

制 · 造 · 业 · 高 · 端 · 技 · 术 · 系 · 列

液力透平

理论、设计与优化



史广泰 苗森春 著



 机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

节能减排技术丛书

液力透平理论、 设计与优化

史广泰 苗森春 著



机械工业出版社

随着国家对节能减排技术的日益重视,各大科研院所、高校和企业对节能设备的关注日趋增强,而液力透平作为有效的节能设备之一,发展液力透平现代设计方法势在必行。

《液力透平理论、设计与优化》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11章,首先对液力透平的相关基础知识做了详细的介绍,然后介绍了液力透平试验台的设计方法和试验方案,之后对液力透平的理论研究结果做了定量的阐述,包括揭示了液力透平向心叶轮内流体的流动机理,建立了液力透平向心叶轮内的滑移系数计算方法,介绍了液力透平蜗壳结构和导叶对液力透平流动机理的影响,系统阐述了液力透平的能量转换特性,对液力透平叶轮的设计方法和优化方法也做了具体的阐述,最后介绍了CFD方法在液力透平内流场中的应用。

本书可作为流体机械教学和科研人员以及相关研究生的参考书,也可作为广大液体余压能量回收透平设计和使用者的参考书。

图书在版编目(CIP)数据

液力透平理论、设计与优化/史广泰,苗森春著. —北京:机械工业出版社,2017.9

ISBN 978-7-111-57496-5

I. ①液… II. ①史…②苗… III. ①液力透平 IV. ①TK73

中国版本图书馆CIP数据核字(2017)第224495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:贺怡 责任编辑:贺怡

责任校对:杜雨霏 封面设计:马精明

责任印制:常天培

北京圣夫亚美印刷有限公司印刷

2017年9月第1版第1次印刷

169mm×239mm·19.5印张·18插页·377千字

0001—1500册

标准书号:ISBN 978-7-111-57496-5

定价:119.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

网络服务

服务咨询热线:010-88361066 机工官网:www.cmpbook.com

读者购书热线:010-68326294 机工官博:weibo.com/cmp1952

010-88379203 金书网:www.golden-book.com

封面防伪标均为盗版

教育服务网:www.cmpedu.com

前 言

液力透平是以高压流体作为工作介质进行能量转换的一种机械,是依据流体和机械之间的相互作用而工作的。具体来说,液力透平就是把高压流体的压力能转换为液力透平叶轮旋转的机械能,所以液力透平是一种原动机,也是一种能量回收装置,即叶轮在高压液体的作用下旋转,将液体所具有的能量部分转化为液力透平的机械能,从而驱动其他工作机工作,达到能量回收的目的。在石油、化工生产过程中排放的流体仍具有较高的压力,但由于缺乏节能设备使这些能量未能被有效回收和利用,基本上在所有需要减压阀降压的工艺流程中均可以进行能量的回收利用。液力透平是最早被研究和开发的压力能回收技术之一,且液力透平技术几乎被应用于所有的压力能回收领域,液力透平回收液体能量的研究对国民经济和社会的发展有重要的促进作用。目前,常见的液力透平绝大部分是离心泵反转作液力透平,当离心泵反转作液力透平时主要存在液力透平的准确选型难、运行效率低下、运转时稳定性较差等问题。分析其原因主要有:其一,离心泵用作液力透平的换算关系误差较大;其二,当离心泵用作液力透平时并没有专门针对泵反转的工况进行设计或者对其结构进行优化设计;其三,很少有关于如何降低液力透平内压力脉动的研究。本书的研究工作是在国家自然科学基金项目“液体能量回收透平内气液两相非定常流动机理和水力学特性研究”(51169010)、国家科技支撑计划项目“液体余压能量回收液力透平”(2012BAA08B05)和中国博士后科学基金面上项目(2016M600090)的资助下展开的。

本书采用理论推导、试验研究和数值计算相结合的方法,以单级液力透平为研究对象,对液力透平的理论设计方法、结构优化设计以及参数优化设计方法进行了研究。提出了液力透平向心叶轮出口滑移系数的计算公式,并分析了向心叶轮出口滑移系数的影响因素,从而可以从理论上对液力透平的性能进行更加准确的预测。还对液力透平的能量转换特性进行了研究,从而揭示了液力透平叶轮和蜗壳内流体能量的传递与变化规律。同时对液力透平的结构进行了重新设计,并研究了蜗壳结构对液力透平外特性、流场分布、速度矩、叶轮所受径向力和各过流部件内压力脉动的影响,以及液力透平向心叶轮进口前有无导叶和不同导叶数对液力透平外特性、流场分布、叶轮所受径向力和各过流部件内压力脉动的影响。提出了含有流量放大系数的离心泵用作液力透平的换算关系,成功地剔除了流量放大系数对离心泵用作液力透平换算关系的影响,也

提出了液力透平向心叶轮进出口安放角的计算方法、叶轮进出口直径的计算方法和叶轮进口宽度的计算方法,初步建立了液力透平叶轮的设计方法。最后建立了离心泵用作液力透平时叶轮的优化系统,并对液力透平叶轮成功进行了优化,详细地介绍了CFD方法在液力透平内流场中的应用。

事实上,关于液力透平的理论设计方法还有很多内容需要进一步补充和深化,目前国内外的研究仍然处于起步阶段,作者所做的研究工作仍是探索和初步尝试。作者希望本书的出版,能在一定程度上推动液力透平理论设计方法的研究进展,同时拓展液体余压能量回收(液力透平)领域的研究途径和思维方式。限于作者的能力和水平,加之时间仓促,书中不当之处,敬请读者批评指正。

本书部分研究工作是在西华大学流体及动力机械教育部重点实验室的资助下完成的。本书第1、2、3、5、6、7、8和11章由史广泰老师编写,第4、9和10章由苗森春老师编写。在撰写过程中得到了兰州理工大学杨军虎教授、西华大学张惟斌老师和吕文娟老师等的大力支持,谨在此致以衷心的感谢。同时还要感谢研究生刘洋、罗琨和王志文在本书编写过程中做的大量工作。此外,感谢西华大学能源与动力工程学院的领导以及流体及动力机械教育部重点实验室同事们的支持和鼓励。在本书撰写过程中,参考和引用了大量的国内外相关文献,在此对这些文献的作者一并表示感谢。最后向参与本书审稿工作的专家表示真诚的感谢。

作 者

目 录

前 言

第1章 液力透平基础	1
1.1 液力透平的定义	1
1.2 液力透平的分类	1
1.2.1 离心泵反转作透平	1
1.2.2 专用液力透平	7
1.3 液力透平的用途	7
1.4 液力透平的结构	8
1.5 液力透平基本参数	8
1.5.1 流量	8
1.5.2 水头	8
1.5.3 转速	9
1.5.4 功率和效率	9
1.5.5 比转速	9
1.6 液力透平的基本方程	9
1.6.1 基本方程的推导	10
1.6.2 基本方程的几点说明	12
1.7 液力透平特性曲线	12
1.7.1 流量水头特性曲线	12
1.7.2 流量轴功率特性曲线	14
1.7.3 流量效率特性曲线	14
1.8 液力透平的能量损失	14
1.8.1 水力损失及水力效率	15
1.8.2 容积损失及容积效率	15
1.8.3 机械损失及机械效率	15
1.9 本章小结	15
第2章 液力透平试验台	17
2.1 试验台的设计	17
2.2 试验方案与步骤	18
2.3 流量的测量与计算	19
2.3.1 流量的概念和单位	19
2.3.2 流量测量仪表	21
2.4 水头的测量与计算	29

2.4.1 压力的概念和单位	29
2.4.2 测压仪表	30
2.5 转速与轴功率的测量与计算	33
2.5.1 转速的测量	33
2.5.2 轴功率的测量	34
2.6 本章小结	39
第3章 液力透平向心叶轮内滑移的理论研究	40
3.1 向心叶轮内流体的流动机理	40
3.1.1 流动机理分析	40
3.1.2 分析结果证明	41
3.2 向心叶轮理论能头和滑移系数	43
3.3 向心叶轮出口滑移系数的计算方法	44
3.4 向心叶轮进口滑移系数	54
3.5 液力透平的理论水头	55
3.5.1 叶轮内只有出口有滑移时的理论水头	55
3.5.2 叶轮内进出口均有滑移时的理论水头	55
3.6 试验验证	56
3.7 向心叶轮出口滑移系数的影响因素	59
3.7.1 叶轮进口直径对出口滑移系数的影响	59
3.7.2 叶轮出口直径对出口滑移系数的影响	59
3.7.3 叶片进口安放角对出口滑移系数的影响	60
3.7.4 叶片出口安放角对出口滑移系数的影响	61
3.7.5 叶片数对出口滑移系数的影响	61
3.8 本章小结	62
第4章 离心泵作液力透平的能量转换特性	63
4.1 液力透平三维定常流动的能量转换特性	63
4.1.1 叶轮内能量转换特性	63
4.1.2 蜗壳内流体能量转换特性	76
4.2 液力透平三维非定常流动的能量转换特性	81
4.2.1 叶轮内能量转换特性	81
4.2.2 蜗壳内流体能量转换特性	85
4.3 本章小结	94
第5章 液力透平蜗壳结构对其流动机理的影响	96
5.1 蜗壳进口截面对流动机理的影响	96
5.1.1 蜗壳进口截面对液力透平外特性的影响	96
5.1.2 蜗壳进口截面对液力透平内流场的影响	98
5.1.3 蜗壳进口截面对液力透平内速度矩的影响	101
5.1.4 蜗壳进口截面对液力透平内径向力的影响	104

5.1.5 蜗壳进口截面对液力透平内压力脉动的影响	106
5.2 蜗壳周向截面对流动机理的影响	127
5.2.1 蜗壳周向截面对液力透平外特性的影响	127
5.2.2 蜗壳周向截面对液力透平内特性的影响	130
5.2.3 蜗壳周向截面对液力透平水力损失的影响	131
5.3 本章小结	132
第6章 导叶对液力透平流动机理的影响	134
6.1 导叶对液力透平外特性的影响	134
6.2 导叶对液力透平内流场的影响	136
6.2.1 速度场分布	136
6.2.2 压力场分布	142
6.3 导叶对液力透平内径向力的影响	142
6.4 导叶对液力透平内压力脉动的影响	144
6.4.1 参数设置	145
6.4.2 蜗壳内压力脉动分析	146
6.4.3 叶轮内压力脉动分析	156
6.4.4 导叶内压力脉动分析	158
6.4.5 尾水管内压力脉动分析	160
6.5 本章小结	165
第7章 离心泵用作液力透平的选型方法	168
7.1 含有放大系数的离心泵用作液力透平的换算关系	168
7.2 放大系数对换算系数的影响	172
7.3 试验研究	172
7.3.1 液力透平试验方案的选型	172
7.3.2 离心泵用作液力透平换算关系的试验验证	172
7.4 本章小结	175
第8章 液力透平向心叶轮主要尺寸的确定方法	176
8.1 向心叶轮进口安放角的计算方法	176
8.2 向心叶轮出口安放角的计算方法	179
8.3 向心叶轮进口直径的计算方法	181
8.4 向心叶轮出口直径的计算方法	183
8.5 向心叶轮进口宽度的计算方法	185
8.6 算例	186
8.7 本章小结	186
第9章 基于代理模型和智能优化算法优化系统的建立	187
9.1 几何参数化	187
9.1.1 B样条曲线的数学表达	188
9.1.2 B样条曲线的局部性质	188

9.1.3 B样条插值曲线控制顶点的反算	189
9.1.4 B样条曲线上点的计算	190
9.2 代理模型	190
9.2.1 试验设计方法	191
9.2.2 近似方法	193
9.3 智能优化算法	195
9.3.1 遗传算法概述	195
9.3.2 遗传算法基本原理	195
9.4 优化系统的构建	198
9.5 本章小结	201
第10章 离心泵作液力透平的叶轮优化设计	202
10.1 离心泵作液力透平叶轮轴面投影图优化设计	203
10.1.1 叶轮轴面投影图控制变量的确定及参数化控制	203
10.1.2 叶轮轴面投影图优化模型的建立	204
10.1.3 优化流程	206
10.1.4 优化结果及分析	206
10.2 离心泵作液力透平叶片型线的优化设计	210
10.2.1 液力透平的计算模型	211
10.2.2 叶片型线的参数化表达	213
10.2.3 叶片型线优化模型的建立	213
10.2.4 优化流程	215
10.2.5 优化结果及分析	218
10.3 叶片数对液力透平性能的影响	231
10.3.1 外特性分析	231
10.3.2 内流场分析	233
10.4 分流叶片偏置对液力透平性能的影响	241
10.4.1 计算模型	242
10.4.2 数值计算条件的确定	242
10.4.3 正交试验方案的确定	243
10.4.4 数值计算结果及其分析	244
10.5 本章小结	248
第11章 CFD方法在液力透平内流场中的应用	250
11.1 概述	250
11.1.1 CFD的技术简介	250
11.1.2 常用的CFD商用软件	251
11.1.3 CFD技术在液力透平中的应用	253
11.2 CFD基础理论	255
11.2.1 CFD的计算步骤	255

11.2.2 CFD 的基础理论	256
11.2.3 液力透平 CFD 计算中的注意事项	266
11.3 实例应用	272
11.3.1 纯液体条件下液力透平内部流场计算	272
11.3.2 基于气液两相的多级液力透平非定常流场计算	279
11.4 本章小结	285
附录 书中涉及的主要程序	286
1. 叶片型线参数化	286
2. 遗传算法	288
2.1 算法主函数	288
2.2 适应度函数	290
2.3 选择操作	291
2.4 交叉操作	291
2.5 变异操作	292
2.6 编码	293
2.7 解码及几何约束限定	294
3. GA-BP 神经网络	294
4. Pro/E 自动建模部分控制文件 (trial 文件)	295
5. FLUENT 边界条件自动设置、计算结果自动导出及连续计算的控制文件 (journal 文件)	297
参考文献	299

第1章 液力透平基础

在许多石油、化工生产过程中排放的流体仍具有较高的压力，但由于缺乏节能设备使这些能量未能被有效利用和回收^[1-5]。在合成氨工业中、尿素的生产过程中、化肥厂脱碳流程中和反渗透海水淡化系统中，均需要对高压流体进行减压处理，并对含有能量的高压流体进行能量回收。所以基本上在所有需要减压阀降压的工艺流程中均需要进行能量的回收利用。液力透平技术是被最早研究和开发的压力能回收技术，且液力透平技术几乎被应用于所有的压力能回收领域，液力透平回收液体能量的研究对国民经济和社会的发展能起到重要的促进作用^[6-9]。

1.1 液力透平的定义

液力透平是以高压流体作为工作介质进行能量转换的一种机械，是依据流体和机械之间的相互作用而工作的。从能量传递来看，流体通过液力透平时所具有的能量将发生变化，即流体的能量与机械运动的能量发生转换。因此，液力透平可认为是一种能量转换器。具体来说，液力透平就是把高压流体的压力能转换为液力透平叶轮旋转的机械能，所以液力透平是一种原动机，又可认为是一种能量回收装置，即叶轮在高压液体的作用下旋转，将液体所具有的能量部分转化为液力透平的机械能，从而驱动其他工作机工作，达到能量回收的目的。

1.2 液力透平的分类

常见的液力透平主要有两类，即离心泵反转作液力透平和专用液力透平。

1.2.1 离心泵反转作透平

径流式离心泵大多数被用来输送液体，是通过叶轮将轴功率转换为液体的能量。而当动力源是高压液体时，径流式离心泵也可被当作是原动机，用于驱动发电机、压缩机、风机或者其他泵工作，当离心泵在高压液体的作用下反转运行时称之为液力透平^[10-13]。离心泵被反转用于液力透平时，液力透平的进口就是离心泵的出口，液力透平的出口则为离心泵的进口，高压液体驱动叶轮旋

转, 将流体的压力能转换为液力透平叶轮旋转的机械能从而实现能量的回收利用。离心泵正反转工作示意图如图 1-1、图 1-2 所示。

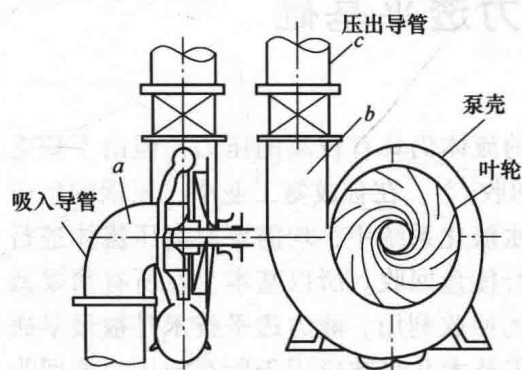


图 1-1 输送液体的径流式离心泵

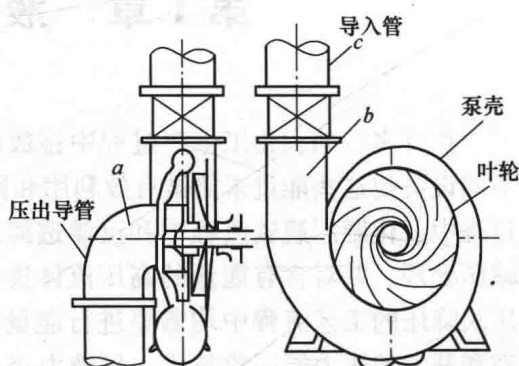


图 1-2 作为液力透平用的径流式离心泵

从 20 世纪 30 年代开始, 学者们就逐渐开始研究用泵反转作透平 (pumps-as-turbines, 简称 PAT) 来回收能量。随着时间的推移 PAT 的应用也越来越广泛, 效率也越来越高, 目前使用 PAT 回收能量的效率可达 75% 以上。离心泵虽然可以被用作液力透平较好的回收能量, 但对于任意一组水力参数 (如流量 Q 、水头 H), 如何选择离心泵作为液力透平, 如何使其具有较高的效率和良好的性能, 这是历年来在离心泵反转方面人们关心的主要问题, 也是人们研究最多的方向。下面就国内外对泵反转性能预测方面的研究予以详细地介绍。

印度学者 Himanshu Nautiyal 和 Varun^[14] 通过对历年泵反转的性能预测方法进行回顾和归类, 总结了学者们对泵反转性能预测方法的研究过程。他们提出的对 PAT 的性能进行预测的方法主要有两种: 一是根据泵的最高效率点的效率; 二是根据液力透平的比转数。

1. 基于离心泵最高效率点效率的关系式

文献 [15] 中提出部分学者根据泵的最高效率点 (Best Efficiency Point, 简称 BEP) 处的流量 Q_p 和扬程 H_p 等水力参数, 通过建立关于泵最高效率 η_p 的关系式来得到液力透平的流量 Q_t 和水头 H_t 。

(1) Childs 关系式

$$\frac{Q_t}{Q_p} = \frac{1}{\eta_p} \quad \frac{H_t}{H_p} = \frac{1}{\eta_p} \quad (1-1)$$

(2) Hancock 关系式

$$\frac{Q_t}{Q_p} = \frac{1}{\eta_t} \quad \frac{H_t}{H_p} = \frac{1}{\eta_t} \quad (1-2)$$

式中 η_t ——透平最高效率点的效率, 下同。

(3) Stepanoff 关系式

$$H_t = H_p / \eta_{hp}^2 \quad Q_t = Q_p / \eta_{hp}^2 \quad n_{st} = n_{sp} \times \eta_{hp} \quad (1-3)$$

式中 η_{hp} ——泵的水力效率;

n_{st} 、 n_{sp} 分别为透平和泵的比转数, 下同。

(4) Sharma 关系式

$$\frac{Q_t}{Q_p} = \frac{1}{\eta_p^{0.8}} \quad \frac{H_t}{H_p} = \frac{1}{\eta_p^{1.2}} \quad (1-4)$$

(5) Alatorre-Fren 和 Thomas 关系式

$$\frac{H_t}{H_p} = \frac{1}{0.85\eta_p^5 + 0.385} \quad \frac{Q_t}{Q_p} = \frac{0.85\eta_p^5 + 0.385}{2\eta_p^{9.5} + 0.205} \quad (1-5)$$

(6) Schmiedl 关系式

$$\frac{Q_t}{Q_p} = -1.4 + \frac{2.5}{\eta_{hp}} \quad \frac{H_t}{H_p} = -1.5 + \frac{2.4}{\eta_{hp}^2} \quad (1-6)$$

2. 基于比转数 (specific speeds) 的关系式

还有部分学者建议用液力透平的比转数来建立液力透平和泵之间参数的换算关系, 并假设液力透平比转数的定义方式和泵的相同。文献 [15] 中 Williams 列举了两种不同的离心泵用作液力透平的换算关系。

(1) Grover 关系式

$$\frac{H_t}{H_p} = 2.693 - 0.0229n_{st} \quad \frac{Q_t}{Q_p} = 2.379 - 0.0264n_{st} \quad (1-7)$$

(2) Hergt 关系式

$$\frac{H_t}{H_p} = 1.3 - \frac{6}{n_{st} - 3} \quad \frac{Q_t}{Q_p} = 1.3 - \frac{1.6}{n_{st} - 5} \quad (1-8)$$

3. 离心泵用作液力透平的判断准则

英国学者为保证设计的离心泵在试验时能达到要求的最高效率点, 提出了一个基于 $H-Q$ 曲线的椭圆用于判断设计的离心泵是否满足要求, 如图 1-3 所示。根据该方法 Williams 也提出了一个离心泵用作液力透平的椭圆, 用来判断预测离心泵用作液力透平性能的准确性, 如图 1-4 所示, 且 Williams 指出可用式 (1-9) 来判断预测的准确性^[15]。Williams 指出, 通过某一种方法预测离心泵用作液力透平的性能, 当所选离心泵的 $H-Q$ 曲线位于椭圆内部时, 表明该方法较准确, 否则误差较大。

$$C^2 = \left(\frac{\Delta a}{0.3} \right)^2 + \left(\frac{\Delta b}{0.1} \right)^2, C \leq 1 \quad (1-9)$$

式中 Δa 、 Δb ——图 1-4 中椭圆长轴和短轴的长度。

Williams 根据该判断准则, 用 35 台泵的试验数据, 分别对上述的 8 个关系式进行了验证, 验证结果见表 1-1。

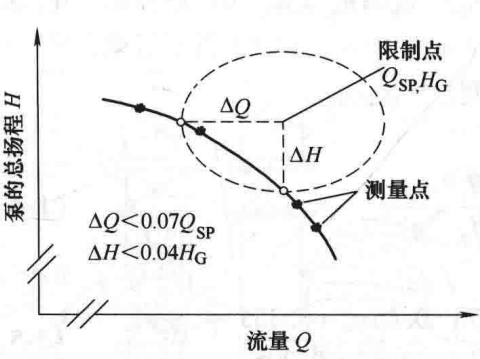


图 1-3 离心泵试验时的确保试验范围

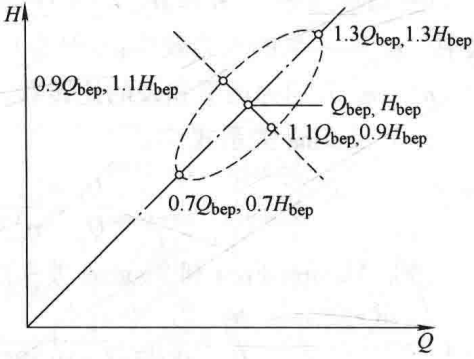


图 1-4 PAT 性能预测可接受的范围

表 1-1 不同液力透平性能预测方法和不同泵比转数下的预测系数值

泵	n_{qp}	Childs	Stepanoff	Hancock	Sharma	Alatorre-Frenk	Schmiedl	Hergt	Grover	n_{qt} 比
1	12.7	0.78	0.60	1.16	0.83	0.04	0.94	1.03	0.58	0.99
2	13.7	1.64	1.82	0.56	0.18	0.42	1.54	0.28	1.69	0.99
3	16.7	2.25	2.25	1.38	1.25	1.44	0.49	1.64	2.19	1.26
4	17.1	0.80	0.80	0.91	0.69	0.76	0.31	0.63	1.22	1.04
5	18.3	1.09	0.17	0.75	0.65	1.55	0.51	0.11	2.02	1.11
6	19.8	1.39	0.91	1.23	0.93	0.81	0.34	1.18	1.19	1.13
7	20.1	0.47	0.47	0.92	0.62	0.62	1.00	0.68	0.99	0.96
8	20.9	2.66	2.88	1.47	1.63	2.11	1.26	1.83	2.83	1.33
9	22.6	0.44	0.23	0.47	0.33	0.03	0.31	0.87	2.26	1.02
10	23.0	1.11	1.11	0.32	0.24	1.78	0.77	0.24	1.96	1.03
11	23.2	0.48	0.48	0.57	0.39	0.36	0.08	0.66	1.90	1.02
12	23.6	0.41	0.67	0.42	0.24	0.42	0.21	0.76	2.20	1.01
13	23.8	0.50	0.50	0.95	0.76	0.35	0.69	0.94	1.47	0.95
14	23.9	0.56	0.89	0.56	0.44	0.19	0.45	0.63	2.06	1.05
15	24.8	1.15	1.15	1.47	1.32	0.56	1.14	1.28	0.97	0.96
16	25.5	1.08	2.00	2.20	2.24	2.35	3.80	1.67	2.13	0.76
17	28.6	0.33	0.62	0.65	0.41	0.98	0.74	0.41	1.41	0.97
18	29.9	0.75	0.80	0.52	0.43	0.79	0.44	0.22	1.77	1.07
19	32.6	0.59	0.33	0.61	0.31	1.15	1.28	0.29	0.95	0.96
20	33.8	0.48	0.58	0.21	0.33	0.50	0.88	1.34	3.05	0.98
21	34.0	0.44	0.44	0.80	0.66	0.40	0.48	0.83	1.69	0.96
22	41.5	0.53	0.63	0.41	0.35	0.33	0.51	0.44	1.56	1.05
23	41.5	0.48	0.48	0.32	0.32	0.64	0.76	0.76	1.97	1.05
24	42.7	0.45	0.46	0.79	0.65	0.37	0.58	0.63	1.31	0.96

(续)

泵	n_{qp}	Childs	Stepanoff	Hancock	Sharma	Alatorre-Frenk	Schmiedl	Hergt	Grover	n_{qt} 比
25	44.6	0.45	0.45	0.12	0.20	0.26	0.77	0.88	1.97	1.02
26	46.3	1.37	1.05	1.32	1.28	1.18	1.10	0.89	0.62	1.24
27	48.4	1.09	1.21	0.85	0.87	0.56	1.14	0.91	1.37	1.15
28	50.2	1.09	1.09	0.77	0.69	1.47	0.41	0.78	—	1.12
29	61.3	0.42	0.38	1.11	0.96	0.77	2.07	0.67	—	0.90
30	63.5	0.60	0.18	0.44	0.30	0.67	0.71	0.29	—	1.04
31	65.8	0.16	0.23	1.01	0.84	0.98	2.38	0.48	—	0.91
32	73.0	0.92	1.35	0.90	0.60	0.47	3.37	1.10	—	0.92
33	96.8	2.15	1.55	1.72	1.81	2.56	1.64	2.06	—	1.41
34	157.4	1.07	0.95	0.82	0.85	0.55	3.52	1.08	—	1.15
35	183.3	1.55	1.48	1.20	1.27	1.28	5.35	1.59	—	1.22

利用 Williams 的该判断准则对表 1-1 数据所做的统计结果见表 1-2, 由表 1-2 可以看出, 用上述 8 个关系式来预测液力透平的性能时, 唯有 Sharma 关系式比较准确, 但也有 20% 的离心泵超出了预测范围, 所以这些关系式都不是很准确, 均存在较大的误差。

表 1-2 不同液力透平性能预测方法的比较

预测方法	C 的平均值	数 量	超出范围的泵 (%)
Childs	0.921	14	40
Stepanoff	0.847	12	34
Hancock	0.906	10	32
Sharma	0.733	7	20
Alatorre-Frenk	0.852	10	29
Schmiedl	1.173	13	40
Hergt	0.865	11	32
Grover	1.333	22	81

4. Punit Singh 关系式: 比转数-比直径方法

Punit Singh^[16-17]通过改进德国 O. Cordier 的比转数-比直径的方法, 提出了一个用泵作液力透平的预测模型, 该模型主要由三部分组成, 即优化选择→精确预测→严格评估。具体来讲就是由液力透平的设计流量、水头来选择比较适合的泵的尺寸和形状; 模型泵选好之后就要精确地预测该模型泵用作液力透平时的特性, 判断所选择的泵用作液力透平时是否符合设计要求; 最后对所选择的泵进行评估, 看是否适合于实际应用。这三步即形成了选择泵用作液力透平的

简单程序,这在一定程度上也提高了预测离心泵用作液力透平性能的准确性。图 1-5 所示为 PAT 的性能预测模型。

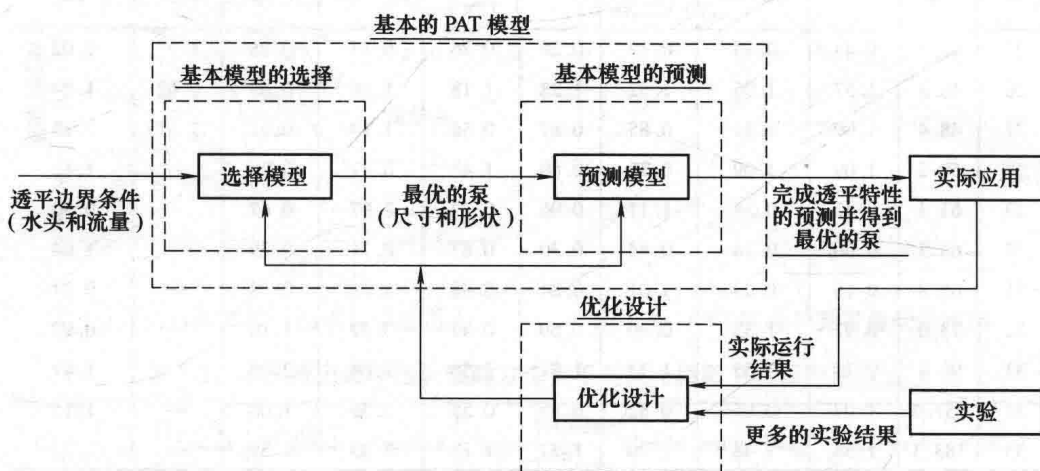


图 1-5 PAT 的性能预测模型

5. 其他关系式

Shahram Derakhshan 和 Ahmad Nourbakhsh^[18] 在不同比转数下利用试验的方法也提出了离心泵用作液力透平的计算方法,其具体计算方法和步骤如下:

第一步:离心泵设计点的比转数 n_{sp} 通过下式计算

$$n_{sp} = 0.3705n_{st} + 5.083 \quad (1-10)$$

式中 n_{sp} 、 n_{st} ——分别为离心泵和透平在设计点的比转数。

第二步:在式 (1-11) 中 γ 可由 $\alpha_p = \frac{n_{sp}}{g^{0.75}}$ 得到

$$\gamma = 0.0233\alpha_p + 0.6464 \quad (1-11)$$

第三步:由 γ 和式 (1-12) 可得

$$h = \frac{H_{tb}}{H_{pb}}$$

式中 H_{tb} 、 H_{pb} ——透平和泵在最高效率点的水头和扬程。

$$\gamma = (h)^{-0.5} \frac{n_t}{n_p} \quad (1-12)$$

第四步: H_{pb} 由 $H_{pb} = \frac{H_{tb}}{h}$ 得到。

第五步: Q_{pb} 可由 n_{sp} 、 n_p 和 H_{pb} 得到。

第六步:当 Q_{pb} 、 H_{pb} 和 n_p 已知的时候,适合的 PAT 可被较容易的选取。

利用该方法在最高效率点预测 PAT 的结果与利用其他关系式的比较见表 1-3。

表 1-3 不同 PAT 预测方法的比较

泵 规 格			实 验		Stepanoff		Sharma		Alatorre-Frenk		新方法	
$N_s (\text{m}, \text{m}^3/\text{s})$	$\eta_{p, \max} (\%)$	$D (\text{m})$	h	q	h	q	h	q	h	q	h	q
14.6	65.5	0.250	2.05	1.56	1.63	1.28	1.78	1.45	2.20	2.09	2.14	1.48
14.7	46	0.125	2.87	1.63	2.17	1.47	2.54	1.86	2.84	2.4	2.71	1.72
20.7	60	0.160	2.24	1.73	1.84	1.42	2.4	1.66	2.22	2.04	2.29	1.74
23.0	76	0.250	1.95	1.59	1.41	1.19	1.49	1.29	1.78	1.76	1.94	1.60
34.8	83	—	1.71	1.55	1.28	1.14	1.34	1.20	1.49	1.36	1.70	1.48
36.4	74.4	0.175	1.72	1.54	1.81	1.34	1.43	1.27	1.73	1.78	1.71	1.50
37.7	86.5	0.250	1.73	1.48	1.24	1.11	1.27	1.16	1.34	1.16	1.65	1.44
39.7	85	0.260	1.40	1.35	1.38	1.18	1.22	1.14	1.31	1.21	1.49	1.35
45.2	80	0.200	1.40	1.38	1.56	1.25	1.31	1.2	1.51	1.49	1.51	1.33
46.1	83	0.250	1.52	1.34	1.31	1.19	1.36	1.26	1.39	1.32	1.54	1.33
55.6	87	0.250	1.34	1.15	1.23	1.11	1.26	1.16	1.32	1.13	1.38	1.18

1.2.2 专用液力透平

专用液力透平是根据客户提供的设计参数和要求专门设计的液力透平，主要包括液力透平的水力模型设计和结构设计。由于是有针对性设计的液力透平，所以专用液力透平的性能一般要优于离心泵反转作液力透平的性能，但开发专用的液力透平前期投入较大且技术难度较大。目前，我国已有部分厂家批量生产液力透平机组，如深蓝泵业、西禹泵业、西安航天泵业和兰泵有限公司等。

1.3 液力透平的用途

Williams A A^[19]提出，当离心泵反转作液力透平时主要有两种用途：一种是用于高压流体的能量回收；二是被用作低成本的水轮机用于发电。在一些较小的孤立水力发电系统中常利用泵反转来发电，如：农庄、山区、岛屿、森林等。在海水的渗透淡化系统中也需要利用泵反转来回收余压水力能；深层矿井中的二次冷却水也需要利用泵反转来回收压力；在化肥、石油加工、石油化工（渣油加氢脱硫、石油加氢裂化）、钢铁冶金等行业中也都存在大量的高压流体，这都需要利用泵反转来回收能量。

液力透平还可用于回收高温高压流体的能量，其中重油加氢脱硫装置用的能量回收液力透平作为能量回收设备，多级液力透平与电动机共同驱动双壳体高压多级加氢进料泵，电动机与泵及透平与泵之间分别配有增速箱和离合器。该透平的流量为 $300 \text{ m}^3/\text{h}$ ，水头为 1565 m ，输送介质为 335°C 的常渣油，进口压力为