

中华人民共和国国家标准

GB/T 15613.1—2008
代替 GB/T 15613—1995

水轮机、蓄能泵和水泵 水轮机模型验收试验 第一部分：通用规定

Model acceptance tests of hydraulic turbines, storage pumps and
pump-turbines—Part 1: General rules

(IEC 60193:1999, NEQ)

2008-06-30 发布

2009-04-01 实施



中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局 发布
中国国家标准化管理委员会

目 次

前言 I

1 范围 1

1.1 范围 1

1.2 目的 1

2 规范性引用文件 1

3 术语、定义、符号和单位 2

3.1 总则 2

3.2 单位 3

3.3 术语、定义、符号和单位表 3

4 水力性能保证值的性质和范围..... 20

4.1 概述..... 20

4.2 通过模型试验验证的主要水力性能的保证值..... 20

4.3 模型试验不能验证的保证值..... 22

4.4 辅助性能数据..... 22

5 试验的执行..... 22

5.1 对试验台和模型的要求..... 22

5.2 模型和原型尺寸的检查..... 24

5.3 水力相似、试验条件和试验程序 25

5.4 测量方法的介绍..... 38

5.5 物理特性..... 40

附录 A (资料性附录) 无量纲项 45

附录 B (规范性附录) 物理特性、数据 47

附录 C (资料性附录) 机械水力比能公式的推导 54

附录 D (资料性附录) 实际用水的密度 ρ_{wa} 对测量和标定的影响 56

附录 E (资料性附录) 试验和计算步骤的综述 57

附录 F (规范性附录) 反击式机械水力效率的比尺效应 61

附录 G (规范性附录) 考虑机组摩擦损失和风损的原型飞逸特性的计算 65

附录 H (资料性附录) 确定最光滑曲线的示例:独立区段法 66

附录 J (资料性附录) 误差和不确定度评估的示例 69

附录 K (规范性附录) 水斗式水轮机效率的比尺效应 73

附录 L (规范性附录) 在固定运行条件下试验时随机不确定度分析 76

附录 M (规范性附录) 机组空化系数 σ_{pl} 的计算 79

附录 N (资料性附录) 水力比能、流量和功率的详细流程图 82

附录 P (资料性附录) 参考文献 84

附录 Q (资料性附录) 本部分与 IEC 60193:1991 技术性差异及其原因 86

前 言

GB/T 15613《水轮机、蓄能泵和水泵水轮机模型验收试验》分为三部分：

- 第一部分：通用规定；
- 第二部分：常规水力性能试验；
- 第三部分：辅助性能试验

本部分是 GB/T 15613 的第 1 部分，对应于 IEC 60193:1999《水轮机、蓄能泵和水泵水轮机模型验收试验》的第一章和第二章。本部分与 IEC 60193:1999 的一致性程度为非等效采用，主要差异如下：

- 按 GB/T 1.1—2000 的要求，对书写格式进行了修改；
- 用小数点“.”代替作为小数点的逗号；
- 删除了 IEC 前言；
- 将规范性引用文件的内容进行了调整，将原 IEC 标准中有对应的国家标准的均予更换。

本部分替代 GB/T 15613—1995《水轮机模型验收试验规程》。

本部分与 GB/T 15613—1995《水轮机模型验收试验》相比主要变化如下：

- 根据 IEC 60193:1999《水轮机、蓄能泵和水泵水轮机模型验收试验》的第一章和第二章对水轮机模型验收试验的内容、方法和原则进行了修改，增减了部分内容，并对规程名称、章条结构和顺序进行了调整，使之尽可能与 IEC 60193 保持一致；
- 对文字、单位和图表进行了规范化处理。

本部分的附录 B、附录 F、附录 G、附录 K、附录 L、附录 M 是规范性附录。

本部分的附录 A、附录 C、附录 D、附录 E、附录 H、附录 J、附录 N、附录 P、附录 Q 是资料性附录。

本部分由中国电器工业协会提出。

本部分由全国水轮机标准化技术委员会(SAC/TC 175)归口。

本部分起草单位：哈尔滨大电机研究所、中国水利水电科学研究院、东方电机股份有限公司。

本部分主要起草人：覃大清、孟晓超、胡江艺、赵越、潘罗平、温国珍。

本部分所代替标准的历次版本发布情况为：

- GB/T 15613—1995。

水轮机、蓄能泵和水泵 水轮机模型验收试验 第一部分：通用规定

1 范围

1.1 范围

本部分适用于在试验室条件下所试验的各种类型的冲击式和反击式的水轮机、蓄能泵或水泵水轮机。

本部分适用于机组功率大于 10 MW 或公称直径大于 3.3 m 的原型所对应的模型。如将本部分所规定的步骤完全地应用于机组功率或直径较小的水轮机，一般来讲并不合适，但若供需双方协议认可，此类机械上也可采用本部分。

在本部分中，术语“水轮机”包括作水轮机方式运行的水泵水轮机，术语“水泵”包括做水泵方式运行的水泵水轮机。

除了必须与试验有关的事项之外，本部分不包括纯商业利益的事项。

只要机械的结构或部件不影响模型的性能或模型与原型间的相互关系，那么本部分既不涉及机械的详细结构，也不涉及机械部件的机械性能。

1.2 目的

本部分包括为了验证主要水力性能的合同保证值是否得到满足所进行的水轮机、蓄能泵和水泵水轮机的模型验收试验。

如果对试验的任何步骤持异议，那么可参看本部分，它包含了指导试验进行的规则和描述了所采取的测量方法。

本部分的主要目的是：

- 定义使用的术语和参数；
- 为了确定模型的水力性能，规定试验方法和所涉及的测量参数；
- 规定结果的计算方法和与保证值的比较方法；
- 决定本部分所规定的范围内的合同保证值是否得到满足；
- 定义最终报告的范围、内容和结构。

保证值可以以下列一种方式给出：

- 由考虑了比尺效应的模型试验结果计算出原型水力性能的保证值；
- 模型水力性能的保证值。

此外，为了水轮机原型的设计或运行，也需要确定一些辅助性能数据（见 4.4）。与 GB/T 15613.2 对主要水力性能的要求不同，GB/T 15613.3 给出的有关辅助性能数据的信息对使用者仅具有建议或指导性质。

如果现场验收试验（见 GB/T 20043）的预期条件不能验证原型的给定保证值的性能，那么更应进行模型验收试验。

本部分也适用于其他目的模型试验，例如比较试验和研究及开发性的工作。

如果模型验收试验已经完成，现场试验可以仅限于进行指数试验（见 GB/T 20043 第 8 章）

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过 GB/T 15613 的本部分的引用而成为本部分的条款。凡是注日期的引用文

件,其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本部分,然而,鼓励根据本部分达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件,其最新版本适用于本部分。

GB/T 15613.2—2008 水轮机、蓄能泵和水泵水轮机模型验收试验 第二部分:常规水力性能试验(IEC 60193:1999,MOD)

GB/T 15613.3—2008 水轮机、蓄能泵和水泵水轮机模型验收试验 第三部分:辅助性能试验(IEC 60193:1999,MOD)

GB/T 10969 水轮机通流部件技术条件(neq IEC 60193:1977)

GB/T 17189 水力机械(水轮机、蓄能泵和水泵水轮机)振动和脉动现场测试规程

GB/T 20043 水轮机、蓄能泵和水泵水轮机水力性能现场验收试验规程(GB/T 20043—2005, IEC 60041:1991,MOD)

ISO 31-3:1992 参数和单位 第3部分:机械

ISO 31-12:1992 参数和单位 第12部分:特性数值

ISO 2533 标准大气压

ISO 4185:1980 封闭管道中的液流测量 重量法

ISO 5168:1978 液流的测量 流速测量置信度的估计

VIM:1993 计量用基本和一般术语的国际词汇(BIPM-IEC-ISO-OIML)

3 术语、定义、符号和单位

3.1 总则

本部分中将采用下列通用的术语、定义、符号和单位,特殊术语将在出现处给予解释。

供需双方在试验前应对有异议的术语、定义或度量单位做出澄清。

3.1.1

试验点 point

试验点是由在不改变运行条件和设置情况下,由一个或多个连续一组读数和/或记录组成,它足以计算出在该运行条件和设置下机械的性能。

3.1.2

试验 test

试验是整个规定运行范围内足以计算出机械性能的一系列试验点和结果。

3.1.3

水力性能 hydraulic performance

由于流体动力作用于机械的各种性能参数。

3.1.4

主要水力性能数据 main hydraulic performance data

一组水力性能参数,如:功率、流量和/或比能、效率、稳态飞逸和/或流量。这里必须考虑空化的影响。

3.1.5

辅助性能数据 additional data

一组水力性能数据,它可从模型试验得出(见4.4),然而由于只能应用粗略的相似规则,由此得出的相应原型数据预测精度要低于由主要水力性能数据得出的结果。

3.1.6

保证值 grarantees

合同中商定的规定性能数据。

3.2 单位

本部分采用国际单位制(SI,见 ISO 31-3:1992)。

所有术语都由 SI 基本单位或由此导出的相关单位给出¹⁾。使用这些单位的基本等式均是有效的,如某些数据使用与 SI 非相关的其他单位时也必须考虑这种情况(例如,功率中千瓦代替瓦,压力中千帕或巴代替帕斯卡、以每分钟转速中每分钟代替每秒钟等)。因为绝对温度(以凯尔文表示)很少需要,所以温度以摄氏度给出。

仅在供需双方以书面形式同意的情况下,可以使用任何其他单位制。

3.3 术语、定义、符号和单位表

3.3.1 下标和符号

子项	术 语	定 义	下标和符号
3.3.1.1	高压基准断面 ¹⁾ high pressure reference section	性能保证所指定的机械高压侧断面 (见图 1)	1
3.3.1.2	低压基准断面 ¹⁾ low pressure reference section	性能保证所指定的机械低压侧断面 (见图 1)	2
3.3.1.3	高压测量断面 high pressure measuring sections	这些断面应尽可能与断面 1 一致, 或其测量值可换算到断面 1	1',1'',...
3.3.1.4	低压测量断面 low pressure measuring sections	这些断面应尽可能与断面 2 一致, 或其测量值可换算到断面 2	2',2'',...
3.3.1.5	规定值 specified	带有下标的量值,如转速、流量等, 以其用以保证其他量值	sp
3.3.1.6	最大值/最小值 maximum/minimum	表明任何术语的最大与最小值的下标	max min
3.3.1.7	极值 limits	合同规定值 ——不应超出值 ——应达到值	/// □或7777
3.3.1.8	原型 prototype	与原型有关值的下标	P
3.3.1.9	模型 model	与模型有关值的下标	M
3.3.1.10	雷诺数为常数下的模型 model at constant reynolds number	与模型在雷诺数为常数下有关值的 下标	M*
3.3.1.11	基准 reference	与规定基准条件有关值的下标	ref
3.3.1.12	最优 optimum	最优效率点的下标	opt
3.3.1.13	环境 ambient	指在周围大气条件下的下标	amb
3.3.1.14	电站 plant	与电站原型运行条件有关值的下标	pl
3.3.1.15	飞逸 runaway	与飞逸条件有关值的下标	R
1) 术语“高压”和“低压”定义为机械的两侧并与水流方向无关,因此它们与机械的运行方式也无关。			

1) $N = \text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$, $\text{Pa} = \text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-2}$, $J = \text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$, $W = \text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-3}$ 。

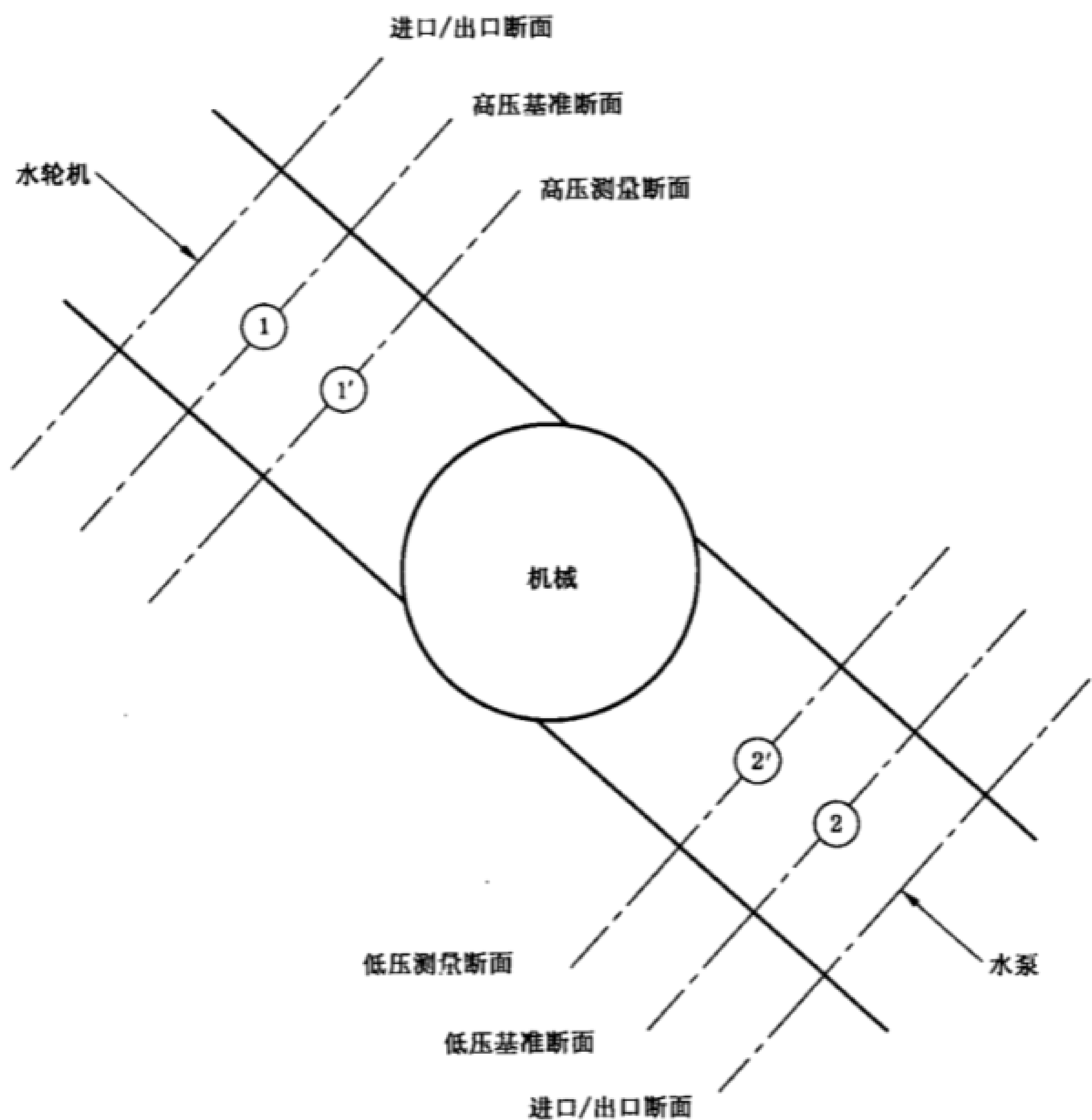


图 1 水力机械示意图

3.3.2 几何术语

子项	术 语	定 义	符号	单位
3.3.2.1	面积 Area	垂直于主流流动方向的净面积	A	m^2
3.3.2.2	导叶开度 Guide vane opening	相邻导叶间的平均最短距离(若必要可指规定断面处)(见图 2)	a	m
3.3.2.3	导叶角度 Guide vane angle	从关闭位置算起的平均导叶角度	α	$^{\circ}$
3.3.2.4	喷针行程(冲击式水轮机) Needle stroke(impulse turbine)	从关闭位置开始测得的喷针平均行程	s	m
3.3.2.5	转轮/叶轮叶片角度 Runner/impeller blade angle	从给定位置算起测得的转轮叶片的平均角度	β	$^{\circ}$
3.3.2.6	公称直径 Reference diameter	如图 3 给出的水力机械的公称直径	D	m
3.3.2.7	转轮/叶轮进出口开度 Runner outlet/ Impeller inlet width	转轮/叶轮相邻叶片间的平均最短距离(见 GB/T 10969)	a_1, a_2	m
3.3.2.8	水斗宽度 Bucket width	冲击式水轮机水斗斗内最大宽度(见图 3)	B	m

子项	术 语	定 义	符号	单位
3.3.2.9	尺寸比 Length scale ratio	原型和模型间有代表性的尺寸比值;正常情况下是机械的直径比,在确认此为基准值有困难的情况下,也可采用其他重要长度的比值	λ_L	
3.3.2.10	高程 Level	系统中某一点位于规定的基准面(通常指海平面)以上的高程	z	m

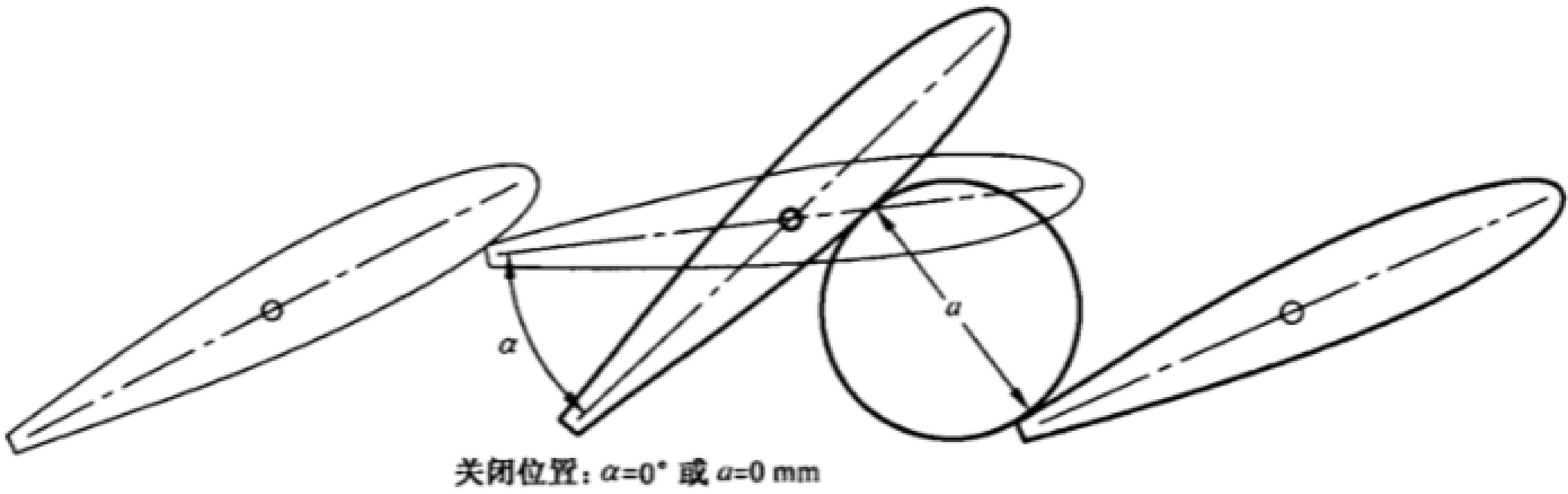


图 2 导叶开度和角度

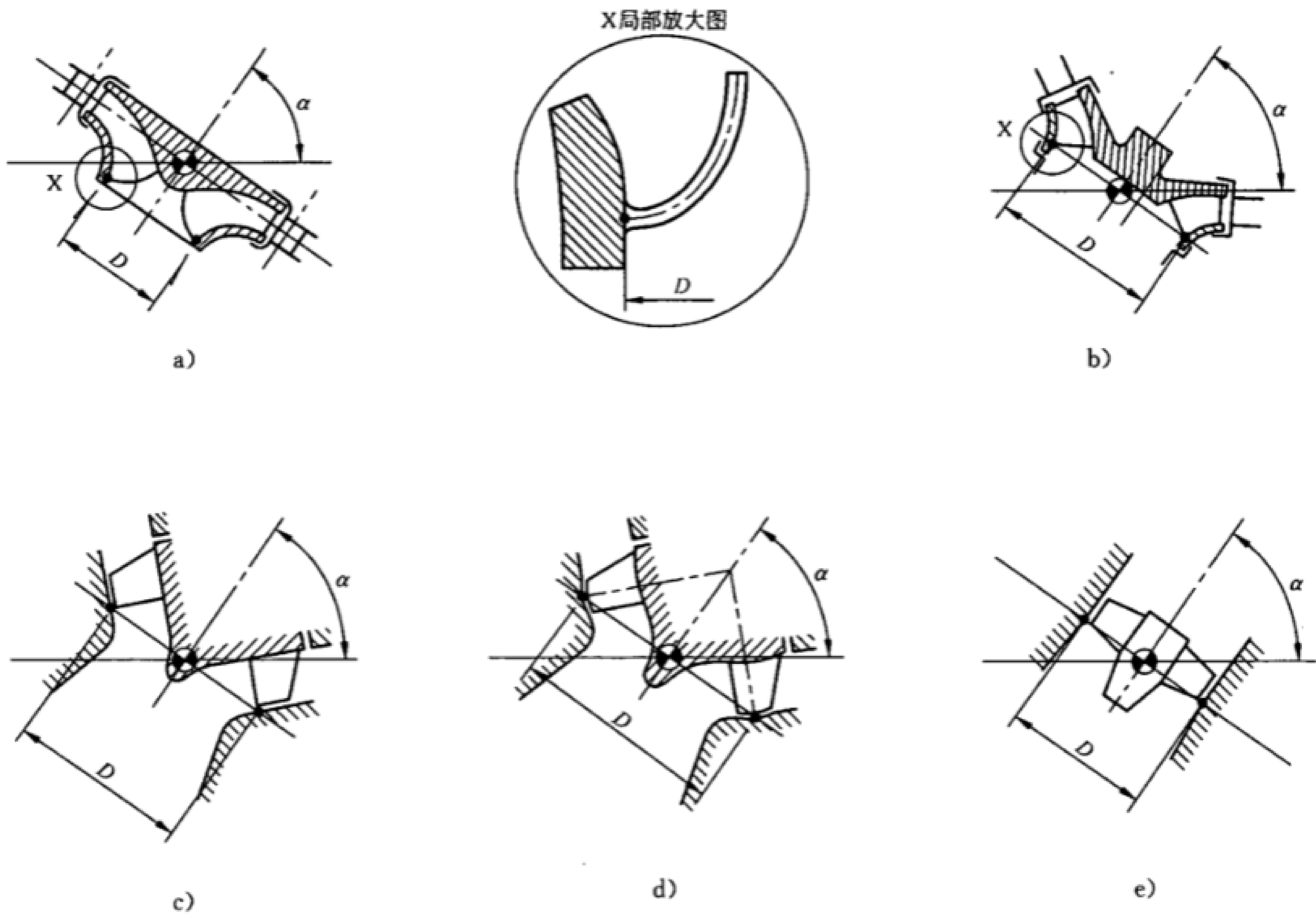
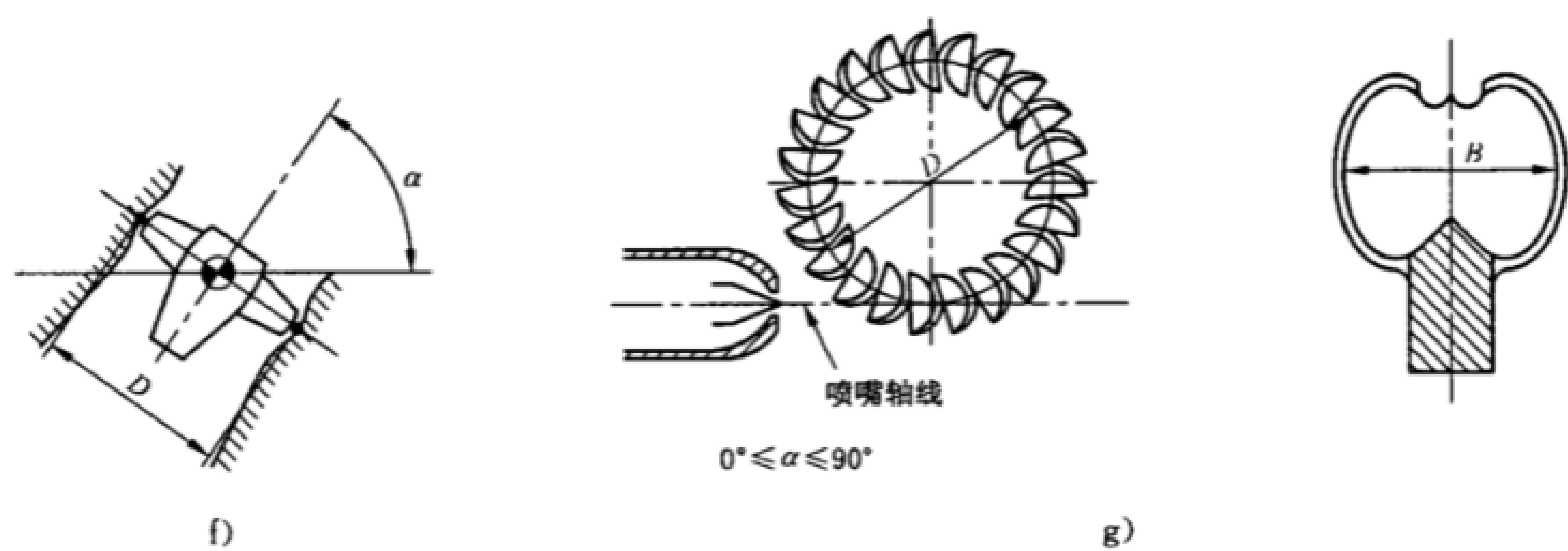


图 3 公称直径和水斗宽度



- a) 径向机械,公称直径 D 为 D_1 或 D_2 , D_1 为叶片高压边与下环交点的直径, D_2 为叶片低压边与下环交点的直径, D_1 和 D_2 的单位同 D ;
- b) 斜流式(混流,半轴流)机械带固定转轮/叶轮叶片和转轮/叶轮下环;
- c) 斜流式(混流,半轴流)机械带固定转轮/叶轮叶片,不带转轮/叶轮下环;
- d) 斜流式(混流,半轴流)机械带可调节转轮/叶轮叶片;
- e) 轴流式机械,例如定桨式水轮机,贯流式水轮机²⁾,轴流泵和水泵水轮机,带固定转轮/叶轮叶片;
- f) 轴流式机械,例如转桨式水轮机,贯流式水轮机,轴流泵和水泵水轮机带可调节转轮/叶轮叶片;
- g) 水斗式水轮机。

图 3 (续)

3.3.3 物理量和特性

子项	术 语	定 义	符号	单位
3.3.3.1	重力加速度 Acceleration due to gravity	试验地点的 g 值(见 5.5.2);作为纬度和海拔函数的理论值见附录 B 中的表 B.1	g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
3.3.3.2	温度 Temperature	热力学温度 摄氏度 $\theta = \Theta - 273.15$	Θ θ	K ℃
3.3.3.3	密度 Density	单位体积的质量 a) 水的密度 通常,用 ρ 代替 ρ_w ,蒸馏水的 ρ_{wd} 见 5.5.3.1.3 和附录 B 中的表 B.2 b) 空气密度 空气值见 5.5.4.1 和附录 B 中的表 B.5 c) 水银密度 水银值见 5.5.5 和附录 B 中的表 B.7	ρ ρ_w ρ_a ρ_{Hg}	$\text{k} \cdot \text{gm}^{-3}$ $\text{k} \cdot \text{gm}^{-3}$ $\text{k} \cdot \text{gm}^{-3}$ $\text{k} \cdot \text{gm}^{-3}$
3.3.3.4	汽化压力(绝对) Vapour pressure(absolute)	在热力学平衡条件下,在液气混合物中饱和蒸汽的绝对分压力。汽化压力只与温度有关。蒸馏水的汽化压力见 5.5.3.4 和附录 B 中的表 B.4	p_{va}	Pa
3.3.3.5	动力黏度 Dynamic viscosity	表征液体一种机械性能的量(见 ISO 31-3:1992)	μ	Pa s

2) 术语“贯流式水轮机”包括灯泡式、竖井贯流式、全贯流式和 S 型机组。

子项	术 语	定 义	符号	单位
3.3.3.6	运动黏度 Kinematic viscosity	动力黏度与密度之比。以温度作为函数的蒸馏水的运动黏度见5.5.3.3和附录B中的表B.3	ν	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
3.3.3.7	表面张力 Surface tension	表征两种液体间界面机械性能的量(见ISO 31-3:1992)	σ^*	$\text{J} \cdot \text{m}^{-2}$

3.3.4 流量、速度和转速术语

子项	术 语	定 义	符号	单位
3.3.4.1	流量(体积流量) Discharge(volume flow rate)	单位时间内流过系统的任一断面的水的体积	Q	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
3.3.4.2	质量流量 Mass flow rate	单位时间流过系统中任一断面的水的质量。 ρ 和 Q 必须在同一断面及该断面现有条件下确定 注:如果在两断面之间没有注入或取出水,则其质量流量不变。	(ρQ)	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
3.3.4.3	测量流量 Measured discharge	单位时间内流过任一测量断面如1'的水的体积(见3.3.1.3和3.3.1.4)	$Q_{1'}$ 或 $Q_{2'}$	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
3.3.4.4	基准断面流量 Discharge at reference section	单位时间内流过基准断面1或2处的水的体积	Q_1 或 Q_2	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
3.3.4.5	基准断面处修正后的流量 Corrected discharge at reference section	相对于环境压力条件下单位时间内流过的基准断面水的体积(见3.3.5.2),例如 $Q_{1c} = (\rho Q)_1 / \rho_{\text{amb}}$ 正常条件下的模型试验,可以假定 $Q_{1c} = Q_1$	Q_{1c} 或 Q_{2c}	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
3.3.4.6	稳态飞逸流量 Discharge at steady-state run-away speed	在 n_R 条件下的流量(见3.3.4.12)	Q_R	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
3.3.4.7	空载流量 No-load turbine discharge	水轮机在规定转速、规定单位比能及空载下且发电机无励磁时的流量	Q_0	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
3.3.4.8	漏水流量 Leakage flowrate	如图6所示的体积损失	q	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
3.3.4.9	平均流速 Mean velocity	流量 Q 除以面积 A	v	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
3.3.4.10	圆周速度 Peripheral velocity	公称直径处的圆周速度(见图3) $u = \pi D n$	u	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
3.3.4.11	转速 Rotational speed	单位时间的转速	n	s^{-1}

子项	术 语	定 义	符号	单位
3.3.4.12	稳态飞逸转速 Steady-state runaway speed	在规定水力条件和规定导叶/叶片/喷针开度和零机械功率条件下的稳态转速值	n_R	s^{-1}
3.3.4.13	最大稳态飞逸转速 Maximum steady-state runaway speed	在规定水力条件下的稳态飞逸转速的最高值(对于原型机,详细定义见GB/T 20043)	n_{Rmax}	s^{-1}

3.3.5 压力术语

子项	术 语	定 义	符号	单位
3.3.5.1	绝对压力 Absolute pressure	所测流体相对于理想真空的静压力	p_{abs}	Pa
3.3.5.2	环境压力 Ambient pressure	周围空气的绝对压力(见 5.5.4.2)。以海拔为函数的标准大气值见附录 B 中的表 B.6	p_{amb}	Pa
3.3.5.3	表计压力 Gauge pressure	在同一测量地点和测量时间,流体的绝对压力与环境压力之差 $p = p_{abs} - p_{amb}$	p	Pa

3.3.6 比能术语

在国际单位制中,质量(kg)是基本单位之一,单位质量的能量,即比能,作为本部分的主要术语,以代替早期出版物每单位重量的能量,即以水头表示的术语。

后一术语(水头)有一个缺点,即重量取决于重力加速度 g ,而它要随着纬度和海拔高度不同而变化。尽管如此,因为水头这一术语使用很广泛,因此在这里仍然加以应用。这两个有关能量的术语都列入表中,即本条的术语比能和 3.3.7 中的水头术语。它们的区别只是 g 这一因素,这里 g 是与所处地点有关的重力加速度有关。

子项	术 语	定 义	符号	单位
3.3.6.1	比能 Specific energy	任意断面处每单位质量的水具有的能量	e	$J \cdot kg^{-1}$
3.3.6.2	机械的水力比能 Specific hydraulic energy of machine	机械的高压侧和低压侧基准断面 1 和 2 之间的水具有的比能,其中要考虑到水的可压缩性 ¹⁾²⁾ $E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + (z_1 - z_2)g$ 式中: $\bar{\rho} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$ 并假设 $g = g_1 = g_2$ ρ_1 和 ρ_2 可分别由 p_{abs1} 和 p_{abs2} 计算并考虑 θ_1 或 θ_2 对两值的影响,这里温度对 ρ 的影响可忽略不计	E	$J \cdot kg^{-1}$

子项	术 语	定 义	符号	单位
3.3.6.3	水泵零流量(断流)时的水力比能 Zero-discharge(shut-off) specific hydraulic energy of the pump	水泵在高压侧断流时,在指定的转速和指定的转轮/叶轮叶片设置下的比能	E_0	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
3.3.6.4	机械的吸出/吸入 ³⁾ 位置比能 Suction specific potential energy of the machine	相应于机械基准面(见 3.3.7.6)和断面 2 处测压计平面之间压差在断面 2 处的位置比能 $E_s = g(z_r - z_2') = g(z_r - z_2) - \frac{p_{\text{abs}2} - p_{\text{abm}}}{\rho_2}$ (见 GB/T 15613.2—2008 图 21)	E_s	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
3.3.6.5	净正吸出比能 Net positive suction specific energy	断面 2 处绝对比能减去机械基准处汽化压力 $p_{\text{va}}^{4)}$ 所形成的比能(见 GB/T 15613.2—2008 图 8) $\begin{aligned} NPSE &= \frac{p_{\text{abs}2} - p_{\text{va}}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g(z_r - z_2) \\ &= -E_s + \frac{p_{\text{abs}2} - p_{\text{va}}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} \end{aligned}$	$NPSE$	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
1) GB/T 15613.2—2008 第 8 章中图解说明了关于单位比能基本公式的应用情况。 2) 关于 E 的推导,见附录 C。 3) 我国习惯,术语“吸出/吸入”对于水泵称为吸入,对于水轮机则称为吸出。 4) 见 3.3.3.4。				
子项	术 语	定 义	符号	单位
3.3.6.6	空化系数(空化系数) Thoma number	无量纲术语,表明机械运行时的空化情况。它被表示为净正吸入比能 $NPSE$ 与比能 E 的比值(见 3.3.12.9)	σ	—
3.3.6.10	临界空化系数 ¹⁾ (规定的空化系数) Defined Thoma number	与所规定的空化开始状态有关的空化系数,例如规定能量下降值	$\sigma_d \sigma_c$	—
3.3.6.8	空化系数 0 ¹⁾ (临界空化系数之一) Thoma number zero	对于选定的性能参数(通常是效率),其值与高空化系数相比保持不变时的最低空化系数。在某些情况下,空化曲线 $\eta_h(\sigma)$ 的形状很难确定空化系数 0(见图 4)	σ_0	—
3.3.6.9	空化系数 1 ¹⁾ (临界空化系数之一) Thoma number one	效率与空化系数 0 相比时,效率下降 1% 时所对应的空化系数。在某些情况下,空化曲线形状很难确定空化系数 1(见图 4)	σ_1	—

子项	术 语	定 义	符号	单位
3.3.6.10	规定的空化系数 ¹⁾ (托马数) Defined Thoma number	与所规定的空化开始状态有关的空化系数,例如规定能量下降值	σ_d	
3.3.6.11	初生空化系数 ¹⁾ (初生空化系数) Incipient Thoma number	转轮/叶轮可见空化现象开始时的空化系数,通常由观察得到,三个叶片出现气泡	σ_i	—
3.3.6.12	电站空化系数(电站空化系数) Plant Thoma number	原型在运行条件下的空化系数(见附录 M)	σ_{pl}	—
3.3.6.13	水力比能损失 Specific hydraulic energy loss	任意两个断面间水力比能的损失	E_L	$J \cdot kg^{-1}$
1) 也可以对空化系数给出相似定义(见图 4)。				

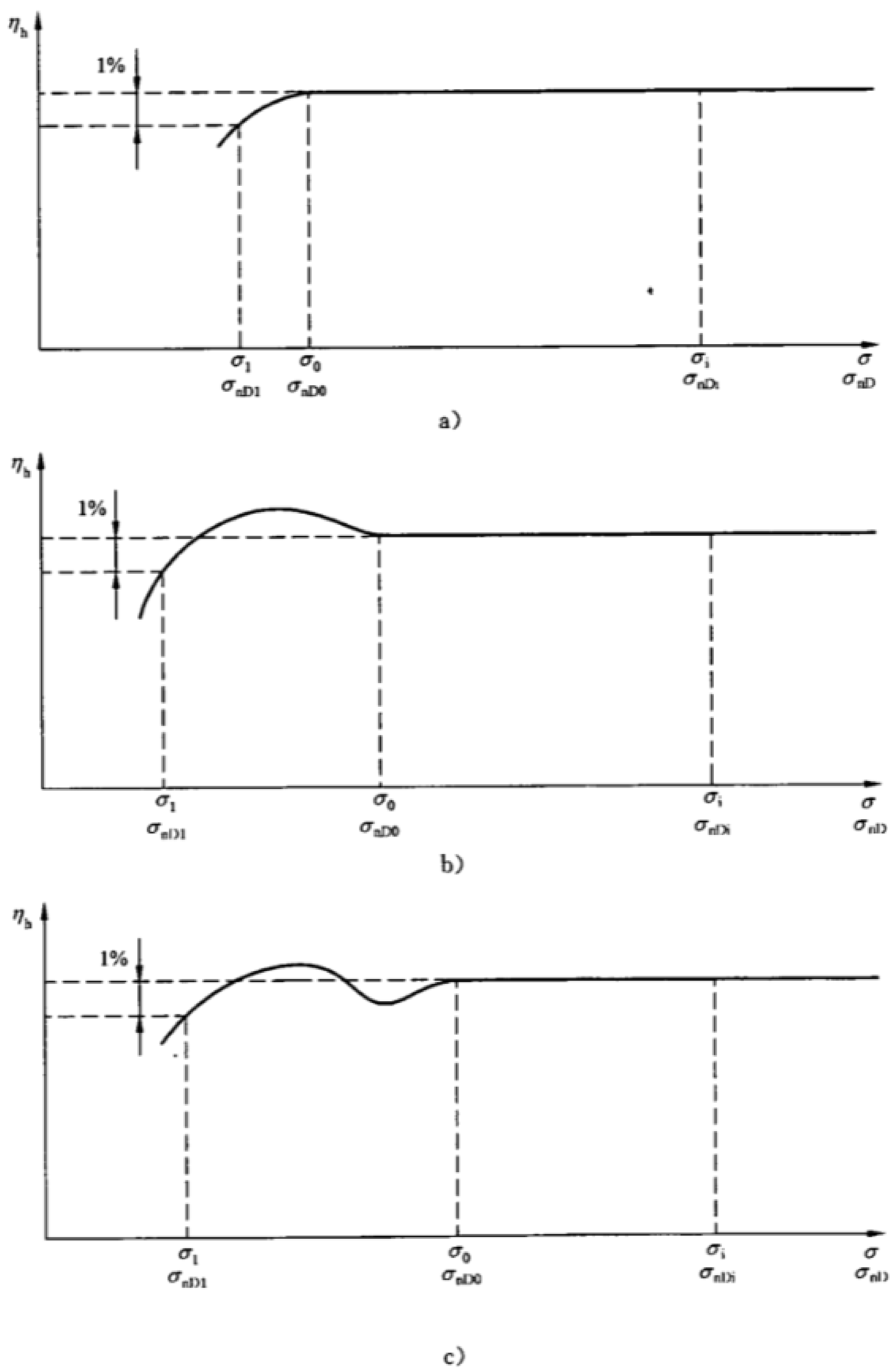
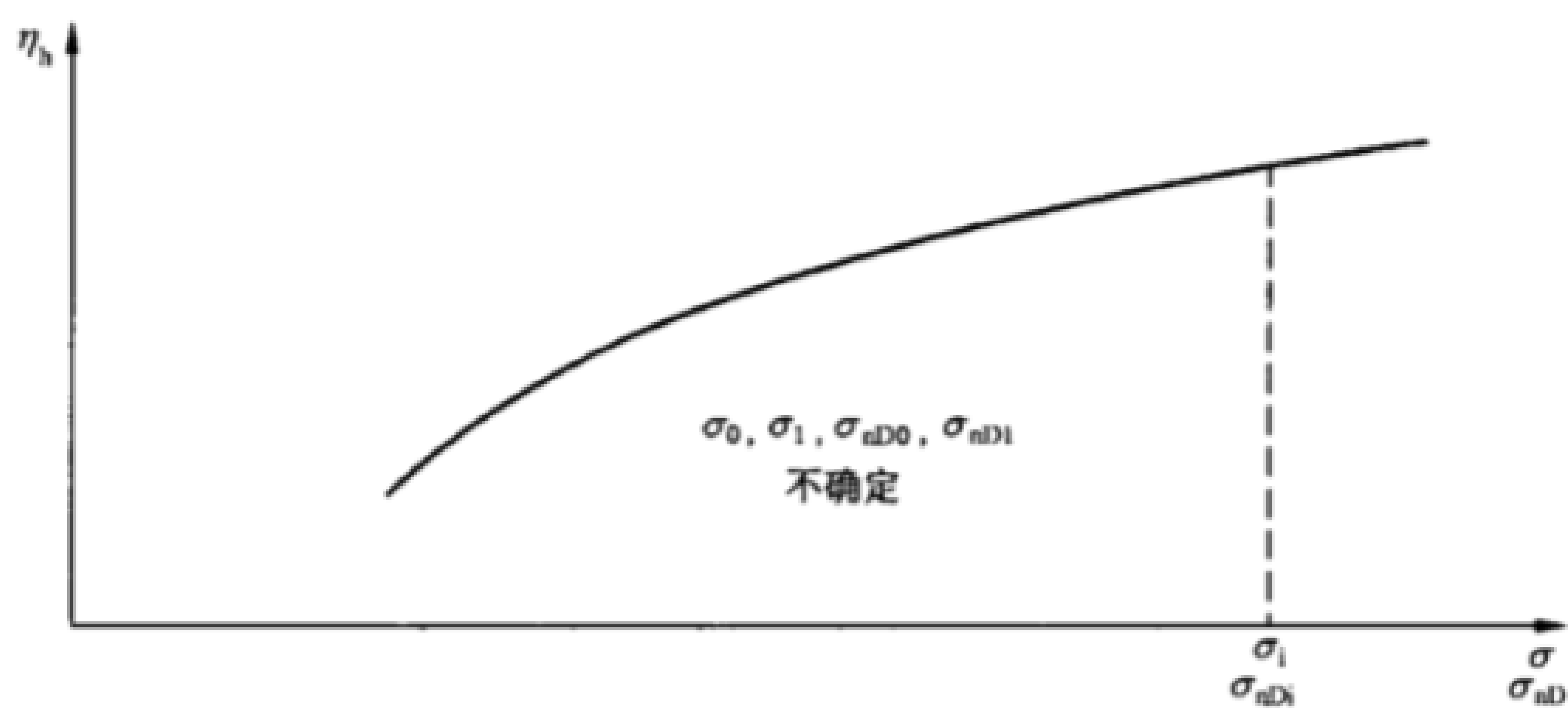


图 4 σ_0 和 σ_1 的定义

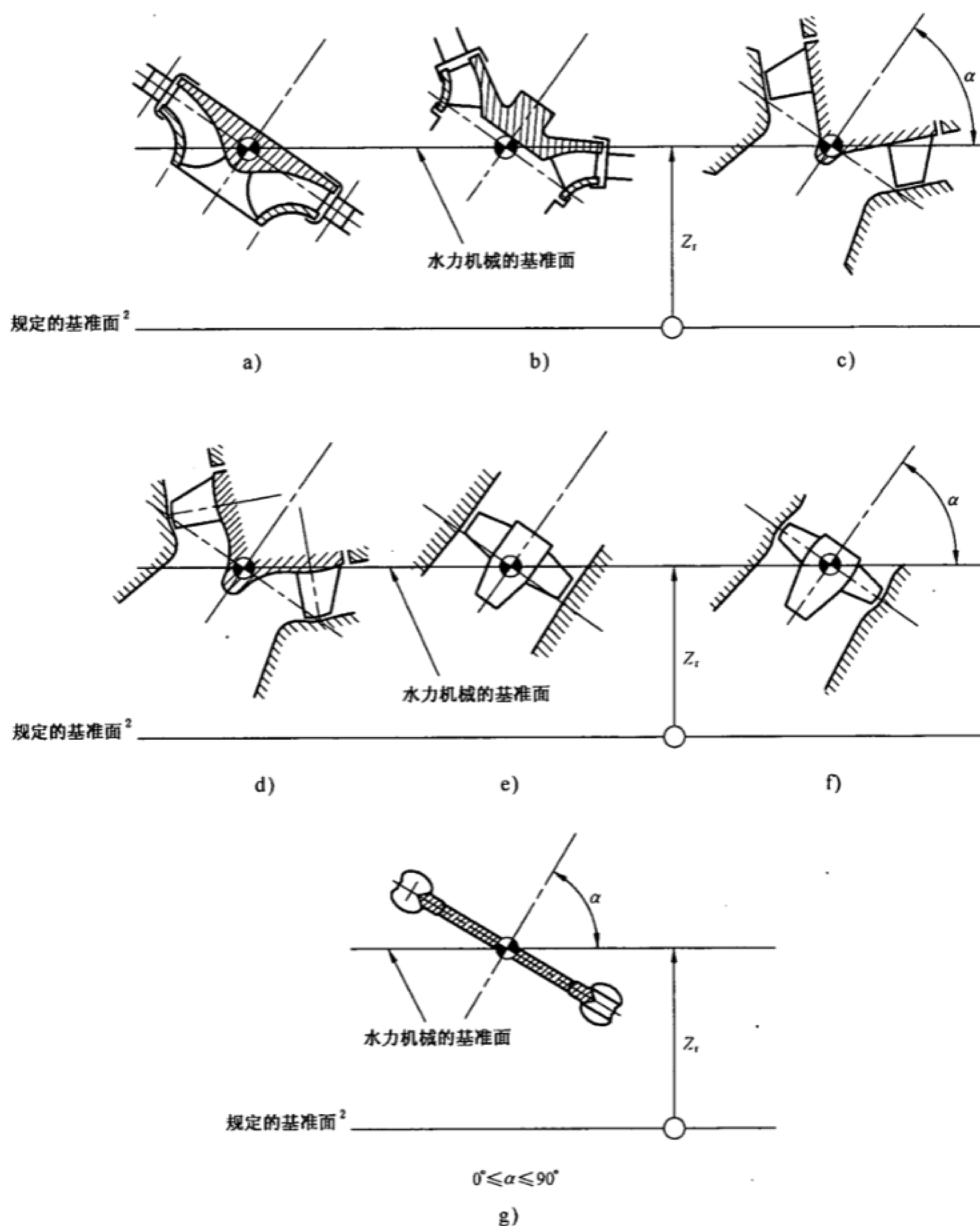


d)

图 4 (续)

3.3.7 高程和水头术语

子项	术 语	定 义	符号	单位
3.3.7.1	水头 Head	任意断面处单位重量水的能量 $h=e/g$ e 的定义见 3.3.6.1	h	m
3.3.7.2	水轮机水头或水泵扬程 Turbine or pump head	$H=E/g$ E 的定义见 3.3.6.2	H	m
3.3.7.3	水泵零流量(断流)扬程 Zero discharge (shut-off) head of pump	$H_0=E_0/g$ E_0 的定义见 3.3.6.3	H_0	m
3.3.7.4	吸出高程 Suction height	$Z_s=E_s/g$ E_s 的定义见 3.3.6.4	Z_s	m
3.3.7.5	净正吸入水头 Net positive suction head	$NPSH=NPSE/g$ $NPSH$ 的定义见 3.3.6.5	$NPSH$	m
3.3.7.6	水力机械的基准面 Reference level of the machine	按图 5 定义的机械上作为基准的某一点的高程	z_r	m
3.3.7.7	空化基准面 Cavitation reference level	模型试验时作为空化高程基准面的机械的某一点的高程(见 5.3.1.5.1)	z_c	m
3.3.7.8	压力测量仪器基准面 Reference level of the pressure measuring instrument	压力测量装置的高程 (见 GB/T 15613.2—2008 图 14)	z_M	m



- a) 径向机械,例如混流式水轮机,径向(离心式)泵和水泵水轮机;
 b) 斜流式(混流,半轴流)机械带固定转轮/叶轮叶片和转轮/叶轮下环;
 c) 斜流式(混流,半轴流)机械带固定转轮/叶轮叶片,不带转轮/叶轮下环;
 d) 斜流式(混流,半轴流)机械带可调节转轮/叶轮叶片;
 e) 轴流式机械,例如定桨式水轮机,贯流式水轮机³⁾,轴流泵和水泵水轮机,带固定转轮/叶轮叶片;
 f) 轴流式机械,例如转桨式水轮机,贯流式水轮机⁴⁾,轴流泵和水泵水轮机带可调节转轮/叶轮叶片;
 g) 冲击式水轮机。

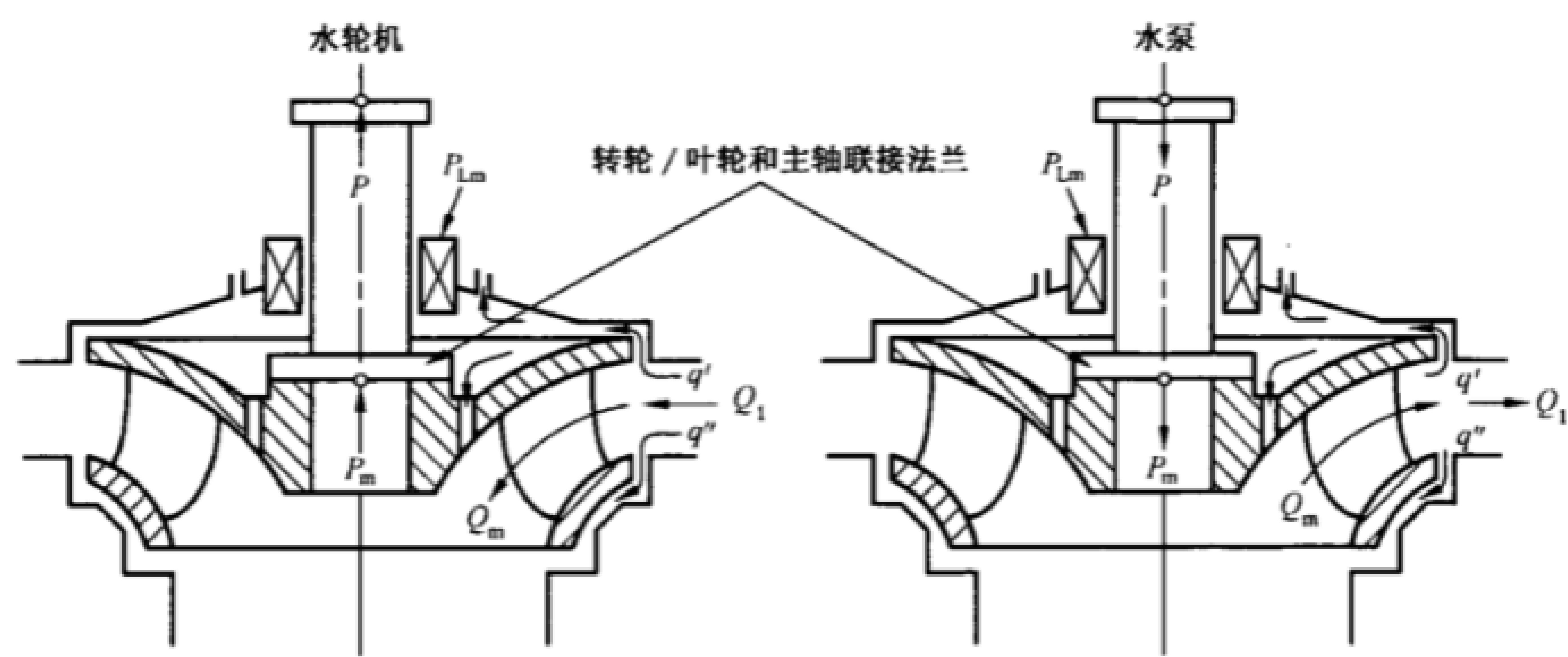
图 5 水力机械的基准面

3) 术语“贯流式水轮机”包括灯泡式,竖井贯流式,全贯流式和 S 型机组。

4) 见 3.3.2.10。

3.3.8 功率和力矩术语

子项	术 语	定 义	符号	单位
3.3.8.1	水力功率 Hydraulic Power	可产生功率(水轮机)或赋予水功率(水泵)的水力功率 $P_h = E(\rho Q)_1$	P_h	W
3.3.8.2	机械的机械功率(功率) Mechanical power of the machine (power)	由水轮机主轴提供或供给水泵主轴的机械功率,其中包括由水力机械有关轴承和轴密封分担的损失(见图6)	P	W
3.3.8.3	转轮/叶轮机械功率 Mechanical power of runner(s)/impeller(s)	通过转轮/叶轮和主轴的连接法兰传递的机械功率(见图6)	P_m	W
3.3.8.4	机械功率损失 Mechanical power losses	水力机械的导轴承、推力轴承和轴承密封中损失的机械功率(见图6)	P_{Lm}	W
3.3.8.5	水泵零流量(断流)功率 Zero discharge (shut-off) power of the pump	在高压侧断流时,在指定的转速和指定的导叶和叶轮位置下的水泵功率	P_0	W
3.3.8.6	轴力矩 Shaft torque	作用在水力机械轴上且相应于机械的机械功率的力矩(见3.3.8.2)	T	N·m
3.3.8.7	转轮/叶轮力矩 Runner/impeller torque	通过转轮/叶轮和轴的联接传递且相应于转轮/叶轮的机械功率的力矩(见3.3.8.3)	T_m	N·m
3.3.8.8	摩擦力矩 Friction torque	机械的导轴承、推力轴承和轴密封中的摩擦力矩(见3.3.8.4)	T_{Lm}	N·m



	水轮机	水泵
	$q = q' + q''$	$q = q' + q''$
	$Q_1 = Q_m + q$	$Q_1 = Q_m - q$
	$P_h = E \cdot (\rho \cdot Q)_1$	$P_h = E \cdot (\rho \cdot Q)_1$
	$P = P_m - P_{Lm}$	$P = P_m + P_{Lm}$
容积效率	$\eta_v = \frac{Q_m}{Q_1}$	$\eta_v = \frac{Q_1}{Q_m}$
水力效率(注 3)	$\eta_h = \frac{P_m}{P_h}$	$\eta_h = \frac{P_h}{P_m}$
效率	$\eta = \frac{P}{P_h}$	$\eta = \frac{P_h}{P}$

- 注：1) 公式未计及水的可压缩性。
- 2) 内部损失的详细分析, 参见附录 N。
- 3) 圆盘摩擦损失和漏水损失(容积损失)在此公式中可看作是水力损失。这里“圆盘摩擦损失”是指与流经转轮/叶轮叶片的 Q_m 无关的转轮/叶轮外表面的摩擦损失。

图 6 功率和流量的流程图

3.3.9 效率术语

子项	术 语	定 义	符号	单位
3.3.9.1	水力效率 ¹⁾ Hydraulic efficiency	a) 水轮机:转轮机械功率与水力功率比值 $\eta_h = \frac{P_m}{P_h}$ b) 水泵:水力功率与叶轮机械功率比值 $\eta_h = \frac{P_h}{P_m}$ 见图 6	η_h	—
3.3.9.2	机械效率 Mechanical efficiency	a) 水轮机 $\eta_m = \frac{P}{P_m}$ b) 水泵 $\eta_m = \frac{P_m}{P}$	η_m	—
3.3.9.3	效率 Efficiency	a) 水轮机 $\eta = \frac{P}{P_h} = \eta_h \eta_m$ b) 水泵 $\eta = \frac{P_h}{P} = \eta_h \eta_m$	η	—
3.3.9.4	加权平均效率 Weighted average efficiency	由下述公式计算的效率 $\eta_w = \frac{w_1 \eta_1 + w_2 \eta_2 + w_3 \eta_3 + \cdots}{w_1 + w_2 + w_3 + \cdots}$ 此处 η_1, η_2, η_3 是在规定运行工况点的效率值,而 w_1, w_2, w_3 是对应的经过商定的加权系数	η_w	—
3.3.9.5	算术平均效率 Arithmetic average efficiency	当 $w_1 = w_2 = w_3 = \cdots$ 的加权平均效率(3.3.9.4)	η_a	—
1) 圆盘损失和漏水损失(容积损失)被包括其中,并在此可看作是水力损失。圆盘损失是转轮/叶轮外表面的摩擦损失,是与经过叶片的流动无关的那部分。				

3.3.10 与振动量有关的一般术语

GB/T 17189 提供了这些术语的意义,下表列出了一些补充术语,其中的一些说明如图 7 所示:

子项	术 语	定 义	符号	相应的 GB/T 17189 条目
3.3.10.1	离散量 Discrete quantity	由瞬时值表示的量	X	
3.3.10.2	波动量(脉动量) Fluctuation of quantity (pulsation of quantity)	在预先设定的时间间隔 Δt 内,量 X 的振动变化与平均值的比值	$\tilde{X}(t)$	3.2.2.6 等
3.3.10.3	平均量 Mean value	$\bar{X} = \frac{\sum_1^N X_n}{N}$	\bar{X}	3.2.3.1
3.3.10.4	最大值 Maximum value		X_{\max}	
3.3.10.5	最小值 Minimum value		X_{\min}	
3.3.10.6	标准偏差(相对于平均值的有效偏差值) Standard deviation (effective value referred to the mean)	$\tilde{X}_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{\sum_1^N (X_n - \bar{X})^2}{N}}$	\tilde{X}_{eff}	3.2.3.2
3.3.10.7	均方根值 Root-mean-square value	$X_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{\sum_1^N X_n^2}{N}}$	X_{rms}	3.2.3.3
3.3.10.8	峰峰值 Peak-to peak value	$\Delta X_{\text{pp}} = X_{\max} - X_{\min}$	ΔX_{pp}	3.2.1.12
3.3.10.9	幅值 Amplitude	正弦量 $X(t)$ 的最大值 $A = \frac{1}{2} \Delta X_{\text{pp}}$	A	3.2.1.11

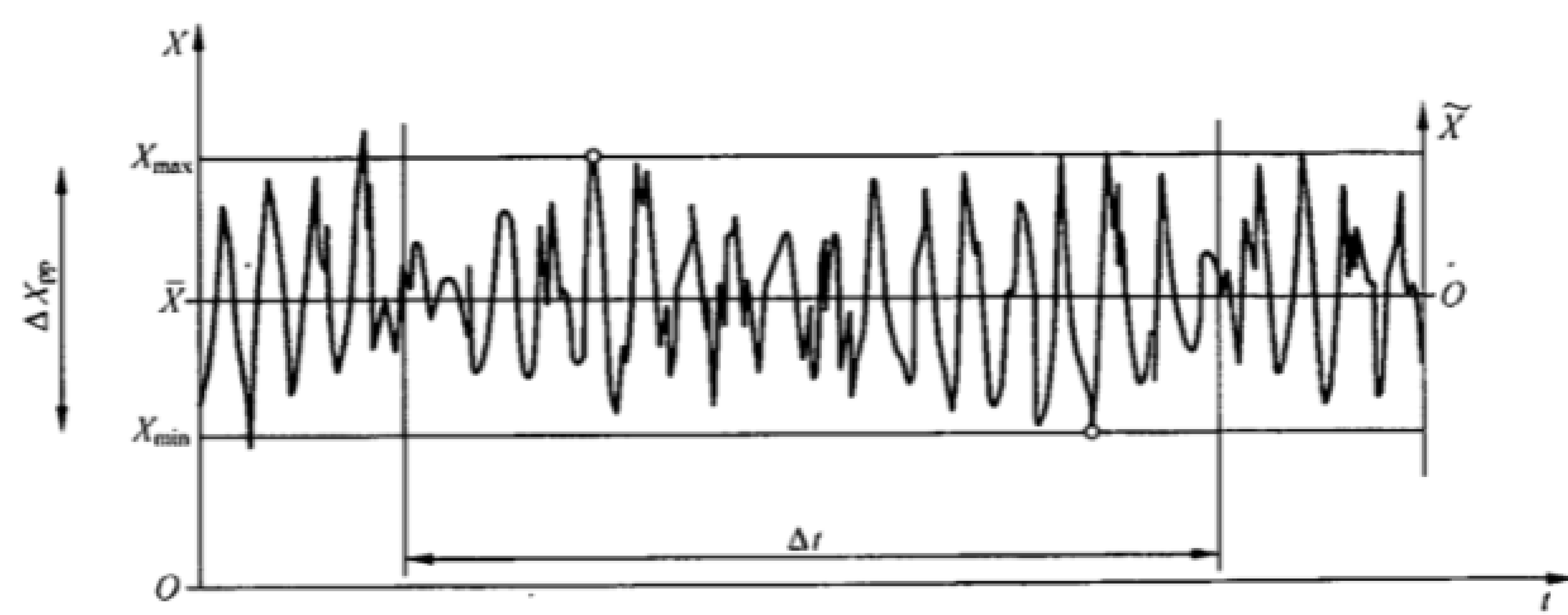


图 7 与脉动量有关值的定义的说明

3.3.11 流体动力学及比尺术语¹⁾

子项	术 语	定 义	符号	单位
3.3.11.1	雷诺数 ²⁾ Reynolds number	惯性力与黏性力的比值 $Re = \frac{Du}{\nu}$ 或 $\frac{Bu}{\nu}$ 见(5.3.1.1)	Re	—
3.3.11.2	弗劳德数 ³⁾ Froude number	惯性力与重力的比值 $Fr = \left[\frac{E}{gD} \right]^{1/2}$ 或 $\left[\frac{E}{gB} \right]^{1/2}$ 见(5.3.1.1)	Fr	—
3.3.11.3	韦伯数 ³⁾ Weber number	惯性力与表面张力的比值 $We = \frac{\rho L v^2}{\sigma^*}$ 式中: v ——速度; σ^* ——表面张力; ρ ——密度; L ——线性尺寸	We	
3.3.11.4	欧拉数 Euler number	压力与惯性力的比值 $Eu = \frac{\Delta p}{\rho v^2}$ 此处 Δp 为压差	Eu	—
3.3.11.5	损失分布系数 Loss distribution coefficient	可换算损失与相对总损失之比	V	—
3.3.11.6	可换算的损失 Relative scalable loss	$\delta = (1 - \eta_h) V$	δ	—
3.3.11.7	不可换算的损失 Relative non-scalable loss	$\delta_{ns} = (1 - \eta_h) - \delta = (1 - \eta_h) \cdot (1 - V)$	δ_{ns}	—
3.3.11.8	总的相对损失 Relative total loss	$1 - \eta_h = \delta + \delta_{ns}$		—
3.3.11.9	水力效率差值 Difference of hydraulic efficiency	在不同雷诺数下,在两水力相似 ⁴⁾ 运行工况点水力效率的差值	$\Delta \eta_h$	—

1) 见 ISO 31-12:1992。
2) 对于径流式水力机械,雷诺数计算公式中的公称直径 D 采用 D_2 。
3) 在其他科学手册中也可以查到这些参数的定义。
4) 见 5.3.1.2。

3.3.12 无量纲术语

机械性能可以由基于 $E=1, D=1$ 和 $\rho=1$ 或 $n=1, D=1$ 和 $\rho=1$ ⁵⁾ 的无量纲术语表示。
无量纲术语相对其他已有术语之间的关系见附录 A。

子项	术 语	定 义	符号	关 系
3.3.12.1	转速因数 Speed factor	$\frac{nD}{E^{0.5}}$	n_{ED}	$= \frac{1}{E_{nD}^{0.5}}$
3.3.12.2	流量因数 Discharge factor	$\frac{Q_1}{D^2 E^{0.5}}$	Q_{ED}	$\frac{Q_{nD}}{E_{nD}^{0.5}}$
3.3.12.3	力矩因数 Torque factor	$\frac{T_m}{\rho_1 D^3 E}$	T_{ED}	$= \frac{T_{nD}}{E_{nD}} = \frac{P_{ED}}{2\pi n_{ED}}$
3.3.12.4	功率因数 ¹⁾ Power factor	$\frac{P_m}{\rho_1 D^2 E^{1.5}}$	P_{ED}	$= Q_{ED} \eta_{hT}$ (水轮机) $= \frac{Q_{ED}}{\eta_{hP}}$ (水泵) $= \frac{P_{nD}}{E_{nD}^{1.5}} = P_{nD} n_{ED}^3$ $= 2\pi n_{ED} T_{ED}$
3.3.12.5	能量系数 Energy coefficient	$\frac{E}{n^2 D^2}$	E_{nD}	$= \frac{1}{n_{ED}^2}$
3.3.12.6	流量系数 Discharge coefficient	$\frac{Q_1}{n D^3}$	Q_{nD}	$= \frac{Q_{ED}}{n_{ED}} = Q_{ED} E_{nD}^{0.5}$
3.3.12.7	力矩系数 Torque coefficient	$\frac{T_m}{\rho_1 n^2 D^5}$	T_{nD}	$= \frac{T_{ED}}{n_{ED}^2} = T_{ED} E_{nD} = \frac{P_{nD}}{2\pi}$
3.3.12.8	功率系数 ¹⁾ Power coefficient	$\frac{P_m}{\rho_1 n^3 D^5}$	P_{nD}	$= E_{nD} Q_{nD} \eta_{hT}$ (水轮机) $= \frac{E_{nD} Q_{nD}}{\eta_{hP}}$ (水泵) $= \frac{P_{ED}}{n_{ED}^3} = P_{ED} E_{nD}^{1.5} = 2\pi T_{nD}$
3.3.12.9	空化系数(托马数) Thoma number	$\frac{NPSE}{E}$	σ	$= \frac{\sigma_{nD}}{E_{nD}} = \sigma_{nD} n_{ED}^2$
3.3.12.10	空化系数 Cavitation coefficient	$\frac{NPSE}{n^2 D^2}$	σ_{nD}	$= \sigma E_{nD} = \frac{\sigma}{n_{ED}^2}$
3.3.12.11	比转速 ²⁾ Specific speed	$\frac{nQ^{0.5}}{E^{0.75}}$	N_{QE}	$= n_{ED} Q_{ED}^{0.5} = \frac{Q_{nD}^{0.5}}{E_{nD}^{0.75}}$
<p>1) 这是基于转轮/叶轮的机械功率定义的,通常在模型上测定。</p> <p>2) 国内习惯, $n_s = \frac{nP^{0.5}}{H^{1.25}}, n_q = \frac{nQ^{0.5}}{H^{0.75}}, n_s$ 单位为 $m \cdot kW, n_q$ 单位为 $m \cdot m^3/s, n$ 单位为 $r/min, P$ 单位为 kW, Q 单位为 m^3/s。</p>				

5) 单位: $H(m); D(m); E(J \cdot kg^{-1}); n(s^{-1}); \rho(kg \cdot m^{-3}); T(N \cdot m); P(W); Q(m^3 \cdot s^{-1})$ 。

3.3.13 与脉动量有关的无量纲术语

对于测量的脉动量的表达和分析公式,建议使用 GB/T 15613.3—2008 中 5.1~5.4 所定义的无量纲术语。它们由带有机械部件名称和单位值为角标的测量值的符号构成。例如 $T_{G,ED}$ 定义为导叶力矩因数,即基于机械的水力比能和公称直径得出的作用在导叶上的力矩。用于定义测量的符号如下:

- 测量量
 F ——力;
 M ——力矩;
 p ——压力;
 T ——转矩。
- 机械部件的角标代号是:
 B ——转轮叶片;
 D ——水斗式水轮机折向器;
 G ——导叶;
 N ——水斗式水轮机的喷针。
- 力和力矩分量的角标代号是:
 a ——轴向;
 r ——径向;
 x, y, z ——与机械有关的坐标轴。

下表列出了与振动量有关的无量纲术语。

子项	术 语	定 义	符 号
3.3.13.1	力矩因数 Torque factor	$T_{ED} = \frac{T}{\rho D^3 E}$	T_{ED}
3.3.13.2	力因数 Force factor	$F_{ED} = \frac{F}{\rho D^2 E}$	F_{ED}
3.3.13.3	力矩系数 Torque coefficient	$T_{nD} = \frac{T}{\rho n^2 D^5}$	T_{nD}
3.3.13.4	力系数 Force coefficient	$F_{nD} = \frac{F}{\rho n^2 D^4}$	F_{nD}
3.3.13.5	相对压力脉动 Factor of pressure fluctuation	$\tilde{p}_E = \frac{\tilde{p}}{\rho E}$	\tilde{p}_E

3.3.14 单位参数

子项	术 语	定 义	符 号
3.3.14.1	单位转速 Unit speed	$n_{11} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}}$	n_{11}
3.3.14.2	单位流量 Unit discharge	$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}}$	Q_{11}
3.3.14.3	单位功率 Unit power	$P_{11} = \frac{P}{D^2 \cdot H^{3/2}}$	P_{11}

计算单位参数时,单位转速 n_{11} 单位为 r/min,单位流量 Q_{11} 单位为 m^3/s ,单位功率 P_{11} 单位为 kW,转速 n 单位为 r/min,水轮机转轮公称直径 D 单位为 m,水头 H 单位为 m,流量 Q 单位为 m^3/s ,功率 P 单位为 kW。

4 水力性能保证值的性质和范围

4.1 概述

4.1.1 设计数据及商定值

需方必须对基于保证值的如基准断面、水位、水力比能(见 3.3.6.2)、水力比能损失等规定数据负责。需方还必须负责对机械的管道、电气和机械部分相互作用方面进行协调。

需方应向机械供方提供下列精确并足够详细的数据:

- 水库的水位运行范围;
- 从进口至出口水管的每一部分水力损失;
- 包括阀门和闸门与水力机械相连接的水力管道的设计图纸;
- 管道中与流态相关的情况,例如管道的模型试验结果;
- 对于现有机械的修复改造,要特别注意现有机械的限制条件(例如开度等)。

应注意模型进出口的流态条件(见 5.1.2.4 和 5.1.3.3)。多数情况下,模型范围应稍超过高压和低压基准断面。模型试验应包括这些断面以符合本部分的要求。如果对原型条件已有理由认为其水力管道的总的流态不能完全在模型上再现时,合同中应规定采取的步骤,这其中包括规定模型水力通道的范围。在有些情况下,所采用条件的有效性必须由需方在模型试验之前通过电站的局部模型试验进行验证。

4.1.2 水力性能保证值的定义

原型水力机械,合同中应至少保证包括功率、流量和/或比能、效率、最大暂态飞逸转速、最大/最小暂态压力和最大稳态飞逸转速(对于水泵为反向飞逸)以及与空化相关的保证。

对于水泵,保证范围还可能包括最大比能(扬程)和零流量功率。零流量功率指叶轮在规定转速下在水或空气中旋转所消耗的功率。

保证值也可以对一个或各个运行点给出(见 4.2.2)。这些点可归结成机械的性能曲线,通常由供方提供。在有些情况下(如小水轮机),提供一个表就足够了。

根据目前技术水平,可对原型的一些保证值通过模型试验验证(见 4.2),另一些则不能通过模型试验验证(见 4.3)。然而,通过模型获得的辅助性能数据可作为预测原型运行的指导(见 4.4)。

4.1.3 相关量的保证

建议合同对相关量不应要求多于一种的保证,例如,对于可调节水轮机工况,可对效率相对流量或效率相对功率做出保证,但不能两者都保证。

4.1.4 保证格式

试验模型的原型性能是否能被接受,可以采用下列两种保证格式的一种:

- a) 在考虑了比尺效应后,由模型试验结果计算原型水力性能的保证值。对于反击式水轮机,根据 GB/T 15613.2—2008 第 11 章考虑比尺效应。对于冲击式水轮机,若在合同中已同意,可按附录 K 考虑比尺效应。
- b) 相对某一雷诺数下的模型水力性能的保证值,这须在合同中做出规定(雷诺数、弗劳德数以及冲击式水轮机的韦伯数)。

对于任一情况,必须满足 5.3.1 规定的模拟条件。

4.2 通过模型试验验证的主要水力性能的保证值

4.2.1 各种类型机械的保证量

通过模型试验验证原型或模型主要水力性能保证值的详细叙述见下面的 4.2.1.1~4.2.1.5。

4.2.1.1 功率

术语“功率”通常指转轮/叶轮的机械功率(见 3.3.8.3)。对于原型,当保证机械的机械功率时(见 3.3.8.2),机械功率损失就必须进行考虑(见 3.3.8.4)。

4.2.1.2 流量和/或比能

这是指机械在规定比能运行时基准断面处的流量(见 3.3.4.4)或指机械在规定流量下获得的比能。

4.2.1.3 效率

除非另有规定,否则术语“效率”是指水力效率(见 3.3.9.1)。当保证原型效率时(见 3.3.9.3),机械功率损失(见 3.3.8.4)或机械效率(见 3.3.9.2)必须给予考虑。

对于反击式水轮机,在最优点附近,由于雷诺数比尺效应引起的模型和原型效率间的关系,在 GB/T 15613.2—2008 第 11 章中已有很好解释。目前接受的换算方法是將此关系应用到整个效率保证范围内(见附录 F),然而,应承认在远离最优点处换算的可靠性较最优工况附近处要下降。

4.2.1.4 稳态飞逸转速和/或流量

最大稳态飞逸转速(见 3.3.4.12)或水泵工况反向飞逸转速的保证是必需的,在飞逸条件下最大流量的辅助保证也是需要的。

水轮机运行时,空载流量应为飞逸特性曲线的一部分(见 GB/T 15613.2—2008 图 31)。

4.2.1.5 空化对水力性能的影响

对于水力性能的保证,合同中应清楚地陈述水力条件(比能和净正吸入比能)。

原型水力性能的保证应包括空化的影响。根据目前工程经验,此种影响可以依据 5.3.1.5.1、5.3.3.3.6、GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.3.7 和 11.3.2,通过模型试验决定。

考虑雷诺数的效率比尺换算的应用需根据 GB/T 15613.2—2008 中 11.2.4.2 规定的 σ 值限制范围内。如果 σ_{pL} 落在这个范围之外,合同中应另有规定。

在有些情况下,合同在空化规定方面可能包含一些附加条款,作为判据选择的空化系数(σ_d)值应低于电站空化系数 σ_{pl} 使有一安全裕量(见 GB/T 15613.2—2008 中的 13.5),合同中应对判据和安全裕量做出规定。

4.2.2 各类型水轮机的特有规定

4.2.2.1 可调节水轮机(见 GB/T 15613.2—2008 中的 13.3.1)

功率:应在一个或多个比能下达到;

流量:应在一个或多个比能下达到;

效率:需在一个或多个如下比能下需要保证如下:

- 一个或多个规定的功率或流量处,或
- 整个规定的功率或流量范围内加权平均效率,或
- 整个规定的功率或流量范围内算术平均效率⁶⁾。

飞逸转速:当运行在最大或任何规定的比能下,稳态飞逸转速值没有被超过。

在双调节水轮机情况下,也应指明保证值是指导叶开度和转轮叶片安放角间关系保持最优(协联)或/和最大飞逸转速发生在最坏的非协联条件。

空化:在一个或多个比能,流量或功率下做出如 4.2.1.5 所示的保证值可能是需要的,通常对应于最小的 σ_{pL} 值。

4.2.2.2 不可调节水轮机(见 GB/T 15613.2—2008 中的 13.3.2)

功率:在整个规定的比能范围内功率需达到值或不能超过的值⁷⁾。

流量:在整个规定的比能范围内,流量达到和/或没有超过,该值通常由相应的功率保证值代替。

效率:需保证的值如下:

- 在一个或多个比能下,或
- 在规定的比能范围内的加权平均效率,或
- 在规定的比能范围内的算术平均效率⁸⁾。

6) 加权或算术平均效率和一系列单个效率不能同时做出保证。

7) 相应于规定比能条件下的功率的合同限制,见 GB/T 15613.2—2008 中的 13.3.2。

8) 加权或算术平均效率和一系列单个效率不能同时做出保证。

飞逸转速:当机械运行在最大比能下,稳态飞逸转速值没有被超过。

空化:如 1.4.2.15 所示,一个或多个比能下作出保证可能是需要的,通常相应于最小的 σ_{pl} 值。

4.2.2.3 不可调节/可调节水泵(见 GB/T 15613.2—2008 中的 13.3.3)

功率:在整个规定的比能或流量范围内,功率没有被超过。

流量和/或比能:在比能规定范围内的流量或规定流量范围内的比能,包括达到值和/或不能超过值。

效率:在如下一个或多个比能或流量下的保证值是必要的:

- 在一个或多个比能或流量下,或
- 在整个规定比能或流量范围内的加权平均效率,或
- 在整个规定比能或流量范围内的算术平均效率¹。

飞逸转速:当水泵运行在最大比能下,最大稳态反向飞逸转速没有被超过的保证值。

在双调节机械情况下,应明确保证值是在导叶开度和转轮叶片安效角保持最优(协联)或/和最坏的非协联情况下的最大飞逸转速。

空化:如 4.2.1.5 所示,一个或多个比能,流量或功率下的保证值可能是必要的,通常相应于最小的 σ_{pl} 值。

4.3 模型试验不能验证的保证值

下列保证值不能通过模型试验验证。

4.3.1 空蚀的保证

空蚀量只在原型上保证。原型上这一保证值的评价将依据 GB/T 15469.1 和 GB/T 15469.2 的建议进行。

模型试验中通过可视观察可以发现一些空蚀的潜在区域(见 5.3.3.3.6)。

4.3.2 最大瞬态超速和最大瞬态压力上升的保证值

瞬态超速(包括瞬态飞逸转速)和压力上升主要取决于水管道的几何尺寸(钢管长度、调压井等)、机组旋转部件的惯性和导叶的操作规律。因此它们不能由模型上的动态试验直接决定,因为模型试验既不能再现应用管道的所有范围、机组的惯性,也不能再现调速器的特性。然而,经转换到原型的稳态模型试验数据可以为之提供数值,这些数值可使瞬态现象的计算具有足够精度。

4.3.3 噪声和振动的保证值

通过模型试验确定原型的噪声和振动超出了本部分的范围。本部分仅作为评价上述现象的水力原因的辅助手段(例如,通过分析压力脉动或其他动态负荷)。

4.4 辅助性能数据

可以从模型试验中获得辅助数据并可以作为预测原型运行的指导:

- a) 压力脉动见 GB/T 15613.3—2008 中的 5.1;
- b) 轴力矩波动见 GB/T 15613.3—2008 中的 5.2;
- c) 水推力,包括轴向力和径向力 GB/T 15613.3—2008 中的 5.3;
- d) 在整个运行范围内,导叶和可调节转轮/叶轮的水力矩,或作用在喷针和折向器上的水作用力;
- e) 包括泵的叶轮在水或空气中旋转,零流量(断流)时的功率和比能在内的四象限运行特性 GB/T 15613.3—2008 中的 5.5;
- f) 与原型指数试验有关的差压测量 GB/T 15613.3—2008 中的 5.6;
- g) 双调节机械情况下,最优性能协联关系(导叶和转轮/叶轮叶片开度的关系)GB/T 15613.2—2008 第 11 章也可以规定以确定其他辅助性能数据,例如机械不同部件处的速度或压力分布。

5 试验的执行

5.1 对试验台和模型的要求

5.1.1 试验室的选择

任何一个在总体布置、仪器数量和功能方面能满足本部分的都被认为是适合的,有时选择一个中立

试验室是合适的,特别是对不同制造厂的模型进行比较试验时。

5.1.2 试验台

5.1.2.1 试验管路的一般特性

当模型出现空化现象的时候,试验管路其他部位不应发生影响设备稳定或其满意运行或模型性能测量的情况。

模型试验中由于空化导致的汽泡不应影响测量仪器的性能,特别是流量和压力测量装置。

在流量测量仪器和模型之间,试验管路应设计成不漏水或不让额外水进入的状态,该情况应易于验证。

5.1.2.2 试验台的能力

试验台能力(例如功率、压力、比能、流量和 $NPSE$)应适合于模型尺寸最小值和满足 5.3.2.2 中的试验条件。

试验的运行应是稳定和稳态的而没有振动或波动效应(见 5.3.2.3)。

5.1.2.3 水的条件

试验用水应是洁净、清澈的,无可能影响到像黏度和汽化压力等特性的任何固体悬浮物和化学物质,试验前应尽可能排除自由气体和汽泡。

试验时应记录试验台用水中的气体含量(见 5.3.1.6.2),包括存在和溶于水的气体,这在考虑空化试验结果的重复性和以比较为目的时尤为重要。应在接近于模型的进口处测量(见 5.5.3.2)。

封闭管路的经验表明,水中溶解的空气可以产生核,核的含量在迁移着的空化中扮演了主要角色⁹⁾。它明显地影响了空化行为和最终空化特性(见 5.3.1.5、5.3.1.6.2、GB/T 15613.2—2008 图 47 和图 48)。

应考虑通过使用合适的比能和/或核注入等试验以考虑空化相似。

原则上水温不应超过 35℃,并且在试验期间不应有显著的变化(例如每天 5℃)。水温和仪器的环境温度间应该避免大的差别,因为它们可能影响测量精度。

5.1.2.4 由试验台给定的流动条件

在模型进口,试验设备应确保水力条件有利于远离涡带、不该有的湍流和不稳定流。

在模型出口,流态不应受到试验台的布置或结构的影响。

5.1.2.5 测量仪器

决定主要参数的测量设备应满足本部分规定的条件。

每一个仪器被国家或国际标准认可的可追溯性应得到保证。所有仪器应进行原位标定,特别是流量和力矩测量仪器。

为了便于验证,测量仪器独立于数采系统的直接读数应是可能的。

5.1.3 模型要求

5.1.3.1 模型尺寸

5.3.2.2 中确定了模型尺寸的最小值。

正常地,模型不能小于上述值且应尽可能地大,对于与主要水力性能保证值相关的所有试验和空化的影响试验应使用同一模型(见 4.2)。比较模型试验应在相同尺寸的模型上完成。

5.1.3.2 模型的布置和结构设计

模型的布置和结构设计应满足试验规定的项目。下列内容应给予仔细考虑:

- 通过适当的设计和材料的选择,在选定的试验水头下,应使由于负荷作用引起的变形最小;
- 结构中需要改变不同几何形状的部件(例如转轮/叶轮、导叶、喷嘴)应能保持在同一位置下重复使用;

9) 核是指半径小于 50 μm 的小气体或汽泡,迁移着的空化必须有汽泡随水流的运动。在混流式水轮机的出口,迁移着的空化是一种典型的现象(见附录 P 参考文献[1])。

- 轴承系统,轴和转动部件应有足够的刚度,以避免在正常试验时碰到迷宫环;
 - 建议流道是水力光滑表面。
- 此外对表面条件有一个总的要求,为了避免局部脱流,应特别注意联接部位的匹配:
- 应选择可避免氧化和电化学腐蚀的材料,在实验期间,过流表面应保持良好的状态;
 - 为了流道的易于清理或修复,模型应分成几个部件;
 - 为了观察转轮/叶轮和尾水管邻近部分的流态(多级泵的低压级),应有一个透明的锥管或观察窗;
 - 当进行比较模型试验时,若轴密封和轴承是模型中的一部分(例如多级机),则应对这些部件采用相同设计;
 - 在同一模型上进行不同叶轮/转轮的比较试验时,所有转轮/叶轮应具有同一间隙;
 - 当进行辅助特性试验时(例如压力脉动,导叶水力矩,速度分布),模型应该易于安装和检查相应的测量设备;
 - 如果出现任何不模拟条件(例如转轮下环/上冠厚度、间隙设计等的不同),要对不同之处进行分析说明并且应取得互相认可。

5.1.3.3 模型范围

基准断面位置和模型上包括的从进口到出口的水力通道范围应在合同中明确规定(至少是高压至低压基准断面之间部分,见图1和GB/T 15613.2—2008中图20的示例)。

影响原型性能的所有水力通道,例如进出流条件应尽可能地包括在模型中。

特别是对于低比能水轮机,建议模型范围是从原型进口至尾水管出口。

模拟上下游的闸门槽是不必要的,除非它们被设置在机械的测量或基准断面之间,这些部件对机械水力性能影响情况可以从模型验收试验以外的另外试验中获得。

5.1.3.4 模型和原型的几何相似

5.1.3.4.1 总的要求

从模型试验决定原型性能的一个基本要求乃是模型和原型间必须几何模拟,因此有必要比较两个机械的几何尺寸和所有与水流接触部件的表面粗糙度。

模型和原型间的几何模拟可以根据5.2检查。

除非有另外规定,模型都应与原型的过流部分是几何模拟的且在5.1.3.3中所定义的限值范围内,这里还应包括对性能有一些影响的细节。然而,在个别情况下,由于相似上的一些较小偏差是不可避免的,那么不管是否需要结果进行修正,都应该对此进行商定。

在对模型和原型都进行验收试验的情况下,如果可能,应采用同一测量断面。

对于模型比较试验,所有模型水轮机都应有相同的旋转方向。

5.1.3.4.2 多级机械

正常情况下,模型试验应该与原型具有相同数目的级数。

对于四级或更多级的原型,在个别情况下,模型试验可以在减少的级数上进行,例如对于四级的原型可以采用三级模型试验。

5.1.3.4.3 迷宫密封和轴向力平压措施

由于结构上的原因,不可能或不可能期望(特别在大的缩比情况下)模型和原型间的轴和转轮/叶轮密封间隙和轴向力平压措施方面也几何相似或水力等效。在这种情况下,模型和原型间的漏水损失和轴向力系数是不同的。这种差别可以忽略也可准确估计以计算出原型的水力效率或轴向力。

试验前应关心监视和测量漏水量 q' (见图6)并在确定机械性能时是否予以考虑应达成一致意见。

5.2 模型和原型尺寸的检查

参照GB/T 10969水轮机通流部件技术条件执行。

5.3 水力相似、试验条件和试验程序

5.3.1 水力相似

5.3.1.1 理论基本要求和模拟数

理论上,为了获得两个水轮机 A 和 B 的水力相似(这里 A 代表模型,B 代表原型),下述条件应该满足:

- a) 机械 A 和机械 B 应几何模拟;
- b) 作用在每一个机械上的流体和部件间各种力有确定的比率。

这些比率由无量纲术语确定,并由相似数识别。

本部分中,主要的相似数如表 2 所述。

表 2 相似数

相似数(符号)	力的比值	总的定义	本部分使用的定义
雷诺数(Re)	惯性力/黏性力	$\frac{v_c \cdot L_c}{\nu}$	见 3.3.11.1
欧拉数(Eu)	压力/惯性力	$\frac{\Delta p_c}{\rho \cdot v_c^2}$	见 3.3.11.4
空化系数(托马数)(σ)		$\frac{NPSE}{E}$	见 3.3.6.6
弗劳德数(Fr)	惯性力/重力	$\frac{v_c}{(gL_c)^{1/2}}$	见 3.3.11.2
韦伯数(We)	惯性力/表面张力	$\frac{\rho \cdot L_c \cdot v_c^2}{\sigma^*}$	见 3.3.11.3
L_c ——特征长度; v_c ——特征速度; Δp_c ——特征差压值; σ^* ——流体的表面张力。			

通常,不可能选择同时满足各种相似数的试验条件。因此,所考虑的相似条件应该是对结果有最大影响的一种。

在多数模型试验中,不可能获得相应于原型的相似数。因此,当将这些结果转换到原型条件时,必须对模型试验结果进行修正。如果模型性能数据的雷诺数与规定雷诺数不同,也要进行这种修正。

5.3.1.2 本部分中采用的水力相似条件

从上述基本要求中可知,若下述条件被满足,可以使两台机械 A 和机械 B 在水力相似运行条件下运行:

- a) 5.1.3.4 和 5.2 中规定的 A 和 B 几何相似要求被满足;
- b) 两台机械在任何相似点的相应速度矢量的比值是确定的,转轮/叶轮相应的速度三角形几何相似(由其绝对速度、圆周速度和相对速度组成)。

由此,在相应的运行工况点,两台机械有确定的流量,比能和空化系数(见 3.3.12);

相同的流量系数 $(Q_{nD})_A = (Q_{nD})_B$

和相同的能量系数 $(E_{nD})_A = (E_{nD})_B$

和相同的空化系数 $(\sigma_{nD})_A = (\sigma_{nD})_B$

或确定的流量因数和转速因数及空化系数(见 3.3.12)

相同的流量因数 $(Q_{ED})_A = (Q_{ED})_B$

和相同的转速因数 $(n_{ED})_A = (n_{ED})_B$

和相同的空化系数 $\sigma_A = \sigma_B$

这些系数和因数的相等表征了两台机械的水力模拟,这在根据第 4 章所保证或规定的“水力”特征和/或数据方面是很重要的。

其他在“机械”方面为很重要的相似条件(例如流体弹性等)不包括在本部分中。

5.3.1.3 不同类型模型试验的相似性要求

表 3 给出了原型及其相关模型相似条件的概述。

为了使模型和原型达到水力相似,不管进行何种形式的试验,至少流量、比能或转速及空化(如果空化可能有影响的话)应完全满足 5.3.1.2 中的 b)项。

以下条款 5.3.1.4、5.3.1.5 和 5.3.1.6 给出了本部分中包括的各种相似条件的影响。

表 3 各种类型模型试验的相似性要求

反击式水轮机	
试验类型	需遵守的相似条件和建议
能量试验	空化对比能、效率和功率所引起的可能影响应在空化试验中对所选定的工况点(变化 σ)进行校核,这与商定在 $\sigma_M = \sigma_{pl}$ 或 $\sigma_M > \sigma_{pl}$ 下进行此试验是两回事。
	效率、功率: 在保证范围内应考虑 Re 影响(见 5.3.1.4.1),因为通常 $Re_M < Re_P$,故对效率和功率应予修正,见 GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.4。
	流量、比能: 这里设想 Re 及 Fr 对其无影响。
空化试验	应考虑 Fr 、 Re 及水质的影响(见 5.3.1.6),若 $Fr_M \neq Fr_P$,至少应遵守 $\sigma_M = \sigma_{pl}$ (见 5.3.1.5)。
飞逸试验	这里设想 Re 及 Fr 对其无影响。空化的影响应予考虑。
四象限试验及辅助性能试验	这里设想 Re 及 Fr 对其无影响。在某些运行范围及有些情况下,空化的影响应予考虑。
冲击式水轮机	
试验类型	需遵守的相似条件和建议
能量试验	对能量试验,推荐遵照 Fr 相似准则(见 5.3.1.5.2)。
	效率、功率: Fr 、 We 和 Re 数的影响按 GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.4 及附录 K 考虑。
	流量、比能 这里设想 Fr 、 We 和 Re 数和空化对其无影响。
空化试验	通常不进行。
飞逸试验	这里设想仅需考虑 Fr 相似准则。
辅助性能试验	这里设想 Fr 、 We 和 Re 数和空化对其无影响。
注:这里设想存在一 σ 的下限值,低于此值,雷诺数的影响可以不再考虑,这是由于此时两相流的影响是起决定作用的。	

5.3.1.4 雷诺数相似

5.3.1.4.1 反击式机械

若水流处于水力光滑区,则摩擦损失主要由雷诺数决定,因为按公称直径(或一个部件的特征长度)的模型雷诺数通常比原型雷诺数小,摩擦损失和总损失的比值,也是模型比原型的相应比值要大。因此,在多数情况下,模型效率总是比原型效率低一些。

所以,在保证工况范围内,摩擦损失与总损失的比值是很重要的,当基准的雷诺数不同于测试时的雷诺数时,需要改正模型的效率和功率因数或系数,例如,将模型结果按比例增加到原型条件(见 GB/T 15613.2—2008 中的 11.8)。

不考虑雷诺数的影响之处为:

- 在保证效率范围内,如果空化的影响使效率下降大于 0.5% 按 GB/T 15613.2—2008 中的 11.8.2.4.2 执行;
- 超出保证范围,例如,在偏离设计工况很远处,此外摩擦损失与总损失的比值很小。例如,适用于下列情况:
 - 飞逸工况;
 - 水泵关闭工况;
 - 水泵水轮机四象限运行(在保证运行范围之内者除外)。

5.3.1.4.2 冲击式水轮机

雷诺数对水力效率的影响参见附录 K 和 GB/T 15613.2—2008 中的 11.8.2.4。

5.3.1.5 弗劳德数相似和空化试验

出现下述试验情况时,模型试验中应满足弗劳德数相似:

- 双相流(如,转轮叶片上大片产生空化的区域、尾水管涡流区或在空气中有排水、溅水的水斗式水轮机的机壳内部);
- 具有自由水面的流动(如有可能出现自由涡的水泵进口)。

在电站条件下,当性能受到转轮/叶轮叶片内的空化水流或尾水管内出现空化旋涡时,弗劳德数对冲击式水轮机和低比能的反击式水轮机的影响尤为重要。

空化试验时,整个转轮/叶轮尺寸的最高点和最低点间垂直距离相对于电站水轮机/水泵的水头(扬程)很显著时,应考虑弗劳德数相似的应用,低比能运行的大型卧轴机械就是这种情况。

5.3.1.5.1 反击式水轮机的空化试验

a) 空化基准面 z_c

空化基准面 z_c 应对应空化发生的位置来选择,这会导致空化基准面 z_c (见 3.3.7.7) 与在 3.3.7.6 中定义的机械基准面 z_r 不同,因为发生最大空化的位置不一定在 z_r 处。机械安装高程的水位 z_r 和 z_c 的几何关系见图 8。下面公式给出了适用于模型和原型对应的 σ 值之间的关系。国内工程实践中,通常空化基准面 z_c 简化为导叶中心线。

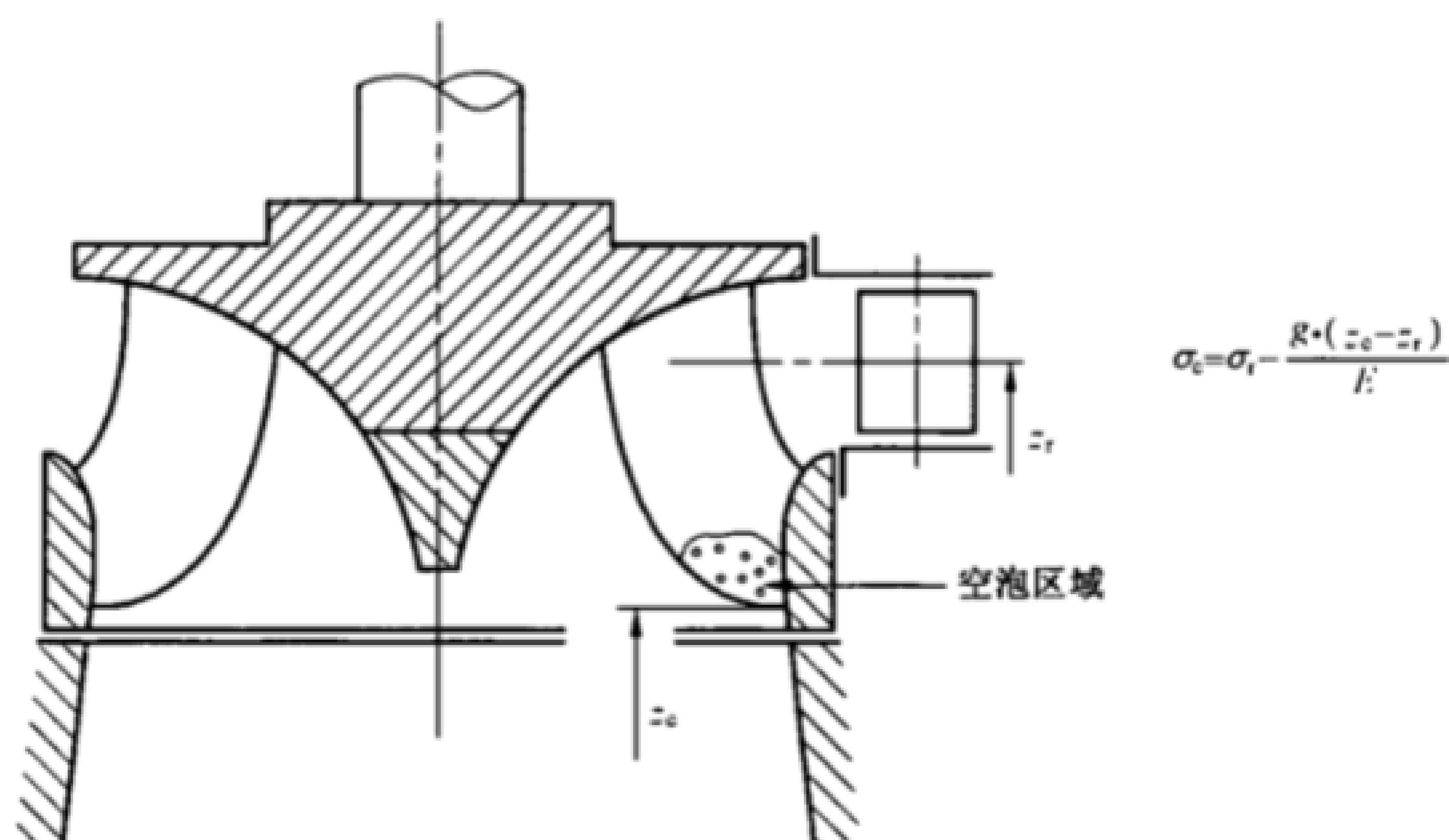


图 8 混流式水轮机基准面 z_r 空化基准面 z_c 间的关系

b) 应用弗劳德数相似的空化试验

除非合同中另有规定,空化试验可以在大尺寸模型上用具有与原型相同的主轴型式(竖轴式或卧轴式),且在弗劳德数相似要求的比能下进行。

由此,模型与原型各相应高程处具有相同的空化系数,在图 8 和图 9 中采用了相应的空化基准面 z_c 。

c) 不完全应用弗劳德数的空化试验

如相对电站水轮机/水泵的水头而言,原型的尺寸不占很大比例时,模型试验时采用 σ_{pl} 便能使模型

与原型空化模态达到足够相似。然而,模型与原型间采用相应的空化基准面 z_c 是十分重要的。

当弗劳德数相似导致模型尺寸过大或比 5.3.2.2 中的比能最小值还要小时,就不能应用弗劳德数相似条件。

不应用弗劳德数相似的各种情况下,在模型和原型的各相应高程处不能同时获得相同的空化系数 σ ,建议在试验前相互同意的情况下,采用对应的基准高程 z_{cP} 和 z_{cM} (遵守空化系数相等, $\sigma_{cP} = \sigma_{cM}$) (见图 9)。

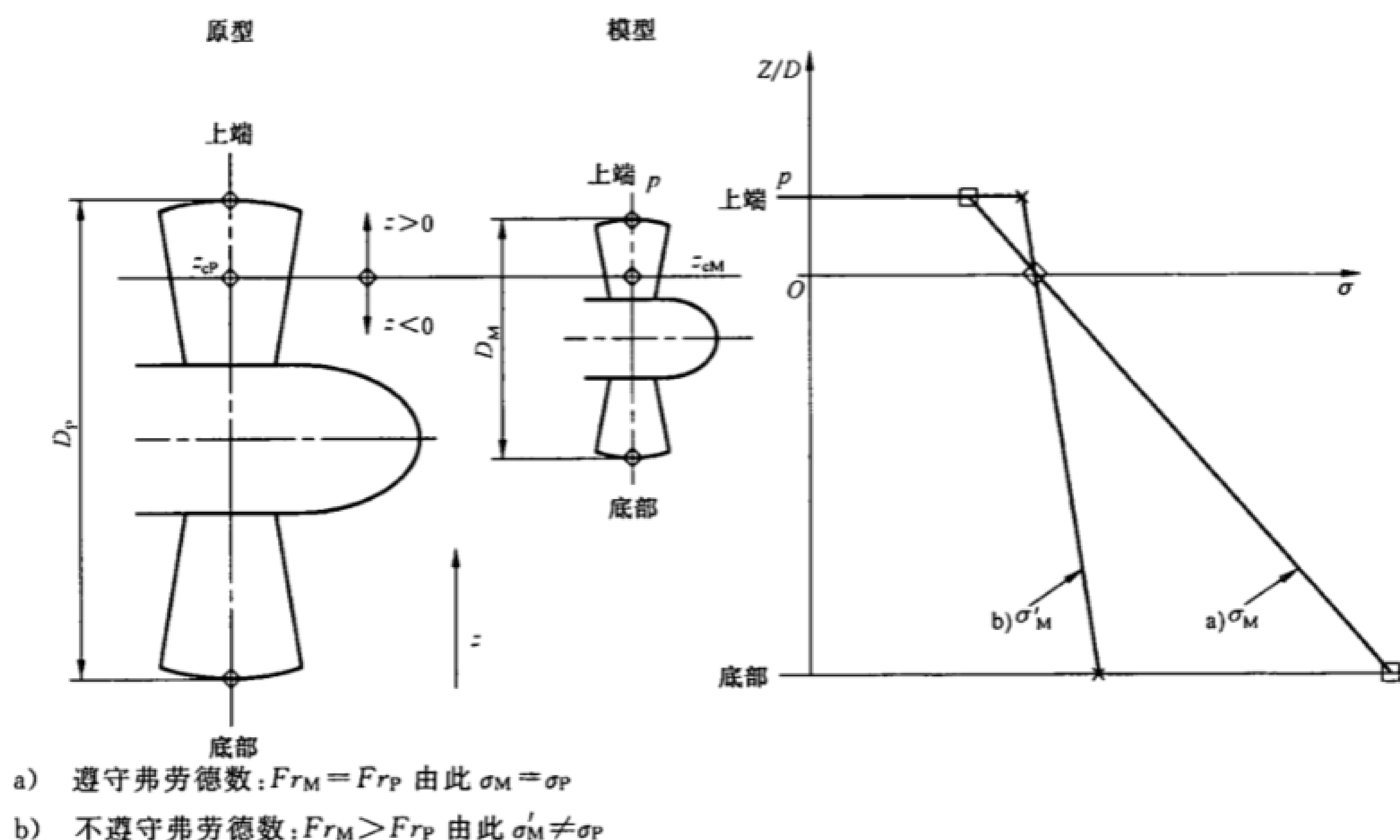


图 9 z 高程处原型与模型间的 σ 值

卧轴机组模型与原型最高点与最低点之间的关系见图 9, 如下:

$$\sigma_{\text{底部}} = \sigma_c - \frac{g \cdot (z_{\text{底部}} - z_c)}{E} = \sigma_c - \frac{g \cdot Z_{\text{底部}}}{E}$$

$$\sigma_{\text{上端}} = \sigma_c - \frac{g \cdot (z_{\text{上端}} - z_c)}{E} = \sigma_c - \frac{g \cdot Z_{\text{上端}}}{E}$$

若遵守弗劳德数条件, 即 $Fr_M = Fr_P$, 则其相对应高程处

$$\frac{g \cdot (z - z_c)}{E} \quad \text{或} \quad \frac{g \cdot Z}{E}$$

的比值对于模型和原型都是相等, 由此 σ 值也是相等的。

若弗劳德数在模型和原型间不能遵守, 即 $Fr_M \neq Fr_P$, 则其相对应的高程处 $z \neq z_c$, $\sigma_P - \sigma'_M$ 之间的差值为¹⁰⁾:

$$\sigma_P - \sigma'_M = g \left[\frac{(z - z_c)_M}{E_M} - \frac{(z - z_c)_P}{E_P} \right]$$

在空化试验时, 当弗劳德相似准则不能满足时。其净正吸入比能或其空化系数必须调整以覆盖合同中所规定的各种条件(尾水位的变化), 并在最小的 σ_{Pl} 和合同规定的值如 σ_d 之间有安全裕量(见 3.3.6.10), 以考虑如图 9 中所示的 $\sigma_P - \sigma'_M$ 差值。

在有些情况下, 可采用的空化基准面可多于一个, 如在大型卧轴贯流式水轮机时, 其性能特性可以在空化系数相对于位于转轮上端的 $0.2D$ 处, 或相对于转轮上端处, 或相对于转轮轮毂处进行测量, 双

10) 当水力比能 E_M 比弗劳德数条件所要求的大时, 即 $(z - z_c)_M / E_M < (z - z_c)_P / E_P$, 对所有空化基准面之上的相似高程则有 $\sigma'_M > \sigma_P$ (模型的空化条件好于原型)。对所有相似高程在所选择的空化基准面之下, 则相反。

方应予商定以形成可依据的试验程序和形成对试验结果的随后解释。

d) 水泵水轮机的空化试验

对水泵水轮机,原则上对水轮机工况和水泵工况应采用 3.3.6.6 或 3.3.6.7 定义的相同的空化系数。

5.3.1.5.2 冲击式水轮机性能试验

由于冲击式水轮机机壳中存在两相流,使得冲击式(即水斗式)水轮机的效率受弗劳德数影响强烈。因此,建议在冲击式水轮机的模型试验中,选择适合于弗劳德数相似的比能。

5.3.1.6 其他相似条件

5.3.1.6.1 韦伯数

虽然本部分中未考虑任何有关韦伯数的影响(附录 K 除外),但是应该说明的是,韦伯数对于发生在冲击式水轮机机壳中的两相流来说非常重要。韦伯数决定水滴的扩散度,并对风损和/或射流干扰有影响。

通常对于冲击式水轮机模型试验来说不可能同时对弗劳德数和韦伯数相似进行模拟。弗劳德数相似在大多数情况下可以满足,因为弗劳德数相似的影响比韦伯数相似更占主导作用,因此在大多数情况下保证弗劳德数相似。

5.3.1.6.2 空化核含量对空化形态和性能的影响

根据研究资料(见附录 P 参考文献[1]和[3]),水中的核(不可见的空气或气泡,半径小于 50 μm)含量对空泡的可视程度和得出的空化特性影响很大。

目前,无法确定所需核含量和溶解气体含量的最低值,因为相关参数,例如:机械型式、比能等的影响尚未得到满意的结论。

核含量的测量见 5.5.3.2。空化从出现到能够被观测到取决于空化的型式,它是与机械型式相关联的。特别对于中高比转速的混流式水轮机转轮空化试验而言(σ -变化),空化通常发生在转轮出口处,其重要之处是水中含有足量的核,以便它们能在局部压力等于汽化压力的区域内成长。

原型测量表明通常水中含有足量的核,只要出现汽化压力,则空化可以在转轮/叶轮的任何区域发生。

然而,对于有封闭管道的试验装置来说,在空化试验时,由于从水中排气的影响,核的数量和尺寸都相对减小。结果导致在规定的 σ 值(例如 σ -电站)下,在低压区核含量不足,使可视的空化减少。

因此,就空化而言,若模型水中核含量能够确保只要局部压力等于或小于汽化压力的模型所有区域内均能使空化发展,就认为模型的水质与原型的水质相似。这意味着,在这种条件下,由于空化的影响所发生可视空化的区域范围和最终引起的效率下降可以不再受不同试验条件的影响。这可以通过从转轮/叶轮上游向水中注入核以改变其含量或通过提高试验比能来检验,当然这样违背了弗劳德数相似。

5.3.2 试验条件

5.3.2.1 试验条件的确定

不同类型试验的试验条件基于如下进行选择:

- 试验台的试验能力及其测试仪表;
- 模型装置的尺寸大小及其结构设计;
- 保证和/或规定的运行范围。

能量和空化试验采用同一模型。

对原型已给出保证值或规定数据,则模型试验所要求的参数可根据水力相似计算而得(见 5.3.1.2 中的 b)项)。

有必要对以下几个方面进行考虑。

- 满足表 4 中允许的最小值;
- 模型设计中有关机械方面的限制条件应予检查;
- 由于试验台设计和运行以及可采用仪器方面的限制应予考虑。

用来作对比试验的模型应该是有相同尺寸,而且应该在相近的雷诺数条件下进行试验(见 5.1.3.2)。

进行能量试验时,为减少测量的相对误差,有时推荐选择高于最小值的比能进行试验以获得较高的

雷诺数(冲击式水轮机为弗劳德数)使之更接近于原型值。

不必要求空化模型试验的比能与原型的值相同,不过,通常不希望在十分低的比能的情况下进行试验,因为在低压区中试验由于有含气量析出的危险会降低测量的精确度。

根据以上条件,模型参数的绝对值范围,即各种试验的试验条件可由以下定出:

- 速度或水力比能;
- 流量;
- 功率和/或转矩;
- 净正吸入比能(对于反击式水轮机)。

5.3.2.2 模型尺寸的最小值和应满足的试验条件

为了在模型和原型之中得到较好的水力相似,除了模型和原型几何相似和模型和原型表面粗糙度按 5.1.3.4 和 5.2 中的规定外,应限定模型尺寸最小值,雷诺数及比能并列于表 4。

满足这些最小值的目的在于:

- 采用正常的制造工艺可保证所需的尺寸精度。
 - 可获得足够测量精度的试验结果。不需考虑其他试验条件是否可接受(例如由于空化试验时空气和气体分离)。
 - 由于采用合适的雷诺数和弗劳德数进行试验,可减少原型与模型间的比尺影响。
- 不同的最小值彼此是独立的,并且都应该满足的,通常,模型应尽可能大,但绝不应比规定的值小。

表 4 模型尺寸最小值及试验参数

参 数	机 械 型 式			
	径流式(混流式)	斜流式(斜流式)	轴流式(轴流转桨式和灯泡式)	冲击式(水斗式)
雷诺数 $Re(-)$	4×10^6	4×10^6	4×10^6	2×10^6
单位比能(每级) $E/(J \cdot kg^{-1})^{1)}$	100	50	$30^{2)}$	500
公称直径 D/m	$0.25^{3)}$	0.30	0.30
水斗宽度 B/m	0.08
<div>1) 在遵守弗劳德数相似条件下进行空化试验,所选的比能值可导致雷诺数低于规定值。</div> <div>2) 若 $D \geq 0.4\text{ m}$, 则 $E_{\min} = 20\text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$。</div> <div>3) 对于径流式水力机械,公称直径 D 为 D_2。对低比速水泵和水泵水轮机若其外径等于或大于 0.5 m 时,则其公称直径在 $0.2\text{ m} \leq D_2 \leq 0.25\text{ m}$ 内应该是允许的。</div>				

5.3.2.3 试验状态稳定性

各种测量数值的波动是不可避免的,这样的波动在很大频率范围内是呈周期或随机性的,这些波动可以由试验台引起(如:增压泵,节流装置,低压控制系统等)及/或由于模型装置所引起(如:尾水管中的旋涡,转动时脱流等)。模型试验时,在所有工况点获得可重复的稳、恒态运行条件是十分重要的,在原型的保证运行范围内尤为重要。

5.3.2.3.1 测量期间的稳定性和波动

每个工况点测量之前及期间,试验台的运行稳定性对同一工况点不同测量值的重复测量结果应在规定的随机不确定度之内(如对效率接近最佳效率时在 0.3%之内)。这也意味着流量、比能、速度和净正吸入比能的漂移应在很小范围内的波动(例如在 $\pm 0.3\%$)之内。漂移效应一般引入系统错误,并将因此而被消除。

如果试验台配置合适的数据采集系统,测量每一点期间的波动可通过测量数的标准偏差或导出随机

不确定度的方法来检查。如果波动影响结果,可能需要采用线性的水力缓冲装置(见 GB/T 15613.2—2008 中的 6.3.4),可能需要调节电信号的滤波(见 GB/T 15613.2—2008 中的 4.4.3.2),调整试验条件或运用其他方法以消去这些影响。当然,这些方法应不影响测量结果。

5.3.2.3.2 工况点的调节

当被测量的工况点按合同规定的无量纲量值(速度因数,流量因数,空化系数或其他无量纲量)确定时,调节试验条件时应尽可能接近这些规定值是必要的,对于速度因数、流量因数或功率系数或因数的测量值与规定值之间偏差不应超过 $\pm 0.5\%$,空化系数或托马列数不应超过 $\pm 0.3\%$ 。

5.3.3 试验步骤

5.3.3.1 试验的组织

当规划模型试验时,通常应在准备组织和实施方面给予澄清并经有关各方同意。

5.3.3.1.1 模型试验的技术规范

模型试验的技术规范是规划和准备模型验收试验以及起草详细的试验大纲的基础(见 5.3.3.3.2)。模型试验规范通常是业主方或其工程师单位颁发的整个项目中的总体技术/或商务规范中的一部分(如水轮机或转轮改造的制造及供货)。

这些项目中,模型试验规范中应规定:

- 模型试验的目的、范围和内容;
- 有关保证的及规定的电站数据;
- 有关试验标准;
- 模型比例和/或尺寸;
- 模型或其某些部件的生产地点;
- 模型试验地点;
- 试验结果的各种文件(试验报告);
- 试验时间,至少应说明模型试验工作的起始和结束日期。

5.3.3.1.2 试验日程

应商定日程,至少应说明各个阶段、截止日期和/或以下项目的持续时间。

- 模型图的提交(特别是给出模型结构和模型装置高低压过渡段的主要尺寸);
- 试验设备的描述(包括标定的方法,试验结果的计算及表达方式和预期的不确定度);
- 仪器标定;
- 模型几何尺寸的检查;
- 初步和验收(或见证)试验以及在模型对比试验情况下的各模型的试验次序;
- 试验报告。

无论制造商其在自身的试验室或在其他地方的试验室都应给予足够的时间来制造模型,进行必要的尺寸检验和进行自身的预备试验,如在初步或验收试验期间,试验设备或模型装置出现缺陷,则双方应商定修改日程或/和试验大纲。

5.3.3.1.3 人员及其职责

试验开始前,应在事先充裕的时间内任命需方负责人和/或其工程师、供方负责人及独立试验室负责人,他们的责任和权利应予明确,以便使试验准备和进行期间出现的任一问题能很快解决。

在整个涉及合同事项的试验以及模型和原型的检查及尺寸测量,供需双方应有授权代表在场,以便确认所完成的项目是遵循标准和事先的协议进行的。

进行试验时(如 5.3.3.3.1 所述)应该指派一个试验负责人。

试验负责人应从在该处进行试验的模型试验室专业人员中选出或按双方商定的协议,指定一位中立的专家作为试验负责人,试验负责人将对仪器的正确标定,试验的执行和结果的计算包括测量的不确定度的确定和最终试验报告中的试验结果资料承担全部责任。试验负责人应考虑任一方参加试验的正

式授权代表的意见和建议,当模型试验在一个独立的或外部的试验室进行时,供方应在整个模型试验活动中在场,包括安装和各种预备试验。

试验应由对试验设备有经验的人员来进行。

5.3.3.1.4 模型设计和试验安装准备

为准备模型和试验设备,模型试验的技术规范(见 5.3.3.3.1)中应提供所有模型设计和制造的有关细节。如:

- 模型中高和低压侧包括的范围;
- 压力测量断面的位置;
- 观察窗的位置和数量;
- 更换和/或调节模型中部件的规定;
- 各种特殊试验的规定(空化试验的录像、压力脉动、导叶力特性、轴向或径向推力,速度分布等);
- 各项规定试验的试验条件;
- 几何参数的调节范围(如最大导叶开度等)。

此外,应对所有试验项目给出足够数据来确定其试验范围和条件,以便于模型装置的设计并按当代技术水平进行准备。这样才可能进一步选择合适的试验设施,并检查模型在试验台上的总体布置,如有必要,还可修改或重新安排试验台中的某些已有部件。

建议进口和出口部分、测压断面的定义位置以及测压点的数量在模型设计的前期就商定。

5.3.3.1.5 测试设备和试验数据的处理

所选定试验室的负责人或试验负责人应该向需方或其工程师提供装于试验台上各标准测试设备的描述,包括测量和校正方法,包括标定结果的处理、试验数据和试验结果的记录等。

在有些试验中,装有两个或更多的仪器用于测量某一量值,则只有其中之一的测量信号值或指示值用于计算结果,而其他的仅仅用于参考或作为功能性的控制用。

有时,试验结果计算的一些步骤中,采用了多于一个计算机系统,在这种情况下,涉及量的评估步骤应该详细地规定。应商定哪些量值是在线处理的并当时以记录或图表形式示出,和哪些试验结果需在以后计算并记录。

5.3.3.1.6 尺寸检查

试验验收之前,期间或之后将被检查的部件应明确规定,尺寸检验的方法和大致范围及检验尺寸的数量(见 5.2)应有充足的时间商定,以便能准备相应的文件资料及测量设备。如果双方认可,在验收期间也可只进行抽样检查。

5.3.3.2 检查与标定

初步试验和/或验收试验刚开始前,模型、试验台、测试设备和数据采集和处理系统应由双方代表和试验负责人彻底检查以确保试验结果不受任何模型或试验设备中机械、结构方面或其他缺陷所影响。

试验前或试验完成后,若双方中有一方提出,则所有的测试仪器应该用原级方法进行标定。如果标准的测试设备出现严重问题,则在试验期间进行重新标定是必要的。例如:一个仪器或一个测量环节或一个测量信号在其零点或其参照基准出现较大的和系统的偏差时就是如此。

在初试验或验收试验开始之前,双方应商定各种标定的方法和范围以及步骤(抽样检验或全部标定)。基于由试验室负责人或试验负责人所提出的有资质的证书,双方可以商定对某些仪器可采用最近标定过的数据而不再进行进一步的标定或检查。

5.3.3.2.1 模型装置的检查

- 按模型图纸鉴别模型部件(尤其是试验期间是否准备更换或修改某个部件);
- 按 5.2 进行几何尺寸记录;
- 用于计算试验结果的特征尺寸(高压和低压测量处的面积);
- 密封间隙和/或叶片端部间隙;

- 导叶安放角的单个值和平均值或喷针开度和/或转轮/叶轮叶片开度；
- 不同部件的表面质量、夹杂和局部缺陷；
- 部件间连接处的配合状况；
- 与模型图上的参考尺寸的符合程度。

若机械故障或缺陷在试验期间出现(见 5.3.3.4),或是在见证试验结束时出现,且双方授权代表均在场,则如有需要,可重新进行检查。此项检查为正式验收试验的组成部分。

5.3.3.2.2 水力试验循环系统的检查

至少应进行下列检查:

- 在模型和流量测量面之间无漏水或额外供水；
- 在测压头和测量管路之间无漏水(在低压侧,如果内部压力低于环境压力,无空气进入水路)；
- 接近模型进口和出口处和接近流量测量截面处流态是规则的,流道中应无干涉之处,过流面应具有较好的表面质量；
- 增压泵和调节装置(阀门、水和压缩空气的供给等)都应运行正常；
- 水的质量和温度应是稳定的(见 5.1.2.3)。

如有必要,某些检查可在验收试验结束时在双方人员在场时重复进行。

5.3.3.2.3 仪表的标定和数据采集系统的检查

应由有关双方商定:

- 对各类设备进行标定或抽样检查的范围；
- 是否所有仪表在验收试验前后都要抽样检验或标定；
- 在验收试验过程中或在此之后,某个仪表要进行重新标定的条件；
- 对各类设备的标定范围,标定或检查点的数量；
- 对标定数据和各测量值用于评估系统不确定度的基本数据和步骤。

验收之前和之后,至少应进行下述检查或测量:

- 所使用仪器和/或测量装置的验明；
- “零读数”即各种仪器在明文规定条件下的读数,以查明在试验期间是否有结果漂动发生；
- 在明确规定的工作条件下通过重复测量检查数据采集系统,手动试样计算可证明试验数据(通常自动的)的采集、传送及处理是否工作正常。
- 轴承和主轴密封当其不与摇摆式的定子相连接时摩擦力矩的测量(采用摇摆式时转轮或叶轮可自动补偿力矩),以便确定是否采用进一步修正。

“零读数”通常在初步试验和验收试验期间检查,如有必要,在验收试验结束时,在双方在场的情况下进行所有其他检查和标定。

如果两次检查或标定之间的差额小于试验开始时系统不确定度的评估值。试验数据是有效的,无需修正的,如果两次标定或检验之间差额比预期的系统不稳定产生值要大得多时,试验应作废并重新进行。

为了确保标定结果的有效性,在标定和试验期间将可产生影响的量值保持在一个合理范围内是必要的(例如环境温度和湿度、输入功率、电磁场等)。

试验过程当中,任一有关方可因公认的及有根据的原因要求对任何仪器进行再次标定。

5.3.3.3 试验的实施

5.3.3.3.1 试验的种类

为使验收试验成功进行,需要对相关的预备性试验进行足有成效的准备。根据初步试验和验收试验的结果,有时需补做一些试验。为了较容易地鉴别试验状态并改善有关方之间的交流,本部分规定了以下种类的试验:

a) 预试验¹¹⁾

通常对这些试验不作详细规定,但对这些试验一步的试验质量是必不可少的。预试验包括:

- 进行检查并试验以确信模型能量性能和空化图形不受模型或试验台机械缺陷和测试设备的影响。
- 检查测试设备和数据采集系统是否工作正常。通常,至少应对一个工况点在 σ 为常数条件下进行变试验转速的系统试验(即变化 E)和在 E 为常数的条件下进行变化 $NPSE$ (即变化 σ)的试验。

试验结果的用途:

通常仅供供方和试验室内部使用。

b) 初步试验

应包括技术规范(见 5.3.3.1.1)或技术大纲(见 5.3.3.3.2)中的各项试验,其包括范围主要与以后试验结果的应用有关。因此,有关双方应在试验开始之前商定是否:

- 试验结果仅用于供参考,不涉及合同值。在这种情况下初步试验仅在于暴露模型在涉及一些规定项目方面的一般特征或某些限制;
- 或试验结果将被正式采用并有合同性质的量值,在这种情况下,验收试验期间这些试验结果将作为正式试验数据的一部分去完成或进行抽样检查,如,试验结果可用于确定效率值,还可确定系统和随机不确定度,然而,这些数据应该在验收试验期间确认。

c) 验收试验(或见证试验)

这些试验要测量,证实和检查所有有关模型方面的数据,这些数据是由技术规范(见 5.3.3.1.1)或技术大纲(见 5.3.3.3.2)所规定,并作为与保证值或其他合同规定值进行比较的基础。

结果的用途:

所有结果是合同性质的量值,并应该归入在最终的试验报告中(见 5.3.3.5)。

d) 辅助试验

这些试验是初步和验收试验结果的补充,试验可包括如 4.4 说明的辅助试验数据,这样的试验可见证也可不见证。

结果的用途:

这些结果也归入在最终的试验报告中(见 5.3.3.5),然而,是否成为具有合同性质的值需双方商定。

5.3.3.3.2 技术大纲

涉及技术规范(见 5.3.3.1.1)的技术大纲及其相关的合同保证值和数据应事先由双方确定,如果合同文件中并未包括,则技术大纲中应确定在初步试验和验收试验期间应完成的各种试验的目的及其范围。为便于试验和文件的积极开展,对各种型式的试验,如对主要的水力能量试验、空化试验、导叶力特性试验等,应确定以下事项:

- 水力参数的变化范围及其增量,确定试验点的数量和分布;
- 需保持恒定的试验条件,即,通常是试验速度(或比能)和空化系数(试验在 σ_{pl} 或高 σ 值情况下进行);
- 所要记录的试验数据的数量和类型及其记录方法;
- 用来计算模型和/或原型结果的定义、公式和步骤(GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.3.1 和图 40);
- 试验结果的图示说明。

对于验收试验,如果需要的话,可以对技术大纲进行补充,以便更加清楚和明确,例如:

- 需见证检查、标定和试验的范围和步骤;

11) 经双方同意,在这一阶段应给供方留有足够的时间来作出试验部件的选择并进行最后的调整,但这些最终的开发试验不包括在本部分中。

- 需由试验各方签字的试验数据记录和图表；
- 用于示例计算和计算系统、随机和总误差所需的试验测点数目和定义；
- 日志和最终协议的准备(见 5.3.3.3.9)。

5.3.3.3.3 用于结果计算的数据

在进行初始试验和/或验收试验之前,应对计算模型和原型结果的数据和公式进行检查和认同。这些数据是:

- 高、低压测量断面的面积；
- 几何和水力基准及模型和原型的数据；
- 模型和原型的物理常量和性质；
- 模型的摩擦力矩(如不能自动补偿)；
- 所有相关仪器的标定数据；
- 通过迷宫密封的漏水量(如果考虑的话)(见 5.1.3.4.3)；
- 效率比尺换算步骤。

用计算示例介绍这些数据的正确用法,并对计算步骤加以解释。

5.3.3.3.4 试验记录的签字和处理

全部模型测量数据及其零点或其参照条件下相关数据,还包括检查和标定中的注释说明、验收和/或初步试验过程中的读数和观察结果应得到认同,每一阶段的试验完成后,应立即由见证各方和试验的主要负责人签字,各方保存完整的一份。

5.3.3.3.5 性能试验

建议首先确定无空化工况下的最优效率点,即, η_{optM} (对于水泵水轮机,为两种运行工况)作为计算 δ_{ref} (见 GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.2) 和效率增量 $\Delta\eta_h$ 的基础。

至少在保证范围内,性能试验应在恒定转速或恒定试验水头下进行。计算试验结果时(见 GB/T 15613.2—2008 第 11 章),倾向于在恒定转速和水温(如果可能的话)下进行试验,以便雷诺数基本恒定。如果受模型和/或试验台的限制,无法保证恒定试验工况,则这类性能试验结果的下一步处理程序在条中有所描述。在该条款中,给出了不同型式机械性能试验数据的典型图示方法(见 GB/T 15613.2—2008 图 31 和图 37)。

a) 反击式水轮机:空化的影响

可以在下述两种试验条件之一下进行性能试验:

- 在电站空化系数情况下, $\sigma_M = \sigma_{PI}$

在这种情况下,特别是对于高比转速水轮机来说,在保证效率范围内空化可能对效率有影响。必须按 5.3.3.3.6 所述的在影响区域内改变 σ 值的方法进行检查。

- 在无空化工况下, $\sigma_M > \sigma_{PI}$

这意味着空化系数足够大,可以避免空化的发生。因此要按 5.3.3.3.6 所述的改变 σ 值的方法对电站条件下性能曲线是否受空化的影响进行检查。如果这一试验表明在保证范围内存在影响的话,在 GB/T 15613.2—2008 图 46 中(见 GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.4.1)描述了在 $\sigma_M > \sigma_{PI}$ 条件下,测得的效率曲线的修正步骤。

b) 冲击式水轮机:尾水位的影响

对于冲击式水轮机来说,建议确定对性能产生影响的尾水位高程,在所选择的满负荷工况点,要通过改变尾水位来进行检查。

5.3.3.3.6 反击式水轮机的空化试验

空化试验,即在选定的运行工况下,系统地改变空化系数 σ ,同时记录空化流态。试验结果通常如 GB/T 15613.2—2008 中图 71 和图 72 所示。在规定的 σ (如 σ_{PI}) 下,可以说明空化是如何对性能(效率、流量或比能、功率)产生影响的。这是确定电站 σ 值与空化将会对性能产生影响的 σ_d 值之间的裕量的

唯一办法(见 GB/T 15613.2—2008 中图 46)。

在每次变化 σ 时,所选定的几何模型的参数保持不变很重要。应达成协议,或者能量系数(或速度因数),或流量系数(或流量因数)应保持恒定。

如果模型装置设有适当的窗口或有透明部分,利用闪频仪,则有可能在规定的 σ 值下,可以观察到转轮/叶轮和/或尾水管(例如,此处可以观察到混流式水轮机在部分负荷下运行时的涡带)处的空化流态。也可以通过在模型装置内装内窥镜对空化流态进行观察。通常采用手工绘图、照相或录像带的形式记录空化流态。

空化试验的结果也可能用于说明其他与空化有关的现象,如噪声、振动或压力脉动等。

对于大型低比能的机械,由于不能考虑弗劳德数相似,其影响说明见 5.3.1.5.1 中的 c) 项。

合同各方应该就不同基准面及其所采用的相应的 σ_{PI} 值(见 5.3.1.5.1 和附录 M)以及对空化怎样对性能产生影响的方法达成一致意见,如果有影响的话,还应在将结果转换到原型条件时考虑(见 GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.4.2)。

5.3.3.3.7 飞逸试验

飞逸试验方法取决于试验台的设计、仪器和模型设计。如果试验台安装了用以补偿轴的密封和轴承产生的摩擦力矩的驱动电机,通常可以保证 $P_{mM}=0$,因此可以直接得出飞逸特性。如果无法做到这点,则可以通过外推法(见 GB/T 15613.2—2008 中图 52 示例)或内插法解决。

在大多数情况下,水力比能要降低,以便使模型和或试验装置在其承受的最高转速内运行而不被超过。但模型的最小飞逸转速不应低于性能试验时的转速。在接近飞逸转速范围内,雷诺数和弗劳德数的影响可认为忽略不计。

飞逸试验应在模型几何参数充分变化的条件下进行,以便能够覆盖最不利的参数配合和所有的规定条件。对于多喷嘴冲击式水轮机(水斗式水轮机),最大稳态飞逸转速的测量要考虑到喷嘴运行中最不利的配合情况。

GB/T 15613.2—2008 中的 11.3.1 说明了如何确定不同型式水轮机的模型飞逸特性,GB/T 15613.2—2008 中的图 50~图 52 给出了飞逸转速因数 $n_{ED,R}$ 的图示说明示例。

对于反击式水轮机,应检查空化对模型飞逸转速数据的影响(见 GB/T 15613.2—2008)。首先要对可能发生飞逸最不利的电站条件的 σ_{PI} 值达成一致意见。下面是两种检查空化影响的可行方法:

- a) 在足够高的空化系数下进行模型飞逸试验,然后在所选择的临界运行点处,用变化 σ 法检查空化的影响,即在每一个这类点上作出 $n_{ED,R}(\sigma)$ 和 $Q_{ED,R}(\sigma)$ 关系曲线。
- b) 在 $\sigma_M = \sigma_{PI}$ 和 $\sigma_M > \sigma_{PI}$ 情况下进行模型飞逸试验。

5.3.3.3.8 检查辅助性能数据的试验

此步骤用于以下试验:

- 压力脉动;
- 活动导叶力矩;
- 四象限运行特性;
- 轴向/径向推力;
- 其他。

在第 4 章中对上述试验进行了详细说明。

5.3.3.3.9 验收试验的日志和最终纪要

日志用于每天的总结:

- 参加试验的人员和姓名;
- 活动的内容,如检查、标定、各项试验、讨论;
- 与试验结果有关的协议、决定和未解决的问题;
- 对技术大纲和/或试验大纲的修订。

在验收试验结束后,所形成的最终纪要至少包括以下内容:

- 验收试验的目的;
- 试验的地点和日期;
- 参加试验人员姓名;
- 模型和/或模型部件的核对;
- 对以下条款的意见和/或结论:
 - 模型试验台、仪器和装置的检查;
 - 仪器的标定;
 - 数据采集系统(示例计算);
 - 模型尺寸检查;
- 试验结果的讨论,并与保证值和/或规定数据值的比较,至少包括以下方面:
 - 性能试验;
 - 空化试验;
 - 飞逸试验;
- 以下方面的结论:
 - 保证值和技术条件是否满足;
 - 试验结果是否完全按技术大纲和技术条件进行;
- 就以下方面达成一致意见:
 - 辅助试验(如果有的话);
 - 试验结果文件;
 - 模型的发运或保管。

5.3.3.4 试验的错误和重复

5.3.3.4.1 错误的类型及后果

在验收试验过程中,模型、试验台、仪器和数据程序可能出现错误,例如:

- a) 模型中的机械错误
 - 模型的轴承或密封错误致使机械摩擦损失改变。需更换轴承和/或密封,但是机械摩擦损失可能要改变;
 - 转动中间隙和/或管路中漏水量的节流状态可能发生变化,致使水力性能改变;
 - 活动导叶和/或转轮/叶轮叶片调整不当,以致影响能量性能或空化流态;
 - 在转轮/叶轮或模型装置其他部件上出现的机械缺陷。
- b) 试验台或试验仪器中的错误
 - 由于试验台的辅助控制系统错误或部件故障导致的转速、比能或流量出现异常变化;
 - 发现开启状态的阀出现额外漏水或测量导线有缺陷;
 - 检测到试验前后仪器零点指示值有过量漂移。
- c) 数据处理中的错误
 - 数据采集系统不正常工作可产生错误的试验结果;
 - 由于基准值或标定数据错误导致试验结果错误。

以上错误的更正要在试验主要责任人和各方有关试验人员的严密监督下进行。

在对比试验中,特别应注意任何试验方此时都不能先得到试验结果。试验仍应在其起始状态不修改水力设计下完成。

改正错误之后,应进行几次准备试验和/或初步试验,以确保模型完全处于错误发生之前的状态那样。如果证实性能确已改变,以前所做过的一些试验由试验各方协商可以如下处理:

- 认为试验可维持原状,不必再进行试验;

——或声明试验无效,整个试验重复进行。

5.3.3.4.2 重复试验的程序

任何试验方都有权要求中止和/或重复进行试验,前提是:试验主要负责人认为提出的理由是成立的,例如:

- 试验前后的标定不满足协议;
- 试验台、仪器或数据出现故障;
- 模型中出现机械方面的错误;
- 与标准规定有很大的差别,以前已经同意者除外。

在这种情况下,其他试验方(或几方)和/或试验主要责任人也可以要求重复试验。建议将重复试验的项目、重复标定的项目和相关的费用承担问题写在书面协议中。

如果在如何进行重复试验或由谁来承担费用方面无法达成一致意见,则要将此事交试验各方认可的独立的仲裁机构解决。

5.3.3.5 最终试验报告

按模型试验技术规范(见 5.3.3.1.1)和技术大纲(见 5.3.3.3.2)要求完成全部试验之后,应按本部分制定的规定准备最终技术报告并由试验主要负责人签字。在最终版本分发之前,试验各方应就全部报告的初稿或其中必须确认的部分章节达成一致。

最终试验报告主要包括以下几方面内容:

- 1) 试验的对象和目的,模型试验参照的技术规范,包括相关的保证值和其他合同数据;
- 2) 与试验有关的所有的协议内容,以及其他主要文件;
- 3) 参加试验的人员;
- 4) 模型装置的描述并附图,至少要包括模型装置主要剖面图和试验台的总体布置;
- 5) 试验台和测试设备的描述,包括标定方法和数据采集;
- 6) 模型试验结果的计算并将其转化为合同规定的模型和/或原型条件(包括比尺效应的考虑,如果有的话);
- 7) 标定数据和检查报告;
- 8) 不同试验项目的试验程序;
- 9) 与所规定试验及试验程序相关的日志记录;
- 10) 从各种试验中测量和观察得到的有关试验记录和数据表,并将试验结果作图表示;
- 11) 根据标定数据、标定结果和进行的观察计算测量的不确定度;
- 12) 对试验结果的讨论和解释,并与保证值和其他合同数据值进行比较;
- 13) 得出是否已经满足保证值和合同要求的结论,以及各项试验按技术规范方面是否完整的结论。

5.4 测量方法的介绍

物理量的测量不可能不存在误差,这一点已得到公认。因此,任何测量结果如果不附有在给定置信度下得出的不确定度,则这一结果没有任何价值。不确定度的分析和合成的基本原理见 GB/T 15613.2—2008 第 12 章。

在模型试验中,用以检验主要水力性能保证的量的测量需要很高的精确性,见 4.2。因此,为使试验可以认为符合本部分,GB/T 15613.2—2008 中的第 4 章至第 13 章是强制性的。5.4.1 中给出了如何从基础值(流量、比能、轴力矩、转速)计算出导出值(功率、效率)的描述。像 $NPSE$ 和 σ 等与空化对水力性能影响有关的水力量,由同样的物理量来测定,因此,同基础值一样具有相同的精确度。

其他的辅助测量值即使是合同所关心的,也仅供参考(见 GB/T 15613.3—2008)。

5.4.1 与主要水力性能保证有关的测量

5.4.1.1 水力效率

本部分中所规定的水力机械模型验收试验,其目的都是为了将所获得的水力性能与供方所提供的

保证值进行比较,水力性能可以用测得的模型性能表示或是用转化为原型性能表示。

由于模型和原型的机械损失间无相连关系(在导轴承、推力轴承和轴密封处的功率损失),因此此类比较应基于转轮/叶轮的机械功率 P_m (见 3.3.8.3)和水力效率 η_h (见 3.3.9.1),而不是机械的机械功率 P (见 3.3.8.2)和效率 η (见 3.3.9.3)。

水力效率由下式计算,其中机械功率 P_m 为转轮/叶轮和轴的联接处传递处的功率,水力功率 P_h 为与水流的交换产生的功率。

$$\eta_h = \frac{P_m}{P_h} \quad \text{水轮机工况}$$

$$\eta_h = \frac{P_h}{P_m} \quad \text{水泵工况}$$

应该注意的是,根据这些定义圆盘摩擦损失和漏水损失(容积损失)在本部分中被认为是水力损失,因此不做修正。

方法的基理中包含了流量 Q 、比能 E 、力矩 T 和转速 n 的测量。

在模型验收试验中,不推荐使用直接测量水力效率的热力学方法。

5.4.1.2 水力功率

确定水力功率时,需要知道机械的比能和通过高压基准断面的质量流量。公式如下:

$$P_h = E(\rho Q)_1$$

对于基准断面和流量测量断面发生的任何水流变换,无论是进入系统还是流出系统都应该加以考虑。

在流量测量断面测量流量时,测量值应该与该流量测量断面处出现的压力和温度条件下的水的密度相关。

5.5 解释了如何确定如当地重力加速度、水的密度等物理量,这可以通过直接测量,或从国际公认的公式或表中获得。流量的测量方法见 GB/T 15613.2—2008 第 5 章。按 GB/T 15613.2—2008 第 6 章由压力测量确定比能的方法见 GB/T 15613.2—2008 第 8 章(或可能按 GB/T 15613.2—2008 第 7 章从水位测量来确定)。

5.4.1.3 机械功率

在模型验收试验中,不推荐使用从电动机/发电机接线端测量电气功率或从发电机效率计算机械功率的方法。因此确定转轮/叶轮机械功率需要知道提供/施加在转轮叶轮上的力矩和转速。

$$P_m = 2\pi n T_m$$

力矩测量方法见 GB/T 15613.2—2008 第 9 章。转速测量方法见 GB/T 15613.2—2008 第 10 章。

5.4.1.4 效率的计算

从上一条的定义中得出,每一运行工况点处模型的水力效率可以通过下式计算:

$$\eta_h = \frac{2\pi n T_m}{E(\rho Q)_1} \quad \text{水轮机工况}$$

$$\eta_h = \frac{E(\rho Q)_1}{2\pi n T_m} \quad \text{水泵工况}$$

当对原型性能进行保证时,原型的转轮/叶轮的水力效率和机械功率应由模型中的相应值利用比尺效应公式确定,见 GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.4。然后应考虑原型的机械损失,以便确定机械的机械功率 P (通过水轮机轴输出或向水泵轴输入的功率)和总效率 $\eta = \eta_h \cdot \eta_m$ (本部分中简称“效率”,见 3.3.9.3)。

5.4.2 辅助数据的测量

除了验证主要水力性能的保证外,模型试验被用来确定一些辅助数据(见 4.4)。这意味着需测量各种水力或机械量的稳定或/和脉动成分。

5.4.3 数据的采集和处理

无论要测量什么量,要特别注意把波动信号平均化来获得物理量的正确的平均值,并且分析这个信

号确定出波形的频率和振幅,条和条中给出了对测量系统要求和获得平均值和波动值数据处理方面的指南。

5.5 物理特性

5.5.1 总则

本条定义水力机械中表征水力性能方面所需的物理量,其中大多数物理量的术语和定义及其符号与单位在 3.3.3 中列出。

这些量在数据处理中采用的公式列于以下条款中,为了方便起见,从这些公式中引用的数据值列于附录 B 中。

5.5.2 重力加速度

重力加速度(参阅 3.3.3.1)以纬度和高度的函数给出:

$$g = 9.780\,3(1 + 0.005\,3 \sin^2 \varphi) - 3 \cdot 10^{-6} \cdot z$$

式中:

φ ——指纬度,单位是度($^\circ$);

z ——指高度,单位是米(m);

g ——计算值见表 B.1,国际标准值是 $9.806\,65 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ 。

如果已有 g 的测量值,可以使用此值,当地的 g 值可以通过一摆钟或是通过自由落体(在真空中)测量出。

5.5.3 水的物理特性

5.5.3.1 水的密度

5.5.3.1.1 水的密度的应用

在水力机械试验中,要确定水的密度 ρ (见 3.3.3),这是为了:

——从压力测量中确定机械的水力比能 E (见 3.3.6.2);

——计算水力功率(见 3.3.8.1)时,需确定质量流量(ρQ)。

此外,如需要还可:

——在用水柱压力计测量时计算压力(见 GB/T 15613.2—2008 中的 6.4.2);

——用称重法测量或进行标定时确定流量(见 GB/T 15613.2—2008 中的 5.2.1 和 GB/T 15613.2—2008 中的 5.2.2)。

5.5.3.1.2 实际水的密度

在试验室中用于作模型试验的水,包含微量的溶解物质,含量多少取决于当地的水文条件。因此,它实际密度 ρ_{wa} 比蒸馏水密度 ρ_{wd} 要高(见 5.5.3.1.3)。不过,通常在模型测试设备中的 ρ_{wa} 值与蒸馏水 ρ_{wd} 值的差值小于 0.05%。

计算水力效率时,如果机械的水力比能 E 主要是由压力获得(见附录 D),则上面所提到的差异可以忽略不计。因此,在大多数情况下,可以应用蒸馏水的密度值。

不过,如果需要确定实际用的水的密度值 ρ_{wa} ,可用下面几种方法实现:

——间接方法,用联结具有静态自由水面的经标定的压力表,见 GB/T 15613.2—2008 中 6.5.2 的描述。

——直接方法,如用一个精密的液体比重计(如被称为“密度瓶”的比重计)或测浮力的方法。

不管压力和温度的值是多少,可以认为实际水密度和蒸馏水密度的比值是常量。因此,如果实际水的密度已经在某种压力和温度($\rho_{wa,c}$)的条件下已测量,那么对于任何其他条件,它的密度值可以通过下式计算出:

$$\rho_{wa} = \frac{\rho_{wa,c}}{\rho_{wd,c}} \rho_{wd}$$

在这里 ρ_{wd} 和 $\rho_{wa,c}$ 值可根据 5.5.3.1.3 计算出来。

5.5.3.1.3 蒸馏水的密度

蒸馏水的密度公式是温度和压力的函数,这个公式是 Herbst 和 Roegener^[4]根据蒸馏水的自由焓的经验公式导出的。在决定下述系数时应用了 Kell 和 Whalley^[5]、McLaurin 和 Whalley^[6]的所有实验结果。

$$\rho_{wd} = 10^2 \left[\sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 R_{ij} \cdot \alpha^j \cdot \beta^{(i-1)} \right]^{-1}$$

这里:

$$\beta = \frac{1}{p^*} (p_{abs} + 200 \cdot 10^5) \quad (p^* = 10^5 \text{ Pa})$$

$$\alpha = \frac{1}{\theta^*} (\theta - \theta_1) \quad (\theta^* = 1 \text{ }^\circ\text{C})$$

从 0 °C~20 °C: $\theta_1 = 0\text{ }^\circ\text{C}$ 从 20 °C~50 °C: $\theta_1 = 20\text{ }^\circ\text{C}$

此公式在压力从 $p_{abs} = 0 \sim 150 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ 之间的范围内有效。

表 5 给出了 R_{ij} 系数($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$)。

表 5 Herbst 和 Roegener 公式中的各系数

温度范围在 0 °C~20 °C 之间的 $R(i,j)$				
i	$j=0$	$j=1$	$j=2$	$j=3$
0	$0.446\,674\,155\,7 \cdot 10^{-4}$	$-0.559\,450\,069\,7 \cdot 10^{-4}$	$0.340\,259\,195\,5 \cdot 10^{-5}$	$-0.413\,634\,518\,7 \cdot 10^{-7}$
1	$0.101\,069\,380\,2$	$-0.151\,370\,926\,3 \cdot 10^{-4}$	$0.106\,379\,874\,4 \cdot 10^{-5}$	$-0.814\,607\,899\,5 \cdot 10^{-8}$
2	$-0.539\,839\,211\,9 \cdot 10^{-5}$	$0.467\,275\,668\,5 \cdot 10^{-7}$	$-0.119\,476\,536\,1 \cdot 10^{-8}$	$0.136\,632\,205\,3 \cdot 10^{-10}$
3	$0.778\,011\,812\,1 \cdot 10^{-9}$	$-0.161\,939\,132\,2 \cdot 10^{-10}$	$0.588\,354\,748\,5 \cdot 10^{-12}$	$-0.875\,401\,428\,7 \cdot 10^{-14}$
温度范围在 20 °C~50 °C 之间的 $R(i,j)$				
i	$j=0$	$j=1$	$j=2$	$j=3$
0	$-0.441\,035\,565\,0 \cdot 10^{-4}$	$0.305\,225\,289\,8 \cdot 10^{-4}$	$0.920\,784\,842\,7 \cdot 10^{-6}$	$-0.259\,043\,119\,8 \cdot 10^{-7}$
1	$0.101\,126\,989\,2$	$0.176\,395\,623\,4 \cdot 10^{-4}$	$0.575\,034\,004\,4 \cdot 10^{-6}$	$-0.192\,376\,997\,8 \cdot 10^{-8}$
2	$-0.483\,244\,116\,3 \cdot 10^{-5}$	$0.153\,328\,170\,4 \cdot 10^{-7}$	$-0.374\,972\,129\,4 \cdot 10^{-9}$	$0.132\,280\,418\,0 \cdot 10^{-11}$
3	$0.619\,443\,332\,7 \cdot 10^{-9}$	$-0.316\,454\,043\,1 \cdot 10^{-11}$	$0.631\,138\,912\,3 \cdot 10^{-13}$	$0.246\,924\,934\,2 \cdot 10^{-15}$

Borel 和 Lan 公式^[7]或 Haar, Gallagher 和 Kell 公式^[8]可代替 Herbst 和 Roegner 公式^[4]用于计算机计算。

这些公式的创立者都是用试验值^[5,6]作为基础的。这些值在上述温度和压力范围内的准确度都在相同的范围以内($\pm 0.01\%$)。

在数值计算应用中,可采用经某种转换过的较简单的 Weber 经验公式^[9]。当温度在 35 °C 以下和压力在 $150 \times 10^5 \text{ Pa}$ 以下时,得出的数值与上面提到的准确度相同:

若 v 为比容积,以 $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ 表示:

$$v = 1/\rho = v_0 [(1 - A \cdot p) + 8 \cdot 10^{-6} \cdot (\theta - B + C \cdot p)^2 - 6 \cdot 10^{-8} \cdot (\theta - B + C \cdot p)^3]$$

此处 $v_0 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$

$A = 4.669\,9 \cdot 10^{-10}$ ($p = p_{abs}$, 用 Pa 表示)

$B = 4.0$ (θ = 温度, 用 °C 表示)

$C=2.131\,891\,3\cdot 10^{-7}$

在 Herbst 和 Roegenner 公式^[4]基础上,蒸馏水的值在表 B. 2 和图 10 中示出。

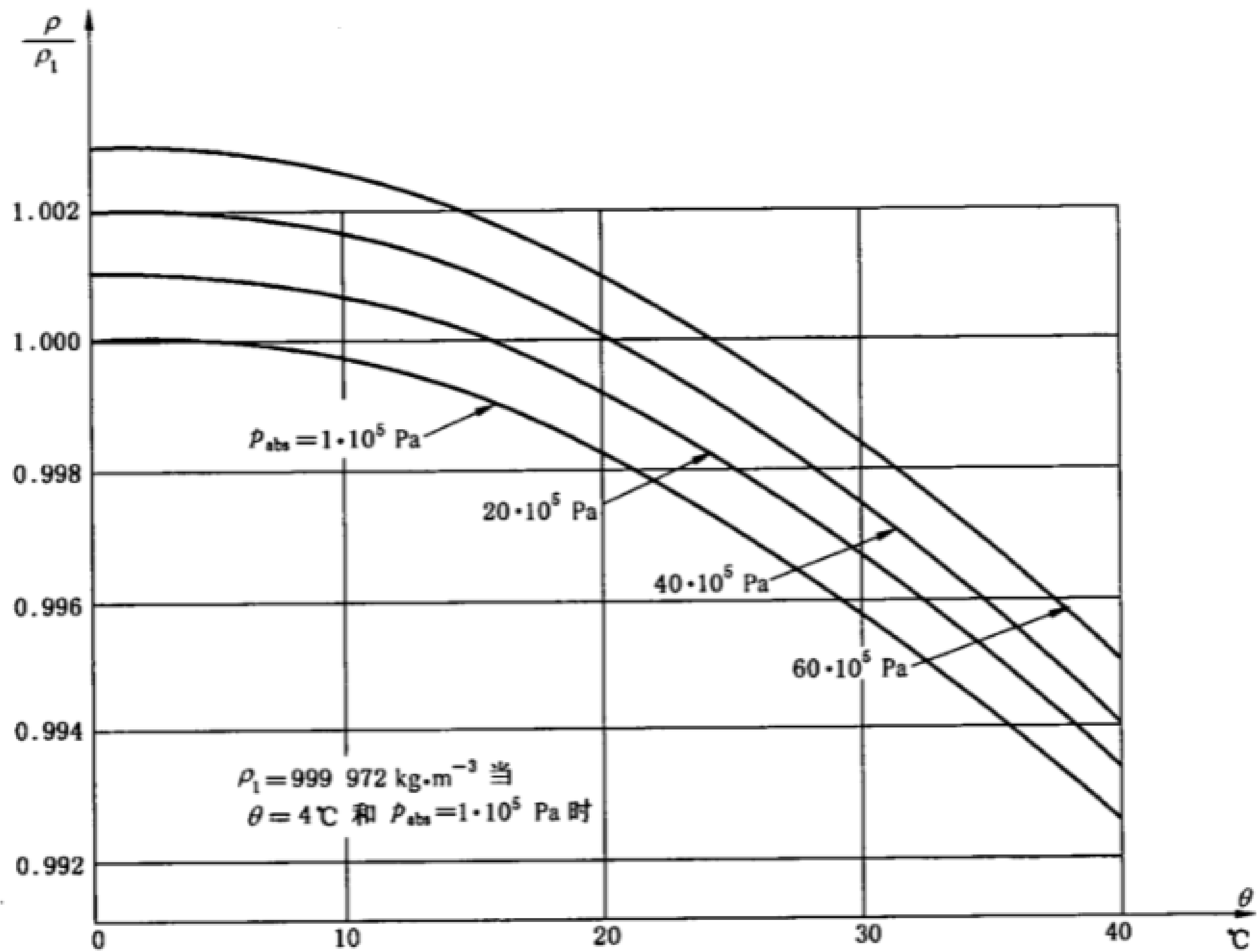


图 10 蒸馏水 $\rho_{wd}(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$ 密度

5.5.3.2 试验用水的条件

5.5.3.2.1 水中气体含量的定义

如 5.1.2.3 和 5.3.1.6.2 中所述,为确定空化对机械性能的影响,除了压力和温度外,了解水流过机械时的其他条件是有益的。这些条件是:

- 核含量(见 5.1.2.3),以每单位体积水中的核数量表示。每单位体积水中的核含量大约和未溶解的气体含量一致。
- 每单位体积水中的溶解的气体含量。

水可能出现的特殊情况是:

- 完全无气的水(无核含量和无气体含量的水);
- 完全饱和水(水中溶解气体已饱和,但有少量核含量);
- 与溶解的气体含量无关,由于人工注水,水中有大量核含量。

目前,不可能事先规定出核含量的需要值,它随模型尺寸大小、试验比能和其他因素而变。

模型试验用水条件引起的影响讨论见 5.3.1.6.2 和文献[1]和文献[3]。

5.5.3.2.2 水中核含量和气体含量的确定

5.5.3.2.2.1 水中的核含量

确定水中核含量需要测量核的数量和核的临界压力。

在文献[1]和文献[3]中有汽化核的计算的专门描述,在计算中用加速的水流通过一受限的区段来促进气泡增大破裂。

在文献[1]和文献[3]中有对用注射器注射气泡的描述。注射器是基于饱和水通过孔口时快速膨胀而工作的。

5.5.3.2.2.2 水中的气体(空气)含量

正常情况下,水中包含溶解的和溶解的气体。这些气体可能是空气或其他气体,如二氧化碳(CO_2)。

a) 已溶解的气体含量

已溶解的气体的最大可能含量取决于水的压力和温度,应对实际气体含量进行测量。有两个基本测量方法可以应用¹²⁾:

- 用一个电分析仪器测量已溶解的氧气量,这个电分析仪器是基于氧气通过一个 PTFE 薄膜时的扩散(例如贝克曼氏仪器^[10]);
- 物理分离法:Van Slyke 方法^[11]。这种方法允许将空气含量(不管其是已溶解的形式或是未溶解形式)在真空条件下以集成柱状形式抽出取样,这种方法相对来说比较快,但只适合于取样量很小的情况。

b) 不溶的气体含量

当水力机械中的气体从高压侧移向水力循环中的低压侧时,高压侧中已完全溶解的气体可能释放,这样可以改变机械的性能。因此对气体含量不仅应确定已溶解气体含量,还应确定不能溶解的气体。如用抽吸器的方法在文献[13]中有描述。

在文献[12]中,对 Van Slyke 方法,Merl 和 Brand^[13]装置和溶解氧气的计量器包括对溶解的和未溶解的气体含量的测量进行了比较。

5.5.3.3 运动黏度

水的运动黏性 ν (见 3.3.3.6)取决于它的温度 θ 和绝对压力。 p_{abs} 是从基本物理特性中动态黏性 μ 中导出,用 $\nu = \mu / \rho$ 表示。

μ 的公式见文献[14]。

不过,基于实用原因,对于水力机械的近似值可用下列公式得出:

$$\nu = e^{[-16.921 + 396.13 / (107.41 + \theta)]}$$

使用这个方程式,相对于文献[15]中给出标准值的平均偏差是 $\pm 0.05\%$,最大偏差是 $\pm 0.09\%$ 。

压力的影响可忽略,压力 $p = 10 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时,相对 $p = 10^5 \text{ Pa}$ 的偏差大约为 -0.05% 。

表 B.3 给出了 ν 的值。

5.5.3.4 蒸汽压力

水温在 $\theta = 0^\circ \text{C}$ 和 $\theta = 40^\circ \text{C}$ 之间时可通过下述经验公式计算出蒸汽压力 p_{va} 值(参阅 3.3.3.4)。

$$p_{\text{va}} = 10^{(2.7862 + 0.0312\theta - 0.000104\theta^2)}$$

由此得出的误差小于 $\pm 7 \text{ Pa}$ 。

p_{va} 的数值列于表 B.4,见文献[8]。

应注意水中溶解的化学物质,它可能对蒸汽压力有影响。

5.5.4 大气压的物理条件

5.5.4.1 干燥空气的密度

干燥空气密度 ρ_a (见 3.3.3.3)是 p_{abs} 及空气温度 θ 的函数,可根据 ISO 2533 采用下式计算。

$$\rho_a = (p_{\text{abs}} \cdot 3.4837 \cdot 10^{-3}) / (273.15 + \theta)$$

ρ_a 的数值见表 B.5。

用于确定 E 时湿度对空气密度的影响可忽略不计。

5.5.4.2 环境压力

通常,环境压力 p_{amb} (见 3.3.5.2)为用气压表在试验室中测得的大气压力。为使试验结果换算到原型现场条件(如确定 NPSE 或现场条件下的 σ)环境压力应采用 ISO 2533 规定的标准大气压进行计算。假设温度随高度的变化为线性变化且等于 $-6.5 \times 10^{-3} \text{ K/m}$,环境压力可采用下述由 ISO 2533 导出的公式进行计算。

$$p_{\text{amb}} = 101325(1 - 2.2558 \cdot 10^{-5} \cdot z)^{5.255}$$

12) 采用碘剂的 Winller 法可以使用,它很精确,但应用很困难。

此处 z 为海拔高程,用米表示。

由此得出的误差小于 $\pm 15 \text{ Pa}$ 。

由 ISO 2533 得出的 p_{amb} 数值见表 B. 6。

5.5.5 汞

用于液体测量的汞密度 ρ_{Hg} (见 3.3.3.3) 按纯汞采用下式进行计算,其中 $p_0 = 101\,325 \text{ Pa}$ (海平面处的标准大气压):

$$\rho_{\text{Hg}} = (13.595 - 2.46\theta) [1 + 3.85 \cdot 10^{-11} (p - p_0)]$$

ρ_{Hg} 的值见表 B. 7, 见文献[16]。

汞在实际应用中可能有溶解金属或其他物质的污染,为确保测量的正确,汞必须是纯的和清洁的。

附录 A
(资料性附录)
无量纲项

1.3.3.12 中的定义 ³⁾										相对于其他定义值的关系式				
I					II			III						
条款	术语	符号	定义	关系式	符号	定义	相对于术 语的关 系式	符号	定义	相对于术 语的关 系式	符号	定义	相对于术 语的关 系式	
1.3.3.12.1	速度 因数	n_{ED}	$\frac{nD}{E^{0.5}}$	$= \frac{1}{E_{nD}^{0.5}}$	n_{11}	$\frac{nD}{H^{0.5}} (n: \text{min}^{-1})$	$\frac{1}{60 g^{0.5}} n_{11}$	K_u	$\psi^{-0.5} = \frac{\omega D/2}{\sqrt{2} E^{0.5}}$	$\frac{\sqrt{2}}{\pi} K_u$	ω_{ED}	$\frac{\omega D}{E^{0.5}}$	$\frac{\omega_{ED}}{2\pi}$	
1.3.3.12.2	流量 因数	Q_{ED}	$\frac{Q_1}{D^2 E^{0.5}}$	$= \frac{Q_{nD}}{E_{nD}^{0.5}}$	Q_{11}	$\frac{Q_1}{D^2 H^{0.5}}$	$\frac{1}{g^{0.5}} Q_{11}$	K_{cm}	$\varphi \psi^{-0.5} = \frac{Q_1}{\pi (D/2)^2 (2E)^{0.5}}$	$\frac{\pi}{\sqrt{8}} K_{cm}$	Q_{ED}	$\frac{Q_1}{D^2 E^{0.5}}$	1	
1.3.3.12.3	力矩 因数	T_{ED}	$\frac{T_m}{\rho_1 D^3 E}$	$= \frac{T_{nD}}{E_{nD}} = \frac{P_{ED}}{2\pi n_{ED}}$	T_{11}	$\frac{T_m}{D^3 H} (T_m: \text{kmp})$	$\frac{1}{\rho g} T_{11}$	K_T	$\frac{T_m}{\rho_1 \pi (D/2)^3 E}$	$\frac{\pi}{8} K_T$	T_{ED}	$\frac{T_m}{\rho_1 D^3 E}$	1	
1.3.3.12.4	功率 因数	P_{ED}	$\frac{P_m}{\rho_1 D^2 E^{1.5}}$ ¹⁾ $= Q_{ED} \eta_{hT} (\text{水轮机})$ $= \frac{Q_{ED}}{\eta_{hP}} (\text{水泵})$ $= P_{nD} / E_{nD}^{1.5} = P_{nD} \cdot n_{ED}^3$ $= 2\pi n_{ED} T_{ED}$		P_{11}	$\frac{P_m}{D^2 H^{1.5}} (P: \text{kW})$	$\frac{1\,000}{\rho g^{1.5}} P_{11}$	K_P	$\frac{2P_m}{\rho_1 \pi (D/2)^2 (2E)^{1.5}}$	$\frac{\pi}{2^{1.5}} K_P$	P_{ED}	$\frac{P_m}{\rho_1 D^2 E^{1.5}}$	1	
1.3.3.12.5	能量 系数	E_{nD}	$\frac{E}{n^2 D^2}$	$= \frac{1}{n_{ED}^2}$				ψ	$\frac{2E}{(\omega D/2)^2}$	$\frac{\pi^2}{2} \psi$	E_{nD}	$\frac{E}{\omega^2 D^2}$	$4\pi^2 E_{nD}$	
1.3.3.12.6	流量 系数	Q_{nD}	$\frac{Q_1}{n D^3}$	$= \frac{Q_{ED}}{n_{ED}} = Q_{ED} E_{nD}^{0.5}$				φ	$\frac{K_{cm}}{K_u} = \frac{Q_1}{\pi \omega (D/2)^3}$	$\frac{\pi^2}{4} \varphi$	Q_{nD}	$\frac{Q_1}{\omega D^3}$	$2\pi Q_{nD}$	
1.3.3.12.7	力矩 系数	T_{nD}	$\frac{T_m}{\rho_1 n^2 D^5}$	$= \frac{T_{ED}}{n_{ED}^2} = T_{ED} E_{nD} = \frac{P_{nD}}{2\pi}$				τ	$\frac{2T_m}{\rho_1 \pi \omega^2 (D/2)^5}$	$\frac{\pi^3}{16} \tau$	T_{nD}	$\frac{T_m}{\rho_1 \omega^2 D^5}$	$4\pi^2 T_{nD}$	

表 (续)

1.3.3.12 中的定义 ³⁾					相对于其他定义值的关系式					
条款	术语	符号	定义	关系式	I			II		
					符号	定义	相对于术 语的关 系式	符号	定义	相对于术 语的关 系式
1.3.3.12.8	功率 系数	P_{nd}	$\frac{P_{\text{m}}}{\rho_1 n^3 D^5}$ ¹⁾	$= E_{\text{nd}} Q_{\text{nd}} \eta_{\text{IT}}$ (水轮机) $= \frac{E_{\text{nd}} Q_{\text{nd}}}{\eta_{\text{IP}}}$ (水泵) $= P_{\text{ED}} / n_{\text{ED}}^3 = P_{\text{ED}} E_{\text{nd}}^{1.5}$ $= 2\pi T_{\text{nd}}$				λ	$\frac{2P_{\text{m}}}{\rho_1 \pi \omega^3 (D/2)^5}$	$\frac{\pi^4 \lambda}{8}$
1.3.3.12.9	托马 数	σ	$\frac{NPSE}{E}$	$= \sigma_{\text{nd}} / E_{\text{nd}} = \sigma_{\text{nd}} n_{\text{ED}}^2$						
1.3.3.12.10	空化 系数	σ_{nd}	$\frac{NPSE}{n^2 D^2}$	$= \sigma E_{\text{nd}} = \sigma / n_{\text{ED}}^2$				ψ_c	$\frac{2NPSE}{(\omega D/2)^2}$	$\frac{\pi^2 \psi_c}{2}$
1.3.3.12.11	比转 速	n_{QE}	$\frac{n Q_{\text{I}}^{0.5}}{E^{0.75}}$	$= n_{\text{ED}} Q_{\text{ED}}^{0.5} = Q_{\text{nd}}^{0.5} / E_{\text{nd}}^{0.75}$	n_{q} ²⁾	$\frac{n Q_{\text{I}}^{0.5}}{H^{0.75}} (n: \text{min}^{-1})$	$\frac{n_{\text{q}}}{60 g^{0.75}}$	ν	$\frac{\omega (Q_{\text{I}}/\pi)^{0.5}}{(2E)^{0.75}} = \frac{Q^{0.5}}{Q^{0.75}}$	$\frac{\nu}{2^{0.25} \pi^{0.5}}$
									ω_{S}	$\frac{\omega_{\text{S}}}{2\pi}$

注：1) 基准为转轮/叶轮的机械功率，通常在模型上测量。
2) 应用广泛的无量纲比转速 n_{q} 乃一添加的术语，也可以应用于定义水力机械。 $n_{\text{S}} = \frac{n P_{\text{m}}^{0.5}}{H^{1.25}}$ 也应用于水轮机。
3) 单位： $H(\text{m})$ ； $D(\text{m})$ ； $E(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1})$ ； $n(\text{s}^{-1})$ ； $\rho(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$ ； $T(\text{Nm})$ ； $P(\text{W})$ ； $Q(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$ 。

附 录 B
(规范性附录)
物理特性、数据

表 B.1 重力加速度 $g(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$

纬度 $\varphi/(^{\circ})$	平均海平面以上的高程 z/m				
	0	1 000	2 000	3 000	4 000
0	9.780	9.777	9.774	9.771	9.768
5	9.781	9.778	9.775	9.772	9.769
10	9.782	9.779	9.776	9.773	9.770
15	9.784	9.781	9.778	9.775	9.772
20	9.786	9.783	9.780	9.777	9.774
25	9.790	9.787	9.784	9.781	9.778
30	9.793	9.790	9.787	9.784	9.781
35	9.797	9.794	9.791	9.788	9.785
40	9.802	9.799	9.796	9.793	9.790
45	9.806	9.803	9.800	9.797	9.794
50	9.811	9.808	9.805	9.802	9.799
55	9.815	9.812	9.809	9.806	9.803
60	9.819	9.816	9.813	9.810	9.807
65	9.822	9.820	9.817	9.814	9.811
70	9.826	9.823	9.820	9.817	9.814
注 1: g 值为纬度和海拔高程的函数; 注 2: 定义和公式见 3.3.3.1 和 5.5.2。					

B.2 蒸馏水的密度

表 B.2 水的密度 $\rho(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$

温度 $\theta/^{\circ}\text{C}$	绝对压力 (10^5 Pa)							
	1	10	20	30	40	50	60	70
0	999.8	1 000.3	1 000.8	1 001.3	1 001.8	1 002.3	1 002.8	1 003.3
1	999.9	1000.4	1 000.9	1 001.4	1 001.9	1 002.4	1 002.9	1 003.4
2	1 000.0	1 000.4	1 000.9	1 001.4	1 001.9	1 002.4	1 002.9	1 003.4
3	1 000.0	1 000.4	1 000.9	1 001.4	1 001.9	1 002.4	1 002.9	1 003.4
4	1 000.0	1 000.4	1 000.9	1 001.4	1 001.9	1 002.4	1 002.9	1 003.4
5	999.9	1 000.4	1 000.9	1 001.4	1 001.9	1 002.4	1 002.8	1 003.3
6	999.9	1 000.4	1 000.9	1 001.4	1 001.8	1 002.3	1 002.8	1 003.3
7	999.9	1 000.3	1 000.8	1 001.3	1 001.8	1 002.3	1 002.7	1 003.2
8	999.9	1 000.3	1 000.8	1 001.2	1 001.7	1 002.2	1 002.7	1 003.2
9	999.8	1 000.2	1 000.7	1 001.2	1 001.6	1 002.1	1 002.6	1 003.1
10	999.7	1 000.1	1 000.6	1 001.1	1 001.6	1 002.0	1 002.5	1 003.0

表 B.2 (续)

温度 $\theta/^\circ\text{C}$	绝对压力(10^5 Pa)							
	1	10	20	30	40	50	60	70
11	999.6	1 000.0	1 000.5	1 001.0	1 001.4	1 001.9	1 002.4	1 002.9
12	999.5	999.9	1 000.4	1 000.9	1 000.3	1 001.8	1 002.3	1 002.7
13	999.4	999.8	1 000.3	1 000.7	1 000.2	1 001.7	1 002.1	1 002.6
14	999.2	999.7	1 000.1	1 000.6	1 000.1	1 001.5	1 002.0	1 002.4
15	999.1	999.5	1 000.0	1 000.4	1 000.9	1 001.4	1 001.8	1 002.3
16	998.9	999.4	999.8	1 000.3	1 000.7	1 001.2	1 001.7	1 002.1
17	998.8	999.2	999.6	1 000.1	1 000.6	1 001.0	1 001.5	1 001.9
18	998.6	999.0	999.5	999.9	1 000.4	1 000.8	1 001.3	1 001.7
19	998.4	998.8	999.3	999.7	1 000.2	1 000.6	1 001.1	1 001.5
20	998.2	998.6	999.1	999.5	1 000.0	1 000.4	1 000.9	1 001.3
21	998.0	998.4	998.9	999.3	999.8	1 000.2	1 000.7	1 001.1
22	997.8	998.2	998.6	999.1	999.5	1 000.0	1 000.4	1 000.9
23	997.5	997.9	998.4	998.8	999.3	999.7	1 000.2	1 000.6
24	997.3	997.7	998.1	998.6	999.0	999.5	999.9	1 000.4
25	997.0	997.4	997.9	998.3	998.8	999.2	999.7	1 000.1
26	996.8	997.2	997.6	998.1	998.5	999.0	999.4	999.9
27	996.5	996.9	997.4	997.8	998.3	998.7	999.1	999.6
28	996.2	996.6	997.1	997.5	998.0	998.4	998.9	999.3
29	995.9	996.3	996.8	997.2	997.7	998.1	998.6	999.0
30	995.7	996.1	996.5	996.9	997.4	997.8	998.3	998.7
31	995.3	995.7	996.2	996.6	997.1	997.5	997.9	998.4
32	995.0	995.4	995.9	996.3	996.8	997.2	997.6	998.1
33	994.7	995.1	995.5	996.0	996.4	996.9	997.3	997.7
34	994.4	994.8	995.2	995.7	996.1	996.5	997.0	997.4
35	994.0	994.4	994.9	995.3	995.8	996.2	996.6	997.1
36	993.7	994.1	994.5	995.0	995.4	995.8	996.3	996.7
37	993.3	993.7	994.2	994.6	995.0	995.5	995.9	996.3
38	993.0	993.4	993.8	994.2	994.7	995.1	995.5	996.0
39	992.6	993.0	993.4	993.9	994.3	994.7	995.2	995.6
40	992.2	992.6	993.1	993.5	993.9	994.4	994.3	995.2
温度 $\theta/^\circ\text{C}$	绝对压力(10^5 Pa)							
	80	90	100	110	120	130	140	150
0	1 003.8	1 004.3	1 004.8	1 005.3	1 005.8	1 006.3	1 006.8	1 007.3
1	1 003.9	1 004.3	1 004.8	1 005.3	1 005.8	1 006.3	1 006.8	1 007.3
2	1 003.9	1 004.4	1 004.8	1 005.3	1 005.8	1 006.3	1 006.8	1 007.3
3	1 003.9	1 004.4	1 004.8	1 005.3	1 005.8	1 006.3	1 006.8	1 007.3
4	1 003.8	1 003.4	1 004.8	1 005.3	1 005.8	1 006.3	1 006.7	1 007.2
5	1 003.8	1 004.3	1 004.8	1 005.3	1 005.7	1 006.2	1 006.7	1 007.2

表 B.2 (续)

温度 $\theta/^\circ\text{C}$	绝对压力 (10^5 Pa)							
	80	90	100	110	120	130	140	150
6	1 003.8	1 004.2	1 004.7	1 005.2	1 005.7	1 006.2	1 006.2	1 007.1
7	1 003.7	1 004.2	1 004.7	1 005.1	1 005.6	1 006.1	1 006.5	1 007.0
8	1 003.6	1 004.1	1 004.6	1 005.0	1 005.5	1 006.0	1 006.5	1 006.9
9	1 003.5	1 004.0	1 004.5	1 005.0	1 005.4	1 005.9	1 006.4	1 006.8
10	1 003.4	1 003.9	1 004.4	1 004.8	1 005.3	1 005.8	1 006.2	1 006.7
11	1 003.3	1 003.8	1 004.3	1 004.7	1 005.2	1 005.6	1 006.1	1 006.6
12	1 003.2	1 003.7	1 004.1	1 004.6	1 005.0	1 005.5	1 006.0	1 006.4
13	1 003.1	1 003.5	1 004.0	1 004.4	1 004.9	1 005.4	1 005.8	1 006.3
14	1 002.9	1 003.4	1 003.8	1 004.3	1 004.7	1 005.2	1 005.7	1 006.1
15	1 002.7	1 003.2	1 003.7	1 004.1	1 004.6	1 005.0	1 005.5	1 005.9
16	1 002.6	1 003.0	1 003.5	1 003.9	1 004.4	1 004.8	1 005.3	1 005.8
17	1 002.4	1 002.8	1 003.3	1 003.8	1 004.2	1 004.7	1 005.1	1 005.6
18	1 002.2	1 002.7	1 003.1	1 003.6	1 004.0	1 004.5	1 004.9	1 005.4
19	1 002.0	1 002.4	1 002.9	1 003.3	1 003.8	1 004.2	1 004.7	1 005.1
20	1 001.8	1 002.2	1 002.7	1 003.1	1 003.6	1 004.0	1 004.5	1 004.9
21	1 001.6	1 002.0	1 002.5	1 002.9	1 003.3	1 003.8	1 004.2	1 004.7
22	1 001.3	1 001.8	1 002.2	1 002.7	1 003.1	1 003.5	1 004.0	1 004.4
23	1 001.1	1 001.5	1 002.0	1 002.4	1 002.9	1 003.3	1 003.7	1 004.2
24	1 000.8	1 001.3	1 001.7	1 002.2	1 002.6	1 003.0	1 003.5	1 003.9
25	1 000.6	1 001.0	1 001.5	1 001.9	1 002.3	1 002.8	1 003.2	1 003.7
26	1 000.3	1 000.7	1 001.2	1 001.6	1 002.1	1 002.5	1 002.9	1 003.4
27	1 000.0	1 000.5	1 000.9	1 001.3	1 001.8	1 002.2	1 002.7	1 003.1
28	999.7	1 000.2	1 000.6	1 001.1	1 001.5	1 001.9	1 002.4	1 002.8
29	999.4	999.9	1 000.3	1 000.8	1 001.2	1 001.6	1 002.1	1 002.5
30	999.1	999.6	1 000.0	1 000.4	1 000.9	1 001.3	1 001.7	1 002.2
31	998.8	999.3	999.7	1 000.1	1 000.6	1 001.0	1 001.4	1 001.9
32	998.5	998.9	999.4	999.8	1 000.2	1 000.7	1 001.1	1 001.5
33	998.2	998.6	999.0	999.5	999.9	1 000.3	1 000.8	1 001.2
34	997.8	998.3	998.7	999.1	999.6	1 000.0	1 000.4	1 000.9
35	997.5	997.9	998.4	998.8	999.2	999.7	1 000.1	1 000.5
36	997.1	997.6	998.0	998.4	998.9	999.3	999.7	1 000.2
37	996.8	997.2	997.6	998.1	998.5	998.9	999.4	999.8
38	996.4	996.8	997.3	997.7	998.1	998.6	999.0	999.4
39	996.0	996.5	996.9	997.3	997.8	998.2	998.6	999.0
40	995.7	996.1	996.5	996.9	997.4	997.8	998.2	998.7
注 1: ρ_{wd} 值为温度 $\theta(^{\circ}\text{C})$ 和绝对压力 $p_{\text{abs}}(10^5 \text{ Pa})$ 的函数。								
注 2: 定义和公式见 3.3.3.3 和 5.5.3.1.3。								

表 B.3 蒸馏水的运动黏度 $\nu(\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1})$

水温 $\theta/$ $^{\circ}\text{C}$	运动黏度 $\nu/$ $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	水温 $\theta/$ $^{\circ}\text{C}$	运动黏度 $\nu/$ $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
0	1.791×10^{-6}	21	0.980×10^{-6}
1	1.731×10^{-6}	22	0.957×10^{-6}
2	1.674×10^{-6}	23	0.934×10^{-6}
3	1.620×10^{-6}	24	0.913×10^{-6}
4	1.568×10^{-6}	25	0.892×10^{-6}
5	1.520×10^{-6}		
6	1.473×10^{-6}	26	0.873×10^{-6}
7	1.429×10^{-6}	27	0.854×10^{-6}
8	1.387×10^{-6}	28	0.835×10^{-6}
9	1.346×10^{-6}	29	0.817×10^{-6}
10	1.308×10^{-6}	30	0.800×10^{-6}
11	1.271×10^{-6}	31	0.784×10^{-6}
12	1.236×10^{-6}	32	0.768×10^{-6}
13	1.202×10^{-6}	33	0.753×10^{-6}
14	1.170×10^{-6}	34	0.738×10^{-6}
15	1.140×10^{-6}	35	0.723×10^{-6}
16	1.110×10^{-6}	36	0.709×10^{-6}
17	1.082×10^{-6}	37	0.696×10^{-6}
18	1.055×10^{-6}	38	0.683×10^{-6}
19	1.029×10^{-6}	39	0.670×10^{-6}
20	1.004×10^{-6}	40	0.658×10^{-6}
注 1: ν 值为在绝对压力 $p_{\text{abs}} = 10^5 \text{ Pa}$ 下的水温 $\theta(^{\circ}\text{C})$ 的函数。			
注 2: 定义和公式见 3.3.3.6 和 5.5.3.3。			

表 B.4 蒸馏水的蒸汽压力

水温 $\theta/$ $^{\circ}\text{C}$	蒸汽压力 $p_{\text{va}}/$ Pa	水温 $\theta/$ $^{\circ}\text{C}$	蒸汽压力 $p_{\text{va}}/$ Pa
0	611		
1	657	11	1 313
2	706	12	1 403
3	758	13	1 498
4	814	14	1 599
5	873	15	1 706
6	935	16	1 819
7	1 002	17	1 938
8	1 073	18	2 064
9	1 148	19	2 198
10	1 228	20	2 339

表 B.4 (续)

水温 θ / ℃	蒸汽压力 p_{va} / Pa	水温 θ / ℃	蒸汽压力 p_{va} / Pa
21	2 488	31	4 495
22	2 645	32	4 758
23	2 810	33	5 034
24	2 985	34	5 323
25	3 169	35	5 627
26	3 363	36	5 945
27	3 567	37	6 280
28	3 782	38	6 630
29	4 008	39	6 997
30	4 246	40	7 381
注 1: p_{va} 为水温 θ (℃) 的函数。 注 2: 定义和公式见 3.3.3.4 和 5.5.3.4。			

表 B.5 干燥空气的密度 ρ_a (kg · m⁻³)

空气温度 θ_a / ℃	干燥空气的密度 ρ_a / kg · m ⁻³
0	1.293
2	1.284
4	1.274
6	1.265
8	1.256
10	1.247
12	1.238
14	1.230
16	1.221
18	1.213
20	1.205
22	1.196
24	1.188
26	1.180
28	1.173
30	1.165
注 1: 该值为在环境绝对压力 $p_{amb-0} = 101\,325\text{ Pa}$ 下的空气温度 θ_a (℃) 的函数。 注 2: 定义和公式见 3.3.3.3 和 5.5.4.1。	

表 B.6 环境压力 p_{amb} (Pa)

海拔 z / m	环境压力 p_{amb} / Pa	海拔 z / m	环境压力 p_{amb} / Pa
0	101 325		
100	100 129	2 100	78 520
200	98 945	2 200	77 548
300	97 773	2 300	76 586
400	96 611	2 400	75 634
500	95 461	2 500	74 692
600	94 322	2 600	73 759
700	93 194	2 700	72 835
800	92 076	2 800	71 921
900	90 970	2 900	71 017
1 000	89 876	3 000	70 121
1 100	88 792	3 100	69 235
1 200	87 718	3 200	68 358
1 300	86 655	3 300	67 490
1 400	85 602	3 400	66 631
1 500	84 560	3 500	65 780
1 600	83 528	3 600	64 939
1 700	82 506	3 700	64 106
1 800	81 494	3 800	63 283
1 900	80 493	3 900	62 467
2 000	79 501	4 000	61 660
注 1：该值为海拔 z (m)的函数。			
注 2：定义和公式见 3.3.5.2 和 5.5.4.2。			

表 B.7 水银的密度 ρ_{Hg} ($kg \cdot m^{-3}$)

温度 θ / ℃	密度 ρ_{Hg} / $kg \cdot m^{-3}$	温度 θ / ℃	密度 ρ_{Hg} / $kg \cdot m^{-3}$
0	13 595		
1	13 593	11	13 568
2	13 590	12	13 565
3	13 588	13	13 563
4	13 585	14	13 561
5	13 583	15	13 558
6	13 580	16	13 556
7	13 578	17	13 553
8	13 575	18	13 551
9	13 573	19	13 548
10	13 570	20	13 546

表 B.7 (续)

温度 θ / ℃	密度 ρ_{Hg} / $kg \cdot m^{-3}$	温度 θ / ℃	密度 ρ_{Hg} / $kg \cdot m^{-3}$
21	13 543	31	13 519
22	13 541	32	13 516
23	13 538	33	13 514
24	13 536	34	13 511
25	13 534	35	13 509
26	13 531	36	13 507
27	13 529	37	13 504
28	13 526	38	13 502
29	13 524	39	13 499
30	13 521	40	13 497
注 1: 该值为在环境绝对压力 $p_{amb-0} = 101\,325\text{ Pa}$ (海平面的标准环境压力)下的温度 $\theta(^{\circ}\text{C})$ 的函数。 注 2: 定义和公式见 3.3.3.3 和 5.5.5。			

附录 C
(资料性附录)
机械水力比能公式的推导

C.1 理论公式

水力机械内部的能量平衡由伯努力微分方程表示,并考虑了能量损失项:

$$\frac{dp_{abs}}{\rho} + d\left(\frac{v^2}{2}\right) + g dz + de_L + de = 0$$

式中:

$\frac{dp_{abs}}{\rho}$ ——压力比能的变化;

$d\left(\frac{v^2}{2}\right)$ ——速度比能的变化;

$g dz$ ——位置比能的变化;

de_L ——损耗比能;

de ——水与转轮/叶轮间的转换比能(水轮机: $de < 0$,水泵: $de > 0$)。

对于无损耗的理想机械($de_L = 0$)而言,机械高低压基准面 1 和 2 间的水流水力比能 E 可由在此两截面间的积分获得:

$$\int_2^1 de = \int_2^1 \frac{dp_{abs}}{\rho} + \int_2^1 d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \int_2^1 g dz \quad \dots\dots\dots (C.1)$$

C.2 压力比能项

$$\int_2^1 \frac{dp_{abs}}{\rho} = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\rho^*}$$

考虑到该式的应用范围, ρ^* 可由下式近似确定:

$$\rho^* = \bar{\rho} = \frac{1}{2}(\rho_1 + \rho_2)$$

该近似值的相对误差小于 2×10^{-4} 。

C.3 速度比能项

水流流线的水力比能项的值和其截面上的平均值($e_c = v^2/2$)按 3.5.2.4 中的注 1 确定。

按惯例,假设速度比能的变化由下式计算:

$$\int_2^1 d\left(\frac{v^2}{2}\right) = \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2)$$

式中 v_1 和 v_2 为基准面 1 和基准面 2 的平均轴向速度(见 1.3.3.4.9)(严格地讲,应考虑速度的切向和径向分量)。

C.4 位置比能项

由于基准面 1 和基准面 2 间由于海拔高程的变化而引起的重力加速度的变化很小,它可以写成:

$$\int_2^1 g dz = \bar{g}(z_1 - z_2)$$

式中:

$$\bar{g} = \frac{1}{2}(g_1 + g_2)$$

C.5 实用公式

根据上述简化,确定机械水力比能(见 1.3.3.6.2)的式(C.1)变为:

$$E = \frac{1}{\rho} (p_{\text{abs1}} - p_{\text{abs2}}) + \frac{1}{2} (v_1^2 - v_2^2) + \bar{g} (z_1 - z_2)$$

工程上,机械的基准面的 g 值可作为 \bar{g} 。此外,对于低水头机械 $(p_1 - p_2) < 4 \times 10^5 \text{ Pa}$,低压基准面的 ρ 值可作为 $\bar{\rho}$ 。

附录 D
(资料性附录)

实际用水的密度 ρ_{wa} 对测量和标定的影响

由于可溶性化学物质的存在,试验水的密度 ρ_{wa} (见 5.5.3.1.2 和 GB/T 15613.2—2008 中的 8.2.3) 总比 5.5.3.1.3 和表 B.2 中给出的蒸馏水的密度 ρ_{wd} 要高。通常偏差要小于 0.05%。

若水力比能 E 主要由压力测量确定且测量仪器安装在大致相同的海拔高程, E 可表达为:

$$E = \frac{(p_1 - p_2)}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$$

水力功率变为:

$$\begin{aligned} P_h &= \left[\frac{(p_1 - p_2)}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \right] \cdot \rho_1 \cdot Q_1 \\ &= \left[p_1 - p_2 + \bar{\rho} \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \right] \cdot \frac{\rho_1}{\bar{\rho}} \cdot Q_1 \end{aligned}$$

式中 $\rho_1 = \rho_{wa,1}$ 且 $\bar{\rho} = \bar{\rho}_{wa}$ 。

工程中,可以假定模型试验装置的 ρ_{wa} 与 ρ_{wd} 相差很小且随压力和温度的变化规律相同:

$$\frac{\rho_{wa,1}}{\bar{\rho}_{wa}} = \frac{\rho_{wd,1}}{\bar{\rho}_{wd}} = \frac{\rho_1}{\bar{\rho}}$$

由于 $\frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2}$ 总是小于压力比能项的 10%, 即使对高比转速机械也是这样, 因此 $\bar{\rho}_{wd}$ 也可应用于项 $\bar{\rho}_{wa} \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2}$ 中。由此应用蒸馏水的密度所引起的 E 或 η 的偏差总是要小于 0.005%。因此水力功率可近似为:

$$P_h = \left[p_1 - p_2 + \bar{\rho}_{wd} \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} \right] \cdot \frac{\rho_{wd,1}}{\bar{\rho}_{wd}} \cdot Q_1$$

附录 E

(资料性附录)

试验和计算步骤的综述

E.1 前言

附录 E 包含了在试验前、试验中和试验后需执行的一系列协议、核查和操作。

一个试验点的计算以及与合同值相比较的所有必要的信息,包括测量不确定度的评估也作为一个主要方面,综述如下。

对每一项,都引用了本部分的相关章节。

E.2 试验前应达成的协议

试验前,有关各方应达成如下协议:

- 模型尺寸(见 5.3.2.2)和比尺值 λ (见 3.3.2.9);
- 模型结构特点(见 5.1.3.2);
- 相似要求(见 5.3.1);
- 试验条件(见 5.3.2.1);
- 当合同提及模型的保证值时(见 GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.2)的 Re_M 或 Re_{sp} 值(见 4.1.4)(对于水斗式水轮机为弗劳德数,见 5.3.1.5.2);
- 模型所包括的范围(见 5.1.3.3);
- 基准断面(见 4.1.1);
- 压力测量断面(见 GB/T 15613.2—2008 中的 6.2 和 8.2.1)和用于计算水力比能的面积(见 GB/T 15613.2—2008 中的 8.2)和净上吸出比能(见 GB/T 15613.2—2008 中的 8.4);
- 功率、流量、效率、稳态飞逸转速的合同值及空化对水力性能的影响(见 4.2);
- σ_{pl} 值(见 4.2.1.5);
- 空化试验程序(见 5.3.3.3.6 和见 GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.3.7)和空化基准面(见 5.3.1.5.1);
- 如果必要的话,应在循环水中注入空化核(见 5.1.2.3、5.3.1.6.2 和 5.5.3.2);
- 模型试验的所有其他规范(见 5.3.3.1.1);
- 试验的时间表(见 5.3.3.1.2);
- 人员和职责(见 5.3.3.1.3);
- 进行试验的种类和范围(见 5.3.3.3);
- 使用仪器的标定程序(见 5.3.3.1.5);
- 原型重力加速度 g_p (见 5.5.2);
- 原型的水温 θ_p 和相应的运动黏度 ν_p (见 5.5.3.3);
- 原型水的密度 ρ_p (见 5.5.3.1);
- 原型的稳态速度 n_p ;
- 原型的稳态雷诺数 Re_p ;
- 原型运行的 $NPSE_p$ 范围(见 4.2.1.5);
- 飞逸工况下的最大水力比能 E_{pmax} (见 4.2.1.4);
- 原型的机械功率损失(见 4.2.1.1 和见 5.4.1.4);
- 电机风损(附录 G)。

E.3 模型试验设备和测试仪表

E.3.1 模型制造和尺寸检查

模型应按 5.1.3.2 制造且按 5.3.1.6 和 GB 10969 进行尺寸检查。应特别注意：

- 公称直径值(见 3.3.2.6)；
- 检查转轮/叶轮密封间隙(见 GB 10969)；
- 过水表面的粗糙度或表面质量(见 GB 10969)。

E.3.2 试验仪器设备和数据采集系统

在试验前和试验过程中,试验台和整个循环系统都应仔细检查(见 5.3.3.2.2),应特别注意表计管路是否泄漏。

测量仪器和数据采集系统也应在试验前后加以仔细检查和标定(见 5.3.3.2.3)。

下列几点通常由专门的操作试验的方法来检验：

- 模型进出口截面处测点压力的规律性(见 GB/T 15613.2—2008 中的 6.3.1)；
- 相同的运行工况点在不同试验条件下仪器的响应情况(见 5.3.3.3.1)。

E.4 试验和模型值的计算

通常,完整的预备性试验初步试验应由制造商执行或由制造商在场时执行,以确定合同中规定的保证值且确定机械的整个运行特性。由有关各方到场的验收试验应随后进行(见 5.3.3.3.1)。

E.4.1 试验过程中主要量的测量

对每一个试验点,应获得下列仪器测量量的读数的平均值。测量应按 GB/T 15613.2—2008 中的第 4 章和 11.2.1 执行：

- 流量(见 GB/T 15613.2—2008 中的第 5 章)；
- 高压和低压测量断面的压力(或断面 1 和断面 2 间的压差与断面 2 处的吸出压力)(见 GB/T 15613.2—2008 中的第 6 章、第 7 章和第 8 章)；
- 力矩(见 GB/T 15613.2—2008 中的第 9 章)；
- 转速(见 GB/T 15613.2—2008 中的第 10 章)；
- 试验水的温度；
- 环境温度；
- 仪器温度；
- 环境压力。

所有测量仪器的标定应是可用的并加以检查(见 5.3.3.1.5)。

应确定计算所需的恒定值[例如： g (见 5.5.2)、 ρ (见 5.5.3.1)、 z_c (见 5.3.1.5.1)、 p_{va} (见 5.5.3.4)、 ν (见 5.5.3.3)、测力臂的长度(见 GB/T 15613.2—2008 中的 9.2.1)、 T_{Lm} (见 GB/T 15613.2—2008 中的 9.5.3)]或按试验状态计算。

E.4.2 总不确定度

E.4.2.1 测量量的系统不确定度

为确定不确定度范围所需的系统不确定度值应对每个测量量定出并协商一致(见 GB/T 15613.2—2008 中的 12.2.2.2 和附录 J)。

E.4.2.2 测量量的随机不确定度

随机不确定度值应在最优效率附近试验时,或在部分负荷试验时计算得出(如有需要)(见 5.3.2.3.1、GB/T 15613.2—2008 中的 12.2.2.1 和附录 L)。

E.4.2.3 总不确定度

总不确定度是由上述系统不确定度和随机不确定度联合确定的,并确定曲线的不确定度带以便与

保证值加以比较(见 GB/T 15613.2—2008 中的 12.2.2.4 和 13.2)。

E.4.3 与主要水力性能有关的测量量的计算

采用上述列出的常量和测量值,并运用标定数据和 5.4.1.1 给出的计算水力效率的关系式可计算出 ρ_M 、 Q_M 、 E_m 、 P_{mM} 、 η_{hM} 、 $NPSE_M$ 和 Re_M 的值。

E.4.4 无量纲因数或系数和空化系数的计算

采用关系式见 3.3.12,可计算出 Q_{nD} 、 E_{nD} 、 P_{nD} 和 σ_{nD} 和/或 Q_{ED} 、 n_{ED} 、 P_{ED} 和 σ 的值。

E.4.5 确定用于计算比尺效应的 δ_{ref}

可通过专门的试验确定出 η_{hMopt} 和在此条件下测量的 Re_{Mopt} 值。由此,采用 GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.2 的公式便可定出在该条公式中用于效率比尺效应计算中的 δ_{ref} 值(亦可参见附录 F)。

E.4.6 与 Re_M^* 有关的效率和功率系数的计算

除了按 GB/T 15613.2—2008 中的图 38 描述的流程图计算外,还可应用计算程序。可计算出 η_{hM}^* 、 P_{nD}^* 和 P_{ED}^* 值(见 GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.2.3),然后便可得到模型在 Re_M^* 条件下的所有模型运行曲线(见 GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.2 和 11.2.2.3)。

当给定的模型效率的保证值规定为特定值 Re_{Msp} 条件时, Re_M^* 可选为与 Re_{Msp} 相等量(见 4.1.4 和 GB/T 15613.2—2008 中的 11.3.3.5)。

E.4.7 考虑空化影响后对模型测量值的修正

对于效率试验,见 5.3.3.3.5 和 GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.3.7。

对于飞逸转速试验,见 5.3.3.3.7 和 GB/T 15613.2—2008 中的 11.3.2。

E.5 原型量的计算

参见 GB/T 15613.2—2008 中的图 38 的流程图。

基于 GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.4 和 11.2.5,当在规定的 n_p 下稳定运行时, Q_p 、 E_p 、 P_{mP} 、 $NPSE_p$ 和 η_{hp} 值是在考虑到效率比尺效应 $(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P}$ 及空化影响后得出的(见 GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.4.2)。

计算原型的效率 η_p 和机械功率 P_p 时应考虑原型的机械功率损失(见 3.3.8.4、4.2.1.1、GB/T 15613.2—2008 中的 13.3.4)和电机的风损(见附录 G)。

对于飞逸运行工况,应按 GB/T 15613.2—2008 中的 11.3.3 和 11.3.4 计算 $n_{R,P}$ 、 $Q_{R,P}$ 和 $NPSE_p$ 。

按 GB/T 15613.2—2008 中的 11.3.2 考虑空化对条稳态飞逸转速的影响。

E.6 模型或原型结果的图式表示

在剔除错误点(见 GB/T 15613.2—2008 中的 12.1.3.1)后,以适当数目的试验点为基础(见 GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.3 和 13.2)绘制出模型或原型试验结果的点和/或曲线。如果必须绘制一条内插曲线,附录 H 给出了一个示例。

若必须与保证值相比较(见 GB/T 15613.2—2008 中的 13.2),上述点或曲线应绘制不确定度带。

E.7 与保证值的比较

保证值是否满足按 GB/T 15613.2—2008 中的 13.3.1、13.3.2 和 13.3.3 所述执行。

罚款和奖励的实施,如果有的话,见 GB/T 15613.2—2008 中的 13.3。

E.8 最终纪要

最终纪要包括有签字的工作日志和试验结果文件,应在验收试验结束时作出(见 5.3.3.3.9),且一

且所有参加各方均签字,模型验收试验即告结束。所有保证值是否符合要求应予检查并在纪要中提及,且纪要中应明确说明每一项保证值满足与否。

E.9 最终试验报告

最终试验报告(见 5.3.3.5)应包括正式试验的所有文件且应于试验完成后在各方商定的时间(通常为两个月)内完成。

附录 F

(规范性附录)

反击式机械水力效率的比尺效应

F.1 基本描述和假定

本附录给出的描述和假定仅适用于反击式机械¹³⁾(冲击式水轮机见附录 K)。反击式机械水力效率的比尺效应是基于摩擦损失随雷诺数 Re 变化而变化。

在本规程中,比尺效应仅适用于转轮/叶轮的效率和机械功率,而不适用于流量或水力比能。估算方法是基于下列假定的:浸润表面为水力光滑表面,且不考虑粗糙度或其他情况的影响¹⁴⁾。

在比尺效应计算公式(见附录 F.3)中,可按比尺效应的损失曲线指数(0.16)和可按比尺效应的损失与总损失的比值(V_{ref})均为平均试验值,其值基于以下得出:

- 在水力表面光滑的模型上在不同的雷诺数下的模型试验;
- 比较模型效率试验和相应的原型(其表面粗糙度符合 GB/T 10969)。按 GB/T 10969 所要求的表面粗糙度并不必须为水力光滑流动状态。

只要间隙几何偏差在 GB/T 10969 规定的限度内,即可认为以下给定的水力效率比尺效应计算公式仍然有效。

通常商定,在模型最大水力效率点处加上 $\Delta\eta_h$ 以计算原型的水力效率,且应用至整个效率保证值范围内,前提条件是若在此范围内,不太受空化现象的影响(见 GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.4.2)。最优水力效率不应受空化的影响。

F.2 在效率保证值范围内可按比尺效应的相对损失数量

对于给定的水力透平机械而言,作为雷诺数 Re 的函数的比尺效应的可换算的相对损失量 δ 在整个保证效率的范围 R 内是相同的(范围 R 见图 F.1)。

这表明对于一个给定的恒定雷诺数而言,例如 Re_M ,在整个范围 R 内每一个运行工况点的按比尺效应的相对损失量 δ 的数量为恒定的,非比尺效应的损失量 δ_{ns} 的量值取决于运行工况点的总的相对损失量 $(1-\eta_h)$ 。

F.3 通用比尺效应公式的推导

按照 5.3.1.2 的假定,图 F.2 所示的 A 和 B 点表示水力相似的运行工况。

在雷诺数 Re_{ref} 、 Re_A 和 Re_B 下的可按比尺效应的相对损失(见图 F.2)有如下关系:

$$\frac{\delta_A}{\delta_{ref}} = \left(\frac{Re_{ref}}{Re_A} \right)^{0.16}$$

$$\frac{\delta_B}{\delta_{ref}} = \left(\frac{Re_{ref}}{Re_B} \right)^{0.16}$$

采用 $(\Delta h_h)_{A \rightarrow B} = \delta_A - \delta_B$

可获得如下的通用比尺效应公式:

$$(\Delta\eta_h)_{A \rightarrow B} = \delta_{ref} \left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_A} \right)^{0.16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_B} \right)^{0.16} \right]$$

GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.2 和 11.2.4.1 所引用的公式为其特例。

13) 特殊设计的反击式机械见 3.8.2.2.1 中表 7 的注 1。

14) 虽然对如何考虑水力比能和流量或粗糙度影响的比尺效应现已有很多种计算方法,但还未有被普遍接受的定量的分析方法。欲了解更多的资料,见 F.5 中的参考文献。

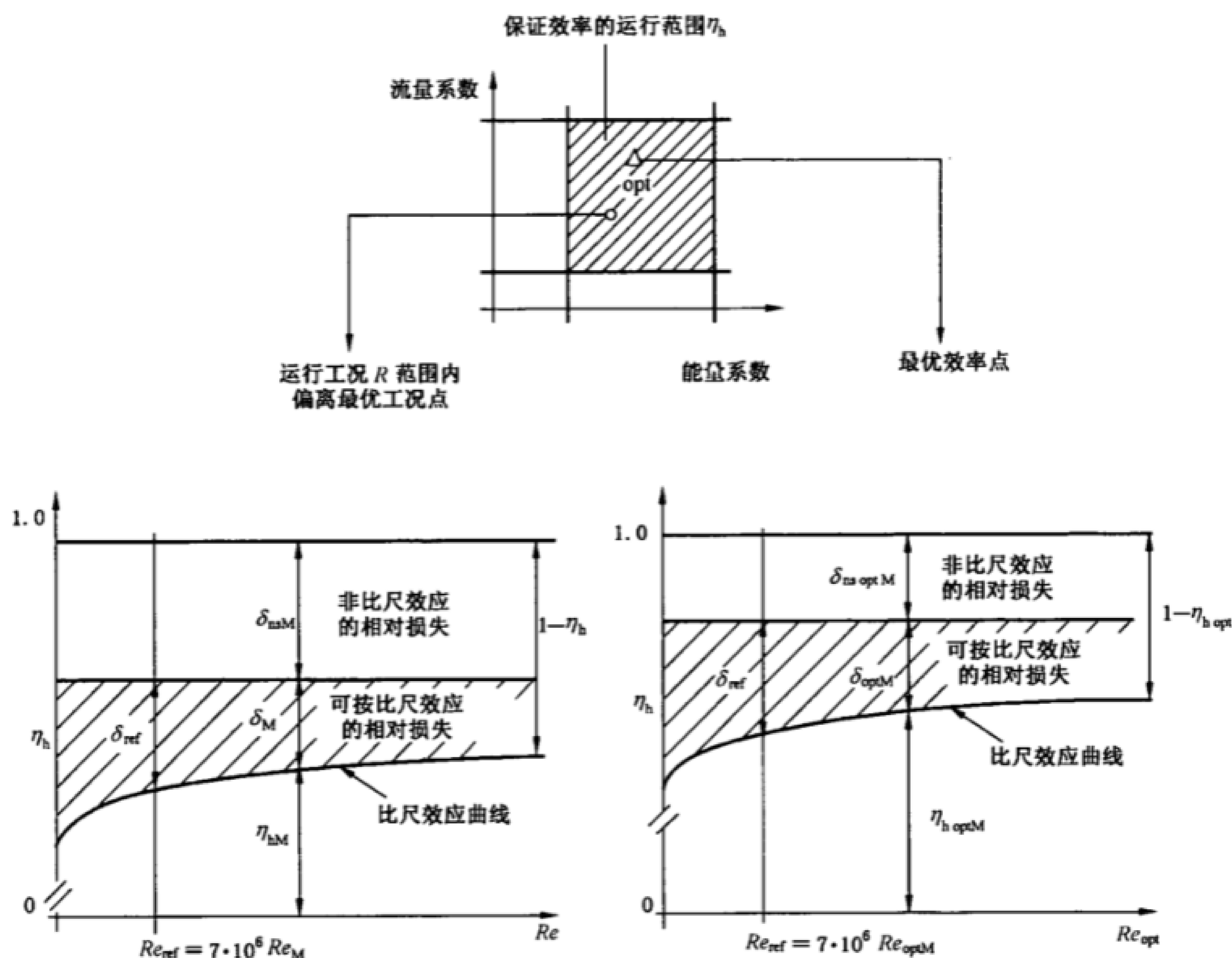


图 F.1 可按比尺效应的相对损失的变化

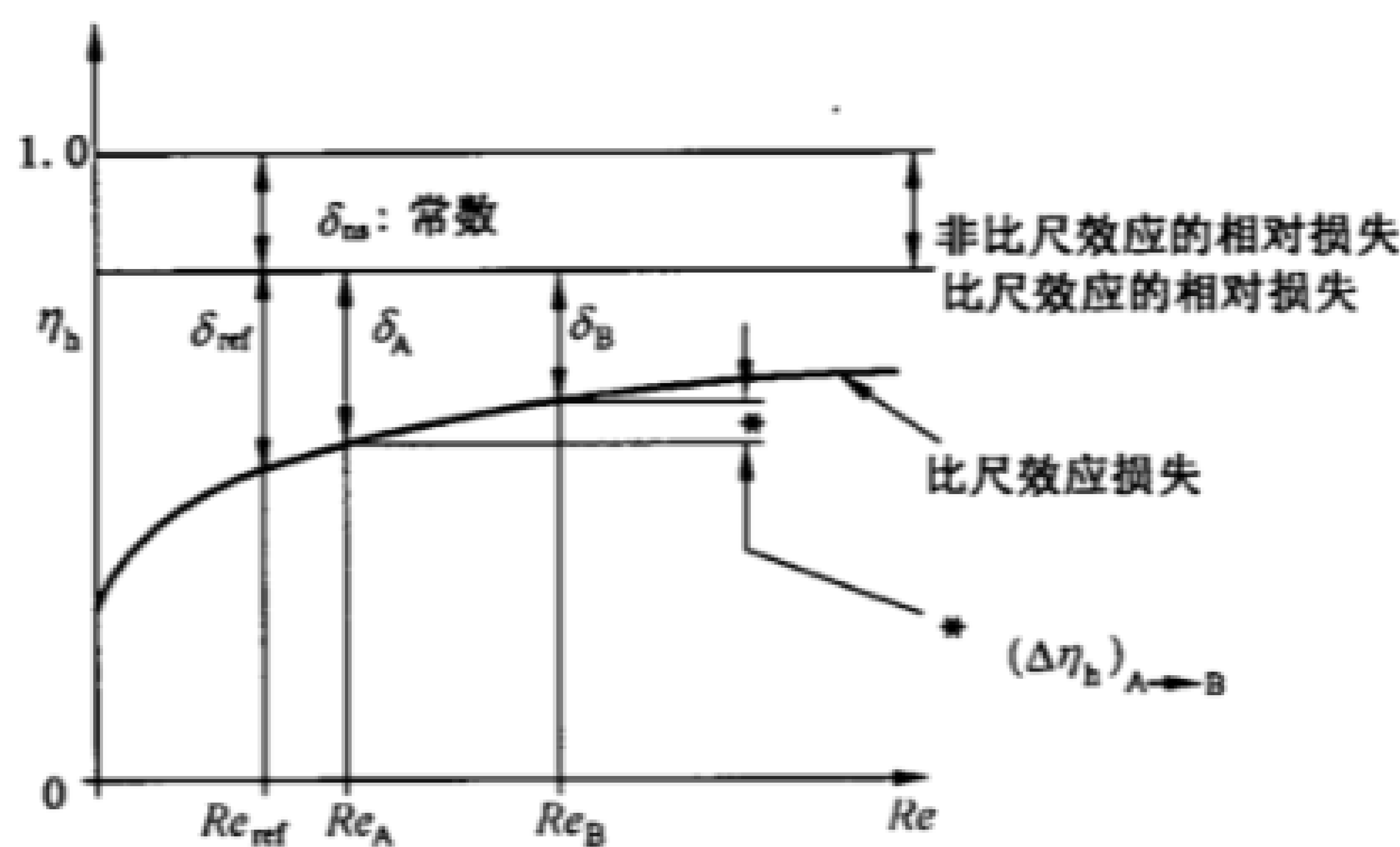


图 F.2 不同雷诺数下水力相似运行工况 A 和 B 的效率变化

根据 F.1 和 GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.2.2 对于最优效率点的假定,可得出下列三等式:

$$\frac{\delta_{\text{optM}}}{\delta_{\text{ref}}} = \left(\frac{Re_{\text{ref}}}{Re_{\text{optM}}} \right)^{0.16}$$
$$V_{\text{ref}} = \frac{\delta_{\text{ref}}}{\delta_{\text{ref}} + \delta_{\text{nsoptM}}}$$
$$\delta_{\text{optM}} + \delta_{\text{nsoptM}} = 1 - \eta_{\text{hoptM}}$$

三个未知项为:

δ_{optM} ——最优效率点的可按比尺效应的相对损失;

δ_{nsoptM} ——最优效率点的非比尺效应相对损失;

δ_{ref} ——在雷诺数为 Re_{ref} 且满足 $\delta_{\text{ref}} = (1 - \eta_{\text{href}}) \cdot V_{\text{ref}}$ 的工况点处的可按比尺效应的相对损失。
得出 GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.2 给出的公式计算：

$$\delta_{\text{ref}} = \frac{1 - \eta_{\text{hoptM}}}{\left[\left(\frac{Re_{\text{ref}}}{Re_{\text{optM}}} \right)^{0.16} + \frac{1 - V_{\text{ref}}}{V_{\text{ref}}} \right]}$$

F.4 从模型换算至原型时效率增值的确定

以下所述中假定在保证值范围内的原型的雷诺数 Re_P 为定值且 δ_{ref} 值已按 GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.2.1 所述确定。

若模型效率是在恒定雷诺数 Re_M^* 下取得的,可由下式计算效率增值 $(\Delta\eta_h)_{M^* \rightarrow P}$ 。在整个保证值范围内仅需考察一个雷诺数值。

$$(\Delta\eta_h)_{M^* \rightarrow P} = \delta_{\text{ref}} \left[\left(\frac{Re_{\text{ref}}}{Re_{M^*}} \right)^{0.16} - \left(\frac{Re_{\text{ref}}}{Re_P} \right)^{0.16} \right]$$

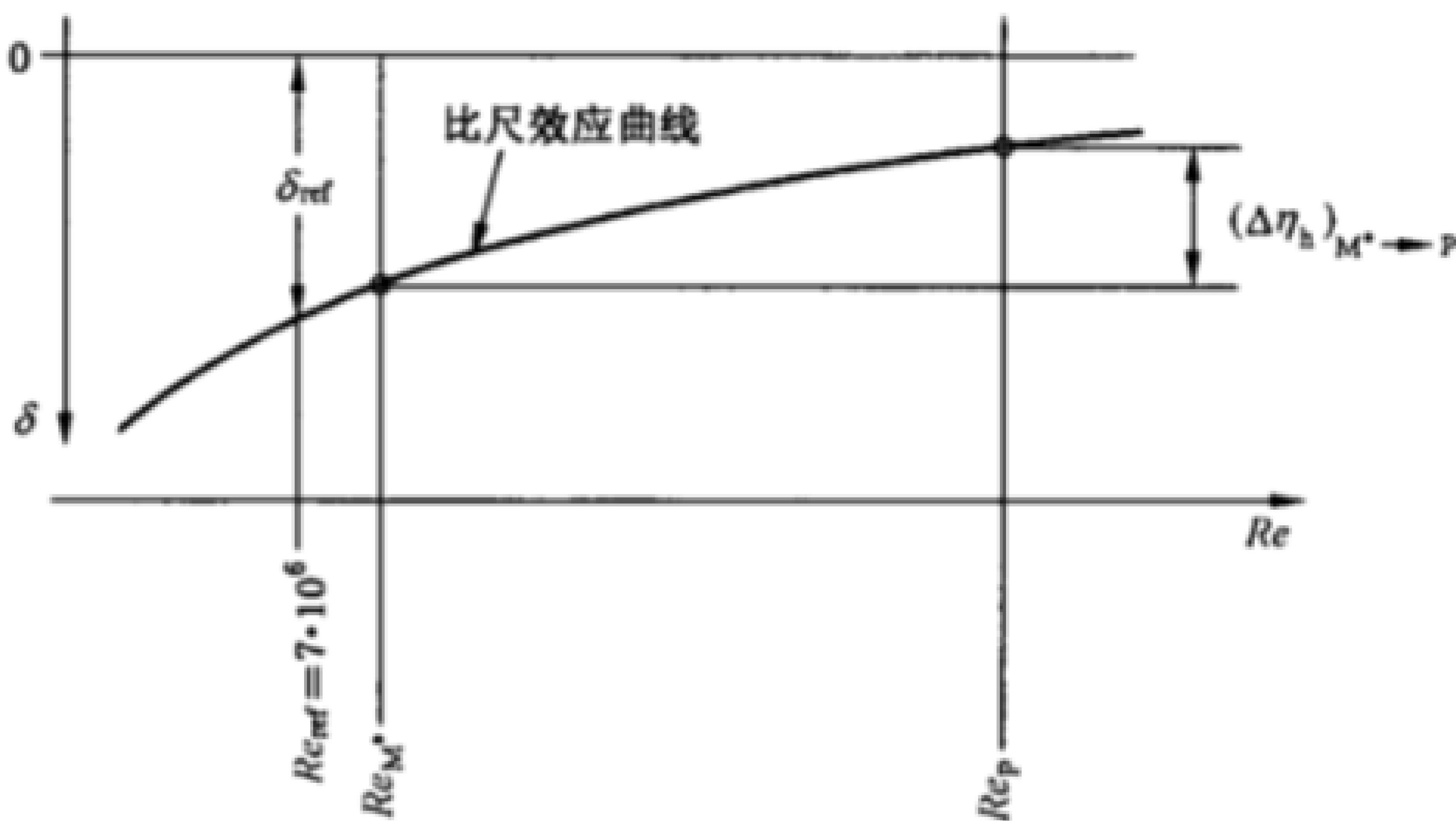


图 F.3 从 Re_M 为常数至 Re_P 为常数时的效率比尺效应

若模型效率是在不同的雷诺数 Re_M 下测得的,可用下式计算各 Re_{M_i} 值下的效率增加值 $(\Delta\eta_h)_{M_i \rightarrow P}$ 。在整个保证值范围内需考虑多个数值。

$$(\Delta\eta_h)_{M_i \rightarrow P} = \delta_{\text{ref}} \left[\left(\frac{Re_{\text{ref}}}{Re_{M_i}} \right)^{0.16} - \left(\frac{Re_{\text{ref}}}{Re_P} \right)^{0.16} \right]$$

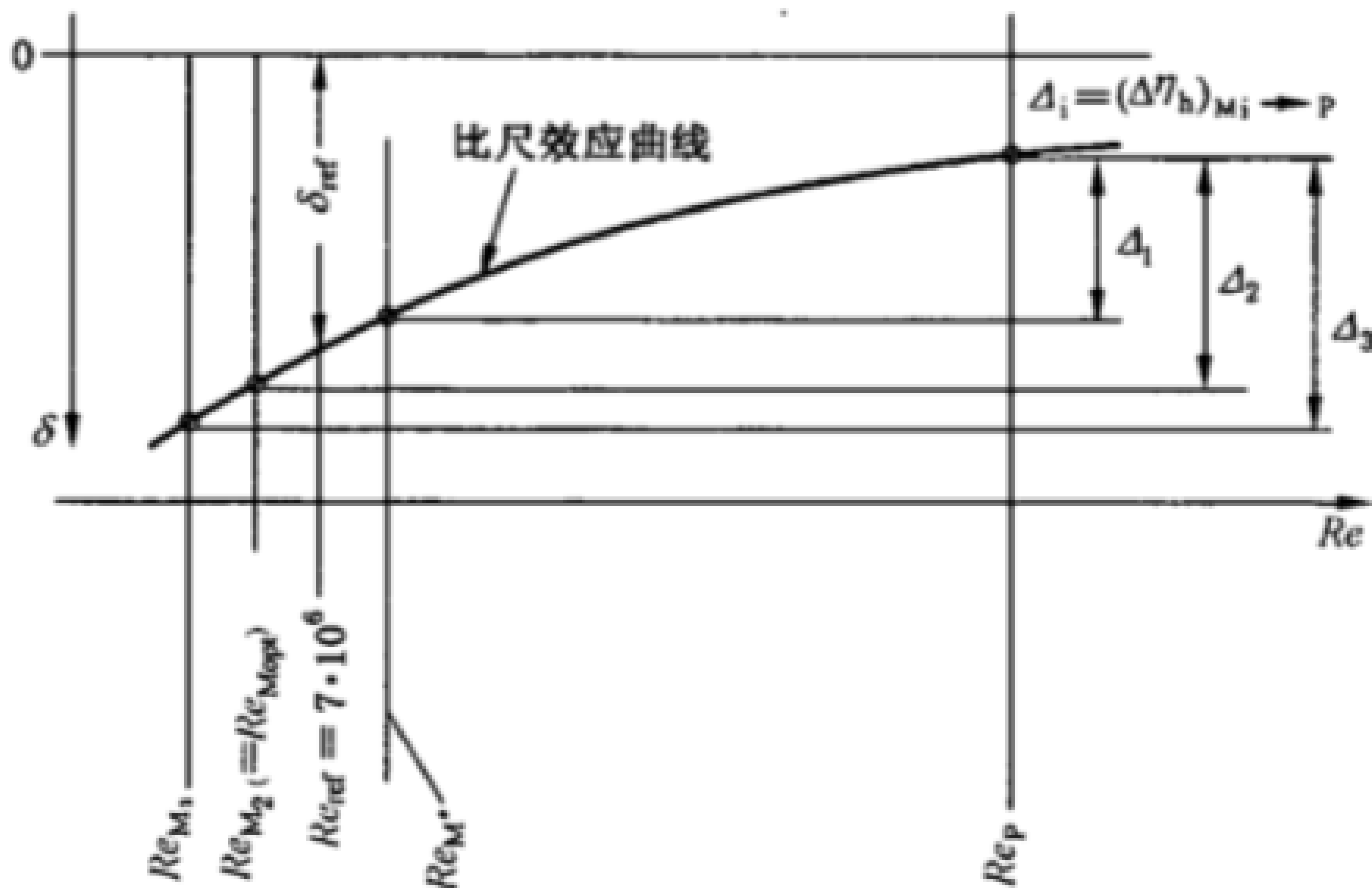


图 F.4 从 Re_M 为变数至 Re_P 为常数的效率比尺效应

F.5 参考书目

- F.5.1 Osterwalder, J. , “Efficiency scale-up for hydraulic turbomachines with due consideration of surface roughness”, *Journal of Hydraulic Research* 16(1978)No. 1, pp. 55 to 76.
- F.5.2 Ida, T. , Recent research of scale effects on performance characteristics of hydraulic turbomachines, Kanagawa University, Yokohama, April 1983.
- F.5.3 Osterwalder, J. , Hippe L. “Guidelines for efficiency scaling process of hydraulic turbomachines with different technical roughness of flow passages”, *Journal of Hydraulic Research* 22(1984), No. 2, pp. 77 to 102.
- F.5.4 Ida, T. , “Scale effects of water turbine performances considering only surface roughness”, *Proceedings from 14th Symposium IAHR 1988*, pp. 813 to 824.
- F.5.5 Henry, P. , Leroux, A. , Levesque, J. M. , Miron, J. G. , “Performance of the LG-4 turbines”, *Proceedings from 14th Symposium IAHR 1988*, pp. 787 to 799.
- F.5.6 Ida, T. , “New formula for efficiency step-up of hydraulic turbine”, *Proceedings from 17th Symposium IAHR 1994*, pp. 827 to 840.
- F.5.7 Nichtawitz, A. , “Discussion on step-up procedures in hydraulic machines”, *Proceedings from 17th Symposium IAHR 1994*, pp. 841 to 852.
- F.5.8 Spurk, J. H. , Grein, H. , “Performance conversion method for hydraulic turbines and pumps”, *Water Power & Dam Construction*, (1993-11), pp. 42-29.
- F.5.9 Fay, Á. Á. , “On the accuracy of hydro turbine performance prediction based on model tests”, *Modelling, Testing & Monitoring for Hydro Powerplants*, Budapest, Hungary, July 1994, pp. 425-434.

附录 G
(规范性附录)

考虑机组摩擦损失和风损的原型飞逸特性的计算

按 3.8.3.3 所述由模型试验值换算到原型的最大飞逸转速和流量时,应考虑由机组轴承和主轴密封所引起的摩擦损失及电机的风损,最大飞逸转速由 $n_{R_{max,P}}$ 减至 $n'_{R_{max,P}}$ 。

考虑的步骤如下:

对于单调节水轮机而言,在靠近飞逸工况点处的定导叶开度或定喷针行程下,用测量点 X_1 、 X_2 、 X_3 等绘制曲线 $P_{mP}(n_P)$ (见图 G.1)。若选定的开度恰好处于最大飞逸转速处(对混流式水轮机而言,通常为 $\alpha=\alpha_{max}$ 处),曲线 $P_{mP}(n_P)$ 与代表原型轴承和主轴密封摩擦损失与电机风损之和¹⁵⁾ 的曲线 $(P_{Lm}+P_W)(n_P)$ 的交点 Y 处的值即为在机组预期的最大稳态飞逸转速 $n'_{R_{max,P}}$ 。

对于双调节水轮机而言,上述步骤需在每一个转轮叶片转角下均执行一次;由此即可确定 $n'_{R,P}$ 的最大值。

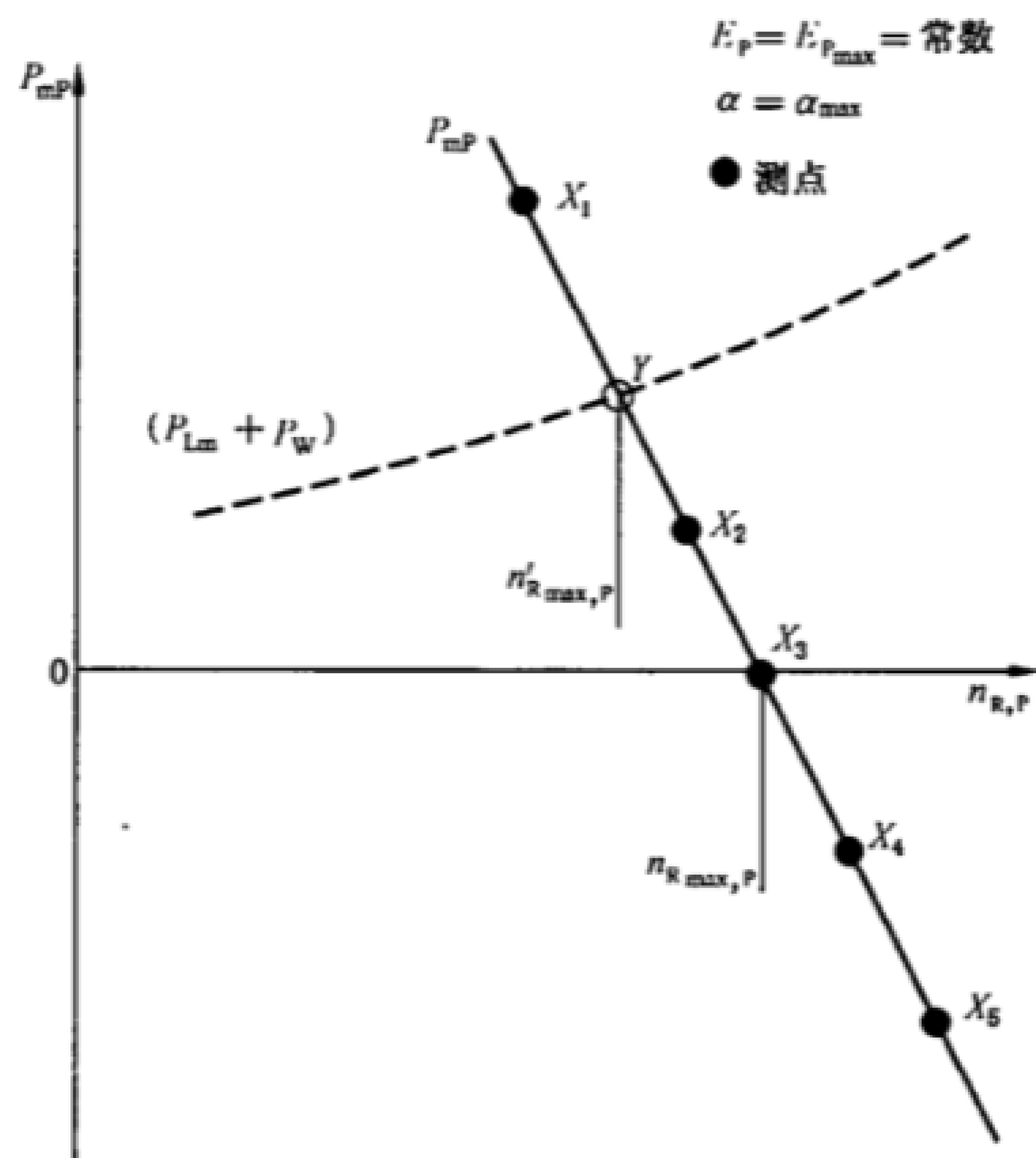


图 G.1 单调节水轮机 考虑机组摩擦损失和风损的原型飞逸特性的确定

15) 上述损失的确定见 GB/T 20043。

附录 H (资料性附录)

确定最光滑曲线的示例:独立区段法

H.1 前言

与原型试验不同的是,模型试验中通常对大量的运行工况点进行测量,有时,重复的测点距前一次测点的位置非常近。此外,试验范围通常都较合同保证范围大,但测点较集中在合同保证范围内。

在此种情况下,仅依靠标准最小二乘法的简单功能不太可能确定出通过这些测点的最优的拟合曲线;若该多项式的次数增加,曲线可能更趋近试验点,但也可能发生显著偏离正常的预期形状的现象。由于还未有适当的数学方法来描述上述物理现象,将整个试验区域分成若干区段以便通过计算的方法来确定最适合的曲线是一种更为方便的方法。该方法可以使每个区段都采用低次的多项式来表示曲线,这样便可采用最小二乘法得到相当光滑的曲线。

有几种计算拟合曲线的方法是可行的。这些方法基于:

- 普通样条函数;
- B-样条;
- 用面描述法。

作为例子,下面将介绍一种改进的最小二乘法。

注:目前采用的测量方法可使随机不确定度相对较小。因此,曲线的光滑过程通常可局限在取某一给定点周围的几个测量值的平均值。

H.2 计算方法的原理

沿横坐标的间隔按下述方法确定。相邻的三个间隔(见图 H.1 中的 1,2,3)构成了应用最小二乘法的区间,但仅居于中间的区段 2 处的曲线可直接用此方法来确定。为了获得一系列独立的区段,此过程将重复分两步左移和右移(见图 H.2 中的 a)。剩下的间隔将用曲线区段填充(见图 H.2 中的 b),区段的端点处具有相同的斜率。两个在试验范围最外侧的区段将直接按与相邻区段的多项式相同的数字系数用最小二乘法绘出(见图 H.2 中的 c)。

作为惯例,对于表示区段趋势的多项式的两种形式 a、b,可假定其次数为 3。由于测点的排列和间隔宽度的原因,可能会在用最小二乘法计算的试验范围的边缘区域发生测点仅够确定一系列的两个区间而非三个区间的情况。在此情况下,多项式将减为 2 次。

H.3 间隔最小宽度的选择

应设定一个间隔最小宽度值 S_{\min} 。最适宜的 S_{\min} 值应小到足以确定插入曲线。应关注 S_{\min} 的选择及由此而引出的间隔数目对曲线形状的影响:

- 选择的 S_{\min} 值过大会产生一条过于光滑的曲线,这将不能反映实际的物理现象;
- 选择的 S_{\min} 值过小则会使曲线在测量点处产生比真实情形大的随机性的分散现象。

因此,一个适当的值的选择应由试验负责人判断,要尽可能注意插入曲线应与表示每一测点处的随机不确定度的线段相交(见图 H.2)。

例如,当绘制一台单调节水轮机的效率曲线 $\eta_h(Q_{nD})$ 时(见 GB/T 15613.2—2008 中的 11.2.3.1),通常可将 S_{\min} 近似地取为 $(Q_{nD\max} - Q_{nD\min})/10$,式中 $Q_{nD\min}$ 和 $Q_{nD\max}$ 为试验范围的极限值。

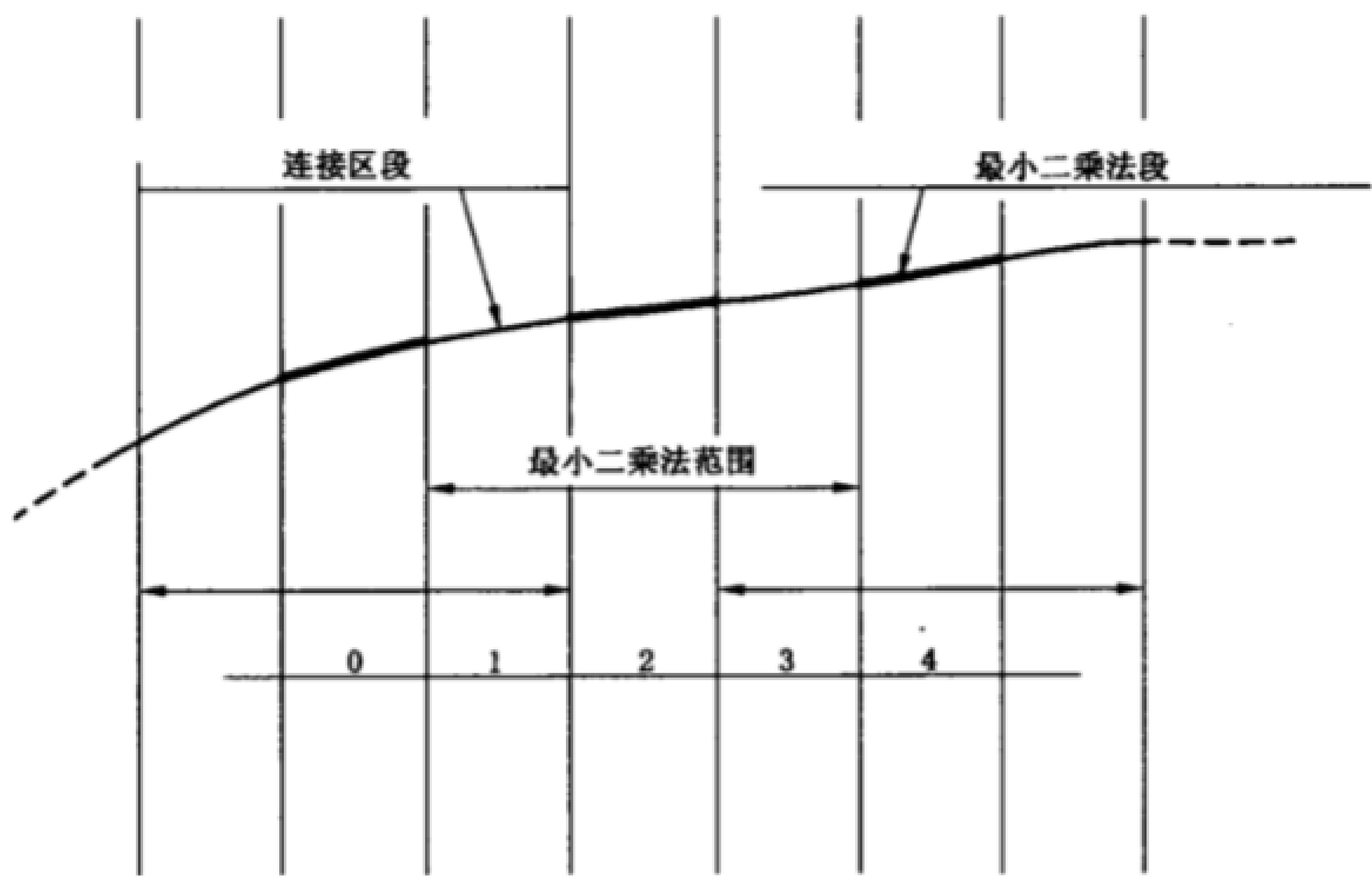


图 H.1 独立区段法的原理

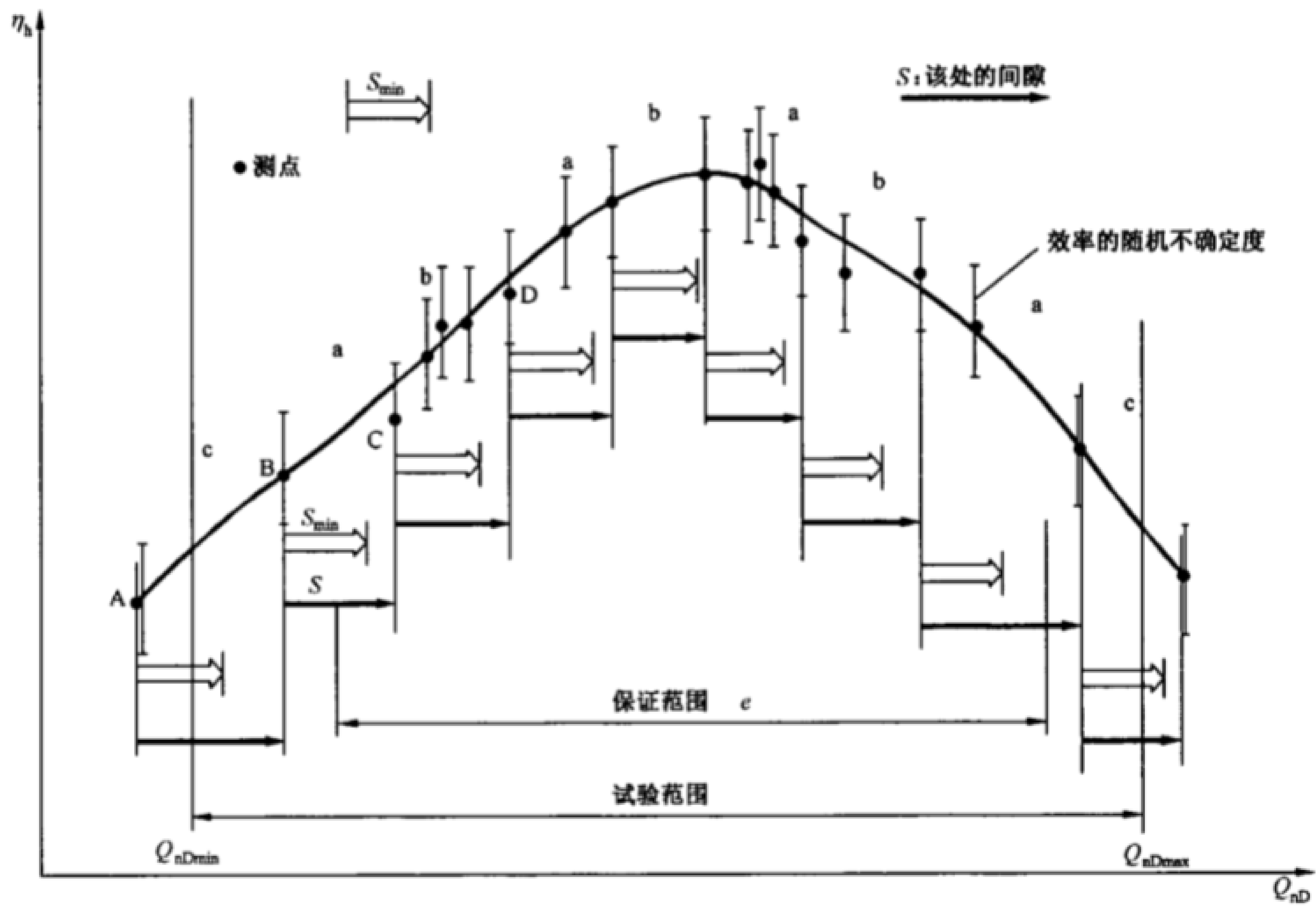


图 H.2 确定区隔的示例

H.4 间隔的确定

为简化陈述,假定试验开始于试验范围的左端,在效率试验时从试验范围的中部开始也是很方便的。

对于第一个测点而言,可能面临两种情况:

- a) 下一点在横坐标轴上的投影距离大于或等于 S_{min} : 该处的间隔 S 由此两点确定(图 H.2 中的 A 点和 B 点);

- b) 下一点在横坐标轴上的投影距离小于 S_{\min} :继续向右搜索直至距起始点的距离大于 S_{\min} 的第一个测点出现为止;该点与起始点一同确定该处的间隔 S (图 H. 2 中的 C 点和 D 点)。

该程序一直持续进行,直到试验范围的边缘为止。对于一个三次多项式而言,可应用最小二乘法,每一组三个相邻的间隔至少包含四个测点。

附录 J

(资料性附录)

误差和不确定度评估的示例

本附录可用作模型试验误差的分析导则(见 GB/T 15613.2—2008 中表 8)。其包括下列三个示例:

- 物理量测量的误差和不确定度的分析示例(见 J.1);
- 确定水力比能、转轮/叶轮的机械能和水力效率的系统不确定度的计算示例(见 J.2);
- 确定净正吸入比能的系统不确定度的计算示例(见 J.3)。

由于确定所需量的途径多种多样,故不可能在本规程中专门为相应的系统误差作一个通用的规定。例如,对于水力比能而言,其系统误差的值取决于测量仪表和随水力比能值不同所选定仪表的安装形式。在较低的水力比能值下,通常所得出的不确定度(f_E),的值会较大。由于相同的原因,在确定净正吸入比能的相对系统误差时一般要比水力比能的系统误差要大。

J.1 物理量测量的误差和不确定度的分析示例¹⁶⁾

下面的例子就是要说明如何使采用电子设备测量物理量时所引起的误差的各种来源能得到辨认且如何能评估和综合各相应误差和联合误差。GB/T 15613.2—2008 中表 8 可作为该项分析的指南。下面给出的所有值都是在 95% 置信度下的不确定度。

J.1.1 标定引起的误差

J.1.1.1 各分量误差

a) 原级方法的偏差:此为原级方法的固有误差中的系统分量: $\pm f_a$ 。

例如,如果要测量的量为流量且用重量法标定,而如果二次仪表为电子仪器,原级方法的系统误差主要取决于称重机械的操作方法、其相应的标定方法、折向器的操作、计时装置、浮力的修正和密度的确定。如果全部按照 ISO 4185:1980 的规定执行,重量法的偏差可将各不同误差根源的分量系统误差综合考虑来估算。

b) 原级方法的重复性:此为原级方法用于标定中的固有误差的随机分量: $\pm f_b$ 。

在 a) 项的例子中,采用重量法时原级方法的主要随机误差级来源为重量仪读数的分散性(在标定重量仪时可按读数的分散状况评估)和折向器动作的重复性。

c) 二次仪表的偏差:此为二次仪表固有误差的系统分量: $\pm f_c$ 。

在 a) 项的例子中,这主要来自于电子仪器输出信号的系统误差。

d) 二次仪表的重复性:此为二次仪表的固有误差的随机分量: $\pm f_d$ 。

在 a) 项的例子中,这主要来自于电子仪器输出信号的随机误差。这可由标定曲线周围点的分散情况评估。

e) 由物理现象和物理量影响引起的误差: $\pm f_e$ 。

这类误差来源可有很多种。在 a) 项的例子中涉及到的有:

- 流动情况对电子仪器反馈的影响;
- 流动的不稳定性;
- 水的物理性质(导热率、温度等)可能对电子仪器的影响;
- 外部因素的影响(输出功率的波动、环境温度、电磁场等)。

这些误差的综合作用导致了显示流量的不确定度,这实际上一部分为系统误差另一部分为随机误差。

16) 本附录中所有使用术语的定义见《国际基本和常规度量衡词汇表(VIM)》。

- f) 物理特性的误差:这些物理量的误差或是由直接测量引起的或是由国际标准数据引起的:
 $\pm f_i$ 。

在 a) 项的例子中,该类误差主要来自水密度的确定,用称重法求流求容积流量并对其从测得的质量流量中演绎而得。

J. 1. 1. 2 标定结果的总不确定度

所有上述的误差都很小、数量很多且彼此都相互独立。系统和随机不确定度按均方根法计算(如 3. 9. 1. 4 所述),以获得标定曲线的相对不确定度:

$$f_{cal} = \pm [(f_a)^2 + (f_b)^2 + (f_c)^2 + (f_d)^2 + (f_e)^2 + (f_i)^2]^{1/2}$$

J. 1. 2 试验中出现的误差

J. 1. 2. 1 分量误差

- a) 标定中的系统误差: $\pm f_{cal}$ 。

虽然实际上附录 J. 1. 1. 2 所述的不确定度按其性质部分为系统不确定度,部分为随机不确定度,但当标定结果用于后续试验时,可假定其为系统误差。

- b) 附加的系统误差:此为二次仪表标定中未能包括的固有误差中的系统分量, $\pm f_h$ 。

- c) 物理特性的误差: $\pm f_i$ 。

在某些情况下,例如附录 J. 1. 1. 1 中 a) 项的情况,该类误差可忽略。

- d) 物理现象和物理量影响引起的误差: $\pm f_k$ 。

该类误差源与附录 J. 1. 1. 1 中 e) 项所列的相同,但其值随工况点的变化而不同。若试验与标定的工况相同,上述误差可以忽略。

否则,可设定其可分解为系统分量 $\pm f_{ks}$ 和随机分量 $\pm f_{kr}$ 。

- e) 随机误差:这里包括二次仪表的重复性: $\pm f_l$ 。

该误差可在试验中测量。在附录 J. 1. 1. 1 中 a) 项的例子,以标定时相同方式再次出现。

J. 1. 2. 2 总不确定度

用方和根法综合处理各不确定度分量,相对总不确定度可按下式确定:

——系统不确定度:

$$f_s = \pm [(f_{cal})^2 + (f_h)^2 + (f_i)^2 + (f_{ks})^2]^{1/2}$$

——随机不确定度:

$$f_r = \pm [(f_{kr})^2 + (f_l)^2]^{1/2}$$

——总不确定度:

$$f_t = \pm [(f_s)^2 + (f_r)^2]$$

J. 2 确定水力比能、转轮/叶轮上的机械能和水力效率的系统误差计算示例

设定测量方法和其相应的不确定度¹⁷⁾如下:

J. 2. 1 流量:由电磁流量计测量。系统不确定度估计为 $\pm 0.20\%$ 。

J. 2. 2 压力:在高低压测量断面用自重压力计测量。

J. 2. 3 水力比能:按下式计算(见 GB/T 15613. 2—2008 中图 16):

$$E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\rho} + g \cdot (z_1 - z_2) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2}$$

通常情况下,若 e_x 是量 x 的绝对系统不确定度(因此,相对系统不确定度为 $f_x = \frac{e_x}{x}$),则水力比能的相对系统不确定度可按下式计算¹⁸⁾:

17) 系统不确定度与许多因素有关,因此本条设定的值仅为举例。

18) 事实上,该式仅为近似计算式, v_1^2 和 v_2^2 为非独立的量。

$$(f_E)_s = \pm \frac{(e_E)_s}{E} = \pm \left\{ \frac{\left[(e_{pabs1}/\bar{\rho})^2 + (e_{pabs2}/\bar{\rho})^2 + (ge_{z_1})^2 + (ge_{z_2})^2 + \left(\frac{e_{v_1}^2}{2}\right)^2 + \left(\frac{e_{v_2}^2}{2}\right)^2 \right]^{1/2}}{\frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} + g \cdot (z_1 - z_2) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2}} + f_{\Delta E} \right\}$$

假定：

$p_{abs1} = 10.5 \times 10^5$	Pa	$f_{pabs1} = \pm 0.1$	%
$p_{abs2} = 0.5 \times 10^5$	Pa	$f_{pabs2} = \pm 0.2$	%
$z_1 = 4$	m	$e_{z_1} = \pm 0.01$	M
$z_2 = 2$	m	$e_{z_2} = \pm 0.01$	M
$v_1 = 6$	$m \cdot s^{-1}$	$f_{v_1} = \pm 0.2$	%
$v_2 = 1.5$	$m \cdot s^{-1}$	$f_{v_2} = \pm 0.4$	%
$\bar{\rho} = 1\,000$	$kg \cdot m^{-3}$		
$g = 9.81$	$m \cdot s^{-2}$		

且假定忽略 $\bar{\rho}$ 和 g 的不确定度而 $f_{\Delta E}$ 为零(见 GB/T 15613.2 中的 8.3)，
则：

$$\begin{aligned} e_{pabs1}/\bar{\rho} &= (p_{abs1}/\bar{\rho})f_{pabs1} = \pm 10.5 \times (10^5/10^3) \times (0.1/100) = \pm 1.05 && J \cdot kg^{-1} \\ e_{pabs2}/\bar{\rho} &= (p_{abs2}/\bar{\rho})f_{pabs2} = \pm 0.5 \times (10^5/10^3) \times (0.2/100) = \pm 0.1 && J \cdot kg^{-1} \\ ge_{z_1} &= \pm 9.81 \times 0.01 = \pm 0.1 && J \cdot kg^{-1} \\ ge_{z_2} &= \pm 9.81 \times 0.01 = \pm 0.1 && J \cdot kg^{-1} \\ \frac{e_{v_1}^2}{2} &= v_1^2 f_{v_1} = \pm 36 \times 0.2/100 = \pm 0.072 && J \cdot kg^{-1} \\ \frac{e_{v_2}^2}{2} &= v_2^2 f_{v_2} = \pm 2.25 \times 0.4/100 = \pm 0.009 && J \cdot kg^{-1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{而 } (f_E)_s &= \pm \frac{[(1.05)^2 + (0.1)^2 + (0.1)^2 + (0.1)^2 + (0.072)^2 + (0.009)^2]^{1/2}}{(1\,050 - 50) + 9.81 \times (4 - 2) + \frac{(36 - 2.25)}{2}} = \pm \frac{1.07}{1\,037} \\ &= \pm 0.1\% \end{aligned}$$

在此情况下，水力比能的相对系统不确定度实际上与压力测量的相对系统不确定度相等。

J.2.4 功率：力矩测量采用原级方法，其系统不确定度为 $\pm 0.14\%$ ，转速由电子计数器测量，其系统不确定度为 $\pm 0.075\%$ 。

功率的系统不确定度可按下式计算：

$$(f_P)_s = \pm [(0.14)^2 + (0.075)^2]^{1/2} \% = \pm 0.16\%$$

J.2.5 水力效率：水力效率的系统不确定度可由各测量量的系统不确定度综合计算获得：

$$(f_{\eta_h})_s = \pm \frac{(e_{\eta_h})_s}{\eta_h} = \pm [(f_Q)_s^2 + (f_E)_s^2 + (f_P)_s^2]^{1/2} = \pm [(0.2)^2 + (0.1)^2 + (0.16)^2]^{1/2} \% = \pm 0.27\%$$

J.3 确定净正吸入比能的系统不确定度的计算示例

设定测量方法和相应的不确定度¹⁹⁾如下：

J.3.1 流量：由电磁流量计测量。其系统不确定度约为 $\pm 0.20\%$ 。

J.3.2 压力：在低压测量断面用自重压力计测量。

J.3.3 净正吸入比能：按下式计算(见 GB/T 15613.2—2008 中图 21)：

$$NPSH = \frac{(p_{abs2} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g \cdot (z_r - z_2)$$

19) 系统不确定度与许多因素有关，因此本条假定的值仅为举例。

在通常情况下,若 e_x 是量 x 的绝对系统不确定度(因此,相对系统不确定度为 $f_x = \frac{e_x}{x}$),则净正吸入比能的相对系统不确定度可按下式计算:

$$(f_{NPSE})_s = \pm \frac{(e_{NPSE})_s}{NPSE} = \pm \frac{\left[\left(\frac{e_{pabs2}}{\rho_2} \right)^2 + \left(\frac{e_{pva}}{\rho_2} \right)^2 + \left(\frac{e_{v_2}^2}{2} \right)^2 + (ge_{zr})^2 + (ge_{z_2})^2 \right]^{1/2}}{\frac{(p_{abs2} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g \cdot (z_r - z_2)}$$

设定:

$p_{abs2} = 0.2 \times 10^5$	Pa	$f_{pabs2} = \pm 0.3$	%
$z_r = 2$	m	$e_{zr} = \pm 0.01$	
$z_2 = 1$	m	$e_{z_2} = \pm 0.01$	
$v_2 = 1.5$	$m \cdot s^{-1}$	$f_{v_2} = \pm 0.2$	%
$\rho_2 = 1\,000$	$kg \cdot m^{-3}$		
$p_{va} = 0.03 \times 10^5$	Pa		
$g = 9.81$	$m \cdot s^{-2}$		

ρ_2 、 p_{va} 和 g 的不确定度可忽略不计,则:

$$\begin{aligned} \frac{e_{pabs2}}{\rho_2} &= \frac{p_{abs2}}{\rho_2} \times f_{pabs2} = \pm 0.2 \times (10^5/10^3) (0.3/100) = \pm 0.06 && J \cdot kg^{-1} \\ ge_{zr} &= \pm 9.81 \times 0.01 = \pm 0.1 && J \cdot kg^{-1} \\ ge_{z_2} &= \pm 9.81 \times 0.01 = \pm 0.1 && J \cdot kg^{-1} \\ \frac{e_{v_2}^2}{2} &= \pm v_2^2 \cdot f_{v_2} = \pm 2.25 \times 0.4/100 = \pm 0.009 && J \cdot kg^{-1} \end{aligned}$$

$$(f_{NPSE})_s = \pm \frac{[(0.06)^2 + (0.1)^2 + (0.1)^2 + (0.009)^2]^{1/2}}{(20-3) + \frac{2.25}{2} - 9.81 \times (2-1)} = \pm \frac{0.153\,9}{8.315} = \pm 1.85\%$$

附录 K (规范性附录)

水斗式水轮机效率的比尺效应

本附录基于理论方面的考虑和试验数据总结了目前最适用的近似办法。最新研究工作的进展可使水斗式水轮机效率的比尺效应更精确。根据这些最新的研究成果,可应用 K. 2 给出的比尺效应公式进行模型到原型的比尺效应计算。

K. 1 相似条件

由量纲分析可知(见附录 A 并参见 K. 4. 1),水斗式水轮机的损失由五项无量纲项参数决定:

- 雷诺数 Re (见 3. 3. 11. 1);
- 弗劳德数 Fr (见 3. 3. 11. 2);
- 韦伯数 We (见 3. 3. 11. 3);
- 速度因数 n_{ED} (见 3. 3. 12. 1)或能量系数 E_{nD} (见 3. 3. 12. 5);
- 流量系数 Φ_B ,按下式确定:

$$\Phi_B = \frac{4Q}{z_0 \cdot \pi \cdot (2E)^{1/2} \cdot B^2}$$

式中:

Q ——流量(见 3. 3. 4. 1),单位为立方米每秒($m^3 \cdot s^{-1}$);

z_0 ——喷嘴数;

E ——机械的水力比能(见 3. 3. 6. 1),单位为焦耳每千克($J \cdot kg^{-1}$);

B ——水斗宽度(见 3. 3. 2. 8),单位为米(m)。

根据 5. 3. 1. 1 可知,可用下列特征值来确定上述无量纲数:

- 用 $(2E)^{1/2}$ 表示特征速度 v_c ;
- 用水斗宽度 B 表示特征长度 L_c 。

对两台几何相似的水斗式水轮机(例如,原型及其相应的模型)而言,可得下列相似数的比值。

$$C_{Fr} = \frac{Fr_P}{Fr_M} = \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{B_M}{B_P} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{g_M}{g_P} \right)^{1/2}$$

$$C_{We} = \frac{We_P}{We_M} = \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{B_P}{B_M} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{\rho_P}{\rho_M} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{\sigma_M^*}{\sigma_P^*} \right)^{1/2}$$

$$C_{Re} = \frac{Re_P}{Re_M} = \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{1/2} \cdot \frac{B_P}{B_M} \cdot \frac{\nu_M}{\nu_P}$$

这些比值具有在两台几何相似的冲击式水轮机间描述效率的比尺效应的功能,在相同的速度因数 n_{ED} 或能量系数 E_{nD} 情况下,流量系数 Φ_B 成为 C_{Re} 、 C_{Fr} 和 C_{We} 中最重要的因素。上述结果是根据对大量的在不同试验条件下进行的模型试验结果的分析以及从全部或部分相似的原型与模型的效率测量结果的比较中获得的。

弗劳德数对水力效率的影响 $\Delta\eta_h$ 见图 K. 1、韦伯数的影响见图 K. 2、雷诺数的影响见图 K. 3。

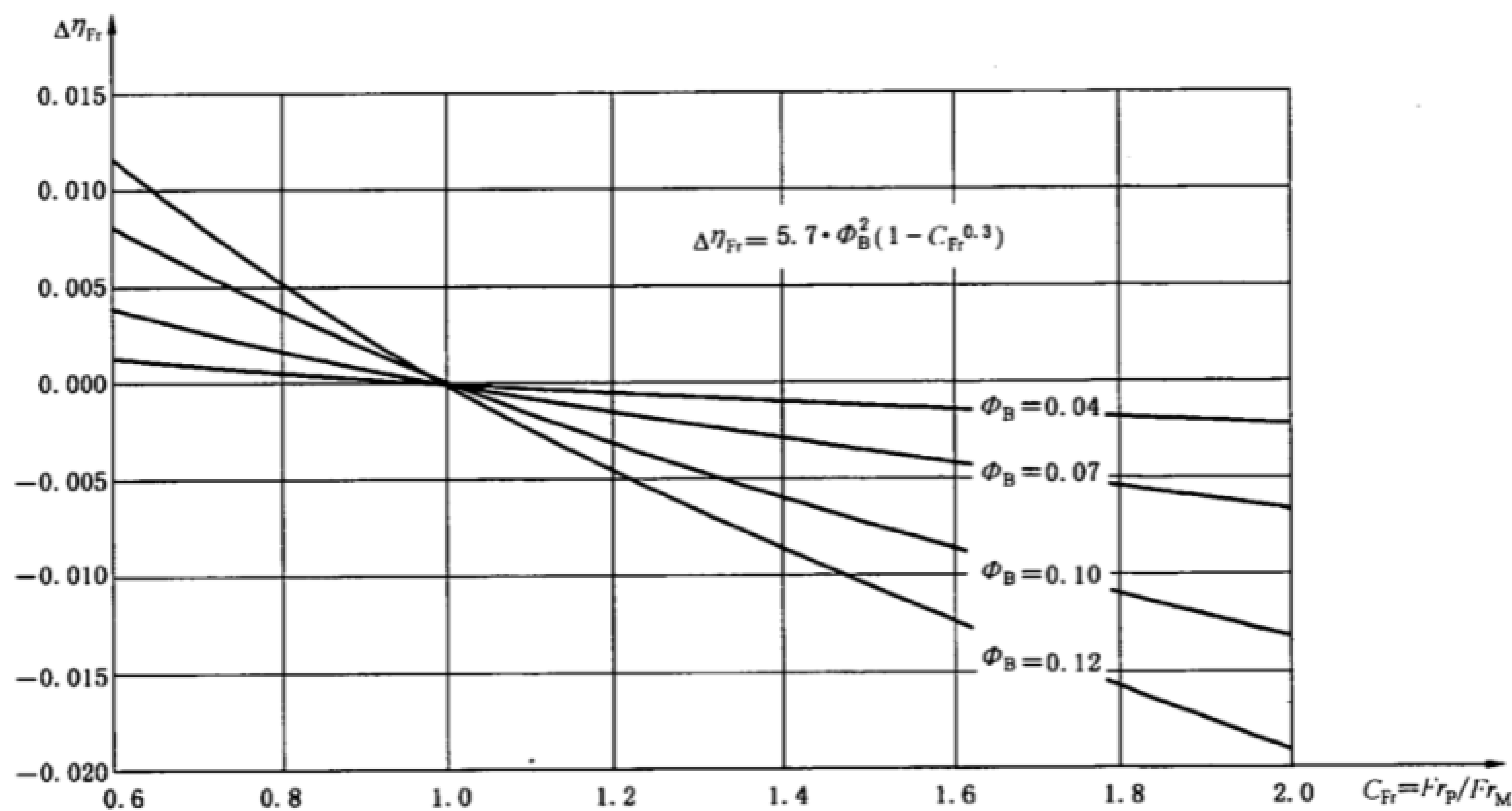


图 K. 1 弗劳德数的影响

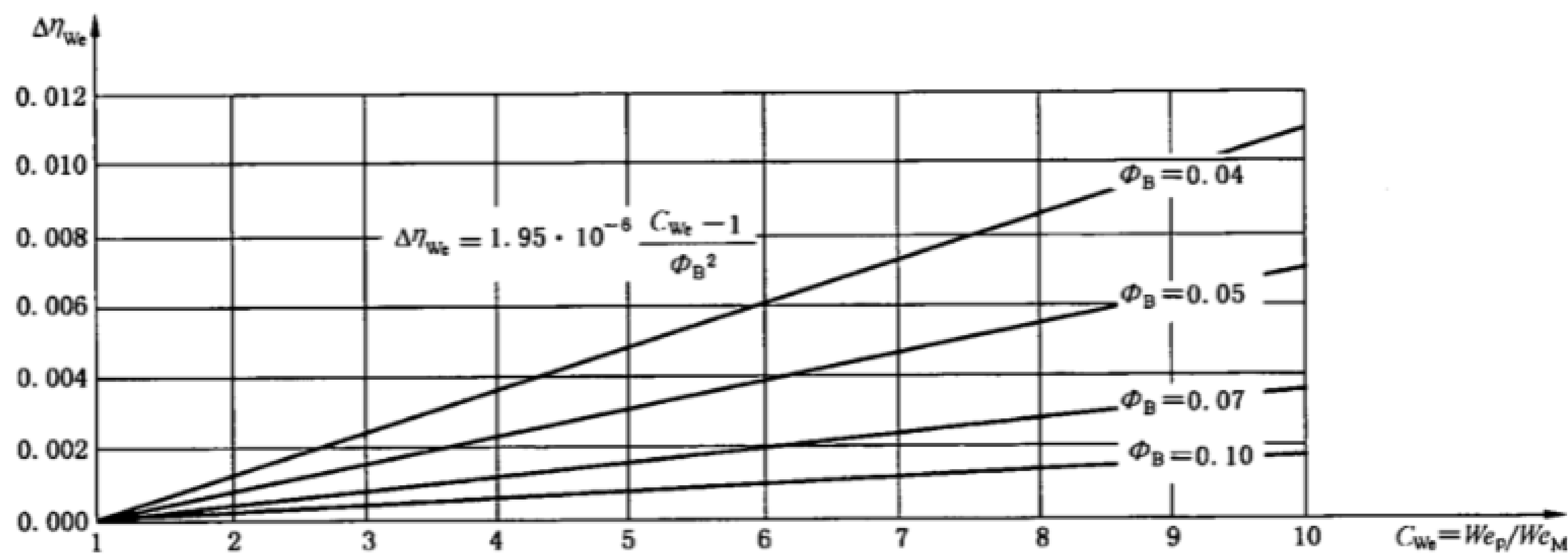


图 K. 2 韦伯数的影响

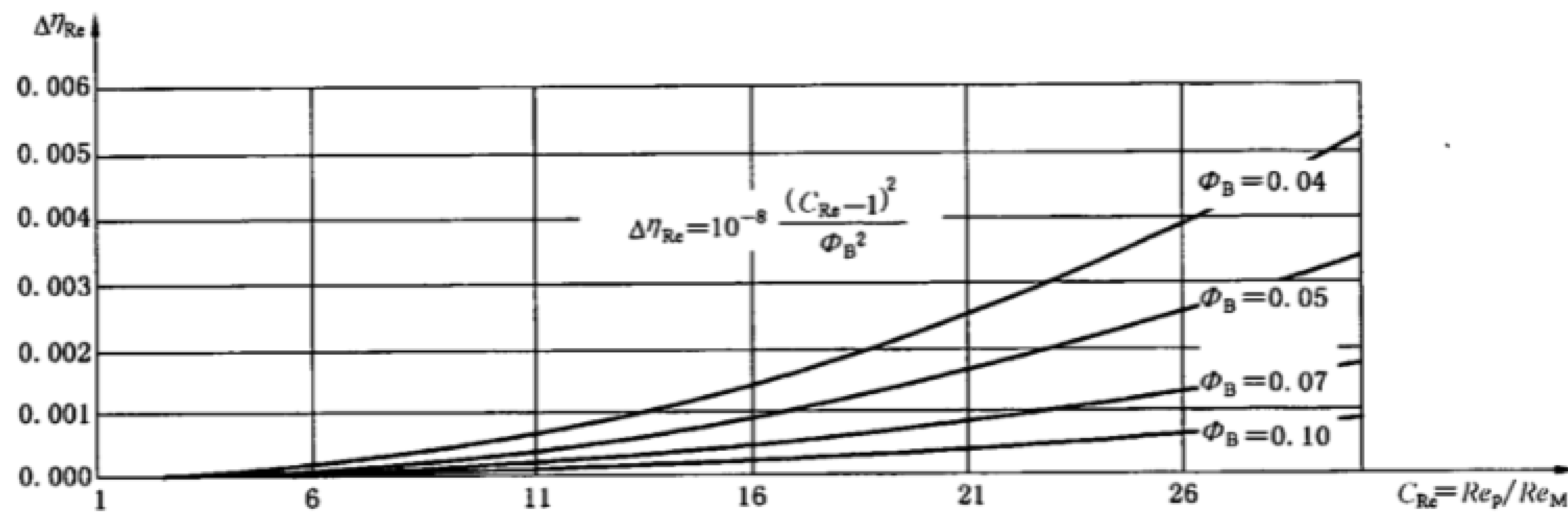


图 K. 3 雷诺数的影响

K.2 计算程序

若合同中对原型有要求,可将模型水力效率 η_{hM} 按下式换算到原型工况:

$$\Delta\eta_h = \eta_{hP} - \eta_{hM} = \Delta\eta_{Fr} + \Delta\eta_{We} + \Delta\eta_{Re}$$
$$\Delta\eta_h = \eta_{hP} - \eta_{hM} = 5.7 \cdot \Phi_B^2 (1 - C_{Fr}^{0.3}) + 1.95 \cdot 10^{-6} \frac{C_{We} - 1}{\Phi_B^2} + 10^{-8} \frac{(C_{Re} - 1)^2}{\Phi_B^2}$$

K.3 表面张力 σ^* 值

温度 $\theta/^\circ\text{C}$	表面张力 $\sigma^*/\text{J} \cdot \text{m}^{-2}$
5	0.074 9
10	0.074 2
15	0.073 5
20	0.072 8
25	0.072 0
30	0.071 2
35	0.069 6

K.4 参考书目

K.4.1 Grein, H. , Meier, J. , Klicov, D. , “Efficiency scale effects in Pelton turbines”, Proceedings, Vol. II , IAHR Symposium, Montreal, Canada, 1986, paper No. 76.

K.4.2 Grein, H. , Klicov, D. , Wieser, W. , “Efficiency scale effects in Pelton turbines.” Water Power & Dam Construction, May 1988, p. 32.

K.4.3 Handbook of chemistry and physics, editor Robert C. West, 58th edition 1977-78, CRC Press Inc. , Cleveland, Ohio.

附录 L
(规范性附录)

在固定运行条件下试验时随机不确定度分析²⁰⁾

在一个运行工况点进行重复测量可能产生测量误差,但其平均值要较任何一次独立的测量更接近真值。平均值的精确度取决于测量次数和其与平均值的偏差(离散度)。

当相应的误差纯粹为随机误差时,测量量的不确定度可按统计学方法计算。为此,必须计算标准差和确定不确定度的置信度。在本部分中,采用 95%置信度。

L.1 标准差

任何测量量的标准差 σ 的真实值几乎不可能求得;通常仅采用基于有限观测次数的 σ 的近似值 s 。

若测量量 Y 的误差纯粹为随机量,那么,当进行了 n 次独立的测量时,测量结果的标准差 S_Y ²¹⁾ 可按下式计算:

$$S_Y = \left[\frac{\sum_{r=1}^n (Y_r - \bar{Y})^2}{n-1} \right]^{1/2}$$

式中:

\bar{Y} ——测量量 Y 的 n 次测量算术平均值;

Y_r ——测量量 Y 的第 r 次测量值;

n ——测量量 Y 的总测量次数。

为方便起见, S_Y 通常称为“ Y 的标准差”。标准差的平方 S_Y^2 成为方差。

由于 n 次独立测量量的平均值的标准差要比其本身测量量的标准差小 \sqrt{n} 倍,故增加测量次数和采用算术平均值可减小结果的随机误差。

因此,平均值的标准差 $S_{\bar{Y}}$ 可按下式计算:

$$S_{\bar{Y}} = \frac{S_Y}{\sqrt{n}}$$

L.2 置信度

如果标准差的真值 σ_Y 为已知(若 n 趋近于无穷大,则 $S_{\bar{Y}}$ 趋近于 σ_Y),置信度与测量的不确定度的关系见表 L.1。

表 L.1 置信度

不 确 定 度	置 信 度
$\pm 0.647 \cdot \sigma_Y$	0.50
$\pm 0.954 \cdot \sigma_Y$	0.66
$\pm 1.960 \cdot \sigma_Y$	0.95
$\pm 2.576 \cdot \sigma_Y$	0.99

例如,区间 $Y_r \pm 1.96 \cdot \sigma_Y$ 可预期已有总数的 95%。这就是说,当对 Y 测量一次,且 σ_Y 值是独立已知的,则区间 $Y_r \pm 1.96 \cdot \sigma_Y$ 有 0.05 的概率可能不包含真值。

20) 本附录正文基于 ISO 5168:1978。

21) 本附录所指的标准偏差更确切地是属于统计学所称的“预计标准偏差”。

当然,工程上只可能得到标准差的近似值,如果要非常精确就需进行无穷多次测量,而置信度的限值也必须以此近似值为基础。采样少时的 Student's“*t* 分布”可用来建立需要的置信度与测量区间的关系。

L.3 Student's *t* 分布

95%置信度下的不确定度可按下法找出:

- a) 如果 *n* 为测量次数,则(*n*−1)为 *n* 的自由度数,*v*;
- b) 相近自由度数的 *t* 值见表 L.2;
- c) 测量量 *Y* 的分布的标准差 *S_Y*按 L.1 计算;
- d) 在 95%置信度下的任何读数的范围都处在下式所规定的范围内:

$$\bar{Y} \pm t \cdot S_Y$$

- e) 新读数与采样平均值之差应小于:

$$t \cdot S_Y \cdot \sqrt{1+1/n}$$

- f) 置信度的测量量真值的范围,即,不确定度带为:

$$\bar{Y} \pm \frac{t \cdot S_Y}{\sqrt{n}} = \bar{Y} \pm t \cdot S_Y$$

表 L.2 Student's 分布 *t* 值

自由度 <i>v</i> = <i>n</i> −1	Student's 分布 <i>t</i>	$\frac{t}{\sqrt{n}}$
	95%置信度	
1	12.706	8.984
2	4.303	2.484
3	3.182	1.591
4	2.776	1.241
5	2.571	1.050
6	2.447	0.925
7	2.365	0.836
8	2.306	0.769
9	2.262	0.715
10	2.228	0.672
11	2.201	0.635
12	2.179	0.604
13	2.160	0.577
14	2.145	0.554
15	2.131	0.533
20	2.086	0.455
30	2.042	0.367
60	2.000	0.256
∞	1.960	0

对于其他的 ν 值,可按下列经验公式计算 t :

$$t=1.96+2.36/\nu+3.2/\nu^2+5.2/\nu^{3.84}$$

L.4 随机不确定度的最大允许值

若 \bar{Y} 的可接受的随机不确定度的范围为 $\pm e_{rmax}$,则

$$e_r=\frac{t \cdot S_Y}{\sqrt{n}}$$

将不超出 e_{rmax} 。

对于置信度 95% 的 e_{rmax} 而言,其预计标准差 S_Y 将不超出

$$S_{Ymax}=\frac{e_{rmax} \cdot \sqrt{n}}{t}$$

为方便起见, $\frac{t}{\sqrt{n}}$ 列于表 L.2 中。

这些符合上述准则的一系列点的平均值是可接受的,表 L.2 仅适用于稳定运行工况下点的重复采集。

L.5 计算示例

下面的例子介绍了 $n=8$ 的测量量 Y 的预计标准差和不确定度的计算。

表 L.3

测量值 Y_i	$\bar{Y}-Y_i$	$(\bar{Y}-Y_i)^2$
92.80	-0.156 25	0.024 414
92.70	-0.056 25	0.003 164
92.60	+0.043 75	0.001 914 1
92.50	+0.143 75	0.020 664 1
92.70	-0.056 25	0.003 164 1
92.75	-0.106 25	0.011 289 1
92.50	+0.014 375	0.020 664 1
92.60	+0.043 75	0.001 914 1

$$\bar{Y}=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^nY_i=92.643\ 75\qquad\sum_{i=1}^n(\bar{Y}-Y_i)^2=0.087\ 187\ 6$$

上述数值的预计标准差:

$$S_Y=\sqrt{\frac{\sum(\bar{Y}-Y_i)^2}{n-1}}=\sqrt{\frac{0.087\ 187\ 6}{8-1}}=0.111\ 604$$

平均值在 95% 置信度下的随机不确定度:

$$(e_Y)_r=\pm\frac{t\cdot S_Y}{\sqrt{n}}=\pm0.111\ 604\times0.836=\pm0.093\ 3$$
$$(f_Y)_{r_{95}}=\frac{(e_Y)_r}{\bar{Y}}=\pm\frac{0.093\ 3}{92.643\ 7}=\pm0.1\%$$

若这里考察的是效率值,这里便可认真观测此处的随机不确定度 $(f_{\eta_h})_r$ 值不大于试验前约定的最大允许随机不确定度(见 3.9.2.2.1)。

附录 M
(规范性附录)
机组空化系数 σ_{pl} 的计算

M.1 σ_{pl} 、NPSE 和 NPSH 的定义

这几项均与机械的低压侧有关且与空化现象直接相关。符号 σ_{pl} 表示机组空化系数(见 3.3.12.9)的范围且表示如下：

$$\sigma_{pl} = \frac{NPSE}{E} = \frac{NPSH}{H}$$

GB/T 20043 第 19 章介绍了如下所述的计算原型 NPSE 的各种可能性。若已知尾水管内的点 2 的压力 p_{abs2} (见图 M.1)，水轮机或水泵的 NPSE 可按下式计算：

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{p_{abs2} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g_2 \cdot (z_r - z_2)$$

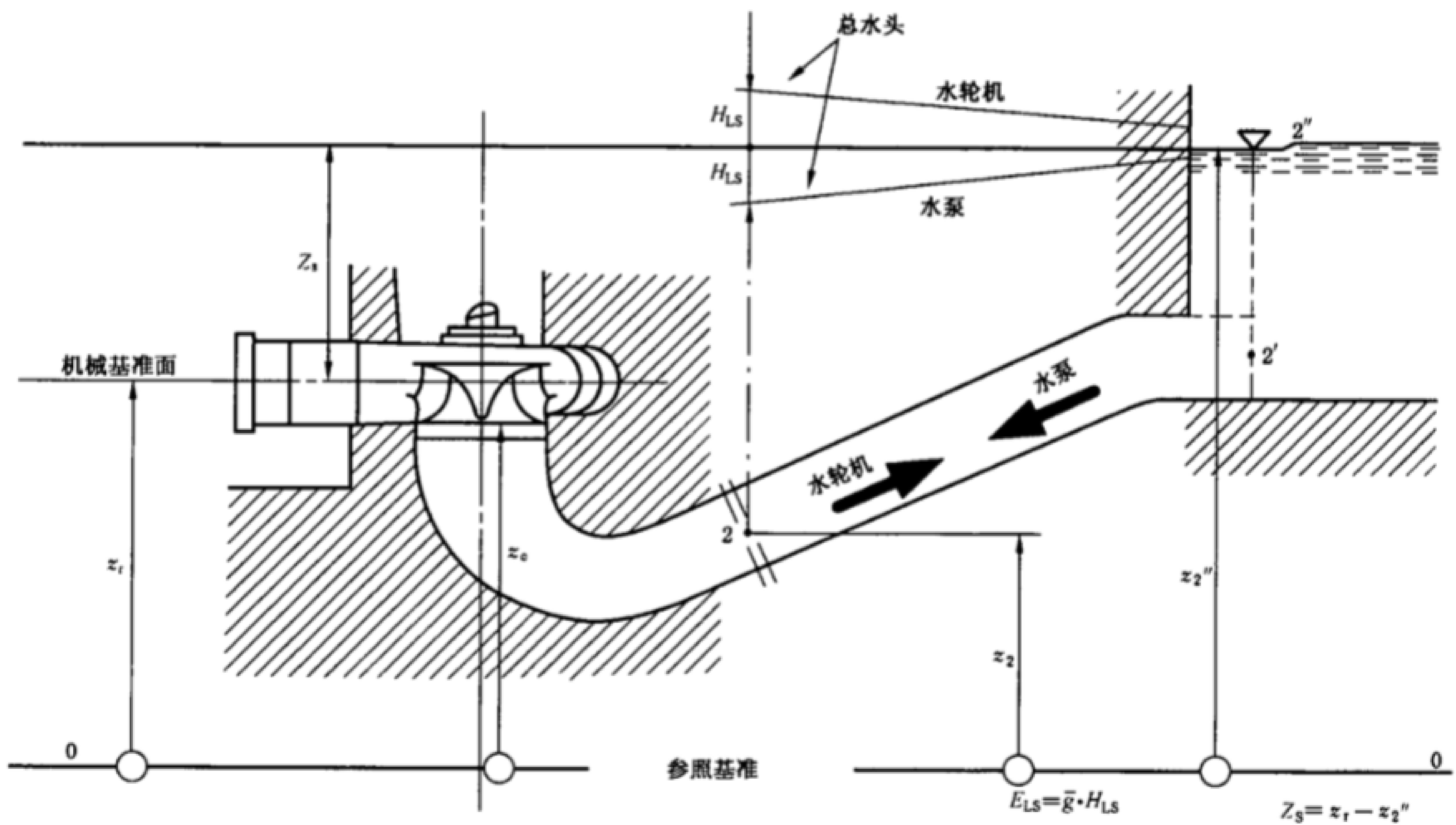


图 M.1 用于确定原型净正吸入比能 NPSE 及净正吸入水头的定义 ($E_{LS} \neq 0$)

通常仅知尾水位。在此情况下，NPSE 可根据靠近尾水管出口(水轮机)或尾水管进口(水泵)处的尾水位 $z_{2''}$ 并考虑断面 2 到 2' 间的水力比能损失 E_{LS} 按下式进行计算：

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{p_{amb2''} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_{2'}^2}{2} - g_2 \cdot (z_r - z_{2''}) \pm E_{LS}$$

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{p_{amb2''} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_{2'}^2}{2} - g_2 \cdot Z_s \pm E_{LS}$$

(水轮机为+，水泵为一)

σ_{pl} 一般与机械的基准高程 z_r (见 3.3.7.6)有关。如 GB/T 15613.2—2008 中的 5.3.1.5.1 所述，

空化基准高程 z_c 应根据空化发生的位置来选择。因此, σ_{pl} 也与 z_c 有关系且可表示为 σ_{plc} :

$$\sigma_{plc} = \frac{NPSE - g_2(z_c - z_r)}{E}$$

$$\sigma_{plc} = \frac{\frac{p_{amb2''} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_{2'}^2}{2} - g_2(z_c - z_{2'}) \pm E_{LS}}{E}$$

若断面 $2'$ 及相应的尾水平面 $2''$ 距尾水管出口较远, 即可假定 $v_{2'} = 0$, 上式可改写为:

$$\sigma_{plc} = \frac{\frac{p_{amb2''} - p_{va}}{\rho_2} - g_2(z_c - z_{2'}) \pm E_{LS}}{E}$$

M.2 计算 σ_{plc} 所需的数据

按照 4.1.1 的规定, 下列中的多数现场数据应由需方规定或限定:

a) 电站的固定数据

下列数据一般假定为定值, 即其不随工况的变化而变化。

——外界压力 p_{amb}

若无特别规定, p_{amb} 作为尾水位 $z_{2''}$ (平均值) 的函数由表 B.6 查得。

——水温 θ_w 、 θ_{wmax}

应规定平均值 θ_w 和最大值 θ_{wmax} 。 θ_w 值用于计算 E 、 P_h 和 η_{hM} , 而 θ_{wmax} 则用来确定 σ_{plc} 的最低可能值。

——汽化压力 p_{va}

作为温度 θ_w 的函数, p_{va} 的值由表 B.4 查得。 θ_{wmax} 值用于确定 σ_{plc} 的最小值。

——尾水管横断面 A_2 或测量断面 A_2'

为计算平均流速 v_2 或 $v_{2'}$, 应对所采用的截面的面积达成一致 (除非假定 $v_{2'} = 0$)。

——水的密度 ρ_2

该值作为 θ_w 或 θ_{wmax} 的函数, 该值由表 B.2 查得 (对 σ_{plc} 的影响忽略不计)。

——基准高程 z_r

z_r 值由图 5 确定。该值一般由总剖面图和/或技术规范规定。

——空化基准高程 z_c

z_c 由双方协商确定。例如, 对于大型卧式贯流式水轮机, 可双方商定多于一个 z_c 。

b) 电站可变数据

下列数据一般随机械的运行工况的变化而变化。

——尾水位 $z_{2''}$

作为水力比能 E 的函数, $z_{2''}$ 随 E 的变化而变化。

——水力比能 E

有关的 E 值及其范围应在技术规范中规定。有时仅给出上游和尾水高程及静高程 (毛水头) 的值。在此情况下, 在计算 E 时应对机械高低压侧的有关能量损失 E_{LS} 加以考虑。

——平均速度 v_2 或 $v_{2'}$

v_2 或 $v_{2'}$ 应按双方确定的相应的尾水管横截面面积 A_2 或 $A_{2'}$ 及各规定进行空化试验的工况点的流量 Q 计算。

——水力比能损失 E_{LS}

若考虑该损失, 其一般会规定其与流量的关系, 即与 Q^2 有关。

对于空化试验而言, 应有专门的文件规定计算各 σ_{plc} 值所需的有关数据。附上与图 M.1 类似的示意图是有益的。表 M.1 就如何得出最终 σ_{plc} 的结果及其他相关的数据作了说明。

表 M.1 σ_{plc} 值及其他相应的数据计算一览表

$E/(J/kg)$	Z_2'/m		$Q/(m^3/s)$		$V_2'/(m/s)$		$E_{LS}/(J/kg)$		$\sigma_{plc}/(-)$	
	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小	最大	最小
最大值										
规定值										
.....										
最小值										

附录 N
(资料性附录)

水力比能、流量和功率的详细流程图

作为图 6 的补充,图 N.1 和图 N.2 中对反击式机械的转轮/叶轮内部损失进行了更详细的分析。
根据最新的各出版物,该分析方法在进行效率和功率及水力比能的比尺效应分析时是需要的。

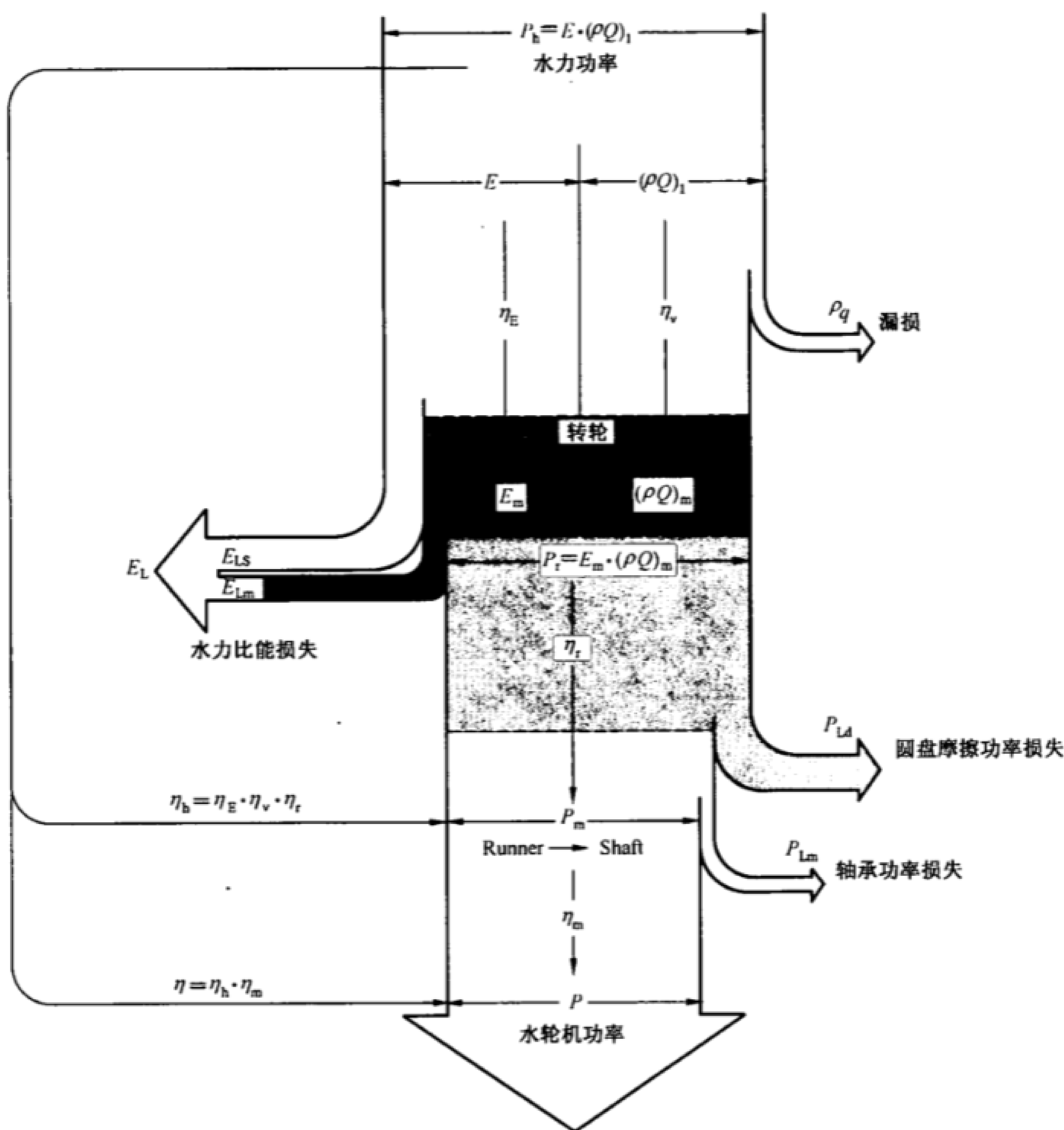


图 N.1 水轮机

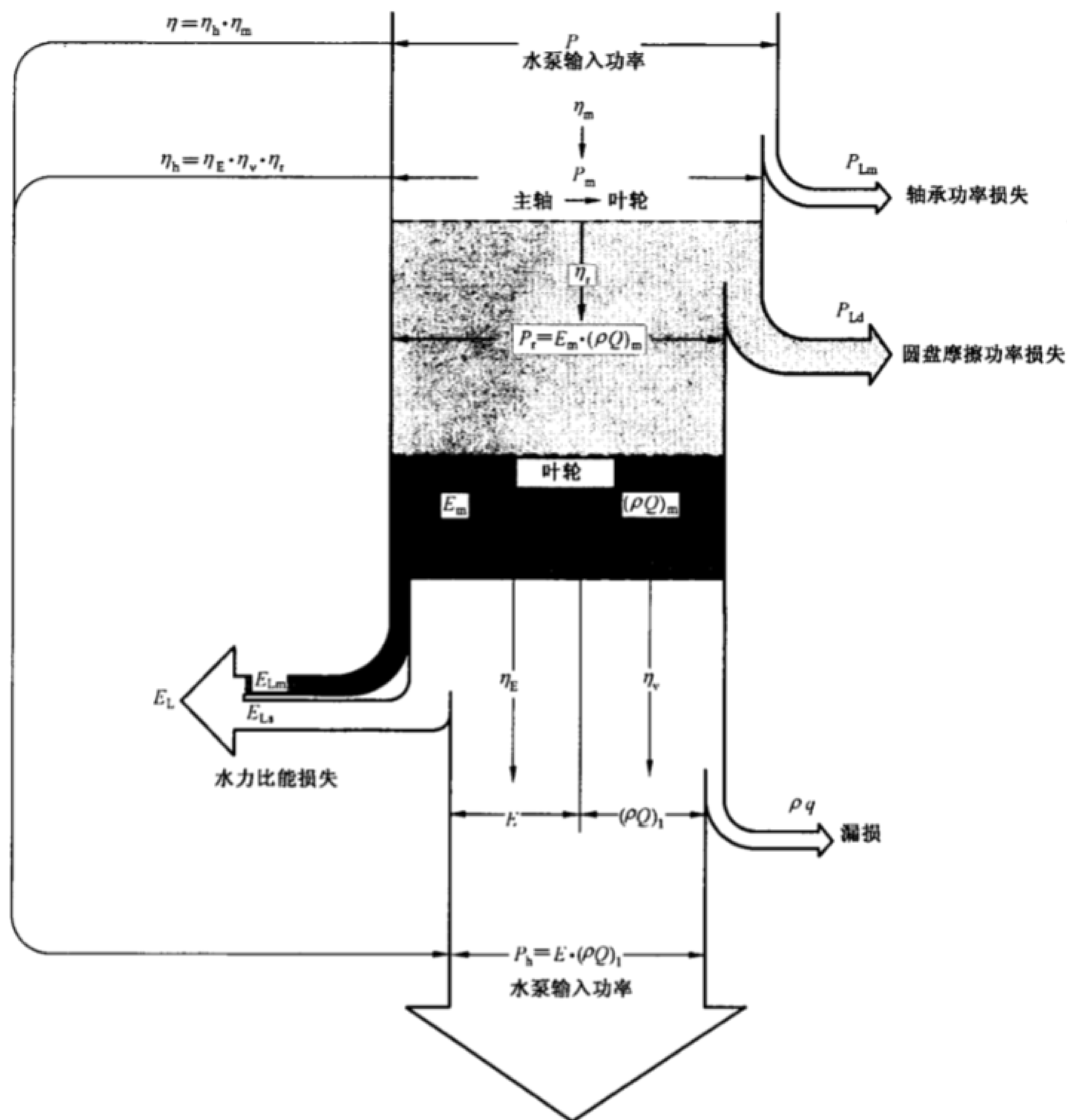


图 N.2 水泵

下列量： P 、 P_h 、 P_m 、 P_{Lm} 、 Q 、 q 、 E 、 E_L 、 ρ 、 η 、 η_h 、 η_m 和 η_v 已在第 3 章中作了定义。

下列量的定义如下：

P_r ——水流至转轮(水轮机)或叶轮至水流间的转换水能；

P_{Ld} ——转轮/叶轮外表面与相应固定部件壁间的水能损失；

E_m ——由转轮产生能量(水轮机)或由叶轮传递到水流(水泵)所具备的水力比能；

Q_m ——单位时间通过转轮/叶轮叶片的水的体积；

E_{Lm} ——转轮/叶轮叶片处的水力比能损失；

E_{Ls} ——固定部分的水力比能损失；

E_L ——水轮机(水泵)高(低)压侧和低(高)压侧间的水力比能损失；

η_E ——由比率 E_m/E (水轮机)或 E/E_m (水泵)得出的转轮/叶轮的比能效率；

η_r ——由比率 P_m/P_r (水轮机)或 P_r/P_m (水泵)得出的转轮/叶轮的功率效率；

附 录 P
(资料性附录)
参 考 文 献

- [1] Gindroz, B. , Lois de similitude dans les essais de cavitation des turbines Francis. Thesis published in June 1991 by Ecole Polytechnique Fédérale, Institut de Machines Hydrauliques et de Mécanique des Fluides, Lausanne(Switzerland).
- [2] Osterwalder, J. , Hippe, L. , "Guidelines for efficiency scaling process of hydraulic turbomachines with different technical roughnesses of flow passages". Journal of Hydraulic research, Vol. 11, 1984.
- [3] Gindroz, B. , Henry, P. , Avellan, F. , "Similarity of cavitation inception in Francis turbines". Proceedings (Vol. 1) from 15th Symposium IAHR (Internal Association for Hydraulic Research), Belgrade, Sept. 1990.
- [4] Herbst, G. , Roegerer, H. , "Neue kanonische Zustandsgleichung des Wassers", Fortschritt-Berichte VDI-Z, Reihe 6, Nr. 50(1977).
- [5] Kell, G. S. , Whalley, E. , "Re-analysis of the density of liquid water in the range 0 to 150 °C and 0 to 1 kbar". Communication à la 8e Int. Conf. Prop. Steam, Giens, (1974).
- [6] Kell, G. S. , McLaurin, G. E. , Whalley, E. , "The PVT properties of liquid water in the range of 150 to 350 °C and 0 to 1 kbar". Communication à la 8e Int. Conf. Prop. Steam, Giens, (1974).
- [7] Borel, L. , Nguyen Dinh Lan. , "Equations of state and Joule Thomson coefficient", 10th Int. Conf. Prop. Steam, Moscow (1984).
- [8] Haar, L. , Gallagher, J. S. , Kell, S. G. , NBS/NRC steam tables: thermodynamic and transport properties, and computer programs for vapor and liquid states of water in SI units, Hemisphere Publ. Corp. (1984).
- [9] Weber, P. , "Bemerkungen zur thermodynamischen Methode der Wirkungsgradbestimmung von Wasserturbinen und Speicherpumpen". Bulletin des Schweiz. El. techn. Vereins BD. 55, (1964), No. 24, pp. 1199-1208.
- [10] Dissolved oxygen analyzer, Beckman Instruments, Inc. , Fullerton, CA 92634.
- [11] Van Slyke, D. D. , Neil, J. M. , "The determination of gases in blood and other solutions by vacuum extraction and measurement, Journal of Biological Chemistry, Vol. 2, Sept. 1924.
- [12] Mohammed, W. A. , Hutton S. P. , "Improved monitoring of air in water", Water Power & Dam Construction, Sept. 1986, p. 48.
- [13] Brand, F. L. , "A physical process for the determination of dissolved and un-dissolved gases in water", Voith Research and Construction, Vol. 27e(1980), Paper 7.
- [14] Kestin, J. , Whitelaw, J. H. , Sixth international Conference on the Properties of Steam-Transport Properties of Water Substance.
- [15] VDI-Wärmeatlas, VDI Verlag Düsseldorf 1984.
- [16] Landolt, Börnstein, "Zahlenwerte und Funktionen", Vol. IV , Technik, Part 1 and Physikalisch-Technische Bundesanstalt, Germany, 1953.
- [17] Kubota, T, Tsukamoto, T. , "Calculation of prototype cavitation characteristics in large bulb turbines", Water Power & Dam Construction, September 1988.

[18] JSME Standard 2008, "Performance Conversion Method for Hydraulic Turbines and Pump-Turbien", The Japan Society of Mechanical Engineers, January 1999.

[19] Kubota, T., Tsukamoto, T., "Scale effect on cavitation runaway speed of large bulb turbin for low head", presented at IAHR Symposium 1990.

[20] Grubbs, F. E., "Procedures for detecting outlying observations in samples", *Technometrics*, Vol. 12, n. 1, February 1969, pp 1-21.

以下是 4.2 和 4.3 参考的文献。

[21] Bendat J., Piersol A. G., "Random data: analysis and measurements procedures". New York, John Wiley, (1986).

[22] Fanelli M., "Research on off-design behaviour of Francis turbines; an overview of present state, difficulties, open problems, needs and strategies". IAHR WG, Milan (1991).

[23] Hewlett Packard, "The fundamentals of signal analysis". HP application note 243 (1985).

[24] Jacob T., "Evaluation sur modèle réduit et prévision de la stabilité de fonctionnement des turbines Francis". Thesis No 1146, EPFL, Lausanne (1993).

[25] Jacob T., Prénat J. E., "Francis turbine surge: Discussion and data base". XVIII IAHR Symposium, Valencia (1996).

[26] Ouaked R., "Etude des phénomènes propagatifs en conduite dans un circuit hydraulique: intensimétrie hydroacoustique". Thesis 400, USTL Flandres-Artois (1989).

[27] Doerfler P. A., "'Cross impedance' method for frequency-domain representation of oscillations in power plants with meshed waterways". BHRA Pressure Surges, Hannover (1986).

[28] Jacob T., Prénat J. E., "Generation of hydroacoustic disturbances by a Francis turbine model and dynamic behavior analysis", IAHR Symposium, Belgrade (1990).

附录 Q
(资料性附录)

本部分与 IEC 60193:1991 技术性差异及其原因

表 Q.1 给出了本部分与 IEC 60193:1991 技术性差异及其原因的一览表。

表 Q.1 本部分与 IEC 60193:1991 技术性差异及其原因

本部分章条编号	技术性差异	原因
1	归纳 IEC 60193 第 1 章总则的相关内容,规范形成第 1 章“范围”,第 2 章“规范性引用文件”,第 3 章“术语、定义、符号和单位”	符合 GB/T 1.1—2000 的编写规定
3.3.2.6	“例如混流式水轮机、径向(离心式)泵和水泵水轮机;对于多级机械:为低压侧”改为“公称直径 D 为 D_1 或 D_2 , D_1 为叶片高压边与下环交点的直径, D_2 为叶片低压边与下环交点的直径, D_1 和 D_2 的单位同 D ”	符合我国使用习惯
3.3.4.13	参见标准由“IEC 60041”改为“GB/T 20043”	已有相应的国标
3.3.6.4	“见图 45”改为“见 GB/T 15613.2—2008 图 21”	IEC 60193 第 3 条对应 GB/T 15613.2—2008
3.3.6.6	“托马数”改为“空化系数(托马数)”	符合我国使用习惯
3.3.10	参见标准由“IEC 60994”改为“GB/T 17189”	已有相应的国标
3.3.13	“4.3~4.6”改为“GB/T 15613.3—2008 中的 5.1~5.4”	IEC 60193 第 4 条对应 GB/T 15613.3—2008
3.3.14	增加“单位参数”一条	符合我国使用习惯
5.2	参照 GB/T 10969 水轮机通流部件技术条件执行	IEC 60193 中 2.2 对应 GB/T 10969
5.3.1.5.1a	国内工程实践中,通常空化基准面 Z_c 简化为导叶中心线	符合我国使用习惯

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
水轮机、蓄能泵和水泵
水轮机模型验收试验
第一部分：通用规定
GB/T 15613.1—2008

*

中国标准出版社出版发行
北京复兴门外三里河北街16号
邮政编码：100045

网址 www.spc.net.cn

电话：68523946 68517548

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷
各地新华书店经销

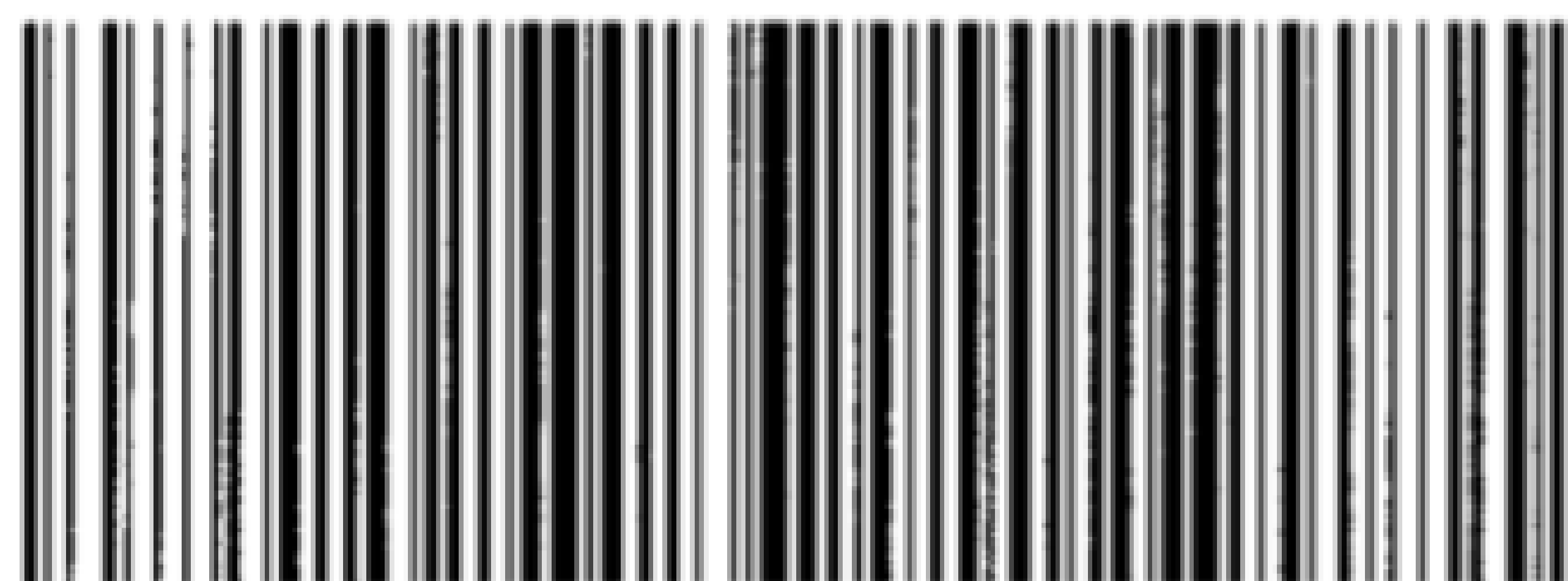
*

开本 880×1230 1/16 印张 5.75 字数 170 千字
2008年12月第一版 2008年12月第一次印刷

*

书号：155066·1-34030 定价 52.00 元

如有印装差错 由本社发行中心调换
版权专有 侵权必究
举报电话：(010)68533533



GB/T 15613.1—2008

www.bzxz.net

免费标准下载网