

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷

B63H 1/14

B63H 1/28 B63H 3/04

B63H 5/16



[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 99802765.0

[45] 授权公告日 2004 年 5 月 12 日

[11] 授权公告号 CN 1149162C

[22] 申请日 1999.2.5 [21] 申请号 99802765.0

[30] 优先权

[32] 1998.2.7 [33] GB [31] 9802570.3

[86] 国际申请 PCT/GB1999/000388 1999.2.5

[87] 国际公布 WO99/039973 英 1999.8.12

[85] 进入国家阶段日期 2000.8.7

[71] 专利权人 未来技术有限公司

地址 英国汉普郡

[72] 发明人 伊恩·詹姆斯·杜坎

雨果·安东尼·杜坎

审查员 王 钢

[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

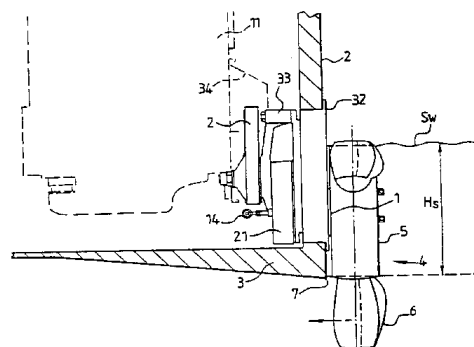
代理人 张祖昌

权利要求书 3 页 说明书 23 页 附图 12 页

[54] 发明名称 具有推进系统的船舶

[57] 摘要

一种具有推进系统的船舶，该推进系统包括：至少一根从船舶船体的尾部构件(2)向后延伸的轴(1)；一个划水式推进器(4)，其邻近于船体后缘(7)安装在所述至少一根轴上，因而所述推进器在船舶使用中在船体尾部构件后面形成的尾部构件空穴中工作；以及用于驱动所述至少一根轴的驱动装置；其中，所述推进器包括一个毂(5)和多个围绕毂基本等角度间隔开来的桨叶(6)，桨叶间距(S)与叶弦(C)的比值(S/C)沿着桨叶的基本整个长度为至少2.0，其特征在于：船舶船体的端部轮廓包括至少一个基本为弓形的凸起，该凸起基本相应于所述推进器的毂的轮廓。这种船舶的推进系统工作效率高，特别适用于高速船舶。



ISSN 1008-4274

1. 一种具有推进系统的船舶, 该推进系统包括: 至少一根从船舶船体的尾部构件 (2) 向后延伸的轴 (1); 一个划水式推进器 (4), 其邻近于船体后缘 (7) 安装在所述至少一根轴上, 因而所述推进器在船舶使用中的船体尾部构件后面形成的尾部构件空穴中工作; 以及用于驱动所述至少一根轴的驱动装置; 其中, 所述推进器包括一个毂 (5) 和多个围绕毂基本等角度间隔开来的桨叶 (6), 桨叶间距 (S) 与叶弦 (C) 的比值 (S/C) 沿着桨叶的基本整个长度为至少 2.0, 其特征在于: 船舶船体的端部轮廓包括至少一个基本为弓形的凸起, 该凸起基本相应于所述推进器的毂的轮廓。

2. 如权利要求 1 所述的船舶, 其特征在于: 相邻桨叶的桨叶间距 (S) 与叶弦 (C) 的比值 (S/C) 沿着桨叶的基本整个长度在 2 至 5 的范围内。

3. 如权利要求 1 所述的船舶, 其特征在于: 相邻桨叶的桨叶间距 (S) 与叶弦 (C) 的比值 (S/C) 沿着桨叶的基本整个长度在 2.3 至 4.0 的范围内。

4. 如权利要求 1 或 2 所述的船舶, 其特征在于: 桨叶间距 (S) 与叶弦 (C) 的比值 (S/C) 沿着桨叶长度的至少 90% 为至少 2.0。

5. 如权利要求 4 所述的船舶, 其特征在于: 桨叶间距 (S) 与叶弦 (C) 的比值 (S/C) 沿着桨叶长度的至少 95% 为至少 2.0。

6. 如权利要求 1 所述的船舶, 其特征在于: 毂直径 (Hd) 与推进器直径 (Pd) 的比值 (Hd/Pd) 为至少 0.35。

7. 如权利要求 6 所述的推进系统, 其特征在于: 毂直径 (Hd) 与推进器直径 (Pd) 的比值 (Hd/Pd) 为至少 0.4。

8. 如权利要求 1 所述的船舶, 其特征在于: 所述推进器 (4) 安装在所述至少一根轴 (1) 上, 使推进器的平面基本垂直于所

述轴。

9. 如权利要求 1 所述的船舶, 其特征在于: 所述轴安装在船舶上, 使推进器(4)的平面基本垂直于推力线。

10. 如权利要求 1 所述的船舶, 其特征在于: 推进器直径(Pd)与静止船体吃水(Hs)的比值(Pd/Hs)为至少 1.4。

11. 如权利要求 1 所述的船舶, 其特征在于: 推进器的桨叶(6)相对于推进器转动轴线的螺旋角(β)是可变的。

12. 如权利要求 11 所述的船舶, 其特征在于: 在推进系统中还包括桨叶螺旋角控制装置, 其用于控制桨叶螺旋角。

13. 如权利要求 12 所述的船舶, 其特征在于: 桨叶螺旋角控制装置形成及布置得使桨叶的螺旋角(β)可在 50° 和 120° 之间变化。

14. 如权利要求 12 或 13 所述的船舶, 其特征在于: 桨叶螺旋角控制装置是机械装置、电气装置和液压装置中的一种或几种。

15. 如权利要求 12 或 13 所述的船舶, 其特征在于: 所述桨叶控制装置包括连接于安装着桨叶(6)的托架装置(18)的螺旋角控制杆(14)形式的机械式螺旋角控制装置, 所述控制杆和托架装置形成和布置得使控制杆的轴向运动被转变成托架装置的转动, 因而桨叶被转动以改变其相对于推进器转动轴线的螺旋角。

16. 如权利要求 1 所述的船舶, 其特征在于: 所述推进系统包括至少两根从船舶船体(3)的尾部构件(2)向后延伸的轴(1), 每根轴上安装一个推进器(4), 每个所述推进器包括一个毂(5)和多个围绕毂基本等角度间隔开来的桨叶(6), 桨叶间距(S)与叶弦(C)沿着桨叶的基本整个长度为至少 2.0。

17. 如权利要求 16 所述的船舶, 其特征在于: 为了控制每个所述推进器上的桨叶的螺旋角设有桨叶螺旋角控制装置。

18. 如权利要求 17 所述的船舶, 其特征在于: 所述桨叶控

制装置形成和布置得独立地改变每个推进器的桨叶的螺旋角。

19. 如权利要求 12, 13, 14, 15, 17 和 18 中任一项所述的船舶, 其特征在于: 桨叶螺旋角控制装置还包括一个智能螺旋角控制器系统, 其用于根据船舶的需要速度; 船舶的实际速度; 实际的发动机速度; 船舶在水中的位置; 船舶的需要航向; 和船舶的实际航向中的一项或几项自动地控制桨叶的螺旋角。

20. 如权利要求 19 所述的船舶, 当从属于权利要求 17 或权利要求 18 时, 其特征在于: 智能螺旋角控制系统控制螺旋角控制装置的螺旋角控制杆的轴向运动, 以便改变两个推进器的桨叶的螺旋角。

21. 如权利要求 19 或 20 所述的船舶, 其特征在于: 智能螺旋角控制器系统也控制船舶的发动机速度。

22. 如权利要求 19 至 21 中任一项所述的船舶, 其特征在于: 所述智能螺旋角控制器系统适于改变桨叶的螺旋角, 以便将所述推进器的转速保持在恒定的速度上。

23. 如权利要求 1 所述的船舶, 其特征在于: 每个推进器的桨叶数目在 2 和 5 之间。

24. 如权利要求 1 所述的船舶, 其特征在于: 桨叶沿其长度扭转。

25. 如权利要求 24 所述的船舶, 其特征在于: 所述扭转不大于 20° 。

26. 如权利要求 1 所述的船舶, 其特征在于: 所述至少一个凸起的圆弧达大约 180° 。

27. 如权利要求 1 所述的船舶, 其特征在于: 还包括护板装置 (38, 39, 40), 其用于围住所述推进器, 以防止任何障碍物进入桨叶 (6) 之间。

具有推进系统的船舶

技术领域

本发明涉及高速海洋船舶的推进系统。具体来说，本发明涉及具有高工作效率的改进的表面驱动推进系统。

背景技术

公知的高速船舶推进系统在低速、高速或整个需要的速度范围内显示性能的局限性。海洋船舶推进的最简单的形式，浸入式推进器，具有许多局限性，在高速时倾向于具有低效率特性。在1960年代推出的‘Z’型（或船尾）驱动装置对于较小船舶提供了高速时的改进的效率。但是，这种推进器在很高速度时存在问题，往往必须要安装划水式推进器替代之。

对于高的船舶速度来说，安装在专门的表面驱动系统或安装在Z型驱动装置上的高速划水式推进器可给出最高的效率。但是，传统的划水式推进器在低速时很消耗能量。其原因之一是，由于这种推进器设计得是半浸入运转的，因而其直径比传统推进器大。因此，直到船舶已达到计划速度，推进器通常都过度地浸入，因而流量和扭矩需要过高。较少为人所知的第二个因素是，在低速和高功率下，桨叶在高的升力系数下运转，在桨叶后的汽穴宽大，一个桨叶空穴的外表面和后继桨叶的推进表面之间的距离小。因此，桨叶被有力地推靠在气泡上，推力明显损失。这两个因素特别使装有表面驱动装置的船舶很难升向平面，这意味着它们必须装有功率过大的发动机。由于这些驱动装置的这些局限性，其使用受到限制，其成本高昂。另外，这样的推进器通常在船体之后相当距离上安装，使其在调动或在泊位时易于损坏。在大多数情形中，这种推进器不能充分抬升，以便使船舶能够冲上岸滩。

近年来，对于下述两类船舶也日益广泛地采用了喷射泵驱动装置：小性能船及私人水上船舶（喷射自行车式船等）；以及较大的奢华快艇和特性工作船。但是，喷射驱动有许多明显的缺点：实际上，效率通常低于60%，往往还低于50%。喷射驱动装置也较为复杂，往往很昂贵；

安装工作也比其它驱动装置更为麻烦。

发明内容

本发明的目的是提供一种基本可避免或减轻上述缺陷中的一种或多种的推进系统。

因此，按照本发明，提供一种具有推进系统的船舶，该推进系统包括：至少一根从船舶船体的尾部构件向后延伸的轴；一个划水式推进器，其邻近于船体后缘安装在所述至少一根轴上，因而所述推进器在船舶使用中在船体尾部构件后面形成的尾部构件空穴中工作；以及用于驱动所述至少一根轴的驱动装置；其中，所述推进器包括一个轂和多个围绕轂基本等角度间隔开来的桨叶，桨叶间距与叶弦的比值沿着桨叶的基本整个长度为至少 2.0，其特征在于：船舶船体的端部轮廓包括至少一个基本为弓形的凸起，该凸起基本相应于所述推进器的轂的轮廓。

本发明的推进系统的优点在于，桨叶间距与叶弦的高比值（沿每个桨叶的基本整个长度至少为 2.0）能够比现有公知划水式推进器类型的推进系统的效率高得多，在现有的上述推进系统中桨叶间距与叶弦的比值一般一直处于整体的区域（the region of unity）内，或者更多地处于低于整体（unity）。

实现效率提高的一个原因在于，一个桨叶的后表面和后继的桨叶的推进表面之间的距离相对较大，因而在使用中后继的叶片的压力场在前一桨叶的后缘后面形成的桨叶空穴之后有相当的程度。由于这个特性而增加的效率主要见之于船舶的低速。相对较小的叶弦的另一优点是，每个桨叶入水及离水的过渡期间，与桨叶的叶弦相对较大的现有技术的表面驱动系统相比较，构成推进循环的一个相对较小的部分。桨叶在上述过渡期间以显著减小的效率工作。

下面将会理解，与船舶的船体相关的术语“船尾构件空穴”是指在船舶启动后及在船舶低速和高速下紧靠船体的尾缘后形成的气袋、通过使推进器靠近船体尾缘设置，从而在所形成的上述船尾构件空穴中工作，我们可以避免过大的功率损失，而所述功率损失的原因在于在桨叶在高的水旋涡速度区域内工作的状况中（象在传统的推进系统中那样）的搅拌效应。

与每个桨叶有关，术语“桨叶空穴”是指在使用中推进器的每个桨叶的后缘后面形成的（水下的）的蒸汽空间。

相邻桨叶的桨叶间距（S）与叶弦（C）的比值（S/C）沿着桨叶的基本整个长度应在 2 至 5 或更大的范围内，最好在 2.3 至 4.0 的范围内。虽然比值 S/C 可选择得大于 5，但是，显然存在一个上限，在该上限，桨叶将太细长了，实际上效率并不高。我们认为，在大多数比值 S/C 大于 10 的情形中都会发生上述情况。但是，当人们希望将低的发动机功率转换成高的推进器速度时，高比值就是需要的了。

桨叶间距（S）与叶弦（C）的比值（S/C）沿着桨叶长度的至少 90%，最好沿着桨叶长度的至少 95% 或更大，最好为至少 2.0。

推进器的轂最好相对较大。轂直径（Hd）与推进器直径（Pd）的比值（Hd/Pd）推荐为至少 0.35，最好为 0.4 或更大。这种大的轂直径的优点在于，在低速时（推进器倾向于比在高的滑行速度时在水中处于更低的位置），在推进器的每个转动中桨叶扫过的面积的一个大的百分比是在空中。在船舶低速时，高百分比的被扫过的空气需要在这样低的速度下得到高推力，这会特别有关。在公知的现有技术的推进系统中，在低速时，扫过区域的一个大的百分比是在水下，（因此，桨叶的工作需要从发动机得到更大的动力）。从而与本发明的系统相比较，引起在这样的低速下推力显著降低。

另外，大的轂直径与推进器直径比值意味着与传统推进器相比沿着桨叶长度水流速度的变化要小得多，因而在偏离设计条件中性能的变化不那么显著：一般来说，桨叶相对于轂直径越短，在水中产生的径向作用的流动力越小，而推进系统的效率越高。另外，桨叶越短，在使用中桨叶的扭曲和变形越小。在许多情形中，桨叶可以是恒定截面的，只是沿其长度扭转，而不引起性能的显著损失。

推进器最好以下述方式安装在所述至少一根轴上，即，使推进器平面基本垂直于所述轴。另外，轴最好以下述方式安装在船

船上，即，使推进器平面垂直于推力直线。这样的优点在于可使从发动机得到的推力在启动和低速时最大化。

推进器直得最好也选择得相对较大。例如，推进器直径（Pd）与船体吃水（Hs）的比值（Pd/Hs）可以至少为 1.4 或更大。使用大直径的推进器的好处在于，使用与传统推进器相同的每分钟转数可以得到更大的圆周速度。

在本发明的推进系统中，桨叶相对于推进器转动轴线的角度或“螺旋角（pitch）”（ β ）最好是可变的。这可以通过下述方式实现：在推进系统中设置桨叶螺旋角控制装置，以便控制桨叶的螺旋角。桨叶螺旋角控制装置可以是机械装置和/或电装置和/或压力流体最好是液压装置。螺旋角控制装置最好形成和布置得使桨叶的螺旋角（ β ）可在 50° 和 120° 之间变化。通过以这种方式控制桨叶螺旋角，可以提高推进系统的总体效率。例如，所述桨叶控制装置可以形成和布置得在船舶低速工作范围内可使桨叶螺旋角可达 80° ，有些情形中接近 90° 。这样，对于一定的发动机功率来说可使可利用的推力最大化。

在最简单的形式中，所述桨叶控制装置可以包括机械螺旋角控制装置，其形式为连接于安装桨叶的托架装置的螺旋角控制杆，所述控制杆和托架装置形成和布置得使控制杆的轴向运动转变成托架装置的转动，从而使桨叶转动，以便改变其（相对于推进器转动轴线的）角度或所谓的“螺旋角（pitch）”。安装推进器的轴一般是中空的，螺旋角控制杆设置在其中。

推进系统最好包括至少两根从船舶船体尾部构件向后延伸的轴，每根轴具有装在其上的上述推进器。当设有两个推进器时，桨叶螺旋角控制装置最好可控制每个推进器上的桨叶的螺旋角。所述桨叶控制装置最好可形成和布置得可以根据船舶的需要的和/或实际的航向来改变，最好是独立地改变每个推进器的桨叶，从而使船舶的航向可以得到控制。这样就可以避免在船舶上设置舵。在其最简单的形式中，所述桨叶控制装置可以按照上述方式在两个推进器的每一个中设置一根所述的螺旋角控制杆。

当推进系统包括两个所述推进器时，各驱动轴通常设置得以相反的方向转动，以便基本抵消推进器产生的任何侧向推力。

所述驱动装置一般包括一根短的万向驱动轴，以及如果需要的话，一个减速齿轮箱，由内燃机驱动。或者，驱动装置可包括一个电动、液压或气动马达。

桨叶螺旋角控制装置最好还可包括一个智能螺旋角控制系统以便根据下述因素中的一个或多个自动控制桨叶螺旋角：船舶的需要速度；船舶的实际速度；需要的发动机速度；实际的发动机速度；船舶在水中的位置；以及船舶的需要和/或实际航向。例如，智能螺旋角控制器可以控制每根螺旋角控制杆的轴向运动，以便改变、最好是独立地改变两个推进器的桨叶的螺旋角，从而提供船舶的转向控制，最好也提供速度控制。螺旋角控制装置可以方便地包括电气的或电子的“闭环”式控制器，该控制器控制螺旋角控制杆的轴向运动。

智能螺旋角控制器系统也可以控制船舶发动机速度。

在一个优选实施例中，所述智能螺旋角控制器系统适于改变桨叶的螺旋角，以便将推进器的转速保持在恒定速度上，最好保持在一个预定的恒定速度上，推进器设计得在船舶高前进速度航行时在该预定恒定速度下工作。

由于对任何特定工作条件来说，桨叶都可最佳地取向以产生最大推力，因而这可以补偿由于使用具有相对较窄弦的桨叶而引起的推力损失，从而实现所要求的相对较大的桨叶间距与叶弦比值。另外，特别是当设有至少两个推进器时，借助上述的桨叶螺旋角控制实现的无级变化的正、反驱动使船舶在港口易于调动，并且在高速时由于没有舵，因而可以显著减小阻力。

每个推进器的桨叶数目一般为每个推进器 2 至 5 个，最好为 3 或 4 个桨叶。在某些情形中也可采用 5 个桨叶，以便获得更平稳的驱动。桨叶可沿其长度扭转。扭转推荐不大于 25° ，最好不大于 20° 。如果超过 20° 就会发现一般会产生效率降低。

出于实际设计的考虑，当不能将推进器紧靠船体尾部构件安

装时，可以附设裙围装置以桥接尾部构件和推进器之间的间隙。裙围装置有助于将流体流指向推进器桨叶。

船体的端部轮廓可以选择性地包括至少一个凸形的基本呈弓形的凸起，该凸起基本相应于所述至少一个推进器的艨的轮廓。所述凸起的弧度可以达到大约 180° 。所述至少一个推进器最好在所述端部凸起部分之前设置在其轴上，使推进器对着船体的所述凸形的端部凸起设置。

当具有本发明的推进系统的船舶是休闲船舶，例如是喷射滑水艇时，最好设有包围推进器的防护装置，以便为了安全而防止任何障碍物进入桨叶之间。

附图说明

现在对照以下附图，以举例的方式描述本发明的优选实施例。

图 1 是设有控制本发明的一个实施例的推进系统的船舶的一部分的示意部分侧视图；

图 2 的（沿图 6 中 X-X' 线截取的）侧剖图表示设有按照本发明的另一实施例的船舶的一部分；

图 3 是装在图 2 所示设备中的螺旋角控制机构的一部分的后视图；

图 4 是图 2 所示设备的端视图，是从船体的外部看去的，推进器被抬起以便冲上岸滩；

图 5 是图 2 所示设备的端视图，是从船体内部看去的，图中船舶发动机（为简化）由阴影线表示；

图 6 是图 2 所示设备的端视图，是从船体外侧看去的，推进器处于其（降下的）工作位置；

图 7 是按照本发明另一实施例的推进系统的示意侧视图；

图 8 是图 7 的推进系统的两个推进器布置的示意端视图；

图 9 表示按照本发明的一个实施例的推进系统的机械式螺旋角控制装置；

图 10 (a) 是图 1 或图 2 的推进系统的推进器的一部分的侧剖图；

图 10 (b) 是传统的可变螺旋角的推进器的相应部分的侧剖

图；

图 11 的曲线图对比图 1 或图 2 所示新型推进系统（NPS）与传统的喷射推进系统的推力和效率；

图 12 的示意图表示在高速下工作的一个传统的、固定桨叶螺旋角的、表面推进器的两叶片剖面，图中以剖面图表示两个桨叶，距推进器的中心的半径为 R ；

图 13 的示意图表示在巡航速度下工作的与图 12 的推进器的相同的两桨叶剖面；

图 14 的示意图表示在低速下工作的本发明的推进系统的推进器的两桨叶剖面，图中两个桨叶是以剖面图表示的，距推进器中心的半径为 R ；

图 15 的示意图表示在高速下工作的与图 14 相同的推进器的两桨叶剖面；

图 16 的示意图表示在零推力下工作的与图 14 相同的推进器的两桨叶剖面；

图 17 的示意图表示在不同的半径上图 15 和 16 的桨叶之一的剖视图，从而表示桨叶的扭转；

图 18 的曲线图对比新型推进系统（NPS）相对于速度的效率与现有技术的划水式推进系统相对于速度的效率；

图 19 表示新型推进系统（NPS）的效率及所述现有技术系统的效率；

图 20 的框图表示装在本发明的优选实施例中的传动控制系统；

图 21 的曲线图表示在图 20 的系统中，相对于主节气门控制位置 q 绘制的发动机节气门位置 S ；

图 22 的曲线图对比发动机设计速度 $r_d(S)$ 、发动机最大功率速度 $r_m(S)$ 和发动机最大功率 $W(S)$ 。

图 23 的框图表示图 20 的系统的发动机马达一次转速限制器布置；

图 24 的框图表示图 20 的系统的停机限制器；

图 25 的框图表示图 20 的系统的节气门布置；

图 26 的框图表示图 20 的系统的节气门限制器的布置；以及

图 27 的框图表示图 20 的系统的转向控制的布置。

具体实施方式

为了避免疑惑，应该理解本说明书中使用的术语“桨叶间距 (S)”和“叶弦 (C)”的定义为：

叶弦 (C) 被认为是下述直线的长度，即，该直线在距推进器转动轴线的一个恒定半径上，从桨叶的前缘 (LE) 至有效后缘 (TE1) 延伸过桨叶的正常浸面。

桨叶的有效后缘 (TE1) 定义为桨叶空穴 (Ca) 的前侧面 (Ca") 所连接的桨叶的正常浸面的那一边缘。

桨叶间距 (S) 被认为是从一个桨叶的弦的中心至下一相邻桨叶弦的中心测出的、两相邻桨叶之间的转动距离。

(在上面定义中使用的括号中的标记取自图 12-16，这些附图中所示的实施例在下文中将进行详细描述。)

图 1 表示按照本发明的一个可能的实施例的推进系统。该系统在图 1 中是以示意部分侧视图表示的，具有一根从船舶 (以剖视图表示) 的船体 3 的尾部构件 2 向后延伸，一个划水式推进器 4 安装在所述尾部构件上，所述推进器的特征是相对较大直径的毂 5，一系列桨叶 6 安装在所述毂上，所述桨叶 (与传统的划水式推进器相比较)，其长度相对较短且其弦相对较窄。推进器 4 紧邻船体 3 的后缘 7 安装，因而它在船舶的使用中在船体后面形成的尾部构件空穴中工作。静止的船体吃水 (即，水表面 Sw 在船体 3 的底部上方的高度) 在图 1 中由标记 Hs 代表。推进器的毂 5 的底部与船体 3 的底部对准。如果叶轮可以布置在紧邻船体后缘之后，那么，一个裙围 (未画出) 就可以方便地安装以桥接船体 3 和桨叶 6 之间的间隙，从而将流动导向桨叶。轴 1 在一个轴承箱 8 中运转，轴承箱则安装在尾部构件 2 上。轴 1 通过一个短的万向驱动轴 9、减速齿轮箱 10 由内燃机 11 驱动。这种驱动装置只是借助一个实例示出，可以采用多种其它的驱动装置。例如，在图 7 中画出一种使用电动、液压或气动马达的简化驱动装置 (见下文)。

以图 1 所示系统为基础,但是具有两个推进器的本发明的实施例表示在图 2-6 中,这些附图所示的系统包括两根从船体 3 的尾部构件 2 向后延伸的对转轴 1,每根轴 1 装有一个划水式推进器 4,推进器 4 的特征是相对较大直径的毂 5,多个桨叶 6 可转动地装在毂 5 上,所述桨叶有相对较短的长度和相对较窄的弦。毂直径 (Hd) 与推进器直径 (Pd) 的比值至少为 3.5。桨叶间距与叶弦的比值沿着每个桨叶的基本整个长度为至少 2.0。推进器 4 紧邻船体 3 的后缘 7 安装,因而它在尾部构件空穴中工作。如上面针对图 1 所述,一个裙围(未画出)可以方便地安装以桥接船体 3 和桨叶片之间的间隙,从而将流动导向桨叶。桨叶 6 的螺旋角在正、负方向上都是可变的。虽然可以构想多种用于控制螺旋角的机械、液压或电气装置,但是用举例方式图中画出一种简单的机械式螺旋角控制装置。在这种装置中,由衬套 15 在中空驱动轴 1 中安装的控制杆 14 驱动借助双向推力轴承 17 安装在控制杆上的凸轮板 16。桨叶 6 借助螺栓固定在托架 18 上,所述托架借助密封推力和径向轴承 19 可转动地装在推进器的毂 5 中。凸轮随动件 20 安装在托架 18 的内端上,控制杆 14 的轴向运动可引起托架 18 的转动。轴 1 在齿轮箱内的轴承中运转,轴承箱 21 挠性地安装在尾部构件 2 上。所述轴承箱之一装有一对换向齿轮 22, 23。一个驱动轮 28 直接用螺栓紧固在内燃机 11(见图 5)的飞轮 29 上。装配在输入轴 25 上的轮 26 将动力传至齿轮箱 21。右侧齿轮箱具有一根副轴 30,因而右侧和左侧推进器以相反的方向转动。齿轮箱 21 通过挠性环形安装件 31 安装在尾部构件 2 上,所述安装件 31 装在紧固在尾部构件 2 上的环形构件 32 内。挠性安装件 31 用于接受推进器 4 的推力。齿轮箱 21 可摆动地装在一个壳体 33 上,该壳体刚性固定地固定在发动机飞轮外壳 34 上,因而齿轮箱可向上摆动,使船舶可以冲上岸滩(图 4)。衬套 35, 36, 37 布置在外壳 34 和齿轮箱 21 之间以减小摩擦。为此目的可以设置致动器(未画出)。这种驱动装置只是以举例方式画出的,可以构想许多其它单一的或复式的发动机驱动装置。

在图 2-6 所示的本发明实施例中, 船体 3 具有两个弓形凸起 (每个凸起具有约为 120° 的弧), 每个弓形凸起基本对应于两个推进器之一的毂 (图 4)。由于每个推进器的毂对着各自的船体凸起设置, 因而这种布置可增加推进器在水下扫过的面积。在某些情况下, 这可以提高推进器的效率。但是, 显然这种船体轮廓对于很高速度滑行的船舶并不实用, 因而对于这种船舶来说, 在船体 3 中将不设置这种类型的凸起。

在图 7 和 8 中表示一种推荐形式的驱动装置, 其用于小型船舶 (例如喷射滑水艇) 或用于需要冲上岸滩的船舶。这种驱动装置具有一个直接安装在电机轴 12 上的叶轮 4, 一个电机壳 13 安装在船体 3 的尾部构件 2 上。电机轴 12 最好是中空的, 以便可以使桨叶螺旋角控制杆 14 穿过。(但是, 由于这种驱动装置是可变速和逆向的, 因而在某些情形中桨叶可以是固定螺旋角的。) 在这个实施例中, 一个金属或塑料护板 38 围绕每个推进器圆周的下部安装, 一个进口网 39 和一个出口网 40 分别装在护板前后, 它们用于防止伤害, 也用作整流器。网可以是蜂窝状或环状或任何其它适当形状。

虽然具有双或多驱动装置的船舶可以借助装在推进器后面的舵转向, 但是, 一个更有效的装置或转向装置可以差动地驱动螺旋角控制装置, 因而使向着所需要的转弯的外部的推进器以大于转弯内侧的推进器的螺旋角工作。对于急转弯及对于准静止调动来说, 内侧的推进器可以用相反的螺旋角工作。虽然对于较大的船舶来说, 螺旋角控制的液压或电致动将是有利的 (下文将要讲到), 但是, 可以采用一种简单的机械式装置, 使用螺旋角控制杆, 这是对照图 9 描述的。例如, 分别用于两个推进器 (未画出) 的两个螺旋角控制杆 14 可以在其内侧端装有凸轮随动辊 101, 所述随动辊由两个凸轮板 102 驱动, 所述凸轮板在壳体 103 中被强制滑动, 壳体 103 固定在齿轮箱壳体 21 上或固定在图 7-8 的实施例的电动或液压马达 13 上。壳体 103 最好由一个罩 (未画出) 密封。凸轮板 102 借助推拉控制缆 104 连接于一个转向和螺旋角

控制综合机构 105.

螺旋角控制机构具有一个绕轴线 107 枢转的杆 106, 其上固定一根杆 108. 控制杆 109 将杆 108 可摆动地连接于一个托架 110, 控制缆 104 的外套固定在该托架上. 托架 110 在一壳体 111 内被强制滑动. 杆 106 在图中处于空档. 杆在图 9 中箭头 F 的方向上的转动将移动托架 110, 引起两根缆 104 相等的伸展, 从而引起凸轮板 102 在箭头 F_c 的方向上的移动, 以及两根螺旋角控制杆 14 在箭头 F_p 的方向上的移动. 杆 106 在箭头 R 的方向上的运动将引起相反的效果. 一个摩擦板 17 可摆动地装在杆 106 上, 锁紧固定在壳体 111 上的扇形体 116, 以防止转向机构的反作用力改变螺旋角控制的调整. 一个空档止动位置 118 设置在扇形体 116 上.

方向盘 112 (以点划轮廓线表示) 装在一根轴 113 上, 轴 113 在固定在壳体 111 内的轴承中自由转动. 一个在转向轴 113 上的小齿轮 114 驱动一个齿轮 115, 装在内部缆 104 的端部上的球窝接头 104a, 104b 固定在齿轮 115 上. 方向盘的顺时针转动引起齿轮 114 的逆时针转动, 使球窝接头 104b 的缩回和球窝接头 104a 的伸展, 从而导致螺旋角控制杆 14 在右舷侧上的沿箭头 F_p 方向的, 以及在左舷侧的反向的运动.

由于螺旋角控制和转向调整, 缆的伸展增加, 因而必须通过凸轮板 102 的图示轮廓来限制螺旋角控制杆 14 的行程. 壳体 111 可以方便地装有一个罩 (未画出).

应注意的是, 上述推进系统具有驱动轴穿过尾部构件的简单通道, 因此, 轴密封件只承受小的压力头, 而且在许多情形中可以设置在船舶静止水线的上方. 另外, 只需要最小量的齿轮传动装置, 推进器轴在低摩擦滚动轴承中运转, 无需外部水润滑轴承. 另外, 推进器紧邻船体后缘安装, 这意味着甚至在船舶低速下水面相对较低时, 它也可在船体的均匀尾流场中运转.

新型推进器的另一优点在于, 由于大的毂直径, 支承桨叶托架 18 的轴承 19a, 19b 的间距 A 可以间隔较宽, 如图 10 (a) 所示. 上述轴承必须承受很高的推力和桨叶 16 产生的提升负载 L 引

起的力矩，以及控制杆 14 上的控制力。这种布置可以采用滚针轴承或其它滚动轴承。推力轴承 19c 承受较小的离心负载 P_C 。另外，高效的形成空穴的部分具有一个提升中心，其通常稍许在弦线中点后面。桨叶可以布置得使提升中心位于桨叶的摆动轴线上。所形成的控制力低，因而减小控制系统的功率。

对比而言，在图 10 (b) 所示的传统的可变螺旋角推进器中，桨叶托架 18 是由推力和轴颈滑动综合轴承 19 支承的。对于这种情形来说，轴颈轴承支承提升负载 L 和控制杆上的控制力，而推力轴承承受提升负载 L 产生的力矩和离心力 P_C 。显然，较小的间距 A 将导致较大的力，所述较大的力是桨叶产生的高力矩引起的，而且这一点再加上显著较高的摩擦力将导致控制力的大小至少高于新型推进器。这一点进一步被下述情况加剧：压力中心大至在 25% 弦点上，因而提升中心通常不能设置在摆点轴线上。滑动轴承引起的大的力和固有的“爬行 (stick-slip)”导致高的控制系统功率及显著的滞后作用。

由于螺旋角可以受到最佳控制，与固定螺旋角的推进器相比，桨叶的选择变得不那么关键了，在负荷和非负荷状态之间的性能变化等显著减小。这是一个主要因素，因为推进器的选择是一种不明确的技术，大多数正在使用的船舶都安装着远非最佳的推进器。推进器往往必须在试用和误差法的基础上加以选择。另外，由于通过本发明可以最佳地控制螺旋角，因而只需要有限范围的更换叶片来覆盖广泛的应用范围，从而与传统的推进器相比减少了库存成本。

对于一定尺寸/类型的船舶来说，与现已公知的推进器相比，这种推进器也相对较大。例如，对于一个快速 (40 节) 的 30,000 吨货轮来说，(在桨叶尖端上) 推进器的直径可以大约为 10.8m，其毂的直径大约为 4.3m (静止船体吃水约为 4m)。这种船的传统浸入式推进器一般具有 8m 的推进器直径，毂直径为 1m。类似地，对于一只 35 节的休闲渔船来说，本发明的推进器具有大约 530mm 的推进器直径和 195mm 的毂直径 (静止船体吃水为

200mm)，而对于相同船舶的传统的浸入式推进器则具有 330mm 的推进器直径和 90mm 的毂直径。对于小的轻型水上飞艇来说，本发明的推进器具有大约 385mm 的推进器直径和 192.5mm 的毂直径（静止船体吃水为 25mm），而传统的用于这种船的表面推进器则具有大约 200mm 的推进器直径和 50mm 的毂直径。

对于上述快速货轮来说，按照本发明的推进器桨叶的扭转为大约 18.7° ，比值 (S/C) 从桨叶根部的 2.18 增加至桨叶末端的 5.17，弦 (C) 增加至桨叶长度的 75% 并向着末端减小。

对于 35 节的渔艇来说，（按照本发明的推进器的）桨叶的扭转也许达到 25° ，比值 S/C 从根部的 3.18，通过推进器直径的 60% 处的 4.45，增加至桨叶末端的 8.75，弦 (C) 再次增加至桨叶长度的 75%，并向着末端减小。对于轻型水上飞艇来说，桨叶的扭转也许为大约 12.8° ，比值 S/C 从根部的 3.6，通过推进器直径的 75% 处的 5.44，增加至桨叶末端的 6.99。

推进器直径大且位置靠近船体的后缘，这意味着即使当船舶静止或倒退移动时，由桨叶扫过的表面的一部分仍在水面上方，因而围绕桨叶的通风的空泡流可以保持在这种状态下——因而为紧凑调动及在静止时推进器可以继续以其最大速度转动。这种被保持的空泡流也可减轻对离合器联结的驱动装置的需要。桨叶可保持在空档位置上，使每个桨叶在前一桨叶形成的空穴中运转，从而可以保持可靠的空档。连接于 GPS 接收器的电子/液压或电子/电气控制系统也可用来使船舶可以保持在一个地文静止位置上。

直径大的事实相对于标准推进器来说也增加了扫过面积，同时减小了吃水。这个特征可显著减少滑动（从而增加效率）。在装有两个推进器的推荐情形中这是特别显著的。（当在尾部安装时，对推进器直径几乎没有具体限制）。

船舶可以从静止以最大的发动机速度以及通过大的推进器直径加速，以及桨叶可以对于任何特定状态最佳地取向，这些情况意味着桨叶可以是低弦的，而且升力系数可以保持在中等水平上。这就克服了传统的划水式推进器的重大缺陷，每个桨叶相对于前

一桨叶后的空穴的间距可以相对较大。另外，与其它推进系统比较，低速推力格外高，而且在中等速度时（见下文），这种中等速度可以相应于滑行速度（on-the-plane speed）特定，推力显著高于其它推进系统。这在图 11 中表示，图 11 是一曲线图，它对比如上所述的新型推进系统（NPS）及一种典型的喷射推进系统的推力和效率。

螺旋角控制机构得到的无级变化的正、反驱动可在港口易于调动，在高速时，由于没有舵，使阻力显著减小，推进器、发动机及传动装置的安装长度可以显著低于其它推进系统，重量也可以降低。重量分布对于快速船舶来说是理想的。制造成本类似于传统的推进器和轴布置，显著地低于 Z 型传动或喷水推进。

现在对照图 12-17 描述传统表面驱动系统的某些问题和本发明的优点，以便于理解上述推进系统的优越性。

图 12 和 13 表示公知的传统划水式推进器，其中，特定直径上的剖面被展平地表示出来。桨叶是固定螺旋角的，与推进器的纵轴线倾斜 β 角，并且具有叶弦 C 和桨叶间距 S ，其中，比值 S/C 是一致的。在每种情形中画出两个完全浸入的桨叶，略去了部分或未浸入的桨叶。由每个桨叶形成的桨叶空穴具有一个后侧面，该后侧面是在水与桨叶前缘 LE 脱离处形成的一个汽/液界面 Ca' 限定的，还具有一个前侧面，该前侧面是由水与桨叶的有效后缘 $TE1$ 脱离处形成的另一个汽/液界面 Ca'' 限定的。从每个浸入的桨叶前缘 LE 延伸至有效后缘 $TE1$ 的表面是完全浸湿的，而从每个桨叶的前缘 LE 延伸至（实际）后缘 $TE2$ 的后表面只与在桨叶空穴 Ca 中的汽/空气混合物接触。沿浸湿表面 $LE-TE1$ 的压力系数分布 P 在靠近前缘的一个停滞点有一个尖锐的峰值 $P1$ ，靠近后缘还有一个较宽的峰值 $P2$ 。图 12 和 13 中所示的压力系数分布是针对一种高效桨叶形状的，其中，压力中心显著向着桨叶的有效后缘 $TE1$ 。较低效的桨叶形状显示一个较不明确副峰值 $P2$ ，或者可能根本没有副峰值 $P2$ 。 Va 是通过由桨叶扫过区域的轴向速度，是船舶速度和滑动（或推进器产生的附加轴向速度）的总和。 U 是

由于桨叶转动引起的桨叶切向速度和进水的旋涡速度之间的切向速度差。得到的相对速度是 V 。升力 L 和跨距增量部分 δH 产生的阻力 D 由下式计算：

$$L = \rho W \cdot (V^2/2) \cdot CL \cdot C \cdot \delta H$$

$$D = L / (CL/CD)$$

其中 ρW 是水的密度， CL 是局部三维升力系数， CL/CD 是局部升力系数与阻力系数之比值， C 是叶弦。

由上述增量部分产生的推力 T 和可吸收的功率 W 由下式计算：

$$T = L \cdot \sin(\beta) - D \cdot \cos(\beta)$$

$$W = U \cdot [L \cdot \sin(\beta) + D \cdot \cos(\beta)]$$

图 12 表示在高功率下及在相对较低船速下，但在已经形成完全的桨叶气流（full ventilation of blades）之后工作的推进器。在这种情形中， V_a 的值低，如果推进器不在（导致高功率吸收的）格外大的冲角（angle of attack）下工作， U 值肯定也低，因而得到相对速度 V 值也低。对于在低 U 值下的高功率来说，升力 L 值肯定高，当 V 值也低时， CL 值肯定高。综合效果是，空泡数将高，空穴 Ca 很厚。在这些条件下，升力与阻力的比值下降，因而桨叶产生相当大的阻力。

从图 12 可以看出，由桨叶 6 产生的（由压力系数曲线 p 表示的）升力由于下述情形而减小：它是在紧靠空穴壁 Ca' 作用的，这将导致该壁的变形。这将导致减小升力 L ，而对于恒定输入功率来说，阻力 D 将进一步增加，从而导致推力显著降低。升力降低及空穴壁变形的程度取决于局部流体流 T 与空穴厚度的比值 T' 。在桨叶间隔相对较紧密及空穴相对较厚的条件下（象在传统系统中那样），由以上条件引起的推力下降可能很大。

低 U 值对发动机转矩和产生的推力的作用在相当程度上取决于船体后部和推进器之间的距离。在图 12 所示的固定螺旋角推进器紧靠船体 3 的后缘 7 布置的情形中，船体起到导流的作用，推进器的进口跟随船体纵向轮廓。在这些条件下，进水的旋涡速度

为零， U 值单独由推进器的转速控制。大多数发动机在低速下提供小的功率，在这些情况下，冲角将增大，直至所提供的发动机功率被吸收。发动机将工作而推进器提供小的推力，船舶将不能增速。

因此，大多数表面驱动装置将推进器设置得显著在船体 3 的后缘 7 的后面，例如，将推进器布置在尾部构件后面船舶长度的至少 5% - 10% 处，和/或布置在船舶尾部构件后面一个推进器直径的 35% 至 180% 的距离处。在这样的布置中，水可以打旋涡，使推进器对于一定 U 值来说可以更快地运转。这又能够使发动机提供更大的功率，不过甚至在这种情形中，加速也不够良好，而产生相当大的搅动损失。

图 13 表示在巡航速度下的推进器的相同剖面。在这种情形中，冲角和升力系数下降显著， U 、 V_a 和 V 的值相当高，因而空泡数 (σ) 显著减少，空穴 Ca 显著较薄。在任意点相对于空穴厚度 T' 的流体流厚度 T 显著下降，因而升力的下降、空穴壁 Ca' 的变形及阻力的增加也显著减小。

由于减小的空泡数 (σ)、冲角及跟随的桨叶产生的升力引起的空穴壁 Ca' 的变形，在后缘 TE2 处的空穴厚度，在设计速度左右的速度下，低的空泡数和低的冲角导致薄的空穴，在空穴后界面和桨叶后缘之间间隙很小。在稍高于设计速度的某一速度下，后继桨叶的压力分布将使所述空穴界面变形，再次接合桨叶后表面 (LE - TE2)，从而导致阻力急剧增加。这就说明了对于固定螺旋角的推进器来说在高于设计速度时效率迅速下降的原因。

按照本发明的改进的推进器的低速情形表示在图 14 中。在图示情形中，叶弦 C 小且间距 S 很大，因而比值 S/C 可以为 2.3 或更大，这取决于所需要的性能特性。桨叶螺旋角 (β) 显著高于固定螺旋角的桨叶，在低速下可达 78° 至 80° 。这样就能够保持高的不变切向速度 U ，因而使相对速度 V 也高，因而升力也可以高，无需使桨叶在过大冲角下运转而产生大的损失。这样可导致相对较低的空泡数 (σ)，并且空穴厚度仍然较小。现在，跟随的桨叶

6₂在前一桨叶 6₁后面一些距离,这使空穴在跟随叶片 6₂产生的压力场 P 的影响下发生弯曲,所产生的在任何点处的流体流厚度 T 与空穴厚度 T'的比值,与图 17 所示情形,有显著改善。压力系数曲线 P 的变形和产生的损失很显著地减小。这种结构的推进器可以有利地紧靠船体 3 的后缘 7 设置,(由于前述原因而提供改善的性能),这是由于无需旋涡速度来对准进入推进器的水流。

对于这种情形来说,升力 L 高,阻力 D 低,角 β 接近 90°。根据上述的吸收功率和推力的公式,显然这种布置可以对于一定的功率使推力最大化,而且由于发动机可以布置得在最佳速度下运转,全部发动机功率可被吸收而没有搅拌或其它重大损失。

这种推进器的高速情形表示在图 15 中,从该图可以看出,由于高的比值 T/T',压力系数分布 P 很少受到前一桨叶后的空穴的影响。桨叶可以在高的恒定 U 值下工作,桨叶的角 β 可以在任何设计条件下最佳化而给出最佳的推力。由于显著在前一桨叶后缘后面工作的跟随桨叶的压力场,再加上桨叶角可以调节以适应流动状态,因而上部空穴 Ca'与桨叶的后表面 LE-TE2 的再次连接可以被延迟,从而可以有一个较宽的工作范围。

图 16 表示用于获得零推力的原理,其中,每个桨叶是在前一桨叶后面的空穴中工作的。虽然 100%的空档要求连接于 GPS 系统或连接于推力传感器的有效控制装置,但是,由于接近厚空穴,因而在平衡的推力位置任一侧的小偏差的净推力是很小的。由于图 17 所示桨叶的扭转,桨叶的内、外极限将产生小量的平衡的正和负推力。

图 18 表示按照本发明的推进器和 US 3,938,463 中所述公知的那种倾斜(固定的几何形状的)推进器的预示的效率曲线。两种系统对于 80 节最大速度是最佳化的。图 18 显示两个效率的比值,该比值清楚地表明,鉴于新型推进器的最大效率比倾斜推进器在设计速度下高 8%,在其它速度下,该差值将更为显著。在滑行速度下的效率对滑行船舶来说是特别重要的,这里,US 3,938,463 的推进器显然只有新型推进器的效率的 50%。

按照本发明的上述实施例提供的对高速船舶效率的很显著的改善使得对于相同的性能来说，可以安装显著较小（和轻轻型）的发动机。对燃料消耗的显著节省进一步减小了船舶的重量，以及安装和操作成本。这种简单的布置减少了保养工作，并提高了可靠性。在大多数情形中，桨叶可以单独地改变，推进器可以转动而使得这种工作可以在水面上方进行。这对于大型商业船舶来说是特别重要的，这是由于大型商业船舶的推进器通常是在干船坞中进行的，而且新型推进器的制造时间要求储备推进器经常保存在船上。

另外，由于被船体“遮蔽”，与其理论直径相比较推进器的毂的直径可以勉强地减小，因而由于桨叶转动引起的毂的形状的任何改变，其影响都被减小了。

为了获得需要时的最大推力或最大工作效率等，改变桨叶的螺旋角显然是本发明的优选实施例的一个重要方面。下面将对照图 20-27 详述适用于按照本发明的推进系统的、用于实现智能桨叶螺旋角控制的一种智能传动控制器系统。

图 20 示意地表示双柴油发动机船舶的一种控制系统，其中，每个柴油发动机驱动一个叶轮推进器，（为了清楚起见）图 20 只画出一个发动机的控制系统和一个推进器。两个推进器的转动是相反的。每个推进器的桨叶的螺旋角被一个电致动器改变，所述电致动器装有一个反馈装置。发动机的节气门也由带有位置反馈的致动器控制。每个可变速的发动机是独立被控制的。

变量：

q	主节气门控制位置
u	副节气门控制位置
s	发动机节气门位置
p	螺旋角
r(s)	测出的发动机速度
r _d (s)	控制的发动机速度
r _m (s)	对于在 S 下的最大功率的发动机速度

r'	发动机加速度(dr/dt)
$W(s)$	在 $r(s)$ 下的最大功率输出
$W_{\max}, r(W_{\max})$	最大功率, 在最大功率下的发动机速度
power	
$dir = \pm 1$	向前或倒退运动
$\pm \phi$	方向盘与直线航行所成的角度
向前航行	
v	船舶速度

以上变量用在图 19-26 中。

功能

控制方式

这种传动控制器以三种基本控制方式工作。

1. 发动机速度和船舶速度从属地被控制

在这种情形中, 船舶和发动机速度、加速度、正/倒运动及发动机负载都是使用发动机节气门控制装置控制的。

2. 发动机速度和船舶速度独立地被控制

在这种方式中, 使用单独的节气门控制装置将发动机速度调节至某个需要的值。船舶速度、加速度和方向, 以及发动机的可能的过载是通过改变推进器的螺旋角而控制的。这种控制方式的典型实例可以是:

2.1. 为了在港口中调动, 发动机速度可被调节至某一个值, 在该值下对于所有预期的调动来说可以得到足够的功率。

2.2. 在巡航状态下, 发动机速度可以调节至燃料消耗的某一最佳值, 或者是为了满足特定的噪音或振动标准。

2.3. 对于动力船舶来说, 最大功率发动机速度可被选择, 以便一直提供最大加速度。

3. 混合式控制

在方式 2 中, 如果螺旋角被调节至一个会引起发动机过载的值, 则螺旋角被减小以防止发生这种现象。在混合式控制方式中, 发动机速度在这种情形中被增加。

控制系统具有一个杆式控制器, 在方式 1 中, 它调节两个发动机的

节气门装置，（因而调节发动机速度及推进器螺旋角装置），以及方向（前进或倒退）。

在方式 2 和 3 中，一个单独的发动机节气门控制装置调节节气门位置，而一个杆式控制装置控制螺旋角和方向（前进或倒退）。在方式 3 中，如果需要将控制杆调节得使发动机速度高于发动机节气门所设定的速度，那么，一个杆式控制装置也控制发动机速度。

节气门控制装置

节气门， q ，按照下式控制在发动机 S 下的加速器输入（化油器蝶形阀、柴油泵齿条或电子输入）：

$$S = f(q)$$

其中， f 是某个需要的函数。图 21 所示的一种可能的函数是：

$$S = \max(S_{\min}, |q|)$$

在 S 下，发动机最佳地被控制以便在需要的速度 r_d 下工作，并且在 r_m 的发动机速度下给出最大的功率 $W_{\max}$ 。取决于工作条件范围，为了使可用功率最大化，同时保持足够的动储量，或者为了在不同的加载/海洋状态中使效率最大化，可能要求多于一条“ r_d 对 S ”曲线。

发动机在 r_m 的发动机速度下提供其最大功率 W 。图 22 表示对比 $r_m(S)$ 、 $W(S)$ 和 $r_d(S)$ 的曲线图。

为了将发动机速度控制在其受控值 r_d 上，测出的速度 r 和受控速度之间的差被反馈至螺旋角控制器中（如图 20 所示）。如果发动机转得太快，螺旋角被增大，从而使发动机加载，使其降速。如果发动机速度太低，螺旋角减小，从而使发动机负载减小，使发动机速度增加。

在能够独立控制马达和船速的情形中，马达速度作为副节气门 u 的函数： $r_d = r_d(f(u))$ 而被调节。主节气门则减小或增加发动机节气门位置，使推进器的螺旋角可减小或增加，同时保持恒定的马达速度 r_d 。

为了在恒定的马达速度下改变功率，我们需要在恒定速度下

节气门对功率调整装置的数据。这呈现一系列曲线的形式，这可以从马达制造厂商的数据中推出。我们也需要具有与推进器螺旋角变化相关的消耗功率的变化的估计值。这些特征可以保持在螺旋角和节气门估算器中（见图 20）。由于任何误差可以被马达速度-螺旋角反馈所修正，因而不需要很大的精确度，正常设计条件（ r_d, S ）下的一组值就足够了。

如果一个规定的速度 $r_{\max}$ 被超过的话，最大马达速度通过迅速减小节气门调整而得到限制。这示意地表示在图 23 中。节气门的减小速率 K 被设定得较高。如果在任何节气门位置 S 上被控制的发动机速度 r_d 下降得低于最大功率速度 r_m ，那么，发动机将容易失速。因此，使用图 24 中所示的失速限制器装置将桨叶螺旋角限制在一个由 r_m 和 r 限定的最大值上，以便避免失速。

节气门 S_i 也必须保持在其工作范围内，这是在节气门限制器的输出端核查的。限制只能在转弯时发生，因而残留节气门 ΔS_{ij} （计算的和被限制的节气门之间的差）被反馈至另一发动机以保持转弯能力（以前进速度为代价）。（下标 i 是指图 20 中所示的发动机系统，而下标 j 是指两个发动机系统中的另一个）。节气门装置和节气门限制器装置分别示意地表示在图 25 和 26 中。

采用螺旋角的马达速度控制装置被布置得具有对于节气门变化的良好的阶跃响应。从发动机和推进器特性推出的节气门响应将提供船舶加速度，同时马达可以改变速度。

通过在控制系统中加入对加速度的测量和估算，可以限制最大线性加速度。

转向控制（图 27）

为了使船舶转向，施加在内侧推进器上的功率必须相对于施加在外侧推进器上的功率被减小。这是通过相对于内侧发动机改变外侧发动机的控制速度，或是通过增加外侧推进器的螺旋角，同时减小内侧推进器的螺旋角，或是通过发动机速度和螺旋角变化的组合而完成的。

在这种情形中，如果下标 1 和 2 分别是指内、外侧推进器，那么，

只要将增量节气门调整 ΔS_1 , ΔS_2 加在输入节气门调整 S 上, 以及将 ΔP_1 , ΔP_2 加在输入螺旋角调整 p 上就足够了, 从而使改变的马达功率被每个推进器消耗的功率所吸收, 并使马达速度保持不变。

$$S_1 = |S - \Delta S_1|, \quad S_2 = |S + \Delta S_2|$$

$$P_1 = |P - \Delta P_1|, \quad P_2 = |P + \Delta P_2|$$

其中:

$$\Delta S = F_s(\phi, r), \quad \Delta P = F_p(S, \Delta s)$$

其中, F_s , F_p 是马达和推进器特性的函数。

在大多数情形中, 在低速下 $\Delta S_1 \approx \Delta S_2$, 而在高速下, 由于发动机功率曲线的非直线性, $\Delta S_1 > \Delta S_2$. 在低速下, 项 $(S - \Delta S_1)$ 可能变成负值, 这是一种非真实状态. 在这种状态中, dir (方向) 的符号将改变, 导致螺旋角变化, 从而导致负推力, $S_1 = |S - \Delta S_1|$ 的值仍为正。

在控制环中包括加速度的测量或估算, 这可以限制偏航角速度。

方式控制

除了上述基本方式外, 还可使用下述方式:

1. 紧急控制

这种控制系统包括为乘客舒适的最大线性和偏航加速度。在紧急调动的情形中, 上述限制需要被超越。

2. 船速控制

需要的船速被选择。测量的船速和选择的船速之间的误差被反馈到发动机控制器中, 以便保持所需要的船速。

3. 动态位置 (DP) 控制

船速和航向受到控制。

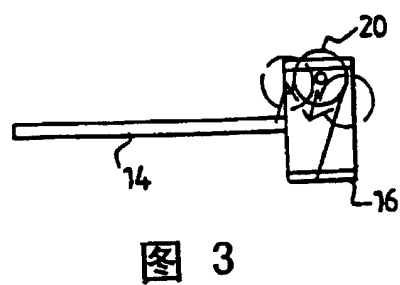
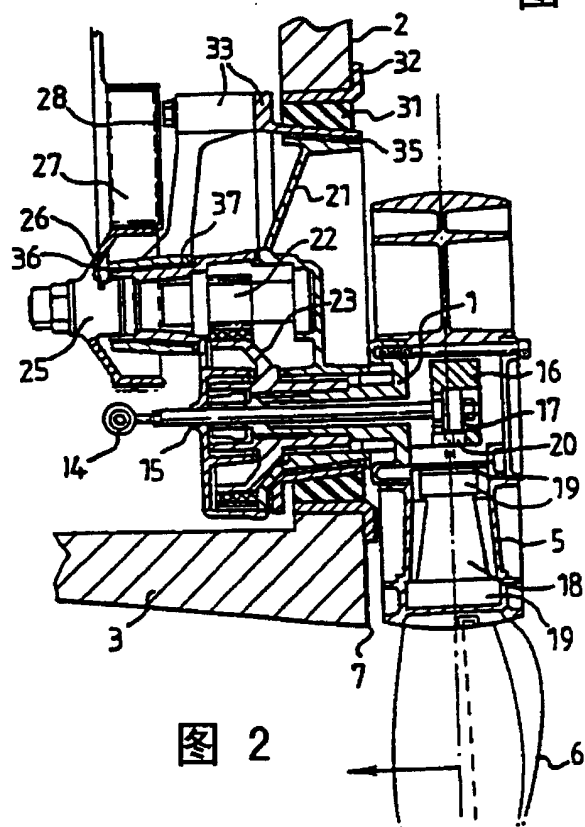
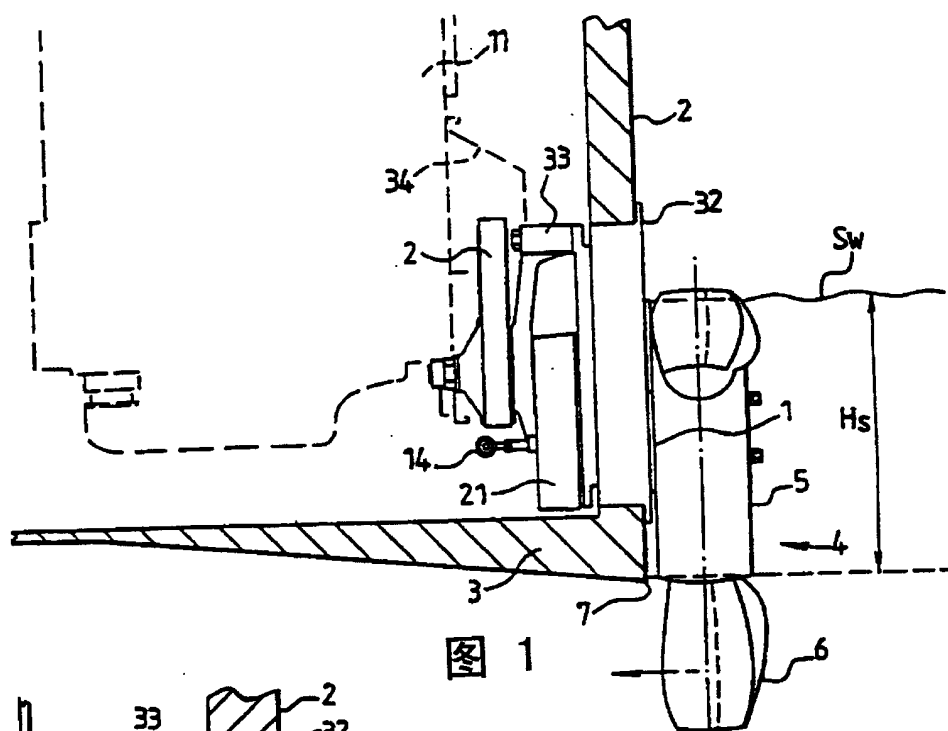
在发动机或推进器的控制器完全失效的情形中, 机械控制装置可以用来直接控制发动机节气门位置或推进器螺旋角。在一个发动机或推进器失效的情形中, 需要使用紧急舵来保持航向。在这种情形中, 一个剩下的发动机和推进器只提供速度和纵向控制。

控制系统

如上所述，图 20 只表示单一发动机和单一推进器的控制系统。来自节气门限制器的残余节气门信号 ΔS_{12} 被反馈到相反的发动机控制器的 ΔS_2 信号附加器中， ΔS_{21} 信号是从相反的节气门限制器返回到图示的 ΔS_1 信号附加器中的信号。

显然可对上述各实施例进行各种变化而并不超出本发明的范围。例如，在有些情形中，桨叶间距与叶弦的比值 S/C 沿着每个桨叶长度的一小部分可以小于 2.0。在某些情形中，桨叶长度的 10% 可具有小于 2.0 的比值 S/C 。例如，在一种可能的实施例中，比值 (S/C) 在桨叶根部小于 2.0，最好在 1.7-2.0 的范围内。对于在相对较重型的、半滑行的船舶中使用的推进器尤其是这样。对于这样的船舶，为了获得船舶的需要的巡航速度，其它的限制因素，例如船体尾部构件尺寸及需要的通过推进器的流动面积显然可以意味着所选择的比值 S/C 一般需要小于那些用于高速滑行船舶的推进器的比值 S/C 。

对于高速滑行船舶来说，比值 S/C 沿着桨叶长度的 95% 或更多，一般总是至少为 2.0。



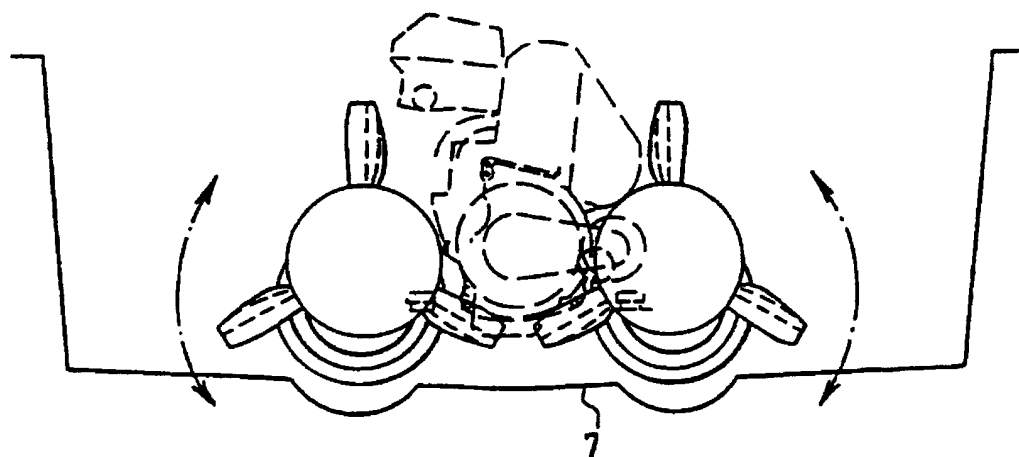


图 4

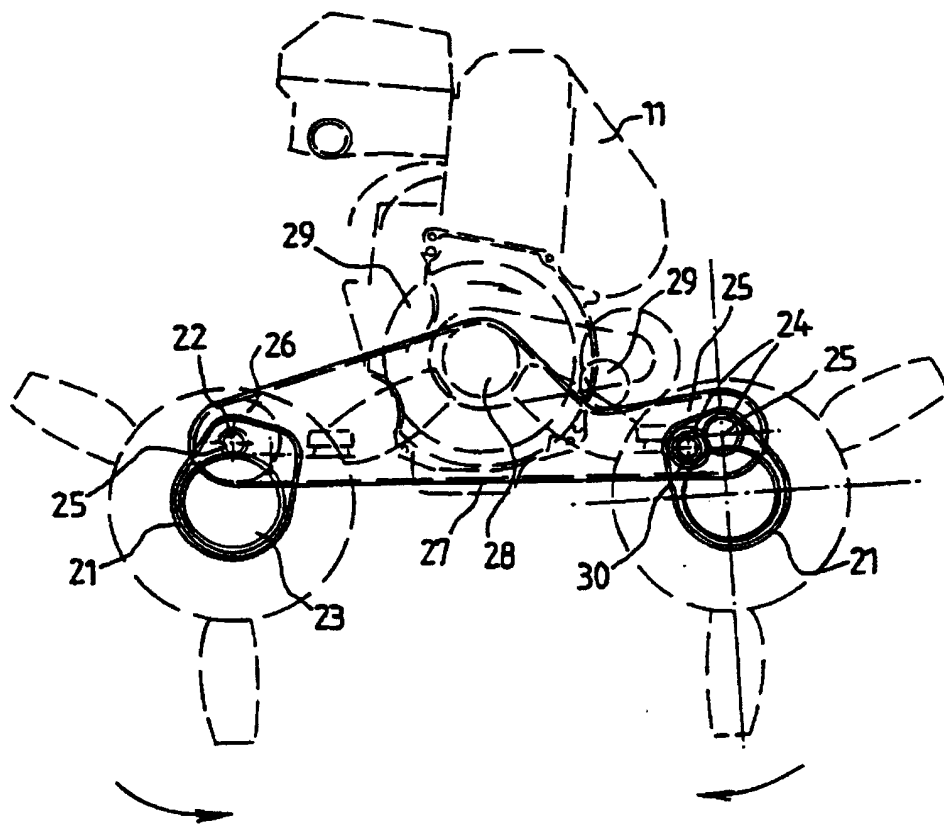


图 5

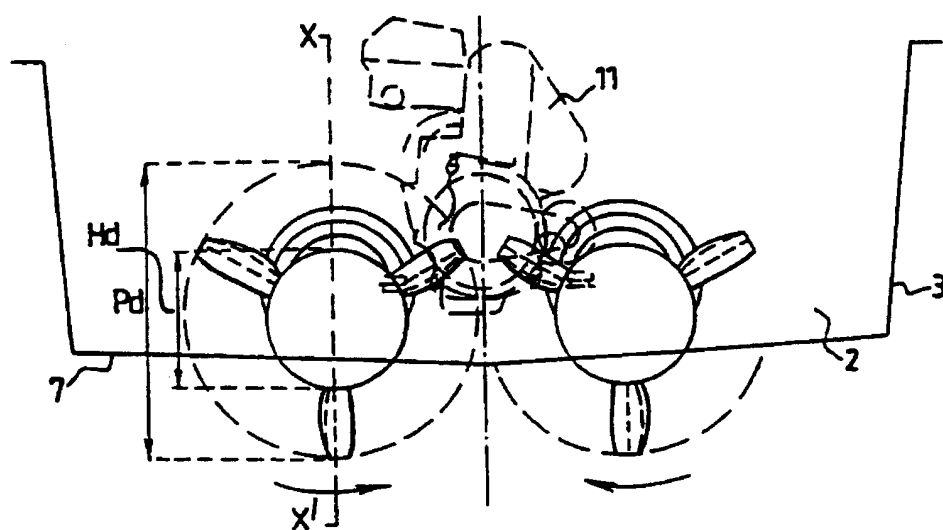


图 6

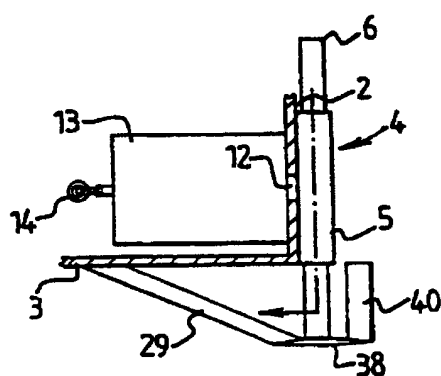


图 7

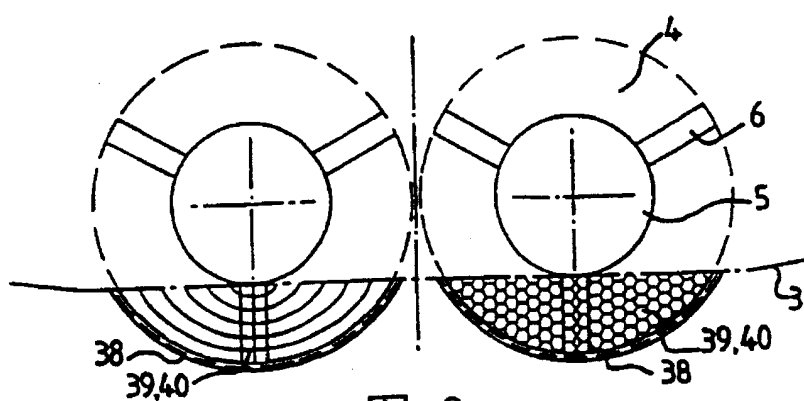


图 8

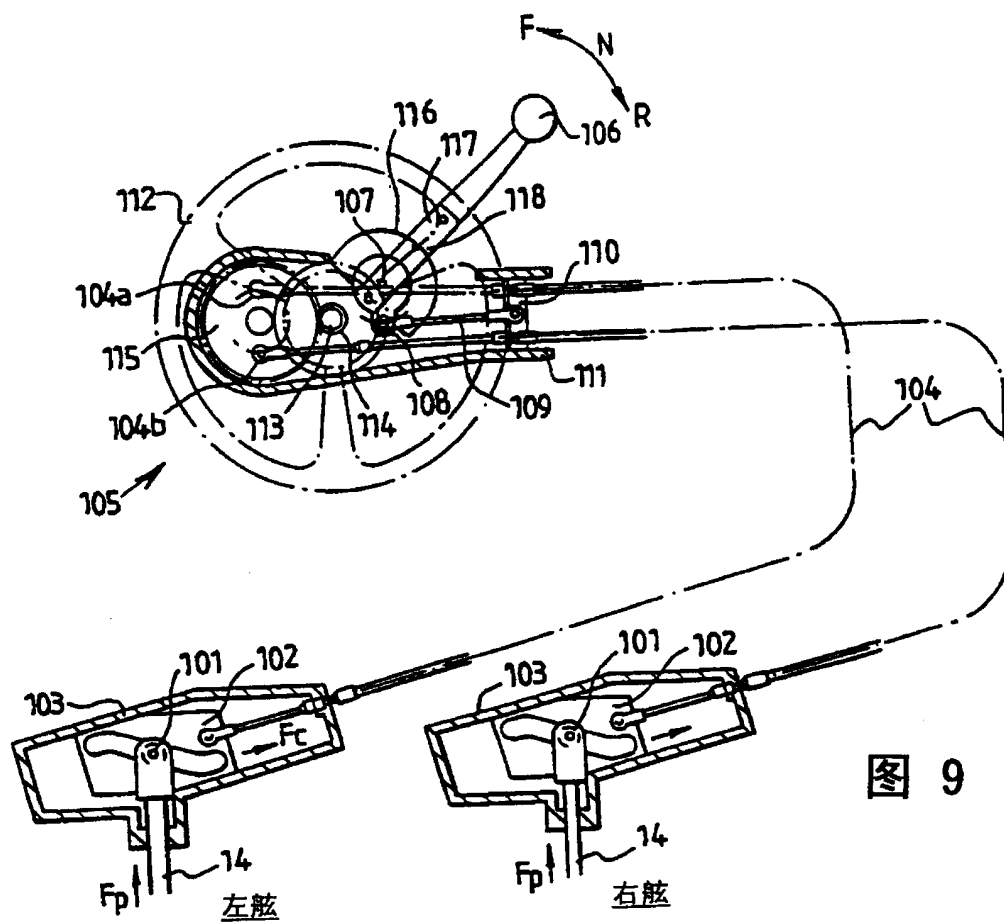


图 10(a)

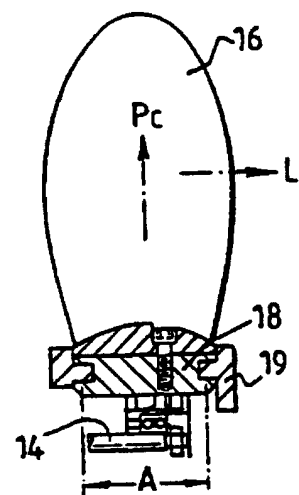
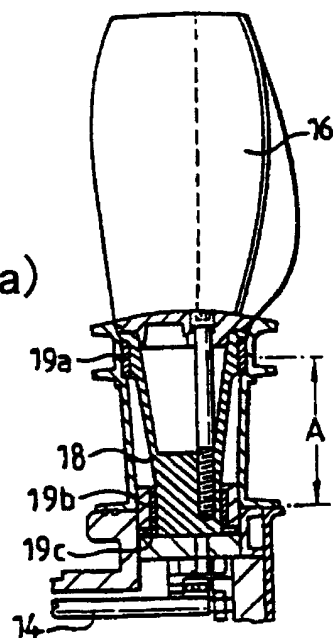


图 (10b)

现有技术

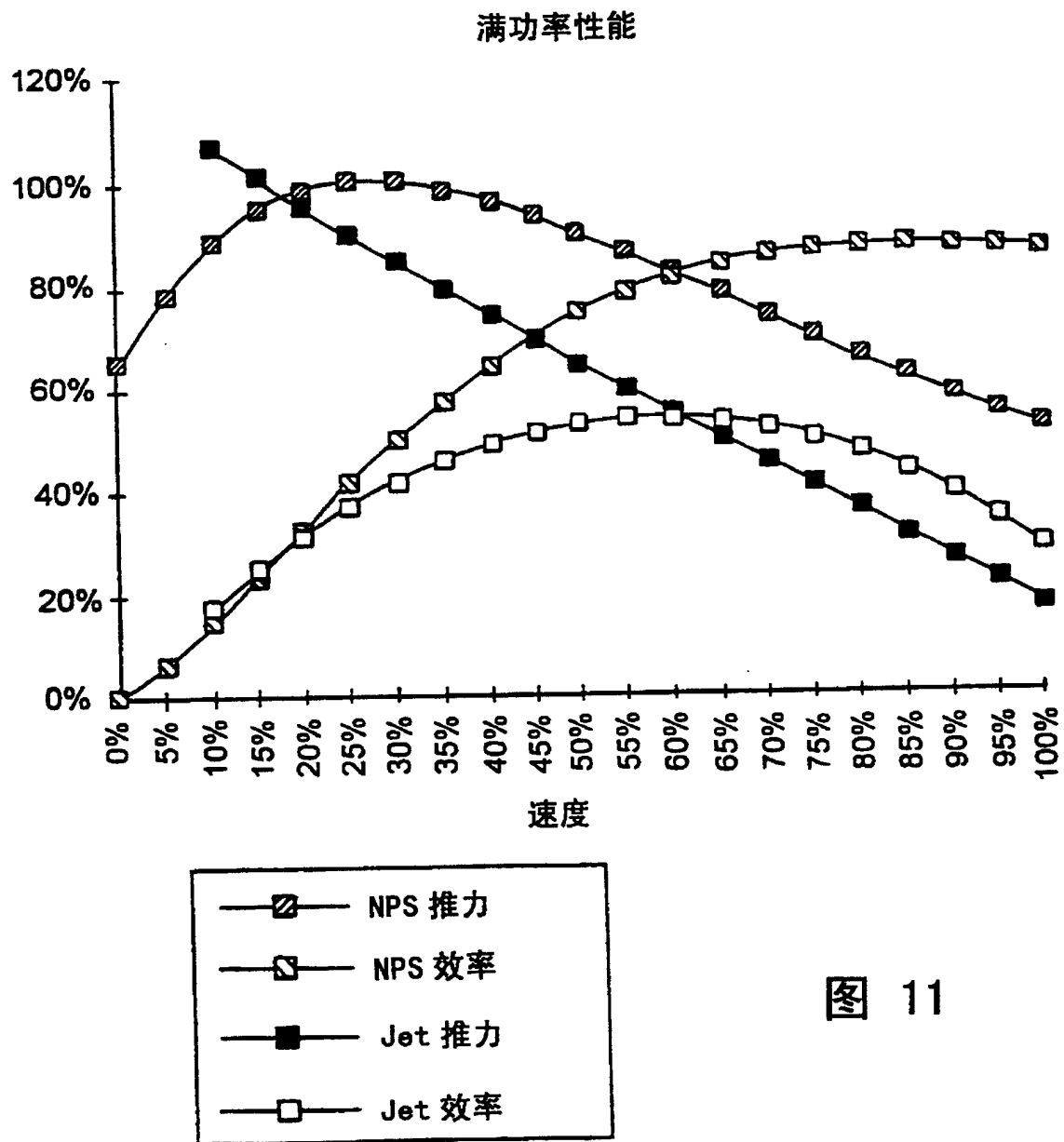


图 11

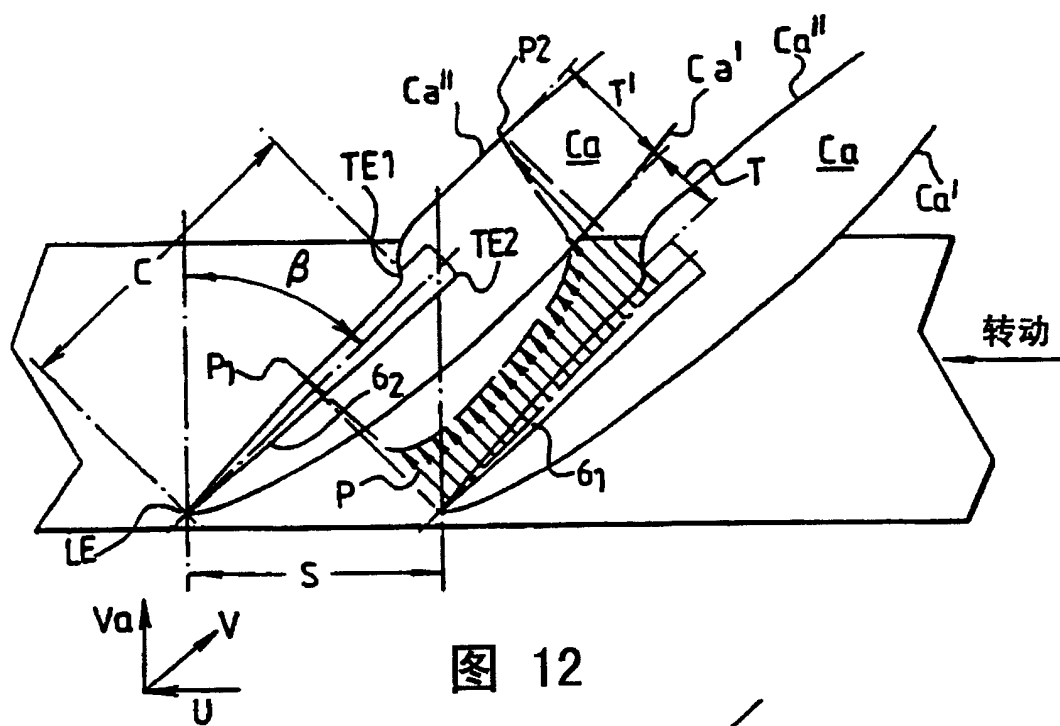


图 12

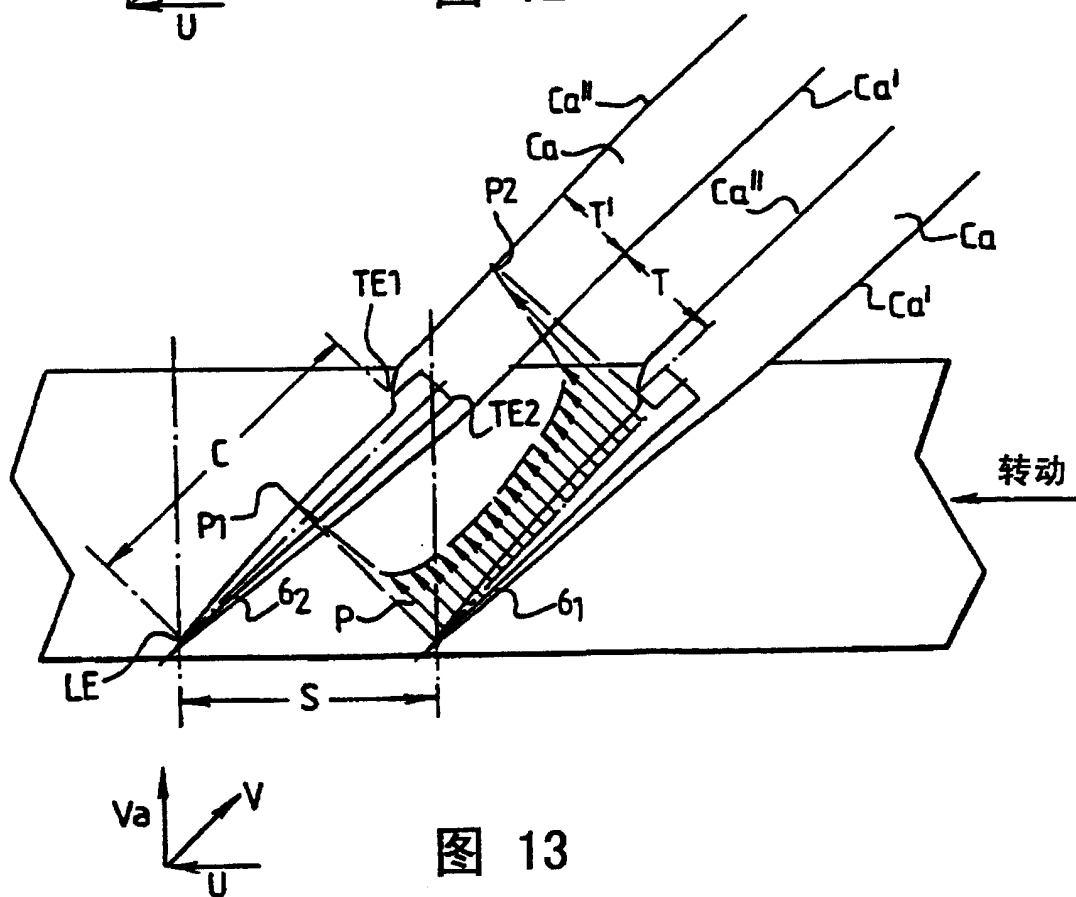


图 13

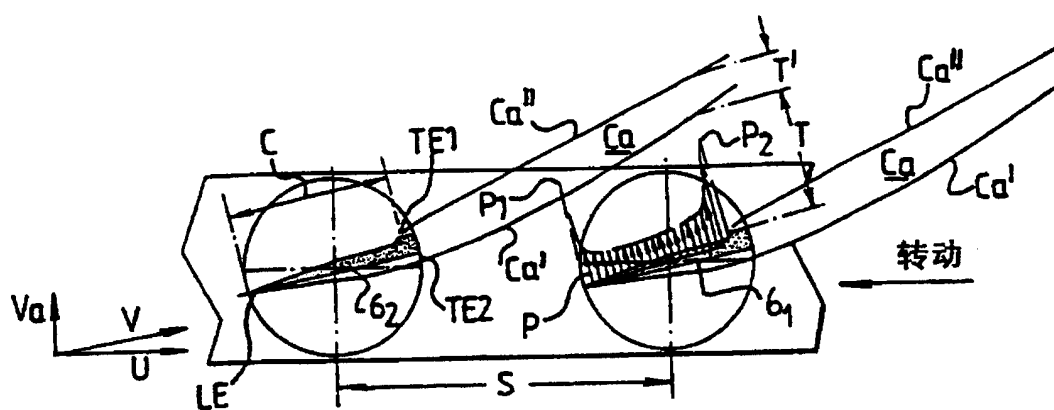


图 14

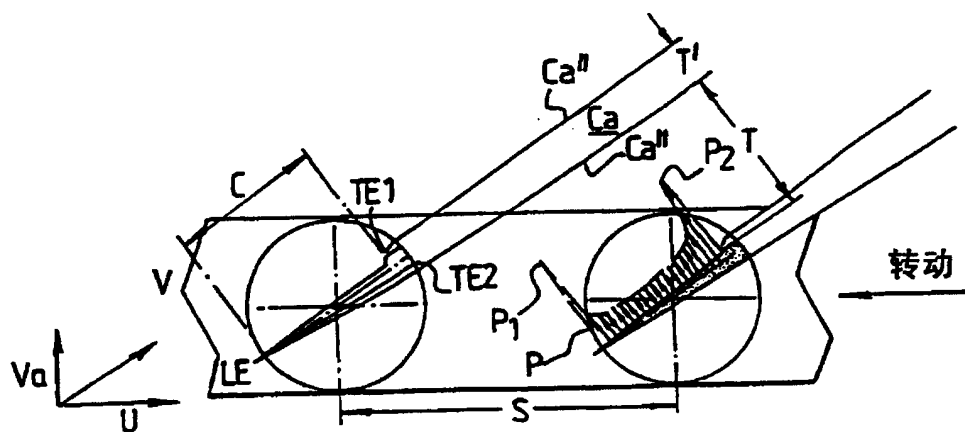


图 15

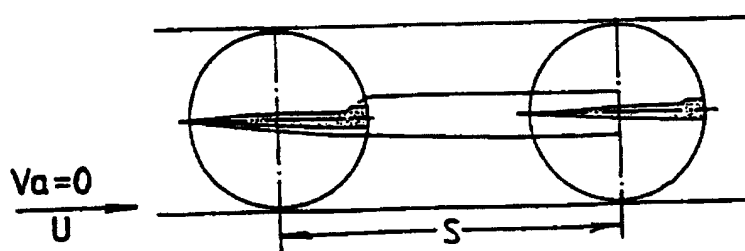


图 16

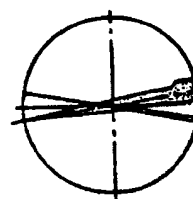


图 17

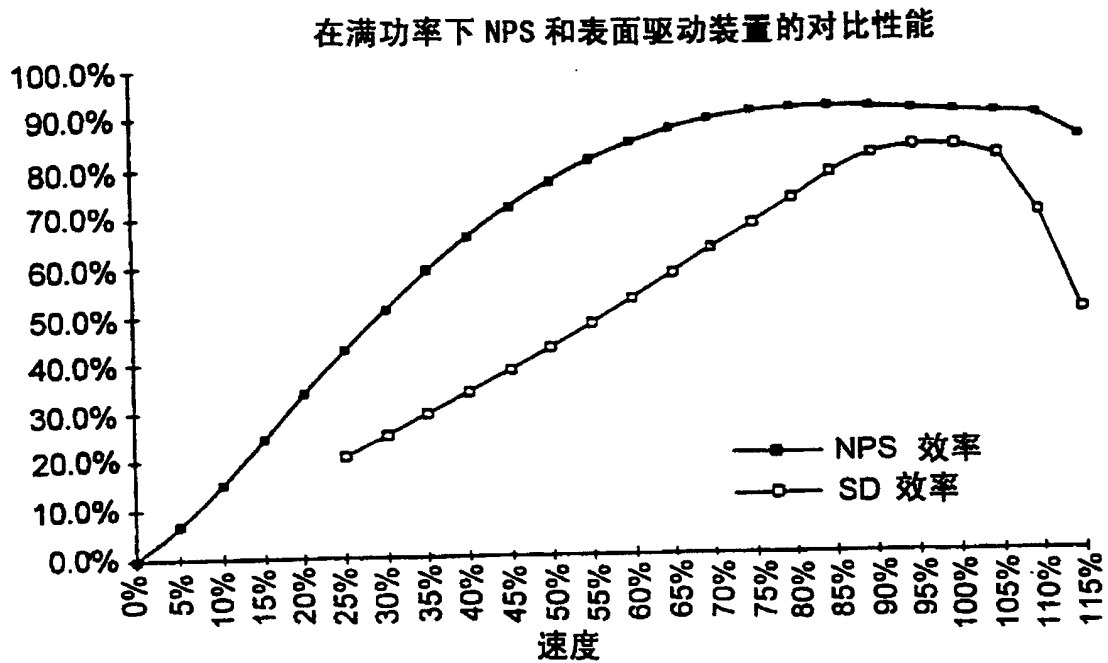


图 18

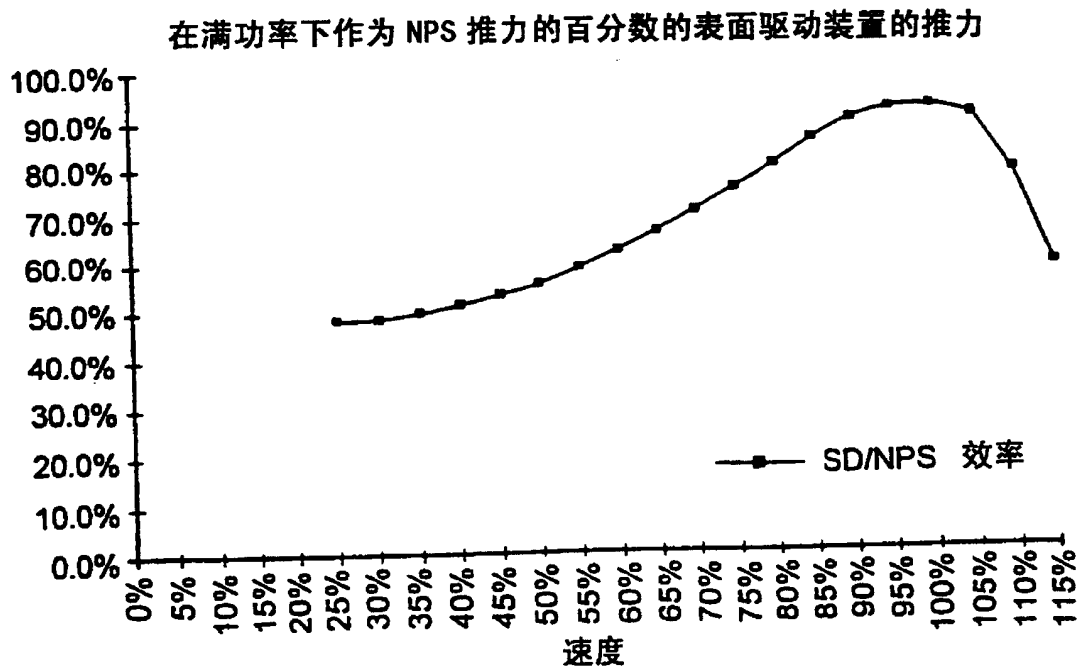


图 19

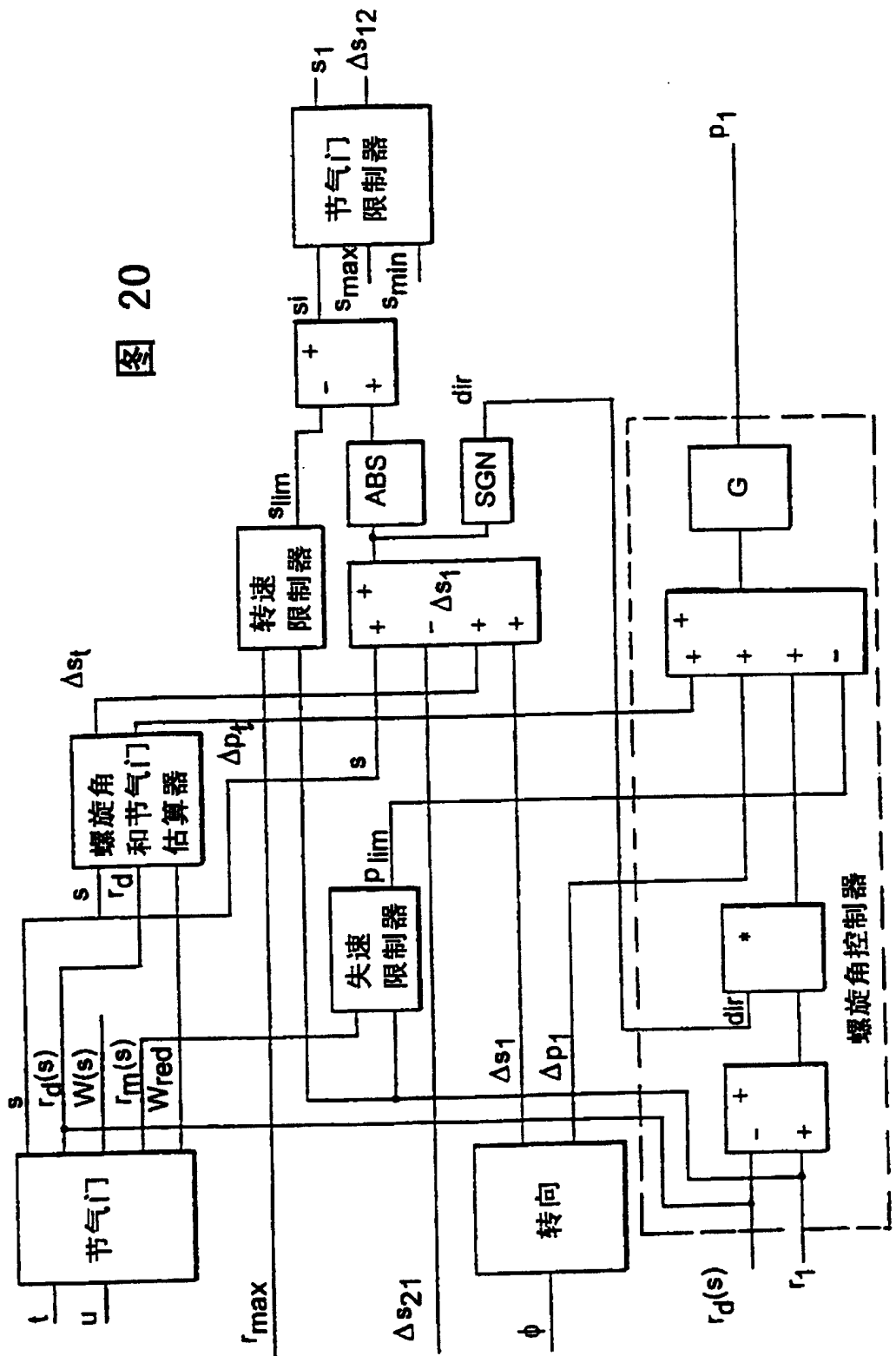


图 20

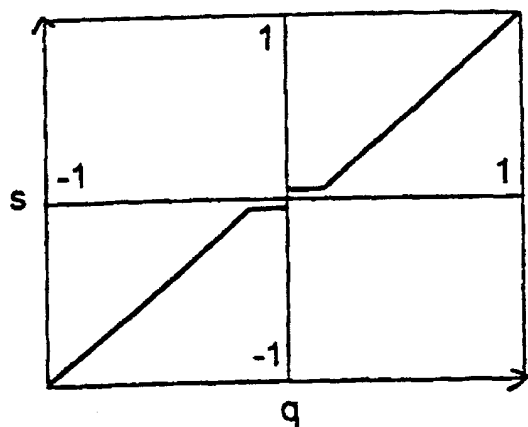


图 21

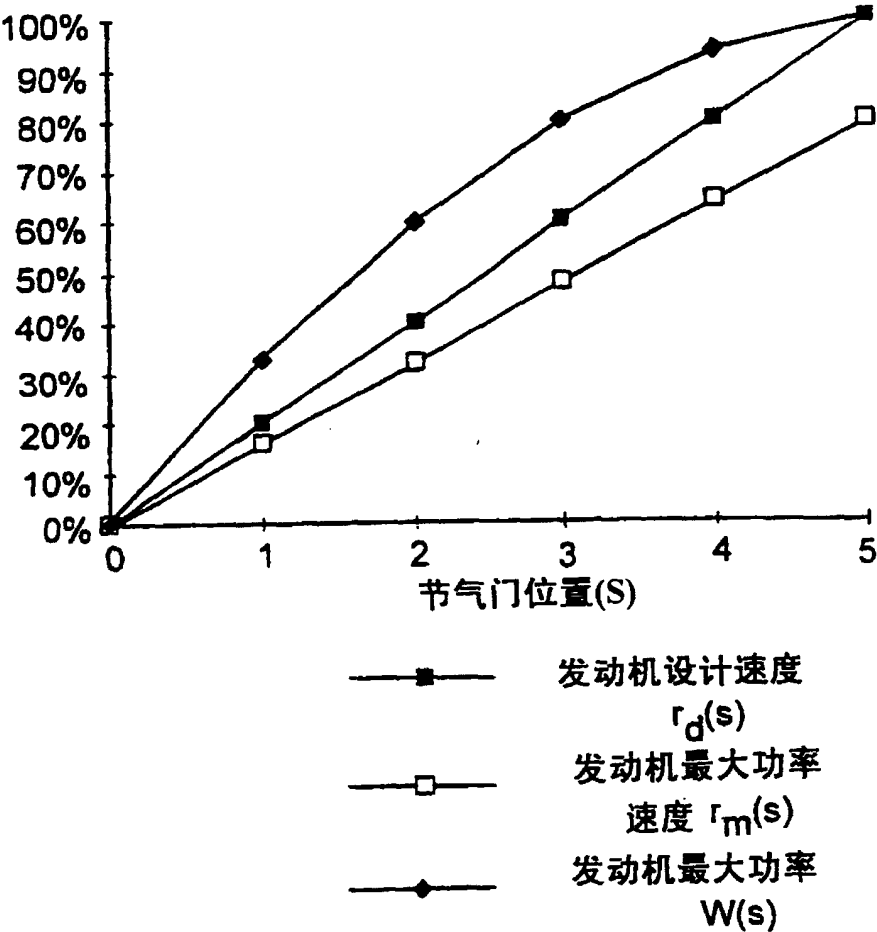


图 22

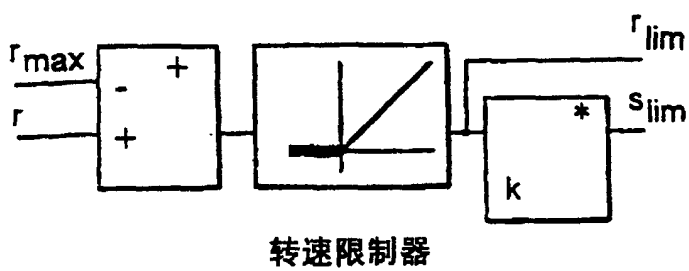


图 23

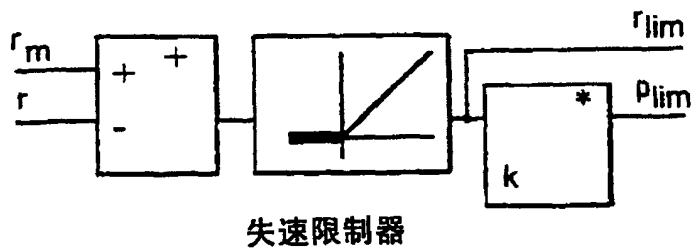


图 24

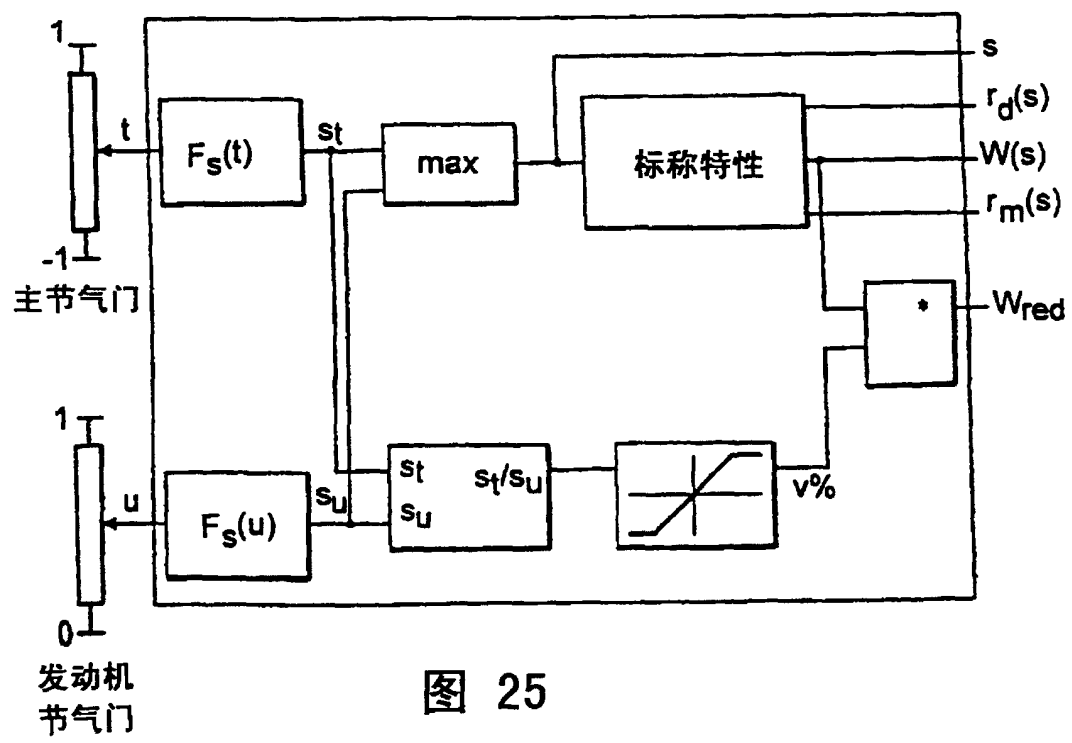


图 25

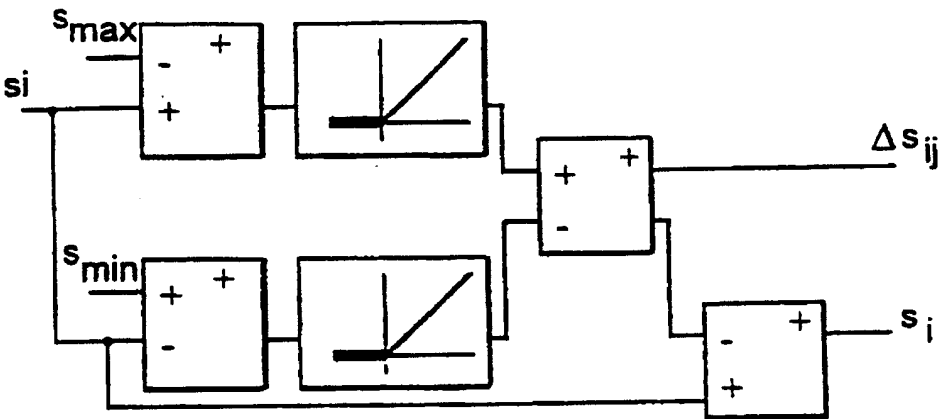


图 26

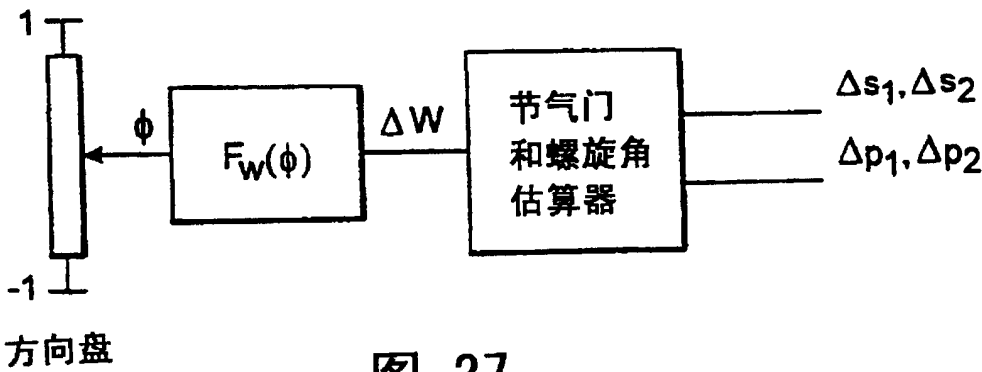


图 27