

中国工程热物理学会

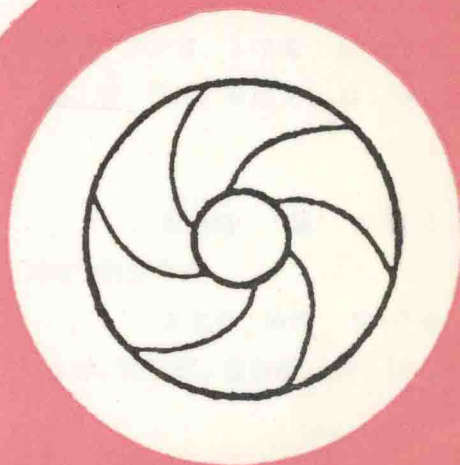
流体机械学术会议

论文集

一九九五

宜昌

中国工程热物理学会编



流 体 机 械 目 录

一、设计理论与方法

低扬程双向泵的水力性能与结构特点	张仁田	I -1-6
离心泵改进	黄广元	I -7-5
磁力传动联轴器优化设计数学模型	李志鹏	I -12-5
水煤浆过滤特点及在线过滤器的研制		
..... 刘建忠、曹欣玉、姚强、赵翔、黄镇宇、周俊虎、吴晓蓉、岑可法		I -17-8
化工泵的优化设计、选型与节能	蔡保元、霍春源	I -25-5
供水系统的节能改造	刘殿魁、刘力	I -30-5

二、试验研究

开式和闭式离心泵进口回流的研究	黄建德	II -1-8
稠纤维浆液离心泵进口流动与纤维的流动化	曹树良、大场利三郎	II -9-7
离心泵蜗壳断面内的紊流时场流动特	李文广、薛敦松、胡泽明	II -16-4

三、性能分析及预测

运用 CADDSS 设计 RE-200 型罗茨鼓风机	翁小凡、卢日清、黄江华	III -1-7
复杂工艺过程中的透平压缩机系统喘振点计算模型		
..... 戴冀、谷传纲、苗永森		III -8-6
磁力泵能量损失分析与设计探讨	李志鹏	III -14-5
在性能上提高国际标准泵优等品率的措施	周孟明、王德润、曹奎桐	III -19-3
低温粉碎机粉碎热的测定及温升特性的模拟	郭有仪、谢红军、何新楷	III -22-5
MPS 磨组合式旋转分离器的原理及性能分析		
..... 孔文俊、程尚模、栾庆富、张晓梅		III -27-6
水轮机转轮内全三维紊流计算	吴玉林、韩海、曹树良	III -33-6

四、数值分析

低稠度串列叶栅扩压器流场数值分析	赵晓路、王巍	IV -1-6
离心叶轮内部流场的数值研究 — Ghost 叶轮内流全三元粘性数值分析		
..... 刘立军、徐忠		IV -7-6
离心泵叶轮内部紊流数值计算	孙自祥、吴玉林、薛敦松	IV -13-5

射流泵混合长度的计算方法研究	张翼飞	IV -18-7
气液两相混输泵转轮内部流场计算模型	何燕雨、吴玉林、曹树良	IV -25-5
离心式内外圈叶片叶轮流动分析	黄修乾	IV -30-6
液体在线混合室混合效果的研究	朱锡锋、路甬祥、阮晓东、陈越南	IV -36-5
超细粉分级机转子内流场的理论研究	郝国防、王志峰	IV -41-8
轴流风机流道内的三维湍流流场计算		
.....	苏莫明、谷传纲、杨波、苗永森、刘正先	IV -49-7

五、其他与讨论

圆齿蜗杆压缩机转子曲面设计	董平、刘健	V -1-4
喷吹白灰系统及无机械控制送灰技术的开发与应用	田冀华	V -5-5
液 — 液旋流分离技术研究与发展	冯进、胡泽明、孙自祥	V -10-6

低扬程双向泵的水力性能与结构特点

张仁田

(江苏省水利勘测设计研究院, 扬州225009)

1 概述

在农业排灌工程及城市供排水工程中, 一些低扬程泵站有双向运行的要求, 即同一座泵站, 在某一时段内排涝运行, 而在另一时段内反方向运行引水灌溉或改善水环境。要实现低扬程泵站的双向运行, 主要有两种方法: 一种是采用双向叶轮配单一流道, 由叶轮本身的双向特性正、反向运转实现双向运行, 该型式双向泵多为卧式布置; 另一种是采用单向轴流式叶轮配双向流道, 由设置在两侧的4扇闸门交叉切换实现双向运行, 该型式双向泵则需要立式布置。本文重点介绍近年来结合工程建设研制的几种低扬程双向泵的水力性能和结构特点。

2 叶片转180° 双向泵的水力性能和结构特点

2.1 叶片转180° 双向泵的水力性能

当水泵叶片保持原有正向抽水位置不变, 而改变旋转方向, 水流就会由正向流动转换为反向流动, 但此时叶片以原有的背面(凸面)作为工作面, 原来的工作面(凹面)成为背面, 叶片呈反弓形。根据水力学原理, 这种在负冲角下工作的叶型, 升力系数减小, 阻力系数增大, 亦即水泵的扬程大幅度降低, 效率也很低^[1]。因此, 为改善反向特性, 可将叶片旋转180°, 使水泵在反向运行时叶片也处于正常工作状态。 $n_m=1000$ 模型叶轮叶片转180°时正、反向水力特性如图1(a)所示。

虽然在泵反转时叶片工作面仍为工作面, 叶片也呈正弓形, 叶轮本身保持了较高的升力系数和效率, 但由图1(a)可知, 最优工况点的效率降低3%, 扬程下降了16%, 流量减少22%。根据水泵基本方程 $gH/\eta = u(V_{u2}-V_{u1})$, 水流在进入叶轮之前先流经导叶体, 使水流稍作旋转再进入叶轮, 即 $V_{u1} \neq 0$, 当水流从叶轮流出时, 由于没有后导叶体, 水流将作旋转状进入扩散管, 使 V_{u2} 的能量无法回收, 即导叶体影响叶轮反向运转的水力性能。因此, 要保证叶轮正、反向性能接近, 在叶片旋转180°的同时, 需考虑导叶体的设置, 可在叶轮两侧均设置导叶体或取消导叶体, 但这两种方法都影响正向性能, 图1(b)为叶轮前后有导叶体时的水力性能。尽管正、反向性能基本重合(此时的差异为流道不对称所致), 但正向效率下降了8%左右, 而反向仅提高了1%左右, 很显然, 前导叶的存在对水泵性能有一定的影响。

2.2 叶片转180° 双向泵的结构特点

对于直径较小的叶轮, 采用可拆卸的筒型泵结构型式^[2] 或将叶轮和导叶体部分做成完全可拆卸的, 在正、反向运行工况转换时, 将筒型泵或可拆卸段吊起旋转180° 再

装入，改变原动机的旋转方向，保证了导叶体始终在叶轮的出口边。无论正向或反向运行，都是性能优良的单向泵。这种结构型式在运行工况切换时需要抽空泵体和进出水流

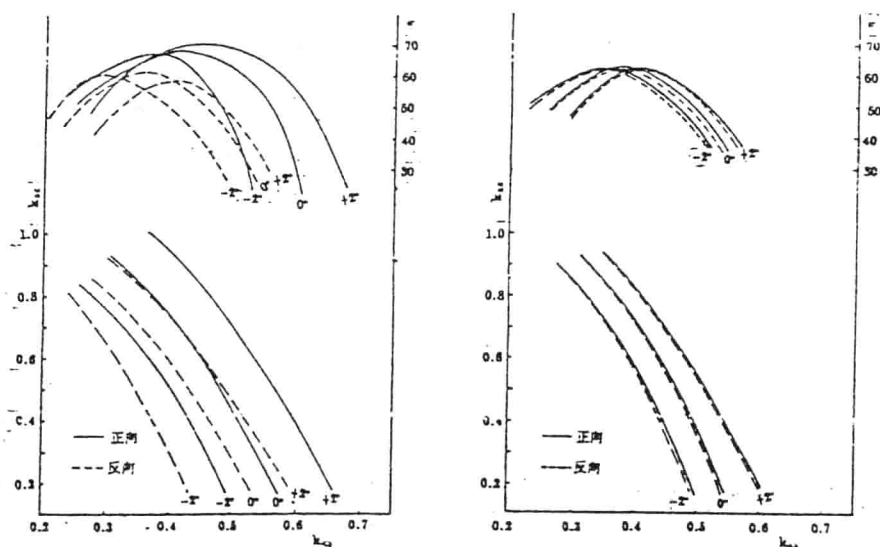


图1 $n_m=1000$ 模型叶轮叶片转 180° 时双向特性曲线
(a)一侧有导叶体 (b)两侧有导叶体

道中的积水，拆卸和再装配也需要一定的时间，当不是筒型泵时还需要移动原动机的位置或配备2台原动机。

对于直径较大的叶轮，采用拆卸调头的方式是较困难的，因此采用操作机构调节叶片使之旋转 180° ，导叶体位置固定不变的方式。导叶体的设置视正、反两种运行工况要求而定，当某一运行工况性能要求可适当降低时，仅设一侧导叶体即可；当两种运行工况性能要求相同时，可在两侧布置导叶体或取消导叶体。叶片旋转 180° 的关键是操作机构，无论是带有操作架还是不带操作架的转动机构，无论是采用液压操作抑或机械传动，由于转动臂转 180° 时存在“死点”，故需要较大的操作力，利用惯性克服“死点”，所以操作不灵活。江苏省秦淮新河泵站直径1650mm的轴流式双向泵采用了液压操作带操作架的转动机构，在运行一段时间后由于操作失灵而叶片无法转动 180° ，反向运行的最高效率降低了20%左右。近年来，随着齿轮加工工艺的进步，采用伞齿轮传动方式可以保证叶片在 360° 范围内任意转动(图2)，上海浦东引排水工程中某泵站直径

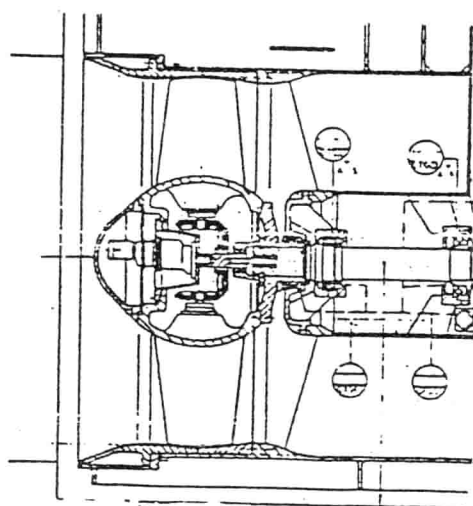


图2 伞齿轮调节叶片机构

可以保证叶片在 360° 范围内任意转动(图2)，上海浦东引排水工程中某泵站直径

2000mm的双向泵就采用了这种调节方式。

3 S形叶片双向泵的水力性能及结构特点

3.1 S形叶双向泵的水力性能

叶片旋转 180° 则需要一定的操作机构,增加了机组的复杂性和造价,因此开发了具有“S”形叶型骨线叶片的双向叶轮,也就是将叶片做成对称型的,无论是正向还是反向运行时,水流在进入叶片通道后总有一段承扩散通道形状(凹面),然后再经过一段凸面,不需要叶片转 180° ,仅将泵的旋转方向改变即可。S形叶片双向叶轮的设计是分别按正、反向各自的运行参数选择对称或不对称的翼型进行叠加合成,或根据正、反向运行小时数,采用权系数法对同一种翼型作不同的处理,再首尾交错叠加合成,则叶型骨线呈S形(图3)。在用升力法设计时,也可以采用不同的环量分布规律进行设计。由于要兼顾两个运行方向,所以最高效率有所下降,图4(a)为 $n_{\text{总}}=1000$ 的S形叶片一侧有导叶体时的正、反向工况性能曲线,该导叶体的形状与前述 $n_{\text{总}}=1000$ 单向叶轮中的导叶体相同,但与图1(a)相比,正向、反向效率均降低了4%。

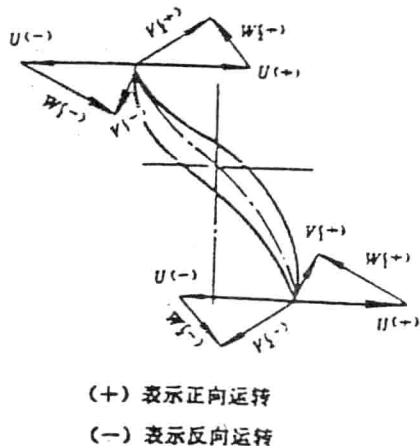


图3 S形叶片

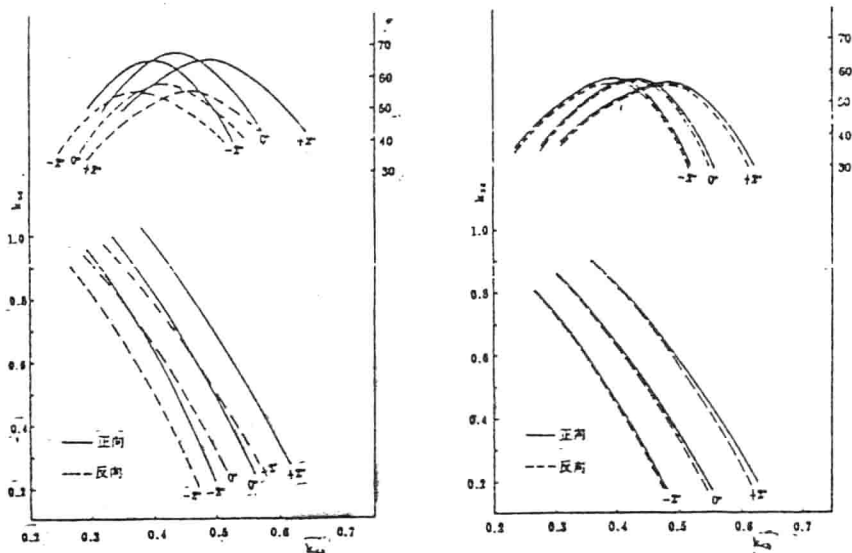


图4 $n_{\text{总}}=1000$ S形叶片双向叶轮性能曲线

(a) 一侧有导叶体 (b) 无导叶体

要保证S形叶片双向叶轮双向特性较接近,亦可采用两侧均布置导叶体或取消导叶体的方法,图4(b)为取消导叶体后的性能曲线,正向效率下降了9%,反向也下降了1%,

很显然,无后导叶体的影响是明显的。

3.2 S形叶片双向叶轮的结构特点

S形双向页片是由正向和反向两组单曲率翼型首尾叠合而成,所以弦长 l 较短,而且存在两个方向相反的挠度,数值也很小,例如 $n_s=1000$ 的S形叶片双向叶轮在轮缘处的相对挠度 $\overline{f}_1=\overline{f}_2=1.2\%$,叶型的弦线与骨线几乎重合,即S形叶片的叶型接近于平板。与相同转速的单向单曲率叶片相比,虽然轮毂处与轮缘处安放角之差相同,但叶片的安放角减小较多^[3],根据翼型绕流计算理论,具有S形骨线的翼型在零冲角时不产生环量,所以实际运行中需调整叶片安放角保证一定的冲角入流,从而导致了S形叶片效率的下降。

对于S形叶片的双向泵,当叶片固定在某一安放角运行时,则不需要任何调节/操作机构,使叶轮结构简单化。如取消导叶体,在灯泡贯流式机组中叶轮为一悬臂^[5],则由灯泡体的悬臂锥形管支承水泵的转动部件,因此悬臂锥形管应具有足够的刚度。锥形管除了布置一定的环形筋板外,还需布置足够的轴面筋板,筋板的数量和尺寸可通过有限元结构计算加以确定。显然,支撑灯泡体的上下支座愈靠近叶轮,锥形管的悬臂愈短,刚度也就愈容易满足,但是距离太近将影响水力性能。经模型试验,上下支座与叶轮中心间距为 $0.7D_1$ 较合适(图5)。对于大型机组

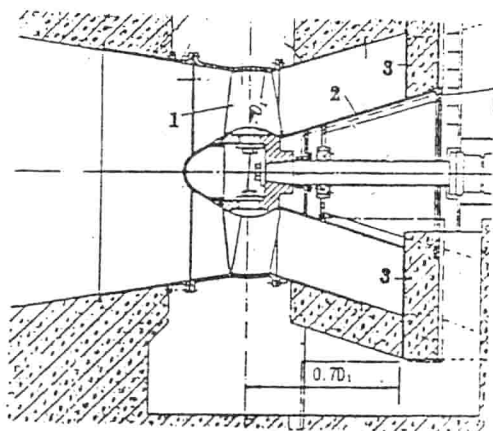


图5 无导叶体双向泵结构

1.S形叶轮 2.悬臂锥形管 3.上下支座

来说,这种悬臂式结构设计较困难,而较为简单的方法是在导轴承处对称布置4只平板导叶,它们虽没有导叶体的作用,但可以承受径向力。

4 双流道双向泵的水力性能与结构特点

4.1 双流道双向泵的水力性能

无论是叶片转 180° 还是S形叶片的双向泵,要保证其正、反向特性一致,则需要叶轮的两侧布置导叶体或取消导叶体,但是,由于采用了单一流道,反向运行的进水流道是正向运行时的出水流道,而反向运行时的出水流道是正向运行时的进水流道,进水流道不可能完全对称,如灯泡贯流式、轴伸式等,而扩散损失又大于收缩损失,因此无法做到正、反向特性完全一致,性能优良的灯泡贯流式流道正、反向运行时对效率的影响为 $1\%\sim 2\%$ 。对于双流道双向泵,流道完全可以根据需要设计成对称型,而且叶轮又为单向叶轮不受导叶体布置的影响,即可做到正、反向特性完全相同,图6为142M-125($n_s=1250$)模型叶轮配立轴开敞式(Open Sump)双向流道时的双向特性。

影响双流道双向泵水力性能的因素有两个方面:其一是叶轮的特性,设计时可选择性能优良的水力模型;其二是流道形式,而且流道形式的影响是主要的。随着流量的变化,流道特性对装置的影响极大,采用双向流道后,增加了死水区和回流区,流道水力损失增大,而且与流量的二次方成比例,所以在大量工况装置效率显著下降。实测结

果表明^[1], 与单向流道相比, 双向流道的水力损失约为单向流道的1.5~2.0倍, 而且出水流道水力损失是主要的。因此提高双流道双向泵水力性能的研究应将叶轮与流道结合起来研究, 重点是改进出水部分的水力性能。很显然, 采用立轴开散式出水, 并改进后导叶体的型式及增加扩散管的长度能较好地改善水力性能^{[1][4]}。

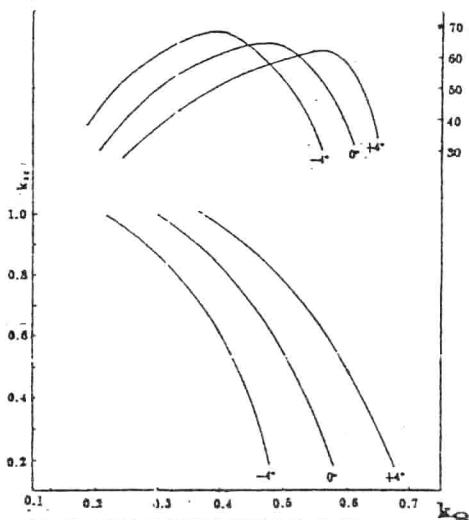


图 6 双流道双向泵性能曲线

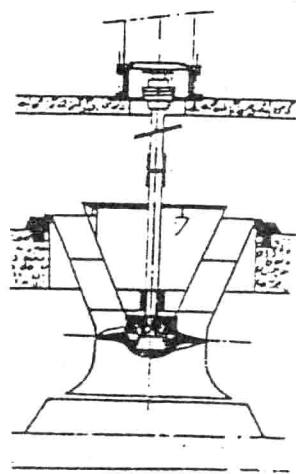


图 7 立轴开散式双向泵结构

4.2 双流道双向泵的结构特点

双流道双向泵是立轴式轴流泵, 由于采用开散式双向出水流道, 因此取消了出水弯管等零件, 在导叶体后直接出水, 所以泵的结构大为简化。但是, 导叶体出口后的水流突然向开散式出水流道扩散, 流速较大, 不能充分消除叶轮出口环量, 在出水流道中旋转水流的搅动十分明显^[4]。因此应针对双向流道的特点重新设计导叶体和扩散管, 在设计导叶体时, 使其和内外壁的真实夹角接近 90° , 尽量做到导叶体出口水流无环量。在导叶体后增加一段扩散管, 经模型试验, 扩散管长度为 $1.00D_1$ 、当量扩散角 $<20^\circ$ 时较优, 可提高装置效率4%左右。图6性能曲线对应的泵结构如图7所示。当然, 除了对泵的导叶体和扩散管进行优化设计外, 还对进、出水流道的宽度, 进水喇叭管形状, 悬空高度等进行了优化试验, 并采用三维k- ϵ 紊流数学模型进行水力计算。结果表明, 流道宽度 $B=2.6\sim 2.8D_1$ 及悬空高度 $h_H=0.6\sim 0.8D_1$ 较合适, 进水喇叭管形状宜采用1/4椭圆及在进水流道中设置垂直隔板可以有效地消除漩涡^[5], 该结构的双向泵已用于太湖流域治理工程中的泵站。

5 三种低扬程双向泵的对比与分析

5.1 水力性能的对比与分析

三种双向泵的最优性能参数如表1所列。

由表1可知, 三种双向泵的水力性能较接近, 其中单曲率叶片转 180° 的双向泵正向工况(有后导叶体)最优, 因为该工况就是一般的单向泵工况, 该工况下的水力损失主要是流道的水力损失, 而且该损失较小, 而双流道双向泵的流道损失较大, 影响效率4%以上。在双向叶轮双向泵中, 导叶体的作用是不可忽视的, 对效率的影响可达7%~10%,

同样对流量和扬程也产生影响,其中尤以取消导叶体较差。虽然双向叶轮双向泵两侧均设置导叶体或取消导叶体可以使正、反向工况特性基本接近,但仍有一些差别,主要是由于进、出水流道不对称所致,只有双流道双向泵可以做到双向特性完全一致,但由于双流道双向泵中流道水力损失是主要影响因素,所以在高流量工况其水力性能低于叶片转 180° 的双向泵和S形叶片双向泵。

表1 最优性能参数表

序号	叶轮及装置型式	工 况	k_Q	k_H	η (%)	n_s	特性曲线
1	单速率,一侧有导叶体 叶片转 180°	正 向	0.465	0.804	71	1000	图1(a)
		反 向	0.363	0.677	62	1000	图1(a)
2	单速率,两侧有导叶体 叶片转 180°	正 向	0.374	0.795	64	1000	图1(b)
		反 向	0.373	0.792	63	1000	图1(b)
3	S形叶片,一侧有导叶体	正 向	0.454	0.667	67	1000	图4(a)
		反 向	0.442	0.549	58	1000	图4(a)
4	S形叶片,无导叶体	正 向	0.431	0.559	58	1000	图4(b)
		反 向	0.430	0.556	57	1000	图4(b)
5	双流道双向泵 (142M-125)	正 向	0.398	0.579	68	1250	图 6
		反 向	0.398	0.579	68	1250	图 6

注: $k_Q=Q/nD_1^3$ $k_H=gH/(nD_1)^2$

5.2 结构对比与分析

显而易见,双流道双向泵是结构最简单、而且最可靠的泵型,在国内外有较为成熟的制造和加工经验;其次是S形叶片双向泵配有导叶体的结构型式;结构最复杂的是叶片旋转 180° 的双向泵并取消导叶体的结构型式,到目前为止尚未用于工程建设中。

主要参考文献

- 1 张仁田. 不同型式双向泵(站)模型装置性能分析. 水力机械技术, 1994年第4期
- 2 STORK POMPEN. Designation of water pump types and field of application. Netherlands. 1982
- 3 张仁田. S形双向叶片的空化特性及其分析. 第4次全国水电中青年科技干部学术报告会暨第6届全国水利水电工程学青年学术讨论会论文集, 北京: 1995年10月
- 4 关醒凡等. 低扬程水泵的研究开发. 江苏工学院流体机械研究所, 1991
- 5 张仁田等. 望虞河口枢纽泵型选择专题报告. 江苏省水利勘测设计研究院, 1994

离 心 泵 改 进

黄 广 元

泸州市磷肥厂
一九九五年三月十八日

从事离心泵改进已有 20 余年了.1983 年春改进成功《一种离心泵》效率提高 20% 左右;1992 年 12 月 16 日荣获国家专利,专利号: 91231203.3.1993 年 10 月再改进成功《增效离心泵》效率特别高,能力大增,排堵能力强,能自动调节工作能力大小适应不同扬程高度需要.1995 年 5 月 18 日推广应用到离心风机上改进成《强增效离心风机》强化了增效作用,进一步提高效率,增大能力.特介绍于下:

一、《一种离心泵》工作轮流道

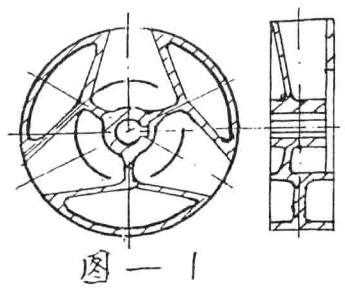


图 — 1

离心泵,乃至一切流体离心机械,都只有工作轮流道才是唯一把固体机械能转换成流体机械能的结构,工作轮流道就是工作道.当今世上的离心泵,乃至一切流体离心机械工作轮流道都是扇形流道;扇形流道内存在回旋流动损耗,扇形流道效率低,工况差,因此扇形流道是离心泵,乃至一切流体离心机械发展进步的主要障碍扇形流道改进是离心泵,乃至一切离心流体机械的一切改进中最重要,最迫切,最根本的改进.但是当今能见到的离心流体机械工作轮扇形流道改进成非扇形流道者少,能实用的非扇形流道就更少了,不得已才走上了离心流体机械工作轮流道改进的历程.因为流体力学的问题,不能用理论方法设计出好的非扇形流道来,所以才采用优选法来进行离心流体机械工作轮流道改进.1983 年春改进成功《一种离心泵》工作轮流道形式,如图-1 所示,工作轮流道数为三条;流道面全部为平面;流道宽度随工作轮半径增大而减小;流道深度随工作轮半径增大而加深的封闭式离心泵工作轮流道.经长期实用验证《一种离心泵》效率高,工况好,预示离心流体机械工作轮流道非扇形形式有发展前途.下面把 2PN 和 5/25 改成《一种离心泵》前后指标立于下

原 名	扬程 (M)	流量 (M ³ /H)	效 率	备 注
(1)2PN 泵铭牌	19	47	39%	
(2)2PN 提矿浆	10	3	小于 10%	矿浆含水 27%
(3)2PN 改《一种离心泵》提浆	10	50	40%	矿浆含水 27%
(4)5/25 泵铭牌	15	50	60%	只能提纯液
(5)5/25 提酸	10	50	40%	98% 硫酸
(6)5/25 改《一种离心泵》提酸	15	50	60%	98% 硫酸
(7)5/25 改《一种离心泵》提浆	10	30	40%	矿浆含水 27%

二、《增效离心泵》工作轮流道

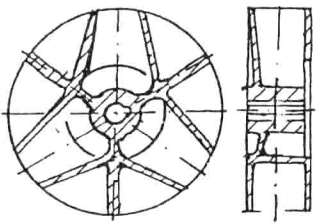


图 — 2

在《增效离心泵》工作轮流道改进中只说了改进后的流道,而没说明除流道以外的工作轮剩余部分作什么用.最初是用工作轮图体材料充填满除《一种离心泵》工作轮流道以外部份;后来改成凹副工作轮密封结构,如图-1 所示情况.后来见到洗衣机工作轮流道得到启示,把《一种离心泵》工作轮除流道外的剩余几部分改进成几片回旋增效流道,从而把《一种离心泵》工作轮改进成了《增效离心泵》工作轮,如图-2 所示.把《一种离心泵》工作轮流道保

留不变作为《增效离心泵》工作轮主流道;再把《一种离心泵》工作轮流道外与流道数相等的空余空间的凹副工作轮密封结构改进成开口向工作轮外园周外面,前后盖板全封盖,深度宽度充满这些空余区的V形、 ψ 形或V工作轮回旋增效流道。把主流道与增效流道相间组成的离心泵工作轮组合流道称《增效离心泵》工作轮组合流道,称主流道与增效流道组成的组合流道工作轮为增效工作轮,装用增效工作轮的离心泵称为《增效离心泵》长期的实用证明《增效离心泵》创造了离心泵的应用奇迹,展示了离心流体机械工作轮流道改进有光辉灿烂的发展前景,现把《增效离心泵》四大优点立于下面:

1.《增效离心泵》能力大增

一般离心泵达到铭牌流量的最高实用扬程比铭牌提程低30%左右。把一般离心泵改进成《一种离心泵》后达到原泵铭牌流量的最高实用扬程可达到原泵铭牌扬程高度,就是改进成《一种离心泵》后达到原泵铭牌流量的最高实用扬程比改前泵铭牌扬程提高30%左右。而把一般离心泵改进成《增效离心泵》后达到原泵铭牌流量的最高实用扬程比改前泵达到铭牌流量的最高实扬程还高30%左右,也就是改前泵实用扬程的两倍左右,相当于两台改前泵串联提升的总扬程高度,可称《增效离心泵》为单轮双级离心泵。一台当两台当然能力大增了。

2.《增效离心泵》效率特别高

一般离心泵的实用效率比铭牌效率低20%左右;把一般离心泵改进成《一种离心泵》后实用效率可达到改前泵铭牌效率,也就是比改前泵实用效率提高20%左右。而把一般离心改进成《增效离心泵》后实用效率比改前泵铭牌效率还高20%左右,相当于改前泵实用效率两倍那么大,比改进泵实用效率提高40%左右。《增效离心泵》在两倍于改前泵实用扬程高度,保足改前泵铭牌流量供应,虽然输出功率倍增,但是《增效离心泵》的效率是改前泵实用效率的两倍,所以改进成《增效离心泵》后所需输入功率还是不超过改前泵,改前泵动力设备继续使用不会超载,不必换用大功率动力设备,能长期正常连续运行。把一般离心泵改进成《增效离心泵》后实用效率是原泵的两倍,所以《增效离心泵》的效率特别高。

3.《增效离心泵》能自动调能力大小

一般离心泵只要超过达到铭牌流量的最高实用扬程运行,流量就迅速大幅度减小,反之扬程降低流量又迅速大幅增大,一般离心泵只能定压,不能定容。然而把一般离心泵改进成《增效离心泵》后高效率工作运行的扬程范围大,既能在两倍于改泵实用扬程高度保足改前泵铭牌流量供应,高效率运行,又能在远低于改前泵扬程条件下流量增大不多高效率工作;也就是说《增效离心泵》稳定的保持流量、保持高效运转的扬程范围大。《增效离心泵》保持高效,稳定流量供应适应不同扬程高度需要,自动调节输出功率大小的作用,这里称为《增效离心泵》能适应不同扬程高度能力大小自动调节作用;实际上能力大小自动调节作用就是通常所说的定容作用,《增效离心泵》是最先具有定容作用的流体离心机械,这进一步展示了离心流体机械工作轮流道改进的光辉灿烂发展前程。

4.《增效离心泵》排堵能力强

用2PN泵提升含水率27%的磷矿浆时不但能力小、效率低、工况差、振动大发热严重,而且常发生球磨机磨小的钢球沉积堵塞矿浆泵事故,甚至卡死,泵不能转动。把2PN

泵改进成《一种离心泵》后流量增大,流通性好,泵堵事故也有减少,但是没根本消除泵堵塞事故发生,然而把小功率小直径工作轮的 5/25 泵改进成《增效离心泵》顶 2PN 泵提升矿浆后既保足 50m³/h 的矿浆供应外还彻底消除了矿浆中的小钢球沉积在泵内形成泵堵塞的老大难问题,这既是完成离心泵改进主要目的之一,又是进行离心泵工作轮流道改进的成果之一。

泵 名	扬 程	流 量 m ³ /h	效 率	备 注
(1)2PN 铭牌	19	47	39%	
(2)2PN 提浆	10	3	小于 10%	矿浆含水 27%
(3)2PN 改《一种离心泵》提浆	10	50	40%	矿浆含水 27%
(4)5/25 铭牌	15	50	60%	只准提纯液
(5)5/25 提酸	10	50	40%	98% 硫酸
(6)5/25 改《一种离心泵》提酸	15	50	60%	98% 硫酸
(7)5/25 改《一种离心泵》提浆	10	30	40%	矿浆含水 27%
(8)5/25 改《增效离心泵》提浆	10	50	60%	矿浆含水 27%
(9)5/25 改《增效离心泵》提酸	20	50	80%	98% 硫酸

四、说明

1. 一般离心泵改《一种离心泵》或《增效离心泵》含意说明

前面多次提到一般离心泵改进成《一种离心泵》或者把一般离心泵改进成,《增效离心泵》其意思是把一般离心泵的工作轮流道改进成《一种离心泵》工作轮流道,或者《增效离心泵》工作流道,工作轮外径大小不变,除泵壳与工作轮配合性变动外,原泵其它一切零件不变,转速不变,原配动设备不变。

2.《增效离心泵》威力大效率特别高的机理

《增效离心泵》工作运转时流体进入工作轮后首先流经工作轮主流道,第一次获得机械能后进入泵壳流道流动.泵壳流道中流动的流体,一方面受扬程回压力作用被压向工作轮增效流道内;另一方面增效流道内紧贴增效流道工作面的流体受工作面作用再次获得机械能,高能高速流出增效流道后,使增效流道内压力下降又把泵壳流道内流动的流体吸入工作轮增效流道内回旋流动.经过增效流道后的流体事实上经过了工作轮主流道和增效流道两种工作轮流道串联增能加速,相当于经过了两台一般离心泵串联提升或者经一台有两个工作轮串联的双级泵提升,因此《增效离心泵》能力大增,可称得上单轮双级离心泵.无论两台泵串联还是两个工作轮串联都比同一工作轮内两种流道串联的中间环节多,因此《增效离心泵》能量损耗小是效率高的原因之一.前面介绍了《一种离心泵》工作轮流道效率高,也就是《增效离心泵》工作轮主流道效率高,这是《增效离心泵》效率高的原因之二.这里首先强调说明的是一般离心泵工作轮扇形流道中的流体回旋流动是靠吸收该流道进口进流流体能量来维持回旋流动的,参与回旋流体大部分保持在回旋圈内封闭式回旋流动,温度升高,因此只造成能量损耗、降低效率,有害而无益,《一种离心泵》工作轮流道就是去除了这种回旋损耗而提高了效率,反过来也说明扇形流道中的回旋流动确实有害.然而《增效离心泵》工作轮增效流道内流体回旋流动是靠吸收工作轮增效流道工作面的能量来形成的,参与回运流体大多数以高能高速流出工作轮外,只有

回旋中心有极少流体保持原位回旋,因而增效流道回旋增大了能力,提高了速度,改善工况、提高效率,实践测试证明增效流道效率特别高,而且随着能力增大效率随之进一步提高,增效流道效率高是《增效离心泵》效率特别高的原因之三。

3.《增效离心泵》能力大小自动调节原因

《增效离心泵》随外部扬程高低不同自动调节自身工作能力大小适应扬程变化的需要也是工作轮增效流道的作用。当《增效离心泵》在外部扬程低的条件下工作运转时,泵内压力小,压回进工作轮增效流道的流体占的比例小,扬程低还使回进到增效流体速度高,经过增效流到后速度增加少,能量也增得少,这就使《增效离心泵》自动减小能力适应低扬和条年高效运转,反之在外部扬程高运转时泵内回压力大,压回进到工作轮增效流道流体占的比例大,扬程高还使回进到工作轮增效流道流体的速度低,经过增效流道后速度增加得多,能力增大得多,效率也随之提高,《增效离心泵》就这样自动增大能力适应高扬程条件需要,能力大小自动调节作用实际上是定容作用,增效流道确实不只是离心式流道。

4.《增效离心泵》排堵能力强的原因

《增效离心泵》排除固体块团沉积堵塞泵的能力强的原因也是工作轮增效流道优化泵壳内流态的结果。《增效离心泵》工作运转中工作轮主流道出流的固体块团,速度低、能力小、无力流出泵外,只能紧贴工作轮外园周慢流,这正使它们优先进了工作轮增效流道第二次增能加速度。经过工作轮增效流道后的固体块团园周速度大增,当流出增效流道后就飞身跃到泵壳流道外层流动;经过增效流道后的固体块团的绝对速度也大得多,势必优先流出泵外,从而彻底消除固体块团在泵内沉积堵塞。泸州市磷肥厂就应用 5/25 改进成《增效离心泵》提升磷矿浆彻底消除了矿浆中小钢球沉积堵塞的老大难问题的原因就是如此。

离心流体机械工作轮流道改进势在必行!工作轮流道改进成果已展示了流道改进不但可行而有远大的发展前途!离心流体机械工作轮流道改进必将在 21 世纪创造辉煌业绩!

磁力传动联轴器优化设计数学模型

李 志 鹏

湖南省机电研究院

摘 要:

本文论述了磁力传动联轴器在满足传动扭矩条件下,以磁力传动联轴器结构几何参数和磁路为研究对象,建立磁材料用量为目标函数的磁力传动联轴器优化设计数学模型的方法和推导过程。

关键词:

磁力传动、联轴器、优化设计、数学模型

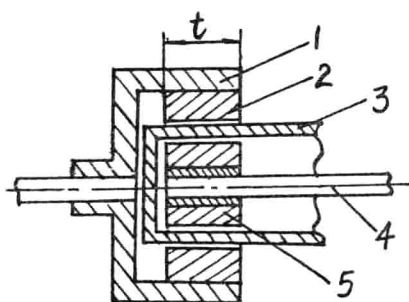
1. 引 言

在泵、风机、压缩机、搅拌器、反应釜等旋转式机械设备上,采用磁力传动联轴器来传递功率,可以取消轴封,从而避免运行过程中介质泄漏,达到保护环境、杜绝泄漏损失和轴封检修停机等经济损失。

但由于磁材料价格昂贵,采用磁力传动联轴器传递功率会使机械设备成本增加,由此使磁力传动联轴器的推广应用受到一定的限制。因此,必须对磁力传动联轴器的磁路和结构设计进行深入研究,以获得用磁材料最少的设计方法,降低设备制造成本。下面就磁力传动联轴器在满足传动扭矩条件下,以求用磁材料最少来探讨磁力传动联轴器的优化设计问题。

2. 磁力传动联轴器结构及传动原理

磁力传动联轴器由内磁转子和外磁转子及隔离套组成(图 1)。在内、外磁转子上成偶数布置瓦片式永磁体,在磁性作用下,内、外磁转子相互偶合构成一个磁力系统。当电动机处于静止状态时,由于内、外磁转子磁体异性相吸,使得内、外磁转子处于正对位置,此时,内、外磁体之间吸力是径向的,切向分力为零,无力矩产生(图 2),当电机处于运动状态时(假定为逆时针方向旋转),外磁转子相对内磁转子产生一个超前错位角 ψ 。由于错位角的存在,内外磁转子上的磁体之间的作用力发生倾斜,偏离径向。如:外磁转子上磁块 N 对内磁转子上磁块 S 的吸力(拉力) F_1 产生一个向左的切向分力 $F_{1\tau}$ 。同时,外磁转子上磁块 S 又对内磁转子上磁块 S 的斥力(推力) F_2 产生一个向左的切向分力 $F_{2\tau}$,这两个切向分力的合力对轴心线形成了传动力矩,驱动内磁转子、轴及旋转部件与电机同步旋转(图 3)。



1—主动机构, 2—外磁环, 3—隔离套
4—从动机构, 5—内磁环

图1

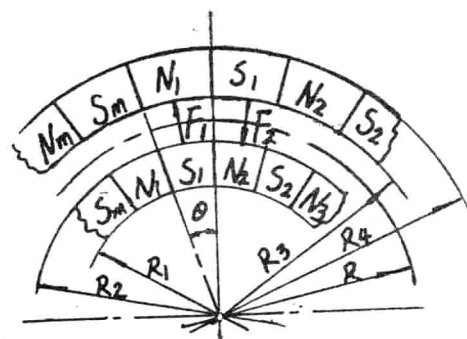


图2

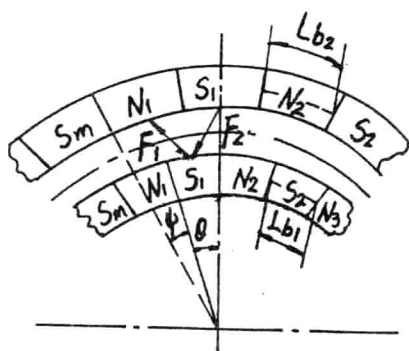


图3

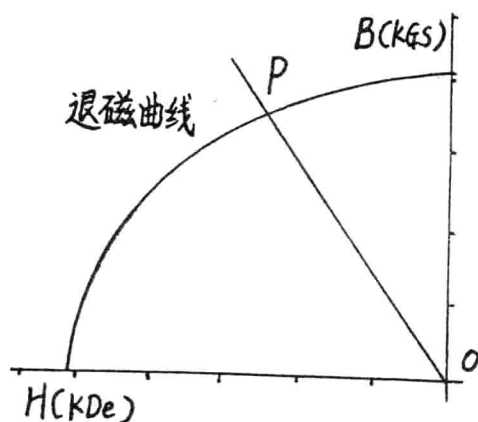


图4

3. 磁力传动联轴器的设计计算

磁力传动联轴器的设计是根据磁力传动原理进行几何结构设计和磁力矩计算的过程。几何结构及尺寸见图1、图2、图3。磁力矩计算如下。

3.1 求磁块工作负载线

磁块工作负载线为一直线, 其斜率为

$$T_s = \frac{B_m}{H_m} \\ = -\frac{K_1}{K_2} \cdot \mu \cdot \frac{A_s}{A_m} \cdot \frac{L_m}{L_s} \quad (1)$$

式中 μ ——负载系数;

A_g ——气隙截面积;
 A_m ——磁块平均截面积;
 L_m ——磁路磁块中点厚度;
 L_g ——工作气隙;
 K_1 ——漏磁系数;
 K_2 ——磁通损失系数;
 B_m ——剩磁;
 H_m ——矫顽力。

图 4 是磁块的退磁曲线图,OP 为磁块工作负载线,由此求出 B_m, H_m 。

3.2 磁路系数 K_3

$$K_3 = \sqrt{\frac{ma}{L}} \quad (2)$$

式中 a ——磁极与气隙的总厚度;
 L ——有效磁路长度;
 m ——磁极数。

3.3 磁化强度 N

$$N = \frac{B_m - H_m}{4\pi} \quad (3)$$

3.4 有效工作磁块强度 H_w

$$H_w = 4\pi N \left[1 - \frac{L_g}{\sqrt{L_g + L_m}} \right] \cdot K \cdot \sqrt{\frac{h}{L_b}} \quad (4)$$

式中 L_b ——磁块平均宽度;
 K ——磁块极面形状系数,一般为 1.03~1.25;
 h ——磁块平均厚度。

3.5 磁块产生的最大力矩 $T_{\max}$

$$T_{\max} = \frac{1}{5000} K_3 \cdot N \cdot H_w \cdot V_m \cdot R \quad (5)$$

式中 V_m ——磁块总体积;
 R ——平均转动半径。

4. 优化设计数学模型

4.1 设计变量的初定

优化设计的目的是在满足传递扭矩条件下所选用磁材料最少。因此,设计变量是与磁块形状有关的几何尺寸和磁块数 m 。由图 1、图 2、图 3,设计变量初步确定为 $R_1, R_2, R_3, R_4, \theta, t, m$ 。

4.2 目标函数的推导

根据优化设计目标要求,目标函数可表达为用磁材料的总体积 V_m 与所确定的设计变量之关系式。即 $V_m = f(x), x = [R_1, R_2, R_3, R_4, \theta, t, m]^T$ 。所设计磁块的总体积为:

$$V_m = \theta \cdot m \cdot t [(R_4^2 - R_3^2) + (R_2^2 - R_1^2)] \quad (6)$$