

LIUTI JIXIE

SHEJI

LILUN

YU

FANGFA

流体机械设计 理论与方法

齐学义 编著



中国水利水电出版社

www.waterpub.com.cn

LIUTI JIXIE

SHEJI

LILUN

YU

FANGFA

流体机械设计 理论与方法

齐学义 编著



中国水利水电出版社
www.waterpub.com.cn

内 容 提 要

本书围绕提高流体机械性能这条主线自成体系,注重知识的更新与相关学科知识的交叉,注重工程实践,注重解决问题的思维方法,讲述了流体机械设计中所用到的基本理论和基础知识,以及目前流体机械设计所采用的主要先进方法。全书共分为八章,主要内容包括:概述,水力机械转(叶)轮水力设计常用的主要方法,流体机械设计中的优化,可靠性设计,流体力学基础,流体机械内部流场的数值计算,计算流体动力学基础及其常用 CFD 软件简介,流动的数值模拟在工程中的应用。为便于深入了解和掌握各章节的内容,在必要的章节中不仅给出了例题或实际算例,而且在各节后也列出了思考题。

本书可供企事业单位、科研院所从事流体机械及工程专业或相关专业的科技与工程技术人员查阅、参考,也可作为流体机械及工程专业研究生和高年级本科生的教科书或参考书。

图书在版编目(CIP)数据

流体机械设计理论与方法/齐学义编著. —北京:中国水利水电出版社, 2008

ISBN 978-7-5084-5387-3

I. 流… II. 齐… III. 流体机械—机械设计 IV. TH3

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2008) 第 036855 号

书 名	流体机械设计理论与方法
作 者	齐学义 编著
出版发行	中国水利水电出版社 (北京市三里河路 6 号 100044) 网址: www.waterpub.com.cn E-mail: sales@waterpub.com.cn 电话: (010) 63202266 (总机)、68367658 (营销中心)
经 售	北京科水图书销售中心 (零售) 电话: (010) 88383994、63202643 全国各地新华书店和相关出版物销售网点
排 版	中国水利水电出版社微机排版中心
印 刷	北京市地矿印刷厂
规 格	184mm×260mm 16 开本 26.5 印张 628 千字
版 次	2008 年 7 月第 1 版 2008 年 7 月第 1 次印刷
印 数	0001—3000 册
定 价	75.00 元

凡购买我社图书,如有缺页、倒页、脱页的,本社营销中心负责调换

版权所有·侵权必究

前 言

众所周知，流体在力的作用下产生的运动将引起力、动量、能量的传递，可进行能量的转换乃至物质的输运。利用流体的运动进行力或功的传递、或进行能量转换的机械，即称之为流体机械。如水压机、油压机、压缩机、泵、风机、水轮机，以及其他一些涡轮机械等。其中，水压机和油压机是进行力或功传递的流体机械，而泵、风机、水轮机，以及其他一些涡轮机械是将机械能、电能和流体的动能与势能进行相互转换的流体机械。流体机械广泛应用于能源、矿山、冶金、石油、化工、环境与食品加工，以及建筑、水利、动力与物质输运工程，乃至航空航天与海事技术等各个学科领域及其各部门和国民经济的各行各业。总之，人类的文明生存和社会发展都离不开流体机械，从高科技到人们的日常生活，均与流体机械息息相关。

然而，流体机械必然是机械中的一种，因而它除具有机械的一般特性和要求外，由于其工作介质为流体，还应具有区别于其他机械的独特特性。其最根本之处在于流体介质在其工作过程中的运动必须满足质量、动量和能量守恒这三大定律。因此，在流体机械的设计与制造过程中，必须在遵照一般机械的设计与制造原则和要求的基础上，还要满足其特殊性及其性能的要求。

因而，本书中除了包含有随着科技进步目前普通机械设计的先进理论与方法和所要求的性能指标等一般内容外，还增补了流体机械优化设计和可靠性设计的基本知识与方法，也有一些流体力学及计算流体力学的基础和计算方法的知识。同时，为了满足流体机械特殊性的要求，提高流体机械、尤其是水力机械的能量、空蚀与稳定性这三项主要性能，本书重点介绍了流体机械、主要是水力机械目前先进的设计理论与方法，以及转（叶）轮内部流场的数值计算及其 CFD 计算软件的应用，并给出了网格生成与流体机械内部流动问题的求解方法与过程，以及具体计算的实例。实验、理论分析和数值模拟是当前研究流体机械内部流动及其性能的三种最主要的基本方法。但是，以实验为研究手段，耗资巨大又费时费力，有时还要受到模型尺寸或其他方面条件的限制；理论分析的方法对于较复杂的流动问题目前却还无能为力；

而数值模拟的方法是采用计算流体力学的方法对流动进行简化并建立流动模型，为流动与流场的计算、分析提供了依据和方便。这在一定程度上克服了前两种方法的缺点，弥补了其不足，而且，近年来随着计算技术与计算机的飞速发展，过去由实验手段所能获得的流体机械性能参数与某些结果，现在完全可借助于 CFD 的数值模拟手段来获得。在计算机上完成某一流动的计算，就相当于在计算机上完成了一次流动的物理实验，其实质就是在计算机上进行了一次数值实验，可形象地再现该流动系统中任意时刻某工况下的流场分布及流动状态。

本书围绕设法提高流体机械性能这条主线，本着注重基础、注重理论与工程实践相结合，注重知识的更新与相关学科知识的交叉，注重解决问题的思维方式和开创新视角的基本思路，自成体系，试图以通俗的语言、浅显的方式把机械学科的基础、必备知识与流体机械的特殊性及其结构特点所需要的专门知识真正有机地、完整无痕地融合为一体。因而，本书中讲述了流体机械设计中所用到的基本理论和基础知识，以及随着科技发展而产生的新理论和目前流体机械设计所采用的主要先进方法；着重介绍了流体机械内部流动及其流场分布目前最直观、便捷、有效的数值模拟方法及其 CFD 计算软件与应用，以揭示流场与其机械性能紧密的内在关系和隐含在表象下的深层次的机理与奥秘。但限于篇幅，书中对有些设计方法和 CFD 计算软件并未具体展开和详述。欲详细了解这些内容与具体设计或计算过程，请参见书中所给出的或其他相关的参考文献。旨在寄望于通过本书能与读者进一步获得某些裨益或新的启迪。

在本书的编写过程中，参阅了大量相关的资料，引用了一些相关内容，对其编、著者，在此深表敬意！同时，对参与本书编写工作的姬孝斌、刘在伦、张庆、马惠萍、赵强、夏国生、胡家昕等多名同事表示衷心的感谢！

由于时间仓促，加之水平与精力所限，书中的不足或疏漏之处在所难免，恳请读者和同仁批评指正，作者将不胜感激。

作者

2008 年 5 月于兰州

目 录

前言

第一章 概述	1
第一节 叶片式流体机械转(叶)轮的设计任务和要求	2
第二节 叶片式流体机械转(叶)轮水力计算中的基本方程及假设	8
第三节 混流或离心式转(叶)轮中的流体质点运动与转(叶)轮及其叶片的水力设计方法	11
第四节 轴流式转(叶)轮中的流体质点运动与转轮及其叶片的水力设计方法	15
第二章 水力机械转(叶)轮水力设计常用的主要方法	25
第一节 给定轴面液流运动规律($\omega_p \neq 0$)的二元理论叶片绘形	25
第二节 轴流式流体机械转(叶)轮水力设计参数的确定	30
第三节 轴流式转(叶)轮叶片设计的升力法	34
第四节 轴流式转(叶)轮叶栅翼型骨线设计的奇点分布法	44
第五节 离心泵叶轮设计中的速度系数法	60
第六节 叶片泵叶轮轴面投影图的绘制	62
第七节 离心泵的叶片绘型	67
第三章 流体机械设计中的优化	79
第一节 机械设计中优化的基本概念和方法	79
第二节 流体机械设计中的优化	85
第三节 常用优化算法的基本思想及其程序编制构思	91
第四节 优化在泵设计中的应用	97
第五节 优化在水轮机设计中的应用	112
第六节 离心压缩机叶片的优化设计	139
第四章 可靠性设计	143
第一节 可靠性概述	143
第二节 随机时间的概率规则	151
第三节 随机变量的分布和数字特征	155
第四节 产品可靠性的数量指标	161
第五节 可靠性的设计理论与分析方法	170
第六节 可靠度的计算方程及其计算方法	175
第七节 应力、强度的分布类型及其分布参数的确定	197
第八节 可靠性安全系数的计算	207
第九节 流体机械零件的可靠性设计	213
第十节 机械可靠性的优化设计	228

第五章 流体力学基础	240
第一节 流体的基本性质	240
第二节 流体中的力与压强	243
第三节 流体中的能量损失与总流的能量方程	246
第四节 流体运动的描述及其基本特征	247
第五节 亚音速与超音速流动	252
第六节 流体多维流动的基本控制方程	253
第七节 边界层与物体阻力	260
第八节 湍流模型概述	262
第九节 目前常用的湍流涡黏模型简介	265
第十节 目前常用的湍流 Reynolds 应力模型简介	275
第六章 流体机械内部流场的数值计算	281
第一节 流体机械内部流动数值计算概述	281
第二节 转(叶)轮内流动的降维计算	287
第三节 相对圆柱坐标系中流体参数及其运动的描述	289
第四节 转(叶)轮机械内三维流动的准正交面计算方法	291
第五节 准正交面法三维流动计算的数值求解步骤	305
第七章 计算流体动力学基础及其常用 CFD 软件简介	309
第一节 计算流体动力学概述	309
第二节 湍流及其数学描述	313
第三节 湍流的数值模拟方法简介	316
第四节 常用湍流模型的控制方程组及其解法与适用性	319
第五节 CFD 的求解过程	327
第六节 CFD 软件结构	330
第七节 常用的 CFD 商用软件简介	331
第八节 FLUENT 简介	337
第九节 网格生成技术	345
第八章 流动的数值模拟在工程中的应用	354
第一节 轴流泵内流动的数值分析	354
第二节 混流式转轮内部三维湍流的数值计算	362
第三节 风机叶轮内流动的数值模拟与改型设计	379
第四节 液力变矩器内三维流场数值模拟的一种近似方法	383
第五节 二维大涡数值模拟	386
第六节 二维大涡模拟在双流道式污水泵叶轮流场分析中的应用	391
第七节 低比转速离心叶轮内部流动的数值计算	395
第八节 混流式模型水轮机全流道三维定常湍流计算	400
第九节 模型水轮机的 CFD 优化设计	406
参考文献	412

第一章 概 述

在叶片式流体机械中，实际流体的流动是具有三元特性的非常复杂的运动，即流体运动参数不仅随着三个空间坐标而变化，同时对任一固定的空间点来说，流体运动参数还随时间而改变，因此流动是不定常的。一般说来，对于任意流体的运动参数 v ，它都是三个空间坐标和时间的函数，即

$$v=f(x, y, z, t)$$

在叶片式流体机械内，流体运动的复杂性还在于其过流通道是由引流部件、导流部件、转轮或叶轮以及排流部件等按着顺序排列的几何形状各不相同的部件所组成。流体在这样的过流通道中流经每一个部件时的流动均有其特殊的规律，而这些规律尚未完全为人们所认知。

经过长期的运行实践和对水力机械各个过流部件中所发生的水力现象进行实验研究，我们积累了大量的实践资料，并且就所认识的某些规律建立了水力机械的一些理论和水动力学的计算方法。但由于液流运动的复杂性，对有些现象产生的机理，特别是其内在的水动力学的因素与规律还没能充分地认识，以至于完全用数学分析的方法来描述或计算水力机械中的液流实际运动目前还是不可能的。因此，只能抓住一些关键性的主要因素，去掉一些次要的因素，对水力机械中的流体运动作一些必要的简化，使简化后的问题既可以用数学的方法来分析计算，又能反映出实际流动的主要规律和实质。那么，又依据什么理论，采用什么方法来简化呢？进行这样处理后的结果又会怎样呢？无疑，还需要用试验来验证这些理论和计算方法的合理性及其准确程度。

在叶片式流体机械中，转（叶）轮性能的好坏，直接影响到机组性能的好坏。如其水力性能（效率、过流能力、水头、扬程等）、空蚀性能、工作稳定性以及它们对变工况的适应能力等，在很大程度上都取决于转（叶）轮性能的好坏。另外，叶片式流体机械的整体结构也与转（叶）轮的形状和尺寸密切相关。更重要的是转（叶）轮是叶片式流体机械中直接进行能量转换的部件，是叶片式流体机械的心脏，是叶片式流体机械最关键的部件。因此，它们性能的好坏，对整个机组有着极其重要的意义。所以，在本课程中我们只介绍转（叶）轮的设计理论与设计方法。

不断提高现有转（叶）轮的技术参数和性能指标，研制出性能良好的新转轮或叶轮，是水力机械工作者的一项重要任务和职责。因此，我们必须对它精心设计，精心加工，以获得良好的性能。那么，什么样的转轮或叶轮才算性能良好？又依据什么设计理论，采用怎样的设计方法，如何设计才能使转（叶）轮具有良好的性能呢？这就是本课程和我们所要学习的主要内容。



第一节 叶片式流体机械转（叶）轮的设计任务和要求

为设计出性能良好的新转轮或叶轮，首先得从对转（叶）轮的设计要求和任务谈起。

一、转（叶）轮的设计要求

合理的设计，并使转（叶）轮具有良好的性能，则必应满足下列设计要求。

（一）在一定的使用水头或扬程下，转（叶）轮应具有尽可能高的比转速，特别是较大的过流能力

比转速是流体机械中的特有名词和专用术语，它是代表不同种类、不同型式、形状和不同性能流体机械的一个综合性的指标和相似判别数，它是流体机械中的一个重要参数，也是水力机械设计中的一个主要参考数据。在转（叶）轮设计中尽量把它提高，是有实际经济意义的。下面就以水轮机为例说明其经济意义所在。

因目前大中型水轮机的运行效率均已达到 90% 以上，连混流式水轮机模型转轮的最优效率都达到了 93% 以上，最高都已接近、甚至达到了 95%。因而再提高其效率较为困难，且潜力也不大了，故效率对比转速的影响不是很显著。所以从其表达式

$$n_s = 3.13 n_{11} \sqrt{Q_{11} \eta}$$

可见，若要提高水轮机的比转速，则意味着提高它的单位转速 n_{11} 和单位流量 Q_{11} 。

水轮机的单位转速

$$n_{11} = \frac{n D_1}{\sqrt{H}}$$

可改写成（将 n 用 ω 表示 $n = \frac{60\omega}{2\pi}$ ）

$$\begin{aligned} n_{11} &= \frac{60\omega D_1}{2\pi \sqrt{H}} = \frac{60u}{\pi \sqrt{H}} = \frac{60K_u \sqrt{2gH}}{\pi \sqrt{H}} = \frac{60}{\pi} \sqrt{2g} K_u = c K_u \\ c &= \frac{60}{\pi} \sqrt{2g} \end{aligned} \quad (1-1)$$

式中 K_u ——水轮机的圆周速度系数；

c ——常数。

另外，由水轮机基本方程式可推导出其最优的单位转速 n_{110} 。

由速度三角形知

$$u_1 = V_{u1} (1 + \tan \alpha_1 \cot \beta_1)$$

所以

$$V_{u1} = \frac{u_1}{1 + \tan \alpha_1 \cot \beta_1}$$

在流体流经转轮后法向出口条件下，则水轮机的基本方程式为

$$Hg\eta_p = u_1 V_{u1} = \frac{u_1^2}{1 + \tan \alpha_1 \cot \beta_1}$$

所以

$$u_1 = \sqrt{Hg\eta_p (1 + \tan \alpha_1 \cot \beta_1)}$$



又
$$n = \frac{60u_1}{\pi D_{1\rho}}; n_{11} = \frac{nD_1}{H\eta_s} = \frac{60D_1}{\pi D_{1\rho}} \frac{u_1}{\sqrt{H\eta_s}}$$

所以
$$n_{110} = \frac{60D_1}{\pi D_{1\rho}} \sqrt{g(1 + \tan\alpha_1 \cot\beta_1)} \quad (1-2)$$

式中 $D_{1\rho}$ ——进口的平均直径。

可见, 最优单位转速 n_{110} 的大小只与转轮进口的几何参数有关, 即取决于转轮的进口条件。

由式 (1-1) 可见, 要提高水轮机的单位转速, 就要提高它的圆周速度系数。合理的叶片绘形, 正确地选择叶片进口安放角、进口边的位置和叶片数, 及改变转轮的结构, 使之尽量减小过流通道中的阻力等, 都可以使水轮机的圆周速度系数增大, 从而提高其单位转速和比转速。

水轮机的单位流量

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}$$

可改写成

$$Q_{11} = \frac{FV}{D_1^2 \sqrt{H}} = \frac{FK_v \sqrt{2gH}}{D_1^2 \sqrt{H}} = \frac{F}{D_1^2} K_v \sqrt{2g} = C' K_v F_1 \quad (1-3)$$

$$F_1 = \frac{F}{D_1^2}$$

$$C' = \sqrt{2g}$$

式中 F_1 ——直径为 1m 时的转轮过水断面面积;

K_v ——通过转轮过水断面面积 F_1 时水流的速度系数;

C' ——常数。

可见, 要使转轮具有较大的过流能力, 提高其单位流量 Q_{11} , 可通过增大转轮过水断面面积 F_1 和流速系数 K_v 来实现。单位流量的大小, 主要取决于转轮出口处的条件。

试验研究和实践经验表明, 只要合理地选择流道形状, 提高转轮流道过流断面面积的潜力是很大的, 如采用更平的上冠曲线, 适当地减少叶片数, 增大导水机构及转轮叶片的高度; 对中高比转速的混流式水轮机转轮, 采用较大的下环锥角, 增大 D_2 (工艺上有时也有切割叶片出口边来实现加大 D_2 的, 但这将使空蚀性能变差) 等, 都可或多或少地增加转轮流道的过流断面面积, 尤其是转轮出口处的最小过流断面面积。

为提高流速系数 K_v , 设计中则应尽量改进叶片绘形, 使所设计的叶片形状更符合转轮中水流运动的实际情况, 以减小水流在转轮中的阻力来加大流速系数。

若综合采取上述各种措施, 可大大提高转轮的过流能力, 增大其可通过的单位流量。

总之, 通过上述的分析, 可以找到提高水轮机比转速的途径:

(1) 合理地选择转轮的叶片数和过流通道, 尽可能增大过流断面面积, 提高水轮机的过流能力, 使其具有较大可通过的单位流量。

(2) 采用合理的叶片绘形方法, 使设计出的叶片光滑, 尽量符合转轮中水流实际运动的情况, 减小阻力, 增大流速系数, 从而提高单位转数和单位流量。当然, 减小水力阻



力,既可提高水轮机的效率,又有助于比转速的提高。

在一定的使用水头(或扬程)下提高水轮机或泵比转速的意义在于:对相同转轮直径的水轮机,将获得更大的功率和更高的转速;或要发出同样多的电量,在相同水头下可使机组尺寸缩小。这从下式

$$N=9.81Q_{11}D_1^2H^{\frac{3}{2}}\eta \quad (1-4)$$

可见是必然的结果。同样,对相同叶轮直径的泵而言,在相同扬程和介质的情况下可输送更多的流量,或输送相同的流量可减小泵的尺寸。从而,无论是水工建筑,还是机组制造、安装,都减少了材料消耗和造价以及运输成本,而带来巨大的经济效益。

从式(1-4)即水轮机的功率公式上看,提高单位转速 n_{11} 与功率并没有直接的关系。但 n_{11} 的提高可使水轮机(或泵)及电机的转速提高,这就使电机的尺寸减小,而降低机组重量和材料消耗,同样可降低机组的成本。

但应注意的是,当比转速 n_s 提高时,可能使空蚀性能变差。因为 n_s 增加,使 n_{11} 和 Q_{11} 均提高,这就使转轮内水流的各种速度都相应地加大,因而将使空蚀条件恶化,性能变坏。因此,比转速的提高受到空蚀条件的制约。

(3)此外,从式(1-4)还可看出,具有一定过流能力的水轮机,其功率与它的使用水头的 $3/2$ 次方成正比。因此提高具有一定过流能力的水轮机的使用水头,即提高了其使用比转速,能更显著地获得上述的经济效益。可是水轮机的最大使用水头,主要是由它的强度、刚度和空蚀性能所决定的。因此,为了提高水轮机的使用水头必须设法降低它的空蚀系数,改善各主要零部件的受力条件,加强关键受力部件、受力部位的强度和刚度。这样,可提高转(叶)轮的使用比转速,即同样比转速的转(叶)轮可以用到更高的使用水头或扬程(压力)。

保证转轮内不发生翼型空蚀的条件为

$$H_s \leq 10 - \frac{\nabla}{900} - K_s \sigma H \quad (1-5)$$

这就是说要保证转轮内不发生翼型空蚀,水轮机的空蚀系数和使用水头决定了它的安装吸出高程。一个已确定的电站,在不改变水轮机空蚀系数的条件下,要提高水轮机的使用水头,势必要降低水轮机的安装吸出高程,而这往往会加大电站开挖量(这是传统习惯上的认识,但作者认为这也不尽然,应根据具体机组的空蚀性能及其具体情况来确定),增加了电站的投资;且有时因地理、地质条件等的限制,降低安装高程是不可能的。所以,为了提高水轮机的使用水头,而又不致引起开挖量的增加,必须使所设计的转轮具有更小的空蚀系数。

为达到减小转轮空蚀系数的目的,最根本的办法是:

- 1) 降低叶片两面的平均压差。
- 2) 使叶片背面压力分布均匀。
- 3) 提高背面最低压力点的压力值。

转轮背面压力大小及分布情况与水轮机的工作参数(H 、 n_{11} 、 Q_{11}),流道形状,叶片总表面积及其几何形状等因素有关。所以,这就要求在转轮设计中采取下列具体措施:

- 1) 合理地选择转轮过流通道的几何参数和形状。它包括叶片数,叶片长度,叶片在



流道中的位置,以及过流断面面积沿流道长度上的变化规律等。但从空蚀的角度出发,总希望降低叶片的两面平均压差和提高叶片最低压力点处的压力值。

2) 采用合理的绘形方法进行叶片绘形。它包括选用合理的背面负荷沿翼型长度上的分配规律,使叶片背面得到均匀的压力分布,提高最低压力点的压力值,从而达到降低转轮空蚀系数的目的。

提高水轮机的使用水头受到强度和刚度方面的限制,主要表现在叶片上。因而,要提高水轮机的使用水头,必须设法加强叶片的强度和刚度。其主要办法是:

- 1) 改善叶片受力条件,尽量减小作用在叶片上的实际应力。
- 2) 采用高强度的材料提高叶片的许用应力(但不能使制造成本增加过多)。

反击型水轮机叶片上所受的应力,主要是弯曲应力,它与作用在其上的弯曲力矩成正比,而与叶片断面模数成反比,即

$$\sigma = \frac{M}{W} \quad (1-6)$$

而作用在叶片上的弯曲力矩

$$M \propto \frac{PB}{Z} \quad (1-7)$$

式中 B ——转轮叶片翼展长(对混流式转轮,为叶片的高度;对轴流式转轮,为叶片的宽度);

Z ——转轮叶片数;

P ——作用在叶片上水流的合力。

对一定直径的转轮, P 和使用水头、单位流量成正比,而与单位转速成反比,即

$$P \propto \frac{HQ_{11}}{n_{11}} \quad (1-8)$$

则

$$M \propto \frac{HQ_{11}B}{Zn_{11}} \quad (1-9)$$

水轮机叶片的断面模数

$$W \propto L\delta^2 \quad (1-10)$$

式中 L ——叶片长度(流面翼型的长度);

δ ——叶片厚度。

因此,作用在叶片上的应力为

$$\sigma = K \frac{Q_{11}HB}{n_{11}ZL\delta^2} \quad (1-11)$$

由式(1-11)可以看出,在保持水轮机具有一定单位流量和单位转速的条件下,当提高它的使用水头时,为了不增加叶片上所承受的应力值,则应该减小流道的高度 B (通常以降低导叶的高度来实现),加大叶片长度 L 和厚度 δ ,加多叶片数 Z 来实现。但应指出的是,不论 L 、 Z 或者 δ 的不适当的增加或 B 的不适当的减小,都会不同程度地减小转轮的过流断面面积,而相应地减小了水轮机的过流能力。 B 的减小和 δ 的增加还可能恶化转轮的空蚀性能。因此,在设计中选定这些参数时,必须全面、综合地考虑转轮的性能和经济效果。



综合以上的分析,虽然由于强度、刚度和空蚀条件等的限制,一定比转速的水轮机只适用于一定的水头范围,但随着科学技术的发展和人们对水轮机工作机理认识的不断深入,在一定水头下提高水轮机的使用比转速是有可能的,而且潜力还很大。事实上,目前各国都有提高水轮机使用比转速的明显趋势。所以在新转轮的设计中,应尽量地提高其比转速,以获得它所带来的巨大经济效益。

(二) 所设计出的转轮应具有较高的最大水力效率和平均效率

通过水轮机的水流作用于转轮上的有效水头为

$$H_e = H\eta_p = \frac{u_1 V_{u1} - u_2 V_{u2}}{g} = \frac{\omega \Gamma_1 - \Gamma_2}{g \cdot 2\pi} \quad (1-12)$$

由此可见,要使通过水轮机的单位重量水流传递给转轮 H_e 这么大的能量,则水流必须在转轮中保持按式(1-12)所示的环量变化。但在能量转换过程中,伴随着环量的变化,必然产生能量损失。为使转轮获得较高的水力效率特别是较高的平均效率,就应该在转轮正常工作范围内的任何工况下都能使这部分能量损失降低到最小。水流在转轮中的损失不外乎摩擦损失、撞击、旋涡或脱流损失。这就要求在水力设计中使叶片形状尽可能符合实际水流的流动情况,避免撞击和脱流,减小旋涡损失。摩擦损失的大小与水流和转轮流道接触面面积及表面粗糙度有关。因此在设计中选择转轮流道时要求在尽可能增加过流断面面积的同时,减小水流与转轮的摩擦面积。但这里需要指出的是,减小摩擦面积和改善转轮的空蚀性能是有矛盾的,设计中一定要慎重,综合考虑这一对矛盾的两个方面。

(三) 转轮应具有良好的空蚀性能和工作稳定性以及对变工况的适应能力

改善转轮的空蚀性能,提高其运行稳定性对延长机组寿命,保证运行安全和降低电站成本等都具有重要的实际意义。要使转轮具有较好的空蚀性能,就应在设计中采取前面分析中所总结出的措施。

工作稳定性也是水轮机和泵工作中的一项主要性能指标,并且与能量和空蚀性能同等重要。水轮机的工作稳定性,是指在水轮机运行中对机组的振动(尾水管、顶盖和电机机架等主要部件处的振幅与频率),主轴的摆度,机组的出力和引水室压力(工作水头)的动荡,以及噪声、强度等状况的衡量尺度。特别是在非设计工况下的运行区内,衡量上述主要标志性指标的各项数值是否在允许范围内,不仅表明了转(叶)轮对变工况的适应能力;而且直接关系到机组能否正常、安全、稳定运行。因此,在水轮机和泵乃至整台机组的设计中必须保证具有良好的工作稳定性。影响机组稳定性的主要有三个方面的因素:水力方面、电气方面和机械方面。那么,在水力设计中要提高转(叶)轮的工作稳定性,就只能先从水力上分析导致转(叶)轮工作不稳定的水力原因,然后在设计中采取相应的应对措施来改善液流的流动条件。至于电气与机械原因,应分别在电机及电气设计和机械(结构)设计中考虑,这里不再赘述。

水轮机对变工况的适应能力主要取决于转轮的空蚀和水力稳定性这两个方面的性能。有限叶片数的转(叶)轮,在工作中水流与叶片间的作用在空间任意一点上的作用力都是周期性变化的(这是因为水流进入转轮不能保证完全轴对称,叶片形状也绝非完全几何相似,而转轮又是以一定的转速做周期性的旋转)。这对于叶片不能随工况变化而转动的定



浆或混流式转轮来说,当它们在非设计工况运行时,特别是在低负荷区运行时,由于叶片不能完全符合实际水流的运动情况,而迫使水流转向和改变速度大小,所以在叶片区可能产生空蚀,或在叶片后产生大大加强了周期性变化的附加旋涡(即卡门涡列)。这常常是引起水轮机工作不稳定而使机组振动和对变工况适应能力差的主要因素之一,也是使叶片产生疲劳裂纹乃至断裂的主要水力因素之一。尤其是在转轮出口处的涡流,若形成了旋转的涡带,不仅在尾水管中造成空腔产生空腔空蚀,而且这种涡带还将周期性地冲刷尾水管边壁,引起尾水管周期性振动和水压脉动,并伴有噪声。这种情况的发生对机组来说最危险,其破坏性也最严重。为了避免和减轻这一水力不利因素,设计中应使叶片出口边在工艺允许的条件下尽可能的薄,并且将出口边背面倒圆,其倒圆半径 R 值根据叶片的厚度和具体液流条件而定。这样,可避免或减轻液流在叶片出口处出流时卡门涡列的形成,也可调节卡门涡列的频率和振幅值。另外,水流如果不是轴对称的,将产生非对称的径向力。尤其是在转轮出口处,水流不轴对称地出流将产生非对称性的径向力,而引起机组转动部分运行中的周期性摆动(反映在主轴摆度上),也是造成机组工作不稳定和振动的另一重要水力原因。所以在设计和制造中,一定要使叶片在同一圆周上的开口均匀,开口偏差尽可能的小。

此外,叶片的形状对水轮机的工作稳定性也有较大的影响。对混流式水轮机来说,略具有反 S 形和 X 形的叶片形状,使转轮的工作稳定性较好。这是由于具有反 S 形的叶片:不但是使出口水流速度减小,改善了空蚀性能,而且使开口偏差的相对不均匀度减小,从而使径向力趋于对称之故。而 X 形的叶片,则考虑了沿转轮不同高度上水流的不同进口角和翼型头部应在位置的差异。

(四) 转轮过流通道应具有较好的几何形状、合理的结构以及良好的工艺性

随着科学技术的发展和计算能力的提高,自 20 世纪 90 年代以来,人们研制出了混流式 X 形(即所谓现代型)的转轮叶片。这种叶片的混流式转轮,不仅能量性能优秀,而且空蚀性能和运行稳定性也较为优良。所以,在大中型混流式机组中正在取代传统的叶片形状,已成为当今国内外水电市场上主导型的叶片形状。但遗憾的是这种叶片在运行中存在着产生裂纹的隐患,严重地威胁着机组的正常、安全运行。这说明 X 形状叶片的设计思路和设计方法还存在着不足,有必要更新设计理念,进一步完善其设计方法。针对这一问题,国内外专家和水电行业上的技术人员已从各个方面进行广泛、深入、细致的研究工作。虽目前还存在着不同学术观点的争论,但相信这一问题在不久的将来会得到圆满的解决。

二、转(叶)轮水力设计的任务

(一) 转(叶)轮水力设计的关键

转(叶)轮水力设计的任务,就是要设计出性能优良的新的模型转轮或叶轮。通过前面对它们的分析可以看出,完成这一任务并达到设计要求的关键在于:

(1) 正确地选择设计参数(n_{11d} 、 Q_{11d})和合理地确定转(叶)轮流道的几何形状。也就是说在转(叶)轮水力设计中首先应合理地确定出:①流道轴面投影的几何形状和尺寸;②叶片数;③叶片进、出口边的位置;④沿流道过流断面的面积变化规律等。

(2) 从液流在转(叶)轮中的实际运动情况出发,合理地进行叶片绘形。



(二) 转(叶)轮水力设计的任务

1. 叶片的绘形

叶片绘形的主要任务是:

(1) 按所选定的流道形状和几何参数, 确定所要采用的液流在转(叶)轮中的运动规律(即确定流速场)。

(2) 确定计算流面(包括个数和位置)。

(3) 在各计算流面上求出无厚度叶片(即叶片骨线)形状。

(4) 按强度和刚度要求使叶片具有一定的厚度(即在叶片骨线上加厚)。

(5) 为了初步估计所设计的转(叶)轮水力性能和空蚀性能, 要检查转(叶)轮中流体流速变化的均匀性和翼型表面的压力分布。

(6) 为了使所设计的转(叶)轮能够准确地制造出来, 最后要画出叶片的木模加工图, 并检查其表面的光滑性和叶片间的开口值, 分析其工作稳定性。

2. 上冠、下环(泵的前、后盖板)设计

混流式水轮机转轮的上冠、下环或离心泵的前、后盖板的过流表面必须严格保证确定了转(叶)轮流道的几何形状, 其余部分按结构需要和强度、刚度要求进行设计。

除此之外, 还必须计算出相关联设计环节所必需的液流方面的基本数据, 如作用于叶片和导叶上的水力与水力矩, 转(叶)轮的水推力, 以便提供给结构和电机与运行控制等方面的设计者开展计算与设计工作。

思考题:

1. 为什么在一定的使用水头或扬程下, 要尽量提高水力机械使用比转速?
2. 对水轮机来说, 工作稳定性指何而言? 引起叶片式水力机械工作不稳定的因素有哪些?
3. 在叶片式流体机械运行中, 为什么在转(叶)轮叶片空间任一点上所受到的液流作用力是周期性变化的?
4. 列举略带反S形和X形的叶片对水轮机来说有什么优点? 为什么? 有什么缺陷, 如何弥补?
5. 在叶片式流体机械中, 对其转(叶)轮的水力设计有哪些要求? 怎样才能设计出性能优良的新转轮或叶轮?
6. 在叶片式流体机械新转轮或叶轮的水力设计中, 怎样才能减小其空蚀系数?
7. 在叶片式流体机械的转(叶)轮水力设计中, 为提高其比转速及性能(包括能量性能、空蚀性能与工作稳定性), 有哪些有效途径?

第二节 叶片式流体机械转(叶)轮水力计算中的基本方程及假设

在叶片式流体机械转(叶)轮中, 液(气)流的实际流动是非常复杂、具有三维特性的运动, 即液(气)流运动参数不仅随着空间三个坐标而变化; 同时对任一固定的空间点



来说,液(气)流的运动参数还随时间而改变。因此,流动是不定常的。

一般说来,对于液(气)流的任意运动参数,如流速 v ,都是三个空间坐标和时间的函数,即

$$v=f(x, y, z, t)$$

转(叶)轮内液(气)流运动的复杂性还在于叶片式流体机械的过流通道是由引流、导流和排流部分,以及转(叶)轮等几何形状各不相同的部件所组成。液(气)流在这样的过流通道中流经每一个部件时的流动均有不同的流场分布及其特殊的规律,而这些规律尚未完全为人们所认识和掌握。

经过长期的运行实践和对叶片式流体机械各个过流部件中所发生的水力现象进行实验研究,人们积累了大量的实践经验和资料,也认识了一些流动规律并建立了叶片式流体机械的相应设计理论和水(气)动力学计算方法;但由于叶片式流体机械转(叶)轮中液(气)流运动的复杂性,对有些流动现象产生的机理,特别是其内在的水(气)动力学的影响因素与规律还没能充分地认识,还理解不透,加之数学上的困难,以至于完全用数学分析的方法来描述或计算转(叶)轮中的液(气)流实际运动,目前还是不可能的。因此,我们必须抓住一些关键性的因素,忽略一些次要的因素,对转(叶)轮中的液(气)流运动作一些必要的简化,并且使简化后的问题既可以用数学的方法来分析、描述,又能反映出实际流动的主要规律和本质。

如对于水轮机而言,实验研究表明:在稳定工况下,水流在蜗壳、导水机构和尾水管中的绝对运动以及在转轮中(稳定工况)的相对运动随时间的变化都不大,因此都可以近似地认为是定常运动;而在变工况的过渡过程中,其内水流即为非定常的。其次,在流动不脱体的情况下,水流的黏性影响主要体现在附着于固体边壁的边界层中,在边界层以外的绝大部分区域中可以忽略水流黏性的影响。在水轮机中,除了尾水管以外的流道和水流的运动都是收缩的,在此条件下得到的边界层是非常薄的。所以,在研究水轮机流道内的速度分布、转轮中水流绕翼型环量的环量、叶片上的压力和速度分布等的计算,以及与此有关的空蚀等问题时,均可以在忽略黏性的条件下进行。但在水轮机水力损失的研究与计算中,必须运用边界层理论来分析问题,并要考虑黏性的影响。

根据上述分析,在对叶片式流体机械转(叶)轮中的液(气)流运动进行计算时,可作出如下的基本假设:

- (1) 液(气)流是无黏性的(理想流体)。
- (2) 液(气)流的运动是定常的。

由于对液(气)流作了理想流体的基本假设,在进行转(叶)轮的水力或气动(风机)计算时,就可以引用理想流体的任何运动都必须遵循的基本规律——欧拉的运动微分方程。

为方便起见,对旋转的叶片式机械一般习惯于采用圆柱坐标系 (r, φ, z) 。由流体力学知,以圆柱坐标系 (r, φ, z) 表示的理想流体的运动微分方程式为

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial V_r}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_u \frac{\partial V_r}{r \partial \varphi} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{1}{r} V_u^2 &= F_r - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} \\ \frac{\partial V_u}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_u}{\partial r} + V_u \frac{\partial V_u}{r \partial \varphi} + V_z \frac{\partial V_u}{\partial z} + \frac{1}{r} V_r V_u &= F_u - \frac{1}{\rho r} \frac{\partial P}{\partial \varphi} \\ \frac{\partial V_z}{\partial t} + V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + V_u \frac{\partial V_z}{r \partial \varphi} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} &= F_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (1-13)$$



式中 F_r 、 F_u 、 F_z ——作用在单位质量液（气）体上的质量力在三个坐标方向上的分量；

$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r}$ 、 $-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{r \partial \varphi}$ 、 $-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z}$ ——作用在单位质量液（气）体上的法向表面力在三个坐标方向上的分量；

V_r 、 V_u 、 V_z ——绝对速度 V 在三个坐标方向上的分量。

由于旋转叶片式流体机械在运行中转（叶）轮是转动的，因此，在研究转（叶）轮中的液（气）流运动时，将坐标系 (r, φ, z) 设在转轮上，可将相对运动转化成绝对运动，略去了牵连运动。这样又把问题进行了简化，且比较方便。此时运动微分方程式的形式变为

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial W_r}{\partial t} + W_r \frac{\partial W_r}{\partial r} + W_u \frac{\partial W_r}{r \partial \varphi} + W_z \frac{\partial W_r}{\partial z} - \frac{W_u^2}{r} - \omega^2 r - 2W_u \omega &= F_r - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} \\ \frac{\partial W_u}{\partial t} + W_r \frac{\partial W_u}{\partial r} + W_u \frac{\partial W_u}{r \partial \varphi} + W_z \frac{\partial W_u}{\partial z} + \frac{W_r W_u}{r} + 2W_r \omega &= F_u - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{r \partial \varphi} \\ \frac{\partial W_z}{\partial t} + W_r \frac{\partial W_z}{\partial r} + W_u \frac{\partial W_z}{r \partial \varphi} + W_z \frac{\partial W_z}{\partial z} &= F_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (1-14)$$

式（1-14）中各项的物理意义如下：等号右边的 F 和 $-\frac{1}{\rho} \nabla P$ （矢量形式）分别是作用在单位质量液体上的质量力和表面力（总压力）；等号左边的 ω 为转（叶）轮的旋转角速度， $\omega^2 r$ 为牵连加速度， $2W_u \omega$ 和 $2W_r \omega$ 分别为哥氏加速度 $2\omega \sqrt{W_u^2 + W_r^2}$ 在切向和径向的分量；其他各项分别为液（气）流质点相对加速度在三个坐标轴 (r, φ, z) 方向上的分量。

若假设转（叶）轮中的相对运动为定常的，又因质点所流经转（叶）轮的高度差和水头（扬程或压力）相比很小，因此可忽略质量力（即 $F=0$ ），则式（1-14）可改写成

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} &= -\frac{\partial W_r}{\partial t} - W_r \frac{\partial W_r}{\partial r} - W_u \frac{\partial W_r}{r \partial \varphi} - W_z \frac{\partial W_r}{\partial z} + \frac{W_u^2}{r} + \omega^2 r + 2W_u \omega \\ \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{r \partial \varphi} &= -\frac{\partial W_u}{\partial t} - W_r \frac{\partial W_u}{\partial r} - W_u \frac{\partial W_u}{r \partial \varphi} - W_z \frac{\partial W_u}{\partial z} - \frac{W_r W_u}{r} - 2W_r \omega \\ \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} &= -\frac{\partial W_z}{\partial t} - W_r \frac{\partial W_z}{\partial r} - W_u \frac{\partial W_z}{r \partial \varphi} - W_z \frac{\partial W_z}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (1-15)$$

同样，用圆柱坐标系表示的定常流动的连续性方程式可写为

$$\frac{\partial W_r}{\partial r} + \frac{\partial W_u}{r \partial \varphi} + \frac{\partial W_z}{\partial z} + \frac{W_r}{r} = 0 \quad (1-16)$$

由式（1-15）和式（1-16）可见，在一定的角速度 ω 和流量下，四个方程式有四个未知数 P 、 W_r 、 W_u 和 W_z ，因此方程组是封闭的。只要给出运动的初始条件和边界条件，从理论上就可求得转（叶）轮内液（气）流运动的速度和压力

$$\begin{aligned} P &= P(r, \varphi, z) \\ W_r &= W_r(r, \varphi, z) \\ W_u &= W_u(r, \varphi, z) \\ W_z &= W_z(r, \varphi, z) \end{aligned}$$