

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷

F03B 13/06

F03B 11/00 F03B 15/18



[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 98105397.1

[43] 授权公告日 2003 年 4 月 9 日

[11] 授权公告号 CN 1105237C

[22] 申请日 1998.3.2 [21] 申请号 98105397.1

[30] 优先权

[32] 1997. 3. 3 [33] JP [31] 47572/1997

[32] 1997. 3. 14 [33] JP [31] 60428/1997

[71] 专利权人 株式会社日立制作所

地址 日本东京都

[72] 发明人 桑原尚夫

[56] 参考文献

CN87103153A 1987. 11. 25

JP 昭 52 - 134949A 1977. 11. 11

JP 昭 53 - 143841A 1978. 12. 14

JP 昭 54 - 40946A 1979. 03. 31

JP 昭 60 - 38559B 1985. 02. 28

JP 昭 63 - 21033B2 1988. 05. 02

审查员 左凤茹

[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利
商标事务所

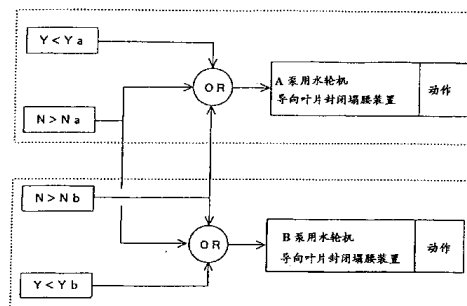
代理人 陈 健

权利要求书 7 页 说明书 24 页 附图 10 页

[54] 发明名称 泵用水轮机

[57] 摘要

上池侧管路或下池侧管路在泵用水轮机端部附近被分支、与其他泵用水轮机共有分支点以远的管路的多台泵用水轮机内的至少第一泵用水轮机具有旋转速度上升检测装置,在第一泵用水轮机的旋转速度超过高于额定速度的第二规定值时,将它们导向片封闭速度限制为与前述缓封闭转移后同等的速度或在其以下的速度。这样可以改善 S 特性纠缠的、特别是时差隔断时的水压的异常上升。



1. 泵用水轮机，在多台该泵用水轮机中，上池侧管路或下池侧管路在泵用水轮机端部近处被分支，与其他的泵用水轮机共有分支点以远的管路部分，各台泵用水轮机都有导向叶片，在隔断负载时，采用着将前述导向叶片最初急速地、其后至少一次转移到规定的缓封闭的多段封闭；其特征是，前述多台泵用水轮机内至少第一泵用水轮机具有检测负荷被遮断的检测装置，在上述检测装置检测出了负荷遮断时，也向前述多台泵用水轮机中前述第一泵用水轮机以外的至少 1 台发送指令，将导向叶片封闭速度限制为与该泵用水轮机的前述缓封闭转移后同等的速度或在其以下的速度。

2. 如权利要求 1 所述的泵用水轮机，其特征是，前述多台泵用水轮机内至少第一泵用水轮机具有旋转速度上升检测装置，在检测出前述第一泵用水轮机的旋转速度超过了高于额定速度的第二规定值时，也向前述多台泵用水轮机中前述第一泵用水轮机以外的至少 1 台发送指令，将导向叶片封闭速度限制为与该泵用水轮机的前述缓封闭转移后同等的速度或在其以下的速度。

3. 如权利要求 2 所述的泵用水轮机，其特征是，将前述第二规定值设定的比在连接在电力系统上的通常的发电运转中能产生的旋转速度变动幅度大。

4. 如权利要求 1 所述的泵用水轮机，其特征是，该多台泵用水轮机内的至少第一泵用水轮机至少具有将旋转速度作为输入的检测装置，在前述检测装置检测出前述第一泵用水轮机处于受 S 字特性、即形成为 $dQ_1/dN_1 > 0$ 的特性的影响的范围中时，也向前述多台泵用水轮机中前述第一泵用水轮机以外的至少 1 台、发送指令，将导向叶片封闭速度限制为与该泵用水轮机的前述缓封闭转移后同等的速度或在其以下的速度，其中， $Q_1 = Q/\sqrt{H}$ 、 $N_1 = N/\sqrt{H}$ 、 Q 为水轮机流量、 N 为旋转速度、 H 为有效落差。

5. 如权利要求 2 所述泵用水轮机，其特征是，前述多台泵用水

轮机的各台泵用水轮机具有导向叶片开度检测机构、导向叶片控制机构、第三限制机构、第四限制机构、第五限制机构，另外，前述第一泵用水轮机具有旋转速度上升检测装置；上述导向叶片开度检测机构在导向叶片为规定开度以下时输出信号；上述导向叶片控制机构根据从调速器的运算部给予的目标开度和其时的导向叶片开度的偏差开闭控制导向叶片；上述第三限制机构在所述导向叶片开度检测机构不动作时，将导向叶片的封闭速度的上限限制为第三规定值；上述第四限制机构在该导向叶片开度检测装置动作着时，将导向叶片封闭速度的上限限制为低于前述第三规定值的第四规定值；上述第五限制机构在所述第一泵用水轮机的旋转速度上升检测装置输出信号时也向所述第一泵用水轮机以外的至少 1 台的泵用水轮机发送指令，将该泵用水轮机的导向叶片的封闭速度的上限限制为前述第四规定值或其附近的第五规定值；上述回转速度上升检测装置在所述第一泵用水轮机的旋转速度成为高于额定速度的第二规定值时，输出信号。

6. 如权利要求 5 所述的泵用水轮机，其特征是，通过机械地限制配压阀阀轴的闭方向位移来进行前述第三、第四、第五的导向叶片封闭速度限制，上述配压阀控制供给油压伺服马达的压力油的流量，该油压伺服马达用于开闭导向叶片。

7. 如权利要求 5 所述的泵用水轮机，其特征是，前述旋转速度上升装置完全独立于调速器的旋转速度检测部，上述调速器向所述导向叶片控制机构提供目标开度信号。

8. 如权利要求 1 所述的泵用水轮机，其特征是，前述多台泵用水轮机中的各个泵用水轮机都具有旋转速度上升检测装置，在检测出旋转速度超过高于额定速度的第二规定值时，也向该泵用水轮机以外的泵用水轮机发送指令，全部泵用水轮机将其导向叶片封闭速度限制为与前述缓封闭转移后同等的速度或在其以下的速度。

9. 如权利要求 1 所述的泵用水轮机，其特征是，上述各台泵用水轮机具有 S 字特性、即形成为 $dQ_1/dN_1 > 0$ 的特性，其中， $Q_1 = Q/\sqrt{H}$ 、 $N_1 = N/\sqrt{H}$ 、 Q 为水轮机流量、 N 为旋转速度、 H 为有效落差，而且单机

被隔断全负荷时,采用将导向叶片最初急速地、其后至少一次转移为规定的缓封闭的多段封闭,将前述急速封闭中产生的上池侧管路水压峰值与在该泵用水轮机迎来了旋转速度的高峰后因 S 字特性的影响马上产生的上池侧管路水压的又一个峰值进行比较,后者与前者同等或高于前者地设定从前述急速封闭速度、前述缓封闭速度、急速封闭到缓封闭的转移条件;前述多台泵用水轮机内的至少第一泵用水轮机具有旋转速度上升检测装置,在检测出前述第一泵用水轮机的旋转速度超过了高于额定速度的第二规定值时,也向前述多台泵用水轮机中前述第一泵用水轮机以外的至少一台发送指令,将它们的导向叶片封闭速度限制为与前述缓封闭转移后同等的速度或在其以下的速度。

10. 如权利要求 1 所述的泵用水轮机,其特征在于,每个泵用水轮机具有 S 字特性、即形成为 $dQ_1/dN_1 > 0$ 的特性,其中, $Q_1 = Q/\sqrt{H}$ 、 $N_1 = N/\sqrt{H}$ 、 Q 为水轮机流量、 N 为旋转速度、 H 为有效落差,而且在单机被隔断全负荷时,采用了导向叶片最初急速地、其后至少一次转移为缓封闭的多段封闭,将前述急速封闭中产生的上池侧管路水压峰值与该泵用水轮机迎来了旋转速度的峰值后因 S 字特性的影响而马上形成的上池侧管路水压的又一个的峰值进行比较,后者与前者同等或高于前者地设定从前述急速封闭速度、前述缓封闭速度、急速封闭到缓封闭的转移条件;前述多台泵用水轮机中至少第一泵用水轮机至少具有将旋转速度作为输入的检测装置,在检测出前述检测装置处于前述第一泵用水轮机受 S 字特性的影响的范围中时,也向前述多台泵用水轮机中前述第一泵用水轮机以外的至少一台发送指令,将它们的导向叶片封闭速度限制为与前述缓封闭转移后同等的速度或在其以下的速度。

11. 如权利要求 4 所述的泵用水轮机,其特征是,前述多台泵用水轮机中的各台泵用水轮机上具有导向叶片开度检测机构、导向叶片控制机构、第三限制机构、第四限制机构、第五限制机构;该多台泵用水轮机的至少第一泵用水轮机至少具有将旋转速度作为输入的检测装置;上述导向叶片开度检测机构在导向叶片为规定开度以下时输出

信号；上述导向叶片控制机构根据从调速器的运算部给予的目标开度和其时的导向叶片开度的偏差开闭控制导向叶片；上述第三控制机构在前述导向叶片开度检测机构未动作时，将导向叶片的封闭速度的上限限制为第三规定值；上述第四限制机构在前述导向叶片开度检测机构动作着时，将导向叶片的封闭速度的上限限制为低于第三规定值的第四规定值；上述第五限制机构在前述将回转速度作为输入的检测装置检测出前述第一泵用水轮机处于受 S 特性、即形成为 $dQ_1/dN_1 > 0$ 的特性的影响的范围中时，向前述多台泵用水轮机中前述第一泵用水轮机以外的至少 1 台发送指令，将它们的导向叶片的封闭速度的上限限制为前述第四规定值或其附近第五规定值，上述 $Q_1=Q/\sqrt{H}$ 、 $N_1=N/\sqrt{H}$ 、 Q 为水轮机流量、 N 为旋转速度、 H 为有效落差。

12. 如权利要求 1 所述的泵用水轮机，其特征是，各台泵用水轮机具有 S 字特性、即形成为 $dQ_1/dN_1 > 0$ 的特性，该 $Q_1=Q/\sqrt{H}$ 、 $N_1=N/\sqrt{H}$ 、 Q 为水轮机流量、 N 为旋转速度、 H 为有效落差，而且在单机被隔断全负荷时，采用了将导向叶片最初急速地、其后至少一次转移到规定的缓封闭的多段封闭，将前进急速封闭中产生的上池侧管路水压峰值与该泵用水轮机迎来旋转速度的高峰后因 S 字特性的影响立即产生的上池侧管路水压的又一个峰值进行比较，后者与前者同等或高于前者地设定从前述急速封闭速度、前述缓封闭速度、急速封闭到缓封闭的转移条件；前述多台泵用水轮机中的各台泵用水轮机上都具有旋转速度上升检测装置，分别地监视旋转速度是否超过了高于额定速度的规定值，在 YES 时，也向该泵用水轮机以外的泵用水轮机发送指令，全部泵用水轮机将其导向叶片封闭速度限制为与前述缓封闭转移后同等的速度或在其以下的速度。

13. 如权利要求 1 所述的泵用水轮机，其特征是，在前述导向叶片被隔断全负荷或与其相近的大负荷时，采用最近比较急速地、其后至少一次转移为规定的缓封闭的多段封闭；前述多台泵用水轮机的各台泵用水轮机上至少具有将旋转速度作为输入的检测装置，监视各泵用水轮机是否进入 S 字特性、即形成为 $dQ_1/dN_1 > 0$ 的特性的影响的范围

内, 在 YES 时, 向该泵用水轮机以外的泵用水轮机发送指令, 全部将导向叶片封闭速度限制为与前述缓封闭转移后同等的速度或在其以下的速度, 上述 $Q_1=Q/\sqrt{H}$ 、 $N_1=N/\sqrt{H}$ 、 Q 为水轮机流量、 N 为旋转速度、 H 为有效落差。

14. 如权利要求 1 所述的泵用水轮机, 其特征是, 各个泵用水轮机上具有 S 字特性、即形成 $dQ_1/dN_1>0$ 的特性, 该 $Q_1=Q/\sqrt{H}$ 、 $N_1=N/\sqrt{H}$ 、 Q 为水轮机流量、 N 为旋转速度、 H 为有效落差, 具有导向叶片, 而且在单机被隔断全负荷时, 采用了将导向叶片最初被急速地、其后至少一次转移为缓封闭的多段封闭, 将前急速封闭中产生的上池侧管路水压峰值与该泵用水轮机迎来了旋转速度高峰后因 S 字特性的影响马上产生的上池侧管路水压的又一个峰值进行比较, 后者与前者同等或高于前者地设定从前述急速封闭速度、前述缓封闭速度、急速封闭到缓封闭的转移条件; 前述多台泵用水轮机的各台泵用水轮机上装有旋转速度上升检测装置, 分别地监视回转速度是否超过了高于额定速度的规定值, 在 YES 的情况下, 也向该泵用水轮机以外的泵用水轮机发送指令, 全都将导向叶片封闭速度限制为与前述缓封闭转移后同等的速度或在其以下的速度。

15. 如权利要求 1 所述的泵用水轮机, 其特征是, 各个泵用水轮机具有 S 字特性、即形成 $dQ_1/dN_1>0$ 的特性, 该 $Q_1=Q/\sqrt{H}$ 、 $N_1=N/\sqrt{H}$ 、 Q 为水轮机流量、 N 为旋转速度、 H 为有效落差, 而且单机被隔断全负荷时, 采用了将导向叶片最初被急速地、其后至少一次转移为规定的缓封闭的多段封闭, 将前述急速封闭中产生的上池侧管路水压峰值与该泵用水轮机迎来了旋转速度的高峰后因 S 字特性马上产生的上池侧管路水压的又一个峰值进行比较, 后者与前者同等或高于前者地设定从前述急速封闭速度、前述缓封闭速度、急速封闭到缓封闭的转移条件; 前述多台泵用水轮机中的各台泵用水轮机上至少装有将旋转速度作为输入的检测装置, 分别地监视各泵用水轮机是否进入受 S 字特性的影响的范围内, 在 YES 时, 也向该泵用水轮机以外的泵用水轮机发送指令, 全部泵用水轮机将其导向叶片封闭速度限制为与前述缓封闭

转移后同等的速度或在其以下的速度。

16. 如权利要求 1 所述的泵用水轮机, 其特征是, 而且在前述导向叶片被隔断全负荷或与隔断其相近的大负荷时, 采用了最初比较急速地、其后至少一次转移为规定的缓封闭的多段封闭; 前述多台泵用水轮机内的至少第一泵用水轮机上装有旋转速度上升检测装置, 在检测出前述第一泵用水轮机的旋转速度超过了高于额定速度的第二规定值时, 一方面将该泵用水轮机的导向叶片封闭速度限制在与前述缓封闭转移后同等的速度或在其以下的速度, 另一方面也向前述第一泵用水轮机以外的至少 1 台发送指令, 将它们的导向叶片封闭速度限制为与前述缓封闭转移后同等的速度或在其以下的速度。

17. 如权利要求 1 所述的多台泵用水轮机, 其特征是, 在前述导向叶片被隔断全负荷时, 或隔断与其接近的大负荷时, 采用了最初比较急速地、其后至少一次转移为规定的缓封闭的多段封闭, 该多台泵用水轮机内的至少第一泵用水轮机至少具有将旋转速度作为输入的检测装置, 在前述检测装置检测出前述第一泵用水轮机处于 S 字特性、即形成 $dQ_1/dN_1 > 0$ 的特性的影响的范围中时, 一方面将该泵用水轮机的导向叶片封闭速度限制为与前述缓封闭转移后同等的速度或在其以下的速度, 另一方面也向前述第一泵用水轮机以外的至少一台发送指令, 将它们的导向叶片封闭速度限制为与前述缓封闭转移后同等的速度或在其以下的速度, 上述 $Q_1 = Q/\sqrt{H}$ 、 $N_1 = N/\sqrt{H}$ 、 Q 为水轮机流量、 N 为旋转速度、 H 为有效落差。

18. 如权利要求 1 所述的泵用水轮机, 其特征是, 在前述导向叶片被隔断全负荷或被隔断与其接近的大负荷时, 采用了最初急速地、其后至少一次转移为规定的缓封闭的多段封闭; 在检测出他号泵用水轮机内的至少第一泵用水轮机的旋转速度超过了高于额定速度的第二规定值时, 接受其检测信号将自号泵用水轮机的导向叶片封闭速度限制为与前述缓封闭转移同等的速度或在其以下的速度。

19. 如权利要求 1 所述的泵用水轮机, 其特征在于, 在前述导向叶片被隔断全负荷或与其相近的大负荷时, 采用了最初比较急速地、

其后至少一次转移为规定的缓封闭的多段封闭,在该多台泵用水轮机内的至少第一泵用水轮机至少沿流量减少的方向上行走 S 字特征、即形成 $dQ_1/dN_1>0$ 的特性上时,前述多台泵用水轮机中,前述第一泵用水轮机以外的至少一台也将导向叶片封闭速度限制为与前述缓封闭转移后同等的速度或在其以下的速度,上述 $Q_1=Q/\sqrt{H}$ 、 $N_1=N/\sqrt{H}$ 、 Q 为水轮机流量、 N 为旋转速度、 H 为有效落差。

20. 如权利要求1所述的泵用水轮机,其特征是,在前述导向叶片被隔断全负荷或与其接近的大负荷时,采用了最初急速地、其后至少一次转移为规定的缓封闭的多段封闭,其特征是,该多台泵用水轮机内的至少第一泵用水轮机具有检测至少在流量减少方向上沿 S 字特征、即成为 $dQ_1/dN_1>0$ 的特性行走着的情况的 S 字下降检测器,在前述 S 字下降检测器动作了时,也向前述多台泵用水轮机中前述第一泵用水轮机以外的至少1台发送指令,将它们的导向叶片封闭速度限制为与前述缓封闭转移后同等的速度或在其以下的速度,上述 $Q_1=Q/\sqrt{H}$ 、 $N_1=N/\sqrt{H}$ 、 Q 为水轮机流量、 N 为旋转速度、 H 为有效落差。

21. 如权利要求19所述的泵用水轮机,其特征是,第一台泵用水轮机具有 S 字下降检测器,该 S 字下降检测器用于在 $dN/dt<0$ 和 $d^2N/dt^2<0$ 的条件下检测在流量减少方向上沿 S 字特性行走着的这一状况,在前述 S 字下降检测器动作了时,也向前述多台泵用水轮机中前述第一泵用水轮机以外的至少1台发送指令,将它们的导向叶片的封闭速度限制为与前述缓封闭转移后同等的速度或其以下的速度。

泵用水轮机

技术领域

本发明涉及上池侧管路或下池测管路被分支，相互地共有分支点以远的管路的多台泵用水轮机，特别涉及减少水击的泵。

背景技术

在过去的泵用水轮机中，采用着一般是以泵运转和水轮机运转设定着分别不同的导向叶片封闭速度，而且，在各自的运转模式中的封闭速度采用着如果导向叶片关闭到规定开度以下就自动地切换为更缓慢的封闭速度，即，所谓的塌腰的封闭方法。用图 7 的水轮机运转模式的例子说明其理由。

在导向叶片开度为相当全负荷开度或在其近旁的水轮机运转过程中，在直接连接在泵用水轮机上的发电机的负荷急速被断开时、即、在隔断负荷时，泵用水轮机用旋转速度暂时地上升，但是，在一般的泵用水轮机的场合，因为需要满足逆向旋转的泵用水轮机运转时的特性，以叶轮叶片的直径做的比较大、对水作用充分的离心力的方式研制叶轮的形状。因此，在水轮机运转过程中作用于流下叶轮的水的离心力的影响大，伴随着旋转速度的上升，流入叶轮室内的水量与普通的水轮机相比以急的梯度显著地减少。最终进行逆流，转变为泵方向水流，即，即使不关闭导向叶片，只因水轮机的旋转速度上升，水轮机流量就大梯度地减少。该倾向越是高落差泵越强。特别是在泵用水轮机具有 S 字特性（ $dQ1/dN1 > 0$ 的特性， $Q1=Q/\sqrt{H}$ ， $N1=N/\sqrt{H}$ ，Q 为水轮机流量，N 为旋转速度，H 为有效落差）时，旋转速度上升，达到顶峰，在转为降低后马上呈现出以水轮机方向水流急剧地被拉入泵方向水流中的方式转移的现象。该理由是因为如特开昭 54 - 40946 号等中详细地说明的水击所产生的有效落差 H 的上升使流量 Q 减少，其又产生更剧烈的水击，进而使有效落差进一步上升，如此地形成正反馈现象。其结果，泵用水轮机的上池侧管路内压急速上升，泵用水轮机的下池侧管路内水压相反地大幅下降。若在此时点，导向叶片的急速封闭还在继续着时，就形成为在

由泵作用、特别是在由 S 字特性所产生的流量的自然减少作用上重叠由导向叶片引起的急速节流效果的状态，从而水压铁管内的水压上升异常地扩大，这是危险的。上池侧管路水压异常上升，有可能超过设计水压，下池侧水压异常降低，有可能产生水柱分离。虽然该理由在特开昭 53 - 143841 号等中说明了，但如果观看图 8 的泵用水轮机的理想特性曲线就很明了。即，在流量减少的方向沿 S 字特性行走着时，关闭导向叶片意味着运转点 $N1=N/\sqrt{H}$ 向变为更小的方向移动，是因为在相同的 N 之下 H 上升的必然结果。图 7 所示的虚线是该情况的例子，虽然旋转速度上升幅度若干变小，但上池侧管内水压 H_p 的上升幅度增大。

因此，过去，在水轮机运转模式中，在导向叶片的规定开度为例如 80 % 以下情况下，使导向叶片的封闭速度的上限限制从导向叶片 80 % 以上时的封闭速度上限限制进行降低，而转移到更缓慢的封闭速度，使导向叶片的封闭特性曲线象线 40 那样地塌腰。例如，如果考虑导向叶片开度处于 100 % 附近发生了隔断（时刻 t_0 ）负荷的情况，导向叶片最初比较迅速地关闭，在导向叶片开度到达了预定的开度 Y_a 的时点 t_a 时，封闭速度限制切换为更小的值。因此，在运转点的 S 字特性突入和向流量减少的方向的走落的行进过程中，导向叶片封闭速度被限制为比较慢的速度，可以防止前述那样的异常的水压上升。上述运转点的 S 特性突入和向流量减少方向的走落是从泵用水轮机旋转速度超过最大值转为降低时开始的。图 7 的实线表示使导向叶片的封闭速度塌腰了的情况的水压铁管水压 H_p 和旋转速度 N 的动向，这样，作为对应于导向叶片的开度使导向叶片的封闭速度变化的机构使用了导向叶片封闭速度选择装置，例如人们所知的特公昭 60 - 38559 号公报所开示的泵用水轮机的保护装置。

而且，在该特公昭 60 - 38559 号公报记载的装置中，因为没有考虑导向叶片封闭速度选择装置自身、或检测导向叶片的开度的机构发生了故障时的对策，即使它们发生了故障时，也有可由完全不同的导向叶片封闭速度限制切换装置来确保上述导向叶片开度应答塌腰和同等的导向叶片塌腰，从而确保负荷隔断时的泵用水轮机的安全的公知例。它是特开平 8 - 42441 号。具体地说，因隔断负荷旋转速度成为规定值以上

期间，即使例如导向叶片应答塌腰不动作也确保腰折，将会确保有关水轮机的安全。

但是，负荷隔断时的导向叶片的封闭特性曲线与水击、特别是上池侧管路水压 H_p 的上升的关系为图 6 那样的关系，这是大家所知道的。即，在提高导向叶片开度 Y_a 时，上池侧管路水压 H_p 的 1 波纹的波峰值 H_{px} 下降、成为 H_{px1} ，2 波纹的波峰值 H_{py} 上升、成为 H_{py1} 。上述导向叶片开度 Y_a 为将导向叶片封闭速度从急速切换为缓慢封闭的条件。下池侧管路水压 H_d 的波形未图示，将 H_p 的波形的上下进行了反转，2 波纹的波峰 H_{dy1} 自 H_{dy} 下落。而且，在改变导向叶片的急速封闭部的速度限制时 H_p 波形也发生变化。即、若限制为更缓慢的斜度，1 波纹的波峰值 H_{px} 下降，2 波纹的波峰值 H_{py} 上升。最典型的例子是急速封闭速度与塌腰点以下的缓慢封闭速度相同情况。如在特开昭 54 - 40946 号中也说明了的那样，又如从前述中所了解的那样，1 波纹可用塌腰开度和急速封闭速度限制进行调整。因为 2 波纹作为运转点自然地被拉入 S 字特性中的结果表现出的，所以，管理极其困难。即、上池侧管路水压 H_{py} 成为顺其自然地演变，管理极其困难。特别是在具有 S 字特性的多台的泵用水轮机如图 2 所示地共有管路的情况下，因为通过管路的共有部分相互地受到水击干涉，所以，在多台泵用水轮机相继地间隔时间差被隔断负荷场合等中，难以预想上池侧管路水压 H_{py} 的值成为多少。

在现场全部进行成为无数组合的特性的试验无论如何是不能完成的，所以，对于时差隔断来说虽然依赖于模拟解析，但是在泵用水轮机的模型试验中计测的 S 字特性自身也有精度上的问题，能指望得到高的精度。结果，应避免因单机的隔断负荷 2 波纹的上池侧水压如图 6 的虚线那样地变高的设定，尽量如实线那样地充分提高 1 波纹、或至少使之与 2 波纹成为同一水平。在这里，有着用不是 S 字特性的顺其自然地演变的、能管理的 1 波纹进行管理能发生的最高水压、以使时差隔断时的 H_{py} 即使因相互干涉怎样地异常上升也不会超过共用管路的多台泵用水轮机同时地被隔断时的 $H_{px\Sigma}$ 的措施。另外，通常，若在单机隔断时使 $H_{px} > H_{py}$ ，在同时隔断全负荷时也保持 $H_{px\Sigma} > H_{py\Sigma}$ 的关系（当然，全负荷同时隔断时的 $H_{px\Sigma} > \text{单机隔断时的 } H_{px}$ ）。在上述的现有技术中，

即使在单机隔断时如图6的实线那样地、 $H_{px} > H_{py}$ 地设定导向叶片封闭特性曲线，若两者进行接近，存在不保证在时差隔断时2波纹的波峰变高而不逆转问题。而且，在单机隔断负荷时 $H_{px} < H_{py}$ 地设定了导向叶片封闭特性曲线的情况下，因为上池侧管路水压的最高值 H_{py} 完全地依存于S字特性，所以，时差隔断时的上池侧管路水压超过同时隔断全负荷时的最高值 $H_{py\Sigma}$ 的可能性会变高。

作为检测运转点在流量减少方向沿S字特性行走着的方法作为公知的例子有着特公昭63-21033号等的方法。有着例如 $dN/dt < 0$ 和 $d^2N/dt^2 < 0$ 的逻辑乘法条件、 $dN/dt < 0$ 和 $N > N_a$ 的逻辑乘法条件。

在特开昭52-134949号中公开了将共有管路的多台的泵用水轮机为对象的水击干涉缓和对策的例子。在该公知例中，公开了对在某泵用水轮机被隔断负荷、导向叶片进入急速封闭时，以使共有管路的另外的泵用水轮机的导向叶片成为缓封闭地加以限制的技术方案。但是，在该公知例中，没有异常水击因S字特性纠缠而产生的认识，他号机的运转监视项目只限于导向叶片封闭速度。当然，没有公开如他号机的S字特性接近和在流量减少方向上沿S字特性行走的过程等的在本发明中提案的那样的监视。根据该公知例，共有管路的多台泵用水轮机导向叶片的同时急速封闭必定有危险。

对于在共有管路的多台泵用水轮机之间发生的S字特性纠缠的异常的水击干涉、特别是时差隔断时的 H_{py} （上池侧管路水压）的异常上升（ H_{dy} 的异常降低），在现状中没有适当的对策，所以对此进行改善。

而且，对于该S字特性的照料成为关键而不能实现的水击最小化、即上/下池侧管路和泵用水轮机的设计水压的改善也变为可能。

发明内容

在本发明中，首先阐明作为上述现有技术的问题的共有管理的多台泵用水轮机之间产生的S字特性纠缠的异常的水击干涉的结构，研究对此的适当的对策，合理地消除时差隔断时的 H_{py} 的异常上升等，以低费用提供不产生同时隔断时以上的水击的可靠的对策方案。而且，提供将同时隔断时的水击自身也抑制为最小限的方法。而且，一方面使共有管路的多台泵用水轮机各自的设计合理化成为可能，另一方面，使相对下池水位的泵用水轮机中心的掘下深度变浅，可降低设备整体的费用。

为了实现上述目的,在共有管路的多台泵用水轮机的各自之上装有旋转速度上升检测器和导向叶片封闭速度自动限制装置。旋转速度上升检测器是检测其泵用水轮机的速度是否超过了高于额定速度的规定值。其作用是判定是否达到了伴随着旋转上升的流量降低的比例伴随隔断负荷后的旋转上升而变大、继续导向叶片的急速封闭被判断为危险的旋转速度、或是否为运转点突入 S 字特性、在流量减少方向上走落的阶段。另外,导向叶片封闭速度自动限制装置以来自远方的指令可以将导向叶片的封闭速度限制自急速封闭自动切换为缓慢封闭或逆向地自动转换。而且,即使多台泵用水轮机中任何的泵用水轮机的旋转速度上升检测器进行动作,也将其检测信号送给共有管路的另外的泵用水轮机使其他的泵用水轮机的导向叶片封闭速度自动限制装置动作,无条件地施加封闭速度限制。另外,即使上述中的共有管路的多台泵用水轮机中,只有一部的水轮机具有回转速度上升检测器和导向叶片封闭速度自动限制装置时也可获得同等的效果。再如特开平 8 - 42441 号所揭示的那样,如果旋转速度上升检测器动作了时,也使自号机的导向叶片封闭速度限制动作,使回转速度上升检测器能以兼用的方式进行使用可以提高效率。

而且,在具有了跨上述的号机的旋转速度应答导向叶片封闭速度限制方面提出了积极地采用单机隔断负荷时的上池侧管路水压 H_p 波形的 2 波纹的波峰值 H_{py} 与 1 波纹的波峰值 H_{px} 大致相同水平或比其高地进行设定的方法的技术方案。这样,即使怎样使 2 波纹的波峰值 H_{py} 比 1 波纹的波峰值 H_{px} 高,也全不用担心时差隔断时的有害的水击干涉,从而能专心地追求同时隔断时的 H_p 的最小化(不用管 $H_{px}\Sigma/H_{py}\Sigma$ 的哪一个高),所以,可以成为与过去相比无浪费的机械设备的整体的经济设计。特别是如前所述,根据现有技术,因过于担心有害的水击干涉,而施加了使 1 波纹的波峰值 H_{px} 比 2 波纹的波峰值 H_{py} 充分地高的余量,所以,至少能改善该余量部分。

在上述中也可能用检测至少以旋转速度作为输入,有关系用水轮机是否因由负荷隔断而带来的旋转上升正在接近于 S 字特性、或沿流量减少方向行走在 S 字特性内的检测器代替旋转速度上升检测器。

本发明为了达到上述目的,上池侧管路或下池侧管路在泵用水轮机

端部附近被分支，与其他的泵用水轮机共用分支点以远的管路部分，各台泵用水轮机具有导向叶片，在隔断负荷时，采用了将导向叶片最初比较急速地、其后至少一次转移到规定的缓封闭上的多段封闭，在如上构成的多台泵用水轮机中，多台的泵用水轮机内的至少第一台的泵用水轮机具有旋转速度上升检测装置。在检测出了第一泵用水轮机的旋转速度超过了高于额定速度的第二规定值时，向多台泵用水轮机中的第一泵用水轮机以外的至少 1 台发送指令，将它们的导向叶片封闭速度限制为与缓封闭转移后同等的速度或其下的速度。

为了达到上述目的，本发明的多台泵用水轮机采用了如下的构成：其上池侧管路或下池侧管路在泵用水轮机端部近处被分支，与其他的泵用水轮机共有分支点以远的管路部分。每台水轮机上都装有导向叶片，采用了在隔断负荷时，将导向叶片最初比较急速地、其后至少一次地转移到规定的缓封闭的多段封闭。多台泵用水轮机内的至少第一泵用水轮机具有至少以旋转速度作为输入的检测装置，在前述检测装置检测出前述第一泵用水轮机处于受 S 字特性（形成为 $dQ1/dN1 > 0$ 的特性， $Q1 = Q/\sqrt{H}$ ， $N1 = N/\sqrt{H}$ ，Q 为水轮机流量，N 为旋轮速度，H 为有效落差）的影响范围内时，向多台泵用水轮机中的第一泵用水轮机以外的至少一台发送指令，将它们的导向叶片封闭速度限制为与缓封闭转移后同等的速度或在其之下的速度。

为了达到上述目的，上池侧管路或下池侧管路在泵用水轮机端部被分支，与其他的泵用水轮机共有分支点以远的管路部分，各个泵用水轮机都有导向叶片，采用着在隔断负荷时，将导向叶片最初急速地、其后至少一次转移为规定的缓封闭的多段封闭。在如上的多台泵用水轮机中，多台泵用水轮机的各台泵用水轮机上都装有旋转速度上升检测装置，在检测出旋转速度比高于额定速度的第二规定值时，也向该泵用水轮机以外的泵用水轮机发送信号，各台泵用水轮机全都将导向叶片封闭速度限制为与缓封闭转移后同等的速度或其下的速度。

为了达到上述的目的，在本发明中，上池侧管路或下池侧管路在泵用水轮机端部附近被分支，与其它泵用水轮机共有分支点以远的部分。每个泵用水轮机都分别具有 S 字特性（形成为 $dQ1/dN1 > 0$ 的特性，

$Q1=Q/\sqrt{H}$, $N1=N/\sqrt{H}$, Q 为水轮机流量, N 为旋转速度, H 为有效落差), 还具有导向叶片。并且, 采用了在单机被隔断全负荷时, 将导向叶片最初急速地、其后至少一次转移到规定的缓封闭的多段封闭, 将在急速封闭中产生的上池侧管路水压峰值和在有关泵用水轮机迎来了旋转速度的峰值后马上因 S 字特性的影响而产生出的上池侧管路水压的又一个峰值进行比较, 后者与前者同等、或高于前者地设定从急速封闭速度、缓封闭速度、急速封闭到缓封闭的转移条件, 在多台泵用水轮机中至少第一泵用水轮机具有旋转速度上升检测装置, 在检测出了第一泵用水轮机的旋转速度超过了高于额定速度的第二规定值时, 向多台泵用水轮机中的前述第一泵用水轮机以外的至少 1 台发送指令, 将它们的导向叶片封闭速度限制为与缓封闭转移后同等的速度或其下的速度。

为了达到上述目的, 在本发明中, 上池侧管路或下池侧管路在泵用水轮机端部附近被分支, 与其他的泵用水轮机共有分支点以远的管路部分, 各台泵用水轮机都具有 S 字特性 (形成为 $dQ1/dN1>0$ 的特性, $Q1=Q/\sqrt{H}$, $N1=N/\sqrt{H}$, Q 为水轮机流量, N 为旋转速度, H 为有效落差, 具有导向叶片, 而且, 单机被隔断全负荷时, 采用了将导向叶片最初急速地、其后至少一次转移为规定的缓封闭的多段封闭, 将前述急速封闭中产生的上池侧管路水压峰值和该泵用水轮机迎来了旋转速度的峰值后因 S 字特性的影响马上产生的上池侧管路水压的又一个峰值进行比较, 后者与前者同等或高于前者地设定从急速封闭速度、缓封闭速度、急速封闭到缓封闭的转移条件, 在上述构成的多台泵用水轮机中, 多台泵用水轮机中的至少一台上装有至少将旋转速度作为输入的检测装置, 在检测装置检测出前述第一台泵用水轮机处于受 S 字特性影响的范围中时, 向多台泵用水轮机中的第一泵用水轮机以外的至少 1 台发送指令, 将它们的导向叶片封闭速度限制为与缓封闭转移后同等的速度或其下的速度。

为了达到上述目的, 本发明的多台泵用水轮机的各台泵用水轮机上具有导向叶片开度检测机构。导向叶片控制机构。第三限制机构、第四限制机构。上述导向叶片开度检测机构在导向叶片成为规定开度以下时输出信号。上述导向叶片控制机构根据从调速阀的运算部给予的目标开

度和其时的导向叶片开度的偏差开闭控制导向叶片。上述第三限制机构在导向叶片开度检测机构未动作时，将导向叶片的封闭速度的上限限制为第三规定值。上述第四限制机构在导向叶片开度检测机构动作着时，将导向叶片的封闭速度的上限限制为比第三规定值低的第四规定值。另外，各台泵用水轮机还具有第五限制机构。多台泵用水轮机内的至少第一泵用水轮机具有至少将旋转速度作为输入的检测装置，在检测装置检测出前述第一泵用水轮机处于受 S 特性（形成为 $dQ1/dN1 > 0$ 的特性。 $Q1 = Q/\sqrt{H}$ ， $N1 = N/\sqrt{H}$ ，Q 为水轮机流量，N 为旋转速度，H 为有效落差）的影响范围内时，向多台泵用水轮机中的第一泵用水轮机以外的至少 1 台发送指令，上述第五限制装置将它们的导向叶片的封闭速度的上限限制为第四规定值或其附近的第五规定值。

本发明泵用水轮机的旋转速度上升检测器最好兼作设定随着该机的旋转速度的上升、该机的运转点接近于 S 字特性（这时 $dN/dt > 0$ ），该机的流量减少率（ dQ/dt ）的绝对值超过规定值（作为越给予共有管路他号机的有害水击干涉越变大的监视基准）的监视（相当于/代替此的最实用的监视是 $N > N_a$ ）和该机的运转点沿 S 字特性在流量减少方向上行走着的监视（这时给予共有管路的他号机有害的水击干涉。如果如前所述地使 $dN/dt < 0$ 和 $N > N'_a$ 组合能检测出）的双方的监视，它是因为如果兼备该两个条件， DN/dt 的正负条件能被除去。上述双方是给予共用管路的他号机有害水击干涉的主要原因。

在这些主要原因之内，后者，即，运转点沿 S 字特性在流量减少方向行走着的影响是一般更深刻，因此，监视运转点是否处于受 S 字特性的影响的范围内的方法也是有意义的。

如上所述，因为在有害的水击干涉的原因中，特别后者、即，运转点沿 S 字特性在流量减少方向上行走着的现象的影响是更深刻的，所以，也有直接或间接地只监视该后者的方法。作为直接检测运转点沿流量减少的方向行走在 S 字特性上的方法，自过去，在特公昭 63 - 21033 号等中提出了若干个方案。而且，从用预计算或实测求得的负荷隔断后的旋转速度上升曲线对应于负荷可以概略预测运转点沿流量减少方在 S 字特性内行走的定时，所以，也可考虑用对应于负荷的定时器等概略检测的

方法。这样，如上所述，当该机成为担心异常水击干涉的情形时，如果向共有管路的其他号机发送指令，将它们的导向叶片封闭速度自动切换为更缓慢的速度，不管他号机何时被隔断负荷、导向叶片封闭何时开始，因为急速封闭被停止，所以不会从他号机过来过大的（至少超过同时隔断时能产生的干涉）水击干涉。因为共有着管路，所以，由于他号机的有效落差 H 上升自机的有效落差 H 上升时，自机的 $N_1 = N/\sqrt{H}$ 降低。这时，如果自机沿流量减少的方向在 S 字特性内行走着这就是因为形成强调 S 字特性的引入作用的情况。在上述中的所谓的切换后的缓慢的速度，如果是比现有技术的隔断负荷后马上的急速封闭速度低的速度都可以。当然，如果使之同现有技术的 $Y < Y_a$ 时的缓慢封闭速度相同，因为能兼用；所以是合适的。

距过以上的号机的回转速度应答塌腰最好是共有管路的全部泵用水轮机都具备。但，即使仅其中一部泵用水轮机具备的情况下，也可以获得某种程度的效果。

但是，在共有管路的各泵用水轮机如特开平 - 42441 号所揭示的那样具有作为导向叶片应答塌腰装置的替代(back up)的回转速度应答塌腰的情况下，如图 1 所示，通过施加跨号机间的旋转速度上升检测器信号的控制，能实现本发明。

而且，应该注意的是，如果采用本发明，即使 2 波纹的峰值 H_{p2} 怎样比 1 波纹的峰值 H_{p1} 高，也全不用担心时差隔断时的有害的水击干涉，因为可以专心地追求同时隔断时的 H_p 的最小化（不管 H_{p1}/H_{p2} 的任何一个是否高），所以，可以进行与过去相比无浪费的机械设备的整体的经济设计。特别如前述，根据现有技术，因为过于担心有害的水击干涉，附加着使 1 波纹的峰值 H_{p1} 比 2 波纹的波峰值 H_{p2} 充分地高的余量，所以，至少该余量能够得到改善，这表示降低上池侧管路、泵用水轮机的分离室的设计水压的可能性。而且，对于下池侧管路来说通过减少水中分离的可能性，能使相对于下池水位的泵用水轮机的安装位置变浅，从而能大幅度地降低土木费用。上述下池水位由于担心水中分离而深深地低下着。

在本发明中使用的旋转速度上升检测器是与作为调速器自身的速度

检测装置的SSG (Speed Signal Cenerator)、PMG(Permant Magnet Cenerator)等完全独立的装置,不言而喻,提高了可靠性。

但是,如果本发明的跨号机的导向叶片封闭速度限制的条件形成后与作为特开平8-42441号导向叶片的应答塌腰装置的替代的旋转速度应答塌腰同样地作用于导向叶片伺服马达用配压阀,进行流进、流出导向叶片伺服马达的压力油的控制,作为该具体化例子有机械地限制配压阀阀芯位移的方法。

在这里讲述特开平8-42441中提出的装置的主要的装置构成。

多台泵用水轮机,在分别地将在导向叶片成为规定开度以下时输出信号的导向叶片开度检测机构作为了第1控制机构、把根据从调速器的运算部给与的目标开度和其时的导向叶片开度的偏差进行开闭控制导向叶片的导向叶片控制机构作为了第2控制机构时,在导向叶片的开度为规定的开度以上的状态下,导向叶片开度检测机构)($Y > Y_a$ 的检测)不输出信号,第3限制机构将导向叶片的封闭速度的上限限制为第3规定值。在此状态下发生隔断负荷、导向叶片封闭受到指令时,调速器的开闭控制机构驱动导向叶片开闭机构而开始导向叶片的封闭。这时,导向叶片的封闭速度的上限由前述第3限制机构限制为第3规定值。导向叶片的封闭继续进行、在导向叶片的开度达到预定的开度时,前述导向叶片开度检测机构输出信号。第4限制机构被此信号起动,第4控制机构将导向叶片封闭速度的上限限制在低于前述第3规定值的第4规定值。例如,导向叶片开度检测机构开始输出表示导向叶片的开度低于预定的开度的信号时,导向叶片封闭速度如果是超过前述第4设定值的值,第4限制机构强制开闭控制机构,将导向叶片封闭速度抑制为不超过第4设定值的值。

如图5所示,隔断负荷后的泵用水轮机的旋转速度 N 的上升与导向叶片的封闭共同进行。因此,在导向叶片的开度到达了 Y_a 的时点的泵用水轮机旋转速度 N_a 能用预先试验来确认。当然,即使不做试验用模拟也能预测。在导向叶片的封闭继续进行、泵用水轮机的旋转速度逐渐地上升、从旋转速度上升检测器输出表示泵用水轮机的旋转速度超过比额定旋转速度高的预定的规定值时,第5限制机构被起动。该第5限制机构

与前述第 4 限制机构相同地对导向叶片封闭速度的上限进行上限限制。该上限限制值为比前述第 3 规定值低的第 4 限制值或与其相近的值。第 5 限制机构与第 4 限制机构并列地作用于开闭控制机构，即使在第 4 控制机构因为何种理由不正常地工作时，第 5 限制机构也独立于第 4 控制机构进行动作，所以，确保了所需的导向叶片塌腰封闭，能安全地进行封闭。

将导向叶片作为开闭机构通常是通过供给压力油、由该压力油驱动伺服马达等的开闭机构来进行的。在这种方式中，是通过用流量调整阀控制供给伺服马达的压力油的供给量，进行开闭速度控制的，压力油的供给量的控制是通过流量调整阀的阀轴的移动来进行的。阀轴处于中立位置时压力油的流量为 0、即，封闭速度为 0，阀轴的位置从该中立位置偏移或移动到一侧（例如下侧）的量变大时，压力油的流量变大，封闭速度增加，阀轴的位置从该中立位置移动到另一侧的量变大时，压力油的流量逆向变大，打开速度增加。因此，通过对阀轴的移动量加以限制来限制压力油的流量，可对封闭速度加以限制。即，设置制动阀轴移动的机构，通过使该制动位置成为可变，能实现导向叶片封闭速度塌腰。

附图说明

图 1 是本发明的实施例的功能图。

图 2 是表示成为本发明的对象的共有管路的多台泵用水轮机的例子

的图。

图 3 是表示本发明的实施例中的二次配压阀周边的机构的图。

图 4 是本发明的实施例中的各种螺线管的电路图。

图 5 是表示采用了本发明的泵用水轮机隔断负荷时的举动例的图。

图 6 是表示现有技术的泵用水轮机的隔断时负载的举动例的图。

图 7 是兼有现有技术的泵用水轮机的负载遮断时的另外的举动例工作状态和本发明的回转速度上升检测装置的设定方法的图。

图 8 是表示泵用水轮机的 S 字特性的图。

图 9 是解析例的对象机械设备的管路构成图。

图 10 是将现有技术应用于图 9 的机械设备时的动态特性分析结果。

图 11 是将本发明的技术应用于图 9 的机械设备时的动态特性分析

结果。

图 12 是图 9 所示的解析例的对象机械设备的管路构成的另外的说明图。

具体实施方式

以下参照图 1 至图 7 对本发明的一实施例进行说明。

图 1 是本发明的控制逻辑的说明图。在这里表示使用作为共有管路的多台泵用水轮机的 A 号和 B 号 2 台泵用水轮机的一个例子。这时，两泵用水轮机都有一个导向叶片封闭速度限制装置（塌腰装置）。A 号泵用水轮机的塌腰装置在下列 3 个条件中即使一个条件成立它就动作，上述 3 个条件为：A 号机的导向叶片开度检测器检测出 $Y < Y_a$ ，A 号机的旋转速度上升检测器检测出 $N > N_a$ 、作为另一号机的 B 号机的回轮速度上升检测器检测出 $N > N_b$ 。当然，也考虑了设置多个的封闭速度限制装置，分别设定在 A 号机的导向叶片开度检测器检测出 $Y < Y_a$ 时进行动作的塌腰装置的封闭速度限制值、在 A 号机的回转速度上升检测器检测出 $N > N_a$ 时进行动作的塌腰装置的封闭速度限制值、作为其他号机的 B 号机的回转速度上升检测器检测出 $N > N_b$ 时进行动作的塌腰装置的封闭速度限制值的方法。

而且，即使在上述 A 号机用的 3 个条件中削除 A 号机的回转速度上升检测器的 $N > N_a$ 检测条件，而仅为 2 条件的组合也能构成本发明的泵用水轮机。

图 2 是表示作为本发明对象的共有上池侧管路和下池侧管路的 4 台泵用水轮机的例子的图。101 是上池，102 是上池侧管路的 4 台共有部分，103、108 是上池侧管路的 2 台共有部分，104A ~ 104D 是上池侧管路的各号机连接部分，105A ~ 105D 是下池侧管路的各号机连接部分，106、109 是下池侧管路的 2 台共有部分，107 为下池。在 A 号机的水轮机运转时，101 上池的水流经上池侧管路 102、103、104A 导入到 A 号机，从 A 号机出来的水经由 105A、106 流到 107 下池。在 A 号机扬水运转时，与上述相反，107 下池的水被扬升到 101 上池内。因为上下池之间有水头差，所以在水轮机运转时，起着将 A 号机流下的水的势能变换为电能取出的作用。与此相反，在扬水运转时消耗电能，使之转换为被扬水的势能而保存在上池中。

图3所示的导向叶片控制装置主要由图中未示的辅助伺服马机、先导阀、二次配压阀/和导向叶片封闭选择装置29构成。上述辅助伺服马达根据图中未示的调速器的指令发出导向叶片开度指令信号；上述先导阀应答来自辅助伺服马达的导向叶片开度指令信号与来自导向叶片伺服马达的复原信号之差，并以消除二者之差的方式进行应答；上述二次配压阀1油压操作导向叶片伺服马达；上述导向叶片封闭速度选择装置29通过机械地限制阀伺服马达3和前述二次配压阀1的阀芯2的上下变位量，给予对应于泵用水轮机的运转状况的所需的导向叶片封闭速度限制。上述阀伺服马达3直接连接在上述二次配压阀1的阀芯2上、并被前述先导阀油压操作。

二次配压阀1由壳体1A、套筒39、阀芯2和直接连接前述芯轴2和前述阀伺服马达的轴35A、液压油口46、开侧口45、闭侧口47构成。上述壳体1A具有汽缸状的空腔1B、1C。上述套筒39其轴线与前述阀伺服马达轴线一致、并被固定在壳体1A的壁面上。上述阀芯2结合在前述阀伺服马达3上，一边在上述壳体39内上下地滑动、一边进行导向叶片伺服马达的开/闭室的油压控制。

阀伺服马达3由具有大直径部3A和小直径部3B的差动活塞、与二次配压阀的壳体1A组合并形成为一体的阀伺服马达气缸1D构成。

先导阀由先导阀芯4、复原杆6、以置于下端的弹簧的力将上端经常地压在复原杆6的支部7上的套筒5、液压油供给口、阀伺服控制油压管路37构成。

现以图中未示的辅助伺服马达的开度增大了的情况为例。杠杆62的右端向上运动。由此，先导阀的先导阀芯4向上运动。阀伺服控制油压管路37连接在排油侧、其压力降低。阀伺服马达3向上运动。复原杆6伴随着它右回转，复原杆6的支部7向上运动。因此，套筒5向上运动，在先导阀芯4和套筒5之间产生的相对位移渐渐地接近于零。借助该复原阀伺服控制油压管路37的油压再次复归到与作用阀伺服马达3的下侧室的油压力相平衡的值。另外，阀芯2借助阀伺服马达3的向上运动。压力油43供给于图中未示的导向叶片伺服马达的开侧管路42，与此相反，导向叶片伺服马达的闭侧管路44连接在排油上。其结果，导向叶片

伺服马达进行开动作。复原杆 6 的左端伴随着导向叶片伺服马达的开动作向下运动, 先导阀芯 4 向下运动, 在先导阀芯 4 和套筒 5 之间形成与上述相反的相对变位。其结果, 压力油供给于阀伺服控制油压管路 37, 从而阀伺服马达 3 向下运动, 阀芯 2 回到原来的中立位置。该阀芯 2 的向下运动与上述相同地传递给复原杆 6、复原杆 6 的支部 7。于是, 套筒 5 向下运动, 在套筒 5 和先导阀芯 4 之间产生的相对位移渐渐地接近于零。由于此复原, 暂时上升了的阀伺服控制油压管路 37 的油压再次复归到与作用于阀伺服马达 3 的下侧室的油压力相平衡的值。而且, 最终先导阀芯 4 和阀芯 2 共同地回到当初的位置而变为安定。以上是说明阀芯 2 暂地向上运动的辅助伺服马达打开动作(导向叶片开指令)的情况。不言而喻, 在辅助伺服马达闭动作(导向叶片闭指令)的情况下, 阀芯 2 暂地向下运动。另外, 若阀芯 2 的暂时的上动量大则导向叶片伺服马达过渡性的急速打开, 若阀芯 2 的暂时的下动量大就意味着导向叶片伺服马达过渡性地急速关闭。因此, 如果机械性限制阀芯 2 的下动量就能限制导向叶片封闭速度。当然还有其他的限制导向叶片封闭速度的方法。例如, 可以是在二次配压阀的压力油管路 43 和排油管和导向叶片伺服马达开侧管路 42 和导向叶片伺服马达闭侧管路 44 内装入所需的节流阀的方法。虽然以下只说明机械式地限制阀芯 2 的下动量的方案, 但是, 本发明不是限定于此的, 其结果, 如果给予了本发明的主旨的导向叶片封闭速度限制, 则本发明也包含这些。

导向叶片封闭速度选择装置 29 大到划分为固定式开闭速度限制装置、急速封闭速度选择装置、导向叶片开度应答缓封闭速度选择装置、旋转速度应答缓封闭速度选择装置、泵型缓封闭速度选择装置。

固定式开闭速度限制装置由轴 35B、限动片 16、一对螺栓 54A 和 54B、开速度限制螺母 11、闭速度限制螺母 12 构成。上述轴 35B 机械地连接在二次配压阀的阀芯 2 上; 上述限动片 16 安装在轴 35B 的上端; 上述螺栓 54A 和 54B 植入在阀伺服马达汽缸 1D 上; 上述开速度限制螺母 11 安装在上述螺栓 54A 和 54B 上、用于

限制限动片的上侧位移量。闭速度限制螺母 12 安装在螺栓 54A 和 54B 上用于限制限动片的下侧位移量。

急速封闭速度选择装置是由运转模式切换电磁阀 23 和附属运转模式切换电磁阀 23 并在发电运转时（对于泵用水轮机来说为水轮机运转方式）被通电的螺线管 24；同样附属运转电磁阀 23 并且在发电时被通电的螺线管 25 和只限于发电运转时供助来自于运转模式切换电磁阀 23 的压力油而向上运动的限动活塞 13；可调整地安装在限动活塞 13 上的、并用来限制限动板 16 的下侧位移量的螺母 18 构成。

导向叶片开度应答缓封闭速度选择装置是由电磁阀 14 和附属电磁阀 19、并且在导向叶片开度 $Y < Y_a$ 时被断电（ $Y > Y_a$ 时通电）的螺线管 26；借助在螺线管 26 被断电时从电磁阀 19 供给的压力油而向上运动的限动活塞 14 和可调整地安装在该限动活塞 14 上、并用来限制限动板 16 的下侧位移量的螺母 21 构成。

回转速度、应答缓封闭速度选择装置由电磁阀 20 和附属电磁阀 20、并在自己的泵用水轮机的旋转速度 $N > N_a$ 时或者共用管路的其它任何的泵用水轮机的旋转速度比规定值大（例如、 $N > N_b$ ）时被断电，在自己的泵用水轮机的旋转速度 $N < N_a$ 、而且其它任何的泵用水轮机的旋转速度也比规定值小（例如、 $N < N_b$ ）时被通电的螺线管 27、借助在螺线管 27 被断电时。从电磁阀 20 供给的压力油向上运动的限动活塞 15 和可调整地安装在该限动活塞 15 上并用来限制限动板 16 的下侧位移量的螺母 22 构成。

泵式缓封闭速度选择装置是由电磁阀 17、附属电磁阀 17 并在扬水运转中、在导向叶片开度 $Y < Y_a$ 时通电的螺线管 28、借助在螺线管 28 通电时经由电磁阀 23、电磁阀 17 供给的压力油而向上运动的限动活塞 60 和可调整地安装在该限动活塞 60 之上并用于限制限动板 16 的下侧位移量的螺母 61 构成。

图 4 是前述螺线管 24 ~ 28 的控制电路图。PC 表示直流电源的正极侧、NC 表同一直流电源的负极侧。31 - 1 是有关成套设备（若只注视泵用水轮机就是该泵用水轮机）的扬水/发电（水轮

机)模式选择开关的一个接点、并是在发电模式中闭合的接点。即、如果在有关泵用水轮机选择为发电侧时螺线管 24 即被通电。其结果,限动活塞 13 借助来自运转模式切换电磁阀 23 的压力油向上运动,由螺母 18 设定发电模式的导向叶片急速封闭速度。另外, 31 - 2 为有关机械设备(有关泵用水轮机)的扬水/发电(水轮机)模式选择开关的另一接点、即是在扬水模式中闭合的接点。即、如果有关泵用水轮机被选择为扬水侧螺线管 25 即被通电。另外,在上述中,是假设发电模式的导向叶片急速封闭速度<扬水模式的急速封闭速度来进行说明的,在相反的情况下,在扬水模式中需要以使限动活塞 13 向上运动的方向反过来进行。

31 - 3 为前述扬水/发电(水轮机)模式选择开关的另一接点,是在发电模式中闭合的接点。另外, 33 - 1 是导向叶片开度检测开关、它是在有关泵用水轮机的导向叶片开度(Y)<规定值(Y_a)时打开的接点。即、螺线管 26 在发电模式中 $Y > Y_a$ 时被通电,在 $Y < Y_a$ 时被断电。切断电源(PC-NC)也被断电,如果被断电,如前所述,限动活塞 14 借助来自运转模式切换电磁阀 23 的压力油向上运动,而由螺母 21 限制限动板 16 的下向位移量,导向叶片开闭应答缓封闭速度选择装置进行动作。在前述扬水/发电(水轮机)模式选择开关选择为扬水侧时,螺线管 26 也被断电。但是,这时,因为螺线管 25 被通电(螺线管 24 被断电着)、对于电磁阀 19 的压力油供给管路利用运动模式切换电磁阀 23 进行排油,所以限动活塞 14 已经不能向上运动、导向叶片开度应答缓封闭速度选择装置不动作。这样,导向叶片开度应答缓封闭速度选择装置在发电模式中电源丧失时变为失效动作。

31 - 4 是前述扬水/发电(水轮机)模式选择开关的另一接点、是在发电模式中闭合的接点。32 - A 是自号泵用水轮机的旋转速度上升检测装置的接点,它在 $N < N_a$ 时闭合、在 $N > N_a$ 时打开。32 - B 是共用管路的他号泵用水轮机的旋转速度上升检测装置的接点,它在 $N < N_b$ 时闭合、在 $N > N_b$ 时打开。虽然这时是对共用管路的其他号泵用水轮机的台数为 1 台的情况运转的说明,但在有多台

的情况下,必须在螺线管 27 的电路中象 $32 - B_1$ 、 $32 - B_2 \cdots$ 那样地将各泵用水轮机的旋转速度上升检测装置的接点全部串联地连接起来。于是,在自号泵用水轮机的放置速度 $N > N_a$ 时,在共用管路的其他任何的泵用水轮机的旋转速度 $N > N_{b1}$ 时、在电源 (PC - NC) 被切断时螺线管 27 都被断电。若被断电,限动活塞 15 如前所述地借助来自运行模式切换电磁阀 23 的压力油向上运动、限动板 16 的下向位移量被螺母 22 限制,旋转速度应答缓封闭速度选择装置运转动作。另外,在前述扬水/发电模式选择开关被选择为扬水侧时,螺线管 27 也被断电。但是,这时,因为螺线管 25 被通电着(螺线管 24 被断电着),电磁阀 20 的压力油供给管路利用动行模式切换电磁阀 23 进行排油,所以,限动活塞 15 已经不能向上运动、该旋转速度应答缓封闭速度选择装置不动作。如上所述,这时上述的导向叶片开度应答缓封闭速度选择装置也同样地在电源丧失时成为失效动作。

31 - 5 是前述扬水/发电模式选择开关的另一接点,是在扬水模式中闭合的接点。33 - 2 是导向叶片开度检测开关,是有关泵用水轮机的导向叶片开度 (Y) $<$ 规定值 (Y_a) 时闭合的接点。于是,螺线管 28 在扬水模式和 $Y < Y_a$ 的两条件成立时被通电。在扬水模式中,因为压力油从运转模式切换电磁阀 23 向电磁阀 17 供给油,借螺线管 28 的通电该压力油被导引给限动活塞 60 并将它推上。于是,由可调整地安装在限动活塞 60 上的螺母 61 限制限动板 16 的下侧位移量。即,泵模式缓封闭速度被选择。另外,在丧失电源、螺线管 28 断电了时,限动活塞 60 的下侧室被排油,泵模式缓封闭速度选择装置失效。在扬水模式中,与发电模式不同,在电源丧失时,这样地成为不能的方式是更安全的。该失效不能化的理由如在特公昭 60 - 38559 号公报所提示的那样,用于防止泵的逆转。

在这里对上述的限动板 16 的下动限制量和导向叶片封闭速度限制的关系进行说明。当然,因为限动板 16 的下动幅度值被限定的越小,二次配压阀的阀芯 2 的闭方向的位移量值被限定的越小,

导向叶片封闭速度被限定为更缓慢的速度。具体上,以例如闭速度限制螺母 12 所限定的固定式开闭速度限制装置的下动位移允许幅度、即扬水模式急速封闭速度限制 $>$ 限动活塞 13 被推上时的由螺母 18 限定的急速封闭速度选择装置的下动位移允许幅度、即发电模式急速封闭速度限制 $>$ 限动活塞 14 被推上时的由螺母 21 限定的导向叶片开度应答缓封闭速度选择装置的下动位移幅度、即现有技术的发电模式的塌腰后的缓封闭速度限制 $=$ 限动活塞 15 被推上时的由螺母 22 限定的旋转速度应答缓封闭速度选择装置的下动位移允许幅度。即、本发明的发电模式的替代塌腰速度/缓封闭速度限制 $=$ 由螺母 61 限定的泵模式缓封闭速度选择装置的塌腰后的缓封闭速度限制的方式进行设定。

在这里,本发明的必要的条件只是限动活塞 13 被推上时的由螺母 18 限定的急速封闭速度选择装置的下动位移允许幅度、即[发电模式急速封闭速度限制 $>$ 限定活塞 14 被推上时的由螺母 27 限定的导向叶片开度应答缓封闭速度选择装置的下动位移允许幅度、即现有技术的发电模式的塌腰后的缓封闭速度限制 $=$ 限动活塞 15 被推上时的由螺母 22 限定的旋转速度应答缓封闭速度选择装置的下动位移允许幅度、即本发明的发电模式的替代(backup)塌腰率/缓封闭率限制]的部分。即,也可以为[扬水模式急速封闭速度限制 $<$ 发电模式急速封闭速度限制],不一定需要将泵模式的塌腰后的缓封闭速度限制做成为与发电模式的塌腰后的缓封闭速度限制和替代塌腰速度限制同等的值。

图 7 是本发明的旋转速度应答缓封闭速度选择装置用的旋转速度上升检测装置的设定方法的说明图。在时点 t_0 , 共用管路的多台泵用水轮机中某泵用水轮机为被隔断全负荷。其结果,该水轮机的旋转速度 N 如图所示地上升。于是,这时通过图中未示的调速器应答该 N 上升,导向叶片开度 Y 如图的实线所示地急速地关闭。该封闭速度被图 3 的例子中的螺母 18 设定。而且, Y 为 Y_a 以下时,在图 3、图 4 的例子中导向叶片开度检出开关 33 - 1 动作、导向叶片开度应答缓封闭速度选择装置动作,导向叶片封闭速度从

以前的急速封闭被限制为缓封闭速度。俗称进入塌腰。另外，因由于导向叶片的急速封闭，水轮机流量急速地被节流，所以，有关水轮机的上池侧管路水压 H_p 如图所示地上升。而且，因为导向叶片进入塌腰时流量减少速度也降低，所以，一旦 H_p 上升停止就如图中的实线那样地降低。其后，在该泵用水轮机的运转点进入 S 字特性、而开始在流量减少方向行走时，即使导向叶片正在进行缓封闭，由于 S 字特性的正回归电路的增幅作用， H_p 再次开始自然地上升。在运转点进入 S 字特性、在流量减少方向行走时大致是因 $dN/dt < 0$ 而 $d_2N/dt_2 < 0$ 时。但是，如果不进入该塌腰而导向叶片如图中虚线所示地继续急速地封闭时， H_p 的图形就变为虚线所示的那样。即，旋转速度若干降低，上池侧管路水压 H_p 大幅度上升，下池侧管路水压大幅度下降。后者可能引起所谓的水中分离→再结合的重大问题，需要特别注意。因此，在 $N > N_a$ 的条件下若使有关水轮机自身的旋转速度应答缓封闭速度选择装置动作，可以避免图中虚线那样的麻烦。即，在图 3、图 4 的例子中，旋转速度应答缓封闭速度选择装置由于自号泵用水轮机的旋转速度上升检测装置 32 - A 的动作进行动作。另外， N_a 的值也可以作为在该水轮机的单机隔断全负荷时 Y 大致到达 Y_a 时点的 N。而且，在 N 的曲线上因 $dN/dt < 0$ 从而 d_2N/dt_2 也可以成为几乎为零的 N。如果在该机的单机隔断全负荷时将 N_a 的值设定为比 Y 几乎到达 Y_a 时点的 N 若干之大时只要现有技术的导向叶片开度应答缓封闭速度选择装置正常地工作着，塌腰点就不会改变，导向叶片封闭特性曲线不变，由于本发明的旋转速度应答缓封闭速度选择装置的追加而引起的灾害能全部消失。而且，根据本发明，在共有管路的多台泵用水轮机中任何的泵用水轮机被隔断负荷、成为 $N > \text{规定值}$ （它是相当于上述自号机的 N_a 的 N_b ，在泵用水轮机为同一规格时可以做与自号机的 N_a 相同的设定）时，也使该水轮机的旋转速度应答缓封闭速度选择装置进行动作。

图 5 是表示跨过该号的泵用水轮机的旋转速度应答缓封闭速度限制动作了时的本泵用水轮机的举动例的图。共有管路的、图中

未示的其他的泵用水轮机在时点 t_0 被隔断负荷后,表示本泵用水轮机在时点 t_1 被隔断的情况。虽未特别图示,但,其他的泵用水轮机的旋转速度上升检测装置 32 - B 在时点 t_1 以前动作着(成为 $N > N_b$),它继续到时点 t_3 。根据现有技术,本泵用水轮机的导向叶片在隔断负荷后马上进入急速封闭而如实线所示地被封闭,与此相对,本发明如虚线所示地被封闭。即,在存在来自他号机的有害的水击干涉的期间限制为规定的缓封闭速度。而且,在来自他号机的有害的水击干涉消失后、即 T_3 以后应该开始急速封闭,但是因为直到时点 t_4 自号机为 $N > N_a$,所以一直为缓封闭速度的状态。当然,若成为导向叶片开度 $Y < Y_a$,则进入自号机的导向叶片开度应答缓封闭速度限制,从而进入图示的塌腰。由于本发明的跨号机的旋转速度应答缓封闭速度限制虽然 N 象图中的虚线那样从 N_{xx} 上升到 N_{xx1} ,但是在泵用水轮机的情况下,因为受到 S 字特性的影响,所以,该差仅仅是个百分数而几乎没有实际的损害。

在上述中,作为使跨号机的导向叶片缓封闭速度限制动作的条件虽然使用着他号泵用水轮机的旋转速度 N 的监视,但即使不是 N 那样的状态量而使用在此上增加了规定的运算的 dN/dt 、 d_2N/dt_2 等,或使用使 N 和其他的运转状态量相组合的指标也能完成与 $N > N_b$ 同等的检测。这是以能概略判定该泵用水轮机的运转点将要突入到 S 特性中之前和走落在流量减少方向的时刻的信息加入着、在 N 的弯曲曲线之中,即引起有害的水击干涉的运转状态判断信息加入着的发现为基础的这些变形例也包含在本申请内。作为使用 N 进行他号泵用水轮机的举动监视的理由的第二, N 在泵用水轮机和发电电动机的旋转部惯性效果的影响方面与其它的状态量(例如 H 、 Q 等)相比较其运动极为平滑从而容易测定。

在上述中,虽然作为使跨号机的导向叶片缓封闭速度限制动作的条件使用着他号泵用水轮机的旋转速度 N 的监视,对于此替代的监视方法的例子,即、使用水轮机运转时的 $Q_1 - N_1$ 理想特性图 8 再作一些说明。横轴表示 $N_1 = N/\sqrt{H}$,纵轴表示 $Q_1 = Q/\sqrt{H}$ 。 N 表示旋转速度, H 表示有效落差, Q 表示流量。参数 Y_2 、 Y_1 表示导

向叶片开度, $Y_2 > Y_1$. 来自他号泵用水轮机的有害水击干涉是运转点接近于S字特性 dQ_1/dN_1 的斜度变陡立起来的情况和运转点突入到S字特性中, 特别是在流量流少方向上在S字特性上行走着的时刻。后者的检测方法在特公昭 63 - 21033 号等中被提案着。对于前者也考虑了 [$N_1 >$ 每个导向叶片所定的规定值 N_1] 和 (dQ_1/dN_1 的绝对值比每个导向叶片决定的规定值大) 等的检测方法。

在上述的实施例中, 虽然共有管路的多台泵用水轮机的全部都具有旋转速度上升检测装置, 但也可有在如果少台数(例如, 2台啦、3台啦)能允许前述的水击干涉的情况下只给特定号机装备而不给全部台上装备的方法。

当然, 如果考虑在本发明中有同时具备自号机的导向叶片开度应答缓封闭速度限制的替代和回避来自他号机的有害的水击干涉的两大作用的目的, 在用只装备在上述特定号机上的场合中被限定能期待前者效果的号机被限定。

另外, 图4的32 - A、32 - B等的旋转速度上升装置与调速器(控制图3的辅助伺服马达)完全独立, 对于提高可靠性有好处。

而且, 使用图9 ~ 图11的动态特性解析例再详细地说明本发明的泵用水轮机的构成。

图9是成为解析对象的机械设备的管路构成图。101是上池, 102是上池侧管路的2台共用部分, 104α , 104β 是上池侧管路的各号机分支部分, 105α , 105β 是各号机的下池侧管路, 107是下池, α 、 β 是表示用同一规格的可变速泵用水轮机构成的例子。而且, 两泵用水轮机都在水轮机运转领域具有S字特性。

图12是成为解析对象的机械设备的管路构成的另外的图。

来自上池101的水通过具有调压水箱的上池侧管路的2台共用部分102供给于可变速泵用水轮机 α 、 β 。

而且, 上池侧管路的2台共用部分102具有长斜面管路部分, 在将要到可变速泵用水轮机的前面被分支, 向各可变速泵用水轮机供给水量。各可变速泵用水轮机的下池侧管路 105α , 105β

分别个别地连接在下池 107 上。

图 10、图 11 表示该 2 台可变速泵用水轮机在发电运转（水轮机运转）过程中间隔 10 秒的时间差相继地被隔断负荷时的各号机的举动解析。

图 10 是现有技术的情况，图 11 是采用了本发明的情况，作为可变速泵用水轮机的构成可以采用特开昭 60 - 90991 号、或特开昭 62 - 71497 号所揭示的构成。

首先说明图 10。最初被隔断负荷的是 5 号机。旋转速度 N_α 与隔断同时地上升。通过图中未示的调速器响应于此导向叶片 Y_α 如图所示地被急速封闭，如果导向叶片 $Y_\alpha < \text{规定开度 } Y_{\alpha a}$ 导向叶片开度应答塌腰进行动作，导向叶片封闭速度如图所示地减低，结果， α 号机端的上池侧管路的 α 号机的水压 $H_{p\alpha}$ 如图所示地上升。当然，从时点 t_0 到 t_1 的 H_p 的急速上升是自号机的导向叶片 Y_α 的急速封闭造成的。但是，两波纹的峰值为自号机的运转点在流量减少方向上 S 字特性内走落着的影响和后述的他号机（ β 机）的导向叶片急速封闭的影响相乘的结果。在流量减少方向上沿在 S 字特性走落着的现象可以用 N_α 的曲线确认。即，这时正好是 N_α 转为下降的时刻，是 $dN/dt < 0$ ， $d_2N/dt_2 < 0$ 。但是，水压 $H_{p\alpha}$ 的变动通过管路 104 α 、104 β 传递给 β 号机，所以， β 号机的上池侧管路的 β 号机端的水压 $H_{p\beta}$ 也如图所示地变动。 $H_{p\beta}$ 的 1 波纹的峰值是由来自 α 号机的水击干涉引起的，所以比 $H_{p\alpha}$ 的 1 波纹波峰低若干。另外，虽然未图示，但 α 、 β 两机都是可变速机，应答比较慢的旋转速度调速器控制经常地起作用。在由于来自他号机的水击干涉 $H_{p\beta}$ 上升时，因为 β 号机的水轮机的输出暂时地上升（这时发电机负载被控制为一定）， β 号机的旋转速度也若干上升，调速器应答于此， β 号机的导向叶片慢慢地被关闭。在为时点 t_2 时， β 号机也被隔断。于是 β 号机的旋转速度 N_β 开始急速上升，调速器应答于此， β 号机的导向叶片被急速封闭。但是，这时，如前所述。因为 α 号机在流量减少方向上沿 S 字特性走落着，所以，该流量节流效果与 β 号机的导向叶片所引起的流量节流效果重合，从而 $H_{p\beta}$ 的第

2 波峰异常地上升。改变观点进行说明时, 在图 9 中, 因为在管路 104α 的下池侧 S 字的节流、在管路 104β 的下池侧导向叶片急速封闭节流分别同时地作用, 所以, 上池侧管路共用部分 102 的减速结束、发生异常水击是当然的事情。另外, 这时, 管路 104β 的下池端的导向叶片急速封闭节流效果比管路 104α 的下池侧的 S 字节流效果强, 所以, $H_{p\beta}$ 的第 2 波峰比 $H_{p\alpha}$ 的第 2 波峰高。

在时点 t_3 , β 号机的导向叶片塌腰进入。因为在此以后, 两机都塌腰动作、导向叶片封闭速度被限制着, 所以, 即使 α 号机继续 S 字节流、即使 β 号机开始 S 字节流, 不产生前述的恶劣条件的相乘效果, 所以, $H_{p\alpha}$ 、 $H_{p\beta}$ 都不会发生异常。

图 11 表示采用了本发明的泵用水轮机的情况下的解析。即。由于具有上述装置、装备图 1 的控制电路, 当 α 号机的旋转速度 $N\alpha$ 变为 $N\alpha > N\alpha_2$ 时, β 号机的导向叶片就进行塌腰动作。因此, 即使 β 号机在时点 t_2 被隔断负荷, β 号机的导向叶片也不被急速地封闭。到了时点 t_4 , 上述跨号机塌腰脱离后开始急速封闭。但是这时, 自号机的导向叶片开度应答塌腰立即进入、再度回到塌腰状态。其结果, 如图 10 所示的 $H_{p\beta}$ 第 2 波峰的异常上升全不发生, $H_{p\beta}$ 的最高水压用第 1 波峰值决定。在图 10 中, 若认为 $H_{p\beta}$ 的第 2 波峰成为 3 $H_{p\beta}$ 的最高水压, 可以看出该对策对于泵用水轮机和上流侧管路的设计水压的降低有着很大的效果。另外, 象从比较图 10 和图 11 可以明白的那样, 虽然在使用本发明时, 旋转速度 $N\beta$ 的上升幅度增大若干, 但, 因为在泵用水轮机的情况下被原来 S 字特性抑制仅剩下一点, 一般不成为问题。

虽然该图 11 的实施例是上游侧管路的异常水击干涉的例子, 在下池侧管路被分支、下池侧管路 105α , 105β 共有着分支点以后的管路的情况下, 很明显它也成为下池侧管路的异常水击干涉对策。

另外, 在上述的实施例中, 虽然是使用两泵用水轮机 α 、 β 都在水轮运转领域具有 S 字特性的例子进行了说明, 但是, 两泵用水轮机 α 、 β 不具有 S 字特性, 另外, 即使两泵用水轮机 α 、 β 的

一方不具有 S 字特性也能适用本发明。

本发明具有如下的效果。

即，能消除或大幅度减轻在共有管路的多台泵用水轮机之间发生的 S 字特性纠缠的有害水击干涉。

而且，也可兼带实现自号机的导向叶片开度应答封闭速度限制的替代（ backup ）。

由于消除了来自共有管路的他号机的有害的水击干涉问题，在现场不需要多台泵用水轮机相继地被隔断负荷的时差隔断的试验（只用同时隔断进行管理就可，因此，在单机隔断全负荷时就可决定导向叶片封闭特性曲线。）

由于消除来自共有管路的他号机的有害的水击干涉问题，因为在各台同时隔断全负荷时能限定发生最大的水击的情况，上池侧管路水压上升和下池侧管路水压降低幅度缩减所以更合理的导向叶片封闭特性曲线设定成为可能。具体上，也包含使如图 6 的虚线所示的 2 波纹的峰值变高的情况，可以尽可能地使最大变动幅度缩小。因此，出现了能相当大幅度地缩小全部各台同时隔断全负荷时的水击变动幅度。由此，上池侧管路因为可以降低泵用水轮机自身的设计水压，能降低相对于下池水位的泵用水轮机安装位置的差（吸出高差），即，意味着可以降低土木掘削量。

图 1

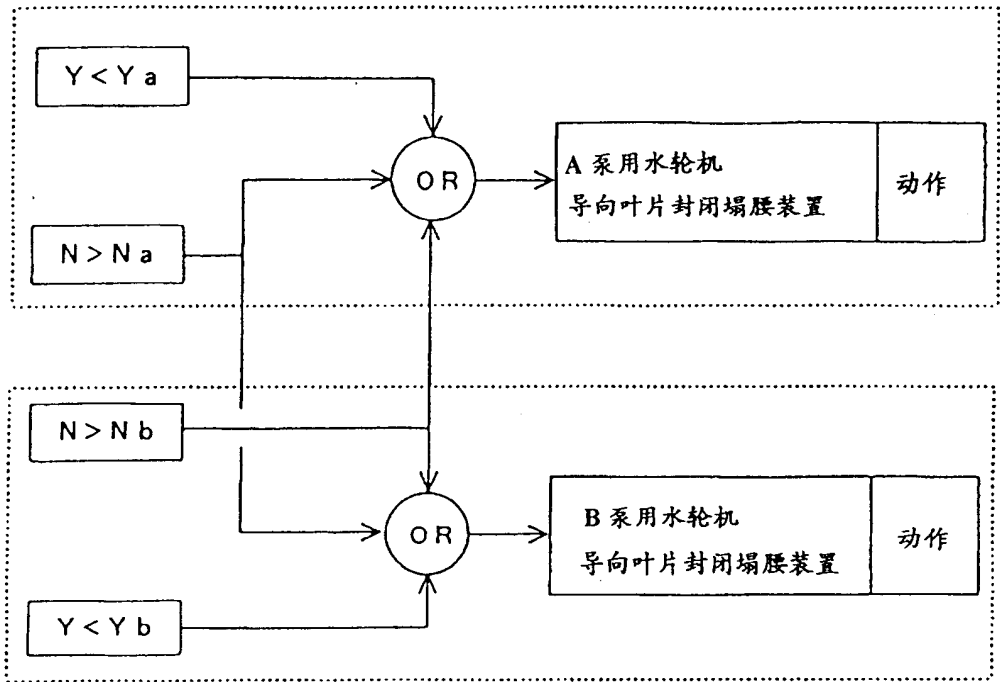


图 2

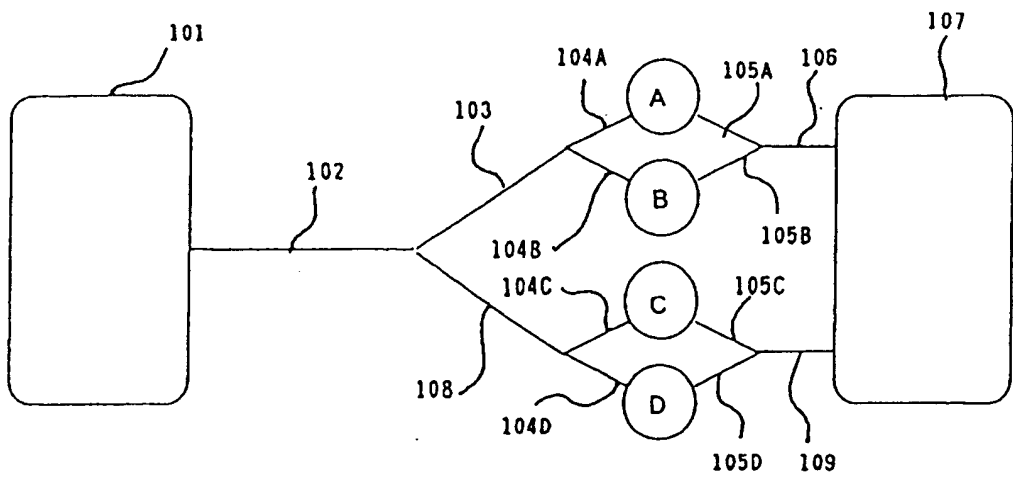


图3

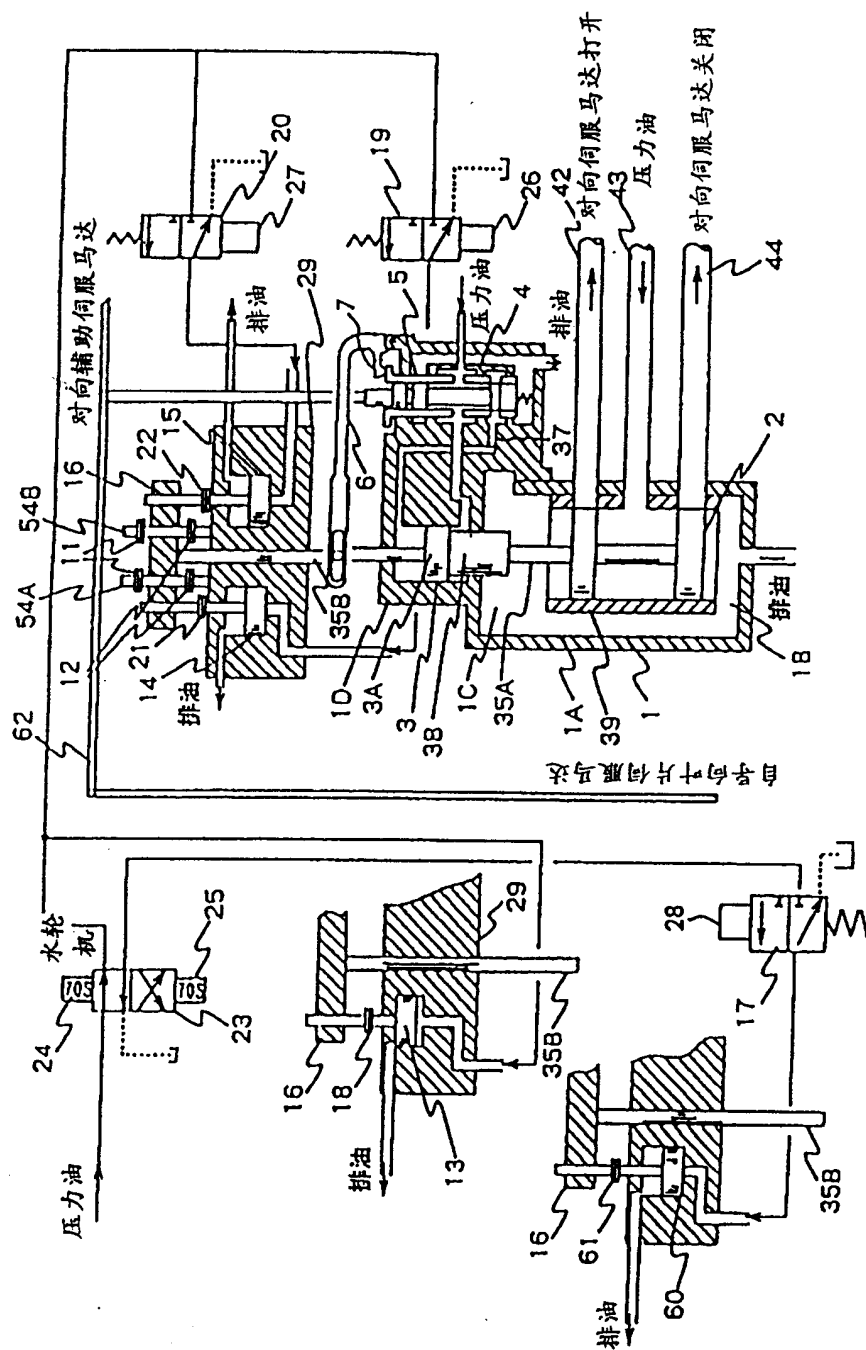


图 4

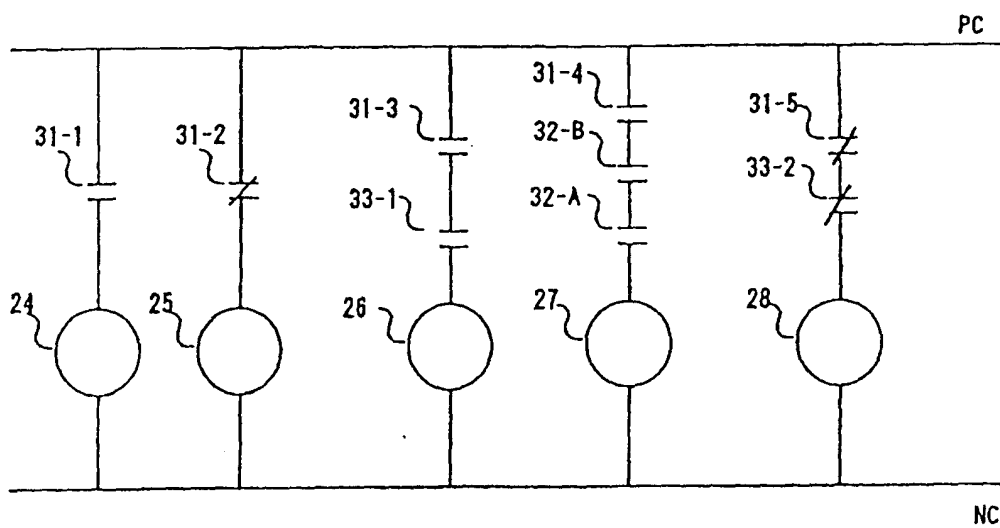


图 5

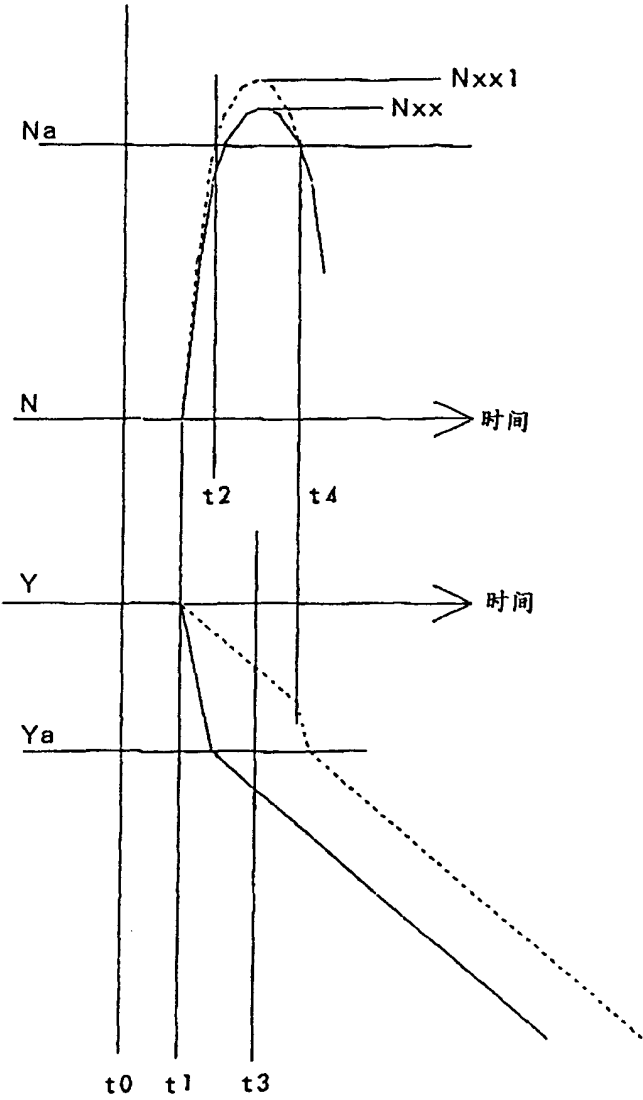


图 6

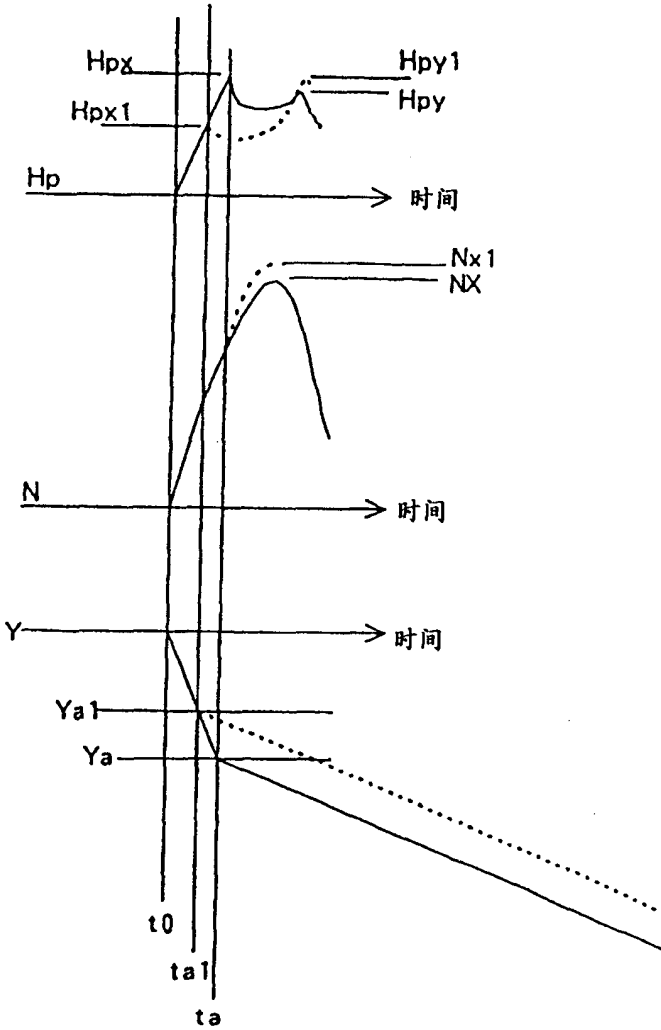


图 7

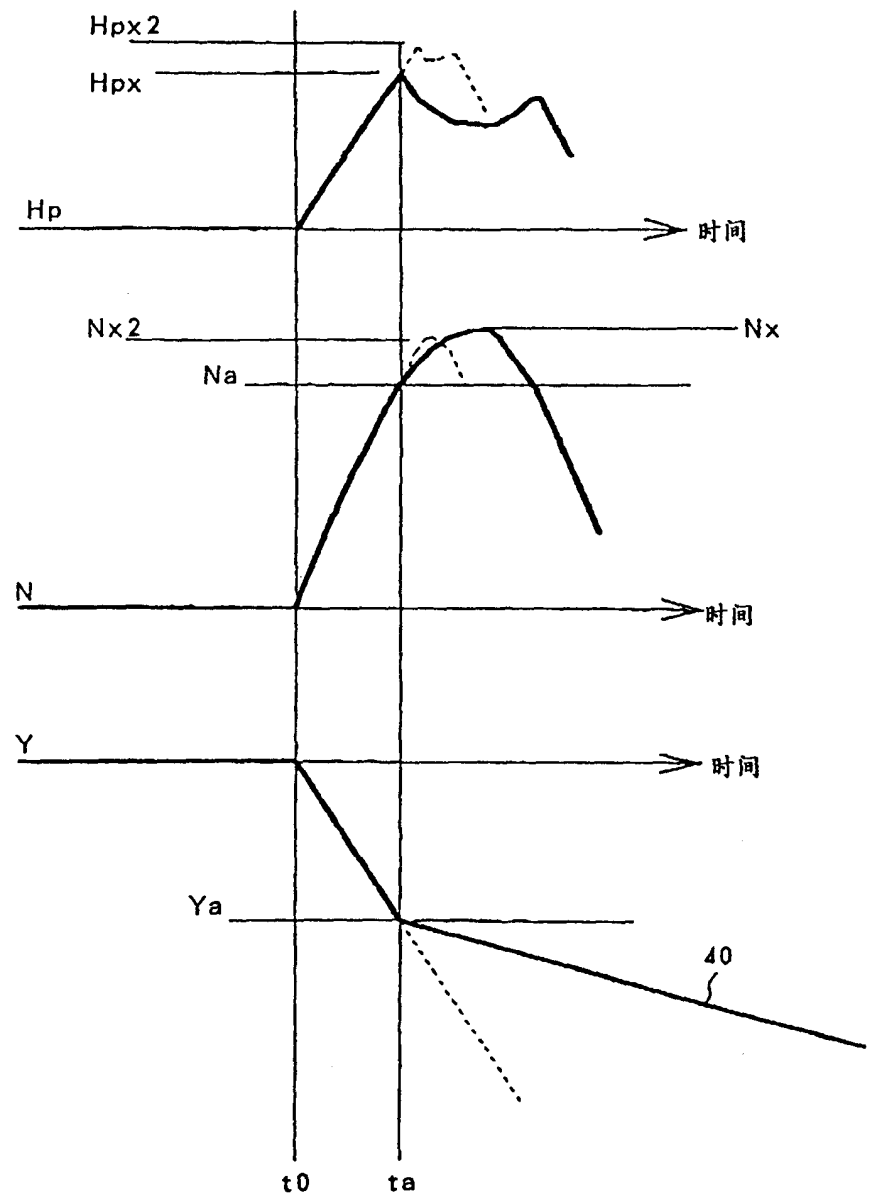


图 8

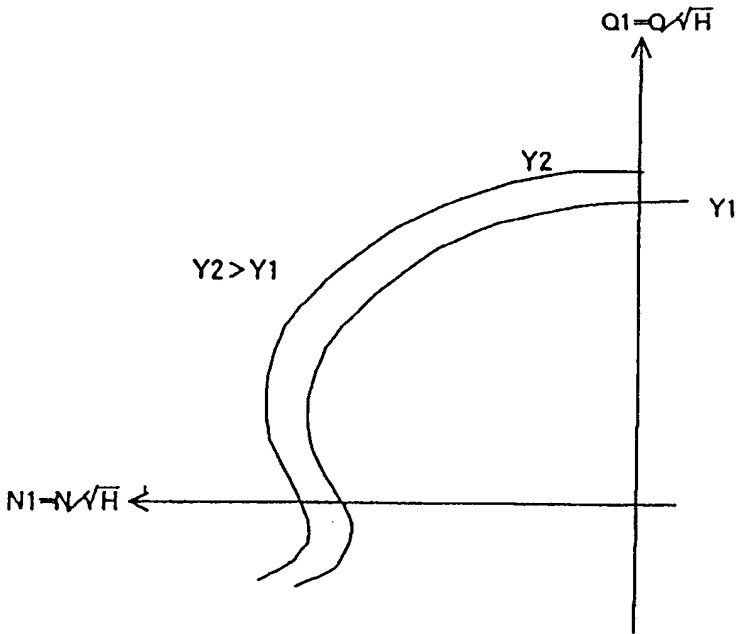


图 9

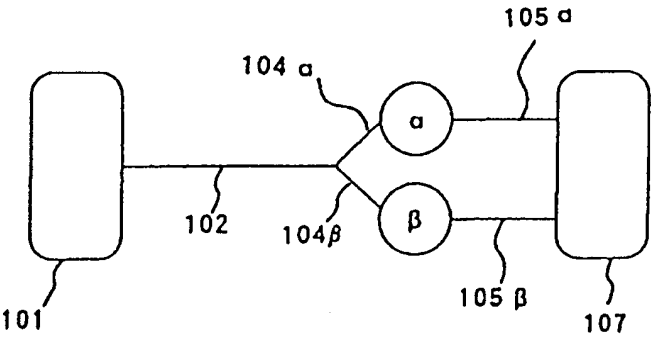


图 10

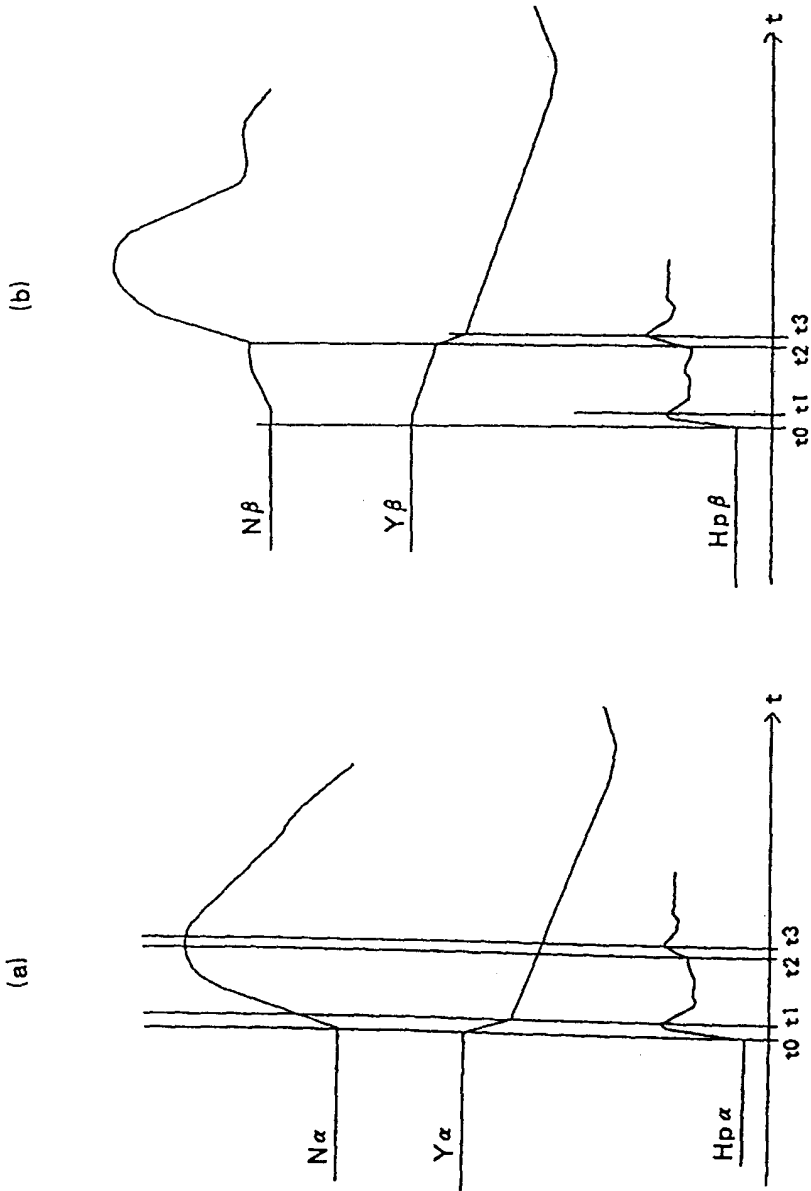


图 11

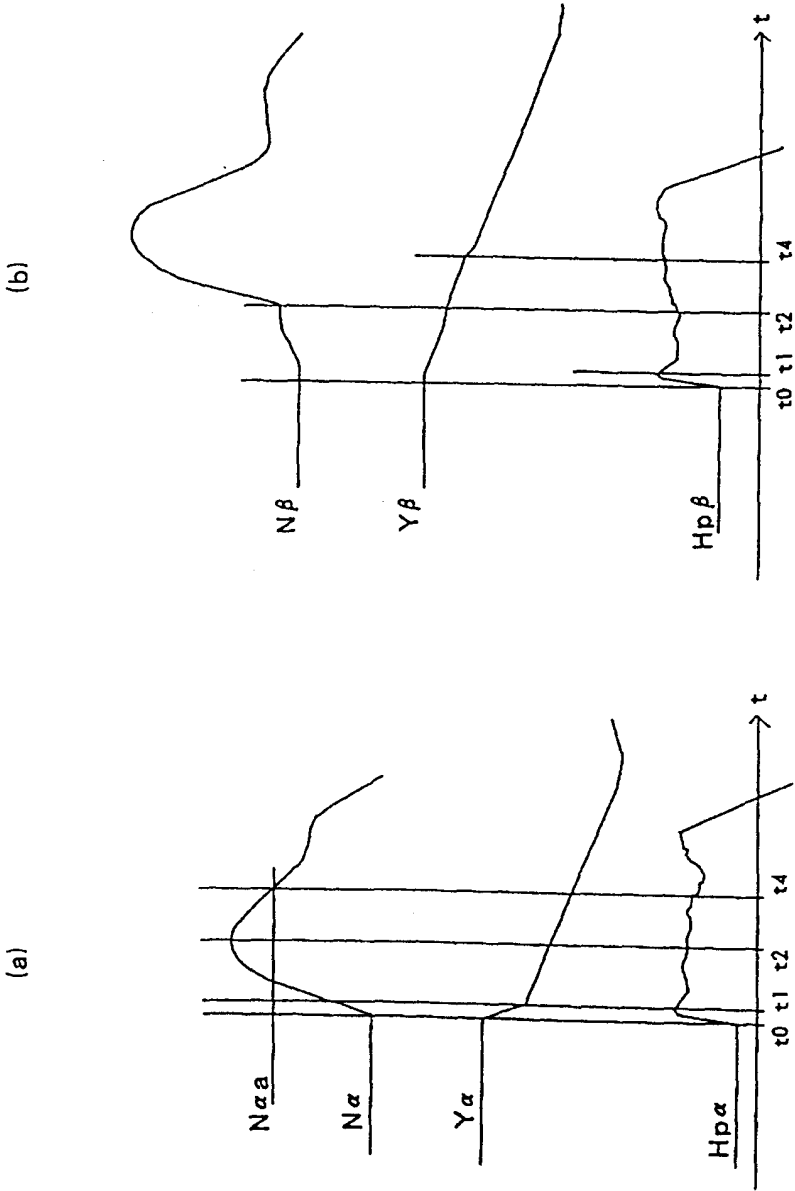


图 12

