

Modern Design Methods for



Centrifugal Pumps

# 离心泵现代设计方法

刘厚林 谈明高 著



机械工业出版社  
CHINA MACHINE PRESS

# 离心泵现代设计方法

刘厚林 谈明高 著



机械工业出版社

随着我国社会经济和科学技术的发展,相关行业都对离心泵的设计提出了越来越高的要求。发展离心泵现代设计方法是势在必行。

本书是作者多年来完成课题和发表论文的系统总结和提高。本书共分6章:第1章总结了离心泵的研究进展;第2章给出了离心泵多工况水力优化设计方法;第3章介绍了离心泵过流部件水力设计CAD软件开发的基本原理和关键技术;第4章介绍了如何进行离心泵流固耦合计算以及转子部件的模态分析计算;第5章采用大涡模拟结合声学边界元法给出了离心泵水力噪声的计算方法;第6章建立了低比转数离心泵驼峰现象的控制方程,分析了引起驼峰现象的内流机理,并用PIV测试结果进行了验证。

本书适合离心泵行业的设计人员、研究人员使用,也适合高等院校相关专业广大师生使用。

## 图书在版编目(CIP)数据

离心泵现代设计方法/刘厚林,谈明高著. —北京:机械工业出版社,2013.6

ISBN 978-7-111-42655-4

I. ①离… II. ①刘…②谈… III. ①离心泵—设计 IV. ①TH311

中国版本图书馆CIP数据核字(2013)第110664号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)

策划编辑:王春雨 责任编辑:王春雨 版式设计:霍永明

责任校对:樊钟英 封面设计:陈沛 责任印制:张楠

涿州市京南印刷厂印刷

2013年10月第1版第1次印刷

184mm×260mm·16印张·392千字

0001—3000册

标准书号:ISBN 978-7-111-42655-4

定价:48.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

策划编辑(010) 88379782

电话服务

网络服务

社服务中心:(010) 88361066

教材网:<http://www.cmpedu.com>

销售一部:(010) 68326294

机工官网:<http://www.cmpbook.com>

销售二部:(010) 88379649

机工官博:<http://weibo.com/cmp1952>

读者购书热线:(010) 88379203

封面无防伪标均为盗版

# 前 言

离心泵广泛应用于国民经济的各个领域，是应用最为广泛的一种泵型。随着我国社会经济和科学技术的发展，相关行业都对离心泵的设计提出了越来越高的要求。比如，核电用离心泵的设计需要考虑3个以上工况点的要求；部分舰船用离心泵的设计不仅要进行多工况的设计，而且还对振动噪声以及可靠性都提出了特别高的要求。另外，传统的离心泵设计技术已不能完全满足当前节能减排的要求。在这样的背景下，发展离心泵现代设计方法是势在必行。

作者10多年来一直从事离心泵的设计理论与方法、数值模拟、试验和CAD软件开发工作。1995年至2001年攻读硕士及博士学位期间先后师从林洪义教授和关醒凡教授进行离心泵水力设计CAD软件的开发研究。2001年至今在江苏省自然科学基金(BK2004406)、国家自然科学基金(50509009、51079062、51179075)和国家863计划(2006AA05Z250)等项目的资助下，先后带领多名博士研究生和硕士研究生从事离心泵现代设计方法的研究工作。因此，本书是作者多年来完成课题和发表论文的系统总结和提高。本书共分6章：第1章为绪论，系统地总结了离心泵在水力设计、软件开发、流固耦合、振动噪声和驼峰现象等方面的研究进展；第2章给出了离心泵多工况水力优化设计方法，包括轴面图的CFD自动优化方法；第3章介绍了离心泵过流部件水力设计CAD软件开发的基本原理和关键技术，并较详细地给出了各软件的设计过程；第4章以一台多级蜗壳式离心泵为例，介绍了如何进行离心泵流固耦合计算以及转子部件的模态分析计算；第5章采用大涡模拟结合声学边界元法给出了离心泵水力噪声的计算方法，并研究了叶轮主要几何参数对水力噪声的影响规律；第6章建立了低比转数离心泵驼峰现象的控制方程，分析了引起驼峰现象的内流机理，并用PIV测试结果进行了验证。

本书第1章、第2章、第4章~第6章由刘厚林负责撰写，第3章由谈明高负责撰写，全书由刘厚林统稿。

本书的撰写得到了江苏大学袁寿其研究员、施卫东研究员和关醒凡教授的指导和帮助，得到了江苏大学流体机械工程技术研究中心领导和同事的大力支持。丁剑、王凯、王勇、董亮、杨东升、何晓峰、吴贤芳等为本书的编写和出版做了大量工作，在此一并致以衷心的感谢。

由于作者水平限制，书中难免存在不妥之处，恳请读者批评指正。作者 E-mail: liuhoulin@ujs.edu.cn。

刘厚林  
2013年6月

# 符 号 表

符号	物 理 意 义	单 位	符号	物 理 意 义	单 位
$A_1$	叶片进口过流面积	$m^2$	$u_1$	叶轮进口圆周速度	$m/s$
$A_2$	叶片出口过流面积	$m^2$	$v_{u1\infty}$	无限叶片数叶轮进口速度圆周分量	$m/s$
$b_2$	叶片出口宽度	$m$	$u_2$	叶轮出口圆周速度	$m/s$
$b_3$	蜗壳进口宽度	$m$	$v_{u2\infty}$	无限叶片数叶轮出口速度圆周分量	$m/s$
$B$	蜗壳喉部面积平方根	$m$	$\Delta v_{u2}$	无限叶片数和有限叶片数时叶轮出口速度圆周分量的差值	$m/s$
$D_1$	叶轮进口直径	$m$	$v$	绝对速度	$m/s$
$D_2$	叶轮出口直径	$m$	$v_{m1}$	叶片进口轴面速度	$m/s$
$D_3$	蜗壳基圆直径	$m$	$v_{m2}$	叶片出口轴面速度	$m/s$
$D_4$	蜗壳出口直径	$m$	$v_{av}$	蜗壳内平均速度	$m/s$
$D_j$	叶片进口直径	$m$	$v_{at}$	蜗壳喉部平均速度	$m/s$
$F_8$	蜗壳 8 断面面积	$m^2$	$w_1$	叶轮进口相对速度	$m/s$
$F_1$	蜗壳喉部面积	$m^2$	$w_2$	叶轮出口相对速度	$m/s$
$F_{out}$	蜗壳出口面积	$m^2$	$Y$	面积比系数	
$g$	重力加速度	$m/s^2$	$Y_h$	驼峰峰值	
$H$	扬程	$m$	$Y_{bc}$	计算驼峰峰值	
$H_d$	设计点扬程	$m$	$z$	叶片数	
$\Delta H$	扬程相对误差	$\%$	$\eta$	总效率	$\%$
$H_1$	有限叶片数理论扬程	$m$	$\Delta \eta$	效率绝对误差	$\%$
$H_{1\infty}$	无限叶片数理论扬程	$m$	$\eta_h$	水力效率	$\%$
$\Delta h$	水力损失	$m$	$\eta_m$	机械效率	$\%$
$l$	长度	$m$	$\eta_v$	容积效率	$\%$
$M$	扭矩	$N \cdot m$	$\rho$	密度	$kg/m^3$
$n$	转速	$r/min$	$\varphi$	叶片包角	$(^\circ)$
$n_s$	比转数		$\varphi_0$	隔舌安放角	$(^\circ)$
$P$	轴功率	$kW$	$\omega$	角速度	$rad/s$
$\Delta P_d$	圆盘摩擦损失功率	$kW$	$\beta_1$	叶片进口安放角	$(^\circ)$
$q$	口环泄漏量	$m^3/s$	$\Delta \beta_1$	叶片进口冲角	$(^\circ)$
$Q$	流量	$m^3/s$	$\beta_2$	叶片出口安放角	$(^\circ)$
$Q_d$	设计流量	$m^3/s$	$\psi_1$	叶轮进口排挤系数	
$Q_1$	理论流量	$m^3/s$	$\psi_2$	叶轮出口排挤系数	
$R$	半径	$m$	$\pi$	圆周率	
$R_e$	雷诺数		$\sigma$	滑移系数	
$S_{u1}$	叶片进口圆周厚度	$m$	$\delta_1$	叶轮表面粗糙度	$m$
$S_{u2}$	叶片出口圆周厚度	$m$	$\delta_2$	蜗壳表面粗糙度	$m$
$t$	时间	$s$	$\gamma$	相关系数	

注：文中对符号或符号单位有注释的优先；多于一个含义的符号在文中另作说明。

# 目 录

## 前言

<b>第 1 章 绪论</b> .....	1
1.1 概述 .....	1
1.2 离心泵水力设计方法的研究现状 .....	1
1.2.1 相似设计法 .....	1
1.2.2 速度系数法 .....	2
1.2.3 面积比法 .....	2
1.2.4 优化设计方法 .....	3
1.3 离心泵 CAD 软件开发生的研究现状 .....	4
1.3.1 二维水力设计 .....	5
1.3.2 三维造型设计 .....	5
1.4 离心泵流固耦合的研究进展 .....	7
1.5 离心泵流体诱导振动噪声的研究进展 .....	8
1.5.1 流动诱导振动噪声 .....	8
1.5.2 空化诱导振动噪声 .....	9
1.6 低比转数离心泵驼峰现象的研究进展 .....	9
1.6.1 控制叶轮主要几何参数 .....	10
1.6.2 控制压水室主要几何参数 .....	11
1.6.3 其他方法 .....	11
参考文献 .....	12
<b>第 2 章 离心泵多工况水力优化设计</b> .....	
<b>方法</b> .....	18
2.1 离心泵全流量范围的能量性能计算模型 .....	18
2.1.1 理论扬程计算 .....	18
2.1.2 水力损失模型 .....	20
2.1.3 容积损失 .....	23
2.1.4 机械损失 .....	23
2.1.5 总效率 .....	24
2.1.6 离心泵能量计算模型验证 .....	24
2.1.7 损失系数修正 .....	26
2.2 离心泵多工况水力性能优化设计 .....	36
2.2.1 多工况水力性能优化设计方法 .....	36
2.2.2 多工况水力性能优化数学模型 .....	37
2.2.3 优化算法 .....	38
2.2.4 能量性能计算程序的开发 .....	39
2.2.5 设计实例 .....	41

2.3 离心泵叶轮轴面图多工况自动 CFD 优化方法 .....	45
2.3.1 控制参数 .....	45
2.3.2 优化理论及方法 .....	46
2.3.3 Isight 集成各软件的关键技术 .....	48
2.3.4 叶轮轴面图多工况优化实例 .....	49
参考文献 .....	55
<b>第 3 章 离心泵 CAD 软件</b> .....	57
3.1 ObjectARX 应用程序 .....	57
3.1.1 ARX 应用程序结构 .....	57
3.1.2 注册新的 AutoCAD 命令 .....	58
3.1.3 加载 ARX 应用程序 .....	59
3.1.4 卸载 ARX 应用程序 .....	59
3.1.5 ARX 应用程序实例 .....	59
3.2 离心泵二维水力设计 CAD 软件开发 .....	71
3.2.1 吸水室 CAD 软件 .....	71
3.2.2 诱导轮 CAD 软件 .....	74
3.2.3 叶轮 CAD 软件 .....	81
3.2.4 蜗壳 CAD 软件 .....	85
3.2.5 径向导叶 CAD 软件 .....	88
3.2.6 空间导叶 CAD 软件 .....	90
3.3 Pro/TOOLKIT 应用程序 .....	93
3.3.1 Pro/TOOLKIT 应用程序介绍 .....	93
3.3.2 Pro/TOOLKIT 应用程序实例 .....	97
3.4 离心泵参数化三维造型 CAD 软件开发 .....	107
3.4.1 吸水室三维参数化造型 CAD 软件 .....	107
3.4.2 诱导轮三维参数化造型 CAD 软件 .....	107
3.4.3 圆柱叶片三维参数化造型 CAD 软件 .....	108
3.4.4 扭曲叶片三维参数化造型 CAD 软件 .....	108
3.4.5 蜗壳三维参数化造型 CAD 软件 .....	110
3.4.6 径向导叶三维参数化造型 CAD	

软件 .....	110	5.3 离心泵内部近场噪声计算分析 .....	165
3.4.7 空间导叶三维参数化造型 CAD		5.4 离心泵内场水动力噪声试验及数值	
软件 .....	111	预测 .....	166
参考文献 .....	112	5.4.1 离心泵内场水动力噪声试验	
<b>第4章 离心泵流固耦合计算方法</b> .....	113	方案 .....	166
4.1 多级离心泵的结构与参数 .....	113	5.4.2 离心泵内场水动力噪声试验	
4.1.1 总体结构 .....	113	结果 .....	171
4.1.2 首级叶轮结构与参数 .....	114	5.4.3 声学数值模拟方法 .....	174
4.1.3 2-8级叶轮的结构与参数 .....	114	5.4.4 离心泵水动力内场噪声计算	
4.1.4 半螺旋形吸水室设计 .....	115	步骤 .....	175
4.1.5 1-7级蜗壳的结构与参数 .....	115	5.4.5 内声场计算结果 .....	188
4.1.6 末级蜗壳设计 .....	115	5.5 声振耦合计算离心泵外场噪声 .....	190
4.1.7 各级泵的三维造型装配 .....	118	5.5.1 声振耦合计算方法 .....	191
4.2 水体与结构体网格生成 .....	118	5.5.2 离心泵水动力外场噪声计算	
4.2.1 各级泵的三维水体造型的网格		步骤 .....	191
划分 .....	118	5.5.3 外声场结果分析 .....	201
4.2.2 各级泵的结构体造型的网格		5.5.4 不同叶片出口角对外场噪声的	
划分 .....	119	影响 .....	203
4.3 多级蜗壳式离心泵流固耦合计算与		5.5.5 不同叶轮出口宽度对外场噪声的	
分析 .....	120	影响 .....	207
4.3.1 流固耦合求解过程的建立 .....	120	参考文献 .....	209
4.3.2 各级泵变形对流场影响分析 .....	121	<b>第6章 低比转数离心泵驼峰现象的</b>	
4.3.3 各级泵流固耦合前后监测点压力		<b>控制</b> .....	210
对比分析 .....	134	6.1 低比转数离心泵驼峰现象的控制	
4.3.4 各级泵结构动力特性分析 .....	139	方法 .....	210
4.4 多级蜗壳式离心泵转子部件模态		6.1.1 驼峰现象的理论分析 .....	210
分析 .....	149	6.1.2 低比转数离心泵驼峰现象控制	
4.4.1 模态阶数的提取 .....	149	方程 .....	211
4.4.2 模态分析过程 .....	151	6.1.3 损失修正系数的计算 .....	215
4.4.3 模态分析结果 .....	151	6.1.4 计算驼峰值 .....	217
参考文献 .....	156	6.2 控制方程的验证 .....	219
<b>第5章 离心泵水动力噪声数值计算</b> .....	157	6.2.1 模型泵一的水力设计 .....	219
5.1 离心泵水动力噪声机理 .....	157	6.2.2 模型泵二的水力设计 .....	220
5.1.1 动静干涉 .....	157	6.2.3 模型泵外特性试验 .....	220
5.1.2 旋转失速 .....	157	6.3 驼峰现象的内流机理分析 .....	222
5.1.3 空化 .....	158	6.3.1 三维造型及网格划分 .....	222
5.1.4 离心泵水动力噪声的分类 .....	158	6.3.2 边界条件、湍流模型及求解	
5.2 离心泵瞬态内流场计算 .....	158	算法 .....	224
5.2.1 计算模型 .....	158	6.3.3 模型泵外特性计算 .....	224
5.2.2 计算网格及边界条件 .....	160	6.3.4 性能预测 .....	224
5.2.3 偶极子声源提取及压力脉动		6.3.5 模型泵一水力损失分析 .....	226
测点布置 .....	162	6.3.6 模型泵二水力损失分析 .....	227
5.2.4 压力脉动预测 .....	164	6.3.7 模型泵一的内流场分析 .....	228

---

6.3.8 模型泵二的内流场分析 .....	235	6.4.3 叶轮相对速度流场 .....	240
6.4 驼峰现象的内流 PIV 测试 .....	239	6.4.4 蜗壳速度流场 .....	242
6.4.1 试验方案 .....	239	6.4.5 蜗壳出口冲击损失分析 .....	244
6.4.2 PIV 试验台 .....	240	参考文献 .....	245

# 第 1 章 绪 论

## 1.1 概述

泵是应用极其广泛的通用机械，种类甚多，与人们的生活有着密不可分的关系，可以说凡是有液体流动之处，几乎都有泵在工作。而且，随着科学技术的不断发展，泵的应用领域正在迅速扩大。离心泵结构多种多样，是各种泵中应用最为广泛的一种，广泛应用于城市给水、石油化工、船舶工业、航空航天、农田灌溉等社会生活和国民经济的各个部门中。据统计，离心泵在泵类产品的总产值中占 70% 左右，总装机容量占泵类装机容量的 75% 以上。随着离心泵技术的不断发展，其应用范围将更加广泛，作用更大<sup>[1]</sup>。

随着社会经济的发展，对离心泵的性能提出了越来越高的要求，如偏工况稳定运行的要求、低振动噪声的要求和高可靠性要求等。理论与经验相结合的传统离心泵设计方法已难以满足这些不断出现的新设计要求。另外，随着计算机的应用，对离心泵各种设计方法的程序化也提出了明确的要求。因此，发展现代离心泵设计方法已迫在眉睫。本书从多工况设计、软件开发、流固耦合、振动噪声以及驼峰问题等五个方面阐述了离心泵现代设计方法的研究进展。

## 1.2 离心泵水力设计方法的研究现状

离心泵水力设计是离心泵过流部件水力计算的反问题，即根据给定的流动参数（如流量、扬程、转速、必需汽蚀余量等）和给定的流动分布求解全部流动边界，使所设计的泵具有最高的效率、良好的汽蚀性能等，并使泵的外特性符合要求。到目前为止，工程实用的离心泵水力设计方法仍然是基于一元流动理论的方法，如相似设计法和速度系数法，所以大量可靠的设计资料和丰富的设计经验仍然是水力设计成败的关键之一。因此此处仅介绍基于一元流动假设的三种离心泵水力设计方法以及常用的优化设计方法。

### 1.2.1 相似设计法

相似设计法是根据流体力学中的相似理论而推导出来的设计方法。该方法假定几何相似和动力相似，因此对完全相似的泵来说，两者比转数  $n_s$  相等。若假定实型泵和模型泵的效率相等，在相似工况下，可按相似原理分别可求得缩放系数  $\lambda_Q$  和  $\lambda_H$

$$\lambda_Q = \frac{D}{D_m} = \sqrt[3]{\frac{n_m}{n} \cdot \frac{Q}{Q_m}} \quad (1-1)$$

$$\lambda_H = \frac{D}{D_m} = \frac{n_m}{n} \sqrt{\frac{H}{H_m}} \quad (1-2)$$

式中，缩放系数  $\lambda$  取  $\lambda_Q$  或  $\lambda_H$  的值均可，但一般选用其中的较大值或两者的平均值，下标

m 表示模型泵。式中  $D$  代表泵线性尺寸。一般来说, 缩放系数  $\lambda$  越接近 1, 这种设计方法越精确。

这种方法的准确性取决于几何尺寸的保持性, 因为模型泵的结构尺寸并不像其水力那样总是符合同样的比例关系。另外, 由于不完全遵守几何相似条件以及雷诺数和相对粗糙度的不同, 泵的效率也可能会发生变化。因此, 多数情况下需要对设计结果进行修正, 特别是当原型泵与模型泵的尺寸相差比较大时。对于泵的效率修正可以采用下面的莫迪 (Moody) 公式计算<sup>[2,3]</sup>

$$\frac{1-\eta}{1-\eta_m} = \left(\frac{1}{\lambda}\right)^{0.2} \left(\frac{H_m}{H}\right)^{0.1} \quad (1-3)$$

式中  $\eta$ ——泵效率;

$\eta_m$ ——模型泵的效率。

相似设计法快捷可靠, 但泵的性能基本上取决于模型泵, 不利于进一步改善和提高泵性能。另外, 如果两台离心泵的结构相差较大, 这种设计方法的效果也不是很理想。

### 1.2.2 速度系数法

速度系数法就是设计时按照比转数  $n_s$  来选取速度系数, 作为设计叶轮的依据, 其实质也是一种相似设计法, 只是它是建立在一系列而不是一台相似泵的基础上。速度系数法的理论基础也是相似理论, 即利用统计系数计算过流部件的尺寸, 其数学表达式如下<sup>[1]</sup>

$$\frac{Q}{nD^3} = C \rightarrow D = k_1 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \rightarrow v = k_2 \sqrt[3]{Qn^2} \quad (1-4)$$

$$\frac{H}{n^2 D^2} = C \rightarrow D = k_3 \sqrt{\frac{H}{n^2}} \rightarrow v = k_4 \sqrt{2gH} \quad (1-5)$$

式中  $D$ ——泵线性尺寸;

$C$ ——常数;

$k$ ——速度系数, 对于相似的泵来说,  $k$  是相等的, 因此这些系数是比转数  $n_s$  的函数。

早在 1957 年, Stepanoff 就提出了利用比转数规律研究泵水力设计的速度系数法, 并在大量统计资料的基础上提出了著名的 Stepanoff 速度图<sup>[4]</sup>。关于速度系数, 不同的国家都有自己的参考资料, 因此其取值范围可能略有不同。国内普遍采用文献 [1] 给出的速度系数取值范围。

速度系数法简便易行, 可操作性强, 设计的产品基本能满足工程上的需要, 但按速度系数法确定叶轮参数存在一定的随意性, 且现有的速度系数法不能完全反映最新的设计与制造水平, 往往造成设计工况与最优工况不重合。因此, 在采用速度系数法设计产品时, 应结合模型试验, 不断开发新的优秀模型, 并充分应用这些模型的速度系数图, 才能提高产品的设计水平。

### 1.2.3 面积比法

所谓面积比是指叶轮出口过流面积与泵体喉部面积的比值, 数学表达式如下<sup>[4]</sup>

$$Y = \frac{\pi D_2 b_2 \psi_2 \sin \beta_2}{F_1} \quad (1-6)$$

英国著名泵专家 Anderson 于 1938 年首次提出了离心泵的面积比原理, 指出叶轮出口过流面积与泵体喉部面积之比对泵的扬程、流量和轴功率等有直接影响。1963 年 Worster 首次从理论上证明了面积比理论的科学性。20 世纪 80 年代, Anderson 利用面积比原理成功预测了 15000 台离心泵的性能, 再次证明面积比原理是一种有效的水力设计方法。面积比方法的基本原理是用扬程系数和流量系数与面积比的关系绘制成线图, 并以此来修正标准化的设计数据。我国从 20 世纪 80 年代开始引入面积比方法, 袁寿其曾对面积比原理进行了较为系统的研究<sup>[4]</sup>。虽然面积比方法在国内有所应用, 但总体研究工作还不够深入, 相关的研究也较少。

总的来说, 面积比方法是应该得到更多关注的离心泵水力设计方法, 因为该方法是从叶轮和蜗壳的匹配关系出发来设计离心泵的, 这与速度系数法和相似设计法是不同的。

### 1.2.4 优化设计方法

优化设计是改进离心泵水力设计最有效, 也是最常用的方法之一。目前, 离心泵主要有以下几种水力优化设计方法: 试验优化设计、速度系数法优化设计、损失极值法优化设计和准则筛选法。

#### 1. 试验优化设计

到目前为止, 水泵设计仍是一门半理论半经验的技术, 试验研究在水泵发展中具有举足轻重的地位<sup>[5]</sup>。科学的试验设计能以较少的试验次数、较短的试验周期以及较低的成本而迅速获得较正确的结论和较好的试验结果。

在泵优化设计中, 正交试验设计法被广泛采用<sup>[5]</sup>。正交试验设计法, 是一种安排和分析多因素试验的科学方法, 它以概率论与数理统计为基础, 利用正交表来科学地安排试验方案, 并对试验结果进行计算与分析, 从而找出一组最优(或较优)的方案。

何希杰<sup>[6]</sup>提出了离心泵叶轮入口主要参数和叶轮进口边几何形状的最优设计方法, 并利用正交试验方法分析各参数对汽蚀比转数的影响。李文广等<sup>[7]</sup>以 3BA-13 型离心泵为对象, 研究了叶片数、叶片出口安放角、叶片圆周厚度以及叶片包角对其能量性能的影响, 新设计的泵效率高于原型泵, 并得到如下结论: 对扬程影响的重要性从大到小为叶片数、叶片包角、叶片的圆周厚度、叶片出口安放角; 对效率影响的重要性从大到小为叶片的圆周厚度、叶片包角、叶片数、叶片出口安放角, 但差别不大。袁寿其<sup>[8]</sup>、陈松山<sup>[9]</sup>、张金凤<sup>[10]</sup>、袁建平<sup>[11]</sup>、齐学义<sup>[12]</sup>等分别采用正交试验方法研究了低比转数带分流叶片(或长短叶片、复合叶片)的泵各过流部件几何参数对性能的影响。

#### 2. 速度系数法优化设计

在离心泵设计中, 速度系数法是一种重要的计算方法。速度系数法是以大量优秀水力模型统计出来的速度系数, 设计时按比转数  $n_s$  选取速度系数, 作为计算叶轮和蜗壳尺寸的依据。该方法比较简单, 但是设计出来的离心泵只能保持模型的水平。因此, 需要结合模型试验, 设计出新的优秀水力模型, 并对已有的水力模型和速度系数进行统计、归纳和完善, 这就是速度系数法优化设计的主要思想。

Stepanoff 在 1948 年提出了利用比转数规律进行水力设计的设计系数法, 并在统计大量

实测资料的基础上建立了著名的 Stepanoff 速度图<sup>[4]</sup>。Lobanof<sup>[13]</sup>在 1996 年给出了最新确定计算离心叶轮几何参数的速度系数资料。国内在 20 世纪 80 年代初曾对部分优秀模型进行了统计,文献 [1] 也给出了国内常用的几种速度系数曲线图。陈次昌<sup>[14]</sup>用多元逐步回归分析法对离心泵叶轮主要几何参数进行了统计,给出了一些推荐公式。90 年代,张俊达等<sup>[15]</sup>对 166 种离心泵和混流泵水力模型的各种系数进行了统计,给出了叶轮进口处速度系数  $k_{i0}$ 、叶轮出口处圆周速度系数  $k_{u2}$ 、叶轮进口处轴面速度系数  $k_{m1}$ 、叶轮出口处轴面速度系数  $k_{m2}$  以及蜗壳(或导叶)喉部速度系数  $k_v$  的速度系数图。何希杰<sup>[16]</sup>对国产泵优良水力模型的速度与尺寸系数进行了数据统计和回归分析,给出了离心泵水力设计中一些统计曲线和计算公式。沙毅等<sup>[17]</sup>推导出离心泵叶轮出口直径  $D_2$ 、叶片出口宽度  $b_2$  和进口直径  $D_0$  的速度系数法水力计算公式,并对 IS 系列泵进行了回归统计,得到了速度系数与比转数的关系。

### 3. 损失极值法

所谓损失极值法,就是建立各种损失与几何参数之间的关系。它有严格的数学理论作为基础,设计变量、目标函数和约束条件是其数学描述的要三要素。只要求出各种损失,就能够通过数学规划的方法进行优化。其数学表达为

$$\Delta h_i = f_i(x_1, x_2, \dots, x_j) \quad i = 1, 2, \dots, j = 1, 2, \dots, n \quad (1-7)$$

泵的总损失为

$$\sum_{i=1}^m \Delta h_i = \sum_{i=1}^m f_i(x_1, x_2, \dots, x_j) \quad i = 1, 2, \dots, j = 1, 2, \dots, n \quad (1-8)$$

在保证设计工况点的扬程  $H$  和流量  $Q$  的条件下,通过  $x_1, x_2, \dots, x_j$  不同的组合,保证总损失为最小值。

英国国家工程试验室 NEL<sup>[18]</sup>已将该方法应用于混流泵和离心泵的工程设计中。Gulich<sup>[19]</sup>基于泵内各项损失和大量的试验数据建立了泵性能计算的修正公式。Neumann<sup>[20]</sup>从泵内流动的损失分析出发,建立了水力参数(流量系数、扬程系数以及泵内各种液流速度等)与性能参数之间的关系以及水力参数与过流部件几何参数之间的关系。严敬<sup>[21]</sup>将叶轮出口处的相对速度和进口处的相对速度相联系,并以出口绝对速度最小为目标,寻求叶轮和蜗壳内损失最小时叶轮出口直径和叶片出口安放角的最优值。李世煌<sup>[22]</sup>将 Neumann 的方法推广到所有的叶片泵,并以过流部件内各项损失最小的原则提出了非设计工况的修正措施。何希杰<sup>[23]</sup>在考虑多个设计约束的条件下,将离心泵叶轮水力设计作为一个多目标优化设计问题,研究中低比转数离心泵叶轮入口和出口参数的优化设计方法。此外,张玉新<sup>[24]</sup>、张华娟<sup>[25]</sup>、高江永<sup>[26]</sup>和滕书格<sup>[27]</sup>等都曾做过相关的研究。

该方法以严格的数学理论为基础,只需求出各损失值就能通过数学规划的方法进行优化,但不足之处是目前尚没有理论方法能够精确地计算出各项损失,另外除优化设计变量以外的参数需要根据经验赋值。

## 1.3 离心泵 CAD 软件开发生的研究现状

在国外,水泵 CAD 在 20 世纪 80 年代初就已具备相当水平,经过 30 多年的发展,像威尔泵业公司(Weir Pumps Ltd)、沃信顿-辛普森公司(Worthington Simpson Division of Presser UK Limited)和日本三菱公司等,在水泵 CAD 的技术研究上已经达到比较完善的阶

段<sup>[28,29]</sup>。国内对泵 CAD 系统也进行了广泛深入的研究<sup>[30]</sup>。对泵 CAD 的研究经历了二维设计与绘型阶段及三维造型阶段。目前,在采用一元设计理论进行二维水力设计方面已经比较成熟,对于三维参数化造型也进行了一定的研究。

### 1.3.1 二维水力设计

二维 CAD 技术主要是将传统的手工设计方法转移到计算机上进行,主要研究数学模型和计算机绘图技术,这相对于传统的手工设计是一大进步,当前我国泵 CAD 技术从总体上讲还是停留在这一水平上。泵 CAD 二维设计的发展大致经历了起步阶段、发展阶段和完善阶段。

从 20 世纪 70 年代末到 80 年代中期为起步阶段,这一阶段主要研究计算机辅助设计的数学模型和计算机绘图技术<sup>[31-34]</sup>。80 年代中期到 90 年代中期为泵 CAD 的发展阶段,於毅珍等人在 DOS 操作系统下利用 Fortran 语言开发成功了离心泵叶轮及蜗壳水力设计软件<sup>[35-37]</sup>。很多学者发展了泵 CAD 的数学模型,并开始利用 AutoLisp 和 C 语言在 Windows 操作系统和 AutoCAD 平台上开发泵的水力设计软件<sup>[38,39]</sup>。从 90 年代中期开始,泵 CAD 的二维设计进入了完善阶段,出现了商业化的泵水力设计软件。刘厚林、关醒凡等人在 Windows 操作系统下,利用 Visual C++ 在 AutoCAD 平台上开发成功的泵水力设计软件 PCAD 得到了广泛应用<sup>[40]</sup>。进入 21 世纪后,泵 CAD 的研究内容更加广泛和丰富。谈明高<sup>[41]</sup>在 2006 年成功开发了离心泵性能预测软件,能够自动根据 PCAD 的设计结果或用户输入的参数较准确地预测出离心泵的性能。另外还有很多泵零件强度校核的 CAD 软件的开发<sup>[42,43]</sup>。

### 1.3.2 三维造型设计

三维造型技术是 CAD 技术发展的重要标志,也是核心之一。随着 CAM 技术的发展,对 CAD/CAM 一体化的要求不断提高,三维设计逐渐受到人们的重视。泵的三维实体模型是虚拟装配、干涉检查、机构的运动分析、数控加工、有限元分析、流动分析和性能预测的基础。

目前,国内外学者对泵的三维造型,尤其是对泵的三维自动造型的研究,越来越深入,并取得了不少成果。归纳起来主要有手工设计、参数化设计和变量化设计。

#### 1. 手工设计

手工设计是 CAD 软件的初期阶段,它是通过已经定形的几何形状和具体尺寸来建立几何模型,一般称它为几何驱动的系统 (Geometry-Drive System),或称静态造型系统。使用这种系统,一开始就要有确定的几何模型。几何模型一旦确立就很难修改,要修改就必须重新建立。通常的 CAD 绘图系统只能满足简单的设计、分析和加工的需要。AutoCAD 的早期版本就是这种系统的典型代表。王福军<sup>[44]</sup>等人于 1997 年在 AutoCAD 平台上进行了圆柱叶片的造型研究;高建华<sup>[45]</sup>等人利用不具备曲面绘型功能的 CAD 软件 Medusa 进行了离心泵叶片和流道的复杂曲面研究;戴勇峰<sup>[46]</sup>等人用有限元分析程序对泵体进行了三维实体造型研究。

随着设计功能更为强大的三维 CAD 支撑软件的推出,研究人员开始利用 Pro/E 等商业软件进行三维造型。其基本方法为:在二维泵水力设计的基础上,获得全部的三维几何信息,在此基础上通过手工设计建立泵的三维模型<sup>[47]</sup>。

采用手工设计进行泵水力部件的三维造型,设计工作量大,每一步都涉及大量的数据查询、数据计算和绘图等工作,并且要求设计人员掌握足够的建模知识。

## 2. 参数化设计

在实际工作中非常需要建立便于动态修改的几何模型,自20世纪80年代初开始研究变形几何及参数化的几何造型方法,参数化设计技术以其强有力的草图设计、尺寸驱动修改图形的功能,成为设计的主要手段。参数化设计方法是使用约束(包括尺寸约束和几何约束)来定义和修改几何模型。将尺寸作为变量表示,再建立通用的几何模型,改变实体的尺寸,就可以直接生成所需要的几何模型。这种造型系统称为动态造型系统,或称为尺寸驱动的系统(Dimension Drive System)。使用这种系统可以很快地设计出形状相似,几何尺寸不同的某一类零件。参数化设计可以将二维造型和三维线框、表面和实体造型纳入统一的系统,直接实施模型间的转换。在某个模型上进行尺寸和形状的修改,可以直接反映到其他模型上。这种方法的优点是便于设计人员修改,从而缩短了产品的开发周期,降低了开发成本。目前,对泵三维自动造型的研究大多采用参数化设计的方法。泵的三维造型软件开发主要是通过对一些具有参数化设计功能的软件进行二次开发来完成的。目前,三维参数化CAD软件的开发平台主要有Solidworks、MDT和Pro/E等。

Solidworks是基于Windows平台全参数化的特征造型机械设计软件,可以十分方便地实现复杂三维零件实体造型、复杂装配和生成工程图等。用户还可以将共性特征建立为特征库而多次使用。其二次开发的过程主要为:计算得到离心泵的水力设计参数后,运用COM(Component Object Model)技术,通过Solidworks系统本身提供的COM接口,利用VC进行二次开发来生成离心泵的CAD组件。例如,陈次昌<sup>[48]</sup>等人在该开发平台上进行了离心泵叶轮的三维造型设计的尝试,但并没有能够实现三维造型的全自动化,主要还是在手工建模的基础上完成三维造型。

MDT软件具有功能强大、界面友好、易学易用等特点,它是工作在Windows(或NT)平台上的微机三维设计软件包,集AutoCAD全部功能与参数化实体造型、曲面造型、装配造型、二维和三维双向关联绘图于一体。MDT除包含了AutoCAD的全部功能之外,它可以进行大量格式的数据转换。例如,李安虎<sup>[49]</sup>在MDT平台上进行了叶轮和蜗壳的三维造型研究;康灿<sup>[50]</sup>在MDT平台上对离心泵的三维造型进行研究;王业明<sup>[51]</sup>等人基于MDT进行泵站流道设计。他们用二维水力模型提供的信息,探索开发三维CAD造型软件的方法,但未能较好地实现参数化,还不能完全满足实际应用的需要。

Pro/E软件是美国参数技术公司(PTC)的产品,是目前国际上最成熟使用参数化特征造型技术的大型CAD/CAE/CAM集成软件之一。Pro/E系统具有单一数据库、参数化、基于特征、相关性等特点,基于这些特点开发出来的第三代机械CAD/CAE/CAM产品Pro/E软件能将设计至生产的全过程集成到一起,即实现所谓的并行工程。它容易使用,可以极大地提高设计效率。目前研究人员在Pro/E平台上对泵的三维造型进行了不少研究,例如上海理工的李春、倪建华<sup>[52,53]</sup>等人于2000年对离心泵叶轮进行了三维参数化造型研究;中国农业大学的海松<sup>[54]</sup>等人于2004年对轴流泵进行了三维参数化的研究;江苏大学的汪永志<sup>[55]</sup>于2004年在Pro/E上用VB对旋流泵进行参数化三维造型研究;江苏大学的李雯林<sup>[56]</sup>通过建立模型泵设计参数数据库来完成三维造型;江苏大学刘敏<sup>[57]</sup>开发了泵参数化三维造型软件PCAD-3D,同时建立了该软件和PCAD的数据接口,可以直接用二维水力模型提供的信

息对泵进行参数化三维造型。

### 3. 变量化设计

变量化图形支撑系统与以前的绘图和参数化图形支撑系统相比,在很多方面处于领先地位。它具有尺寸参数化设计所不具备的方便修改拓扑结构的功能<sup>[58]</sup>。在这个系统中,尺寸标注与图形具有相互关系,一旦用户改变了几何图形,系统自动更改尺寸标注,反之亦然。变量化技术克服了参数化技术的“全尺寸约束”这一硬性规定的干扰和制约,保持了参数化原有的优点。可能是由于泵过流部件尺寸间相互关系的复杂性,目前还未见有人采用这种方法开发泵三维造型软件的报道。但可以预见该方法将是泵三维参数化造型的未来发展方向。

目前国内在离心泵二维设计和三维造型 CAD 软件开发方面已经取得了较多的研究成果,但是离心泵网格划分软件和内流数值模拟软件还很少,这将是未来我国泵 CAD 的主要发展方向之一。

## 1.4 离心泵流固耦合的研究进展

流固耦合 (Fluid-Solid Interaction, FSI) 力学是流体力学与固体力学交叉产生的一门力学分支。它是研究变形固体在流场作用下的各种行为以及固体变形对流场影响这二者交互作用的一门科学。流固耦合力学的重要特征是两相介质之间的交互作用,正是这种相互作用才在不同条件下产生各种流固耦合现象<sup>[59-61]</sup>。流固耦合的数值求解方法根据耦合的物理性质可分为 3 类:①所有物理场由一个代码求解,即直接耦合,如共轭传热问题;②按照定义好的顺序分别对物理场进行求解,即顺序耦合,是物理意义上的“弱耦合”;③不同场求解同步进行,即同步求解,物理意义上是“强耦合”。

流固耦合有限元分析已成为分析流体机械可靠性的重要方法。流体机械内部流体与过流部件之间存在着相互作用:一方面,过流部件在流体压力载荷的作用下会产生变形和动力学响应;另一方面,过流部件的变形会影响流场的分布,进而改变流体载荷的分布和大小。

近年来,流固耦合方法已在燃气轮机、水轮机和风机的可靠性研究中得到了广泛应用。Gorla 等<sup>[62]</sup>在 NASA 自主开发的结构数值评估软件 NESSUS 平台上,考虑温度的影响,对一燃气轮机的叶片进行了流固耦合分析,研究结果能够为叶轮选择合适的制造材料提供准确的指导。Ausoni 等<sup>[63]</sup>采用试验方法研究了卡门涡街及其诱导汽蚀对一二维水翼流固耦合特性的影响。Rodriguez<sup>[64]</sup>等采用试验方法证明了应用附加质量法研究水轮机结构特性的可行性。毛军等<sup>[65]</sup>采用 CFX 软件进行流场计算、ANSYS 软件进行结构计算,研究了轴流风机叶片在运转过程中的弹性变形与振动对流场的影响以及振荡流场的反作用。谷朝红<sup>[66]</sup>采用混合法对水轮机转轮叶片流固耦合振动特性进行了分析。此外, Dubas、Zhu、王正伟和张立翔都曾在这方面开展过相关的研究<sup>[67-71]</sup>。

与上述流体机械的流固耦合研究相比,针对离心泵的流固耦合研究总体上还比较少。Brennen<sup>[72]</sup>早在 20 世纪 90 年代就已经指出在离心泵的运行中同样需要考虑流固耦合作用的影响,并进行了相应的理论推导和试验研究。Friedrich<sup>[73]</sup>等人分别采用弱耦合和强耦合计算方法分析了单流道离心泵转子部件的动力学特性,并与试验数据进行了对比,指出强耦合计算得到的结果更有意义。Nobuhiro<sup>[74]</sup>等人采用数值模拟方法对 LE-7A 氢泵的振动特性进

行了研究,指出首级叶轮与次级叶轮中介质相态的变化对振动特性影响较小,但次级叶轮与导叶间的距离对振动性能影响较大。Chisachi<sup>[75]</sup>等采用流固耦合的计算来预测一台五级离心泵噪声,并指出对于水力机械而言流固耦合计算是预测流体诱导噪声比较好的一种方法。裴吉<sup>[76]</sup>等人采用双向同步求解的方法对离心泵叶轮内流场和结构场进行了联合求解,分析了叶轮流固耦合作用对离心泵内部流场的影响。

目前离心泵流固耦合研究虽然取得了一定的进展,但仍有以下几个方面的工作需要深入开展:①现有的研究大都仅考虑叶轮结构场的影响,需开展同时考虑叶轮和蜗壳结构场的离心泵流固耦合研究;②现有的研究多为设计工况下的流固耦合研究,需开展偏工况下的流固耦合研究,特别是极小流量工况下的相关研究;③现有研究大部分都是弱耦合的研究,需开展离心泵的强流固耦合研究。

## 1.5 离心泵流体诱导振动噪声的研究进展

离心泵内部流体诱导振动和噪声是当前国内外的研究热点,主要分为两种:一是流动诱导振动噪声,主要是指由于旋转失速、进出口回流以及动静干涉等不稳定流动振动和噪声;二是空化诱导振动噪声。

### 1.5.1 流动诱导振动噪声

一直以来人们普遍认为空化是离心泵诱导振动产生的主要原因<sup>[77]</sup>。随着大功率离心泵的发展,其内部由非空化引起的流动诱导振动才引起人们的关注。也就是说,即使泵内部不存在空化及其相关问题,其内部不稳定流动也会引起较大的振动,甚至会导致结构破坏。引起离心泵内诱导振动噪声的不稳定流动包括旋转失速、动静干涉、回流、脱流和二次流等。

Dong等<sup>[78]</sup>的研究表明叶片与蜗壳的动静干涉和叶轮各流道流量的不均匀对泵内局部压力脉动和远场噪声有很大影响;叶轮蜗壳间的间隙变化能够明显改变泵内流动结构,间隙增大有利于降低压力脉动,间隙减小会导致振动加剧,特别是间隙小于叶轮外径20%的情况下。Srivastav等<sup>[79]</sup>试验测试了不同工况下三种不同叶轮与蜗壳隔舌间隙下的流体振动与噪声,结果表明振动噪声随间隙的增大而降低,但泵的效率变化不大。Langthjem等<sup>[80-82]</sup>应用CFD数值模拟得到了离心泵内的速度场,通过非定常伯努利(Bernoulli)方程计算得到叶片表面压力,采用傅里叶变换求解频域的波动方程,计算结果表明离心泵叶轮叶片表面所受的非定常力是流动诱导振动噪声的主要成因,当叶片经过隔舌时,泵内的流动诱导振动最大。Jiang等<sup>[83]</sup>通过自编数据接口来匹配流场和结构场间的网格并实现二者的数据传递,采用弱流固耦合计算了一台5级离心泵内的流动诱导振动,数值预测结果与试验测试结果基本一致,研究成果揭示了泵内共振的产生和传播机理。Choi等<sup>[84]</sup>采用热线风速仪和压力传感器测量了一离心泵叶轮在没有蜗壳和导叶的工作条件下,抽送空气时内部流动与振动的关系,测试结果表明叶轮出口的尾迹与叶片的相互作用能够产生周期性的压力脉动,从而引起泵内较大的振动和噪声。

国内近年来在离心泵流体诱导振动方面也开展了较多的研究,并取得了一定的成果。何希杰等<sup>[85]</sup>试验分析了离心泵水力设计对振动的影响,指出离心泵隔舌安放角、叶轮与蜗壳

间的间隙以及叶片形状等的设计好坏直接影响到泵运行稳定性。吴仁荣等<sup>[86-88]</sup>通过对离心泵振动噪声情况的研究,给出了若干降低离心泵振动噪声的水力设计和结构设计的原则。黄国富等<sup>[89,90]</sup>指出采用双流道蜗壳、增加泵叶轮与蜗舌的间隙、适当增加叶片数以及叶片侧斜等方案有利于降低船用离心泵内的压力脉动,从而降低流体诱导振动。叶建平<sup>[91]</sup>的研究表明对一台离心泵而言,工况的变化对振动有明显影响,且存在一个工况能够使泵内诱导振动和噪声达到最小。马群南等<sup>[92]</sup>指出引起泵内振动噪声的水力学原因主要四个:叶轮旋转时产生的非对称力、液体流动的不稳定性、汽蚀和喘振,并试验测试了吸入压力对离心泵和混流泵的振动和噪声的影响。冯涛等<sup>[93]</sup>研制了离心泵水动力噪声测试系统,该系统能够同时检测系统的水力学参数及水下噪声、振动和空气噪声,并可对它们进行实时或非实时同步分析。

对于离心泵流动诱导振动的研究而言,虽然已取得一定的成果,但未形成系统的低振动低噪声离心泵设计方法。未来在以下两个方面可以进一步深入研究:一是加强离心泵内部流动机理研究,特别是偏工况下泵内不稳定流动机理的研究;二是量化离心泵结构参数、性能参数与振动强度之间的关系。

### 1.5.2 空化诱导振动噪声

振动噪声是泵发生空化时的一个显著特征,所以国内外学者对泵空化诱导振动噪声的研究主要集中在应用振动噪声方法来检测泵的空化问题上。Alfayez等<sup>[94]</sup>介绍了声发射技术在检测离心泵初生空化和确定最优工况方面的应用。Leighton<sup>[95]</sup>、Fanelli<sup>[96]</sup>、Li<sup>[97]</sup>对空化诱导噪声做了大量实验研究,提出了相应的数值算法,但他们提出的算法具有一定的局限性。Cudina等<sup>[98,99]</sup>通过实验发现一个固定离散频率对应着离心泵的初生空化,该频率可用来监控离心泵空化的初生,控制离心泵的运行,但该结论未在其他研究模型中得到验证。Rus等<sup>[100]</sup>为了解释声学信号和空化之间的关系,在空化工况下,实验测量了一个两叶片轴流式水轮机的辐射噪声和振动信号,实验表明辐射噪声、振动和噪声之间存在着一定的对应关系。Čemetič<sup>[101]</sup>通过加速度传感器和麦克风测量动力泵的振动和噪声进而监测泵的初生空化余量。Chini等<sup>[102]</sup>分析离心泵的噪声谱来寻找模型泵的初生空化特性,发现某一频率的声压级可以用来监测模型泵的空化初生。苏永生<sup>[103]</sup>等通过获取非空化与空化状态下离心泵壳体的振动与出口压力信号的特征,来识别泵的空化初生。刘源<sup>[104]</sup>等将小波熵方法引入空化诱导噪声的分析,探讨了基于小波熵的空化初生检测和空化状态识别方法。张俊华<sup>[105,106]</sup>等用宽频传感器测试不同空化程度下的声信号,分析声信号的频谱特征随空化发展的变化规律。戚定满等<sup>[107]</sup>对瞬态的空化噪声信号进行小波变换,得到了小波系数随时间和频率的变化图像,直接地反映出空化噪声谱随时间的变化。蒲中奇等<sup>[108]</sup>提出了一种基于小波奇异理论的水轮机空化检测方法,该方法能够较好地检测出水轮机空化初生和空化形态转变。

目前对于空化诱导泵振动噪声的研究都是监测泵的空化初生,还没有对不同空化程度下泵的振动噪声特性进行全面深入的研究。

## 1.6 低比转数离心泵驼峰现象的研究进展

低比转数离心泵的流量扬程曲线主要分为稳定的和有驼峰的两种。对于稳定的扬程曲