

双吸离心泵叶轮交替加载设计方法*

王福军 姚志峰 杨 魏 肖若富 冷洪飞

(中国农业大学北京市供水管网系统安全与节能工程技术研究中心, 北京 100083)

摘要: 双吸离心泵内部的压力脉动是影响机组运行稳定性的关键因素之一。为了减轻压力脉动,分析了引起双吸离心泵压力脉动的主要原因,研究了不同类型的叶片载荷曲线对双吸离心泵流态的影响,建立了叶片加载方式、叶片出口倾角和叶轮交错角与泵内二次流及压力脉动的关系,提出了能够抑制二次流、降低压力脉动的叶轮交替加载设计方法。在新的设计方法中,叶片载荷曲线具有盖板前加载、轮毂后加载的混合加载模式。基于该方法所生成的双吸叶轮具有轮毂两侧交错布置、叶片出口边正向倾斜、盖板和轮毂包角差小的特点。通过在一大型引黄灌溉泵站的试验表明,该方法可将双吸离心泵压力脉动主频的幅值降低到原来的 1/5 左右,同时还可改善泵的最优效率和高效区。该方法为大功率双吸离心泵的优化设计和更新改造提供了一种新的技术途径。

关键词: 双吸离心泵 叶轮 压力脉动 水力设计

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)06-0084-08

Impeller Design with Alternate Loading Technique for Double-suction Centrifugal Pumps

Wang Fujun Yao Zhifeng Yang Wei Xiao Ruofu Leng Hongfei

(Beijing Engineering Research Center of Safety and Energy Saving Technology for Water Supply Network System, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: The pressure pulsation in double-suction centrifugal pump is one of the key factors affecting the stability of pump unit operation. In order to reduce the pressure pulsation, the main causes of pressure pulsations in double-suction centrifugal pump were analyzed. The effects of blade loading curves on flow patterns in pumps were investigated. The relations between blade loading, blade outlet obliquity, staggered angle and the flow features including secondary flow and pressure pulsation were established. A new impeller design method with alternate loading was proposed. In the new design method, the main loading point on shroud located at the front of blade loading curve, and the main loading point on hub located at the rear of its curve. The impeller designed by this method was in the type of staggered arrangement in circumferential direction. The blade outlet edge was tilted forward, and the wrap angle difference between shroud and hub was very small. The field test on a large irrigation pumping station showed that the dominant frequency of pressure pulsations in the double-suction centrifugal pump designed by using this method was reduced significantly. The optimum efficiency and high-efficiency-range of the pump were also improved. This method could be used as a new approach to design/redesign double-suction centrifugal pumps with large power.

Key words: Double-suction centrifugal pump Impeller Pressure pulsation Hydraulic design

引言

双吸离心泵常存在比较突出的运行稳定性问

题,内部表现为较强的压力脉动、外部表现为加剧振动和噪声^[1-2]。随着在建和新建大型泵站中水泵流量和扬程的不断増加,面临的压力脉动和水力振动

收稿日期: 2015-03-27 修回日期: 2015-04-24

* 国家自然科学基金资助项目(51139007、51321001)和“十二五”国家科技支撑计划资助项目(2015BAD20B01)

作者简介: 王福军,教授,博士生导师,主要从事水力机械及水动力学研究,E-mail: wangfj@cau.edu.cn

问题将更加突出。

然而,国内外尚未有针对双吸离心泵特点而专门建立的叶轮水力设计方法,也没有针对双吸离心泵提出压力脉动控制措施,双吸叶轮均采用单吸叶轮的水力设计方法进行设计。实际上,双吸叶轮的流态与单吸叶轮有很大不同,双吸叶轮轮毂隔板两侧的水流在叶轮出口处相互撞击,导致双吸叶轮出口处流态异常复杂,由此导致的压力脉动也与单吸离心泵不同。双吸离心泵的压力脉动通常具有频率成份多、幅值高的特点,尤其在小流量工况时,明显比单吸离心泵具有更为突出的低频压力脉动^[3-4]。

双吸离心泵产生压力脉动的原因主要可以概括为 3 个方面^[1,5]:叶轮与蜗壳的动静干涉,吸水室内部流态紊乱,以及叶轮与蜗壳中的二次流。其中,双吸离心泵叶轮与蜗壳的动静干涉作用,与单吸叶轮类似,近年来有比较多的学者^[1,6-7]对此进行了研究,提出了通过改变蜗壳隔舌形状、调整叶轮与隔舌的间隙等来控制压力脉动的技术措施。对于吸水室内部流态,因双吸离心泵配备有独特的半螺旋形吸水室,因此,也存在有别于单吸离心泵特点的流态,也有相关学者对此进行了研究^[3,8-10]。

然而,对通过控制双吸叶轮,特别是双吸叶轮出口的二次流来减轻双吸离心泵压力脉动,目前还没有比较一致的结论和看法。考虑到双吸离心泵水力损失是一个可以测试或通过 CFD 仿真计算出来的综合性指标,在某种程度上也反映了泵内二次流的程度,因此,现有研究多以水力损失为优化目标,对双吸离心泵进行水力设计优化算法研究^[11]。然而,优化算法作为一种数值计算方法,在某个具体产品的优化方面是可行的,但作为一种工程设计方法,还不能推而广之,原因不仅在于其计算过程非常耗时,关键是其未从本质上揭示二次流与压力脉动的关系。为了解决双吸离心泵内部二次流控制的难题,国外大型水泵制造商近年开始采用叶轮交错布置方案来抑制双吸离心泵压力脉动^[12]。有学者^[13-15]也从实验测试和 CFD 计算两个方面证明了叶轮交错结构可以降低双吸离心泵的压力脉动,减轻振动和噪声,但交错结构的叶轮对降低压力脉动的影响以及叶轮交错与叶片形状的关系仍然是当前双吸离心泵设计中的工程难题。

Zangeneh 于 20 世纪 90 年代提出了叶片载荷理论^[16],并与 Goto 等合作,将叶片载荷理论用于单吸叶轮的水力设计,形成了单吸叶轮的三维反问题设计方法^[17-18]。与单吸叶轮相比,虽然双吸叶轮在结构、流态等方面有较大区别,但叶片加载方式是相似的,为此,本文针对双吸叶轮结构特点,借助叶片载

荷理论,构建一种能够有效抑制双吸离心泵压力脉动的叶轮水力设计方法。

1 叶片载荷理论模型

水泵叶片载荷是指叶片压力面与吸力面的压差,可表示为^[18]

$$p^+ - p^- = \frac{2p}{z} \rho w_m \frac{\partial(v_\theta r)}{\partial m} \tag{1}$$

- 式中 p^+ ——叶片压力面压力
 p^- ——叶片吸力面压力
 z ——叶片数 ρ ——水的密度
 w_m ——液体轴面相对速度
 r ——径向坐标
 v_θ ——液体圆周绝对速度
 m ——叶片轴面流线相对长度坐标

式(1)中的 $\frac{\partial(v_\theta r)}{\partial m}$ 与 $p^+ - p^-$ 呈正比,因此,在叶片设计领域常将 $\frac{\partial(v_\theta r)}{\partial m}$ 直接称为叶片载荷,用 p' 表示。 p' 沿某条轴面流线相对长度 m 的分布规律,称为叶片载荷曲线^[18],如图 1 所示。在确定了包括盖板和轮毂在内的若干条轴面流线上的叶片载荷曲线后,便可通过叶片型线微分方程式将叶片空间形状计算出来。

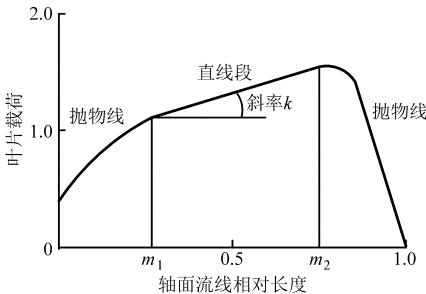


图 1 叶片载荷曲线

Fig. 1 Blade loading curve

叶片载荷曲线的横坐标为轴面流线相对长度,取值范围为 0 ~ 1.0;纵坐标为叶片载荷 p' ,其量纲理论上为 m/s,为避免引起误解,通常将其看成是无量纲的参数,取值范围一般为 0 ~ 2.0。叶片进口边($m=0$)处,速度矩 $v_\theta r$ 一般很小,接近于零,但其沿流线长度方向变化率一般为小值,但从提高叶片进口流动均匀性出发,可以取为零。叶片出口边($m=1$)处,速度矩 $v_\theta r$ 由水泵扬程确定,是一个比较大的正值,但其沿着流线方向的变化率同样应该为零,这主要是为了降低叶轮出口流动的紊乱程度。

叶片载荷曲线可近似看成由 3 段组成:两端为抛物线,中间为直线。其中,直线段所在区域(横坐标范围)称为主加载区。可用 3 个参数来描述整个

曲线的主要形状:主加载点 m_1 、次加载点 m_2 和加载斜率 k 。其中,主加载点 m_1 和次加载点 m_2 分别代表主加载区起点坐标和终点坐标,加载斜率 k 代表直线段斜率。通过改变这 3 个参数,即可调整叶片载荷曲线的形状,即改变叶片的加载方式。

由于直线段斜率 k 有正负之分,为了后续讨论方便,在本文中,将 $k > 0$ 的载荷曲线所对应的加载方式称为“后加载”,即叶片载荷最大值对应的主加载点位置靠后;将 $k \leq 0$ 的载荷曲线所对应的加载方式称为“前加载”,即叶片载荷最大值对应的主加载点位置靠前。

在进行双吸离心泵叶片设计时,理论上需要给定包括盖板和轮毂在内的 3~5 条流线上的叶片载荷曲线,才能将叶轮的形状确定下来。但是,根据研究实践,通常只需要给定盖板和轮毂上的两条载荷曲线,即可将叶片形状基本确定下来,而盖板到轮毂的中间部位通过光顺的方法即可确定^[19]。实际上,在单吸泵叶轮设计时,Zangeneh 和 Goto 等^[17-18]也有类似结论。

根据盖板与轮毂上的载荷曲线不同,可将叶轮的加载方式分为 3 类:双前加载、双后加载和混合加载。其中,双前加载是指盖板和轮毂上的载荷曲线均采用前加载方式;双后加载与之相反;混合加载是指盖板和轮毂采用不同的加载曲线。根据 CFD 分析和流场 PIV 测试结果^[19],对于双前加载方式,叶片载荷最大的部位位于叶片前部,显然,对于空化性能要求较高的水泵,这种加载方式是不合理的;而对于双后加载方式,叶片做功主要靠叶片后部完成,叶片前后做功不均匀,水泵效率和压力脉动就有可能都处于比较低的水平。因此,需要研究较理想的加载方式,使双吸离心泵空化性能、效率和压力脉动均处于接近最优的水平。

2 叶轮交替加载设计方法的建立

2.1 叶片出口倾角和叶轮交错角的定义

为了寻求一种有效抑制双吸离心泵二次流的叶轮水力设计方法,针对双吸叶轮,定义 2 个特殊的几何参数:叶片出口倾角 γ 和叶轮交错角 λ 。叶片出口倾角 γ 是指叶片出口边与泵轴方向的夹角,如图 2 所示。叶轮交错角 λ 是指交错型叶轮在轮毂(对应于单吸离心泵叶轮的后盖板)两侧的交错角,如图 3 所示。我国传统的双吸离心泵叶轮普遍采用对称型结构,而非交错结构,即 $\lambda = 0$ 。

2.2 叶轮加载方式对二次流及压力脉动的影响

双吸离心泵内的二次流,在子午面内主要表现为叶轮进口回流、叶轮出口回流、叶轮出口处轮毂隔

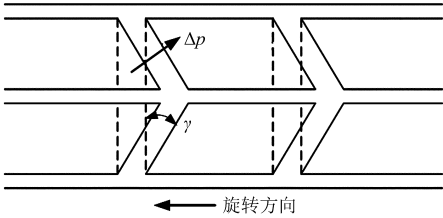


图 2 叶片出口倾角

Fig.2 Blade outlet obliquity

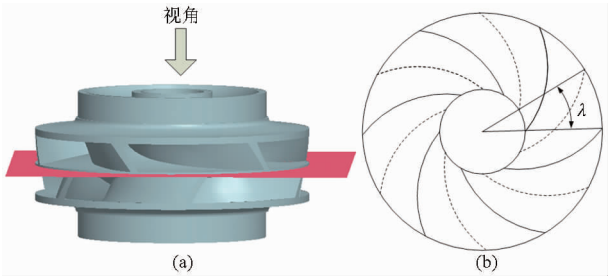


图 3 叶轮交错角

Fig.3 Impeller staggered angle

(a) 交错型叶轮 (b) 叶轮交错角 λ

板两侧水流的撞击,在平面内主要表现为叶轮出口的“尾迹-射流”^[2,20]。

为了建立叶片载荷分布与双吸离心泵内部典型二次流之间的关系,同时为了探索叶片出口倾角和叶轮交错角对压力脉动的影响,对多台不同比转数的双吸离心泵进行了加载方式、叶片出口形状、叶轮交错方式及内部流态研究,现从中选择 11 种设计方案,涉及 3 种比转数的双吸离心泵,对载荷曲线特征参数、出口倾角、叶轮交错角及泵内二次流等进行分析。每种设计方案的参数如表 1 所示。

为抑制“射流-尾迹”效应,对一比转数 145 的双吸离心泵叶轮进行了不同设计方案的研究。方案 1、方案 2 和方案 3 的主要参数如表 1 所示,相应的叶轮中盖板和轮毂流线上的加载方式如图 4 所示。方案 3 与方案 2 加载方式相同,但方案 2 为对称叶轮结构,方案 3 为交错叶轮结构。图 5 给出了额定工况下 3 种方案的叶轮出口“射流-尾迹”结构。

从图 5 可以看出,方案 1 的叶轮出口存在明显“射流-尾迹”区域。射流的高速区靠近叶片压力面,尾迹的低速区靠近叶片吸力面。2 个区域在叶片出口流道中部渗透混合,显示出大幅度的不均匀性。方案 2 采用盖板前加载、轮毂后加载的混合加载方式,同时联合叶片出口边倾斜,很大程度上削弱了出口速度梯度变化,无明显的“尾迹-射流”核心区,叶轮出口处流动较为均匀。方案 3 采用与方案 2 相同加载方式,相同的叶片出口倾角,但叶轮为交错型式,叶轮出口流态均匀性进一步提高,叶片倾斜形成的压力面与轮毂隔板的三角区的速度梯度变化也更为平缓。这说明方案 3 的加载方式有效减轻了

表 1 不同设计方案下的叶轮加载及整体结构参数
Tab.1 Parameters for blade loading and impeller structure

设计方案	叶轮比转数 n_s	叶片数 z	流线位置	主加载点 m_1	加载斜率 k	次加载点 m_2	叶片出口 倾角 $\gamma/(\text{ }^\circ)$	叶轮交错角 $\lambda/(\text{ }^\circ)$
1	145	7	盖板	0.35	-1.50	0.90	0	0
			轮毂	0.40	-0.80	0.80		
2	145	7	盖板	0.30	-4.00	0.90	30	0
			轮毂	0.60	0.50	0.80		
3	145	7	盖板	0.30	-4.00	0.90	30	25.7
			轮毂	0.60	0.50	0.80		
4	163	6	盖板	0.30	2.00	0.75	0	0
			轮毂	0.10	1.50	0.70		
5	163	6	盖板	0.60	-3.00	0.90	0	0
			轮毂	0.35	2.50	0.70		
6	163	6	盖板	0.50	-0.70	0.60	13.5	0
			轮毂	0.20	1.00	0.70		
7	163	6	盖板	0.50	-0.70	0.60	13.5	30
			轮毂	0.20	1.00	0.70		
8	183	6	盖板	0.20	-1.50	0.80	0	0
			轮毂	0.20	0.30	0.70		
9	183	6	盖板	0.20	-1.50	0.80	0	30
			轮毂	0.20	0.30	0.70		
10	183	6	盖板	0.55	-2.00	0.80	36	0
			轮毂	0.20	1.00	0.60		
11	183	6	盖板	0.55	-2.00	0.80	36	30
			轮毂	0.20	1.00	0.60		

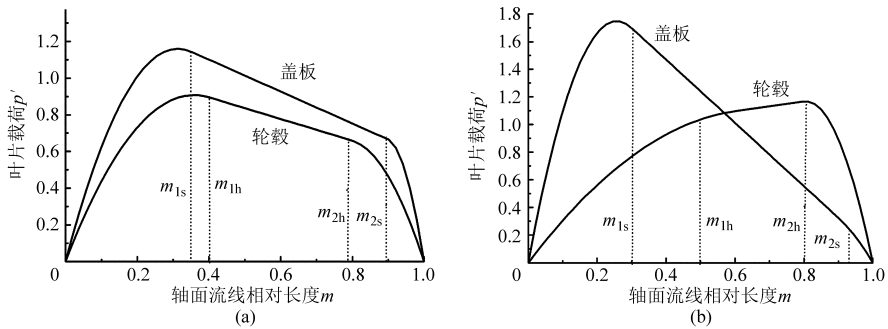


图 4 比转数 145 的双吸离心泵叶轮载荷曲线
Fig. 4 Impeller loading curve for double-suction centrifugal pump with $n_s = 145$
(a) 方案 1 (b) 方案 2 和方案 3

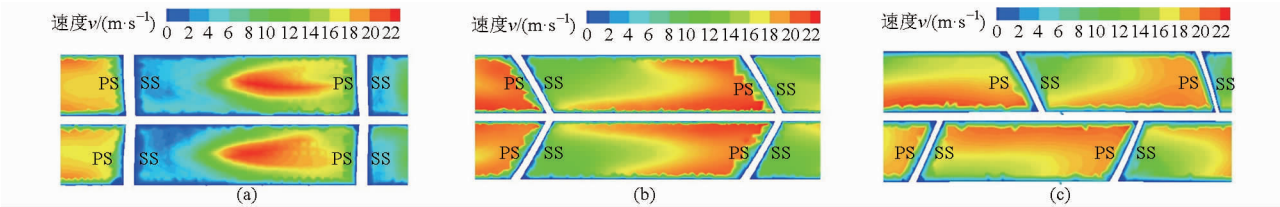


图 5 叶轮出口“射流-尾迹”结构
Fig. 5 Jet-wake structure at impeller outlet
(a) 方案 1 (b) 方案 2 (c) 方案 3

叶轮出口的“射流-尾迹”效应。

为抑制叶轮出口回流和压水室旋涡,对一比转数 163 的双吸叶轮进行了多种设计方案研究,典型方案见表 1 的方案 4~7,相应的叶轮叶片加载方式

见图 6。其中,方案 4 为双后加载,方案 5 为混合加载,方案 6 为另一种形式的混合加载,方案 7 与方案 6 加载方式相同,但叶轮为交错结构。

4 种方案下水泵的扬程和效率曲线见图 7。从

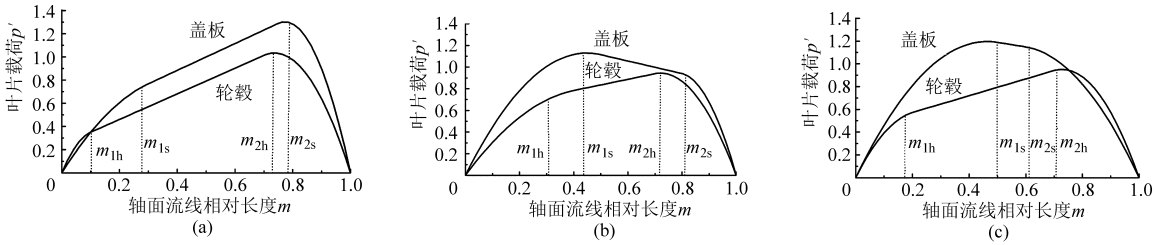


图 6 比转数 163 的双吸离心泵叶轮载荷曲线

Fig. 6 Impeller loading curves for double-suction centrifugal pump with $n_s = 163$

(a) 方案 4 (b) 方案 5 (c) 方案 6 和方案 7

图中可以看出,在小流量工况下,4 种方案的扬程与效率基本一致;而在额定流量工况和大流量工况下,方案 6 和方案 7 的效率比方案 4 高约 5.3%,比方案 5 高约 3.5%,且具有较宽的高效区。从拓宽高效区的角度看,盖板前加载和轮毂后加载的混合加载方式优于盖板后加载和轮毂后加载的加载方式。

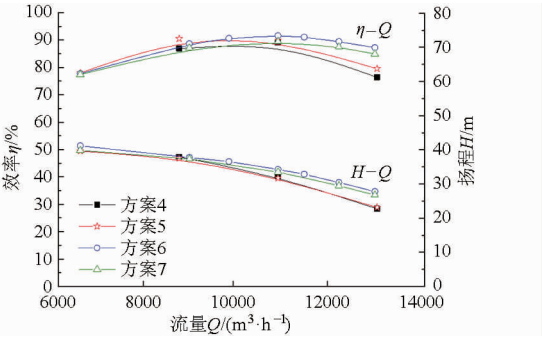


图 7 比转数 163 的双吸离心泵扬程及效率曲线

Fig. 7 Head and efficiency curves for double-suction centrifugal pump with $n_s = 163$

图 8 给出了额定工况下 4 种方案的叶轮流场分布结果。从图中可以看出,方案 4 在叶轮中部至叶轮出口处存在明显旋涡,出口有回流;方案 5 的叶轮

出口边附近的流线也不够光滑,表明此处流动不稳定;方案 6 和 7 在流道内部各处的流线均较光滑,且方案 7 比方案 6 更优。由此说明,混合加载方式下,使叶轮出口边具有一定倾斜角的设计方案,可以抑制叶轮出口回流。

叶轮出口“射流-尾迹”、回流和压水室旋涡等与压力脉动密切相关,从以上分析可知,具有低压力脉动的加载方式应该是混合加载方式,即盖板前加载、轮毂后加载。为了验证这种加载方式与叶轮交错布置的联合作用,对比转数 183 的双吸离心泵叶轮进行了组合设计。研究表明,双吸叶轮交错后可以改善泵内压力脉动,其中在不同的交错角度中,采用两侧叶轮均匀交错(即交替角为 $\lambda = 180^\circ/z$)时效果最为理想。叶轮设计方案为表 1 中方案 8 ~ 11,4 种方案相应的叶片载荷分布方式如图 9 所示。获得的叶轮外形如图 10 所示。

相对于方案 8 和方案 9,方案 10 和方案 11 明显提高了设计流量范围内的效率。方案 11 的叶片出口边倾斜,叶轮两侧交错布置,高效区最为宽广。额定工况下,4 种方案压水室隔舌区域压力脉动频谱

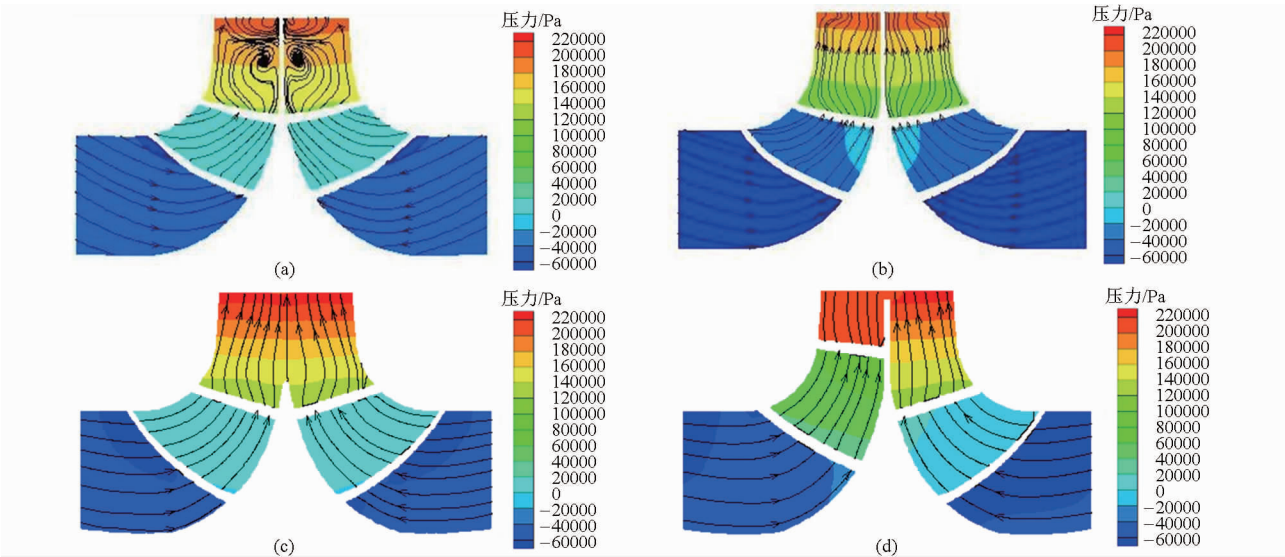


图 8 比转数 163 的双吸离心泵叶轮流线

Fig. 8 Streamlines in impeller passage for double-suction centrifugal pump with $n_s = 163$

(a) 方案 4 (b) 方案 5 (c) 方案 6 (d) 方案 7

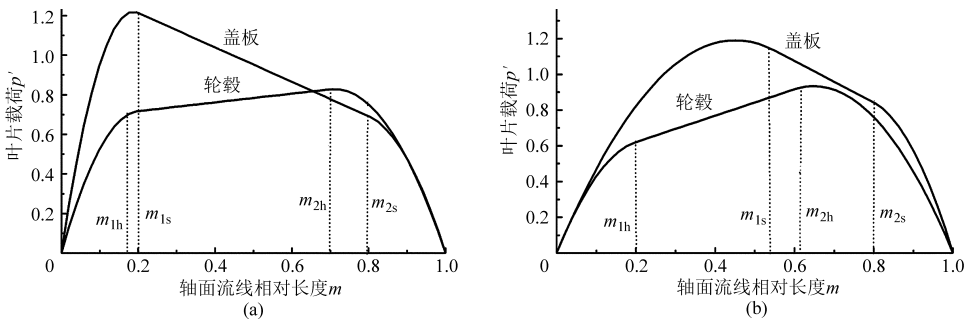


图 9 比转数 183 的双吸离心泵叶轮载荷曲线
Fig. 9 Impeller loading curve for double-suction centrifugal pump with $n_s = 183$
(a) 方案 8 和方案 9 (b) 方案 10 和方案 11

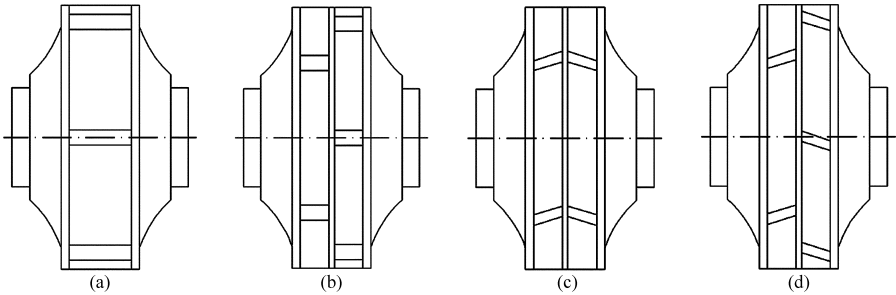


图 10 不同设计方案对应的叶轮型式
Fig. 10 Impeller configurations at different schemes
(a) 方案 8 (b) 方案 9 (c) 方案 10 (d) 方案 11

如图 11 所示。

在图 10 中,比较方案 8 和方案 9,同时比较方案 10 和方案 11,可以看出,采用双侧叶轮交错布置均能降低压力脉动幅值,特别是方案 11,其改善效果最为理想,几乎完全消除了叶频压力脉动。因此,单纯的双侧叶轮交错并不一定能降低叶频幅值,而采用特定的叶片载荷曲线、叶片出口边倾斜及叶轮交错布置相组合的方式,才是最大程度减轻叶频压力脉动的根本途径。

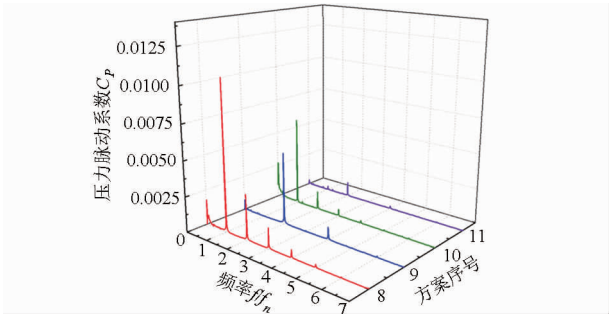


图 11 隔舌区域压力脉动频域图

Fig. 11 Frequency spectrum of pressure pulsation at tongue area

2.3 叶轮交替加载设计方法

基于以上分析可以发现,采用叶片出口倾斜、轮毂两侧交错,以及盖板前加载、轮毂后加载的混合加载方式,可显著降低双吸离心泵压力脉动,拓宽高效区,将此称之为“交替加载技术”。交替加载技术中

各参数的选择范围推荐如下:

(1) 盖板: $m_1 = 0.18 \sim 0.55$; $k = -0.25 \sim -0.20$; $m_2 = 0.60 \sim 0.88$ 。其中 m_1 和 k 在 n_s 大时取大值, m_2 在 n_s 大时取小值。

(2) 轮毂: $m_1 = 0.15 \sim 0.55$; $k = 0.0 \sim 1.0$; $m_2 = 0.60 \sim 0.85$ 。其中 m_1 和 m_2 在 n_s 大时取大值, k 在 n_s 大时取大值。

(3) 叶片出口采用正向倾斜方式,出口倾角 γ 为 $0^\circ \sim 36^\circ$, n_s 大时取大值;对应于叶片平面投影图中盖板和轮毂流线包角差为 $0^\circ \sim 12^\circ$, n_s 大时取小值。

(4) 叶轮均匀交错布置,交错角 $\lambda = 180^\circ/z$ 。

将交替加载技术用于叶轮设计所形成的水力设计方法,称为“叶轮交替加载设计方法”。除了交替加载技术外,叶轮交替加载设计方法的另一技术关键是叶片型线微分方程式的应用。叶片型线微分方程式可表示为^[16]

$$d\theta = \frac{\omega r^2 - v_\theta r}{v_m r^2} dm \quad (2)$$

式中 θ ——叶片圆周角度坐标

ω ——叶片旋转角速度

v_m ——液体轴面速度

在通过交替加载技术确定了 $v_\theta r$ 沿轴面流线 m 的分布之后,只要再给定液体轴面速度 v_m 沿轴面流线 m 的分布,则可通过式(2)确定叶片的空间形状,

从而完成叶轮设计。而 v_m 的分布,可通过一元简化模型、二元势流理论或三元粘性理论,迭代计算出来。叶轮交替加载设计方法的主要步骤如下:根据设计流量和设计扬程,计算叶轮主要结构参数,并绘制叶轮轴面投影图;借助叶片泵基本方程式,计算叶轮进口和出口的速度矩 $v_\theta r$;根据交替加载技术,确定盖板和轮毂的载荷曲线、叶片出口倾角和叶轮交错角;根据式(2),针对所确定的载荷曲线、叶片出口倾角和叶轮交错角,分别对盖板和轮毂进行叶片型线积分,得到叶片平面投影图;按离心泵叶片设计的常规方法,得到叶片轴面截线和木线截线;通过CFD等手段检验所设计叶轮的合理性。

3 叶轮交替加载设计方法应用实例

为验证所提出的叶轮交替加载设计方法,对山西

引黄灌溉工程尊村泵站的双吸离心泵进行了改型设计。该泵设计流量 $10\,800\text{ m}^3/\text{h}$,设计扬程 32.83 m ,转速 490 r/min ,原泵(5号机组)为2012年国内某知名水泵制造商采用三维反问题设计方法完成的产品,新泵(3号机组)为2014年采用叶轮交替加载设计方法重新设计的产品。两泵的主要区别在于:一是叶片载荷曲线不同,二是叶片出口边倾角不同,三是叶轮轮毂隔板两侧布置方式不同。

经过泵站现场测试,在设计工况下新泵效率提高了 3.19% 。泵内压力脉动最为突出的蜗壳顶部压力脉动对比如图12所示,可以看出,原泵与新泵的压力脉动主频均为 49 Hz 左右的叶片通过频率,但新泵压力脉动主频幅值为 5.6 kPa ,只是原泵 27.1 Pa 的 $1/5$,说明新泵的压力脉动大幅度降低。

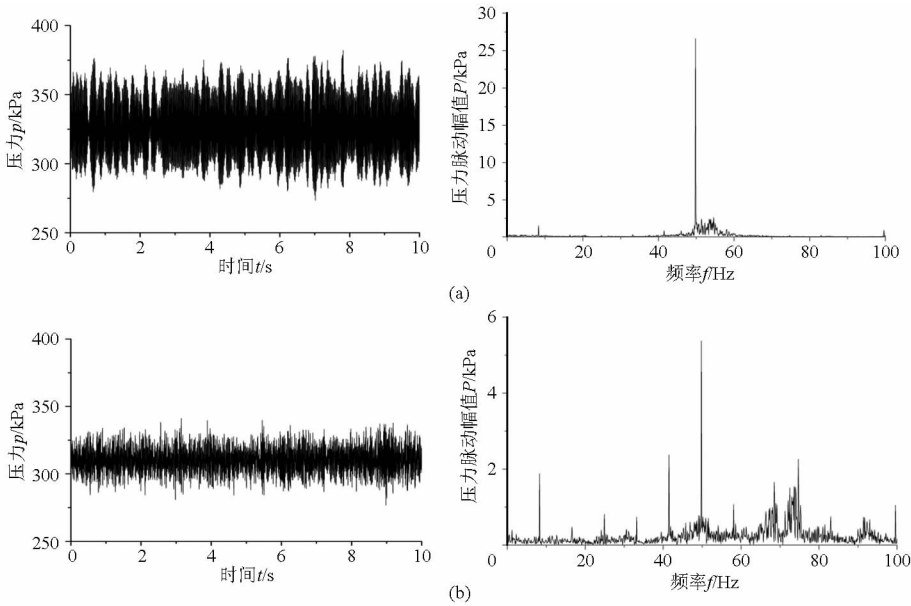


图 12 压力脉动时域图和频域图
Fig. 12 Pressure pulsations at time domain and frequency domain
(a) 原泵 (b) 新泵

4 结论

- (1) 针对双吸离心泵叶轮结构及内部流动特点,提出了一种将叶片载荷与水泵外特性相联系的双吸离心泵水力设计方法。
- (2) 该方法所采用叶片载荷曲线具有盖板前加

- 载、轮毂后加载的混合加载模式。
- (3) 基于该方法所生成的双吸叶轮具有叶轮在轮毂两侧交错布置、出口边正向倾斜、盖板和轮毂包角差较小的特点。
- (4) 基于该方法所研发的双吸离心泵,具有高效区宽、压力脉动低的特点。

参 考 文 献

1 Fernandez O J M, Gonzalez J, Arguelles D K M, et al. Decomposition of deterministic unsteadiness in a centrifugal turbomachine: nonlinear interactions between the impeller flow and volute for a double suction pump [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2011, 133(1): 011103.1 - 011103.10.

2 姚志峰. 双吸离心泵压力脉动特性实验研究[D]. 北京:中国农业大学,2013.

Yao Z F. Experimental investigation on pressure fluctuation characteristics of double-suction centrifugal pumps[D]. Beijing: China Agricultural University, 2013. (in Chinese)

- 3 Gonzalez J, Manuel J, Oro F, et al. Unsteady flow patterns for a double suction centrifugal pump[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2009, 131(7): 071102.1 – 071102.9.
- 4 Guzzomi A, Pan J. Monitoring single-stage double-suction pump efficiency using vibration indicators[J]. Journal of Process Mechanical Engineering, 2014, 228(4): 332 – 336.
- 5 Yao Z F, Wang F J, Qu L X, et al. Experimental investigation of time-frequency characteristics of pressure fluctuations in a double-suction centrifugal pump[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2011, 133(10): 101303.1 – 101303.10.
- 6 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, 67.
Cong Guohui, Wang Fujun. Numerical investigation of unsteady pressure fluctuations near volute tongue in a double-suction centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(6): 60 – 63, 67. (in Chinese)
- 7 瞿丽霞, 王福军, 丛国辉, 等. 隔舌间隙对双吸离心泵内部非定常流场的影响[J]. 农业机械学报, 2011, 42(7): 50 – 55, 74.
Qu Lixia, Wang Fujun, Cong Guohui, et al. Effect of volute tongue-impeller gaps on the unsteady flow in double-suction centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(7): 50 – 55, 74. (in Chinese)
- 8 朱荣生, 欧鸣雄. 低比转数双吸离心泵回流问题的 CFD 研究[J]. 农业机械学报, 2009, 40(4): 82 – 85.
Zhu Rongsheng, Ou Mingxiong. Simulation of reverse flow in low specific speed double suction centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(4): 82 – 85. (in Chinese)
- 9 Tanaka K, Inoue A, Sato T, et al. Oscillation caused by vortex cavitation in a double-suction volute pump[C] // ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference, 2011, 1: 2275 – 2284.
- 10 Hatano S, Kang D, Kagawa S, et al. Study of cavitation instabilities in double-suction centrifugal pump[J]. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2014, 7(3): 94 – 100.
- 11 Kobayashi K, Hagiya I, Akiniwa H, et al. Development of double suction volute pump for high efficiency[C] // ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2013, 7: 7 – 11.
- 12 Wang F J, Qu L X, He L Y, et al. Evaluation of flow-induced dynamic stress and vibration of volute casing for a large-scale double-suction centrifugal pump[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2013, 2013(1): 76481201 – 76481210.
- 13 姚志峰, 王福军, 杨敏, 等. 叶轮形式对双吸离心泵压力脉动特性影响试验研究[J]. 机械工程学报, 2011, 47(12): 133 – 137, 143.
Yao Zhifeng, Wang Fujun, Yang Min, et al. Effects of impeller type on pressure fluctuations in double-suction centrifugal pump [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(12): 133 – 137, 143. (in Chinese)
- 14 宋冬梅, 雷明川, 费宇, 等. 交错布置叶片对双吸离心泵压力脉动特性的影响研究[J]. 大电机技术, 2014(6): 47 – 51.
Song Dongmei, Lei Mingchuan, Fei Yu, et al. Study of the effects of staggered arrangement blades on pressure fluctuations in double-suction centrifugal pump[J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 2014(6): 47 – 51. (in Chinese)
- 15 Liu M Q, Li Q W, Bai Y H, et al. Efficiency and pressure pulsation analysis of a double suction centrifugal pump with different arrangement impellers[J]. Advanced Materials Research, 2012, 433: 709 – 715.
- 16 Zangeneh M. Compressible three-dimensional design method for radial and mixed flow turbomachinery blades[J]. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 1991, 13(5): 599 – 624.
- 17 Zangeneh M, Goto A, Harada H. On the design criteria for suppression of secondary flows in centrifugal and mixed flow impellers [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1998, 120(4): 723 – 734.
- 18 Goto A, Nohmi M, Sakurai T, et al. Hydrodynamic design system for pumps based on 3-D CAD, CFD, and inverse design method[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(2): 329 – 335.
- 19 Leng H F, Wang F J, Zhang Z C, et al. Suppression of secondary flows in a double suction centrifugal pump with different loading distributions[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2013, 52(3): 032008.1 – 032008.7.
- 20 姚志峰, 王福军, 肖若富, 等. 双吸离心泵吸水室和压水室压力脉动特性试验研究[J]. 水利学报, 2012, 43(4): 473 – 479.
Yao Zhifeng, Wang Fujun, Xiao Ruofu, et al. Experimental investigation on pressure fluctuations in suction chamber and volute of a double-suction centrifugal pump[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2012, 43(4): 473 – 479. (in Chinese)

(上接第 65 页)

- 12 欧鸣雄, 施卫东, 田飞, 等. 立式循环泵进水流道的内部流场研究[J]. 农业机械学报, 2013, 44(3): 55 – 58, 63.
Ou Mingxiong, Shi Weidong, Tian Fei, et al. Flow field analysis of inlet sump in vertical circulation pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(3): 55 – 58, 63. (in Chinese)
- 13 Yang Fan, Liu Chao. Pressure pulsations of the blade region in S-shaped shaft-extension tubular pumping system [J]. Mathematical Problems in Engineering, 2014(2014): 1 – 10.
- 14 丘传忻. 泵站[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2004.
- 15 陆林广. 高性能大型低扬程泵装置优化水力设计[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2013.