

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F02C 9/00 (2006.01)

F02C 6/00 (2006.01)



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 02148239. X

[45] 授权公告日 2006 年 6 月 21 日

[11] 授权公告号 CN 1260468C

[22] 申请日 2002.9.13 [21] 申请号 02148239. X

[30] 优先权

[32] 2001. 9. 13 [33] JP [31] 2001 - 278824

[71] 专利权人 三菱重工业株式会社

地址 日本东京

[72] 发明人 百武慎德 藤田泰弘

审查员 张 炜

[74] 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任公司

代理人 汪惠民

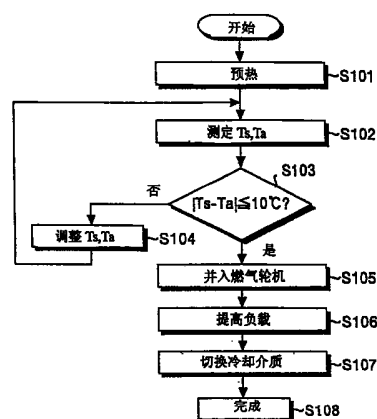
权利要求书 1 页 说明书 20 页 附图 9 页

[54] 发明名称

燃气轮机和燃气轮机复合发电装置的运转方法

[57] 摘要

一种能从燃气轮机启动后短时间内达到额定运转速度的燃气轮机，所采用的技术装置是测定腔室空气温度 T_a 和蒸汽温度 T_s (步骤 S102)，如果二者之间差值的绝对值 ΔT 在规定的温度 (此处为 10°C) 内 (步骤 S103)，则并入燃气轮机 (步骤 S105)。完成燃气轮机的并入后，慢慢提高负载 (步骤 S106)，此时再从处理器 (110) 向控制器 (120) 发送出切换冷却介质用信号。通过控制转动叶片用蒸汽控制阀，压力调整阀以及排气阀的方式，将冷却介质切换至蒸汽 (步骤 S107)，从而完成燃气轮机 (500) 的并入和冷却介质的切换 (步骤 S108)。



1. 一种燃气轮机运转方法，其特征在于在将冷却燃气轮机的高温构件用的冷却介质从腔室空气切换到蒸汽时的步骤包括：
测定所述腔室空气和所述蒸汽的温度并比较二者温度的步骤；
基于该比较结果，通过调整所述腔室空气或所述蒸汽中至少一种的温度，使所述腔室空气温度和所述蒸汽温度趋向一致的步骤；
以及在所述腔室空气温度和所述蒸汽温度趋向一致后，在燃气轮机并入期间将冷却高温构件用的冷却介质从腔室空气切换到蒸汽的步骤。
2. 一种燃气轮机运转方法，其特征在于在将冷却燃气轮机的高温构件用的冷却介质从腔室空气切换至蒸汽时的步骤包括
测定所述腔室空气和所述蒸汽的温度并比较二者温度的步骤；
基于该比较结果，通过调整所述腔室空气或所述蒸汽中至少一种的温度，使所述腔室空气温度和所述蒸汽温度趋向一致的步骤；
以及在所述燃气轮机由于用其排出的气体冷却自身高温构件而达到能产生足够蒸汽的程度之前，使所述燃气轮机的负载处于上升状态，并且将冷却高温构件用的冷却介质从腔室空气切换到所述燃气轮机通过排气而产生的蒸汽的步骤。
3. 一种燃气轮机复合发电装置，其特征在于该装置具有：用空气或者蒸汽冷却转动叶片、静止叶片、燃烧器或者燃烧器尾筒、并与发电机相连而产生电力的燃气轮机；回收该燃气轮机的排出热量、并用从此处回收的热量产生蒸汽的排热回收型蒸汽发生器；在将所述高温构件用的冷却介质从腔室空气切换至所述排热回收型蒸汽发生器产生的蒸汽时，控制二者温度使其趋向一致的温度调整装置；以及在所述燃气轮机并入期间将所述高温构件用的冷却介质从腔室空气切换至所述排热回收型蒸汽发生器生成的蒸汽的控制装置。

燃气轮机和燃气轮机复合发电装置的运转方法

5

技术领域

本发明涉及用空气或者蒸汽冷却系统冷却高温部的燃气轮机，
具体的说，本发明更涉及对从燃气轮机启动后能短时间达到额定运
转速度的高温部实施空气或者蒸汽冷却的燃气轮机和燃气轮机复合
10 发电装置的运转方法，以及燃气轮机复合发电装置。

背景技术

现在为提高燃气轮机复合循环（萨巴瑟循环）中的热效率，用
蒸汽代替空气作冷却介质、对作为高温部的燃气轮机的转动叶片和
15 静止叶片实施蒸汽冷却的技术正在使用。基准状态下干蒸汽的低压
比热为 $c_p=1.86\text{kJ/kgK}$ ，其数值接近为空气低压比热 $c_p=1.00\text{ kJ/kgK}$
的2倍。因此，蒸汽和相同质量的空气比较起来，热容量大且吸热效
果高。而且，如果利用湿蒸汽作冷却介质，由于湿气成分的蒸发潜
热也能用于冷却，因此可以进一步提高吸热效果。如果使用蒸汽作
20 为冷却介质，由于冷却效率能比使用空气时的场合高，因此燃气轮
机的燃气入口温度也能够较高，从而可以提高热效率。

现有技术中通常使用从压缩机排出的空气冷却燃气轮机的转动
叶片和静止叶片，然而在用该压缩空气进行冷却时，能够从燃气轮
机获取出的功比较少。如果用蒸汽代替空气的话，由于能够省去冷
25 却转动叶片和静止叶片的空气，所以该种燃气轮机能够回收比较多
的功，因此可以提高发电效率。

图9表示的是对转动叶片和静止叶片使用蒸汽冷却的燃气轮机的
部分截面图。图10表示的是对高温部采用蒸汽冷却的燃气轮机复合
装置的概略图。在该燃气轮机复合发电装置中，由排热回收型蒸汽发
30 生器HRSG 370 (Heat Recovery Steam Generator) 回收由燃气轮机排

出的燃气所具有的热能。由该回收了的燃气轮机排出气体中的热能造出蒸汽，该高温、高压的蒸汽首先被供给高压蒸汽轮机350，并驱动该轮机，进而由和该轮机连接的发电机355进而发电。

在高压蒸汽轮机350处已作功的蒸汽，通过设置在燃气轮机的轮机
5 机主轴310内的蒸汽供给管道311被导向至转动叶片321。从设置在燃气轮机外罩外侧的蒸汽供给口330，向静止叶片325供给蒸汽。在这种转动叶片321和静止叶片325的内部还设置有冷却流路，使得导向至转动叶片321和静止叶片325的蒸汽在通过该冷却流路的时候，可以从该流路的内壁吸收燃烧气体的热量，并排出到流路之外。此后，
10 冷却转动叶片321用的蒸汽通过设置在轮机主轴310内的蒸汽回收管312，冷却静止叶片325用的蒸汽通过蒸汽回收口331，排出到蒸汽轮机的外部。

该冷却蒸汽被导向至混合器360，并和已冷却了燃烧器尾筒的冷却蒸汽混合后，被用作为驱动中压蒸汽轮机351和低压蒸汽轮机352
15 的工作流体使用。已驱动了中压蒸汽轮机351和低压蒸汽轮机352的蒸汽由冷凝器365冷凝为水之后，由泵供给到排热回收型蒸汽发生器HRSG 370，并再次重复上述运转过程。

在针对高温构件采用蒸汽冷却系统的燃气轮机复合装置中，能够对转动叶片和静止叶片等高温构件实施高效率的冷却，所以可以
20 进一步提高轮机入口温度，可以提高燃气轮机的热效率，进而提高整个装置的热效率。但是在使用蒸汽冷却系统的燃气轮机中，在从启动到达到额定运转速度的时间内，必需将转动叶片的冷却介质从空气切换到蒸汽，将静止叶片和燃烧器尾筒的冷却介质从由工厂用辅助蒸汽发生器产生的蒸汽切换到由高压过热器HPSH（High
25 Pressure Super Heater）产生的蒸汽。其理由如下。

由于设置在燃气轮机复合装置中的排热回收型蒸汽发生器HRSG 的热容量大，在燃气轮机启动后的一段时间里，不能产生出用于驱动蒸汽轮机以及用作冷却转动叶片等用的冷却介质所需的蒸汽量。因此，在排热回收型蒸汽发生器HRSG 达到能够产生出足够
30 蒸汽量之前的一段时间内，还必须使用从工厂用辅助蒸汽发生器等

供给的蒸汽以及燃气轮机中的空气作冷却介质。在排热回收型蒸汽发生器HRSG能够提供出足够的蒸汽量之后，需要将高温构件用的冷却介质从辅助蒸汽发生器供给的蒸汽和燃气轮机中的空气切换到由排热回收型蒸汽发生器HRSG提供的蒸汽。

- 5 如果举例来说，在燃气轮机并入的同时切换转动叶片冷却空气时，由于冷却空气和冷却蒸汽之间的密度差和比热差，会使得在燃气轮机内部产生不良温度分布，由此可能会引起燃气轮机振动，甚至会招致燃气轮机产生跳闸（停止）。因此，为使燃气轮机稳定地运转，在进行上述冷却介质的切换时，一定要在完成一个操作并达到
- 10 稳定状态之后再继续进行下一个操作，而不能同时进行两个以上的操作。因此，在使用蒸汽冷却系统的燃气轮机复合装置中，存在有从燃气轮机启动到达到额定运转速度需要比较长的时间，而且燃料和蒸汽的消耗也比较大，从而会使启动损失比较大的问题。而且，如果想要从某一时间开始获得额定输出的话，则需要考虑从启动到达到
- 15 额定运转速度所需要的时间，所以必须提早开始启动，因而运转装置所需要人员的人员开支也比较多。

发明内容

- 20 本发明是鉴于上述情况而设计的，其目的是提供一种能够从燃气轮机开始启动后，短时间内过渡到额定运转速度状态的、使用蒸汽冷却的燃气轮机和燃气轮机复合发电装置的运转方法，以及燃气轮机复合发电装置。

- 为达到上述目的，作为本发明第一方面的燃气轮机运转方法具有如下特征：在需要将冷却燃气轮机高温构件用的冷却介质从腔室空气切换到蒸汽时，实施测定所述腔室空气和所述蒸汽的温度并比较
- 25 二者温度的步骤；基于该比较结果，通过调整所述腔室空气或所述蒸汽中至少一种的温度，使所述腔室空气温度和所述蒸汽温度一致的步骤；以及在所述腔室空气温度和所述蒸汽温度一致后，在燃气轮机并入期间将冷却高温构件用的冷却介质从腔室空气切换到蒸汽的
- 30 步骤。

该燃气轮机运转方法是在燃气轮机并入期间将转动叶片和轮机主轴等称作燃气轮机高温构件用的冷却介质，从腔室空气切换成蒸汽的。采用这种方法可以在腔室空气温度和所述蒸汽温度趋向一致之后再切换冷却介质。在先技术在燃气轮机并入的同时切换转动叶片冷却空气时，由于冷却空气和冷却蒸汽之间存在密度差和比热差，会使得在燃气轮机内部产生不良的温度分布，由此可能会引起燃气轮机振动，甚至会招致燃气轮机跳闸（停止）。而在实际的发电装置中一旦发生这种燃气轮机跳闸情况，会给发电装置的运用造成很大的损害，因此在先技术是在将冷却介质切换到蒸汽之后，再实施燃气轮机的并入的。

轮机主轴的轴振动是由在轮机主轴周向方向产生不良的温度分布，或者在与轮机主轴相连的转子转盘的周向方向产生不良的温度分布所造成的。本发明可以使作为切换对象的腔室空气和蒸汽的温度趋向一致，减小该温度分布，由此能够将轮机主轴的轴振动限制在容许值以内。采用本发明，即使在燃气轮机并入期间同时切换冷却介质，由于轮机主轴的轴振动在容许值范围之内，所以也能够避免燃气轮机产生跳闸。因此本发明能够缩短从燃气轮机启动到达到额定运转速度所需要的时间，减少启动损失。而且，还可以采用能够在计算机上运行的程序执行该燃气轮机的运转方法（权利要求5），从而还能够应用计算机实施该燃气轮机的运转方法。在这儿所称的并入，指的是在此之前已经单独由运转的燃气轮机和蒸汽轮机等来维持着发电机的场合。

在这所称的使腔室空气和蒸汽的温度趋向一致，在理想的情况下是使二者的温度相等，然而在实际应用时如果二者温度差在15℃以内，即可以将轮机主轴的轴振动限制在容许值之内。然而温度差刚刚进入15℃以内时，轴振动位于容许界限附近。因此要相对稳定地切换冷却介质，使温度差在12到13℃以内较好些，如果希望更稳定的话，二者的温度差最好是在10℃以内。在燃气轮机的高温构件中可能配置有转动叶片，轮机主轴，转子转盘或者静止叶片等等，由于本发明涉及的是以温度分布为起因的、由旋转系统不平衡造成

的振动等等问题，所以本发明中的高温构件特别指的是转动叶片，轮机主轴或者转子转盘等等部件（下同）。

作为本发明第二方面的燃气轮机运转方法具备以下特征：在需要将冷却高温构件用冷却介质从腔室空气切换至蒸汽时，实施测定
5 所述腔室空气和所述蒸汽的温度并比较二者温度的步骤；基于该比较结果，通过调整所述腔室空气或所述蒸汽中至少一种的温度，使所述腔室空气温度和所述蒸汽温度一致的步骤；以及在所述燃气轮机由于用其排出的气体冷却自身高温构件而达到能产生足够蒸汽的程度之前，使所述燃气轮机的负载处于上升状态，并且将冷却高温构
10 件用冷却介质从腔室空气切换到所述燃气轮机通过排气而产生的蒸汽的步骤。

该燃气轮机的运转方法是一种在部分负载下，将转动叶片的冷却介质从腔室空气切换至蒸汽的方法。在将转动叶片和轮机主轴等称作燃气轮机高温构件用的冷却介质从腔室空气切换至蒸汽时，如
15 果二者温度一致的话，轴振动将位于允许值以内。采用这种方法即使在燃气轮机处于部分负载时，即使将转动叶片等用的冷却介质从腔室空气切换至蒸汽，也不会发生燃气轮机跳闸的情况。因此，由于能够在燃气轮机负载增加的状态下，对转动叶片和轮机主轴等用的冷却介质进行切换，所以能够缩短从燃气轮机启动过渡到额定负载
20 状态的时间，因此也能够减少启动损失。

而且，在切换转动叶片等的燃气轮机高温部件用的冷却介质期间，无需限定燃气轮机的负载，只要使腔室空气和蒸汽温度趋向一致即可。例如可以在燃气轮机并入前将二者的温度控制在一致状态下，也可以在并入的过程中将二者的温度控制在一致状态下。而且
25 还可以采用能够在计算机上运行的程序执行该燃气轮机运转方法（权利要求5），从而可利用计算机实施该燃气轮机的运转方法。

作为本发明第三方面的燃气轮机复合发电装置的运转方法，其特征在于可以在燃气轮机增加至额定负载之前的运转期间，以及在将冷却燃烧器用的从工厂蒸汽发生器等除燃气轮机复合装置之外的
30 装置处供给的蒸汽，切换至由位于燃气轮机复合装置内的排热回收

型蒸汽发生器提供的蒸汽期间实施蒸汽轮机并入操作。

该燃气轮机复合发电装置的运转方法是在将燃烧器冷却介质从工厂等辅助蒸汽发生器产生的蒸汽，切换至由能够利用燃气轮机排出热量而产生蒸汽的排热回收型蒸汽发生器产生的蒸汽时，对蒸汽
5 轮机并入操作的。由此在并入蒸汽轮机之后，不用等到燃气轮机达到稳定输出就可以切换燃烧器用的冷却蒸汽，因此能够缩短达到额定运转速度所需的时间，并降低启动损失。而且还可以采用能够在计算机上运行的程序执行该燃气轮机复合发电装置的运转方法（权利要求5），所以还可利用计算机实现该燃气轮机的运转方法。而且
10 该发明中的所谓燃烧器，不仅包括燃烧器还包括燃烧器尾筒。

作为本发明第四方面的燃气轮机复合发电装置的运转方法，其特征在于可以在将从燃气轮机启动开始的一定期间内为冷却静止叶片而提供的蒸汽，从辅助蒸汽发生器等其它的、除了燃气轮机排气之外的其它热源产生的辅助蒸汽，切换至由能够利用燃气轮机排气
15 而产生蒸汽的排热回收型蒸汽发生器产生的蒸汽期间，提高燃气轮机的负载。

该燃气轮机复合发电装置的运转方法是使将静止叶片用的冷却介质从工厂等辅助蒸汽发生器产生的蒸汽切换到排热回收型蒸汽发生器HRSG产生的蒸汽的时间，与将燃气轮机的负载从部分负载上
20 升至额定负载的时间彼此重叠。在先技术在切换具有温度差和密度差的冷却介质时，在燃气轮机内部会产生不良的温度分布，所以燃气轮机可能出现运转不佳的情况，因此必须在一个操作结束且状态稳定之后，再进行下一个操作。

然而该问题是在转动叶片和轮机主轴等旋转系统中存在的问题
25 ，作为静止系统的静止叶片和燃烧器或者燃烧器尾筒，即使对多少存在有温度差和密度差的冷却介质实施切换，也几乎不会受到与旋转系统一样的影响。因此，即使在燃气轮机的负载上升时对静止叶片的冷却蒸汽实施切换也不会造成燃气轮机跳闸，因此能够缩短达到额定负载运转所需的时间，并能降低与该部分相关的启动损失。
30 而且，还可以采用能够在计算机上运行的程序执行该燃气轮机复合

发电装置的运转方法（权利要求5），所以还可以利用计算机实施该燃气轮机的运转方法。

作为本发明第六方面的燃气轮机复合发电装置，其特征在于该装置具有用空气或者蒸汽冷却的、诸如转动叶片，静止叶片，燃烧器或者燃烧器尾筒等其它高温构件的、并与发电机相连而产生电力的燃气轮机；回收该燃气轮机的排出的热量、并用从此处回收的热量产生蒸汽的排热回收型蒸汽发生器；在将所述高温构件用的冷却介质从腔室空气切换至所述排热回收型蒸汽发生器产生的蒸汽时，控制二者温度使其趋向一致的温度调整装置；以及在所述燃气轮机并入期间再将所述高温构件用的冷却介质从腔室空气切换至所述排热回收型蒸汽发生器生成的蒸汽的控制装置。

该燃气轮机复合发电装置在需要将转动叶片等用的冷却介质从腔室空气切换成蒸汽时，是在二者温度趋向一致之后，在燃气轮机的并入期间进行切换的。因此，轮机主轴的轴振动可以保持在允许值之内，从而能避免燃气轮机产生跳闸。本发明能缩短从燃气轮机启动到达到额定运转速度所需的时间，因此能够降低启动损失。而且，由于从启动到达到额定负载运转所需要的时间比较短，所以还可以降低操作人员的人员费用，如果燃气轮机的启动开始时间相同，则能够比以前的运转方法在更长的时间里稳定运转。由于不需要等待达到稳定运转所需要的时间，所以即使在频繁反复实施运转和停止的场合下，也可以比在先技术更早地获得稳定输出，因此也能比以前更细密地与电力需求相对应。

附图说明

图1是说明作为本发明的燃气轮机复合发电装置用的示意图。

图2是表示作为本发明实施例1的燃气轮机运转方法用的流程图。

。

图3是说明该运转方法使用的控制装置用的示意图。

图4是说明腔室空气温度调整装置用的示意图。

图5是表示作为实施例1的变形实施例的燃气轮机运转方法的流

程图。

图6是说明燃气轮机的负载和燃气轮机排气热量以及蒸汽发生量间关系的示意图。

图7是说明作为实施例2的一种变形实施例的燃气轮机运转方法
5 的示意图。

图8是说明作为实施例3的一种变形实施例的复合循环型的运转方法的示意图。

图9是表示对转动叶片和静止叶片使用蒸汽冷却的燃气轮机的部分截面图。

10 图10是表示的对高温部采用蒸汽冷却的燃气轮机复合装置的概略图。

具体实施方式

以下参照附图对本发明进行详细说明。本发明不仅限于这些实
15 施例，而且在下述实施例中的构成要素中，含有着本领域技术人员容易想到的同类构成要素。

（实施例1）

图1是表示依据本发明构造的一种燃气轮机复合发电装置的示意图。该燃气轮机复合发电装置900具有燃气轮机500和与其相连的发电
20 电机600，蒸汽轮机200和与其相连的发电机610，以及利用由燃气轮机的排出气体而产生蒸汽的排热回收型蒸汽发生器HRSG 400。

燃气轮机500具有压缩机60，燃烧器46和轮机50，其中用压缩机60压缩过的高温、高压空气被导向至燃烧器46。在燃烧器46中，可以使天然气等气体燃料和轻油、轻重油等的液体燃料在该高温高压
25 空气喷射以形成燃烧，由此产生高温燃烧气体。燃烧气体通过燃烧器尾筒45喷射向轮机50，在轮机50处，高温高压的燃烧气体所具有的热能变换成旋转能量。由该旋转能量驱动压缩机60运行，驱动压缩机60后余下的旋转能量驱动发电机600运行而产生电力。

在启动燃气轮机500时可以用电动机旋转驱动启动发电机600后
30 ，再使用燃气轮机用离合器件650将电动机与发电机600切断。在转

数慢慢升高，进入以额定转数（3000或者3600rpm）运转的额定速度运转时，由从腔室3抽出的腔室空气对转动叶片1、轮机主轴2等进行预热。预热完成后，在燃气轮机500并入期间再将转动叶片1用的冷却介质从腔室空气切换成高压过热器HP-SH 422产生的蒸汽。

- 5 在这儿是当腔室空气和蒸汽的温度趋向一致后，具体而言是当二者的温度差位于10℃以内时再进行切换的。下面将对此进行详细描述。

为回收驱动轮机50用燃烧气体的热能，该燃烧气体被导向至排热回收型蒸汽发生器HRSG 400。由于排热回收型蒸汽发生器HRSG 10 400需要利用燃气轮机500排出的气体生成出蒸汽，因此当燃气轮机500的排出气体温度不够高时，将不能产生驱动蒸汽轮机200用的蒸汽。为了能够向排热回收型蒸汽发生器HRSG 400施加能产生驱动蒸汽轮机200用的蒸汽的热量，需要使燃气轮机500的负载增加至20—30%的额定负载。在该状态下，如果向排热回收型蒸汽发生器HRSG 15 400施加燃气轮机500排出的气体，则能够产生驱动蒸汽轮机200用的蒸汽。因此，在燃气轮机500并入后，可以通过增加至一定负载（额定负载的20—30%）的方式，在燃气轮机500运转的状态下启动蒸汽轮机200。

如果处于上述负载状态，则排热回收型蒸汽发生器HRSG 400能 20 够产生出驱动蒸汽轮机200用的足够蒸汽。在打开高压蒸汽阀31、IP-GV32等之后，由排热回收型蒸汽发生器HRSG 400产生的蒸汽将提供给蒸汽轮机200的高压蒸汽轮机210和中压蒸汽轮机220。当蒸汽轮机200的转数上升达到一定转数（3000或3600rpm）时，并入蒸汽轮机200。此时，使蒸汽轮机用离合器件660动作，将发电机610 25 和蒸汽轮机200连接在一起。此后，将转动叶片1和燃烧器尾筒45或者燃烧器46等用的冷却蒸汽顺次切换至高压蒸汽轮机210的排气蒸汽，在该切换完成后，使燃气轮机500和蒸汽轮机200的负载上升，并进入到额定负载状态运转。

在该燃气轮机复合发电装置900中，由于可以用排热回收型蒸汽 30 发生器HRSG回收燃气轮机500的排出热量，因此能效率较高地回收

燃烧气体的热能。而且，由于排热回收型蒸汽发生器HRSG 和高压蒸汽轮机210等产生具有各种温度值的蒸汽，因此能够用其中具有最
5 适合温度值的蒸汽作为燃气轮机500的转动叶片1和燃烧尾筒45或者燃烧器46等用的冷却介质。采用这种方法可以将冷却蒸汽的温度
调节限制在最小限度内，所以在温度调节时不会消耗更多的能量，
因此能够进一步提高装置整体的热效率。在该燃气轮机复合发电装
置900中还可以采用以下所说明的运转方法，所以从燃气轮机启动
10 到达到以额定负载运转状态所需的时间可变短，因此能够降低启动
损失，并能经济地进行运转。

10 图2是表示作为本发明实施例1的燃气轮机运转方法用的流程图。
图3是表示该运转方法使用的控制装置用的示意图。该运转方法
的特征在于在燃气轮机并入期间,将为冷却转动叶片和静止叶片等而
使用的冷却空气切换成辅助蒸汽。首先启动燃气轮机,使燃气轮机开
始运转,并升速到额定转数（3000或3600rpm）。当燃气轮机的转数上
15 升至额定转数时，开始进入额定速度运转。

在燃气轮机启动不久后的额定速度运转阶段，由于排热回收型
蒸汽发生器HRSG不能产生足够的蒸汽，所以在转动叶片冷却时，
是采用燃气轮机腔室空气对转动叶片、轮机主轴、转子轮盘或者静
止叶片进行预热的(步骤S101)。此后，当排热回收型蒸汽发生器HRSG
20 能产生足够的蒸汽时，在燃气轮机并入期间对转动叶片等用的冷却
介质进行从空气到蒸汽的切换。然而在此之前，需要将先导入的、
冷却转动叶片等的腔室空气温度和从设置在排热回收型蒸汽发生器
HRSG内的高压过热器HP-SH（High Pressure – Super Heater）422（
参见图1）产生的辅助蒸汽的温度进行一致化处理。其理由如下。

25 如果作为冷却空气使用的腔室空气温度和蒸汽温度间的温度差
值比较大，则转子轮盘和轮机主轴等旋转系统会产生热膨胀或者收
缩。特别是如果在轮机主轴的周向方向产生有较大的温度分布时，
会产生较大的轴振动，而超出其允许值，使得燃气轮机不能继续运
转而出现跳闸（停止）现象。在本发明中使腔室空气温度和蒸汽温
30 度基本相同,使轮机主轴的振动能够保持在允许值之内，因此不会发

生使燃气轮机达到跳闸程度的轴振动。因此本发明为了抑制轴振动，不招致燃气轮机跳闸，而对二者温度进行一致化处理。

至于腔室空气温度和蒸汽温度一致化的程度，在理想的情况下是使二者的温度相等，然而如果二者的温度差在 15°C 以内，也能够将轴振动限定在允许值以内。温度差刚刚进入 15°C 以内时，轴振动位于允许界限附近。因此，为了稳定地切换冷却介质，二者的温度差应该在 $12-13^{\circ}\text{C}$ 以内，如果希望更稳定的话，二者的温度差最好是在 10°C 以内。

为了使腔室空气温度 T_a 和蒸汽温度 T_s 一致，可以首先对二者进行测定（步骤S102），通过比较二者温度的步骤获得二者差值，如果其绝对值 ΔT 在规定的温度范围（此处为 10°C ）内（步骤S103），则并入燃气轮机（步骤S105）。举例来说，当 ΔT 为大于 10°C 的情况下，可以采用以下所述的方法对腔室空气温度 T_a 或蒸汽温度 T_s 中的至少一种进行调整，使二者温度趋向一致（步骤S104）。

为使腔室空气温度 T_a 和蒸汽温度 T_s 温度趋向一致，可以在转动叶片1和高压过热器HP-SH 422之间设置通过向高压蒸汽喷射水、使高压蒸汽温度下降的水喷射喷雾器34（参照图1）。该水喷射喷雾器34与高压给水泵37相连，向由高压过热器HP-SH 422提供的高压蒸汽进行喷水。由于喷向高压蒸汽的水成为微粒子而可以在高压蒸汽中扩散，因此能够使高压蒸汽的温度急速下降。采用这种方式，能够比在先技术更快地使蒸汽温度和腔室空气温度趋向一致。

通过调整腔室空气温度，也能够使其与蒸汽温度的温度差在 10°C 进入以内。图4是说明腔室空气温度调整装置用的示意图。如该图所示，可以通过由流量调整阀23对在TCA冷却器20处的冷却用空气量进行改变，或者改变工作风扇24的个数的方式对腔室空气温度进行调整。

用温度计40和41对蒸汽温度 T_s 和腔室空气温度 T_a 的温度进行测定（步骤S102）。该测定结果被输入到测定器131和132中，并转换成电信号。该电信号在测定器131和132中进行A/D变换之后，被输入到控制装置100中，由设置在其内部的处理器110中的减法器111计

算二者的差值。举例来说,当该差值的绝对值 $\Delta T = |T_a - T_s|$ 在规定的转动次数(此处为10次)内连续保持在 10°C 以内,则可以判断腔室空气温度 T_a 和蒸汽温度 T_s 的温度差已经位于 10°C 以内。通过从设置在处理部110中的运算器112向作为控制部的控制器120发出使燃气轮机并入的控制信号,对燃气轮机实施并入操作,对于除此之外的场合,则需要调整二者的温度,使其差值进入 10°C 以内。以下将描述该调整方法。

对于差值的绝对值 ΔT 不在 10°C 以内的场合,从运算器112向控制器120发送出进行温度调整的控制信号。控制器120使TCA冷却器20或水喷射喷雾器34工作,从而调整腔室空气温度 T_a 或蒸汽温度 T_s ,直至将温度差绝对值 ΔT 控制在 10°C 以内(步骤S104)。此时依据腔室空气或冷却蒸汽的比热,可以计算出通过哪种程度的空气,或者喷射哪种程度的水,温度将下降多少。因此通过利用该计算值实施温度反馈的方式,能够更快地将其限定在规定的温度范围内。可以使TCA冷却器20和水喷射喷雾器34二者同时工作,也可仅使其中的一方工作,只要能够将温度差绝对值 ΔT 控制在 10°C 以内便可。

在使蒸汽温度上升时,需要增大输入到排热回收型蒸汽发生器HRSG 400中的热能,然而由于排热回收型蒸汽发生器HRSG 400的热容量较大,难以在短时间内使蒸汽温度上升。因此,对于腔室空气温度 T_a 比蒸汽温度 T_s 高的场合,可提高通过TCA冷却器20的空气温度使冷却空气的温度下降,进而将温度差绝对值 ΔT 限定在 10°C 以内。另一方面,对于蒸汽温度 T_s 比腔室空气温度 T_a 高的场合,可以一边由水喷射喷雾器34向蒸汽喷水使蒸汽温度 T_s 下降,一边减少通过TCA冷却器20的空气量,进而使腔室空气温度 T_a 提高。通过上述方式,可以使腔室空气温度 T_a 和蒸汽温度 T_s 同时接近于对方,因此能够在更短的时间将 ΔT 限定在 10°C 以内。

如果腔室空气温度 T_a 和蒸汽温度 T_s 之间的差值已经位于在 10°C 以内,则从处理部110的运算器112向控制器120发出燃气轮机并入用的控制信号,以使燃气轮机并入(步骤S105)。接受到该控制信号后,控制器120先启动发电机600,使其转数与燃气轮机500的转数

同步。如果将旋转的燃气轮机500与静止的发电机直接相连，燃气轮机用离合器件650和轮机轴(图中未示出)将可能会破损。

当燃气轮机500和发电机600的转数同步时，处理器110向控制器120发送出离合器连接信号，控制器120使燃气轮机用离合器件650工作，将燃气轮机500和发电机600连接在一起，完成并入操作。完成燃气轮机并入后，再慢慢提高负载(步骤S106)，此时从处理器110向控制器120发送出切换冷却介质用信号。可以在并入完成后对冷却介质实施切换，也可以在并入的同时切换冷却介质。可以通过控制转动叶片用蒸汽控制阀10，压力调整阀11以及排气阀13的方式，将冷却介质切换至蒸汽(步骤S107)，从而完成燃气轮机500的并入操作和冷却介质的切换操作(步骤S108)。

在先技术在并入过程中或并入后负载上升的过程中，切换转动叶片等用的冷却介质时，由于处于施加负载的状态下，旋转系统会受到构成振动原因的热膨胀和收缩的影响，因此可能造成燃气轮机的跳闸。因此需要在完成冷却介质的切换，并在旋转系统的温度分布稳定之后再实施燃气轮机的并入。这将使得达到额定负载运转状态所需的时间较长，所以为了能够按计划使装置运转，就需要在更早的时间启动燃气轮机。此外，到达额定负载运转之前的连续运转，要使用比较多的高价冷却蒸汽，消耗比较多的燃料，这将使得运转费用成本提高，即所谓的启动损失增加。

然而在作为实施例1的燃气轮机运转方法中，是在并入和切换冷却介质时，将腔室空气和蒸汽之间的温度差调整至10℃以内的，因此轮机主轴的振动等处于允许值之内，即使在燃气轮机实施并入时，也不会发生跳闸现象。由于在燃气轮机并入期间可将冷却介质从空气切换至辅助蒸汽，因此和在先技术相比能够大幅度地缩短达到额定负载的运转时间，所以能够降低冷却蒸汽和燃料的消耗，即能够降低启动损失，进而还可以减少运转人员的开支。而且如果燃气轮机的启动开始时间相同，则和在先技术的运转方法相比，能够在更长时间里以额定负载运转。由于不再需要到达稳定运转的等待时间，所以即使在频繁反复实施运转和停止的场合下，也可以比在先技

术更早地达到稳定输出负载的状态。因此和在先技术相比，能更细密地与电力需求相对应。

上述处理部110可以由专用硬件实现，而且该处理部110也可由存储器和中央处理单元CPU构成，并且可以通过向存储器输入实现
5 处理部110功能用程序（图示省略）的方式来实现该处理部的功能（以下相同）。此外，也可以，通过将存储器加载在作为周边设备的输入装置，显示装置等（在图示中均省略）处，并通过该控制装置100实施运行的方式来实现该处理部的功能（以下相同）。

（变形实施例）

10 图5是表示作为实施例1的变形实施例的燃气轮机运转方法的流程图。该运转方法的特征在于当燃气轮机并入后，在以部分负荷运转的状态下，将用于冷却转动叶片和静止叶片等的冷却空气切换成辅助蒸汽。在作为实施例1的复合循环运转方法中，是在燃气轮机并入期间将冷却空气切换成辅助蒸汽的，然而也可以如该变形实施
15 例所示，在燃气轮机以部分负荷运转时进行这种切换。

下面对部分负荷的含义进行说明。图6是说明燃气轮机的负载和燃气轮机排气热量以及发生蒸汽量间关系用的示意图。图6(a)表示的是燃气轮机的负载和每一小时产生的蒸汽量间的关系。图中横轴所示的负载是将额定负载作为100%按比例表示的。纵轴所示的
20 发生蒸汽量V是将在燃气轮机以额定负载运转时，在排热回收型蒸汽发生器HRSG处每一小时产生的蒸汽量作为100%按比例表示的。图6(b)中的纵轴表示燃气轮机排气热量Q，是将燃气轮机以额定负载运转时的排气热量Q作为100%按比例表示的。

在将冷却介质切换成蒸汽之前，由腔室空气冷却转动叶片等高温部分。与此相对应的是，切换冷却介质之后的蒸汽是由排热回收
25 型蒸汽发生器HRSG对燃气轮机自身排出的气体所具有的热能实施回收而产生的。因此在将冷却空气切换成冷却蒸汽时，需要利用燃气轮机自身排出的气体，在排热回收型蒸汽发生器HRSG处产生出为冷却转动叶片等高温部分所需的蒸汽量。

30 举例来说，如果纯粹考虑能量守恒，即使当图6(a)中燃气轮

机的负载为15%时，如果时间短的话也能确保燃气轮机所需的蒸汽量。然而启动发电装置需要比较长的时间，启动损失较大，因此在实际情况下，在提供从启动开始的短时间内实施冷却所需的蒸汽量时，需要向燃气轮机施加比纯粹考虑能量守恒时所得的负载更大的负载。此时的负载为部分负载，对于装置而言，排热回收型蒸汽发生器HRSG每一小时产生的蒸汽量V必须在额定负载时的蒸汽量的20%以上，从图6(b)可知此时的负载为额定负载的20%以上。以下将参照图5，对作为该变形实施例的运转方法进行说明。

首先，启动燃气轮机，在由腔室空气对转动叶片和轮机主轴等实施预热之后，如果腔室空气温度 T_a 和蒸汽温度 T_s 之差在 10°C 以内(步骤S201)，则并入燃气轮机(步骤S202)。随后，使燃气轮机的负载上升至部分负载状态(步骤S203)。另一方面，判断蒸汽温度 T_s 和腔室空气温度 T_a 之间的温度差绝对值 ΔT 是否在 10°C 以内(步骤S204)。在温度差绝对值 ΔT 大于 10°C 的情况下，利用TCA冷却器20和水喷射喷雾器34将温度差绝对值 ΔT 调整至 10°C 以下(步骤S205)。在处于部分负载状态时，如果温度差绝对值 ΔT 为 10°C 以下，则从控制装置100的处理部110(参考图3)向控制器120发送出切换冷却介质用信号，通过控制转动叶片用蒸汽控制阀10，压力调整阀11和排气阀13(参考图1)的方式，将冷却介质切换成蒸汽(步骤S206)，由此完成冷却介质的切换(步骤S207)。

在切换转动叶片等用的冷却介质时，需要使腔室空气温度和蒸汽温度趋向一致，其方法可与上述实例相同。此时的控制方法也可采用上述实例中的控制方法。在作为该变形实施例的燃气轮机运转方法中，由于在处于部分负载时可将冷却介质从空气切换成蒸汽，因此可以缩短从启动燃气轮机过渡到额定负载状态的时间，进而能降低启动损失，并能更经济地运转。

(实施例2)

图7是说明作为实施例2的一种变形实施例的燃气轮机运转方法的示意图。该运转方法的特征是在切换燃烧器尾筒用的冷却介质期间，并入蒸汽轮机的。如图7所示，首先将燃烧器尾筒45和燃烧器46

用的冷却介质从工厂辅助蒸汽发生器480的蒸汽，切换成由设置在排热回收型蒸汽发生器HRSG400内的中压过热器IP-SH (Intermediate Pressure-Super Heater) 423产生的蒸汽（步骤S301）。此时，控制器155从设置在控制装置150内的处理部153接受切换信号，将切换阀180从工厂蒸汽侧切换到中压过热器IP-SH 423侧。该切换阀180可以由必要的阀组合而成的。可以在蒸汽轮机200实施并入的同时产生切换信号，也可以在时间上和产生切换信号的时间错开。

然后从处理部153向控制器155发送出蒸汽轮机并入信号（步骤S302）。控制器155启动发电机610，使其与蒸汽轮机200同步。如果二者的旋转同步的话，处理部153向控制器155发出蒸汽轮机用离合器实施连接用的信号，控制器155操作蒸汽轮机用离合器件600运行。采用这种方式将发电机610和蒸汽轮机200连接在一起，完成蒸汽轮机200的并入操作（步骤S303）。

在并入蒸汽轮机200时，由于加在蒸汽轮机200上的负载变大，所以会消耗比并入前更多的蒸汽，因此排热回收型蒸汽发生器HRSG400的蒸汽消耗量也将增加。在切换燃烧器和燃烧器尾筒用冷却介质的时间和蒸汽轮机200的并入时间重叠时，排热回收型蒸汽发生器HRSG400的蒸汽消耗量将进一步增加。然而为了产生更多蒸汽，而使燃气轮机500的负载上升时，会使整个装置的稳定性下降。因此，在先技术中是不能使蒸汽轮机的并入和尾筒冷却蒸汽的切换同时进行的。

然而由于排热回收型蒸汽发生器HRSG 400的热容量比较大，所以燃气轮机500几乎不会受到排热回收型蒸汽发生器HRSG 400负载变动的影响。因此，即使在燃烧器和燃烧器尾筒用冷却蒸汽切换期间并入蒸汽轮机200，对整个发电装置的稳定性影响也很小。在切换燃烧器45和燃烧器尾筒46用的冷却介质时，最好是尽可能地使工厂用辅助蒸汽发生器480产生的蒸汽温度和中压过热器IP-SH423产生的蒸汽温度达到相同的温度。如果二者之间的温度差太大，则燃烧器尾筒46等会由于热冲击而产生损伤。

如果采用作为实施例2的燃气轮机运转方法，可以在切换燃气轮

机的燃烧器和燃烧器尾筒用的冷却介质期间并入蒸汽轮机。由于能够一边切换燃气轮机的燃烧器和燃烧器尾筒的冷却蒸汽，一边并入蒸汽轮机，因此可以缩短到额定运转速度的时间，降低启动损失。

(实施例3)

- 5 图8是说明作为实施例3的一种变形实施例的复合循环型运转方法的示意图。该运转方法的特征在于将静止叶片用的冷却介质，从工厂用辅助蒸汽发生器产生的蒸汽切换成高压轮机排出的蒸汽的时间，是和燃气轮机的负载上升至额定负载的时间相重叠的。如图8(c)所示，可以在燃气轮机500和蒸汽轮机200的负载上升至额定负载之前，将静止叶片4用的冷却蒸汽从工厂用辅助蒸汽发生器480产生的
- 10 蒸汽切换成高压蒸汽轮机210排出的蒸汽。

- 以下参照图8(a)和图8(c)进行说明。首先从控制装置160的处理部163向控制器165发送出使负载上升的信号，控制器165使燃气轮机500和蒸汽轮机200的负载朝向额定负载上升（步骤S401）。具体的讲就是，可以通过增加提供给燃气轮机500的燃料和蒸汽，和增加提供给蒸汽轮机200的蒸汽量的方式使负载上升。在发出使所述
- 15 负载上升的信号同时，或者说在负载上升的过程中，从处理部163向控制器165发送出切换静止叶片4用冷却介质的信号（步骤S402）。控制器165接受该信号并操作切换阀182，将冷却静止叶片4用的
- 20 蒸汽从工厂用辅助蒸汽发生器产生的蒸汽切换至高压蒸汽轮机排出的蒸汽，由此完成对静止叶片4用的冷却介质的切换（步骤S403）。该切换阀182可以由必要的阀组合而成。

- 当燃气轮机转动叶片等高温构件中流动着温度不同的冷却介质时，会由于热膨胀而在燃气轮机中产生运转不佳现象，甚至可能会出现跳闸。因此，在先技术是不能在负载上升的过程中切换冷却蒸汽的。然而由于冷却介质的密度差、温度差或比热差所引起的不佳现象主要出现在作为燃气轮机旋转系统的转动叶片，轮机主轴或者转子轮盘等中，因此，在对设置在静止系统中的静止叶片4用的冷却介质进行切换时，并不会直接对旋转系统产生影响，所以除了当
- 25 被切换的冷却介质温差特别大的情况之外，一般不会产生运转障碍等
- 30

不佳现象。而且，当被切换的冷却介质温差特别大时，还可能会由于热冲击而使静止叶片4处于不佳状态，因此最好使该温度差不至于太大。在该燃气轮机运转方法中，由于可以随着负载上升切换静止叶片用的冷却介质，因此能够缩短达到额定运转速度的时间，并降低启动损失。

在实施例3中是将静止叶片用冷却介质从工厂蒸汽切换成高压蒸汽轮机排出的蒸汽的，但是也可以同时将转动叶片1用冷却介质从高压过热器421产生的辅助蒸汽切换成高压蒸汽轮机210排出的蒸汽。此时，由于切换了作为旋转系统的转动叶片1和轮机主轴2用的冷却介质，因此在切换前后，如果冷却介质的温度差比较大则可能会产生轴振动，甚至可能使燃气轮机500跳闸。因此，必须对高压过热器421产生的蒸汽和高压蒸汽轮机210排出的蒸汽的温度进行控制，使二者趋向一致。如果采用这种方式，能够将轴振动限制在允许值之内，并可以防止燃气轮机跳闸。对温度一致性的控制，可以采用在上述实施例1中说明过的控制方法。当采用这种运转方法时，由于能在燃气轮机负载上升的过程中，切换转动叶片用的冷却蒸汽，所以可以缩短达到额定负载运转的时间，并且能降低启动损失。

如上所述，单独使用作为实施例1—3的控制方法，可以缩短从燃气轮机启动到达到以额定负载运转的时间。然而如果组合使用两种以上的所述运转方法，还可以进一步缩短从燃气轮机启动到达到以额定负载运转的时间，并且可以进一步降低启动损失。

如上所述，作为本发明的第一种燃气轮机运转方法是在燃气轮机并入期间，将作为燃气轮机高温构件的转动叶片和轮机主轴等用的冷却介质从腔室空气切换成蒸汽的。为了实现这种切换，需要在腔室空气温度和蒸汽温度达到一致以后才切换冷却介质。因此，在切换冷却介质时，在轮机主轴和转子轮盘等周向方向上所产生的温度分布较小，从而能够使轮机主轴的轴振动限定在允许值以内。由此，即使在燃气轮机并入期间进行冷却介质的切换，由于轮机主轴的轴振动在允许值范围以内，所以也能够避免燃气轮机出现跳闸。

由于能够缩短从燃气轮机启动到达到以额定负载运转的时间，所以还能够降低启动损失。而且，还可以采用能够在计算机上运行的程序执行该燃气轮机的运转方法，从而还能够应用计算机实施该燃气轮机的运转方法。

5 作为本发明的另一种燃气轮机运转方法是在燃气轮机处于部分负载状态下,在腔室空气温度和蒸汽温度趋向一致以后，对转动叶片用冷却介质从腔室空气切换成蒸汽的。在将作为燃气轮机高温构件的转动叶片和轮机主轴等用的冷却介质从腔室空气切换成蒸汽时，如果二者温度相对一致，便能够将轮机主轴的轴振动限定在允许值
10 以内。因此，即使燃气轮机上的负载处于增加状态也能够对转动叶片用的冷却介质进行切换，因此能够缩短从燃气轮机启动过渡到以额定负载运转的时间，进而还能够降低启动损失。而且，还可以采用能够在计算机上运行的程序执行该燃气轮机的运转方法，从而还能够应用计算机实施该燃气轮机的运转方法。

15 作为本发明的第三种燃气轮机复合发电装置的运转方法是在将燃烧器用冷却介质从工厂等的辅助蒸汽发生器产生的蒸汽，切换成能够由燃气轮机排出热量而产生蒸汽的排热回收型蒸汽发生器产生的蒸汽时，并入蒸汽轮机的。由于能够在切换燃烧器用冷却介质时实施蒸汽轮机的并入操作的，因此能够缩短从燃气轮机启动过渡到
20 以额定负载运转的时间，并且能够降低启动损失。而且，还可以采用能够在计算机上运行的程序执行该燃气轮机的运转方法，从而还能够应用计算机实施该燃气轮机的运转方法。

作为本发明的第四种燃气轮机复合发电装置的运转方法，是在将静止叶片用冷却介质从工厂等辅助蒸汽发生器产生的蒸汽切换到
25 排热回收型蒸汽发生器HRSR产生的蒸汽的时间，和将燃气轮机的负载从部分负载上升至额定负载的时间，在时间上彼此重叠。作为静止系统的静止叶片和燃烧器或者燃烧器尾筒，即使被切换的冷却介质多少存在温度差和密度差，也几乎不会使旋转系统受到影响，所以也不会造成燃气轮机的跳闸。由于能够在燃气轮机负载上升时
30 切换静止叶片的冷却蒸汽，因此能够缩短达到额定负载运转所需的

时间，并能降低与该部分相关的启动损失。而且，还可以采用能够在计算机上运行的程序执行该燃气轮机的运转方法，从而还能够应用计算机实施该燃气轮机的运转方法。

- 5 作为本发明的燃气轮机复合发电装置是在将转动叶片等用的冷却介质从腔室空气切换成蒸汽时，是在二者温度趋向一致之后，与燃气轮机的并入同时进行的。因此，能缩短从燃气轮机启动到达到额定运转速度所需的时间，并能降低启动损失。此外，由于可以缩短从燃气轮机启动到额定运转速度所需的时间，所以还能够减少运转人员的开支。

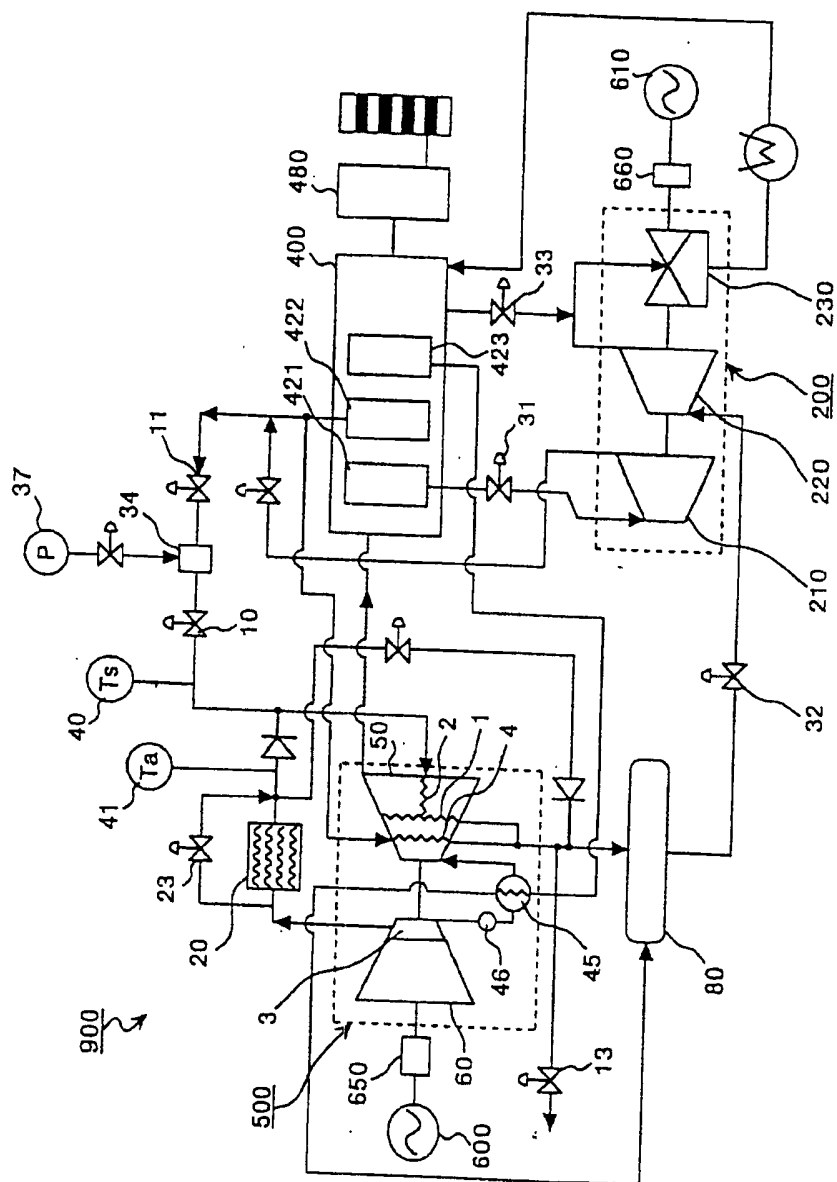


图1

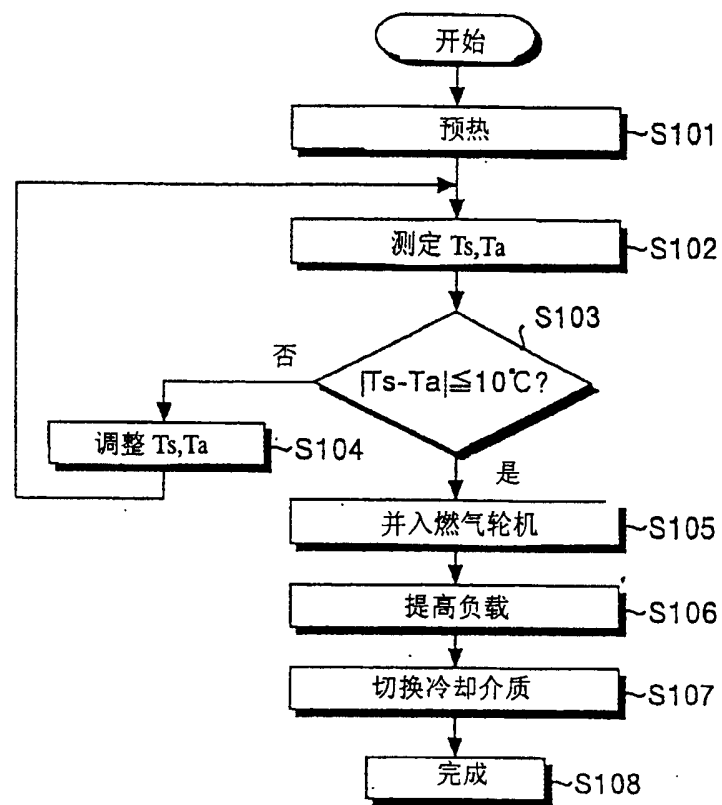


图 2

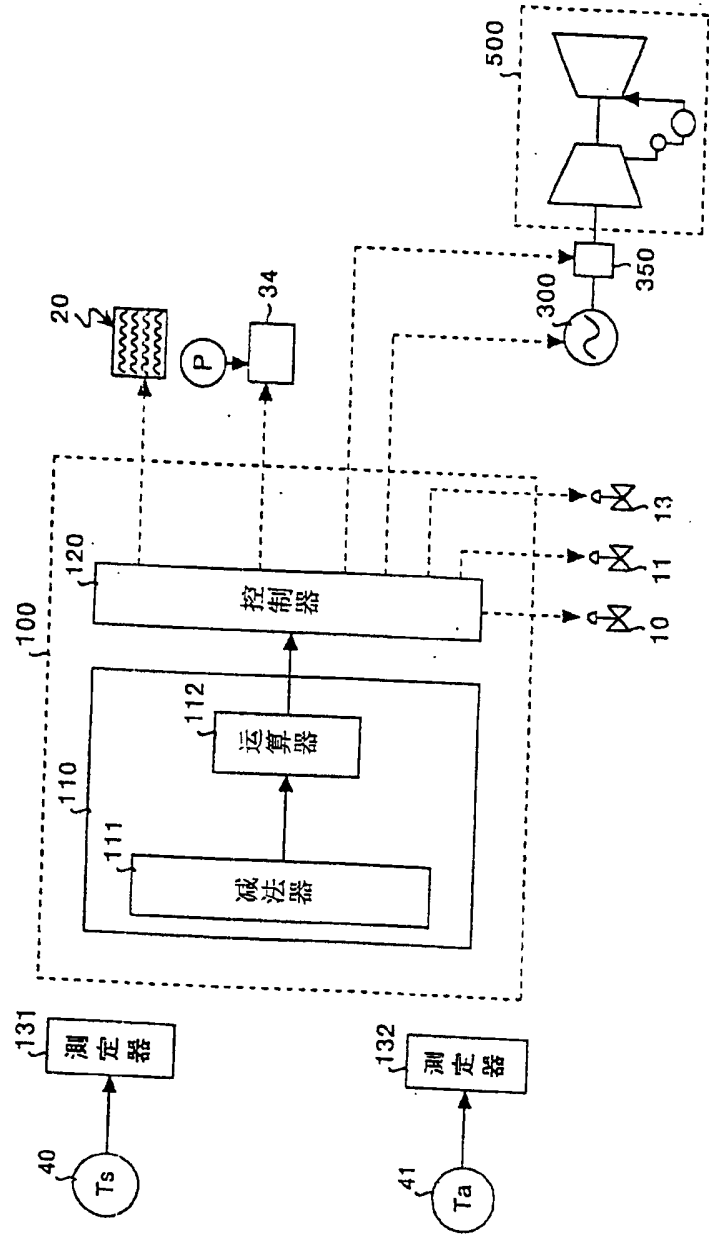


图 3

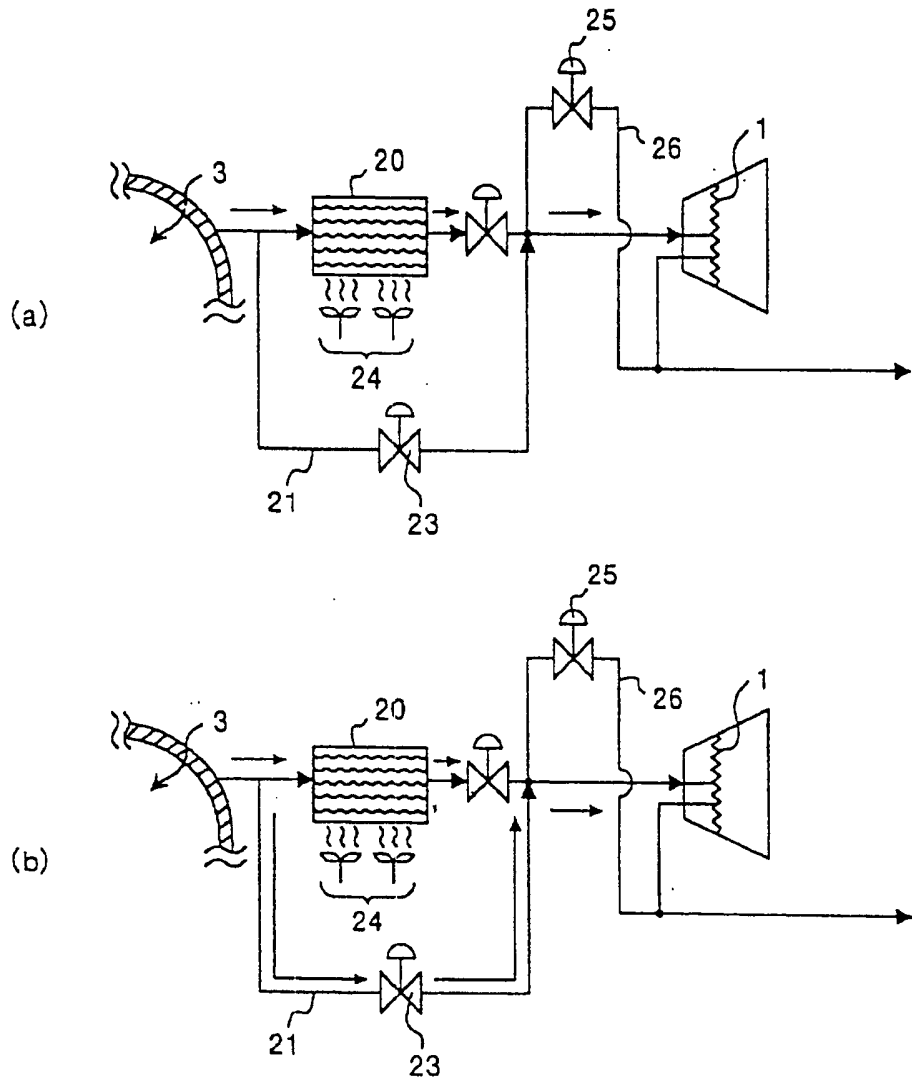


图 4

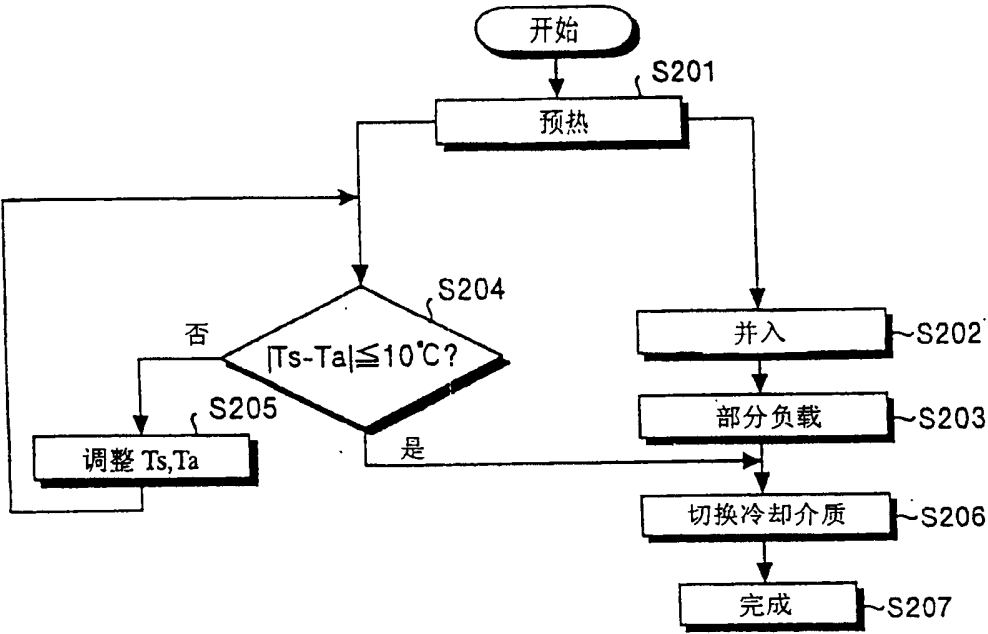


图 5

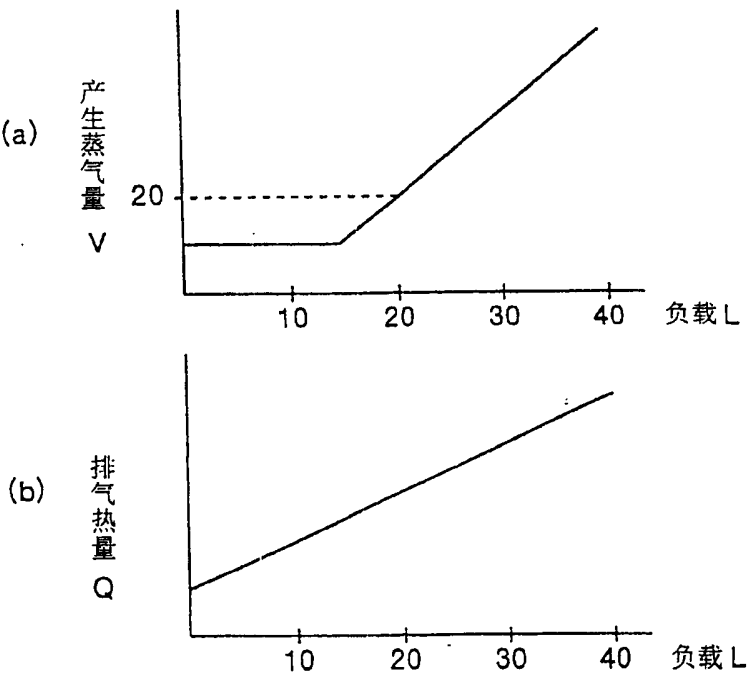


图 6

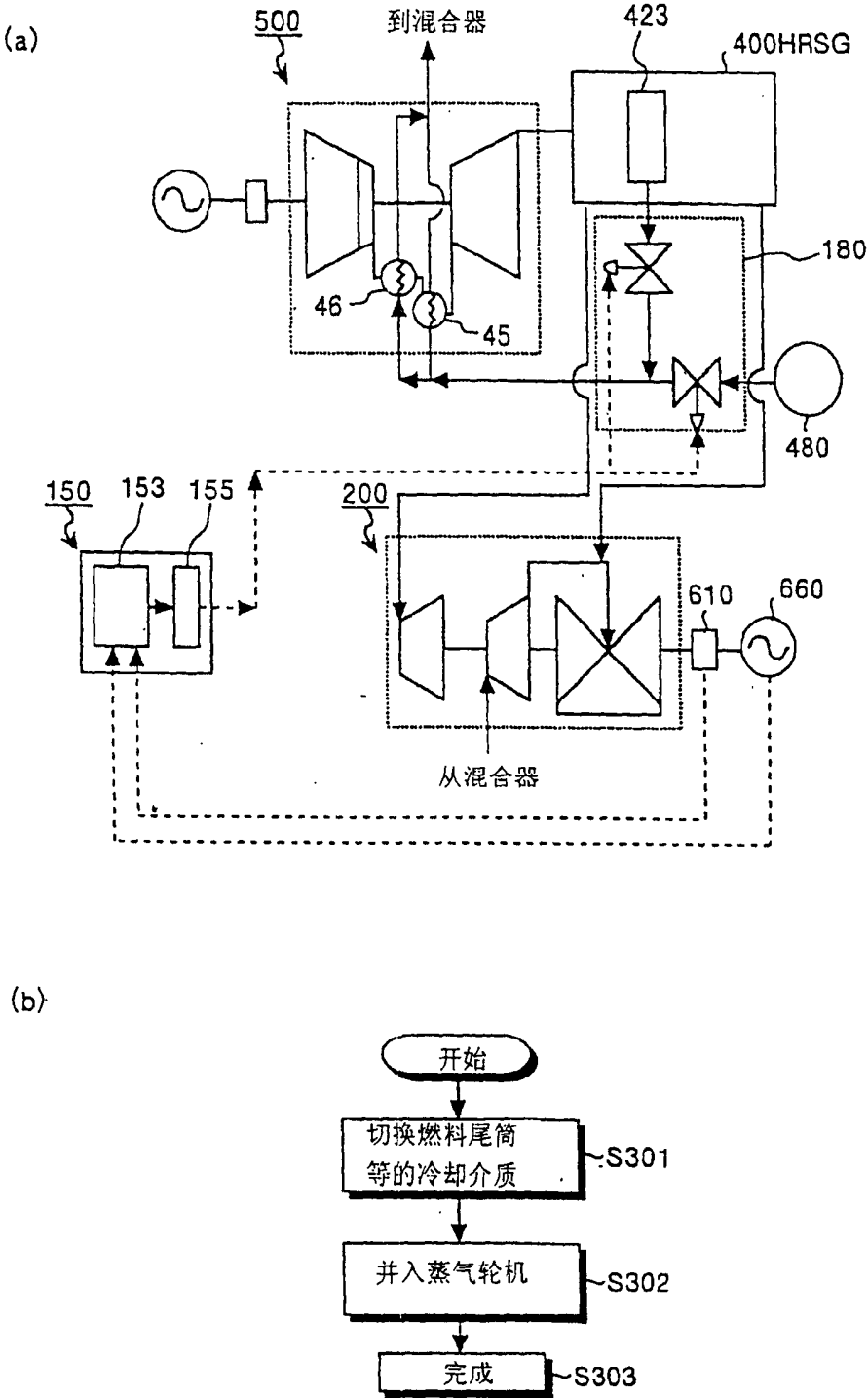


图 7

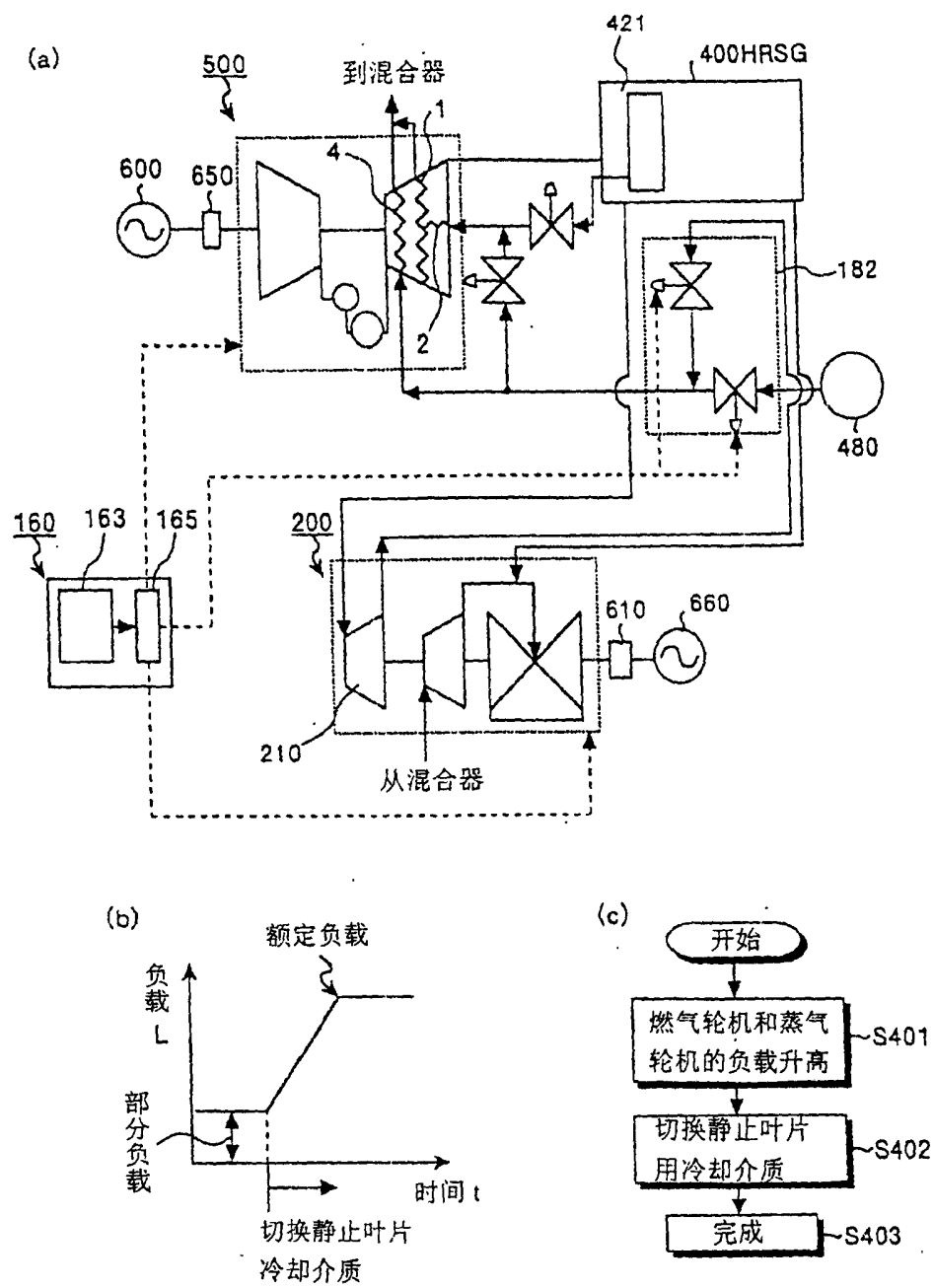


图 8

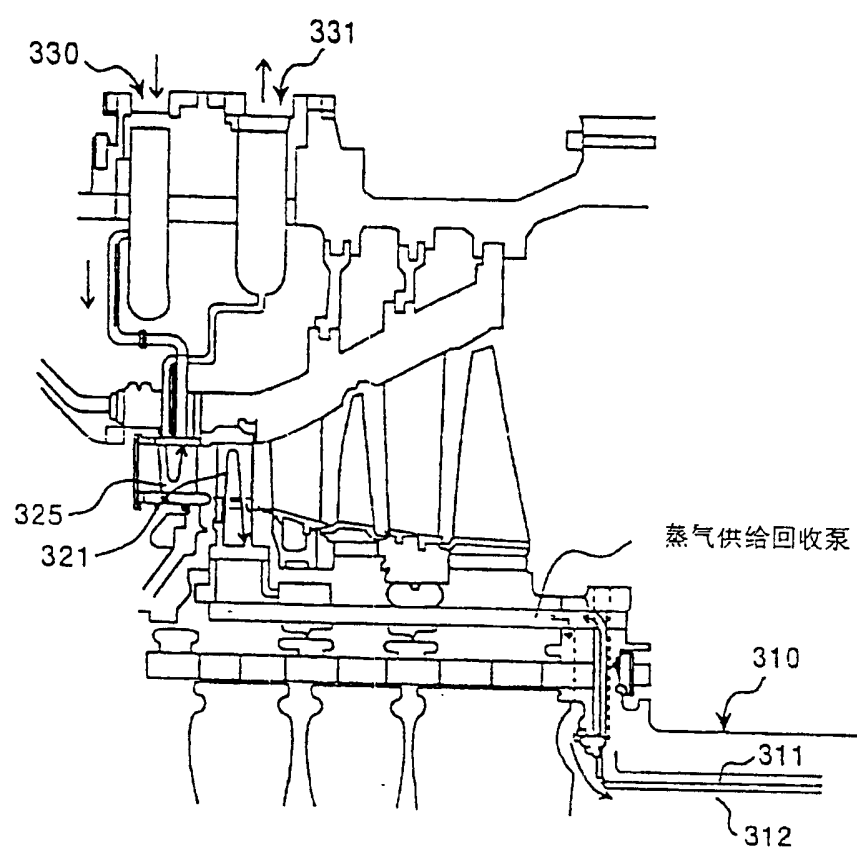


图 9

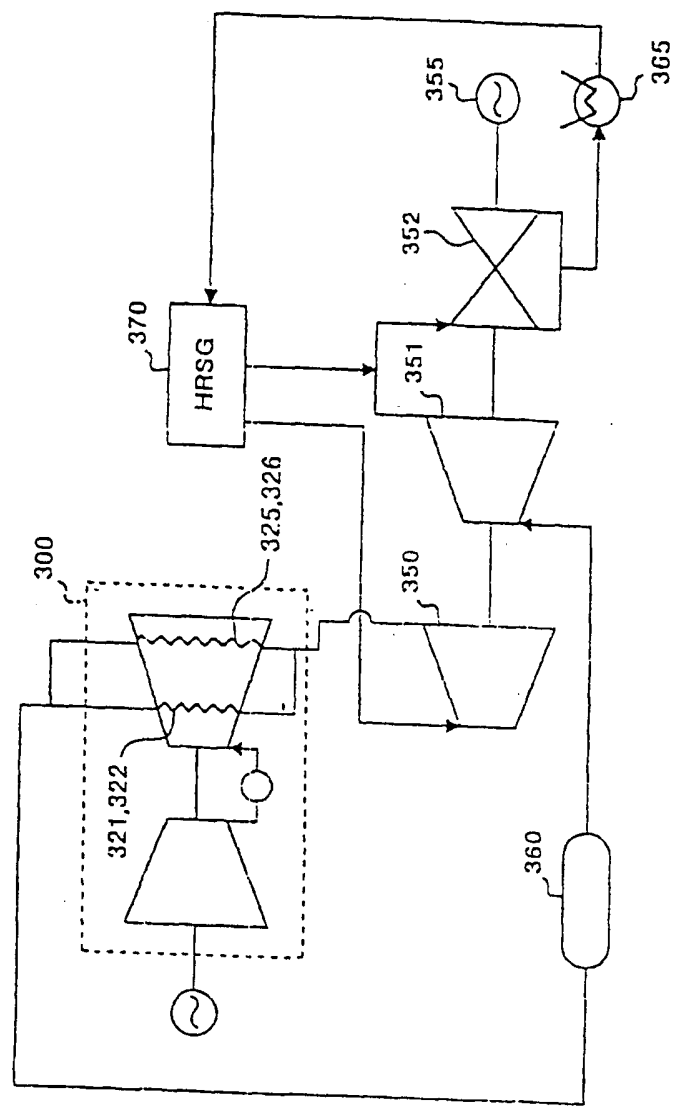


图 10