

低比速离心泵 理论与设计

袁寿其 著



机械工业出版社

本书是作者多年从事低比速离心泵理论与试验研究工作的总结。全书共分八章,包括低比速离心泵加大流量设计法,减少或消除扬程曲线驼峰的途径,无过载离心泵的理论与设计,短叶片偏置设计法,泵的面积比原理及优化设计思想等。

本书可供从事离心泵设计和研究工作的工程技术人员及高等院校相关专业的师生参考。

图书在版编目(CIP)数据

低比速离心泵理论与设计/袁寿其著. —北京:机械工业出版社, 1997

ISBN 7-111-05383-4

I. 低… II. 袁… III. ①低比速泵-离心泵-理论
②低比速泵:离心泵-设计 IV. TH311

中国版本图书馆CIP数据核字(96)第18626号

出版人:马九荣(北京市百万庄南街1号 邮政编码100037)
责任编辑:孙瑞 版式设计:冉晓华 责任校对:肖新民
封面设计:姚毅 责任印制:路琳
北京市房山区印刷厂印刷·新华书店北京发行所发行
1997年5月第1版第1次印刷
787mm×1092mm¹/₃₂·7印张·148千字
0 001—1 000册
定价:16.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

序

低比速^①离心泵广泛应用于国民经济的各个领域。长期以来，由于缺乏专门的理论与设计方法，人们只能根据普通离心泵的理论来设计低比速泵，因而泵的效率较低。近 20 年来，对低比速泵的研究一直是水泵界的重点课题之一，许多专家和工程技术人员已对此进行了大量的理论分析和试验研究工作，研制了一批优秀的低比速泵水力模型，并在实践的基础上逐步形成和发展了一种旨在提高泵效率的所谓加大流量设计法。但是，随着效率的提高，扬程曲线更易产生驼峰，泵在系统中运行的稳定性变差；同时，由于轴功率曲线更加陡峭，泵在大流量区运行时极易产生过载现象，这对出口管路没有流量调节阀的广大农用和工程用泵来说是应力求避免的。

本书作者袁寿其博士近年来长期从事低比速泵的理论 and 试验研究工作。他在总结前人研究成果的基础上，对低比速泵的加大流量设计法、消除驼峰的技术、无过载理论、短叶片偏置设计、面积比原理和优化设计思想等方面进行了较系统和深入的研究，取得了一系列可喜的成果，在国内外专业刊物和学术会议上发表了近 30 篇学术论文。他主持完成的机械工业部课题“低比速离心泵理论与设计方法的研究”和

① 比转速过去常称为比转数。因其英文为 specific speed，故应为比转速，简称比速。——作者

“无过载离心泵理论与设计方法的研究”已通过专家鉴定并获 96 年度机械工业部科技进步二等奖。在上述基础上总结完善而写成的这本专著无疑具有较重要的理论意义和较高的学术价值。

鉴于国内外尚无一本有关低比速离心泵理论与设计方面的专著，本书的出版为本专业提供一个很有价值的文献，它不仅可供高等学校相关专业师生参考，而且可推荐给从事水泵实际工作的工程技术人员使用。

金树德

1996 年 10 月 2 日

(金树德系研究员，现任中国农机学会排灌机械学会理事长《排灌机械》杂志编委会主任)

前 言

低比速离心泵是应用极其广泛的通用机械。随着科学技术的发展,人们对低比速泵提出了更高的技术要求,如高效率、无驼峰、无过载等。如仍采用现有的普通离心泵的理论与方法显然不能很好地满足这些要求。近20年来,国内许多大专院校、科研院所、生产企业的学者、专家和技术人员都对低比速泵进行了大量而卓有成效的研究工作,使泵的理论、设计和制造达到了新的水平。

作者从80年代后期开始从事低比速泵的理论及试验研究工作。本书是作者近几年来所完成课题和发表论文的系统总结与提高。在本书的撰写过程中,作者力求保持当初科学研究的思路、技术方案和原始数据图表等,并针对低比速泵效率、驼峰和过载等问题,力求较全面系统地进行综合分析,努力探寻各种设计方法的原理与优缺点及相互关系,使读者能从全局的高度来认识具体设计方法。同时,本书还特别注重工程实用性,在理论推导和分析的基础上,针对各种方法,给出了许多实用的设计系数和选择范围。本书除主要介绍作者的研究成果外,对近年来同行的有关研究成果和文献也作了简要介绍与评述,并一一指出文献出处,以便读者进一步研究。为突出重点并节约篇幅,本书未涉及离心泵的基本概念、基本方程、常用公式、常规设计方法和经典系数图表等,需要这些内容的读者可参阅有关泵教材和手册。

本书是在江苏理工大学许多老一辈学者、专家的指导和

帮助下完成的。金树德研究员在作者课题立项和整个研究过程中给予了多方面的指导和帮助，并亲自为本书作序；曹武陵研究员在作者科研选题和试验验证等方面都给予了指点和帮助；高良润教授、陈次昌教授、李世英研究员、林墩研究员、王文彬副研究员、查森教授、桑正中教授和何伟博士对作者的科研工作也都给予了热情的指导和帮助，在此一并致以深切的谢意。对大力支持本书模型泵的试制和试验工作的杭州水泵总厂姜文海高级工程师和章宗显总工程师、博山水泵厂孟昭明高级工程师和张玉臻高级工程师表示衷心地感谢。

限于作者水平和实验条件，书中某些观点难免不妥，不少结论还有待于进一步验证完善，恳请读者不吝指教。

袁寿其 工学博士

1996年9月 于江苏理工大学

符 号 表

b —— 叶片宽度, m 或 mm	v_u —— 绝对速度的圆周分量, m/s
D —— 叶轮直径, m 或 mm	Δv_u —— 轴向旋涡引起的 v_u 的减 小值, m/s
F —— 面积, m^2 或 mm^2	Φ —— 流量系数
g —— 重力加速度, m/s^2	ψ —— 扬程系数, 排挤系数
H —— 扬程, m	ρ —— 液体密度, kg/m^3
K —— 系数	ω_s —— 无因次比转速
n —— 转速, r/min	λ —— 模型换算系数
P —— 功率, kW	μ_r —— 有效粘性系数, $Pa \cdot s$
Q —— 流量, m^3/s 或 m^3/h	f —— 自由度
u —— 圆周速度, m/s	K_1, K_2 —— 相应水平的试验结果 之和
v —— 绝对速度, m/s	$\bar{K}_1, \bar{K}_2$ —— 相应水平的试验结果 的平均值
W —— 相对速度, m/s	R —— 极差
Y —— 面积比	T —— 试验值的总和
Z —— 叶片数	* —— 有影响
n_s —— 比速	* * —— 有较显著影响
h_0 —— Stodola 滑移系数	* * * —— 有显著影响
α —— 绝对液流角, ($^\circ$)	下标
β —— 叶片安放角, ($^\circ$)	0 —— 关死点, 坐标原点
η —— 泵总效率, %	1 —— 叶轮进口, 位置 1, 水平 1
η_m —— 机械效率, %	2 —— 叶轮出口, 位置 2, 水平 2
η_h —— 水力效率, %	
η_v —— 容积效率, %	
v_{u1} —— 绝对速度的轴面分量, m/s	

$\max$ —— 最大值

t —— 理论值, 泵体喉部

∞ —— 无限叶片数

d —— 设计点

b 、 e 、 p —— 最高效率点

m —— 模型泵

上标

av —— 平均值

- —— 最大轴功率处, 平均值

' —— 有限叶片数

目 录

序

前言

符号表

第一章 绪论	1
§ 1.1 国内外离心泵理论与设计方法研究概况	1
§ 1.1.1 理论及内部流动计算回顾与现状	1
§ 1.1.2 内部流场测试概况	5
§ 1.1.3 水力设计现状	7
§ 1.1.4 现代离心泵设计概念	13
§ 1.1.5 国内外泵业技术发展趋势	14
§ 1.2 低比速离心泵的特点与研究现状	16
§ 1.2.1 低比速离心泵的特点	16
§ 1.2.2 低比速离心泵的研究现状	17
§ 1.3 本书研究的背景及主要研究内容	20
第二章 低比速离心泵加大流量设计法	26
§ 2.1 引言	26
§ 2.2 加大流量设计的基本原理	27
§ 2.3 基本方法及主要几何参数选择的原则	30
§ 2.4 加大流量设计的不良后果	43
§ 2.5 小结	43
第三章 减少或消除离心泵扬程曲线驼峰的途径	45
§ 3.1 引言	45
§ 3.2 叶轮和泵体形状对扬程曲线驼峰的影响	46

§ 3.3 小结	57
第四章 无过载离心泵的理论与设计方法	58
§ 4.1 引言	58
§ 4.1.1 问题的提出	58
§ 4.1.2 解决问题的可能途径	60
§ 4.2 饱和轴功率性能的研究概况	66
§ 4.3 无过载离心泵的理论	68
§ 4.3.1 饱和轴功率性能产生的理论条件	68
§ 4.3.2 离心泵的轴功率特性	75
§ 4.4 无过载离心泵的正交试验研究	79
§ 4.4.1 概念与意义	79
§ 4.4.2 正交试验设计	81
§ 4.4.3 直观分析	83
§ 4.4.4 方差分析	91
§ 4.4.5 最大轴功率值及其流量的预估	94
§ 4.5 几个对比试验及叶轮切割	95
§ 4.6 无过载离心泵的水力设计	102
§ 4.6.1 约束方程组	102
§ 4.6.2 设计系数和设计程序	104
§ 4.6.3 主要几何参数的选择原则	107
§ 4.6.4 设计实例	110
§ 4.7 小结	117
第五章 离心泵短叶片偏置设计及控制边界层提	
高泵性能的试验研究	123
§ 5.1 引言	123
§ 5.2 短叶片偏置设计的原理	124
§ 5.3 短叶片偏置设计的正交试验研究	127
§ 5.3.1 试验设计	127
§ 5.3.2 试验结果分析	129

§ 5.4 控制边界层提高离心泵性能的正交试验研究	133
§ 5.5 小结	138
第六章 离心泵的面积比原理	140
§ 6.1 引言	140
§ 6.2 面积比原理的概念	141
§ 6.3 面积比原理的理论分析	143
§ 6.4 面积比与泵性能之间的关系及其经验统计	148
§ 6.5 试验研究	156
§ 6.5.1 叶轮出口面积对无过载泵性能的影响	157
§ 6.5.2 一个关于面积比的实验结果	161
§ 6.5.3 面积比对无过载泵性能的影响	164
§ 6.6 小结	168
第七章 无过载离心叶轮三元粘性流动数值模拟	171
§ 7.1 引言	171
§ 7.2 计算方法简述	172
§ 7.3 无过载离心叶轮内粘性流计算结果	176
§ 7.4 小结	180
第八章 低比速离心泵的优化设计思想	182
附录 A 无过载离心泵 $L_8(2^7)$ 正交试验测试结果	188
附录 B 短叶片偏置设计 $L_9(3^4)$ 正交试验测试结果	192
附录 C 边界层控制 $L_4(2^3)$ 正交试验测试结果	196
参考文献	199

第一章 绪 论

离心泵是一种古老而应用极其广泛的通用机械。技术史上第一台离心泵是公元前 5 世纪葡萄牙人在圣多明各铜矿中所用的排水离心泵。15 世纪末意大利著名学者列奥那德·达·芬奇 (Leonardo da Vinci, 1452—1519) 就有利用离心力来提升水的设想。法国物理学家坦尼斯·巴本 (Denis Papin, 1647—1714) 在 1689 年制造出了离心泵的试验模型, 1705 年巴本又在试验泵的基础上加以改进, 制造出第一台采用螺旋形压水室的多叶片离心泵。在这以后很长一段时期, 虽不断有人研究离心泵, 但离心泵在实际应用上并没有得到发展。在蒸汽机全盛时期, 所用的泵几乎全是容积式泵。后来汽轮机、发电技术进步及电动机相继问世, 出现了高速原动机, 于是离心泵迅速地得到发展, 成为应用最广泛的泵, 技术水平也不断提高, 其功率自几百瓦到数万千瓦, 转速可高达每数万转, 单级扬程可达数千米, 流量可达每秒近百立方米。

§ 1.1 国内外离心泵理论与设计方法研究概况

低比速离心泵属于离心泵的范畴, 为了更好地理解与研究低比速离心泵, 本书先对国内外离心泵理论与设计方法的研究现状作一简要评述。

§ 1.1.1 理论及内部流动计算回顾与现状

著名数学家列奥那德·欧拉 (Leonardo Euler, 1707—1783) 是第一位试图从理论上阐明叶片式水力机械 (水轮机

和叶片泵)中流动机理的学者^[1]。他在一些假设条件下推得了著名的叶片泵 Euler 方程。

$$H_t = \frac{1}{g} (u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}) \quad (1-1)$$

该方程建立了泵的理论扬程 H_t 与叶轮前后流体运动参数 v_u 之间的定量关系, 250 年来, 一直是叶片泵设计的理论基础。因此, Euler 方程也称为叶片泵的基本方程。

虽然叶片式机械中的真实流动都是三维空间中的流动, 但为了简化, 早期的研究把流体在叶轮流道中的流动看作是流体微团沿着叶轮流道中心线的运动。根据这一假设, 建立了叶片式机械的一元(维)流动理论, 亦称微元流束理论。

Euler 理论和一元理论虽引进了一些假设, 存在一定的局限性, 但到目前为止, 以经验数据修正了的 Euler 理论和一元理论仍然是计算中、低比速叶片式水力机械叶轮和导叶的基础。

弗伦茨·普拉西尔(1857—1929)于 1903 年从速度势的概念出发, 提出了轴对称流动理论。1906 年, H. 洛伦茨根据流体工作场的概念提出了叶片式机械二元(维)流动理论。二元理论认为, 叶(转)轮内轴面速度 v_m 沿着过水断面是不均匀的, 即轴面液流为二元流动。

虽二元理论较一元理论更为科学, 更接近真实流动状况, 但二元理论实际应用并不多, 仅适合于设计高比速混流泵叶片和混流式转轮。

我国学者吴仲华教授曾对叶轮机械内三元(维)流动的理论 and 计算作出过历史性的奠基工作^[2]。1952 年, 吴仲华提出了著名的叶轮机械两类相对流面(S_1 流面和 S_2 流面)的普遍理论, 把一个复杂的三元流动问题分解成两类二元流动问

题来求解,使数学处理和数值计算大为简化。对离心泵叶轮而言, S_1 流面就是叶片-叶片面 (blade-to-blade surface), S_2 流面就是前盖板-后盖板面 (hub-to-shroud profile)。一般而言, S_1 流面并非是任意旋成面(或称回转面),该曲面可能是扭曲的, S_2 流面也可能根本不包含任何径向线或直线,它们都是较复杂的空间曲面。在计算中,一类流面的正确解往往需要依赖于另一类流面得出的解,这样两类流面上的解都是互相耦合的,需要不断地进行相互迭代,直至收敛到给定的精度。对于叶轮内粘性流动而言,这种迭代过程既繁复而又冗长。因此,两类相对流面的概念主要适用于无粘性流场的计算,当然其方法也可用于粘性流动计算。

叶轮机械内部流动的研究主要有两个方面,一是流场测试,二是数值模拟。由于旋转叶轮内部流场测试较困难以及计算机技术的迅速发展,叶轮内部流动数值模拟的研究相当活跃。一般来说,离心叶轮内的流动是三维的湍流运动。叶轮的旋转和表面曲率效应以及随之而来的哥氏力和离心力,使叶轮内的流动极其复杂,并常伴有流动分离、二次流和尾迹流等。

目前,旋转叶轮内部流动计算方法大致可分为三类^[3]:

(1) 三元无粘性流或势流预测方法,即假定整个流场是无粘性的或有势的。自1952年吴仲华教授提出叶轮机械三元流动理论以来,直到70年代之前,这种无粘性流动或势流计算方法始终占了统治地位。Adler^[4]曾对此作过很好的综述,总的来说,此法已基本成熟和完善。

(2) 分区算法,即把整个流场划分成不同的区域分别作粘性流或无粘性流处理。其经典的研究方法是边界层理论,其代表性例子有Moore^[5]等人采用的射流-尾迹计算模型

(Jet-wake flow model)。陈次昌^[6]把 Moore 对旋转水槽的研究方法推广到离心泵并进行了实验验证。

由于无粘性流动模型仅对轴流式机械较为适用,而完全粘性的三元流动计算需花费大量的计算机内存和计算时间,在目前的计算机发展水平上仍是相当困难的。因此,这种分区计算方法就显得既实用又相对合理,因而被广泛应用于工程实践。

(3) 离心叶轮通道的完全粘性解方法,它把 N-S 方程 (Navier-Stokes equations) 在整个流场中作为统一的出发方程进行求解,并以有效粘性系数代替粘性系数以考虑湍流运动。这类方法具有代表性的有 Khalil^[7]和 Martelli^[8]等提出的方法。

由于真实流体均具有粘性,因此,叶轮机械内部流动计算最终是要求出完全粘性的 N-S 方程解。近 10 年来,随着计算机技术和计算流体动力学的迅速发展,越来越多的科学家和技术人员正致力于这一领域的研究,新的计算方法不断问世。Lakshminarayana^[9]曾对此作了较全面的评述。

国内三元流动计算在可压缩流体叶轮机械中研究得比较充分,已应用于工程实际。而水力机械中对三元理论的研究较晚,约开始于 60 年代大型可逆式水泵水轮机的研制^[10]。70 年代末 80 年代初,清华大学、华中理工大学、江苏理工大学、河海大学、中国农业大学和沈阳水泵研究所等单位相继开展了离心泵内三元流动研究工作,大致有以下几个方面:

- (1) 三元无粘性流或势流算法^[11~15]。
- (2) 三元无粘性流-边界层迭代算法^[16~21]。
- (3) 利用三元流动分析来提高泵性能的研究^[22~25]。
- (4) 准三元全粘性 N-S 方程的求解^[26~28]。

纵观现有研究成果^[11~28]可以看到,虽在国内对泵内三元流动的研究起步较晚,但目前已基本接近国外同类研究水平,研究重点已从无粘性流动计算逐步发展为无粘性流-边界层迭代计算,并朝着求解完全粘性的 N-S 方程解的方向发展。

但也应看到,由于离心泵叶片数少且叶片扭曲,离心泵的流道均呈扩散型,易产生分离和脱流,以及所泵送的流体粘性较大等原因,所以至今尚不能应用三元理论有把握地设计出令人满意的离心泵来。但这一研究方向无疑是正确的。

§ 1.1.2 内部流场测试概况

50 年代以前,由于旋转叶轮中的实验很难做,人们未能很好了解离心泵叶轮内的真实流动情况,因而只能用一元理论这一概念进行设计,并用滑移修正系数来考虑真实流体的粘性效应。为了进一步提高离心泵的性能,首先需要了解叶轮内的实际流动状况。近几十年来,随着速度与压力探针、热线风速仪和激光测速仪等的应用,叶轮内流动的真实情况逐步为人们所认识。

Fischer 和 Thoma^[29]曾用流动显示技术研究了离心泵叶轮内的流动状况,证明在叶轮出口处的叶片负压面上存在着一个死水区,使叶片出口角由 β_2 减小到 β'_2 。Acosta 和 Bowerman^[30]用旋转压力计测量了离心泵叶轮内的静压分布和相对速度分布以及相对能量损失,并且用定量的方法表达出死水区并不死,只不过是相对总压损失较大而已,这一低能量流体区域被称为尾迹区(wake zone)。Howard 和 Kittmer^[31]的实验表明,没有正确的二次流谱模型,就不能很好地进行叶轮中的三元流动预测。Moore^[5]曾用旋转水槽来模拟离心泵内的流动状况,研究了旋转和二次流对流动的影响,并提出了射流-尾迹计算模型。Murakami 和 Kikuyama 及 Asaku-

ra^[32]用探针和油膜法研究了离心泵叶轮内的速度和压力分布。

这些测试结果都证实, 由于流体粘性的存在, 离心泵叶轮内部的流动并不像一元理论所假定的那样流动是均匀的, 而是基本上由相对速度较小、旋转滞止总压较小的尾迹区和近似无粘性的射流区所组成, 尾迹区在叶轮出口处的前盖板表面和叶片负压面附近, 叶轮中的损失和熵增集中在尾迹区, 这就为进一步提高离心泵的性能指出了方向。

近 10 年来, 国内也有不少有关离心泵内流动测量的报道。姚志民^[33]等曾用五孔测球量测了叶轮前后的流速场。冯俊卿^[34]应用图象消转仪观察和拍摄了离心泵叶轮内的流动状况, 证实了国外的一些实测结果。钱涵欣^[35]曾应用小型压力传感器测量了水泵水轮机模型转轮叶片表面的压力。万淑英^[36]等用水力法测量了比速 $n_s = 60$ 的三个低比速离心泵叶轮叶片表面的压力。李涛^[37]应用油膜法观察了离心泵叶轮中的流动状态。李世煌^[38]用示踪粒子配合高速摄影法测试了离心泵蜗壳内隔舌附近的流场, 指出低比速离心泵流量-扬程曲线驼峰的内在原因之一是隔舌附近有回流区存在, 应减小隔舌螺旋角 α_3 以利消除驼峰。封俊^[39]等应用激光测速技术测量了旋流泵模型无叶腔内的流场。薛敦松^[40,41]等曾应用激光流速仪对低比速离心泵叶轮内的流场进行了测量, 进一步揭示了低比速离心泵叶轮内的某些流动机理。

应该说, 在测试技术和方法上, 已基本赶上了国外步伐, 如流动显示、探针、图象消转仪、油膜法、高速摄影和激光测速等都已应用于离心泵内流场的测试。但与国外相比, 其测试设备和测试的深度与广度方面仍有一定的差距。离心泵叶轮内部流动的测量不仅需要一定的技术, 而且要花费大量