[0053] (5) 设定第二海水泵8的效率为80%,在大深度工况下,第二海水泵8工作于马达模式,为动力系统提供正功率贡献;

[0054] (6) 由于各工况的温度较高,本核算不考虑CO₂的溶解度。

[0055] 本核算主要由3个部分组成,分别为:气液混合计算、装置功率计算和燃气耗量计算。下面将分别简述核算方法:

[0056] (1) 气液混合计算

[0057] 主机废气(由主机废气管路2通入)与冷却海水(由海水喷嘴10喷入)在气液混合腔11中掺混,形成气液混合工质。

[0058] 在气液混合计算中,已知参数有废气的成分、质量流量、温度(可由开式工况计算结果获得),冷却海水的温度以及混合压力与温度,计算目的是获得冷却海水的流量以及气液混合工质中气相和液相成分的流量。

[0059] 为简化计算,采用焓作为工质的状态参量。当工质状态(压力、温度)确定后,可通过热力物性查询软件Refpropm查询焓值。

[0060] 设定了气液掺混温度 T_z 和压力 P_z 之后,可计算得到废气冷凝之后的总焓降 ΔH_{gs} ,以及单位冷却海水的焓升 Δh_{1s} 。显然废气冷凝总焓降与冷却海水总焓升相等,因此冷却海水的流量 \dot{m}_f 可通过式(1)计算得到。

$$[0061] \quad \dot{m}_f = \frac{\Delta H_{gs}}{\Delta h_{ls}} \quad (1)$$

[0062] 已知废气组分以及流量,考虑可凝可溶成分完全冷凝溶解,可得掺混后气液混合工质的气相质量流量 \dot{m}_g 、液相质量流量 \dot{m}_l 以及总流量 \dot{m} 。

[0063] (2) 装置功率计算

[0064] 所核算的装置功率包含第二海水泵8和增压泵13的功率,认为其余部件不耗功或其功率已计入开式工况的功耗。

[0065] 增压泵13由多级两相增压泵串联而成,由于液相具有较大的比热容,因此工质在其中的压缩过程可简化为液相定容压缩过程与气相定温压缩过程的结合,其压缩功率 N_1 和 N_{gt} 可分别写为式(2)和式(3),其中 η 为增压泵总效率, P_e 为环境压力, ρ_l 为液相密度, R_g 为气体常数。

$$[0066] \quad N_l = \frac{\dot{m}_l}{\rho_l} \cdot (P_e - P_z) / \eta \quad (2)$$

$$[0067] \quad N_{gt} = \dot{m}_g R_g T_z \ln \left(\frac{P_e}{P_z} \right) / \eta \quad (3)$$

[0068] 根据航深的不同,第二海水泵8的具有海水泵和海水马达两种工作模式,后者对系统存在功率贡献(在核算中即是功率值为负)。第二海水泵8在泵模式下的功耗可用式(4)计算,在马达工况下功率贡献可用式(5)计算,其中 η_f 为第二海水泵8的效率。

$$[0069] \quad P_f = \frac{\dot{m}_f (P_z - P_e)}{\rho_l \eta_f} \quad (4)$$

$$[0070] \quad P_f = \frac{\dot{m}_f (P_z - P_e) \eta_f}{\rho_l} \quad (5)$$

[0071] 对于本实施例,废气增压排放装置的总功率为液相压缩功率、气相压缩功率与第二海水泵8功率的加和,如式(6)所示。

$$[0072] \quad N_f = N_{gt} + N_1 + P_f \quad (6)$$

[0073] (3) 燃气耗量计算

[0074] 由于新增了废气增压排放装置,涡轮主机1的内功率必须做出调整,如式(7)所示。

[0075] $N_{i2} = N_{i1} + N_f$ (7) 其中 N_{i1} 是主机的原始内功率, N_{i2} 是新的主机内功率。

[0076] 由于内功率的改变,在同一工况下涡轮主机1的入口压力与燃气流量也必然发生改变,燃气流量 \dot{m} 可按照式(8)求取。

$$[0077] \quad \dot{m} = \frac{N_{i2}}{h_a^* \eta_i} \quad (8)$$

[0078] 式中 η_i 为内效率,可根据涡轮主机的结构和工况参数,通过经验或试验方法得到。 h_a^* 为可用焓降,可表示为:

$$[0079] \quad h_a^* = \frac{kR_g}{k-1} T_0^* \left(1 - \left(\frac{P_1}{P_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad (9)$$

[0080] 其中 R_g 为燃气的气体常数, k 为燃气的比热比, T_0^* 和 P_0^* 分别为涡轮主机1入口的滞止压力与滞止温度, P_1 为涡轮主机1的出口压力,为简便计算,核算中认为 $P_1=P_z$ 。

[0081] 显然,由于燃气流量发生了变化,废气增压排放装置所处理的废气亦会发生变化,进而导致冷却海水流量、装置功耗等发生变化,因此以上计算过程需要迭代进行,直至参数值收敛。

[0082] 按照上述步骤,设定适当的初始参数对加入废气增压排放装置的水下半闭式涡轮机系统进行计算,可得动力系统的工况数据,如表4所示。

[0083] 表4

项目	入口压力	燃气流量	气相流量	液相流量	气相压缩功率	液相压缩功率	附加泵功率	内功率	
单位	MPa	kg/s	kg/s	kg/s	kW	kW	kW	kW	
70kn	6米	20.34	1.27	0.33	7.62	0	0	1.41	974.55
	30米	20.35	1.27	0.34	7.62	0	0	0	975.15
	100米	22.57	1.41	0.37	8.35	105.23	11.46	-2.98	1090.50
46kn	6米	8.69	0.54	0.14	3.75	0	0	0.56	295.76
	30米	8.62	0.53	0.14	3.73	0	0	0	292.90
	100米	9.83	0.62	0.16	4.14	46.20	5.68	-1.22	346.56
	300米	11.50	0.73	0.19	4.71	113.60	24.90	-5.74	437.71
	400米	12.10	0.77	0.20	4.91	136.85	35.58	-8.36	474.07
32kn	6米	4.97	0.31	0.08	2.46	0	0	0.30	113.28
	30米	5.04	0.32	0.08	2.48	0	0	0	115.35

[0085]	100米	6.04	0.36	0.09	2.70	26.64	3.71	-0.69	148.06
--------	------	------	------	------	------	-------	------	-------	--------

[0086] 对比表3中开式工况的燃气流量,加入废气增压排放系统后,各工况下所需的内功率有所提升,但在大航深工况下,由于涡轮主机1效率的提升以及第二海水泵8的功率贡献,燃气流量显著降低,在46kn、400m航深工况下,其燃气流量仅为开式工况的约66%,主机入口压力仅为开式工况的约64%。

[0087] 核算结果表明,本实施例可有效降低大航深工况下水下涡轮机动力系统的燃气流量,有效提升了动力系统的深度适应性,其结构具备可行性。

[0088] 通过上述方式,本发明一种用于水下半闭式循环动力系统的废气增压排放装置,废气增压排放装置设置于主机后部,使各工况下主机背压基本不变,提升了水下热动力系

统的深度适应性；引入过量海水对废气进行掺混冷凝，有效降低了废气增压功率，且具有较为简单的结构以及较大的换热功率；采用多级两相增压泵组对废气进行增压排放，结构简单，体积小，便于系统的排放布置；同时运用单向阀进行工况调节，不仅可在小航深工况下降低后级泵功耗，也能作为安全阀防止级间压力的异常增高，结构简单，无需额外的检测控制装置。

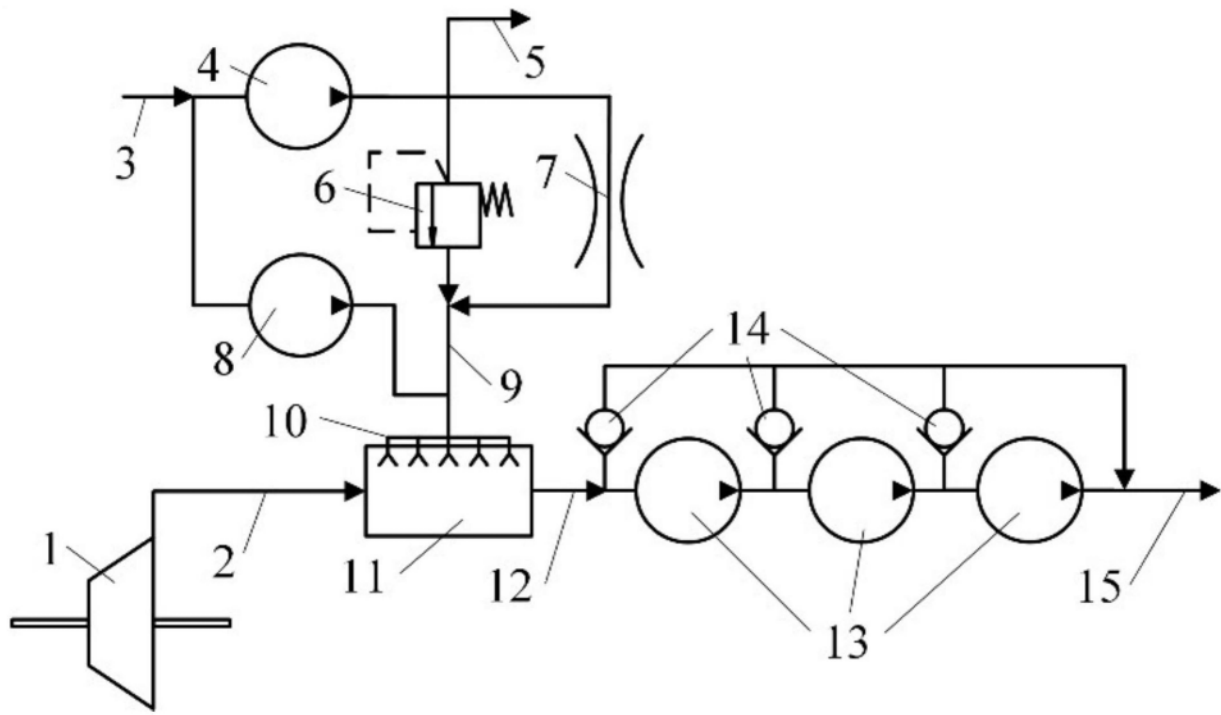


图1

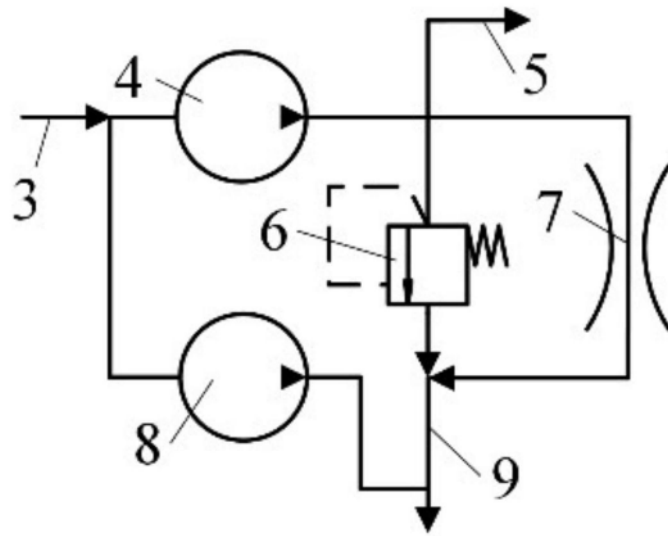


图2

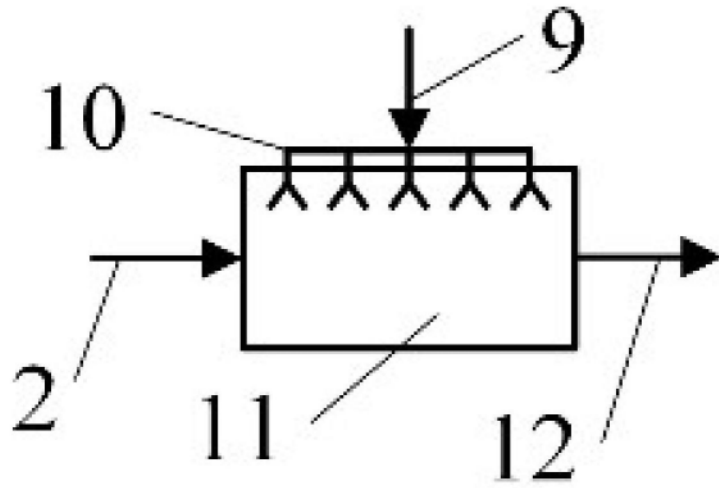


图3

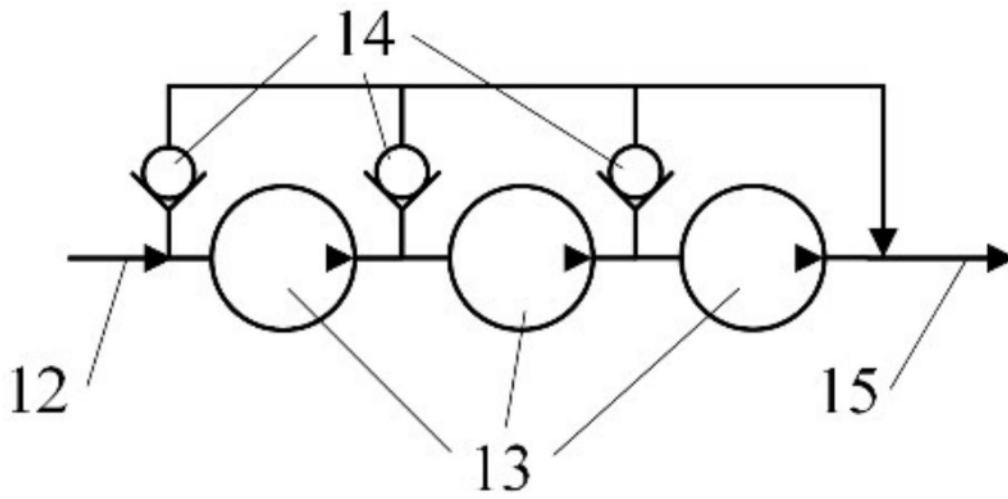


图4