蜗壳式多级离心泵特性及压力脉动研究*

杨军虎12 安 策1 张利红1 吴国鸿1

(1-兰州理工大学能动学院,兰州,730050;2-甘肃省流体机械及系统重点实验室,兰州,730050)

摘要:为了研究压力脉动在蜗壳式多级离心泵内的级间相互关系,以改变第二、第三级间叶轮的周向位置建立不同方案,利用 FLUENT 软件,采用 SST *k-w* 湍流模型对蜗壳式多级离心泵的内部流场进行多工况的非定常数值模拟,获得各个方案不同监测点的压力脉动特性,并对其进行对比分析。结果表明:在本研究中,压力脉动的级间叠加现象 只发生在第四级叶轮内。即使第四级叶轮处于相同位置时,不同方案下,第四级叶轮及蜗壳内的压力分布也呈明显不同。在发生压力脉动级间叠加的第四级监测点上,压力脉动主频的幅值发生了明显变化,但是主频的频率值却无任何改变。

关键词: 蜗壳式离心泵 多级泵 数值模拟 压力脉动 频谱分析 中图分类号: TH311 文献标识码: A

引 盲

叶轮对称布置的蜗壳式多级离心泵具有自动 平衡轴向力、方便拆卸维修等优点。相比较于节 段式多级离心泵,蜗壳式多级离心泵内的液体流 动摩擦面积小且流道拐弯半径较大,使得水力损 失较少,因此,泵的效率相对较高,泵的效率曲 线平坦,高效区较宽¹¹。但是,蜗壳式多级离心泵 的振动却是不得不面对的一个主要问题。其振动 主要包括机械振动、水力振动两个方面。其中, 水力振动是由压力脉动、非设计工况下的不稳定 流动及空化等因素引起的¹²。本文主要研究的是蜗 壳式多级离心泵内的压力脉动。

涉及离心泵内的压力脉动研究,国内外已有 大量文献可供参考。日本 Nagahara¹³、西班牙 Gonzalez¹⁴等人的研究验证了采用数值模拟方法研 究离心泵压力脉动特性的可行性。SPENCE 等¹⁵的 研究表明蜗壳中间断面上部的监测点可以更好地 反映泵内部压力脉动的变化情况。美国 MMBN公 司根据多年研究¹⁶得出压力脉动是由汽蚀 (空化)及动静叶片干涉等因素引起的。何秀华¹⁷通

* 基金项目:国家科技支撑计划(2013BAF01B02)

过试验指出轴频压力脉动取决于动静干涉等因素, 叶频压力脉动取决于泵的水力设计。朱荣生等¹⁸的 研究表明在设计工况和大流量工况下,叶频是主 要影响频率;而在小流量工况下,轴频是主要影 响频率,压力脉动幅值随偏离工况的情况而变化。 施卫东等¹⁹对两级模型泵(节段式)进行研 究,表明叶轮内的压力脉动主要由叶频决定,在 次级流道内,不仅受到自身动静干涉的影响,同 时受到前方首级流道动静干涉的影响,脉动频率 信号产生了叠加。丛国辉、王福军¹⁰对双吸离心泵 进行了不同工况下非定常数值模拟,发现压力脉 动幅值随着流量偏离设计工况的程度而变化。

上述研究均是针对单级离心泵或者节段式多级离心泵的,却鲜有以蜗壳式多级离心泵为研究 对象。因此,本课题以 430DY450-HY 型蜗壳式多 级离心泵作为研究对象开展研究。

1 几何模型及监测点的选取

离心泵基本参数(设计工况): 流量 Q=430 m³h、 扬程 H=466 m、转速 n=2980 r/min。叶轮设计参数 列于表 1 中。

模型采用 Pro/E 进行三维建模,其全流道模型 如图 1 所示。

表1 叶轮设计参数

参数	数 值
 叶轮外径/ mm	318
进口直径/mm	160
出口宽度/mm	22
叶片数	7.
叶片包角/(°)	135



图 1 全流道模型



首级叶轮 二级叶轮 四级叶轮 三级叶轮

图 2 改变原模型的二、三级叶轮的周向位置 (从左到右分别为一、二、四、三级叶轮)

方案1的叶轮排列方式如图2所示。方案2、 3、4 是通过改变方案1的二、三级叶轮的周向位 置实现的。这一过程在ICEM中进行,如图2所 示。

本课题的研究对象是 7 叶片的,相邻叶片的周向位置相差约为 51.42857°。因此,将其四等分为 13°,每改变 13°订立一个方案。方案 2 是将二、三级叶轮的周向位置分别沿着图 2 所示方向改变 13°。同理,方案 3、4 所改变的角度分别为 25.7°和 38°。其中,模型 3 的角度选取原则是当一级叶轮的叶片距离蜗壳隔舌最近时,二级叶轮的叶片距离蜗壳隔舌也是最近的。在首级叶轮位于初始位置时,各方案的二级叶轮如图 3 所示。



2 数值求解方法

2.1 网格划分

应用 CFD 前处理软件 ICEM 对模型进行网格划 分。为了获得相对稳定的进、出口流动,对多级离心 泵的进、出口分别延长了4倍管径(分别为100 mm、 80 mm)。为减少计算量,将叶轮进出口延长的部分



(a) 全流道网格划分



以及二级与三级之间的管道部分进行结构化网格划 分,而其余部分采用非结构化四面体网格进行网格 划分,并在蜗壳隔舌和吸水室隔舌的位置进行网格 加密,最终的总网格数为5 880 620 个,如图 4(a) 所示。图 4(b)为首级叶轮结构化网格分块。

2.2 湍流模型的选取

首先是采用 RNG *k*-*ε* 湍流模型进行非定常数 值模拟,再以非定常模拟计算得到的结果作为初始 值,采用 SST *k*-ω 湍流模型进行非定常数值模拟。







进口边界条件采用 velocity-inlet,经过计算得 到湍流强度(Turbulent Intensity)的值为 3.02%,湍



流长度尺度(Turbulent Length Scale)的值为 17.5 mm。出口边界条件采用 outflow。不同计算域 之间的交界面采用 interface 边界条件,其余壁面 wall 采用标准壁面函数。

2.4 非定常模拟设置

非定常数值模拟的时间步长设为 1.431912558E-4 s,这个时间步长为叶轮转过 18/7 度后所用的时 间。如此设置时间步长是因为本文所使用模型为 7 叶片的叶轮,即每经过 140 个时间步长,叶轮旋转 一周。在计算时,时间步长共设置了 1400 步,即 叶轮旋转了 10 个周期,读取最后一个周期的数据 进行分析。

2.5 监测点设置

坐标点如图 5 所示选取,其中 X1、X3、X5、 X7 四点位于叶轮与隔舌之间,将这四个点绕着转 子的旋转轴旋转 180 度之后得到 X2、X4、X6、X8 四个点。这八个点均位于叶轮出口处 2 mm 的地 方。

3 计算结果与分析

为了与实验结果相对比,模拟所使用的转速为 2993 r/min,所使用的工况为 428.98 m³/h。



图 7 第四级监测点压力脉动时域图

图 6 为前三级监测点监测到的压力脉动时域 图。从图 6 中可以清晰地看出,在一个周期内,不 同方案的各监测点静压值的压力脉动数均等于叶轮 叶片数。这说明此处的压力脉动主要与叶轮、隔舌 间的动静干涉有关。各叶片周期的压力脉动并不是 完全一致的,这是由其蜗壳后接的过渡流道或管道 内的不稳定流动造成的。

二、三级监测点所反映的压力脉动的谷值所处 的时间存在着明显的差异性,这是由于这两级叶轮 的周向位置改变之后,同一瞬时叶轮与蜗壳所发生 的动静干涉强度也随之改变,从而出现了图 6(c)~ (f)所反映出的现象。

由于不同方案下 X7、X8 监测点的时域图存在



图 8 方案 1 的中间轴面压力分布图

0.02

0.02

着较大的差异,因此单独列出,如图7(a)、图7(b) 所示。

从图 7(a)中可以看出,虽然四个方案下,依 旧存在着与叶片数相同的周期,但是在方案 1 与方 案 2 中,每个周期中出现了两个波谷。在图 7(b) 中,方案 3 与方案 4 也同样在每个周期中出现了两 个波谷。压力较低的波谷均位于同一时间处,这主 要是由第四级叶轮与隔舌的动静干涉造成的。再对 比图 7(a)中方案 1、方案 2,同一个叶片周期内压 力值较高的波谷所对应的时间差值为 7.2E-4 s,即 5 个时间步长,这与第三级监测点所反映出的方案 1、方案 2 相邻波谷所相差的时间是一致的。由此 得出结论,第三级叶轮处产生的压力波动对第四级 叶轮造成了明显的叠加现象。



由于前两级的叶轮、吸水室、蜗壳以及过渡流 道与后两级是相似的,但是前两级并没有发生明显 的压力脉动级间叠加现象。这种叠加现象只发生在 后两级内,并且只由第三级向第四级传递,第四级 的压力脉动并没有对第三级造成明显影响。

定常计算时,方案1的中间轴面压力分布图如 图8所示。

从图 8 中可以看出,从首级到第四级,压力分 布是从低到高递增的。从前两级的监测点分析得 出,其分布的压力区域为-350~850 kPa,而后两级 为 1400~2800 kPa。这说明在 1400~2800 kPa 的压 力分布区域内容易发生级间的压力脉动叠加现象, 且是由前一级向后一级传递的。

3.2 各方案第四级叶轮及蜗壳内压力分布

由于本课题是读取最后一个周期的数据进行分析的,因此以该周期的第一个时间步长作为初始 值。鉴于压力脉动的周期性与叶片数是一致的,在 选择时间时只选取了前 1/7 个周期内的时间,即一 个叶片周期,分别选取了 t₁=0 s、t₂=8.59E-4 s、t₃= 1.718E-3 s、t₄=2.577E-3 s 作为样本。

图 9 为不同瞬时各方案第四级叶轮及蜗壳中间 截面上的压力分布图。

为更加清楚地对比,使用了同样的标尺,压力 值范围为 1.55~2.75 MPa。

在不同方案中,叶轮内的压力分布均呈现出明 显的梯度变化,从叶轮入口处向叶轮出口处逐渐提 高。

同一个方案在不同时刻时,压力分布有着明显 不同。对比同一时刻,叶轮处于相同位置时的压力 分布图。如在 t₁ 时刻,方案 1 与方案 4 的压力要 明显高于方案 2 与方案 3 的。也就是说,当改变了 离心泵第二、三级叶片的周向位置之后,第四级叶 轮及蜗壳内的压力分布情况出现了明显变化。

上述现象说明,从第三级流出的水体的波动情 况会对第四级内水体的压力分布造成一定的影响。

3.3 压力脉动频域分析

通过对各监测点的时间-静压值数据进行快速 傅里叶变换(FFT)后,绘制出各监测点压力脉动的 频域图(该图删略——编)。

从该图中可以看出,首级蜗壳中各监测点压力 脉动的主频为 349.1 Hz。叶轮转速为 2993 r/min,得 到叶轮转频(轴频)为49.883 Hz。因此,首级蜗壳中 各监测点压力脉动的主频均为叶轮转频的7倍,等 于叶片通过隔舌的频率(叶频)。之后出现的压力脉 动峰值对应的频率分别为698.37 Hz、1047.55 Hz、 1396.73 Hz等,与349.1 Hz 成倍数关系。

从该图中我们可以清晰地看出,诸方案前三级 叶轮上的监测点主频幅值是十分相似的,可以认为 改变叶轮的周向位置对前三级叶轮的压力脉动强度 无明显影响。

但是在该图中还可以看出各方案的监测点主频 幅值发生了明显变化。对比之前的时域图可以看 出,主频幅值较低的监测点,其所对应的时域图中 均为同一叶片周期内出现了两个波谷的监测点。说 明在前一级压力脉动的谷值与后一级压力脉动的峰 值相叠加之后,其主频的强度呈现出下降的现象。

综上所述,压力脉动的级间叠加只会影响压力 脉动主频的幅值,而不会对其频率造成影响。

4 结 语

 1)在蜗壳式多级离心泵中,压力脉动的级间 叠加现象并不是随时随处发生的,该现象只发生在 较高的压力区间内,且由前一级向后一级的传递更 加明显。

 2)四级叶轮及蜗壳内压力分布不仅与四级叶 轮旋转造成的压力波动有关,同时受到来流水体的 压力波动影响。

3) 压力脉动的级间叠加只会影响压力脉动主 频的幅值,而不会对其频率造成影响。

参考文献

- [1] 李必祥.发展我国多级水平剖分蜗壳式泵势在必行[J].石油化
 工设备技术, 1993 (3): 32-34.
- [2] 吴登昊, 袁寿其, 任芸, 等. 管道泵不稳定压力及振动特性研究[J]. 农业工程学报, 2013 (4): 79-86.
- [3] Nagahara T, Inoue Y, Sato T, et al. Investigation of the Flow Field in a Multistage Pump by using LES [C] // ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, American Society of Mechanical Engineers, 2005: 1321-1329.
- [4] González J, Santolaria C, Blanco E, et al. Unsteady Flow Structure on a Centrifugal Pump: Experimental and Numerical Approaches
 [C] //ASME Joint U.S.-European Fluids Engineering Division

(下转第45页)

4 结 语

 1)通过振动信号特征分析,确定给水泵两侧 轴振信号中含有较高比例的电跳动成分,不能反映 泵转子的真实振动情况,指导设备顺利投运。基于 振动国标,以偏摆数据为基础进行补偿,评估升速 及运行过程振动变化量的安全性,保证设备正常运 行;

 2) 据电涡流传感器原理对镀铬产生的振动电 跳动进行分析;

3) 基于镀铬后转子的轴振特性,总结了转子 镀层测量面产生的振动电跳动问题的处理方法。

参考文献

- [1] 钟一鄂,何衍宗,王正,等.转子动力学 [M].北京:清华大
 学出版社, 1987: 279.
- [2] 杨建刚. 旋转机械振动分析与工程应用 [M]. 北京:中国电力 出版社, 2007.
- [3] 张学延,杨寿敏,张卫军,等.汽轮发电机组转子材质缺陷引起的振动问题[J].中国电力,2010,43 (5):38-42.
- [4] 张学延. 汽轮发电机组振动诊断 [M]. 北京: 中国电力出版社,

2008.

- [5] 寇胜利. 轴振动测量中的虚假信号 [J]. 汽轮机技术, 2012, 54(2):147-150.
- [6] 张沈彬,马俊杰,杨曦.大型转动机械振动测量值的准确性辨
 识[J].热力透平,2012,41 (3):220-223.
- [7] 中国国家标准化委员会. 旋转机械转轴径向振动的测量和评定,
 第2部分: 50 MW 以上, 额定工作转速 1500 r/min、1800 r/min、
 3000 r/min、3600 r/min 陆地安装的汽轮机和发电机 [S]. 2007.
- [8] 于亚婷. 与被测材料无关的电涡流传感器基础理论与实现方法 研究 [D].成都:电子科技大学,2007.
- [9] 陈小龙. 主轴电跳动在位检测系统 [D]. 杭州:浙江大学, 2013.
- [10] 赵海燕、高压泵机组振动检测方法研究 [D].大连:大连理工 大学,2013.
- [11] 张增辉,刘明奇. 给水泵轴镀铬对振动测量的影响 [J]. 热力 发电, 2007, 36 (7): 46-48.
- [12] 张征平, 刘石, 姚森敬, 等. 大型发电机转子故障分析与诊断[M].北京:中国电力出版社, 2011.
- [13] Floyd. E, 李建国. 使用电容位移传感器解决锅炉给水泵镀铬转 子振动测量中的电跳动问题 [J]. 国外大电机, 2000 (1):44-47, 54.
- [14] 谢超,张蕾蕾.125MW 汽轮发电机组轴承振动偏大原因分析与
 处理[J].中国电力,2007,40 (10):24-27.

(本文编辑 王振华) (收稿日期 2016-02-17)

(上接第 28 页)

Conference, American Society of Mechanical Engineers, 2002, 410:761-768.

- [5] Spence R, Amaral-Teixeira J. Investigation into pressure pulsations in a centrifugal pump using numerical methods supported by industrial tests [J]. Computers & Fluids, 2008, 37 (6):690-704.
- [6] Perez R X, Akins R A, Lee C E, et al. Fiber-optic pressure sensors detect cavitation and flow instabilities in centrifugal pumps
 [J] . World Pumps, 1996, 1996 (359) : 28-33.
- [7] 何秀华. 水泵压力脉动的类型研究 [J] . 排灌机械工程学报,

1996 (4) : 47-49.

- [8] 朱荣生,苏保稳,杨爱玲,等. 离心泵压力脉动特性分析 [J].农 业机械学报, 2010, 41 (11):43-47.
- [9] 施卫东,徐燕,张启华,等. 多级潜水泵内部压力脉动特性 [J].
 排灌机械工程学报, 2014, 32 (3): 196-201.
- [10] 丛国辉, 王福军. 双吸离心泵隔舌区压力脉动特性分析 [J]. 农业机械学报, 2008, 39 (6): 60-63.

(本文编辑 陈丽霞) (收稿日期 2016-03-03)