



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 110043324 A

(43)申请公布日 2019.07.23

(21)申请号 201910225454.1

(22)申请日 2019.03.25

(71)申请人 华电电力科学研究院有限公司

地址 310030 浙江省杭州市西湖区西湖科技园西园一路10号

(72)发明人 林达 厉剑梁 周宇昊 张钟平
牟敏 范炜

(74)专利代理机构 杭州天欣专利事务所(普通
合伙) 33209

代理人 冯新伟

(51)Int.Cl.

F01D 5/02(2006.01)

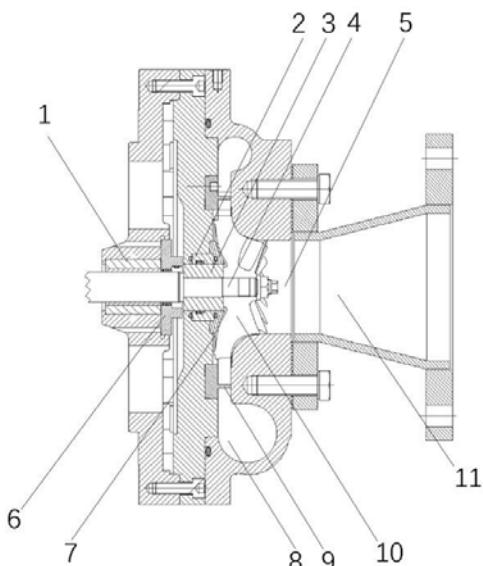
权利要求书2页 说明书4页 附图2页

(54)发明名称

一种用于单级径向透平膨胀机的轴向力平衡装置及设计方法

(57)摘要

本发明涉及一种用于单级径向透平膨胀机的轴向力平衡装置及设计方法。本发明包括推力轴承、背腔梳齿密封环、轴承套环、主轴、推力轴、推力轴梳齿密封环和叶轮，所述推力轴承、推力轴、推力轴梳齿密封环、轴承套环和叶轮均安装在主轴上，所述背腔梳齿密封环安装在轴承套环上。所述推力轴承的一端与推力轴梳齿密封环的一端接触，所述推力轴梳齿密封环的另一端与轴承套环的一端接触，所述轴承套环的另一端与叶轮接触，所述叶轮安装在主轴的端部。(1)能够有效降低径向透平叶轮产生轴向力；(2)轴承套环结构简单，加工容易；(3)能够在对已有设备改动较小的条件，改进轴向力问题；(4)有助于设备简单化小型化。



1. 一种用于单级径向透平膨胀机的轴向力平衡装置,其特征在于:包括推力轴承(1)、背腔梳齿密封环(2)、轴承套环(3)、主轴(4)、推力轴承梳齿密封环(6)和叶轮(10),所述推力轴承(1)、推力轴承梳齿密封环(6)、轴承套环(3)和叶轮(10)均安装在主轴(4)上,所述背腔梳齿密封环(2)安装在轴承套环(3)上。

2. 根据权利要求1所述的用于单级径向透平膨胀机的轴向力平衡装置,其特征在于:所述推力轴承(1)的一端与推力轴承梳齿密封环(6)的一端接触,所述推力轴承梳齿密封环(6)的另一端与轴承套环(3)的一端接触,所述轴承套环(3)的另一端与叶轮(10)接触,所述叶轮(10)安装在主轴(4)的端部。

3. 根据权利要求1所述的用于单级径向透平膨胀机的轴向力平衡装置,其特征在于:所述背腔梳齿密封环(2)与叶轮(10)之间存在叶轮背腔(7)。

4. 根据权利要求1所述的用于单级径向透平膨胀机的轴向力平衡装置,其特征在于:所述轴向力平衡装置的内部设置有叶轮出口(5)和叶轮入口(8)。

5. 根据权利要求4所述的用于单级径向透平膨胀机的轴向力平衡装置,其特征在于:所述叶轮出口(5)沿主轴(4)的轴向设置,所述叶轮入口(8)沿主轴(4)的径向设置,所述叶轮出口(5)和叶轮入口(8)均与叶轮(10)配合。

6. 根据权利要求4所述的用于单级径向透平膨胀机的轴向力平衡装置,其特征在于:所述叶轮入口(8)处安装有喷嘴(9)。

7. 根据权利要求4所述的用于单级径向透平膨胀机的轴向力平衡装置,其特征在于:所述叶轮出口(5)与扩压室(11)连通。

8. 一种基于权利要求1-7中任意一项权利要求所述的用于单级径向透平膨胀机的轴向力平衡装置的设计方法,其特征在于:所述设计方法如下:

(一) 轴向力平衡装置启动时叶轮(10)轴向力的计算:

启动时,透平出口压力形成前,透平出口处于一般憋压状态,或者是转子刚开始转动,转速低;此时叶轮(10)进出口压差未形成,假设 $P_1=P_2=P_0$;且此时工质质量流量G,工质流速 C_0 为0,在计算中可忽略不计;启动时,叶轮(10)轴向力可由下式计算:

$$F_{\text{axial_startup}} = P_{\text{expBLADE}} - P_{\text{cavSHROUD}}$$

其中 $P_{\text{cavSHROUD}}, P_{\text{expBLADE}}$ 可由下式计算得出:

$$P_{\text{cavSHROUD}} = \int_{D_1/2}^{D_2/2} P_2 \times 2\pi r dr$$

$$P_{\text{expBLADE}} = \int_{D_2/2}^{D_3/2} P_2 \times 2\pi r dr + \int_0^{D_2/2} P_0 \times 2\pi r dr$$

其中 D_1 为轴承套环(3)外直径, D_2 为叶轮出口(5)直径, D_3 叶轮入口(8)直径;

(二) 轴向力平衡装置运行时叶轮(10)轴向力计算:

运行时,透平出入口压差已形成,此时假设 $P_2 > P_1 > P_0$;且此时工质质量流量G,工质流速 C_0 不可忽略;运行时,叶轮(10)轴向力可由下式计算:

$$F_{\text{axial_operat}} = P_{\text{cavSHROUD}} - P_{\text{expBLADE}}$$

其中 $P_{\text{cavSHROUD}}, P_{\text{expBLADE}}$ 可由下式计算得出:

$$P_{cavSHROUD} = \int_{D_1/2}^{D_3/2} P_2 \times 2\pi r \, dr$$

$$P_{expBLADE} = \int_{D_2/2}^{D_3/2} P_2 \times 2\pi r \, dr + \int_0^{D_2/2} P_0 \times 2\pi r \, dr + G \times C_0$$

其中D₁为轴承套环(3)外直径,D₂为叶轮出口(5)直径,D₃叶轮入口(8)直径;

(三) 轴承套环(3)外径计算:

轴承套环(3)外径D₁的选取保证F_{axial_startup}=F_{axial_operate},这样启动及运行时轴向力均为相对最小值;

(四) 推力轴承(1)选型:

推力轴承(1)承载力保证能够完全平衡剩余轴向力,其载荷大小可由下式计算得出:

$$\text{LOAD} = f_s \times F_{\text{axial_startup}}$$

其中f_s为安全系数,取值大于等于1.1。

9.根据权利要求8所述的用于单级径向透平膨胀机的轴向力平衡装置的设计方法,其特征在于:所述(二)中,其中要指出的是实际P₁值随径向变化,这里去此区间压力均值代替。

一种用于单级径向透平膨胀机的轴向力平衡装置及设计方法

技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于单级径向透平膨胀机的轴向力平衡装置及设计方法。

背景技术

[0002] 对于小型径向透平膨胀机往往采用单级叶轮设计。然而由于叶轮前后压力差，单级叶轮设计将不可避免的产生不平衡轴向力。由于径向透平膨胀机的转子轴向力过大，导致轴承损坏，甚至会使轴瓦烧坏。此外轴向力过大，会引起转子震动，使得转动部件与固定部件发生碰撞，从而导致机器损坏。由此可见轴向力过大严重影响安全稳定运行。

[0003] 有鉴于此，在申请号为201711341208.X的专利文献中公开了一种轴向力平衡装置，该装置应用于双转子试验，在转子部分后方设置平衡盘(4)，该平衡盘(4)外径设置一圈篦齿排，在篦齿排外侧通过触接连接组件以与机匣壁面相连，进而平衡盘(4)两侧形成前后两个容腔，在平衡盘(4)前容腔机匣壁面上沿周向开设建压孔(2)，以将排气涵道(1)中的高压气引入平衡盘(4)前容腔形成高压腔(3)，平衡盘(4)后容腔通大气以形成低压腔(5)，前后压差作用在平衡盘(4)上，抵消轴向力。

[0004] 传统通过推力轴承平衡轴向力的方法，在轴向力较大情况下，需要配置较大的推力轴承以及直径较大的主轴。而在适合尺寸推力轴承有限推力承载力的条件下，需要额外的辅助手段降低轴向力至推力轴承承载力之下。

发明内容

[0005] 本发明的目的在于克服现有技术中存在的上述不足，而提供一种结构设计合理，通过轴承套环增加轴承直径，从而降低背腔受力面积，以降低轴向力至推力轴承承载力之下的用于单级径向透平膨胀机的轴向力平衡装置及设计方法。

[0006] 本发明解决上述问题所采用的技术方案是：该用于单级径向透平膨胀机的轴向力平衡装置，其结构特点在于：包括推力轴承、背腔梳齿密封环、轴承套环、主轴、推力轴承梳齿密封环和叶轮，所述推力轴承、推力轴承梳齿密封环、轴承套环和叶轮均安装在主轴上，所述背腔梳齿密封环安装在轴承套环上。

[0007] 进一步地，所述推力轴承的一端与推力轴承梳齿密封环的一端接触，所述推力轴承梳齿密封环的另一端与轴承套环的一端接触，所述轴承套环的另一端与叶轮接触，所述叶轮安装在主轴的端部。

[0008] 进一步地，所述背腔梳齿密封环与叶轮之间存在叶轮背腔。

[0009] 进一步地，所述轴向力平衡装置的内部设置有叶轮出口和叶轮入口。

[0010] 进一步地，所述叶轮出口沿主轴的轴向设置，所述叶轮入口沿主轴的径向设置，所述叶轮出口和叶轮入口均与叶轮配合。

[0011] 进一步地，所述叶轮入口处安装有喷嘴。

[0012] 进一步地，所述叶轮出口与扩压室连通。

[0013] 进一步地，本发明的另一个技术目的在于提供一种用于单级径向透平膨胀机的轴

向力平衡装置的设计方法。

[0014] 本发明的上述技术目的是通过以下技术方案得以实现的

[0015] 一种用于单级径向透平膨胀机的轴向力平衡装置的设计方法,其特点在于:所述设计方法如下:

[0016] (一) 轴向力平衡装置启动时叶轮轴向力的计算:

[0017] 启动时,透平出口压力形成前,透平出口处于一般憋压状态,或者是转子刚开始转动,转速低;此时叶轮进出口压差未形成,假设 $P_1=P_2=0$;且此时工质质量流量G,工质流速 C_0 为0,在计算中可忽略不计;启动时,叶轮轴向力可由下式计算:

[0018] $F_{\text{axial_startup}} = P_{\text{expBLADE}} - P_{\text{cavSHROUD}}$

[0019] 其中 $P_{\text{cavSHROUD}}, P_{\text{expBLADE}}$ 可由下式计算得出:

$$[0020] P_{\text{cavSHROUD}} = \int_{D_1/2}^{D_3/2} P_2 \times 2\pi r dr$$

$$[0021] P_{\text{expBLADE}} = \int_{D_2/2}^{D_3/2} P_2 \times 2\pi r dr + \int_0^{D_2/2} P_0 \times 2\pi r dr$$

[0022] 其中 D_1 为轴承套环外直径, D_2 为叶轮出口直径, D_3 叶轮入口直径;

[0023] (二) 轴向力平衡装置运行时叶轮轴向力计算:

[0024] 运行时,透平出入口压差已形成,此时假设 $P_2 > P_1 > P_0$;且此时工质质量流量G,工质流速 C_0 不可忽略;运行时,叶轮轴向力可由下式计算:

[0025] $F_{\text{axial_operate}} = P_{\text{cavSHROUD}} - P_{\text{expBLADE}}$

[0026] 其中 $P_{\text{cavSHROUD}}, P_{\text{expBLADE}}$ 可由下式计算得出:

$$[0027] P_{\text{cavSHROUD}} = \int_{D_1/2}^{D_3/2} P_2 \times 2\pi r dr$$

$$[0028] P_{\text{expBLADE}} = \int_{D_2/2}^{D_3/2} P_2 \times 2\pi r dr + \int_0^{D_2/2} P_0 \times 2\pi r dr + G \times C_0$$

[0029] 其中 D_1 为轴承套环外直径, D_2 为叶轮出口直径, D_3 叶轮入口直径;

[0030] (三) 轴承套环外径计算:

[0031] 轴承套环外径 D_1 的选取保证 $F_{\text{axial_startup}} = F_{\text{axial_operate}}$,这样启动及运行时轴向力均为相对最小值;

[0032] (四) 推力轴承选型:

[0033] 推力轴承承载力保证能够完全平衡剩余轴向力,其载荷大小可由下式计算得出:

[0034] $\text{LOAD} = f_s \times F_{\text{axial_sartup}}$

[0035] 其中 f_s 为安全系数,取值大于等于1.1。

[0036] 进一步地,所述(二)中,其中要指出的是实际 P_1 值随径向变化,这里去此区间压力均值代替。

[0037] 相比现有技术,本发明具有以下优点:(1)能够有效降低径向透平叶轮产生轴向力;(2)轴承套环结构简单,加工容易;(3)能够在对已有设备改动较小的条件下,改进轴向力问题;(4)有助于设备简单化小型化。

附图说明

- [0038] 图1是本发明实施例的轴向力平衡装置的结构示意图。
- [0039] 图2是本发明实施例的叶轮受力分析示意图。
- [0040] 图中:推力轴承1、背腔梳齿密封环2、轴承套环3、主轴4、叶轮出口5、推力轴承梳齿密封环6、叶轮背腔7、叶轮入口8、喷嘴9、叶轮10、扩压室11。

具体实施方式

[0041] 下面结合附图并通过实施例对本发明作进一步的详细说明,以下实施例是对本发明的解释而本发明并不局限于以下实施例。

[0042] 实施例。

[0043] 参见图1至图2所示,须知,本说明书所附图式所绘示的结构、比例、大小等,均仅用以配合说明书所揭示的内容,以供熟悉此技术的人士了解与阅读,并非用以限定本发明可实施的限定条件,故不具技术上的实质意义,任何结构的修饰、比例关系的改变或大小的调整,在不影响本发明所能产生的功效及所能达成的目的下,均应仍落在本发明所揭示的技术内容能涵盖的范围内。同时,本说明书中若用引用如“上”、“下”、“左”、“右”、“中间”及“—”等的用语,亦仅为便于叙述的明了,而非用以限定本发明可实施的范围,其相对关系的改变或调整,在无实质变更技术内容下,当亦视为本发明可实施的范畴。

[0044] 本实施例中的用于单级径向透平膨胀机的轴向力平衡装置,包括推力轴承1、背腔梳齿密封环2、轴承套环3、主轴4、推力轴承梳齿密封环6和叶轮10,推力轴承1、推力轴承梳齿密封环6、轴承套环3和叶轮10均安装在主轴4上,背腔梳齿密封环2安装在轴承套环3上;推力轴承1的一端与推力轴承梳齿密封环6的一端接触,推力轴承梳齿密封环6的另一端与轴承套环3的一端接触,轴承套环3的另一端与叶轮10接触,叶轮10安装在主轴4的端部;背腔梳齿密封环2与叶轮10之间存在叶轮背腔7。

[0045] 本实施例中的轴向力平衡装置的内部设置有叶轮出口5和叶轮入口8;叶轮出口5沿主轴4的轴向设置,叶轮入口8沿主轴4的径向设置,叶轮出口5和叶轮入口8均与叶轮10配合;叶轮入口8处安装有喷嘴9;叶轮出口5与扩压室11连通。

[0046] 本实施例中的,用于单级径向透平膨胀机的轴向力平衡装置的设计方法,如下:

[0047] (一) 轴向力平衡装置启动时叶轮10轴向力的计算:

[0048] 启动时,透平出口压力形成前,透平出口处于一般憋压状态,或者是转子刚开始转动,转速很低;此时一般认为叶轮10进出口压差未形成,可以假设认为图2中 $P_1=P_2=P_0$;且此时工质质量流量G,工质流速 C_0 为0,在计算中可忽略不计;启动时,叶轮10轴向力可由下式计算:

$$F_{\text{axial_startup}} = P_{\text{expBLADE}} - P_{\text{cavSHROUD}}$$

[0050] 其中 $P_{\text{cavSHROUD}}, P_{\text{expBLADE}}$ 可由下式计算得出:

$$P_{\text{cavSHROUD}} = \int_{D_1/2}^{D_2/2} P_2 \times 2\pi r \, dr$$

$$P_{\text{expBLADE}} = \int_{D_2/2}^{D_3/2} P_2 \times 2\pi r \, dr + \int_0^{D_2/2} P_0 \times 2\pi r \, dr$$

[0053] 其中 D_1 为轴承套环3外直径, D_2 为叶轮出口5直径, D_3 叶轮入口8直径;

[0054] (二) 轴向力平衡装置运行时叶轮10轴向力计算:

[0055] 运行时,透平出入口压差已形成,此时可以假设认为图2中 $P_2 > P_1 > P_0$,其中要指出的是实际 P_1 值随径向变化,这里去此区间压力均值代替;且此时工质质量流量G,工质流速 C_0 不可忽略;运行时,叶轮10轴向力可由下式计算:

[0056] $F_{\text{axial_operate}} = P_{\text{cavSHROUD}} - P_{\text{expBLADE}}$

[0057] 其中 $P_{\text{cavSHROUD}}, P_{\text{expBLADE}}$ 可由下式计算得出:

$$[0058] P_{\text{cavSHROUD}} = \int_{D_1/2}^{D_3/2} P_2 \times 2\pi r dr$$

$$[0059] P_{\text{expBLADE}} = \int_{D_2/2}^{D_3/2} P_2 \times 2\pi r dr + \int_0^{D_2/2} P_0 \times 2\pi r dr + G \times C_0$$

[0060] 其中 D_1 为轴承套环3外直径, D_2 为叶轮出口5直径, D_3 叶轮入口8直径;

[0061] (三) 轴承套环3外径计算:

[0062] 轴承套环3外径 D_1 的选取应保证 $F_{\text{axial_startup}} = F_{\text{axial_operate}}$,这样启动及运行时轴向力均为相对最小值;

[0063] (四) 推力轴承1选型:

[0064] 推力轴承1承载力保证能够完全平衡剩余轴向力,其载荷大小可由下式计算得出:

[0065] $\text{LOAD} = f_s \times F_{\text{axial_startup}}$

[0066] 其中 f_s 为安全系数,取值一般应大于等于1.1。

[0067] 本实施例中的轴承套环3设置于背腔轴承处,增加背腔轴承半径,从而降低背腔受力面积。轴向力是由叶轮受流体作用力产生,可分为三部分。分别为叶轮背腔处压力,叶轮所受工质流体静压,叶轮所受工质流体冲力。轴向力是由于背腔高压于和叶轮所受工质流体做功后低压的压差所导致。通过降低背腔受力面积,从而减小叶轮10背腔处压力,最终达到减小轴向力效果。剩余轴向力由推力轴承1平衡。此外背腔梳齿密封环2防止背腔工质流体泄露至推力轴承处。推力轴承1靠近叶轮10侧设置推力轴承梳齿密封环6作为防止工质泄露至轴承处的二级保护。

[0068] 本实施例中,由于轴向力是由叶轮10背腔处压力,叶轮10所受工质流体静压,叶轮10所受工质流体冲力三部分合力构成。由于膨胀机的叶轮10启动时和正常运行时前后压差不同,所受轴向力也不同。启动时叶轮10前后压力一致,而运行时叶轮10背侧压力高于叶轮出口5侧压力。启动时轴向力与运行时轴向力相反。通过改变轴承半径所减小叶轮10背腔处压力,应保证透平启动和正常运行时的轴向力相近。这样启动及运行时轴向力均为相对最小值。

[0069] 此外,需要说明的是,本说明书中所描述的具体实施例,其零、部件的形状、所取名称等可以不同,本说明书中所描述的以上内容仅仅是对本发明结构所作的举例说明。凡依据本发明专利构思所述的构造、特征及原理所做的等效变化或者简单变化,均包括于本发明专利的保护范围内。本发明所属技术领域的技术人员可以对所描述的具体实施例做各种各样的修改或补充或采用类似的方式替代,只要不偏离本发明的结构或者超越本权利要求书所定义的范围,均应属于本发明的保护范围。

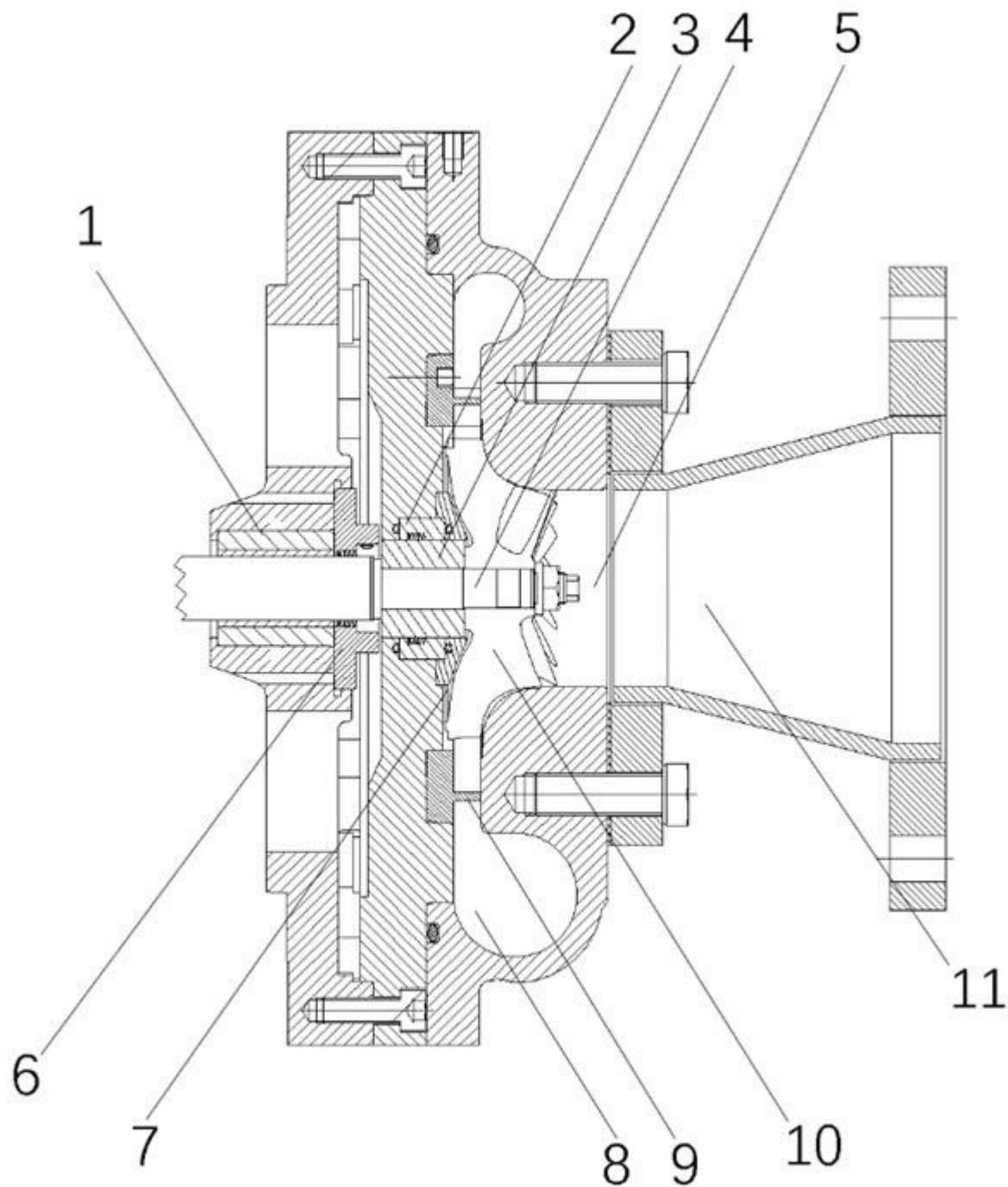


图1

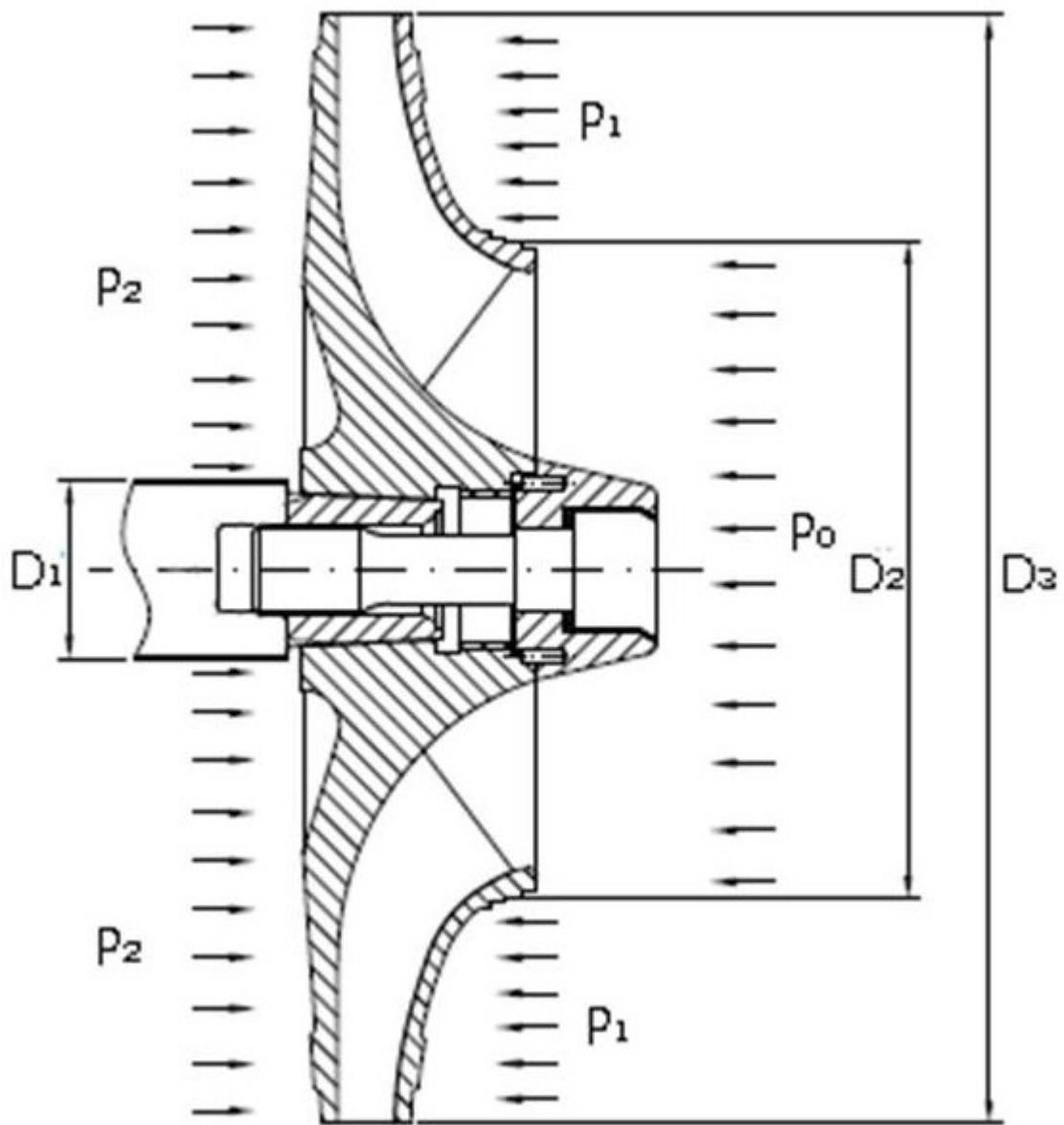


图2