



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 104487661 B

(45) 授权公告日 2016. 06. 08

(21) 申请号 201380037384. 8

(22) 申请日 2013. 10. 25

(30) 优先权数据

2012-237053 2012. 10. 26 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2015. 01. 13

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2013/078944 2013. 10. 25

(87) PCT国际申请的公布数据

W02014/065397 JA 2014. 05. 01

(73) 专利权人 三菱重工业株式会社

地址 日本东京

(72) 发明人 三柳晃洋 樋口纯 黑田健太郎

(74) 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任

公司 11021

代理人 雒运朴

(51) Int. Cl.

F01K 23/10(2006. 01)

F02B 37/22(2006. 01)

F02G 5/02(2006. 01)

(56) 对比文件

CN 101415908 A, 2009. 04. 22,

CN 101553648 A, 2009. 10. 07,

JP 特开平 10-89017 A, 1998. 04. 07,

CN 102713167 A, 2012. 10. 03,

WO 2011/136118 A1, 2011. 11. 03,

审查员 郭琦

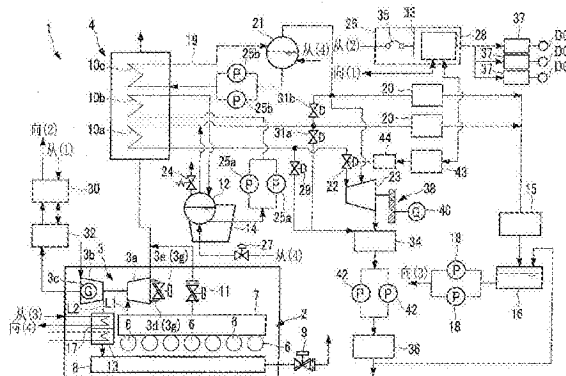
权利要求书1页 说明书10页 附图5页

(54) 发明名称

内燃机系统及具备该内燃机系统的船舶以及
内燃机系统的运行方法

(57) 摘要

本发明提供一种内燃机系统及具备该内燃机系统的船舶以及内燃机系统的运行方法。当进行发电的增压器进行发电停止动作或发电开始动作时,该内燃机系统能够避免在废气锅炉中产生的蒸汽量的急剧变动而使蒸汽涡轮及蒸汽涡轮发电机稳定地运行。当汽水分离器(12)内的水位低于容许水位范围时,向打开方向控制供水控制阀(27),并且,当高于该容许水位范围时,向关闭方向控制,蒸汽入口控制阀(22)以根据增压器(3)的发电机(3c)所产生的发电量的增减来弥补蒸汽涡轮发电机(40)所产生的发电量的方式进行控制。当进行使增压器(3)的发电机(3c)停止发电的增压器发电停止动作,和/或,使增压器(3)的发电机(3c)开始发电的增压器发电开始动作时,扩大汽水分离器(12)的容许水位范围。



1. 一种内燃机系统,其具备:

内燃机;

增压器,具有通过来自该内燃机的废气驱动的涡轮部、通过该涡轮部驱动并向所述内燃机加压输送空气的压缩部、及得到所述涡轮部的旋转力进行发电的发电部;

废气锅炉,从来自所述内燃机的废气中回收热量,并且具备汽水分离器;

供水控制阀,以所述汽水分离器内的水位低于容许水位范围时向打开方向控制且高于该容许水位范围时向关闭方向控制的方式,控制供给至所述废气锅炉的水量;

蒸汽涡轮,通过在所述废气锅炉中得到的蒸汽驱动;

蒸汽涡轮发电机,通过该蒸汽涡轮进行发电;及

蒸汽入口控制阀,以根据所述增压器的所述发电部所产生的发电量的增减来弥补所述蒸汽涡轮发电机所产生的发电量的方式,控制引导至蒸汽涡轮的蒸汽量,

其中,当进行使所述增压器的所述发电部停止发电的增压器发电停止动作和/或使所述增压器的所述发电部开始发电的增压器发电开始动作时,扩大所述汽水分离器的所述容许水位范围。

2. 根据权利要求1所述的内燃机系统,其中,

所述增压器具备涡轮喷嘴通过面积改变机构,所述涡轮喷嘴通过面积改变机构改变供给至所述涡轮部的所述废气的涡轮喷嘴通过面积。

3. 一种船舶,其具备权利要求1或2所述的内燃机系统。

4. 一种内燃机系统的运行方法,其具备如下工序:

驱动内燃机;

通过来自内燃机的废气驱动涡轮部,并且通过该涡轮部的驱动来驱动压缩部,由此向所述内燃机加压输送空气;

得到所述涡轮部的旋转力并通过增压器进行发电;

向具备汽水分离器的废气锅炉供水,并且与来自所述内燃机的废气进行换热,由此产生蒸汽;

通过所述换热而产生的蒸汽驱动蒸汽涡轮来进行发电,

所述内燃机系统的运行方法具备如下工序:

当所述汽水分离器内的水位低于容许水位范围时开始供水,并且,当高于该容许水位范围时停止供水;

根据所述增压器所产生的发电量的增减,控制所述蒸汽涡轮所产生的发电量;及

当进行使所述增压器停止发电的增压器发电停止动作和/或使所述增压器开始发电的增压器发电开始动作时,扩大所述汽水分离器的所述容许水位范围。

内燃机系统及具备该内燃机系统的船舶以及内燃机系统的运行方法

技术领域

[0001] 本发明涉及一种例如具备船用柴油机等内燃机的内燃机系统及具备该内燃机系统的船舶以及内燃机系统的运行方法。

背景技术

[0002] 例如在用作船用主机的低速2循环柴油机(内燃机)中设有用于提高性能的增压器。作为这种增压器,已知有具备发电机的混合式增压器(参考下述专利文献1)和改变废气的涡轮喷嘴通过面积的VTI(Variable Turbine Inlet)增压器(参考下述专利文献2)。

[0003] 以往技术文献

[0004] 专利文献

[0005] 专利文献1:日本专利第4648347号公报

[0006] 专利文献2:日本专利公开2010-216468号公报

发明内容

[0007] 发明要解决的技术课题

[0008] 如专利文献1所示的混合式增压器当作为主机的柴油机的负载成为约50%负载以上时能够发电。这是因为当柴油机负载成为约50%以下的低负载时,提高不了增压器的效率,没有发电的余裕。因此,混合式增压器以规定的柴油机负载(例如50%负载)为基准,负载下降时停止发电,负载上升时开始发电。

[0009] 而且,当对具备混合式增压器的柴油机组从柴油机的废气中回收热量的废气节能器并通过在废气锅炉中得到的蒸汽驱动蒸汽涡轮来通过蒸汽涡轮发电机进行发电时,有可能产生以下问题。

[0010] 即,若在柴油机的负载下降时进行混合式增压器的发电停止动作,则不仅发电量减少,从柴油机排出的废气的温度也会下降。若发电量减少,则为了弥补减少的量,向打开方向控制蒸汽涡轮的蒸汽入口控制阀,以使蒸汽涡轮发电机的发电量增加。并且,若废气温度下降,则设置于废气锅炉的汽水分离器内的压力下降,因此为了进一步得到蒸汽而向打开方向控制蒸汽入口控制阀。若蒸汽入口控制阀打开,则汽水分离器内的蒸汽被强制产生而使汽水分离器内的水位下降,为了维持在容许水位范围内而向打开方向控制供水控制阀,以使供水增加。但是,由于供给温度较低的新的水,因此导致汽水分离器内的温度下降而汽水分离器内的压力进一步下降。

[0011] 如此,若进行混合式增压器的发电停止动作,则不仅会产生发电量的减少,还会产生废气温度的下降,因此蒸汽入口控制阀的打开动作及供水控制阀的打开动作重复,汽水分离器内的压力急剧下降,在废气锅炉中产生的蒸汽量大幅减少,从而有时难以进行稳定的蒸汽涡轮及蒸汽涡轮发电机的运行。并且,若在废气锅炉中产生的蒸汽量大幅减少,则无法提供所需的蒸汽,在最坏的情况下,无法使高粘度的重油燃料及润滑油变暖,无法进行控

制粘度控制,从而有可能还对主机的稳定运行带来影响。

[0012] 并且,若在柴油机的负载上升时进行混合式增压器的发电开始动作,则不仅发电量增加,从柴油机排出的废气的温度也会上升。若发电量增加,则为了弥补增加的量,向关闭方向控制(缩小)蒸汽入口控制阀,以使蒸汽涡轮发电机的发电量减少。并且,若废气的温度上升,则设置于废气锅炉的汽水分离器内的压力上升,因此进一步向关闭方向控制蒸汽入口控制阀。若向关闭方向控制蒸汽入口控制阀,则汽水分离器内的水位上升,为了维持在容许水位范围内而向关闭方向控制(缩小)供水控制阀,使供水减少。但是,未能适当地供给温度较低的新的水,因此导致汽水分离器内的温度上升而汽水分离器内的压力进一步上升。

[0013] 如此,若进行混合式增压器的发电开始动作,则不仅产生发电量的增大,还会产生废气温度的上升,因此蒸汽入口控制阀的关闭动作及供水控制阀的关闭动作重复,汽水分离器内的压力急剧上升,在废气锅炉中产生的蒸汽量大幅增加,从而有可能难以进行稳定的蒸汽涡轮及蒸汽涡轮发电机的运行。

[0014] 如以上,当对具备混合式增压器的柴油机组从柴油机的废气中回收热量的废气锅炉并通过在废气锅炉中得到的蒸汽驱动蒸汽涡轮来通过蒸汽涡轮发电机进行发电时,在混合式增压器的发电停止动作时或发电开始动作时,在废气锅炉中产生的蒸汽量大幅变动,存在难以进行稳定的蒸汽涡轮及蒸汽涡轮发电机的运行,且在发电停止动作时随着产生蒸汽量的减少,有可能还难以进行作为主机的柴油机的稳定运行的问题。

[0015] 另一方面,如专利文献2所示的VTI增压器只能在主机负载为约65%以下时才能进行使涡轮喷嘴通过面积减少的运行。这是因为当主机负载为约65%以上时,扫气压力变得过高,超过柴油机的筒内燃烧压力的容许范围。因此,即使仅有VTI增压器,也无法帮助在整个负载区域削减柴油机的燃料消耗量。

[0016] 因此,考虑通过组合在柴油机的约50%负载以上这种高负载区域进行发电动作的混合式增压器和VTI增压器而在主机的整个负载区域中抑制推进设备整体中的燃料消耗量。

[0017] 在此,推进设备整体中的燃料消耗量削减是指有效地应用来自柴油机的废气能量来进行发电,由此减少发电用引擎中的燃料消耗量,削减包括主机及发电用引擎在内的推进设备整体中的燃料消耗量。

[0018] 但是,若进行使涡轮喷嘴通过面积减少的涡轮喷嘴面积减少动作,则排气温度下降,会发生与混合式增压器的发电停止动作相同的现象,即蒸汽入口控制阀的打开动作及供水控制阀的打开动作重复,汽水分离器内的压力急剧下降,在废气锅炉中产生的蒸汽量大幅减少的现象。并且,若进行使涡轮喷嘴通过面积增大的涡轮喷嘴面积增大动作,则排气温度上升,会发生与混合式增压器的发电开始动作相同的现象,即蒸汽入口控制阀的关闭动作及供水控制阀的关闭动作重复,汽水分离器内的压力急剧上升,在废气锅炉中产生的蒸汽量大幅增加的现象。如此,当为还具备发电机构及涡轮喷嘴通过面积改变机构的增压器时,会进一步助长伴随增压器的发电部的停止及开始的不良情况。当同时进行增压器发电停止动作和涡轮喷嘴面积减少动作时,或者当同时进行增压器发电开始动作和涡轮喷嘴面积增大动作时尤其显著。

[0019] 因此,即使在对混合式增压器组合VTI增压器的情况下,也会存在在废气锅炉中产

生的蒸汽量大幅变动,难以进行稳定的蒸汽涡轮及蒸汽涡轮发电机的运行的问题。

[0020] 本发明是鉴于这种情况而完成的,其目的在于提供一种当实施进行发电的增压器的发电停止动作或发电开始动作时,能够避免在废气锅炉中产生的蒸汽量的急剧变动而使蒸汽涡轮及蒸汽涡轮发电机稳定地运行的内燃机系统及具备该内燃机系统的船舶以及内燃机系统的运行方法。

[0021] 并且,本发明的目的在于提供一种当进行发电且改变涡轮喷嘴通过面积的增压器进行发电停止动作或发电开始动作,并且进行涡轮喷嘴面积减少动作或涡轮喷嘴面积增大动作时,能够避免在废气锅炉中产生的蒸汽量的急剧变动而使蒸汽涡轮及蒸汽涡轮发电机稳定地运行的内燃机系统及具备该内燃机系统的船舶以及内燃机系统的运行方法。

[0022] 用于解决技术课题的手段

[0023] 为了解决上述课题,本发明的内燃机系统及具备该内燃机系统的船舶以及内燃机系统的运行方法采用以下手段。

[0024] 即,本发明的内燃机系统具备:内燃机;增压器,具有通过来自该内燃机的废气驱动的涡轮部、通过该涡轮部驱动并向所述内燃机加压输送空气的压缩部、及得到所述涡轮部的旋转力进行发电的发电部;废气锅炉,从来自所述内燃机的废气中回收热量,并且具备汽水分离器;供水控制阀,控制供给至所述废气锅炉的水量;蒸汽涡轮,通过在所述废气锅炉中得到的蒸汽驱动;蒸汽入口控制阀,控制引导至蒸汽涡轮的蒸汽量;及蒸汽涡轮发电机,通过该蒸汽涡轮进行发电,当所述汽水分离器内的水位低于容许水位范围时,向打开方向控制所述供水控制阀,并且,当高于该容许水位范围时向关闭方向控制,以根据所述增压器的所述发电部所产生的发电量的增减来弥补所述蒸汽涡轮发电机所产生的发电量的方式控制所述蒸汽入口控制阀,其中,当进行使所述增压器的所述发电部停止发电的增压器发电停止动作,和/或,使所述增压器的所述发电部开始发电的增压器发电开始动作时,扩大所述汽水分离器的所述容许水位范围。

[0025] 当进行增压器发电停止动作时,扩大汽水分离器的容许水位范围,即使汽水分离器内的水位下降也在扩大的容许水位范围内时,禁止打开供水控制阀而使供水量增大。由此,即使水位下降也不会使供水量增大,因此能够抑制汽水分离器内的压力急剧减少,能够避免在废气锅炉中产生的蒸汽量的骤减来确保稳定的蒸汽涡轮及蒸汽涡轮发电机的运行。

[0026] 并且,当进行增压器发电开始动作时,扩大汽水分离器的容许水位范围,即使汽水分离器内的水位上升也在扩大的容许水位范围内时,禁止缩小供水控制阀而使供水量减少。由此,即使水位上升也不会使供水量减少,因此能够抑制汽水分离器内的压力急剧上升,能够避免在废气锅炉中产生的蒸汽量的急剧上升来确保稳定的蒸汽涡轮及蒸汽涡轮发电机的运行。

[0027] 另外,汽水分离器的容许水位范围例如从通常时的 $\pm 50\text{mm}$ 扩大至百数十 mm (例如 $\pm 150\text{mm}$)。

[0028] 并且,典型地,增压器的发电部及蒸汽涡轮通过对其他发电机(例如柴油引擎发电机)或二次电池的发电动作进行管理的电力管理系统(PMS;Power Management System)控制发电动作,以满足所需电力(例如船内所需电力)。

[0029] 另外,本发明的内燃机系统中,所述增压器具备涡轮喷嘴通过面积改变机构,所述涡轮喷嘴通过面积改变机构改变供给至所述涡轮部的所述废气的涡轮喷嘴通过面积。

[0030] 若进行使涡轮喷嘴通过面积减少的涡轮喷嘴面积减少动作,则排气温度下降而产生与增压器发电停止动作相同的现象。并且,若进行使涡轮喷嘴通过面积增大的涡轮喷嘴面积增大动作,则排气温度上升而产生与增压器发电开始动作相同的现象。如此,当为具备涡轮喷嘴通过面积改变机构的增压器时,进一步助长伴随增压器的发电部的停止及开始的不良情况。当同时进行增压器发电停止动作和涡轮喷嘴面积减少动作时,或者同时进行增压器发电开始动作和涡轮喷嘴面积增大动作时尤其显著。本发明中,由于使用上述的内燃机系统,因此即使是具备涡轮喷嘴通过面积改变机构的增压器,也能够确保稳定的蒸汽涡轮及蒸汽涡轮发电机的运行。

[0031] 并且,本发明的船舶具备上述中任一项所述的内燃机系统。

[0032] 通过具备上述中任一项的内燃机系统,能够提供一种具备能够进行蒸汽涡轮及蒸汽涡轮发电机的稳定运行的内燃机系统的船舶。

[0033] 并且,本发明的内燃机系统的运行方法中,所述内燃机系统具备:内燃机;增压器,具有通过来自该内燃机的废气驱动的涡轮部、通过该涡轮部驱动并向所述内燃机加压输送空气的压缩部、及得到所述涡轮部的旋转力进行发电的发电部;废气锅炉,从来自所述内燃机的废气中回收热量,并且具备汽水分离器;供水控制阀,控制供给至所述废气锅炉的水量;蒸汽涡轮,通过在所述废气锅炉中得到的蒸汽驱动;蒸汽入口控制阀,控制引导至蒸汽涡轮的蒸汽量;及蒸汽涡轮发电机,通过该蒸汽涡轮进行发电,所述运行方法具有如下工序:当所述汽水分离器内的水位低于容许水位范围时,向打开方向控制所述供水控制阀,并且,当高于该容许水位范围时向关闭方向控制;以根据所述增压器的所述发电部所产生的发电量的增减来弥补所述蒸汽涡轮发电机所产生的发电量的方式控制所述蒸汽入口控制阀;及当进行使所述增压器的所述发电部停止发电的增压器发电停止动作,和/或,使所述增压器的所述发电部开始发电的增压器发电开始动作时,扩大所述汽水分离器的所述容许水位范围。

[0034] 发明效果

[0035] 当进行增压器发电停止动作或增压器发电开始动作,和/或,涡轮喷嘴通过面积增大动作或涡轮喷嘴通过面积减少动作时,扩大汽水分离器的容许水位范围,因此通过抑制汽水分离器内的压力的急剧变动,能够避免在废气锅炉中产生的蒸汽量的急剧变动,能够确保稳定的蒸汽涡轮及蒸汽涡轮发电机的运行。并且,在进行发电停止动作时,由于能够避免在废气锅炉中产生的蒸汽量的急剧减少,因此能够确保稳定的内燃机的运行。

附图说明

[0036] 图1是表示本发明的一实施方式所涉及的内燃机系统的整体结构的概略结构图。

[0037] 图2是表示图1的增压器的纵剖视图。

[0038] 图3是表示增压器的发电功能及VTI功能的切换时的状态的曲线图。

[0039] 图4是总结本发明的第1实施方式所涉及的内燃机系统的各设备的动作的图表。

[0040] 图5是总结本发明的参考实施方式所涉及的内燃机系统的各设备的动作的图表。

具体实施方式

[0041] 以下,参考附图对本发明所涉及的实施方式进行说明。

[0042] [第1实施方式]

[0043] 以下,利用图1至图3对本发明的第1实施方式进行说明。

[0044] 图1中示出用于船舶的船用柴油机系统(内燃机系统)1。如该图所示,船用柴油机系统1具备作为例如低速2循环柴油机的主机(内燃机)2、向主机2供给压缩空气的增压器3、及从来自主机2的废气中回收热量的废气节能器(废气锅炉)4。

[0045] 在构成主机2的曲柄轴(未图示)上经由螺旋桨轴(未图示)直接或间接地安装有螺旋桨(未图示)。并且,在主机2中设有包含汽缸套(未图示)、汽缸罩(未图示)等的汽缸部6,在各汽缸部6内配置有与曲柄轴连结的活塞(未图示)。

[0046] 各汽缸部6的排气端口(未图示)与排气歧管7连接。排气歧管7经由排气管L1而与增压器3的涡轮部3a的入口侧连接。

[0047] 在排气歧管7上设有排气旁通阀(排气旁通构件)11,通过打开该排气旁通阀11,使来自排气歧管7的废气的一部分不供给至增压器3而向废气节能器4侧旁通。通过未图示的控制部控制排气旁通阀11。

[0048] 各汽缸部6的供气端口(未图示)与供气歧管(空气积蓄部)8连接,供气歧管8经由供气管L2与增压器3的压缩部3b连接。在供气管L2上设有主机供水加热器17和空气冷却器13,从而与通过压缩部3b压缩的空气进行换热。主机供水加热器17设置于空气冷却器13的压缩空气流上游侧,从后述的供水泵18引导的供水通过压缩空气进行加热。通过主机供水加热器17加热的供水输送至辅助锅炉14的汽水分离器12和设置于低压蒸汽系统19的低压汽水分离器21。空气冷却器13利用未图示的冷却水进一步对通过主机供水加热器17温度下降的压缩空气进行冷却。

[0049] 在供气歧管8上设有扫气旁通阀(扫气抽气构件)9,通过打开该扫气旁通阀9,能够排放供气歧管8内的空气。通过未图示的控制部控制扫气旁通阀9。

[0050] 如图1及图2所示,增压器3主要由如下要件构成:涡轮部3a,通过经由排气管L1从主机2引导的废气(燃烧气体)驱动;及压缩部3b,通过该涡轮部3a驱动并向主机2加压输送外部气体(空气)。

[0051] 增压器3具备得到涡轮部3a的旋转力进行发电的发电机3c。通过来自设置于MSB(主配电板)26的PMS(电源管理系统)28的控制信号控制发电机3c。即,在PMS28与发电机3c的逆变器30之间进行控制信号的交换。在逆变器30与发电机3c之间设有转换器32,从而在与逆变器30之间进行控制信号的交换。通过发电机3c发电的交流电力由转换器32进行交直转换之后,由逆变器30正交转换为所希望的频率,经由接触器35输送至船内母船33。

[0052] PMS28根据船内所需电力来控制发电电力,还进行驱动柴油引擎发电机DG的例如设为4冲程的发电用柴油引擎37的控制。柴油引擎发电机DG的产生电力输出至船内母船33。另外,图1中示出3组发电用柴油引擎37及柴油引擎发电机DG,但也可以为1组或2组,或者4组以上。另外,PMS28也可以进行锂二次电池等二次电池的控制。

[0053] 增压器3设有改变从排气管L1供给至涡轮部3a的废气的涡轮喷嘴通过面积的涡轮喷嘴通过面积改变机构3g。具体而言,涡轮喷嘴通过面积改变机构3g具备将涡轮喷嘴分为内周侧及外周侧的隔板3f(参考图2)、将从排气管L1引导的废气的一部分分支的分支配管3d、及进行该分支配管3d的开闭的开闭阀3e。如图2所示,流过分支配管3d的废气流过涡轮喷嘴的隔板3f的内周侧。另外,通过未图示的控制部控制开闭阀3e。

[0054] 若关闭开闭阀3e,则废气不流过分支配管3d而仅流过涡轮喷嘴的隔板3f的外周侧,通过缩小涡轮喷嘴通过面积来将VTI功能设为ON。另一方面,若打开开闭阀3e,则废气流过分支配管3d,还流过涡轮喷嘴的隔板3f的内周侧,涡轮喷嘴通过面积扩大,从而VTI功能成为OFF。

[0055] 如图1所示,废气节能器4在其烟道内从废气流的上游侧依次具有高压换热器10a、中压换热器10b及低压换热器10c。各换热器10a、10b、10c具备多个导热管,通过流过废气节能器4的烟道内的高温废气加热流过导热管内的水。

[0056] 通过辅助锅炉14的汽水分离器12分离的蒸汽引导至高压换热器10a中。通过高压换热器10a加热而过热度上升的过热蒸汽经由蒸汽入口控制阀22引导至蒸汽涡轮23。另外,通过汽水分离器12分离的蒸汽的一部分引导至船内辅助设备20。船内辅助设备20中的蒸汽的主要用途是用于作为主机2的燃料而使用的重油燃料及润滑油的加热。

[0057] 通过高压换热器10a加热的过热蒸汽的一部分经由高压蒸汽旁通阀29引导至各船内辅助设备20。供给至各个船内辅助设备20的蒸汽的分配通过控制各流量调整阀31a、31b来进行。未引导至各船内辅助设备20的剩余的蒸汽引导至电容器34。

[0058] 通过辅助锅炉14的汽水分离器12分离的水经由送水泵25a引导至中压换热器10b。通过中压换热器10b加热而蒸发的蒸汽引导至汽水分离器12。

[0059] 在汽水分离器12内以上下分离的方式分别容纳有水和蒸汽。如上所述,通过主机供水加热器17加热的水供给至汽水分离器12中。通过供水控制阀27控制供给至汽水分离器12的供水量。供水控制阀27通过未图示的控制部控制其开度,以使汽水分离器12内的水位维持在容许水位范围内。汽水分离器12内的水位通过未图示的水位计进行测量,其测量值发送至未图示的控制部。

[0060] 在汽水分离器12的上部设有安全阀24,若汽水分离器12内的压力成为规定值以上,则安全阀被打开,使内部的蒸汽排放至外部。

[0061] 低压换热器10c设置于低压蒸汽系统19中,对经由送水泵25b从低压汽水分离器21引导的水进行加热而使其蒸发。通过低压换热器10c蒸发的蒸汽输送至低压汽水分离器21。通过低压汽水分离器21分离的蒸汽引导至蒸汽涡轮23的中间段,剩余部分引导至船内辅助设备20。

[0062] 在各船内辅助设备20中使用后的蒸汽引导至凝汽冷却器15,通过凝汽冷却器(drain cooler)15冷凝的凝汽水积存在凝汽积蓄部16中。来自后述的接地电容器36的冷凝水也引导至凝汽积蓄部16中。积存在凝汽积蓄部16内的凝汽水通过供水泵18引导至上述的主机供水加热器17。

[0063] 蒸汽涡轮23上经由减速机38连接有蒸汽涡轮发电机40。蒸汽涡轮发电机40的发电输出经由未图示的电力线引导至船内母船33。

[0064] 通过蒸汽入口控制阀22调整供给至蒸汽涡轮23的高压蒸汽流量。根据来自直接接收涡轮控制面板43的指令的调速器44的信号控制蒸汽入口控制阀22的开度。通过PMS28控制涡轮控制面板43。因此,蒸汽入口控制阀22的开度控制成蒸汽涡轮发电机40输出通过PMS28决定的发电量。

[0065] 通过蒸汽涡轮23完成工作的蒸汽引导至电容器34后冷凝,该冷凝水(凝结水)通过凝结水泵42引导至接地电容器36。

[0066] 上述结构的内燃机系统如下进行动作。以下,分为“通常运行时”、“主机负载上升时的切换时”、“主机负载减少时的切换时”进行说明。在此,通常运行时是指在通过增压器3进行发电的状态下切换发电功能和VTI功能的时刻以外的状态,是指不会使汽水分离器12内的压力急剧变动而能够进行蒸汽涡轮23的持续运行的状态。

[0067] [通常运行时]

[0068] 积存在凝汽积蓄部16中的凝汽水通过供水泵18引导至主机供水加热器17后加热,并引导至辅助锅炉14的汽水分离器12和低压蒸汽系统19的低压汽水分离器21。

[0069] 引导至汽水分离器12的水通过送水泵25a引导至中压换热器10b后成为蒸汽,返回至汽水分离器12。通过汽水分离器12分离的蒸汽引导至高压换热器10a后成为高温的过热蒸汽。通过高压换热器10a生成的过热蒸汽通过蒸汽入口控制阀22调整流量之后,引导至蒸汽涡轮23。

[0070] 另一方面,引导至低压汽水分离器21的水通过送水泵25b引导至低压换热器10c后成为蒸汽,返回至低压汽水分离器21。通过低压汽水分离器21分离的低压蒸汽引导至蒸汽涡轮23的中间段。

[0071] 通过被引导的蒸汽驱动的蒸汽涡轮23的旋转输出经由减速机38传递至蒸汽涡轮发电机40,进行发电。该蒸汽涡轮发电机40所产生的发电量通过PMS28进行管理。PMS28在线得到增压器3的发电机3c的发电量、其他发电机(柴油引擎发电机DG)的发电量、二次电池BT的充放电状态,向各设备发送发电指令,以使从这些发电机及二次电池供给的电力的总计满足船内所需电力。关于蒸汽涡轮发电机40的发电量,向涡轮控制面板43发送指示,经由调速器44控制蒸汽入口控制阀22的开度。具体而言,以根据增压器3的发电机3c所产生的发电量的增减来弥补蒸汽涡轮发电机40所产生的发电量的方式控制蒸汽入口控制阀22。即,当增压器3的发电机3c的发电量减少时,向打开方向控制蒸汽入口控制阀22的开度,以使蒸汽涡轮发电机40所产生的发电量增大,当增压器3的发电机3c的发电量增加时,向关闭方向控制蒸汽入口控制阀22的开度,以使蒸汽涡轮发电机40所产生的发电量减少。

[0072] 增压器3的发电机3c的发电量根据主机2的负载而增减,如图3的“混合式增压器发电电力”的曲线图所示,当主机负载为65%以上时,主机负载上升则发电量增加,主机负载减少则发电量减少。

[0073] 通过供水控制阀27调整辅助锅炉14的汽水分离器12内的水位。通常运行时,若汽水分离器12内的水位从所希望的值下降,则向打开方向控制,若高于所希望的值,则向关闭方向控制。即,通常运行时,将容许水位范围(公差)设为 $\pm 50\text{mm}$ 来进行水位控制。该容许水位范围根据设备进行设定,通常运行时,目标是进行蒸汽涡轮及蒸汽涡轮发电机的稳定的运行,因此优选尽量缩小容许水位范围。

[0074] [主机负载上升时的切换时]

[0075] 接着,对主机负载上升时切换增压器的发电功能及VTI功能的情况进行说明。

[0076] 如图3所示,主机负载上升时(增速时),关于发电功能,在规定的负载(图3中为65%)下从非发电动作切换成发电动作。这可以从如下情形得知:图3的“混合式增压器发电电力”的曲线图的实线在负载65%处上升。另一方面,关于VTI功能,在规定的负载(图3中为65%)下从ON切换成OFF。这可以从如下情形得知:从图3的“主机扫气压力”的曲线图的细实线高于单点划线的压力在负载65%处下降。而且,如从该图的“主机废气温度”的曲线图可

以得知,废气温度急剧上升。

[0077] 如此,若在主机负载上升时从非发电动作切换成发电动作并且将VTI功能从ON切换到OFF,则不仅增压器3的发电机3c的发电量增加,从主机2排出的废气的温度也上升。若增压器3的发电机3c的发电量增加,则向关闭方向控制(缩小)蒸汽入口控制阀22,以使蒸汽涡轮发电机40的发电量减少增压器3的发电机3c的发电量的增加量。并且,若废气的温度上升,则通过汽水分离器12内的压力上升,供给至蒸汽涡轮的蒸汽压力进一步上升,因此进一步向关闭方向控制蒸汽入口控制阀22。若向关闭方向控制蒸汽入口控制阀22,则汽水分离器12内的水位上升,为了维持在通常运行时所使用的容许水位范围内而向关闭方向控制(缩小)供水控制阀27,使供水减少。但是,由于不能适当地供给温度较低的新的水,因此导致汽水分离器12内的温度上升而汽水分离器12内的压力进一步上升。

[0078] 如此,若进行增压器3的发电开始动作,则不仅产生增压器3的发电机3c的发电量的增大,还会产生废气温度的上升,因此蒸汽入口控制阀22的关闭动作及供水控制阀27的关闭动作重复,汽水分离器12内的压力急剧上升,在废气节能器4中产生的蒸汽量大幅增加,从而有可能难以进行稳定的蒸汽涡轮及蒸汽涡轮发电机的运行。

[0079] 因此,本实施方式中,当进行增压器3的发电开始动作时,将汽水分离器12的容许水位范围设为比通常运行时(本实施方式中为 $\pm 50\text{mm}$)扩大公差(本实施方式中为 $+150\text{mm}$ 以下),即使汽水分离器12内的水位上升也在比通常运行时扩大的容许水位范围内时,禁止缩小供水控制阀27而使供水量减少。由此,即使水位比通常运行时的容许水位范围上升也不会使供水量减少,因此能够抑制汽水分离器12内的压力急剧上升,能够避免在废气节能器4中产生的蒸汽量的急剧增加来确保稳定的蒸汽涡轮及蒸汽涡轮发电机的运行。

[0080] [主机负载减少时的切换时]

[0081] 主机负载减少时(减速时),与上述的主机负载上升时相反地,关于发电功能,在规定的负载(图3中为65%)下从发电动作切换成非发电动作。另一方面,关于VTI功能,在规定的负载(图3中为65%)下从OFF切换到ON。此时,如可以从图3的“主机扫气压力”的曲线图得知,扫气压力急剧上升。而且,如可以从图3的“主机废气温度”得知,废气温度急剧下降。

[0082] 如此,若在主机负载减少时从发电动作切换成非发电动作并且将VTI功能从OFF切换到ON,则不仅增压器3的发电机3c停止发电,从柴油机排出的废气的温度也会下降。若增压器3的发电机3c停止发电,则为了弥补该发电,向打开方向控制蒸汽涡轮23的蒸汽入口控制阀22,以使蒸汽涡轮发电机40的发电量增加。并且,若废气温度下降,则通过汽水分离器12内的压力下降,供给至蒸汽涡轮的蒸汽压力进一步下降,因此为了进一步得到蒸汽而向打开方向控制蒸汽入口控制阀22。若打开蒸汽入口控制阀22,则强制产生汽水分离器12内的蒸汽而汽水分离器12内的水位下降,为了维持在容许水位范围内而向打开方向控制供水控制阀27,从而使供水增加。但是,由于供给温度较低的新的水,因此导致汽水分离器12内的温度下降而汽水分离器12内的压力进一步下降。

[0083] 如此,若进行增压器3的发电停止动作,则不仅产生发电停止,还会产生废气温度的下降,因此蒸汽入口控制阀22的打开动作及供水控制阀27的打开动作重复,汽水分离器12内的压力急剧下降,在废气节能器4中产生的蒸汽量大幅减少,从而有可能难以进行稳定的蒸汽涡轮及蒸汽涡轮发电机的运行。并且,若在废气节能器4中产生的蒸汽量减少,则无法提供所需的蒸汽,在最坏的情况下,无法使高粘度的重油燃料及润滑油变暖,无法进行粘

度控制,从而有可能还难以进行主机2的稳定运行。

[0084] 因此,本实施方式中,当进行增压器3的发电停止动作时,将汽水分离器12的容许水位范围设为比通常运行时(本实施方式中为 $\pm 50\text{mm}$)扩大公差(本实施方式中为 -150mm 以上),即使汽水分离器12内的水位下降也在比通常运行时扩大的容许水位范围内时,禁止打开供水控制阀27而使供水量增大。由此,即使水位比通常运行时的容许水位范围下降也不会使供水量增大,因此能够抑制汽水分离器12内的压力急剧减少,能够避免在废气节能器4中产生的蒸汽量的骤减来确保稳定的蒸汽涡轮及蒸汽涡轮发电机,进而确保主机2的运行。

[0085] 在图4中总结上述的通常运行时及切换时的各设备的动作。

[0086] 如该图所示,汽水分离器12的容许水位范围在通常运行时设为 $\pm 50\text{mm}$,但切换时改变为 $\pm 150\text{mm}$ 。

[0087] 另外,汽水分离器12的容许水位范围的切换时刻在切换增压器3的发电功能及VTI功能时进行,其能够通过各种方法得到。例如,在汽水分离器12内的压力的时间变化率、水位的时间变化率、及废气节能器4的入口温度或出口温度或平均温度的时间变化率中,能够利用其中任意一种或它们的组合,由控制部预测蒸汽发生量的增减来进行判断。并且,增压器3的发电功能的切换能够通过得到逆变器30的控制输出来进行判断,VTI功能的切换能够通过检测增压器3的开闭阀3e(参考图2)的动作来进行判断,因此可以基于这些的切换时刻来进行判断。并且,当预先固定在规定的负载时,能够通过由控制部掌握主机负载增加率来轻松地预测发电功能及VTI功能的切换时刻。

[0088] 作为在扩大容许水位范围之后恢复至通常运行时的容许水位范围的时刻,如上所述,例如在汽水分离器12内的压力的时间变化率、水位的时间变化率、及废气节能器4的入口温度或出口温度或平均温度的时间变化率中,能够利用其中任意一种或它们的组合,由控制部预测蒸汽发生量的增减来进行判断。

[0089] 并且,能够根据主机负载从切换时的主机负载(65%)改变规定量来设为恢复时刻。或者,也可以将从切换时经过规定时间后设为恢复时刻,还可以根据通过水位计测量的水位的时间变化量成为规定值以下来设为恢复时刻。

[0090] 并且,上述的各实施方式中,以增压器3具备发电功能及VTI功能为前提进行了说明,但当为不具备VTI功能而仅具备发电功能的所谓的混合式增压器时,也能够适用本发明。这是因为,在切换发电功能时废气温度急剧变动并且向蒸汽涡轮发电机40的发电指令值急剧变动的现象即使不具备VTI功能也会发生。

[0091] [参考实施方式]

[0092] 接着,对参考实施方式进行说明。基本结构与使用图1至图3说明的第1实施方式相同,因此省略其说明。第1实施方式中,当切换增压器3的发电功能及VTI功能时通过改变汽水分离器12的容许水位范围来避免汽水分离器12内的急剧的压力变动,但在本实施方式中,不改变容许水位范围而是使用二次电池BT,这一点不同。

[0093] 因此,当PMS28对二次电池进行管理时,能够适用本实施方式。

[0094] 通常运行时与第1实施方式相同,因此省略其说明。

[0095] 当在主机负载上升时进行增压器3的发电开始动作时,从未图示的控制部向PMS28发出二次电池的充电要求指令。PMS28当接收充电要求指令时对二次电池发送充电指令。二次电池为了吸收增压器3的发电机3c的发电量的增大量而进行充电。如此一来,PMS28能够

使来自各发电机的总计电力与船内所需电力一致。

[0096] 由此,可以避免为了吸收增压器3的发电机3c的发电量的增大量而缩小蒸汽入口控制阀22,因此能够抑制汽水分离器12内的压力急剧上升,能够在废气节能器4中产生的蒸汽量的急剧上升来确保稳定的蒸汽涡轮及蒸汽涡轮发电机的运行。

[0097] 并且,当在主机负载减少时进行增压器3的发电停止动作时,从未图示的控制部向PMS28发出二次电池的放电要求指令。PMS28当接收放电要求指令时对二次电池发送放电指令。二次电池为了弥补增压器3的发电机3c所产生的发电量的下降量而进行放电。如此一来,PMS28能够使来自各发电机的总计电力与船内所需电力一致。

[0098] 由此,可以避免为了弥补伴随增压器3的发电机3c的发电停止的船内发电量的下降量而打开蒸汽入口控制阀22,因此能够抑制汽水分离器12内的压力急剧减少,能够在废气节能器4中产生的蒸汽量的骤减来确保稳定的蒸汽涡轮及蒸汽涡轮发电机的运行。

[0099] 在图5中总结上述的通常运行时及切换时的各设备的动作。

[0100] 如该图所示,通常运行时不要求PMS28进行对二次电池的动作,而在切换时要求充电或放电。

[0101] 并且,上述的各实施方式中,以增压器3具备发电功能及VTI功能为前提进行了说明,但当为不具备VTI功能而仅具备发电功能的所谓的混合式增压器时也能够适用本发明。这是因为,在切换发电功能时废气温度急剧变动并且向蒸汽涡轮发电机40的发电指令值急剧变动的现象即使不具备VTI功能也会发生。

[0102] 符号说明

[0103] 1-船用柴油机系统(内燃机系统),2-主机(内燃机),3-增压器,3a-涡轮部,3b-压缩部,3c-发电机,3d-分支管(涡轮喷嘴通过面积改变机构),3e-开闭阀(涡轮喷嘴通过面积改变机构),3f-隔板(涡轮喷嘴通过面积改变机构),4-废气节能器(废气锅炉),12-汽水分离器,22-蒸汽入口控制阀,23-蒸汽涡轮,28-PMS(电力管理系统),40-蒸汽涡轮发电机。

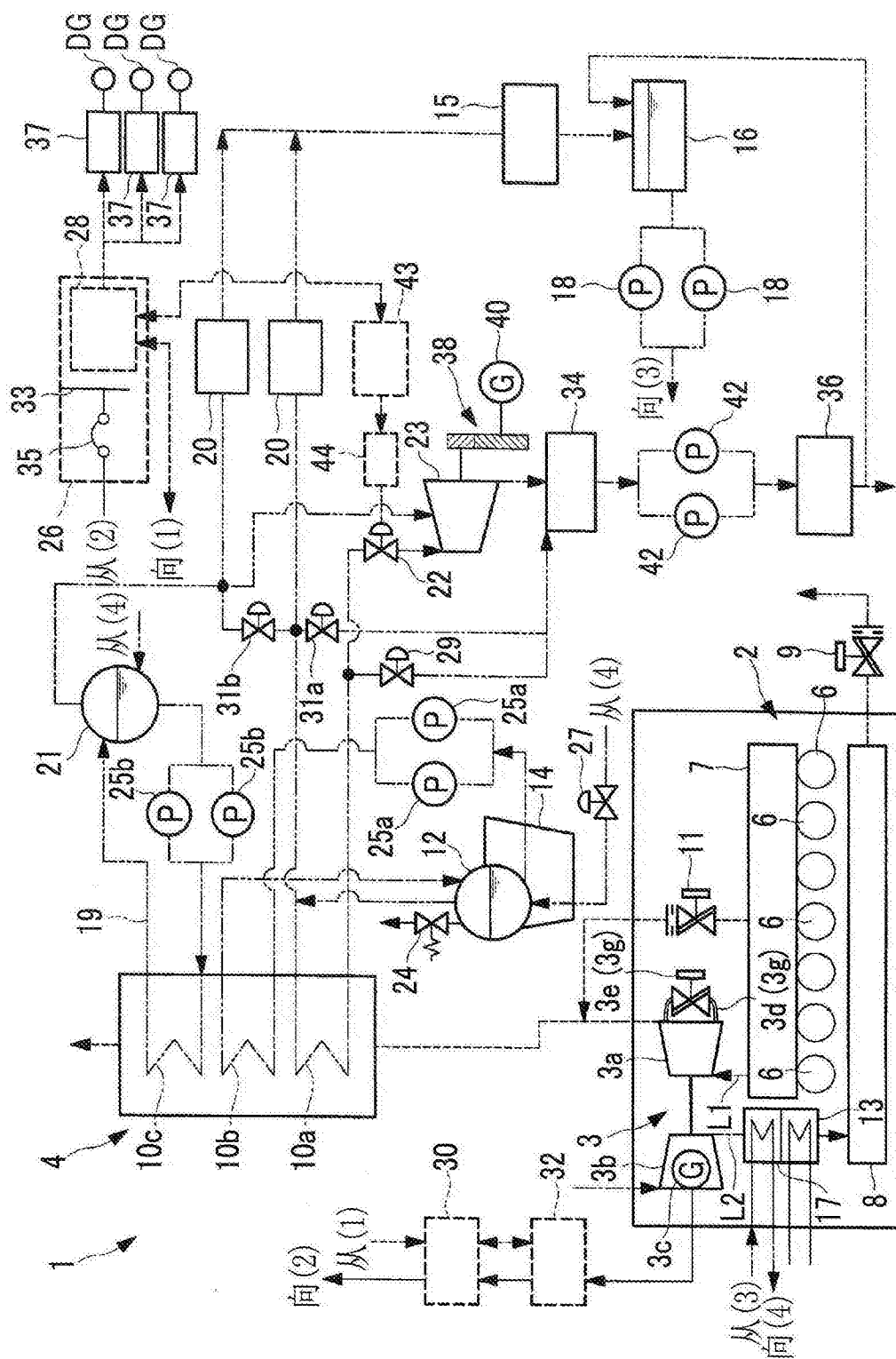


图1

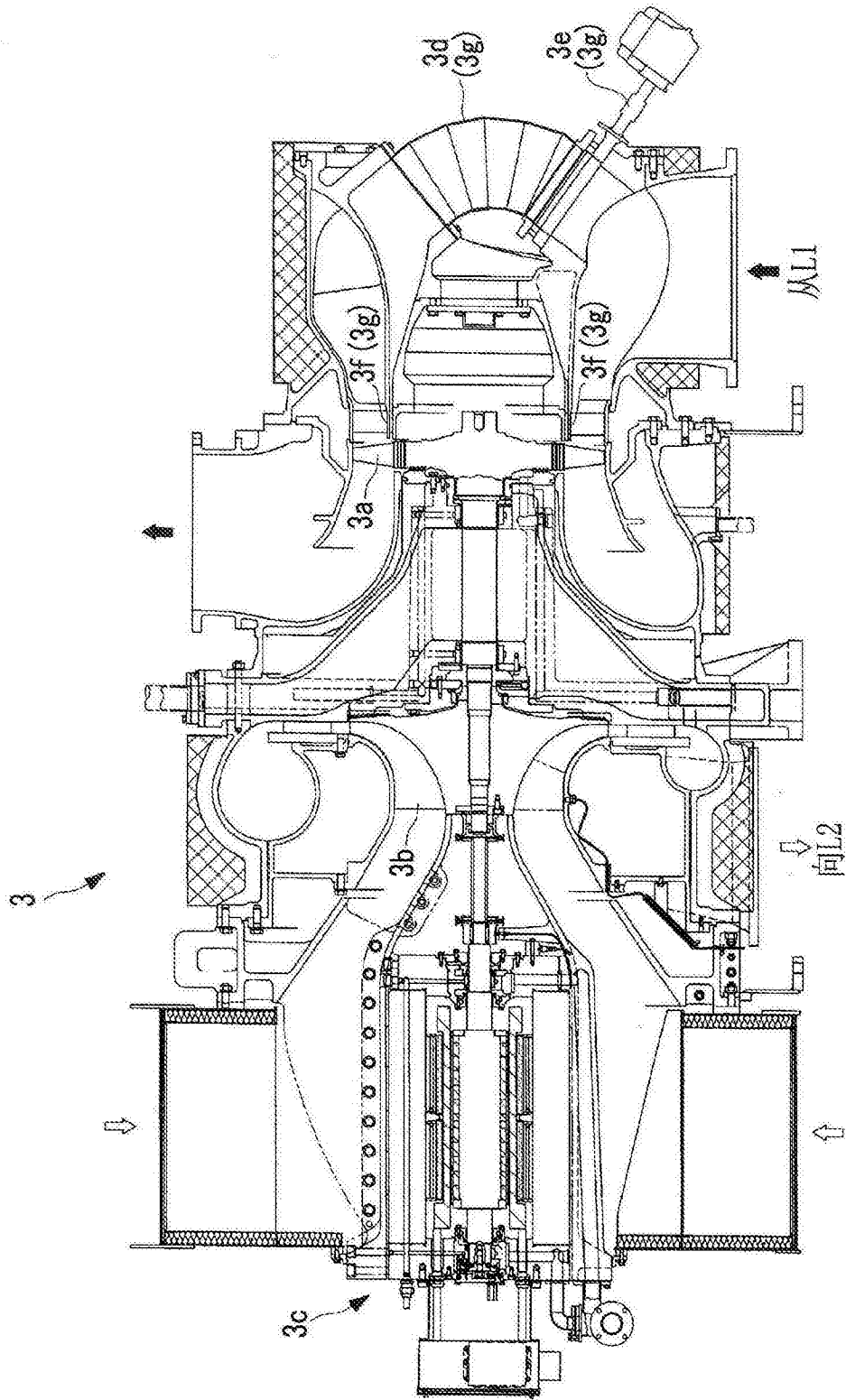


图2

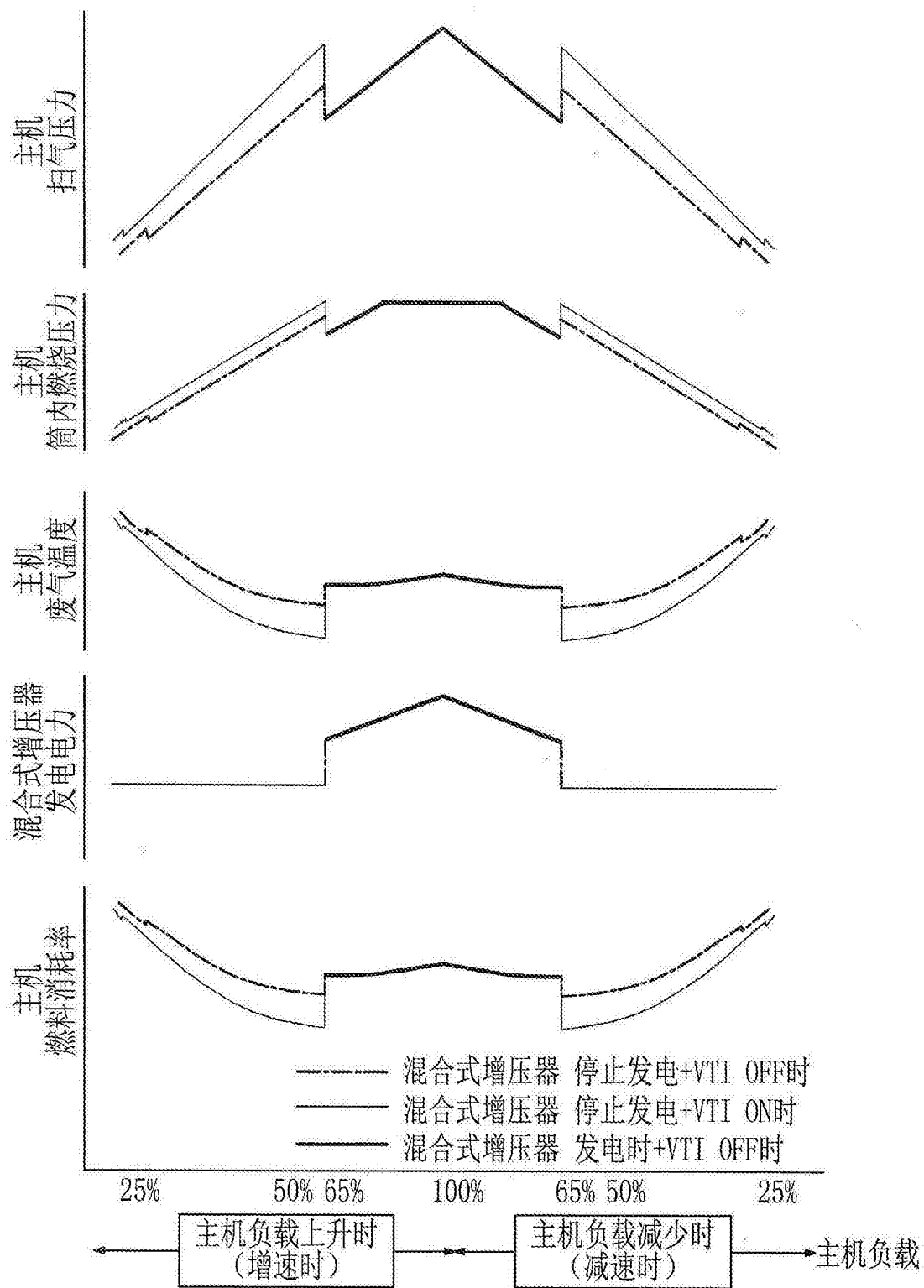


图3

	通常运行时		切换时	
	负载上升时	负载减少时	负载上升时	负载减少时
增压器的发电功能	发电量增大	发电量减少	off→on	on→off
增压器的VTI功能	低负载时on, 高负载时off		on→off	off→on
对蒸汽涡轮发电机的发电要求值	减		减	增
蒸汽入口调整阀	缩小		缩小	开
汽水分离筒内压力	高		高	低
废气锅炉气体温度 时间变化率	高		高	低
供水控制阀	缩小		开	缩小
容许水位范围	±50mm	±50mm	+150mm	-150mm

图4

	通常运行时		切换时	
	负载上升时	负载减少时	负载上升时	负载减少时
增压器的发电功能	发电量增大	发电量减少	off→on	on→off
增压器的VTI功能	低负载时on, 高负载时off		on→off	off→on
对蒸汽涡轮发电机的发电要求值	减	增	增	减
蒸汽入口调整阀	缩小	开	缩小	开
汽水分离筒内压力	高	低	高	低
废气锅炉炉气体温度 时间变化率	高	低	高	低
供水控制阀	缩小	开	缩小	开
容许水位范围	±50mm	±50mm	±50mm	±50mm
二次电池	无	无	充电	放电

图5