(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 102619617 A
(43)申请公布日 2012.08.01

(21)申请号 201210049458.7

(22)申请日 2012.02.29

(71)申请人 康跃科技股份有限公司
地址 262700 山东省潍坊市寿光市经济开发区洛前街01号

(72)发明人 王航 袁道军 王艳霞 宋丽华 李永泰 朱智富 刘迎鑫

(74)专利代理机构 济南舜源专利事务所有限公司 37205
代理人 李江

(51)Int.Cl.
F02B 37/22(2006.01)
F01D 25/24(2006.01)
F01D 17/10(2006.01)

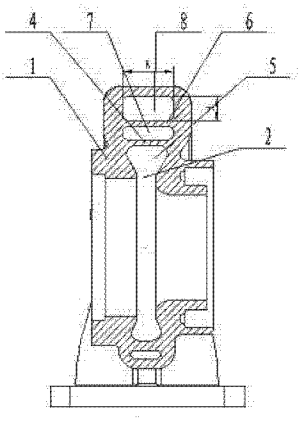
权利要求书 2 页 说明书 8 页 附图 4 页

(54)发明名称

多层可变几何蜗壳装置

(57)摘要

本发明公开了一种多层可变几何蜗壳装置，包括涡轮蜗壳，涡轮蜗壳内设有蜗壳进气流道和无叶喷嘴，涡轮蜗壳上设有与蜗壳进气流道相连通的蜗壳进气口；蜗壳进气流道内设有第一气动隔板，第一气动隔板将蜗壳进气流道间隔为蜗壳进气内流道和蜗壳进气外流道；在蜗壳进气外流道内设有第二气动隔板，第二气动隔板将蜗壳进气外流道间隔为第一分支流道和第二分支流道；蜗壳进气内流道为常开进气流道；蜗壳进气流道内靠近蜗壳进气口处设有控制第一分支流道和第二分支流道打开或关闭的进气调节阀门，进气调节阀门在打开或关闭的同时可以给流入蜗壳进气内流道气流进行导流。本发明的进气调节装置结构简单，控制方式容易实现，可靠性高。



CN 102619617 A

1. 一种多层可变几何蜗壳装置，包括涡轮蜗壳（1），所述涡轮蜗壳（1）内设有蜗壳进气流道和无叶喷嘴（2），所述涡轮蜗壳（1）上设有与蜗壳进气流道相连通的蜗壳进气口（3）；

所述蜗壳进气流道内设有第一气动隔板（4），所述第一气动隔板（4）将蜗壳进气流道间隔为蜗壳进气内流道（5）和蜗壳进气外流道；

其特征在于：

在所述蜗壳进气外流道内设有第二气动隔板（6），所述第二气动隔板（6）将蜗壳进气外流道间隔为第一分支流道（7）和第二分支流道（8）；

所述蜗壳进气内流道（5）为常开进气流道；

蜗壳进气流道内靠近蜗壳进气口（3）处设有控制第一分支流道（7）和第二分支流道（8）打开或关闭的进气调节阀门（9）。

2. 根据权利要求 1 所述的多层可变几何蜗壳装置，其特征在于：

所述进气调节阀门（9）一体连接有进气调节阀门轴（10），进气调节阀门轴（10）与涡轮蜗壳（1）转动连接。

3. 根据权利要求 2 所述的多层可变几何蜗壳装置，其特征在于：

所述进气调节阀门（9）的截面形状为扇形结构，所述进气调节阀门轴（10）设置在进气调节阀门（9）靠近蜗壳进气口（3）的一端端部。

4. 根据权利要求 3 所述的多层可变几何蜗壳装置，其特征在于：

蜗壳进气流道内具有蜗壳内壁（12），蜗壳内壁（12）上与进气调节阀门（9）相对应的位置设有可容纳进气调节阀门（9）的沉槽（14）。

5. 根据权利要求 4 所述的多层可变几何蜗壳装置，其特征在于：

所述进气调节阀门（9）与第二气动隔板（6）之间具有移动的间隙（h），该间隙（h）控制在 0.3-1.5mm 之间。

6. 根据权利要求 5 所述的多层可变几何蜗壳装置，其特征在于：

所述第一分支流道（7）的截面积与第二分支流道（8）的截面积的比值范围为 1/4 ～ 1/2。

7. 根据权利要求 6 所述的多层可变几何蜗壳装置，其特征在于：

所述蜗壳进气内流道（5）进气区域角度（α）为 120 ～ 210 度之间的任意之角度，所对应的蜗壳进气外流道的进气区域角度为 150 ～ 240 度之间的任意之角度，所述蜗壳进气内流道（5）和蜗壳进气外流道的进气区域角度之和为 360 度。

8. 根据权利要求 7 所述的多层可变几何蜗壳装置，其特征在于：

所述第一分支流道（7）的进气区域角度（β）和第二分支流道（8）的进气区域角度（γ）之比的范围为 1 :2 ～ 1 :6。

9. 根据权利要求 8 所述的多层可变几何蜗壳装置，其特征在于：

在所述第一分支流道（7）内靠近无叶喷嘴（2）的进气区域内均匀设有 1-2 个导流叶片（11）。

10. 根据权利要求 9 所述的多层可变几何蜗壳装置，其特征在于：

所述第二分支流道（8）内靠近无叶喷嘴（2）的进气区域内设有 1 个导流叶片（11）。

11. 根据权利要求 2 所述的多层可变几何蜗壳装置，其特征在于：

所述进气调节阀门 9 的截面形状为矩形结构，所述进气调节阀门轴（10）设置在第二气

动隔板(6)上靠近进气口(3)的一端的端部位置；

所述进气调节阀门轴(10)的中心位置到进气调节阀门(9)靠近第一气动隔板(4)一端的距离与进气调节阀门轴(10)的中心到进气调节阀门(9)靠近蜗壳内壁(12)的距离比值范围为 1/4 ～ 1/2。

12. 根据权利要求 11 所述的多层可变几何蜗壳装置，其特征在于：

所述进气调节阀门(9)的两端分别为斜面结构，所述蜗壳内壁(12)上和第一气动隔板(4)上分别设有与进气调节阀门(9)的两端相配合的配合面。

13. 根据权利要求 2 所述的多层可变几何蜗壳装置，其特征在于：

所述进气调节阀门 9 的截面形状为矩形结构，所述进气调节阀轴(10)设置在进气调节阀门(9)靠近第一气动隔板(4)的一端端部。

14. 根据权利要求 13 所述的多层可变几何蜗壳装置，其特征在于：

所述第一分支流道(7)进气区域角度(β)和第二分支流道的进气区域角度(γ)之比的范围为 6 :1 ～ 2 :1。

15. 根据权利要求 14 所述的多层可变几何蜗壳装置，其特征在于：

第二分支流道(8)的截面积与第一分支流道(7)的截面积之比范围为 1/4 ～ 1/2。

16. 根据权利要求 15 所述的多层可变几何蜗壳装置，其特征在于：

所述第一分支流道(7)内靠近无叶喷嘴(2)的进气区域内均匀设有 2-3 个导流叶片(11)。

17. 根据权利要求 16 所述的多层可变几何蜗壳装置，其特征在于：

所述进气调节阀门(9)上与第二气动隔板(6)的相对应的位置设有一个与第二气动隔板(6)相配合的凹槽(13)，所述凹槽(13)内设有与第二气动隔板(6)相配合的配合面。

多层可变几何蜗壳装置

技术领域

[0001] 本发明涉及一种多层可变几何蜗壳装置，具体地说是涉及一种通过不同流道单独工作和共同工作来满足发动机各工况性能要求的多层可变几何蜗壳装置，属于内燃机领域。

背景技术

[0002] 近年来，随着排放法规的日益严格，涡轮增压技术受到越来越多的重视。涡轮增压技术在基本不消耗发动机有效功的前提下，利用发动机排出的废气能量推动涡轮做功，并通过压气机对发动机进气进行增压；另外，涡轮机具有降低发动机排放噪音的作用。因此，涡轮增压技术已成为应对能源危机和满足排放标准的技术手段之一。

[0003] 传统的带废气旁通阀的涡轮增压器(WGT)，尽管一定程度上克服了低速工况的进气不足、增压不够的现象，高工况时通过打开废气旁通阀而降低增压器的转速，避免增压过度。但在大部分工况下，废气旁通阀式蜗壳并没有实现与发动机的有效匹配。

[0004] 可变截面涡轮增压器(VGT)因能有效控制发动机的排气压力，可使增压器和发动机在各个工况下实现良好的性能匹配，成为了研发的重点。现已设计研发了多种可变截面涡轮增压器结构，主要有可变喷嘴环增压器、可变喉口增压器、舌形挡板增压器等。但在实际应用中存在的问题是，发动机的进排气负压差很高，泵气损失过高，导致发动机低速工况油耗量偏高。

[0005] 目前，双流道涡轮增压器(DLP)结构得到了很大发展，专利CN101694166A和CN101949326A分别公开了一种双层流道变截面涡轮机控制装置，该结构包括涡轮壳，涡轮壳内设有内外两个进气流道，发动机中高工况下，该装置通过阀门控制机构调节阀门的开度来调节进入蜗壳进气外流道的进气量，实现了变截面的功能。但该结构在发动机中高速工况下，在蜗壳外流道进气流道内存在气流混流现象，并且在蜗壳内流道进气区域角度最大处气流存中向蜗壳外流道的回流现象，由此影响了发动机中高工况下的性能。

[0006] 因此，希望设计一种可靠性高的多层可变几何蜗壳装置(MLP)，主要改善发动机中速工况下的性能，并能提高发动机低速工况的进气量和效率，提升发动机高工况下的增压比，满足发动机各个工况下的性能要求。

发明内容

[0007] 本发明要解决的问题是针对带废气旁通阀的涡轮增压器、可变截面涡轮增压器和现公开的双流道涡轮增压器结构的上述不足，提供一种主要改善发动机中速工况下的性能，并能提高发动机低速工况的进气量和效率，提升发动机高工况下的增压比，有效满足发动机全工况范围内的增压要求的多层可变几何蜗壳装置。

[0008] 为了解决上述问题，本发明采用以下技术方案：

一种多层可变几何蜗壳装置，包括涡轮蜗壳，所述涡轮蜗壳内设有蜗壳进气流道和无叶喷嘴，所述涡轮蜗壳上设有与蜗壳进气流道相连通的蜗壳进气口；

所述蜗壳进气流道内设有第一气动隔板，所述第一气动隔板将蜗壳进气流道间隔为蜗壳进气内流道和蜗壳进气外流道；

在所述蜗壳进气外流道内设有第二气动隔板，所述第二气动隔板将蜗壳进气外流道间隔为第一分支流道和第二分支流道；

所述蜗壳进气内流道为常开进气流道；

蜗壳进气流道内靠近蜗壳进气口处设有控制第一分支流道和第二分支流道打开或关闭的进气调节阀门。

[0009] 所述进气调节阀门在打开或关闭的同时可以给流入蜗壳进气内流道气流进行导流。

[0010] 以下是本发明对上述方案的进一步改进：

所述进气调节阀门一体连接有进气调节阀门轴，进气调节阀门轴与涡轮蜗壳转动连接。

[0011] 进一步改进：所述进气调节阀门的截面形状为扇形结构，所述进气调节阀门轴设置在进气调节阀门靠近蜗壳进气口一端端部。

[0012] 进一步改进：蜗壳进气流道内具有蜗壳内壁，蜗壳内壁上与进气调节阀门相对应的位置设有可容纳进气调节阀门的沉槽，所述进气调节阀门上设有与第一气动隔板相配合的配合面。

[0013] 进一步改进：所述进气调节阀门与第二气动隔板之间具有移动的间隙，该间隙控制在 0.3-1.5mm 之间。

[0014] 进一步改进：所述第一分支流道的截面积与第二分支流道的截面积的比值范围为 1/4 ～ 1/2。

[0015] 进一步改进：所述蜗壳进气内流道进气区域角度为 120 ～ 210 度之间的任意之角度，所对应的蜗壳进气外流道的进气区域角度为 150 ～ 240 度之间的任意之角度，所述蜗壳进气内流道和蜗壳进气外流道的进气区域角度之和为 360 度。

[0016] 进一步改进：所述第一分支流道的进气区域角度和第二分支流道的进气区域角度之比的范围为 1 :2 ～ 1 :6。

[0017] 进一步改进：在所述第一分支流道内靠近无叶喷嘴的进气区域内均匀设有 1-2 个导流叶片。

[0018] 进一步改进：所述第二分支流道内靠近无叶喷嘴的进气区域内设有 1 个导流叶片。

[0019] 另一种改进：所述进气调节阀门的截面形状为矩形结构，所述进气调节阀门轴设置在第二气动隔板上靠近进气口的一端的端部位置；

所述进气调节阀门轴的中心到进气调节阀门靠近第一气动隔板一端的距离与进气调节阀门轴的中心到进气调节阀门靠近蜗壳内壁的距离比值范围为 1/4 ～ 1/2。

[0020] 进一步改进：所述进气调节阀门的两端分别为斜面结构，所述蜗壳内壁上和第一气动隔板上分别设有与进气调节阀门的两端相配合的配合面。

[0021] 另一种改进：

所述进气调节阀门的截面形状为矩形结构，所述进气调节阀轴设置在进气调节阀门靠近第一气动隔板的一端端部。

[0022] 进一步改进：所述进气调节阀门远离进气调节阀门轴的一端为斜面结构，所述蜗壳内壁上和第二气动隔板上分别设有与进气调节阀门相配合的配合面。

[0023] 进一步改进：所述第一分支流道进气区域角度和第二分支流道的进气区域角度之比的范围为 6 :1 ～ 2 :1。

[0024] 进一步改进：第二分支流道的截面积与第一分支流道的截面积之比范围为 1/4 ～ 1/2。

[0025] 进一步改进：所述第一分支流道内靠近无叶喷嘴的进气区域内均匀设有 2-3 个导流叶片。

[0026] 进一步改进：所述进气调节阀门上与第二气动隔板的相对应的位置设有一个与第二气动隔板相配合的凹槽，所述凹槽内设有与第二气动隔板相配合的配合面。

[0027] 当发动机处于中速工况范围时，进气调节阀门上所设计的凹槽可以有效密封进入第二分支流道的气流进入第一分支流道中。

[0028] 本发明采用上述三种设计方案的工作原理相同，但由于进气调节阀门结构及进气调节阀门轴位置的不同，第一分支流道和第二分支流道的流道截面积及进气区域角度值的不同，由此三种设计方案的工作过程不相同。在发动机低速工况范围时，三种设计结构的工作过程都是相同的。此时，进气调节阀门轴在进气调节控制机构的带动下，带动与之一体连接的进气调节阀门转动，从而将第一分支流道和第二分支流道关闭，由发动机排出的废气仅流经蜗壳进气内流道从而带动涡轮做功，由于蜗壳进气内流道截面积比较小，可以有效提高涡轮的进气流速，提升低速工况的增压压力，减少增压迟滞的影响。

[0029] 发动机处于中速工况范围时，进气调节阀门截面结构为扇形的方案的工作过程为，进气调节阀门轴在进气调节控制机构的带动下，带动与之一体连接的进气调节阀门转动，从而将第一分支流道打开，第二分支流道关闭。此时，经发动机排出的废气流经蜗壳进气内流道和第一分支流道从而带动涡轮做功。由于在第一分支流道的无叶喷嘴处设有一个或两个固定的导流叶片，且第一分支流道的截面积小于第二分支流道的截面积，因此蜗壳进气流道截面积变大，但并非最大进气流截面积，此结构及截面积大小设计可有效满足发动机中等转速下进入涡轮的进气量，提高发动机排出废气能量利用率，满足发动机中等转速的增压要求，有效改善发动机中等转速下的工作性能。

[0030] 发动机处于中速工况范围时，进气调节阀门截面结构为矩形，且阀门轴位于中置的方案及进气调节阀门与第二气动隔板的接触面上设计凹槽的工作过程为，进气调节阀门轴在进气调节控制机构的带动下，带动与之一体连接的进气调节阀门转动，从而将第一分支流道和第二分支流道同时打开处于一个比较小的开度。此时，经发动机排出的废气流经蜗壳进气内流道、第一分支流道及第二分支流道，从而带动涡轮做功。由于在第一分支流道的无叶喷嘴处设有一个或两个固定的导流叶片，且第一分支流道和第二分支流道并不是处于完全打开的状态，因此蜗壳进气流道截面积变大，但并非最大进气流截面积，此结构及截面积大小设计可有效满足发动机中等转速下进入涡轮的进气量，提高发动机排出废气能量利用率，满足发动机中等转速的增压要求，有效改善发动机中等转速下的工作性能。

[0031] 发动机处于中速工况范围时，进气调节阀门截面结构为矩形，且阀门轴位于第一气动隔板的方案的工作过程为，进气调节阀门轴在进气调节控制机构的带动下，带动与之一体连接的进气调节阀门转动，从而将第二分支流道打开。此时，经发动机排出的废气流经

蜗壳进气内流道、第二分支流道，从而带动涡轮做功。由于在第一分支流道的无叶喷嘴处设有两个或三个固定的导流叶片，且第二分支流道截面积小于第一分支流道的截面积，因此蜗壳进气流道截面积变大，但并非最大进气流截面积，此结构及截面积大小设计可有效满足发动机中等转速下进入涡轮的进气量，提高发动机排出废气能量利用率，满足发动机中等转速的增压要求，有效改善发动机中等转速下的工作性能。

[0032] 发动机处于高速工况范围时，三种设计方案的进气调节阀门轴在进气调节控制机构的带动下，带动与之一体连接的进气调节阀门转动，从而将第一分支流道、第二分支流道打开。此时第一分支流道、第二分支流道及蜗壳进气内流道同时处于工作状态，由于蜗壳进气流道工作截面积增大，又由于在第一分支流道的无叶喷嘴处设有导流叶片，可有效引导进气流以合适的气流角进入涡轮叶轮，提高了涡轮进气效率，从而提高了高速工况的增压比。

[0033] 综上所述，本发明可有效改善发动机中等转速工况下的性能，并能提高发动机低速工况的进气效率，减少涡轮迟滞现象，而且还可以提升发动机高工况下的增压比。本发明中的蜗壳结构继承性好，容易快速实现工程化。设计的进气调节装置结构简单，控制方式容易实现，可靠性高。

[0034] 下面结合附图和对本发明做进一步说明。

附图说明

[0035] 附图 1 是本发明实施例 1 中蜗壳进气内流道进气区域角度为 150 度时的 0-180 度流道截面的结构示意图；

附图 2 是本发明实施例 1 中发动机低速工况时的结构示意图；

附图 3 是本发明实施例 1 中发动机中速工况时的结构示意图；

附图 4 是本发明实施例 1 中发动机高速工况时的结构示意图；

附图 5 是本发明实施例 2 中发动机低速工况时的结构示意图；

附图 6 是本发明实施例 2 中发动机中速工况时的结构示意图；

附图 7 是本发明实施例 2 中发动机高速工况时的结构示意图；

附图 8 是本发明实施例 3 中蜗壳进气内流道进气区域角度为 150 度时的 0-180 度流道截面的结构示意图；

附图 9 是本发明实施例 3 中发动机低速工况时的结构示意图；

附图 10 是本发明实施例 3 中发动机中速工况时的结构示意图；

附图 11 是本发明实施例 3 中发动机高速工况时的结构示意图；

附图 12 是本发明实施例 4 中发动机低速工况时的结构示意图；

附图 13 是本发明实施例 4 中发动机中速工况时的结构示意图；

附图 14 是本发明实施例 4 中发动机高速工况时的结构示意图。

[0036] 图中：1- 涡轮蜗壳；2- 无叶喷嘴；3- 蜗壳进气口；4- 第一气动隔板；5- 蜗壳进气内流道；6- 第二气动隔板；7- 第一分支流道；8- 第二分支流道；9- 进气调节阀门；10- 进气调节阀门轴；11- 导流叶片；12- 蜗壳内壁；13- 凹槽；14- 沉槽。

具体实施方式

[0037] 实施例 1，如图 1、图 2 所示，一种多层可变几何蜗壳装置，包括涡轮蜗壳 1，所述涡轮蜗壳 1 内设有蜗壳进气流道和无叶喷嘴 2，所述涡轮蜗壳 1 上设有与蜗壳进气流道相连通的蜗壳进气口 3；

所述蜗壳进气流道内设有第一气动隔板 4，所述第一气动隔板 4 将蜗壳进气流道间隔为蜗壳进气内流道 5 和蜗壳进气外流道；

在所述蜗壳进气外流道内设有第二气动隔板 6，所述第二气动隔板 6 将蜗壳进气外流道间隔为第一分支流道 7 和第二分支流道 8；

所述蜗壳进气内流道 5 为常开进气流道；

蜗壳进气流道内靠近蜗壳进气口 3 处设有控制第一分支流道 7 和第二分支流道 8 打开或关闭的进气调节阀门 9。

[0038] 所述蜗壳进气内流道 5、第一分支流道 7 和第二分支流道 8 均实现部分周向进气。

[0039] 所述第一气动隔板 4 和第二气动隔板 6 与涡轮蜗壳 1 铸造一体连接。

[0040] 所述进气调节阀门 9 一体连接有进气调节阀门轴 10，进气调节阀门轴 10 与涡轮蜗壳 1 转动连接，所述进气调节阀门轴 10 在进气调节控制机构的带动下转动，带动一体连接的进气调节阀门 9 转动，从而使第一分支流道 7 和第二分支流道 8 处于打开或关闭状态。

[0041] 所述进气调节阀门 9 的截面形状为扇形结构，所述进气调节阀门轴 10 设置在进气调节阀门 9 靠近蜗壳进气口 3 一端端部。

[0042] 蜗壳进气流道内具有蜗壳内壁 12，蜗壳内壁 12 上与进气调节阀门 9 相对应的位置设有可容纳进气调节阀门 9 的沉槽 14，所述进气调节阀门 9 上设有与第一气动隔板 4 相配合的配合面。

[0043] 所述进气调节阀门 9 与第二气动隔板 6 之间具有移动的间隙 h，该间隙 h 控制在 0.3-1.5mm。

[0044] 第一分支流道 7 和第二分支流道 8 的进气口设计原则为：在保证所需的流通面积时，应尽可能的保持较宽的进气宽度 W，以确保进气口的高度值 H 在受控区间内。

[0045] 所述第一分支流道 7 的截面积与第二分支流道 8 的截面积的比值范围为 1/4 ～ 1/2。

[0046] 所述蜗壳进气内流道 5 进气区域角度 α 为 120 ～ 210 度之间的任意之角度，所对应的蜗壳进气外流道的进气区域角度为 150 ～ 240 度之间的任意之角度，所述蜗壳进气内流道 5 和蜗壳进气外流道的进气区域角度之和为 360 度。

[0047] 所对应所述第一分支流道 7 的进气区域角度 β 和第二分支流道 8 的进气区域角度 γ 之比的范围为 1 :2 ～ 1 :6，还可以根据情况进行任意调整。

[0048] 为改善发动机低速工况性能，所述蜗壳进气内流道 5 内靠近喷嘴处设置无叶喷嘴 2，在蜗壳进气内流道 5 内靠近无叶喷嘴 2 的进气区域内均匀设有 1-2 个导流叶片 11。

[0049] 为改善发动机中速工况下的性能，在所述第一分支流道 7 内靠近无叶喷嘴 2 的进气区域内设置 1-2 个安装角度不等导流叶片 11。以诱导进入第一分支流道 7 的进气流以合理的进气角度进入涡轮。

[0050] 所述第二分支流道 8 内靠近无叶喷嘴 2 的进气区域内设置 1 个导流叶片 11。

[0051] 如图 2 所示，发动机处于低速工况范围时，进气调节阀门轴 10 在进气调节控制机构的带动下，带动与之一体连接的进气调节阀门 9 转动，从而将第一分支流道 7 和第二分支

流道 8 关闭，此时由发动机排出的废气仅流经蜗壳进气内流道 5 从而带动涡轮做功，由于蜗壳进气内流道截面积比较小，可以有效提高涡轮的进气流速，提升低速工况的增压压力，减少增压迟滞的影响。

[0052] 如图 3 所示，发动机处于中速工况范围时，进气调节阀门轴 10 在进气调节控制机构的带动下，带动与之一体连接的进气调节阀门 9 转动，从而将第一分支流道 7 打开，第二分支流道 8 仍处于关闭状态。此时，经发动机排出的废气流经蜗壳进气内流道 5 和第一分支流道 7 从而带动涡轮做功。由于在第一分支流道 7 的无叶喷嘴 2 处设有固定的导流叶片 11，且第一分支流道 7 的截面积小于第二分支流道 8 的截面积，因此蜗壳进气流道截面积变大，但并非最大进气流截面积，此结构及截面积大小设计可有效满足发动机中等转速下进入涡轮的进气量，提高发动机排出废气能量利用率，满足发动机中等转速的增压要求，有效改善发动机中等转速下的工作性能。

[0053] 如图 4 所示，发动机处于高速工况范围时，进气调节阀门轴 10 在进气调节控制机构的带动下，带动与之一体连接的进气调节阀门 9 转动至沉槽 14 内，从而将第一分支流道 7、第二分支流道 8 打开。此时，第一分支流道 7、第二分支流道 8 及蜗壳进气内流道 5 同时处于工作状态，由于蜗壳进气流道工作截面积增大，又由于在第一分支流道 7 的无叶喷嘴 2 处设有导流叶片 11，可有效引导进气流以合适的气流角进入涡轮叶轮，提高了涡轮进气效率，从而提高了高速工况的增压比。

[0054] 实施例 2，如图 5 所示，实施例 1 中，所述进气调节阀门 9 的截面形状还可以为矩形结构，所述进气调节阀门轴 10 设置在第二气动隔板 6 上靠近进气口 3 的一端的端部位置。

[0055] 所述进气调节阀门轴 10 的中心位置到进气调节阀门 9 靠近第一气动隔板 4 一端的距离与进气调节阀门轴 10 的中心到进气调节阀门 9 靠近蜗壳内壁 12 的距离比值范围为 1/4 ～ 1/2。

[0056] 为保证进气调节阀门 9 与蜗壳内壁 12 和第一气动隔板 4 实现良好密封配合，所述进气调节阀门 9 的两端分别为斜面结构，所述蜗壳内壁 12 上和第一气动隔板 4 上分别设有与进气调节阀门 9 的两端相配合的配合面。

[0057] 如图 5 所示，发动机处于低速工况范围时，进气调节阀门轴 10 在进气调节控制机构的带动下，带动与之一体连接的进气调节阀门 9 转动，从而将第一分支流道 7 和第二分支流道 8 关闭，此时蜗壳进气内流道 5 处于打开状态，由发动机排出的废气仅流经蜗壳进气内流道 5 从而带动涡轮做功，由于蜗壳进气内流道截面积比较小，可以有效提高涡轮的进气流速，提升低速工况的增压压力，减少增压迟滞的影响。

[0058] 如图 6 所示，发动机处于中速工况范围时，进气调节阀门轴 10 在进气调节控制机构的带动下，带动与之一体连接的进气调节阀门 9 转动，从而将第一分支流道 7 和第二分支流道 8 同时打开处于一个比较小的开度。此时，经发动机排出的废气流经蜗壳进气内流道 5、第一分支流道 7 及第二分支流道 8，从而带动涡轮做功。由于在第一分支流道 7 的无叶喷嘴 2 处设有一个或两个固定的导流叶片 11，且第一分支流道 7 和第二分支流道 8 并不是处于完全打开的状态，因此蜗壳进气流道截面积变大，但并非最大进气流截面积，此结构及截面积大小设计可有效满足发动机中等转速下进入涡轮的进气量，提高发动机排出废气能量利用率，满足发动机中等转速的增压要求，有效改善发动机中等转速下的工作性能。

[0059] 如图 7 所示，发动机处于高速工况范围时，进气调节阀门轴 10 在进气调节控制机

构的带动下，带动与之一体连接的进气调节阀门 9 转动，从而将第一分支流道 7、第二分支流道 8 打开。此时，第一分支流道 7、第二分支流道 8 及蜗壳进气内流道 5 同时处于工作状态，由于蜗壳进气流道工作截面积增大，又由于在第一分支流道 7 的无叶喷嘴 2 处设有导流叶片 11，可有效引导进气流以合适的气流角进入涡轮叶轮，提高了涡轮进气效率，从而提高了高速工况的增压比。

[0060] 实施例 3，如图 8、图 9 所示，上述实施例 2 中，所述进气调节阀轴 10 还可以设置在进气调节阀门 9 靠近第一气动隔板 4 的一端端部。

[0061] 所述进气调节阀门 9 远离进气调节阀门轴 10 的一端为斜面结构，所述蜗壳内壁 12 上和第二气动隔板 6 上分别设有与进气调节阀门 9 相配合的配合面。

[0062] 根据进气调节阀门轴的位置，所述第一分支流道 7 进气区域角度 β 和第二分支流道 8 的进气区域角度 γ 之比的范围为 6 :1 ～ 2 :1，还可以根据情况进行任意调整。

[0063] 第二分支流道 8 的截面积与第一分支流道 7 的截面积之比范围为 1/4 ～ 1/2。

[0064] 所述第一分支流道 7 内靠近无叶喷嘴 2 的进气区域内均匀设置 2-3 个安装角度不同的导流叶片 11。

[0065] 如图 9 所示，发动机处于低速工况范围时，进气调节阀门轴 10 在进气调节控制机构的带动下，带动与之一体连接的进气调节阀门 9 转动，从而将第一分支流道 7 和第二分支流道 8 关闭，此时蜗壳进气内流道 5 处于打开状态，由发动机排出的废气仅流经蜗壳进气内流道 5 从而带动涡轮做功，由于蜗壳进气内流道截面积比较小，可以有效提高涡轮的进气流速，提升低速工况的增压压力，减少增压迟滞的影响。

[0066] 如图 10 所示，发动机处于中速工况范围时，进气调节阀门轴 10 在进气调节控制机构的带动下，带动与之一体连接的进气调节阀门 9 转动，从而将第二分支流道 8 打开。此时，经发动机排出的废气流经蜗壳进气内流道 5 和第二分支流道 8，从而带动涡轮做功。由于在第一分支流道 7 的无叶喷嘴 2 处设有两个或三个固定的导流叶片 11，且第二分支流道 8 处于完全打开状态，因此蜗壳进气流道截面积变大，但并非最大进气流截面积，此结构及截面积大小设计可有效满足发动机中等转速下进入涡轮的进气量，提高发动机排出废气能量利用率，满足发动机中等转速的增压要求，有效改善发动机中等转速下的工作性能。

[0067] 如图 11 所示，发动机处于高速工况范围时，进气调节阀门轴 10 在进气调节控制机构的带动下，带动与之一体连接的进气调节阀门 9 转动，从而将第一分支流道 7、第二分支流道 8 打开。此时，第一分支流道 7、第二分支流道 8 及蜗壳进气内流道 5 同时处于工作状态，由于蜗壳进气流道工作截面积增大，又由于在第一分支流道的无叶喷嘴处设有导流叶片，可有效引导进气流以合适的气流角进入涡轮叶轮，提高了涡轮进气效率，从而提高了高速工况的增压比。

[0068] 实施例 4，如图 12 所示，上述实施例 3 中，可以在所述进气调节阀门 9 上与第二气动隔板 6 的相对应的位置设有一个与第二气动隔板 6 相配合的凹槽 13，所述凹槽 13 内设有与第二气动隔板 6 相配合的配合面。

[0069] 如图 12、13 及 14 所示，本实施例 4 的工作过程与实施例 3 的工作过程相同，不同之处是在发动机中速工况下，实施例 4 所设计的进气调节阀门与第二气动隔板的接触面上设计了凹槽，由此可以有效密封进入第二分支流道的气流进入第一分支流道中。

[0070] 本专利结构设计并不局限于在涡轮蜗壳设计第一气动隔板和第二气动隔板，将涡

轮蜗壳分为三个进气流道。还可以在蜗壳进气内流道内设计不止一个气动隔板，将蜗壳进气内流道分为若干蜗壳进气内流道，在蜗壳进气外流道内设计不止一个气动隔板，将蜗壳进气外流道分为若干蜗壳进气外流道。所述若干蜗壳进气内流道的进气角度区域之和为α，所述若干蜗壳进气外流道的进气角度区域之和为 360-α。并且所述若干蜗壳进气内流道为常开进气流道，在所述若干蜗壳进气外流道靠近蜗壳进气口处设有进气调节阀门，所述进气调节阀门的开启控制若干蜗壳进气外流道的打开和闭合，从而实现若干蜗壳进气外流道的工作和不工作状态。该结构改进的工作原理与上述实施例中的工作原理相同。

[0071] 上述方案结构设计适应于定压增压发动机，通过将上述方案所设计两个相同结构连接后的结构适应于脉冲增压发动机。

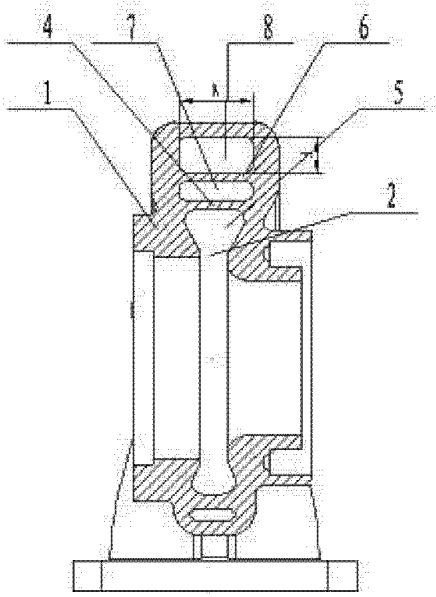


图 1

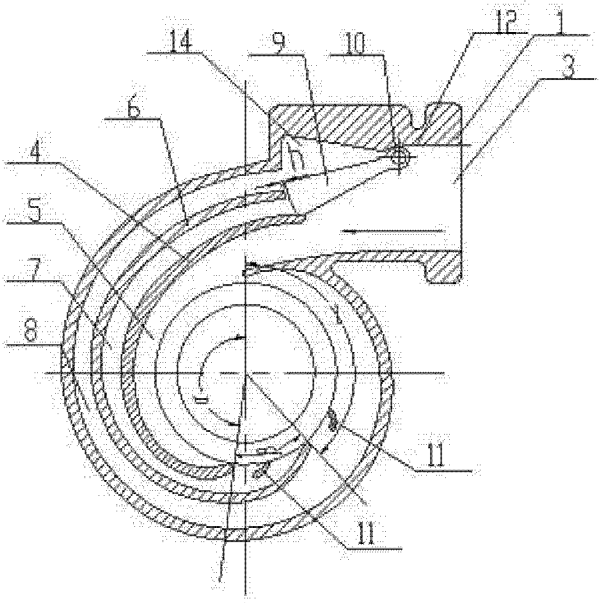


图 2

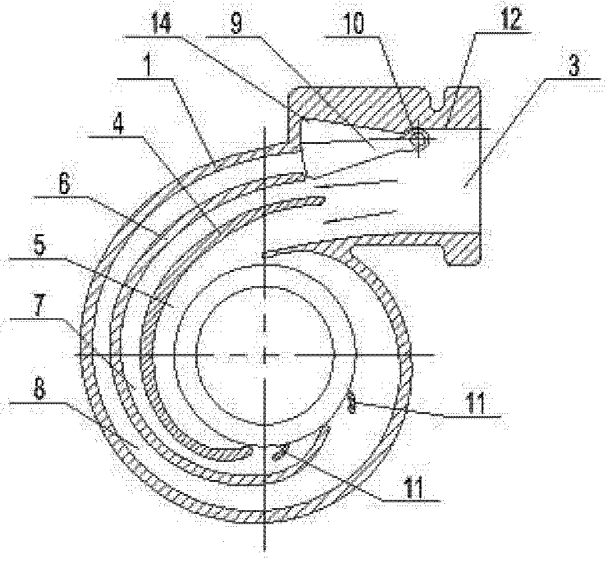


图 3

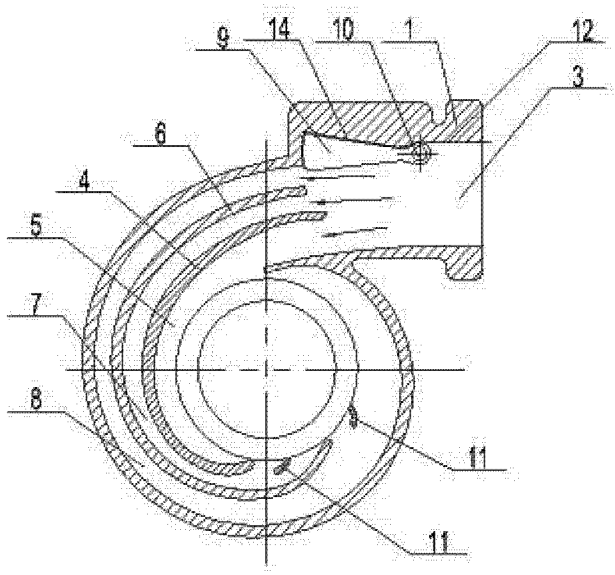

9
14
10
1
12
3
6
4
5
7
8
11
11

图 4

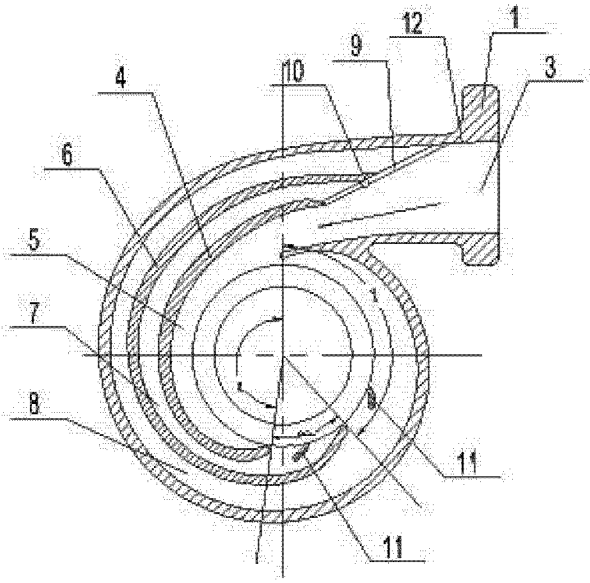

12
1
9
3
4
10
6
5
7
8
11
11

图 5

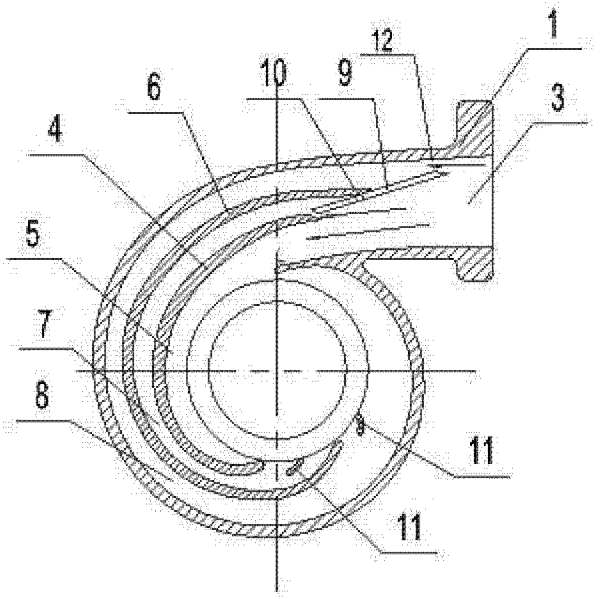

1
12
10
9
3
6
4
5
7
8
11
11

图 6

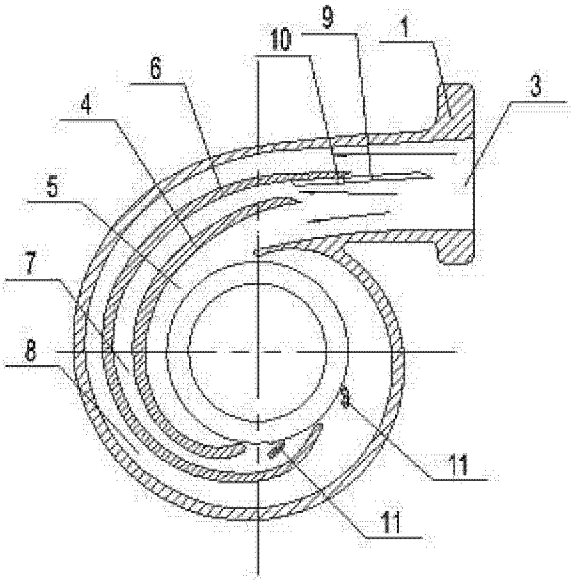

9
10
1
6
3
4
5
7
8
11
11

图 7

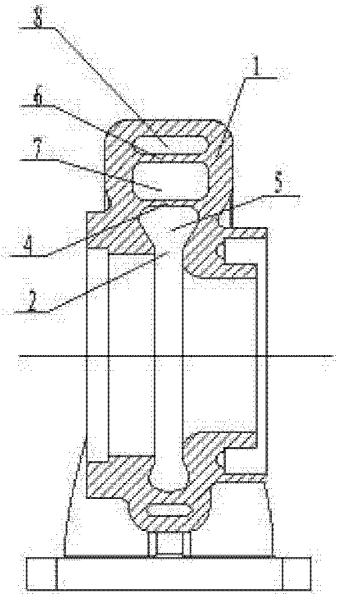


图 8

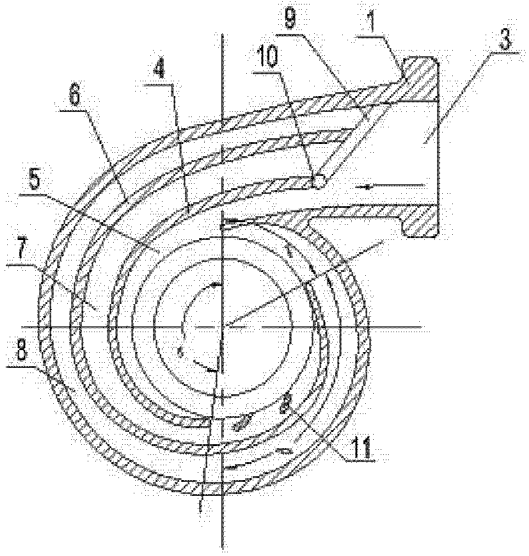


图 9

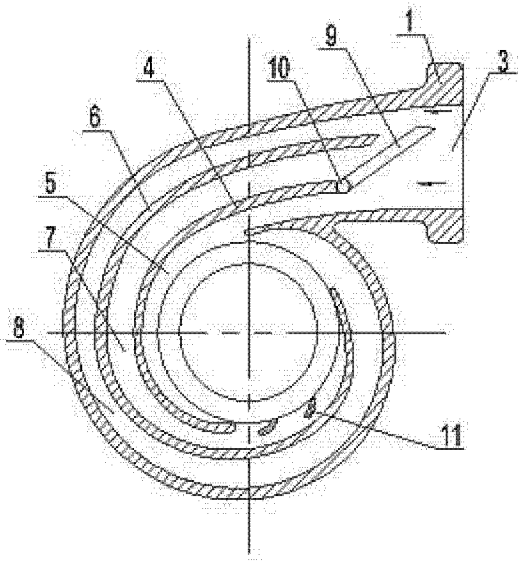


图 10

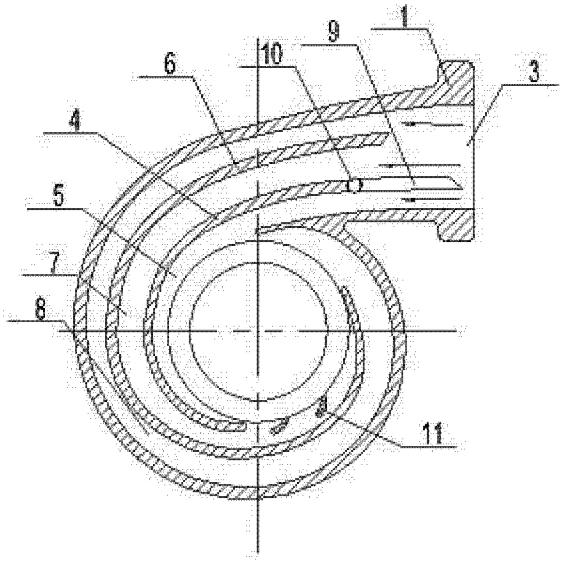


图 11

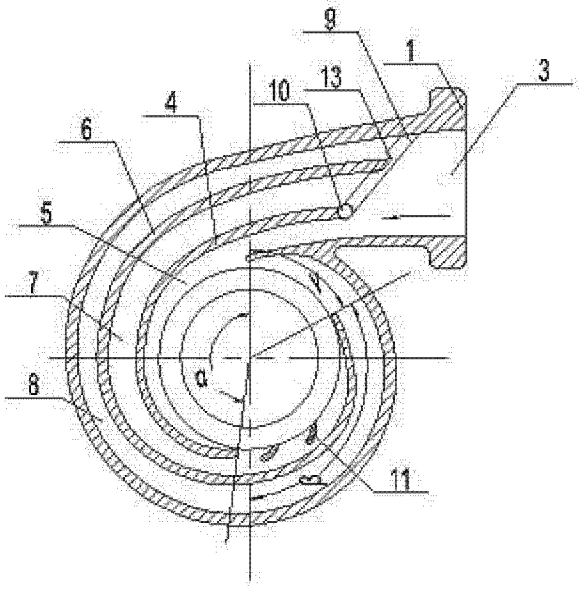


图 12

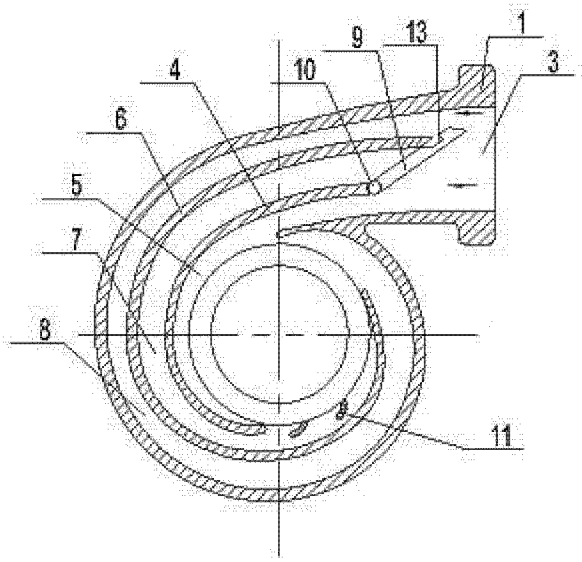


图 13

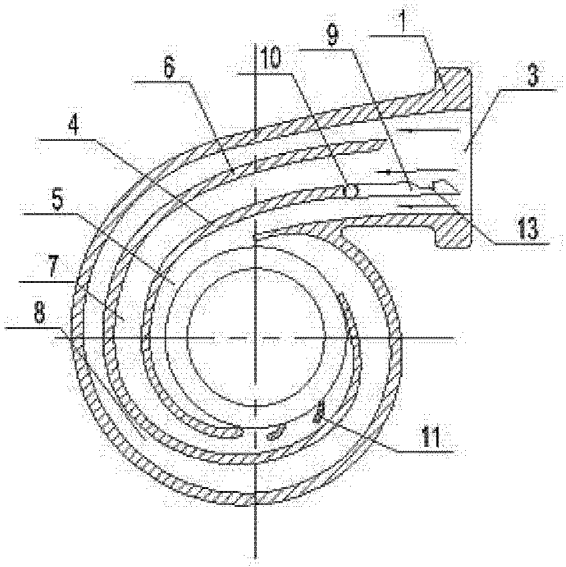


图 14