



[12] 实用新型专利说明书

[21] ZL 专利号 02295031.1

[45] 授权公告日 2004 年 2 月 4 日

[11] 授权公告号 CN 2602200Y

[22] 申请日 2002. 12. 30 [21] 申请号 02295031. 1

[73] 专利权人 石油大学（北京）

地址 102249 北京市昌平区府学路 20 号

共同专利权人 中海石油研究中心

[72] 设计人 朱宏武 李清平 薛敦松

[74] 专利代理机构 北京同立钧成知识产权代理有限公司

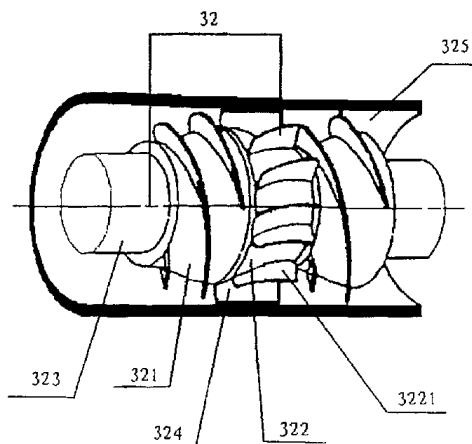
代理人 余丽 刘芳

权利要求书 1 页 说明书 6 页 附图 3 页

[54] 实用新型名称 多相增压装置

[57] 摘要

一种多相增压装置，它至少由叶轮和级间流态调节器组成，其外部围设有泵壳，叶轮固设在转轴上，级间流态调节器通过连接装置与泵壳内壁固设，且套设在转轴上并与转轴外表面间隔设置。本实用新型结构简单，借鉴泵和压缩机设计方法，同时考虑多相流体压缩性后，进行优化设计的多相泵叶轮叶型能够保证叶片间具有很长的方形通道、较大的流道曲率半径，可以在一定程度避免或延缓叶道内气液两相间相态分离的发生，同时级间流态调节器可以为下一增压单元的工作创造良好多相流入流条件，提高多相泵在多相输送条件下的性能。



1、一种多相增压装置，其特征在于：它至少由叶轮和级间流态调节器组成，其外部围设有泵壳，叶轮固设在转轴上，级间流态调节器通过连接装置与泵壳内壁固设，且套设在转轴上并与转轴外表面间隔设置。

5 2、 根据权利要求1所述的多相增压装置，其特征在于：所述的连接装置为套筒，套筒外壁固设在泵壳内壁上，其内壁套设在级间流态调节器外圆上。

10 3、 根据权利要求1所述的多相增压装置，其特征在于：所述的叶轮采用锥型轮毂，剖面为梯形，其内部开设通孔，并设有使叶轮与转轴连接的键槽，在叶轮的外壁圆周上设有一个或一个以上螺旋型叶片。

4、 根据权利要求3所述的多相增压装置，其特征在于：所述的叶片数量为3-6个。

5、 根据权利要求3或4所述的多相增压装置，其特征在于：所述的叶片高度为20-60mm，厚度为3-10mm。

15 6、 根据权利要求1所述的多相增压装置，其特征在于：所述的级间流态调节器的外表面上设有一个以上用于疏导流体流动方向的导叶，该导叶的的轮毂比范围是0.65-0.95。

7、 根据权利要求6所述的多相增压装置，其特征在于：所述的导叶数量为6-15个。

多相增压装置

技术领域:

- 5 本实用新型涉及一种增压装置，尤其是一种油气水多相增压装置，属于机械制造和多相流技术领域。

背景技术:

- 油气水多相井流的远距离输送在石油工业中的应用比较多，传统的气、液分离、通过泵和压缩机分别增压输送的方式依旧占据主要地位，在
10 一些短距离的混输管线中，气液分别增压后再混合输送的方式也占有相当大的比例，究其根本在于适合于现场应用的油气水多相增压技术即多相泵的研制本身具有相当大的难度，关键在于寻求一种兼顾泵和压缩机性能的多相增压装置。目前国外在多相增压泵的研制方面已经取得一些初步的研究成果，试制了近10种不同类型的多相泵，其中最具代表性的是海神计划
15 的研究成果螺旋轴流式多相泵和德国 Bornemann 泵业公司等生产的双螺杆式多相混输泵。目前这两种泵已有部分工业化产品，并在世界各地的陆上、海上油田以及深水油田开发中得到应用。但到目前为止，多相增压泵的性能还远远不能满足油田现场的实际需要，一方面，由于多相流动的复杂性，以及泵对流态和含气率的依赖性，目前多相泵的使用范围还受到一定限制；
20 另一方面多相泵在高进口气液比工况下的性能和效率都有待提高，螺旋轴流泵当进口气体体积含量达到50%时，最佳效率只有约45%，而双螺杆式多相泵一方面对固体颗粒比较敏感，同时体积较大，在进口气体体积含量超过70%以后，其效率也迅速降低，同时多相泵还面临的抗干转、密封、润滑等一系列的技术问题。就我国的实际情况而言，一方面，由于国外对现
25 有关键技术产品严格保密，另一方面由于我国油品具有高粘、高凝、含沙、油气比变化大的特征等特点，国外引进的多相泵在油田现场使用中也出现

和遇到了一系列技术问题，如多相泵对流型的适应性、干转、振动、密封泄露、杂质卡轴等诸多问题。

现有增压泵内的增压装置大部分是通过螺杆或者齿轮的啮合、积压，通过改变容积的方式来实现增压效果的。国内研制开发的多相泵基本上是容积式多相泵，以双螺式多相泵为例，其典型特点是中小流量、中高增压，5 而我国目前开发的双螺杆泵多相泵实验样机多为中低增压，对固体颗粒敏感，在同等设计条件下，与叶片式机械相比其尺寸和重量都较大；对于传统的叶片泵而言，由于高速旋转时离心力的作用，使得具有不同性质的流体和气体很容易发生相态分离，从而导致泵在气液两相流条件下的效率急剧降低甚至不能工作，常规离心泵当进口气体体积含量达到4%时，其效率10 就迅速降低，当进口气体体积含量超过10%时基本上无法运转；轴流泵基本在进口气体含量超过20%以后，效率急剧降低直到失去增压能力。

实用新型内容:

本实用新型的目的在于，针对现有技术的不足，提供一种多相增压装置，15 兼顾泵和压缩机性能的，避免或延缓叶道内气液两相间相态分离的发生，提高多相输送性能。

本实用新型的目的在于通过如下技术方案实现的：

一种多相增压装置，它至少由叶轮和级间流态调节器组成，其外部围20 设有泵壳，叶轮固设在转轴上，级间流态调节器通过连接装置与泵壳内壁固设，且套设在转轴上并与转轴外表面间隔设置。所述的连接装置为套筒，套筒外壁固设在泵壳内壁上，其内壁套设在级间流态调节器外圆上。

叶轮采用锥型轮毂，剖面为梯形，其内部开设通孔，并设有使叶轮与25 转轴连接的键槽，在叶轮的外壁圆周上设有一个或一个以上螺旋型叶片，通常情况下，其数量为3-6个，叶片高度为20-60mm，厚度为3-10mm。

级间流态调节器的外表面上设有一个以上用于疏导流体流动方向的导30 叶，该导叶的轮毂比范围是0.65-0.95。通常情况下，导叶数量为6-15个。

综上所述，本实用新型的优点在于：

兼顾泵和压缩机性能的、优化后的多相泵叶轮叶型能够保证叶片间具有很长的方形通道、较大的流道曲率半径，可以在一定程度避免或延缓叶道内气液两相间相态分离的发生，提高多相泵在多相输送条件下的性能。

5 附图说明：

图 1 为本实用新型多相增压单元结构示意图之一；

图 2 为本实用新型叶轮结构示意图；

图 3 为本实用新型级间流态调节器结构示意图；

图 4 为本实用新型级间流态调节器剖面图；

10 图 5 为本实用新型多相增压单元结构示意图之二。

具体实施方式：

下面结合附图对本实用新型的技术方案进行详细地说明：

如图 1、图 5 所示，该多相增压装置 32，它至少由叶轮 321 和级间流态调节器 322 组成，其外部围设有泵壳 325，叶轮 321 固设在转轴 323 上，
15 级间流态调节器 322 通过套筒 324 与泵壳 325 内壁固设，且套设在转轴 323 上并与转轴 323 外表面间隔设置。

在每个多相增压装置 32 中，多相流体在高速旋转的叶轮 321 中获得动能，而级间流态调节器 322 的作用在于将多相流体的动能转换为压力能，并起到整流作用，即将前一级排出的大气团打碎，以形成均匀的混合流，
20 为下一级叶轮的正常工作提供保证。叶轮 321 和级间流态调节器 322 强迫泵输介质沿轴向运动，有效地减缓和抑制了气液两相介质在流道内的相态分离，保证泵内气液两相均匀流，从而有效地提高了泵在多相流工况下工作性能和效率。与常规单相泵相比，其工作的进口含气率范围为 0-100%，效率的下降点在进口含气率达到或超过 50%以上。

25 叶轮 321 的具体结构如图 2 所示。轮毂 3211 有一定的锥度，叶片 3212 从轮毂 3211 到轮缘逐渐变薄，叶型的优化设计中考虑兼顾泵或压缩机中叶

型的设计思路，保证沿流动方面和垂直流动方向的压力递增速度比较平缓，以防止或减缓气液两相间相态分离的发生。由于参数的选取对叶轮的流动性能具有决定性作用，而合理的结构设计可以有效地防止气液两相分离，是保证两相输送的必要条件。经过理论和实验的反复论证，给出叶片的基本设计参数选取范围见表 1，这些参数的优化和合理选取，对保证泵在油气水多相条件下良好的工作性能提供了保证。叶片 3212 的横截面的形状示意图如图 3 所示。叶片 3212 的具体形状是靠近轮毂处厚，外缘处薄，中间段比两端厚一些。然后在叶轮轮毂上呈螺旋形状。通常情况下叶片 3212 的数量为 3-6 个。

在叶片式多相增压泵中，紧靠叶轮 321 后面装有级间流态调节器 322，其功能除了消除叶轮 321 出口流体环量，将流体的动能转换为压力能外，还可以利用其上安装的导叶 3221 的剪切的作用破碎叶轮 321 出口形成的气团或液塞，在一定程度上调整气液两相流体流动状态，为下一多相增压单元的正常工作的提供保证。导叶 3221 的扩压度和叶型要根据压缩单元的吸入条件，所述的吸入条件包括：气液比、吸入压力等条件，而且要根据泵轴转速的大小而定。叶片式多相增压泵中导叶 3221 的具体结构如图 3、图 4 所示，导叶 3221 轮毂为锥形结构，具体设计中采用流线法进行。通常情况下，导叶的叶片数量为 6-15 个。

考虑到气体的压缩性，前后级叶片采用不同的设计参数，前几级设计的重点在于避免气液之间的相态分离，所以扬程系数的选取和增压值的选取都比较保守，后面几级的设计重点放在混合增压上，设计增压值比较大。

叶轮 321 和导叶 3221 的各种设计参数和选值范围如表 1-表 4 所示。

表 1 叶轮几何参数表

确定叶轮进口参数				
	名称	单位	实施例	保护取值范围
1	扬程系数	按相似取值	0.20	0.17-0.26

2	轮缘速度	m/s	20	
3	叶轮公称直径	mm	150	60-250
4	轮缘长径比		0.3	0.2-0.56
5	轴向长度	mm	50	40-80
6	轮毂进口直径	mm	100	40-230
7	轮毂出口直径	mm	120	50-240
8	平均进口直径	mm	125	
9	轮毂半锥角		11°	7°-12°
10	平均出口直径	mm	140	
11	叶片数	已定	3	3-6
12	进口轮毂比		0, 67	0.65-0.95

表2 叶轮安放角参数表

	名称	单位	实施例	保护取值范围
1	进口轴面速度	m/s	0.54	
2	出口轴面速度	m/s	0.71	
3	进口平均直径圆周速度	m/s	19	
4	出口平均直径圆周速度	m/s	21	
5	出口平均直径的绝对速度 圆周分量	m/s	5	
6	进口相对液流角		2°	2.5°-7°
7	出口相对液流角		4°	3°-9°
8	进口轮缘相对液流角		1.5°	2°-7°
9	轮缘进口安装角		$\beta_{y1} = 6.9^\circ$	
10	轮毂进口安装角		10°	5°-18°
11	轮缘出口安装角	已定	12°	8°-16°
12	轮毂出口安装角		14°	10°-35°

表3 翼形安放角、包角及曲率半径

	名称	单位	实施例	保护取值范围
1	轮缘断面安放角		10°	6°-18°

2	轮缘断面翼形弦长	mm	290	200-400
3	轮缘断面折引 导程	mm	105	30-140
4	轮缘断面包角		192°	120° - 320°
5	轮毂断面安放角		13°	7° - 24°
6	轮毂断面弦长	mm	210	140-320
7	轮缘叶栅稠度		2.2	1.6-2.5

表4 导叶几何参数表

参 数	多相泵导叶取值方 法	实施例	备 注
叶轮公称直径Dt	与叶轮Dt相同	Dt=150mm	
导叶轮毂进口直径dh ₁	与叶轮出口直径dh ₂ 相同	Dh2=120mm	
导叶出口直径dh ₂ '	与叶轮进口直径dh ₁ 相同	Dh1=100mm	
叶片数Z	6-25	14	与叶轮叶片数互质
导叶与叶轮轴向间距	(0.02 ~ 0.10) Dt	0.03	间隙过大易造成 水力损失, 间隙太 小, 易产生运行不 稳定
导叶体扩散角θ'	6° ~ 10°	8°	可更小一些
进口冲角Δα	3° ~ 5°	4.2°	应考虑多相泵可能 的流量的工作范围
叶片轴向长度e	e = (0.3 ~ 0.4) D _t 与叶片数Z和L/t有关	60	

最后所应说明的是, 以上实施例仅用以说明本实用新型的技术方案而
5 非限制, 尽管参照较佳实施例对本实用新型进行了详细说明, 本领域的普
通技术人员应当理解, 可以对本实用新型的技术方案进行修改或者等同替
换, 而不脱离本实用新型技术方案的精神和范围, 其均应涵盖在本实用新
型的权利要求范围当中。

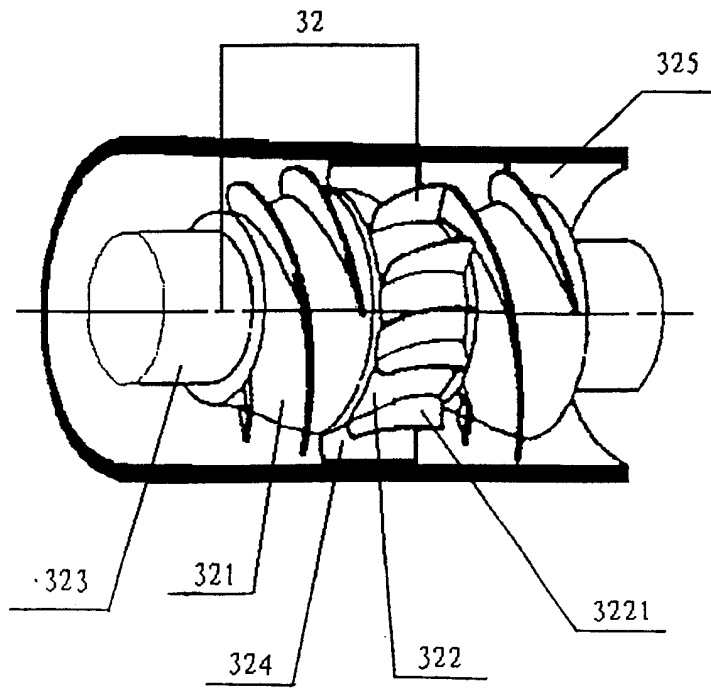


图 1

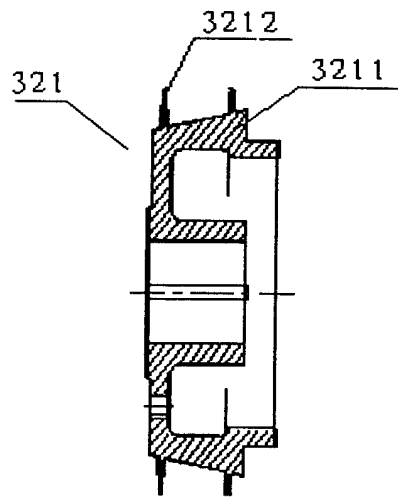


图 2

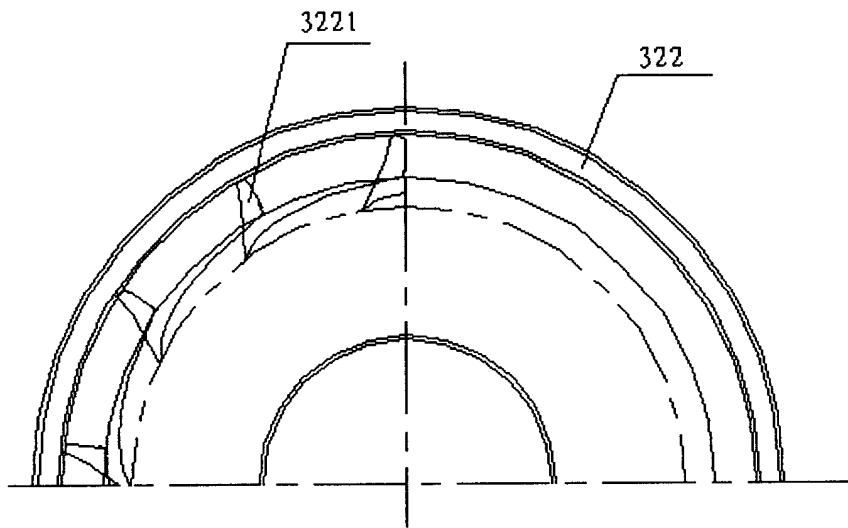


图 3

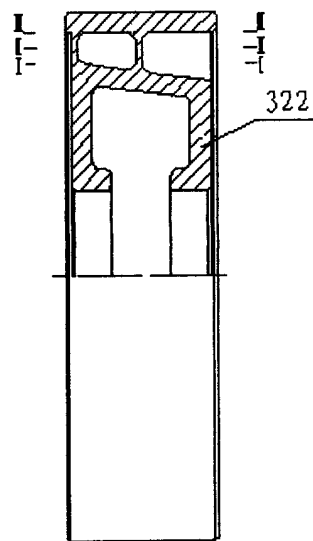


图 4

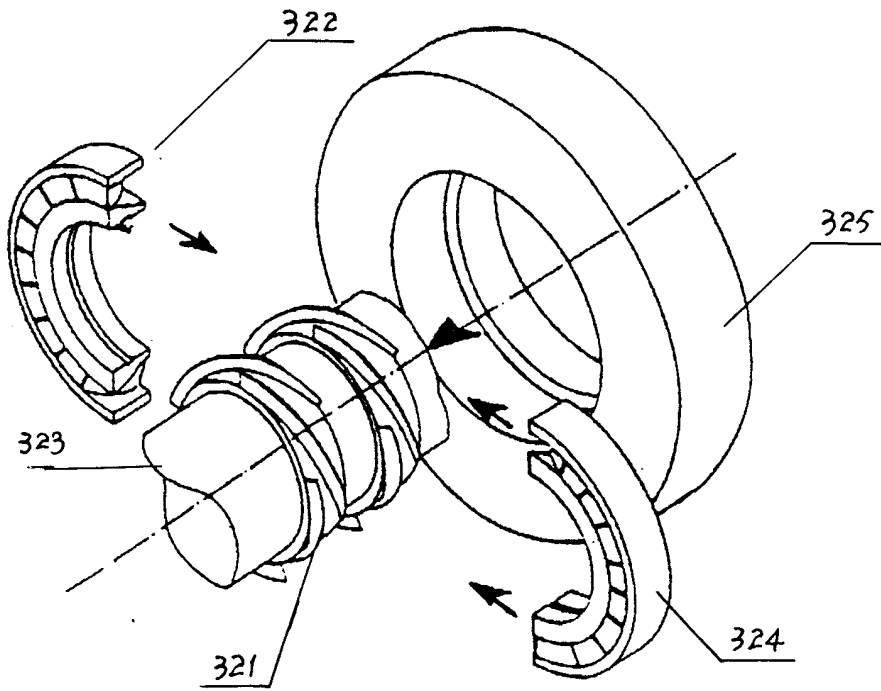


图 5