



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 109209897 A

(43)申请公布日 2019.01.15

(21)申请号 201811311051.0

(22)申请日 2018.11.06

(71)申请人 江苏大学

地址 212000 江苏省镇江市京口区学府路
301号

(72)发明人 叶晓琰 胡敬宁

(74)专利代理机构 合肥诚兴知识产权代理有限公司 34109

代理人 汤茂盛

(51) Int. Cl.

F04D 1/06(2006.01)

F04D 29/66(2006.01)

F04D 29/42(2006.01)

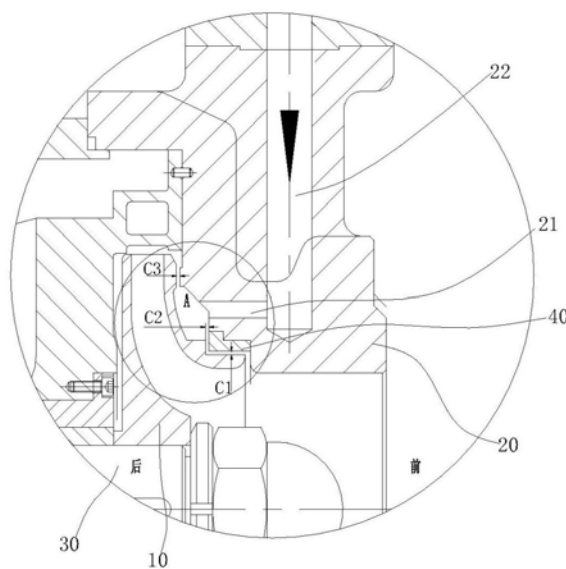
权利要求书1页 说明书3页 附图1页

(54)发明名称

多级离心泵转子轴向力平衡机构

(57)摘要

本发明的目的是提供能够减少能量损失且结构简单的多级离心泵转子轴向力平衡机构,包括离心泵的首级叶轮和离心泵的进口段,首级叶轮的前盖板与进口段之间设置有依次连通的第一径向间隙C1、第一轴向间隙C2和第二轴向间隙C3,第一径向间隙C1的出液口与离心泵的进口连通,第二轴向间隙C3与首级叶轮的出液口连通,进口段设置有高压液流引入通道,高压液流自离心泵末级叶轮的后盖板处引入引入通道并构成回流通路,引入通道中设置有节流孔。由于高压液流的引入会产生一个由前端向后端的轴向力,这个轴向力与叶轮受水力的影响产生的由后端向前端的轴向力平衡,与传统的多级泵轴向力平衡机构相比,简化了结构,实现了部分平衡液流的回收,降低了泄露损失。



1. 一种多级离心泵转子轴向力平衡机构,其特征在於:包括离心泵的首级叶轮(10)和离心泵的进口段(20),首级叶轮(10)的前盖板与进口段(20)之间设置有依次连通的第一径向间隙C1、第一轴向间隙C2和第二轴向间隙C3,第一径向间隙C1的出液口与离心泵的进口连通,第二轴向间隙C3的出液口与首级叶轮(10)的出液口连通,进口段(20)设置有高压液流引入通道(22),高压液流自离心泵末级叶轮的后盖板处引进引入通道(22)并构成回流通路,引入通道(22)中设置有节流孔(21)。

2. 根据权利要求1所述的多级离心泵转子轴向力平衡机构,其特征在於:进口段(20)的内壁上设置有与转子(30)同轴心线布置的套筒(40),套筒(40)的内壁与首级叶轮(10)的前盖板上设置的口环(11)之间构成了所述的第一径向间隙C1,套筒(40)的端面与首级叶轮(10)的前盖板上设置的内平衡环(12)之间构成了所述的第一轴向间隙C2,进口段(20)的端面与首级叶轮(10)的前盖板上设置的外平衡环(13)之间构成了所述的第二轴向间隙C3。

3. 根据权利要求1所述的多级离心泵转子轴向力平衡机构,其特征在於:第一、二轴向间隙C2、C3之间的腔室构成腔室A,进口段(20)上设置的节流孔(21)连通腔室A与高压液流引入通道(22)。

多级离心泵转子轴向力平衡机构

技术领域

[0001] 本发明属于离心泵设计制造领域,具体涉及一种多级离心泵转子轴向力平衡机构。

背景技术

[0002] 离心泵运行时,叶轮的旋转在前、后盖板处产生水压力,由于叶轮吸入口的客观存在,使得叶轮后盖板受水力的作用面积要大于前盖板的作用面积,所以作用在前、后盖板上的力不能互相平衡,因此会产生一个轴向的力,这个轴向力的方向始终是由叶轮的后盖板指向前盖板。对于同向排列叶轮的多级节段式离心泵,每个叶轮都产生大小基本相同、方向一致的轴向力,这些轴向力的合力是很大的(如在海水淡化装置中,产水规模为5000m³/d~20000m³/d的多级离心离心泵叶轮产生的轴向力大约为40kN~100kN)。所以,多级离心泵中必须有轴向力平衡机构,平衡机构产生一个反向的轴向力来平衡叶轮产生的轴向力。

[0003] 传统的轴向力平衡方法是采用平衡盘加平衡鼓的方式来平衡叶轮的轴向力(也有单独采用平衡盘来平衡的,是平衡鼓不产生平衡力的一个特例)。平衡装置的工作过程就是将具有高压能的液流降为低压能的液流的过程,但是这个过程会导致能量的损失,这个能量损失就是泵行业所述的容积损失。

发明内容

[0004] 本发明的目的是提供一种能够减少能量损失且结构简单的多级离心泵转子轴向力平衡机构。

[0005] 为了实现上述目的,本发明采用的技术方案为:一种多级离心泵转子轴向力平衡机构,包括离心泵的首级叶轮和离心泵的进口段,首级叶轮的前盖板与进口段之间设置有依次连通的第一径向间隙C1、第一轴向间隙C2和第二轴向间隙C3,第一径向间隙C1的出液口与离心泵的进口连通,第二轴向间隙C3的出液口与首级叶轮的出液口连通,进口段设置有高压液流引入通道,高压液流自离心泵末级叶轮的后盖板处引进引入通道并构成回流通道,引入通道中设置有节流孔。

[0006] 上述方案中,由于高压液流的引入会产生一个由前端向后端的轴向力,这个轴向力与叶轮受水力的影响产生的由后端向前端的轴向力平衡,这种结构与传统的多级泵轴向力平衡机构相比,简化了结构,实现了部分平衡液流的回收,降低了泄露损失。

附图说明

[0007] 图1为本发明的整体结构示意图;

[0008] 图2为图1中部分放大示意图。

具体实施方式

[0009] 如图1、图2所示,一种多级离心泵转子轴向力平衡机构,包括离心泵的首级叶轮10

和离心泵的进口段20,首级叶轮10的前盖板与进口段20之间设置有依次连通的第一径向间隙C1、第一轴向间隙C2和第二轴向间隙C3,第一径向间隙C1的出液口与离心泵的进口连通,第二轴向间隙C3的出液口与首级叶轮10的出液口连通,进口段20设置有高压液流引入通道22,高压液流自离心泵末级叶轮的后盖板处(图中未示出)引进引入通道22并构成回流通路,引入通道22中设置有节流孔21。

[0010] 图1所示的离心泵进口水流流向是自右向左,由于离心泵各级叶轮的左侧后盖板受压面积比右侧前盖板大,离心泵运行时叶轮上会产生水力不平衡的轴向力,方向向右。假设各级叶轮产生的轴向力的合力为 F_1 ,即整个转子受到的向右的作用力为 F_1 。本发明是将离心泵的首级叶轮10的前盖板作为平衡力的受力部件,高压液流从高压液流引入通道22进入,整个平衡机构产生一个较大的向左的平衡力,假设这个作用力为 F_2 。离心泵正常运行时, F_2 应等于 F_1 ,才能保证转子30轴向力平衡;由于离心泵运行工况常发生变化, F_2 、 F_1 均发生变化,此时,若 F_2 大于 F_1 ,转子向左移动,在此过程中第一轴向间隙C2和第二轴向间隙C3逐渐变大、第一径向间隙C1不变,引入的高压液流流量增加,由于引入通道22中设置有节流孔21,使得首级叶轮10前、后盖板之间的压差减小, F_2 也随之减小;当 F_2 小于 F_1 时,转子向右移动,在此过程中第一轴向间隙C2和第二轴向间隙C3逐渐变小、第一径向间隙C1不变,引入的高压液流流量减少,由于引入通道22中设置有节流孔21,使得首级叶轮10前、后盖板之间的压差变大, F_2 也随之增大;如此往复,离心泵转子所受的轴向力就达到动态平衡,从而实现了离心泵转子运转在某一个平衡位置附近。在上述过程中,通过第一轴向间隙C2和第一径向间隙C1的平衡装置液流取代了首级叶轮的泄露,因此能够减少离心泵的泄漏量;通过第二轴向间隙C3的平衡装置液流进入了首级叶轮出口主流,实现了部分液体能量的回收。

[0011] 优选的,进口段20的内壁上设置有与转子30同轴线布置的套筒40,套筒40的内壁与首级叶轮10的前盖板上设置的口环11之间构成了所述的第一径向间隙C1,套筒40的端面与首级叶轮10的前盖板上设置的内平衡环12之间构成了所述的第一轴向间隙C2,进口段20的端面与首级叶轮10的前盖板上设置的外平衡环13之间构成了所述的第二轴向间隙C3。

[0012] 进一步的,第一、二轴向间隙C2、C3之间的腔室构成腔室A,进口段20上设置的节流孔21连通腔室A与高压液流引入通道22。

[0013] 引入的高压液流总流量 Q 分成两路:一路液流(流量 Q_1)沿可变的第二轴向间隙C3进入首级叶轮10的出口处,与泵的首级叶轮的出口主流汇聚;另一路液流(流量 Q_2)沿可变的第二轴向间隙C2和不变的第一径向间隙C1进入泵进口,与泵进水主流汇聚。由于首级叶轮10后盖板受水力的作用面积要大于前盖板的作用面积,所以离心泵在运行时叶轮上会产生水力不平衡的轴向力,方向由前向后,即整个转子受到向后的作用力而产生向后的位移,使得第一轴向间隙C2和第二轴向间隙C3变大,通过第二轴向间隙C3进入首级叶轮的流量 Q_1 显著增大,虽然第一轴向间隙C2增大,但由于第一径向间隙C1是固定不变的,一直起到节流作用,所以 Q_2 的增加是有限的; Q_1 的显著增加和 Q_2 的略有增加,使得液流总流量 Q 显著增加,这时由于在进口段液流引入通道22中设置了节流孔21,使得腔室A的压力 P_1 的大幅度降低,平衡力也随之大大减小,转子就会向前移动。如此,转子30一定存在某一个平衡位置,叶轮产生的轴向力与平衡力相等,从而实现了轴向力的自动平衡。

[0014] 本发明完全取消了传统的平衡盘、平衡鼓,结构上大大简化了;部分液流经过第二轴向间隙C3进入了首级叶轮10的出口处,形成了离心泵的流量,实现了部分平衡泄漏液流

的能量回收;部分流量通过第一径向间隙C1、第一轴向间隙C2进入了离心泵的吸入口,这部分液流替代了传统叶轮口环处的泄漏流量,提高了首级叶轮10的容积效率,减小了能量的损失,完全有效的利用了传统结构轴向力平衡装置的泄漏量。

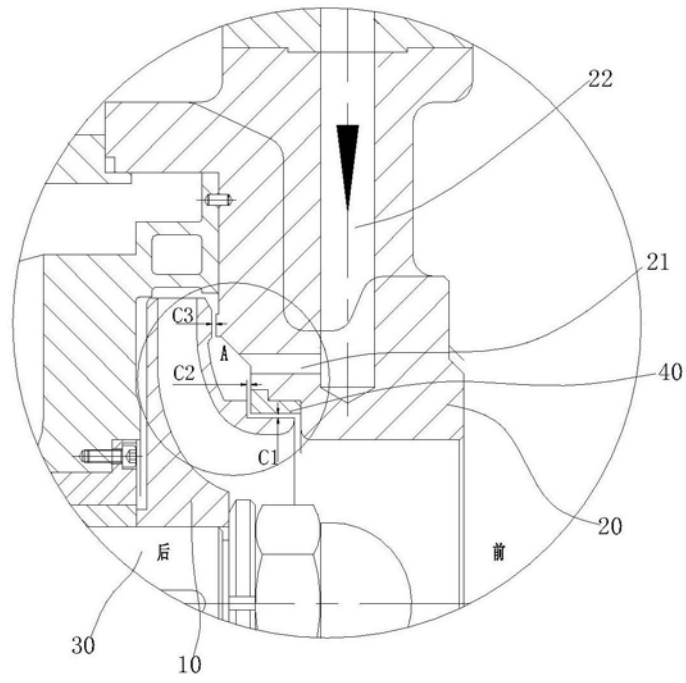


图1

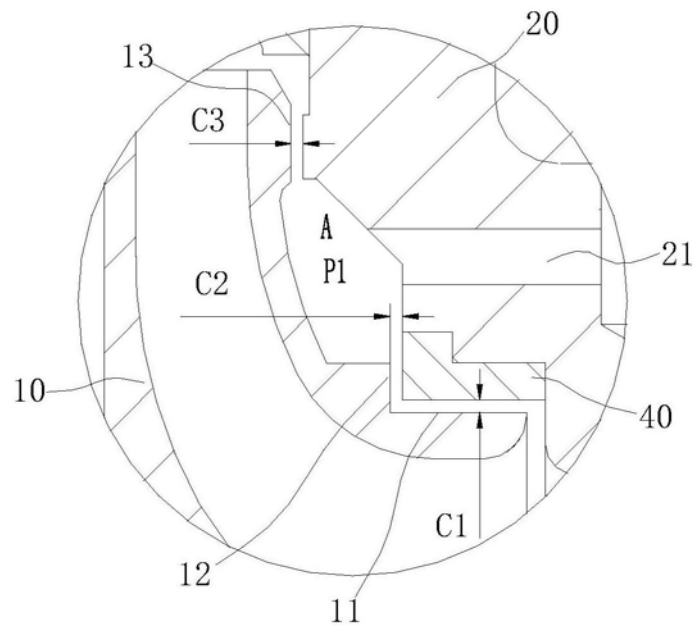


图2