

中华人民共和国国家标准

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

Model acceptance tests of hydraulic turbines, storage pumps and
pump-turbines—Part 2: Main hydraulic performance test

(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 III

1 范围 1

2 规范性引用文件 1

3 术语、定义、符号和单位 1

3.1 总则 1

3.2 单位 2

3.3 术语、定义、符号和单位表 2

4 数据采集和数据处理 2

4.1 引言和定义 2

4.2 基本要求 3

4.3 数据采集 3

4.4 部件要求 3

4.5 数据采集系统的检查 7

5 流量的测量 9

5.1 概要 9

5.2 原级方法 10

5.3 次级方法 13

6 压力测量 15

6.1 概述 15

6.2 压力测量断面的选择 15

6.3 测压头和连接管线 15

6.4 压力测量仪器 17

6.5 压力测量仪器的标定 22

6.6 真空测量 22

6.7 压力测量的不确定度 22

7 自由水位的测量 22

7.1 概要 22

7.2 水位测量断面的选择 22

7.3 测量断面处的测点数 23

7.4 测量仪器 23

7.5 自由水位测量的不确定度 24

8 E 和 $NPSE$ 的确定 24

8.1 概要 24

8.2 水力比能 E 的确定 25

8.3 E 的简化公式 26

8.4 净正吸入比能 $NPSE$ 的确定 30

9 主轴力矩的测量 31

9.1 概要 31

I

9.2	力矩的测量方法	32
9.3	吸收功率/输出功率的方法	32
9.4	布置原理图	32
9.5	系统检查	36
9.6	标定	36
9.7	力矩测量的不确定度	36
10	转速测量	37
10.1	概要	37
10.2	转速测量的方法	37
10.3	检查	37
10.4	测量的不确定度	38
11	试验结果的计算	38
11.1	概要	38
11.2	保证范围内功率、流量和效率的计算	42
11.3	稳态飞逸转速及流量的计算	53
12	误差分析	56
12.1	基本原理(见 ISO 5168:1978)	56
12.2	模型试验中不确定度的确定	57
13	与保证值的比较	61
13.1	概要	61
13.2	插值曲线和总不确定度带宽	61
13.3	功率、流量和/或水力比能和效率的保证范围	63
13.4	飞逸转速和飞逸流量	66
13.5	空化保证	66
附录 A(资料性附录)	本部分与 IEC 60193:1999 技术性差异及其原因	67

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。

本部分为 GB/T 15613 的第二部分，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 1 章和第 3 章。本部分非等效采用 IEC 60193:1999，主要差异如下：

- 根据国标 GB/T 1.1—2000 的编写规定，在编制格式上进行了规范化处理。
- 对章条结构进行了调整，将原第 3 章分解为 10 个章节。
- 本部分不包括附录部分，附录部分统一收录在本部分第 1 部分：通用规定中。

有关技术差异在它们所涉及的条款的页边空白处用垂直单线标识。在附录 A 中给出了这些技术性差异及其原因的一览表以供参考。

本部分的附录 A 为资料性附录。

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：东方电机有限公司、哈尔滨大电机研究所、中国水利水电科学研究院。

本部分主要起草人：胡江艺、赵越、孟晓超、潘罗平、温国珍、覃大清。

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

1 范围

GB/T 15613 的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”包括作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。

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 15613.1 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, IEC 60193:1999, MOD）

GB/T 15613.3 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（GB/T 15613.3—2008, IEC 60193:1999, MOD）

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

ISO 31-3:1992 参数和单位 第 3 部分：机械

ISO 1438-1:1980 用堰板和文吐里法测量明渠中的水流量 第 1 部分：薄堰板法

ISO 2186:1973 封闭管道中的液流测量 原级和次级之中间传递压力信号的联接

ISO 4185:1980 封闭管道中的液流测量 重量法

ISO 4373:1995 明渠中的液量测量 水位测量装置

ISO 5168:1978 液流的测量 流速测量置信度的估计

ISO 6817:1992 封闭管道中导电液体的测量 电磁流量计法

ISO 7066-1:1997 流量测量装置标准和使用中不确定度的估计 第 1 部分：线性校准关系

ISO 7066-2:1988 流量测量装置校准和使用中不确定度的估计 第 2 部分：非线性校准关系

ISO 8316:1987 封闭管道中液流的测量 容积法

ISO 9104:1991 封闭管道中液流的测量 电磁流量计测量液体的性能评价方法

IEC 5167-1:1991 通过压差装置测量液流的方法 第 1 部分 在充满液体的圆形横断面的管道中插入孔板、喷嘴和文吐里等

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。

合同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(参见 GB/T 15613.3),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 guarantees

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)。

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。

仅在合同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

GB/T 15613.1 中确立的术语、定义、符号和单位适用于本部分。

4 数据采集和数据处理

4.1 引言和定义

数据采集和处理包括把测量信号转化为适当的工程量的一个测量过程,该测量过程由若干个测量环节组成,这些测量环节依次为:传感器、多路转换器、信号转换器或信号调理器、数据存储器和计算机。最终输出的参数为有意义的性能数据。

尽管测量对象的数值是波动的,但在确定模型主要水力性能时,主要是关心测量对象的平均值。

定义:

测量对象:被测量的量。

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

传感器:测量设备,提供输出量,该输出量与输入量保持一定的相互关系。

带数字量输出的传感器:带内置电路、提供数字量输出的测量设备。

多路转换器(MUX):用于切换两路或多路信号的设备,以期能共享同一套模数转换器 A/D、频率计数器或电缆系统。

模数转换器(A/D 转换器):将连续的模拟量信号转换为非连续的数字信号的设备。

计数器:测量频率、时间周期或脉冲数的设备。

幅频转换器(V/F 转换器):按一定的相互关系将电压电平转换为频率的设备。

失真:当模拟信号的采样频率少于两倍最高信号频率或噪声分量(尼奎斯特频率)时,该测量过程将产生一个干扰低频信号(失真),该干扰低频信号不能与源信号分离。

计算机接口:计算机对其他兼容设备进行控制和通讯的通讯端口。

4.2 基本要求

数据采集和处理系统的输出必须是测量对象的真实反映。

对于使用中的所有仪器,其标定过程的资料应当保留。用于检验符合某项规定要求的所有测量标准和测量设备的过程记录也应保留。

只要可能,数据采集和处理系统应能够允许通过并行的连接设备对所有测量环节的仪器进行原位见证标定,通过原级方法检验整个数据采集系统是否在规定范围内再现了测量量。这通常意味着在标定和性能试验过程中应使用同样的信号路径、同样的硬件和同样的软件结构。

性能试验时,应保证每一个参数求平均值的测量量都在同样的时间区间内获得。

应配备能对所有测量环节进行检查的并列仪器。最好能在机械试验的运行条件下,具有将数据采集系统的结果与参照仪器进行比较的能力。

4.3 数据采集

数据采集系统可以按多种方式配置(包括人工方式),配置方式可根据现有的硬件设备和平均值的取值方法来确定。

以下列出了各种数据采集系统可能的配置及示例。通常实际采用的是不同系统的组合。

4.3.1 多路分时系统

在多路分时数据采集系统中(见图 1),测量对象被通过多路转换器进行测量。多路转换器在给定测量周期内,按一定的时间长度顺序扫描有关通道。

将计算所得的测量对象平均值用于后续的数据处理。

4.3.2 并行测量系统

在并行测量系统中(图 2),测量对象被计算机直接通过各通道进行采集。这种配置使高速数据记录 and 所有通道的同步采样成为可能(见 4.4.4)。

4.4 部件要求

测量环节中的有关部件应能适应相关频率范围的要求。

将测量对象的信息传递到传感器的那些部件,如压力管路,能在测量时产生干扰效应和误差。

对于所有测量环节中的部件,应注意它们所在环境温度的变化,当温度超出一定范围时也会导致测量误差。

标定时,部件的特性,如线性、迟滞等应记录在案。

4.4.1 传感器

用于性能参数测量的传感器应当在稳定的温度环境下工作。这些传感器应位于不受温度变化影响的地方,如远离阳光直射、散热板和通风道等。

应当了解测量对象的动态特性,因为传感器只能在设计的频率范围内使用。

对使用具有特殊的固有阻尼特性或可调响应时间的传感器及传感器具有超高偏移的敏感单元时，应非常小心。这些传感器在测量平均值和动态测量时均会导致错误的测量。

4.4.2 电缆及接线端子

在传感器与放大器的信号路径设计时，应使外界对信号的影响最小(如远离电力线、避免温度变化等)。应当注意正确的屏蔽和接地。接头和接线端子应有稳定、可靠的机械和电气特性。

尽管采取了上述所有预防措施，还需注意电网对测量结果的干扰影响。

4.4.3 信号调理

传感器的模拟量输出通常需要在信号调理单元中进行放大和滤波。

4.4.3.1 放大器

为提高 A/D 转换器的分辨率，放大器的输出范围应与转换器的工作范围相匹配。
放大器的布置应尽可能靠近传感器，以减少电缆拾取噪声的干扰。

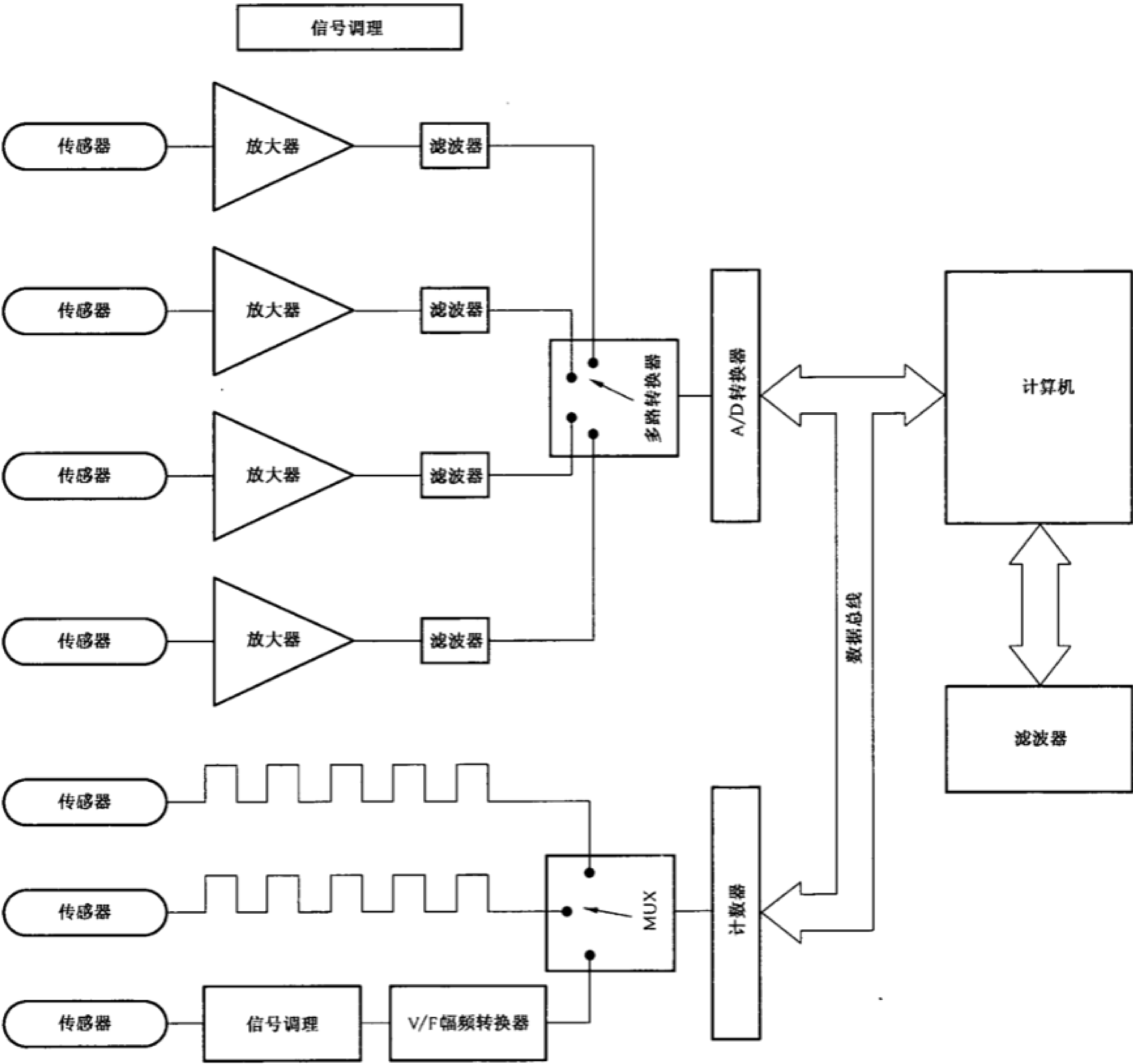


图 1 多路分时数据采集系统

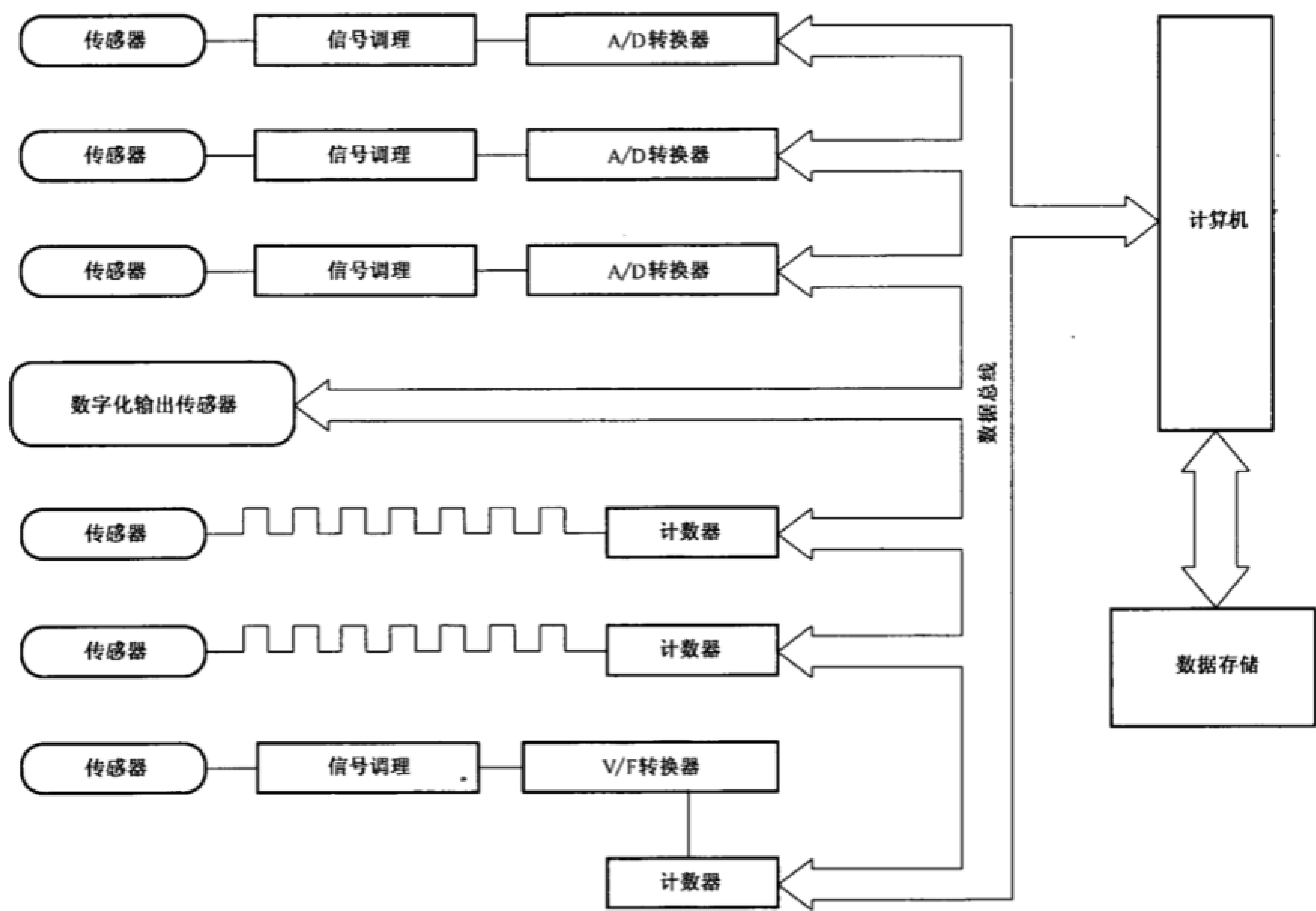


图 2 并行操作数据采集系统

4.4.3.2 滤波器

在选择滤波器时，应特别注意其以下特性：

- 交流信号：截止频率、衰减(等级)和时间延时；
- 直流信号：零漂、温漂和线性度。

两个或多个测量对象分析中若同步测量对分析非常重要时，应当注意信号调理和数据采集系统的时间延时。滤波器会导致延时(相位漂移)，这种时间延时与滤波器的类型和截止频率有关(图 3)。

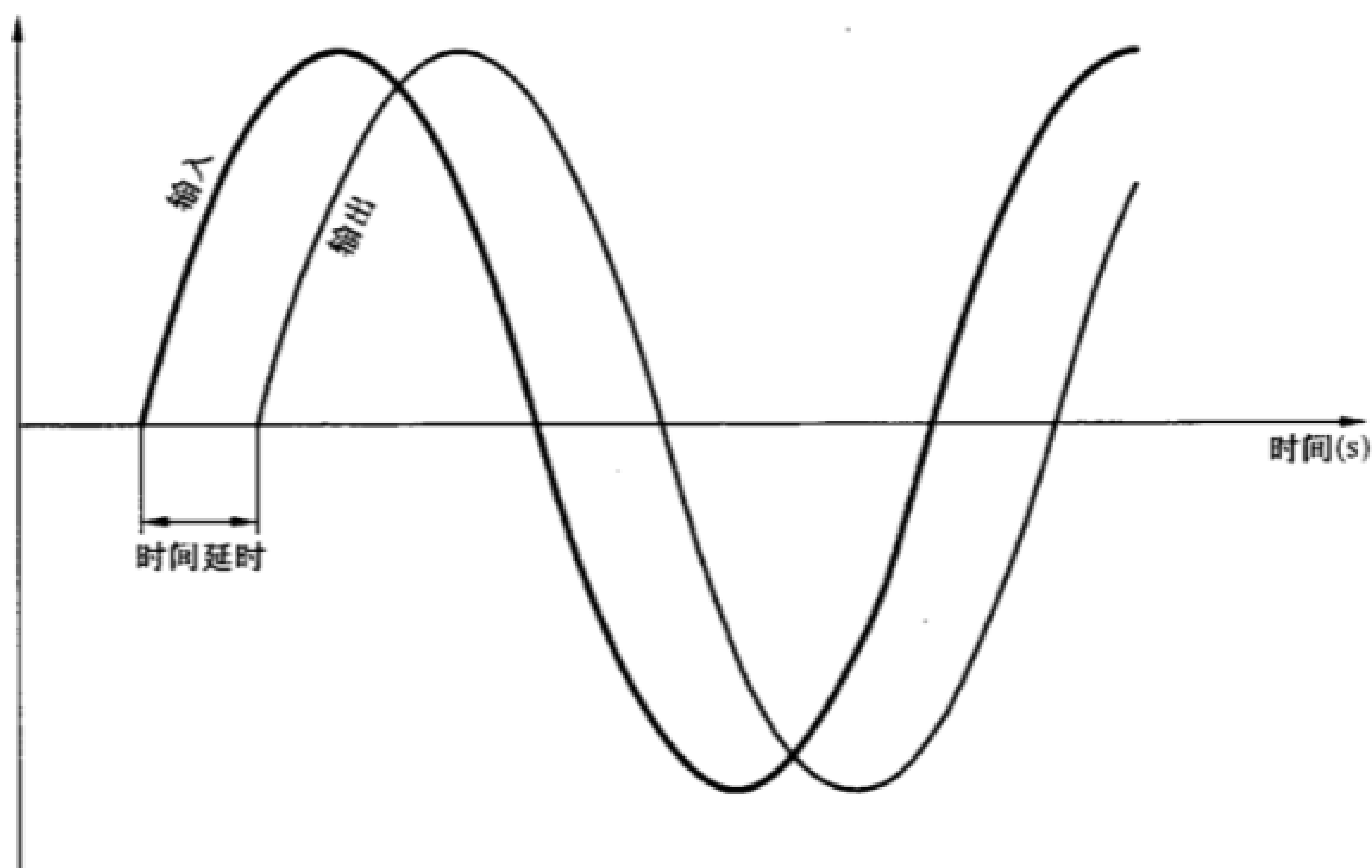
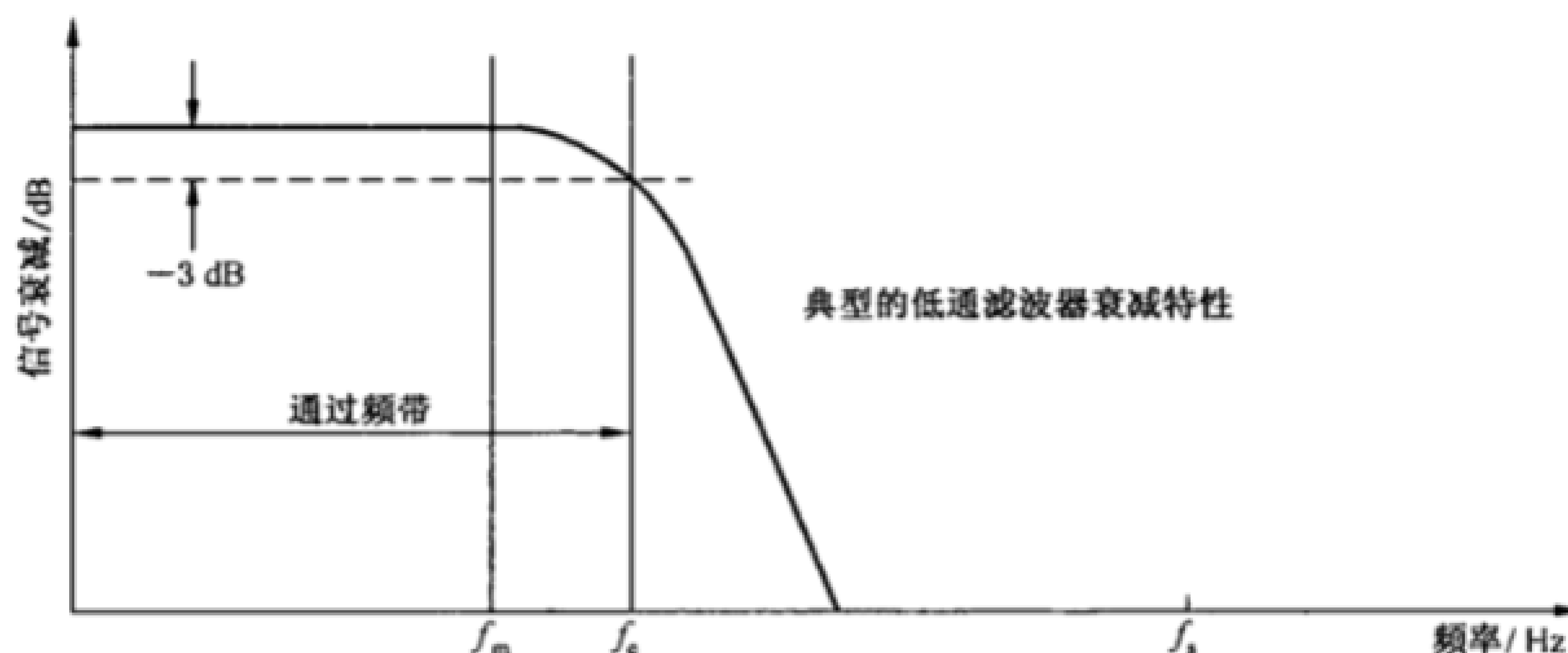


图 3 时间延时

为了避免失真,低通滤波器的截止频率应最大不得超过采样频率的一半,详见于图 4。然而工程中,通常使截止频率小于采样频率的 $1/3$ 。



f_m : 有关部件的最大频率;

f_c : 低通滤波器的截止频率;

f_s : 采样频率;

要获得预期的频率含量 $f_c > f_m$;

要避免通过频率带的失真 $f_s \geq 2f_c$ 。

图 4 滤波器和采样频率

4.4.4 多路转换器

多路转换器的有效切换速率应与每一个测量对象的要求进行比较。因为 A/D 转换器是对多个通道进行顺序采样,每一通道的采样速率将随着通道数的增加而减少。

切换系统通常为继电器,或是固态切换器。继电器通常比固态切换器更精确,但其切换速率低。当在不同电压电平间进行切换时,应注意相邻通道的干扰效应。通常,这种误差随着切换速率增加而增加。

4.4.5 模拟量/数字量(A/D)转换器

连续的模拟量信号必须转换为数字量后才能为计算机读取。

模数转换器的重要参数有:转换时间,分辨率,精度,输入范围、温漂和线性度。

模数转换器 A/D 的分辨率定义为转换器用于描述模拟量信号的位(字节)数。一个 3 位的转换器将范围划分为 $2^3 - 1 = 7$ 个等分。

对于性能试验,至少要求分辨率为 14 位的 A/D 转换器。对于动态测量,分辨率低一些也是可以接受的。

在 A/D 转换中,如果要进行同步测量,应当对每一通道使用一个 A/D 转换器或采用一个同步采样保持设备。

4.4.6 计算机

计算机是数据采集系统的控制器。它应具备以下功能:配置和协调同步数据连接、控制数据的转换、与外设进行通讯联系、完成计算和结果表达。

计算机接口应有一个可选择的数据传输频率(波特率,位/秒),使其能通过总线与各种不同的设备进行通讯和对其进行控制。

4.4.7 数据处理

典型的软件任务包括:

——数据采集系统的控制;

- 标定系数的计算；
- 由电量到工程量的转换；
- 平均值和其他统计值的计算；
- 性能参数的计算；
- 随机不确定度的评估；
- 结果的表达；
- 数据的存储。

在模型验收试验中,在对某一试验点进行确认评估时,应提交该工况点的所有参数的原始数据,以便进行人工计算和校验计算机程序。

如果可能,试验时应连续显示主要的性能参数,以便对模型的性能以及它连接的水力系统的性能有一个全面的了解。

采样的数目和采样频率应当反映全部测量环节的特性,具体如下:

- 对性能测量,能给出精确的平均值;
- 对波动测量,能满意地确定必要的波动特征。

4.5 数据采集系统的检查

每一测量链路均应提供完整的系统图,以反映其主要部件。这有助于有关各方在出现特殊问题时,用于确定须检测的部位;或可对波动信号进行更为细致的研究。图5给出了一些典型的测量链路,其上标有建议的试验项目和检测点。

4.5.1 模拟量输出的传感器

图5中,点1为检测点,用以判断测量对象的动态特性。

通过比较A点的输入信号和检测点3的输出,可以确认信号调理系统工作是否正常。

通过比较A点的输入信号和检测点2的输出,可以确认放大器工作是否正常。

通过比较B点的输入信号和检测点3的输出,可以确认滤波器工作是否正常。

通过在C点输入基准信号,并与检测点5的输出进行比较,可以确认多路转换器和A/D转换器工作是否正常。

4.5.2 频率或比例脉冲输出的传感器

检测点4的信号质量应予以控制,以保证计数器的正确触发。在D点输入基准信号来检查计数器的时基。

4.5.3 数字化输出的传感器

此类传感器和测量链路最好在标定中检查。

4.5.4 偏移效应的检查

要检查信号调理器没有任何偏移效应,系统的输出信号可与输入信号一致。输入信号可以是由独立电源产生的基准信号。检测点在图5中为点A和点3。

4.5.5 软件

将控制点5读出的原始数据进行另外的计算,将其结果与计算机的输出结果进行比较,通过这种方式来对软件程序进行检查。

通过在E处输入一些数值来得到已知的性能结果来检查软件的性能算法。

标定测量链路的算法应和那些用于性能计算的算法一样应作为资料保存。

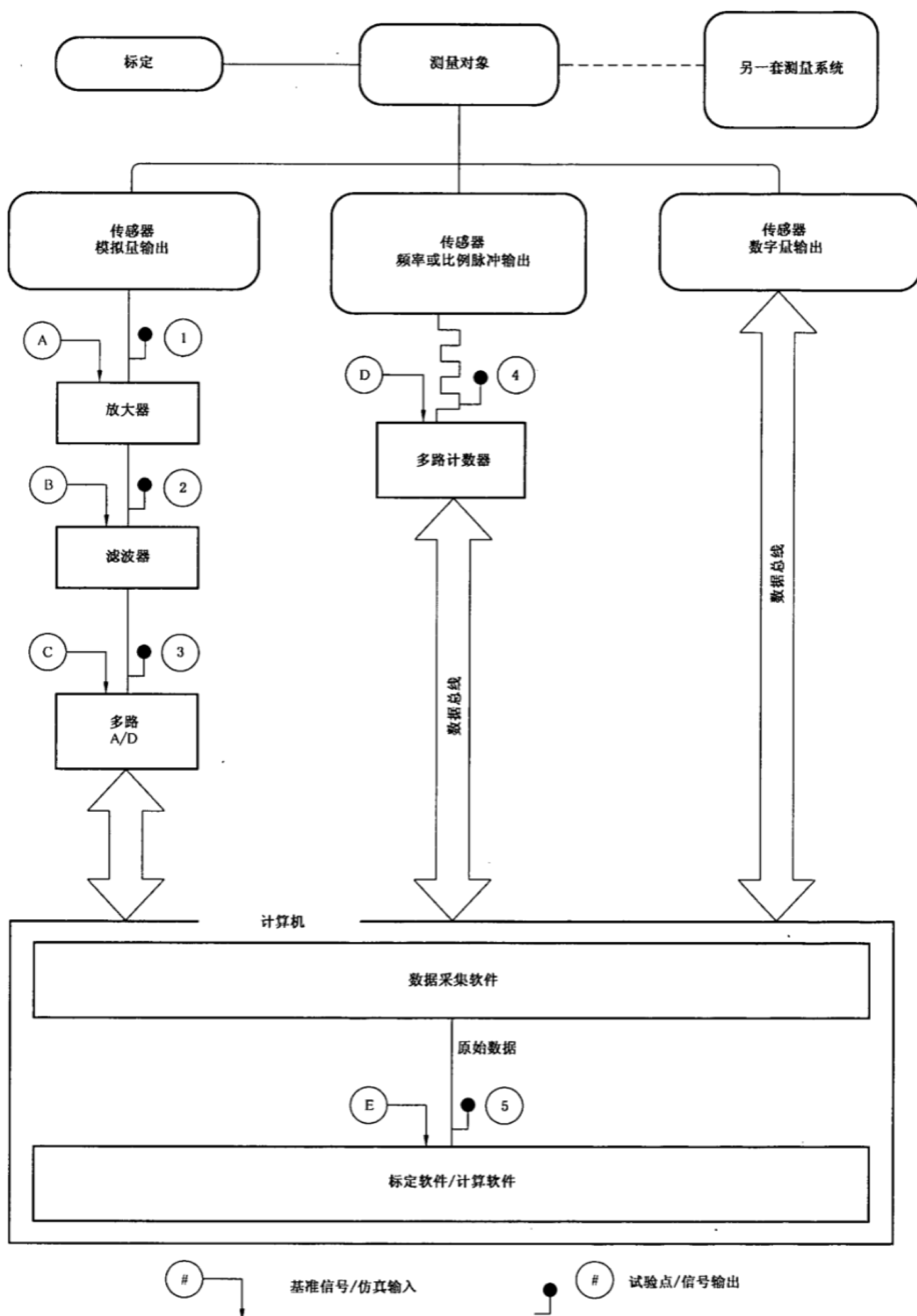


图 5 各种测量链路及其推荐的检测点

5 流量的测量

5.1 概要

在机械和流量测量仪器之间,应尽可能不要有水的流失和增加。但如果存在附加流量,应对其进行单独测量。

5.1.1 测量方法的选择

模型验收试验可采用的流量测量方法可分为原级方法和次级方法。

5.1.1.1 原级方法

原级方法为那些仅需测量基本量(如长度,质量和时间)的方法。本部分应用的原级方法包括:

- 重量法;
- 容积法;
- 移屏法。

上述原级方法最为精确。为此,尽管这些方法还有其固有的一些缺点(如笨重的设备、时间的测量等等),但任何模型设施都应包括使用上述原级方法中的一种的可能性。不过,为了便于使用,通常应辅助以次级方法。

5.1.1.2 次级方法

模型试验中基于各种各样原理用于流量测量的许多其他方法,可认为为次级方法。尽管其中有一些次级测量方法已标准化,但为了满足本部分要求的高精度,这些测量设备必须在正常试验状态下,利用上述原级方法进行原位标定。由于重复性是对次级流量测量设备要求的最重要的因素,因此不要求次级方法满足有关标准中的所有要求。

在试验设施的设计阶段时就应考虑能在不拆卸或修改测量管路情况下进行定期标定。

流量测量的次级方法主要有:

- 流速面积法。通过流速仪或皮托管和示踪法测量流速。这种方法在模型试验中很少采用,因此在以下的条款中将不作阐述。
- 薄板堰法和差压计法(孔板,喷嘴,文吐里管)。即使按 ISO 有关的标准进行设计、安装和使用,如果直接采用标准的流量系数,其精度也不能满足模型试验要求。为此,必须依法对其进行定期原位标定。
- 各种各样的流量计,如涡轮流量计、电磁流量计、超声波或涡流流量计。这些流量计能够快速测量,输出信号易于为数据采集系统识别,且大多数流量计对流动的扰动小,因此使用特别方便。目前,由于安装条件对其响应的影响还不具备足够精度以满足模型试验的要求。为此,流量计必须进行原位标定,对其所应满足的所有流量范围内的重复性应定期进行检查。

5.1.2 测量精度

5.1.2.1 参照 ISO 标准

以下条款中,仅对在别处无标准测量过程的方法进行详细说明。只要可能,还列出了可参考的现有标准,特别是 ISO 标准,它特别适合本部分的精度要求。

5.1.2.2 不确定度的评估

以下条款中列出的系统不确定度数值仅作为指南,这仅在满足以下条件时方才有效:

- 测量处于最佳状态;
- 本部分和有关标准的所有要求均得到满足,且
- 试验和分析由具有资格和经验的人员来完成。

如果上述条件不能满足,则流量的系统和随机误差的增加将难于预测。

对于每一特定试验,使用者都应当评估系统和随机不确定度的实际值,评估时应充分考虑所有测量系统和试验设施的运行状况。

与每一误差源相关的随机和系统不确定度的合成在 12.2.2.4 中说明。这样,所表达的最终结果的不确定度的置信度约为 95%。

5.1.2.3 流动的稳定性

不管采用何种流量测量方法,对于模型验收试验的每一工况点,只有在流动稳定或接近稳定时,流量的测量结果方为有效。

一般而言,原级方法要求测量的时间相当长,其结果仅为这一段时间内的平均值。所以仅能得到发生于 2 次测程之间的流量变化,而不能得到波动值(见 GB/T 15613.1 中的 5.3.2.3)。

在 5.1.1.2 中提到的大部分次级方法,将可以得到准瞬态读数,通过这些读数可以得到该工况点的平均值,而且通过绘图法和统计法,可以得到流量波动的特性和幅值。这也是试验设施应当同时具备原级方法和次级方法的原因。

5.2 原级方法

5.2.1 重量法

5.2.1.1 重量法的基本原理

ISO 4185:1980 给出了所有与重量法流量测量有关的必要要求,它包括测量仪器、测量步骤、与测量有关的流量及其不确定度的计算方法等。虽然 ISO 4185:1980 提到了 2 种方法,“静态”法和“动态”法,但本部分只推荐采用静态重量法,即在一定时间内将水流切入称重筒,然后称出切入的质量。

重量法,即通过收集一定时间内一定质量的水,从而仅能给出该时间内流量的平均值,这种方法可认为是流量测量最精确的方法。

正如 ISO 4185:1980 所述,标定设备应定期检查,对于承重樑应至少每 2 年检查一次,对负荷传感器应至少每年检查一次。如果标定历史资料表明结果稳定,上述检查周期还可适当延长。

5.2.1.2 测量的不确定度

影响重量法的误差有:称重,测量充水时间,密度的确定,考虑流体温度和偏流器的影响等。此外还必须对空气浮力进行修正,因为大气压对被称重流体的向上推力不等于其对称重设备标定时作用于参考质量的向上推力。

如果装置的制造、维护和使用都十分小心,则流量测量的系统不确定度(对应 95%置信概率)可望在 $\pm 0.1\%$ 和 $\pm 0.2\%$ 之间。

5.2.2 容积法

5.2.2.1 容积法的基本原理

ISO 8316:1987 给出了所有与容积法流量测量有关的必要要求,它包括测量仪器、测量步骤、与测量有关的流量及其不确定度的计算方法等。

虽然 ISO 8316:1987 提到了 2 种方法,“静态”法和“动态”法,但本部分只推荐采用静态标记法。

容积法与重量法具有同样的精度,同样是通过收集一定时间内一定质量的水,从而仅能给出该时间内流量的平均值。

正如 ISO 8316:1987 所述,标定用的容积筒应定期检查,对于混凝土容积筒应至少每 5 年检查一次,对金属容积筒应至少每 3 年检查一次。如果标定历史资料表明结果稳定,上述检查周期还可适当延长。

5.2.2.2 测量的不确定度

影响容积法的误差有:容积筒(水池)标定,测量水位,充水时间和偏流器的影响等。应当检查容积筒的密封性能,必要时应对漏水进行修正。

如果装置的制造、维护和使用都十分注意,则流量测量的系统不确定度(对应 95%置信度)可望在 $\pm 0.1\%$ 和 $\pm 0.2\%$ 之间。

5.2.3 移动屏幕法

5.2.3.1 移动屏幕法的基本原理

该方法的原理与容积法相似,可以认为是容积法的延伸。它的原理是通过一个屏幕随水移动的方法

法,确定明渠中断面 A 和断面 B 之间水流的移动体积(见图 6)。则流量通过下式计算:

$$V = b \cdot d \cdot L$$
$$Q = \frac{V}{t} = b \cdot d \cdot \frac{L}{t} = b \cdot d \cdot v$$

- 式中:
- V ——水的移动体积;
 - L ——断面 A 和断面 B 之间的距离(测量断面长度);
 - b ——测量断面之间明渠的平均宽度;
 - d ——测量断面之间明渠水流的平均深度;
 - t ——屏幕在断面 A 和断面 B 之间的移动时间;
 - Q ——在移动时间 t 内的平均流量;
 - v ——在明渠断面 A 和断面 B 之间的流速。

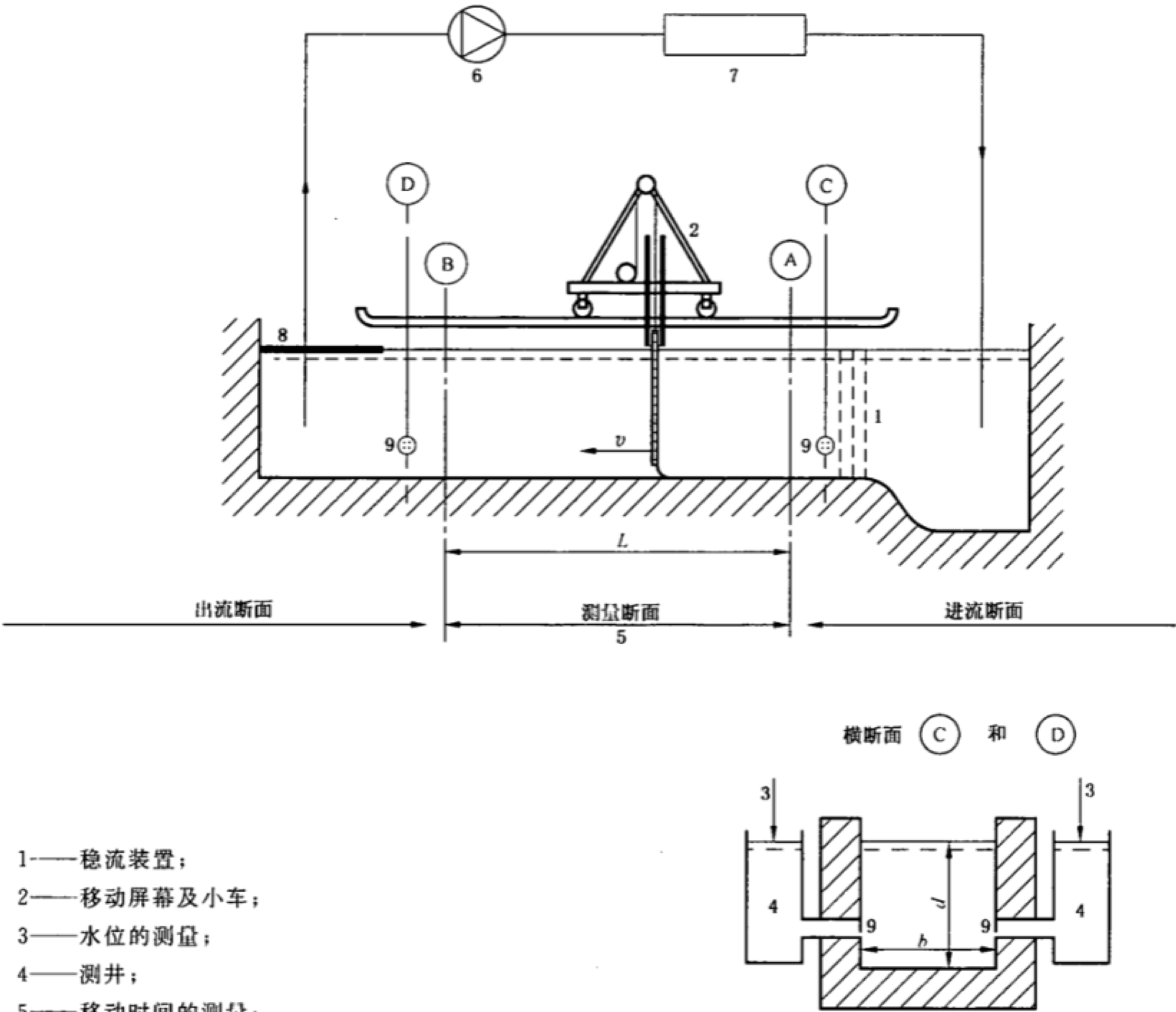


图 6 移动屏幕法

5.2.3.2 测量设备

5.2.3.2.1 明渠

测量明渠的底平面应笔直水平,而且在整个屏幕移动经过的范围内,其断面为矩形且须进行精确标定。明渠宽度和深度应满足流量的测量要求,即应使明渠中的平均流速为 $0.05\text{ m/s} \sim 1\text{ m/s}$ 。

明渠中的水流应保证流速分布规则、无旋涡、无非对称流动和明显的扰动。这样的水流条件可通过在明渠中的稳流装置(如孔板、蜂窝装置等)来实现。

明渠的总长包括:

——进流断面:屏幕由此导入水中并达到匀速运动。

——测量断面:需要精确确定的一段明渠长度。

——出流断面:屏幕由此移出水流。

一定水平面与其对应的明渠断面的面积关系可通过几何测量来确定。所有有关的几何尺寸应定期检查,推荐每5年检查一次。在极坏条件下,还应考虑水重量引起热膨胀和变形对尺寸的影响。

5.2.3.2.2 屏幕

屏幕通常悬挂在小车上,该小车能在沿明渠的轨道或液体润滑的滑块上移动,浮动屏幕的使用应尽量避免。

屏幕通常采用轻质刚性材料制成并安装在轻质构架上。小车和屏幕装配应尽可能轻,使摩擦力减小到最小,或用一驱动马达来抵消,使屏幕移动速度能迅速等于水流的平均速度并能在最低流速条件下屏幕也能顺利移动。

屏幕移动法的一个基本要求是:当屏幕导入明渠时对水流的扰动应尽可能小,并不应产生导致严重误差的波纹和波浪。为保证达到这些要求,一个可行的办法是:通过电动驱动单元,在屏幕导入水流之前,使屏幕小车加速到与水流速度大致相等。

为减小泄漏,屏幕与明渠边壁和底部的间隙应尽可能小。较好的做法有:在屏幕边沿加装合适的柔性唇缘密封,要使摩擦力做到可忽略不计或通过驱动马达以消除摩擦力的影响。

5.2.3.2.3 行走时间的测量

屏幕行走时间是在测量截面开始和结束处的两固定点之间进行测量的。当屏幕通过这些点时,由电气机械开关、光学或磁性开关触发电子计时器。

5.2.3.2.4 水位的测量

水位应在测量前、后和过程中进行测量,测量是在上、下游测量截面各侧面的测井中进行的。水位由测针、钩形测针或高精度的传感器定出(测量仪表见第7章)。

屏幕前方和后方的水位保持为常数是十分重要的(如在 0.5 mm 之内),这样能认为移动屏幕的速度等于水流速度。

为了获得高精度减少标定槽中缓慢的质量波动很重要(通过调节流量)。为监视此类波动应尽量减少测量截面下游处的自由水表面,从而可将可表示状态是否稳定的水位变动状况视作质量波动状况。

5.2.3.2.5 测程开始前和过程中的控制

一个测程开始前,检查水位是否为常数十分重要,这样以便可确保在槽中无波动。

波纹和波浪能明显增加测量不确定度应予避免,这对屏幕的匀速运动十分重要。可在沿测程均匀地布置一些附加的开关以便确定其中间过程中的行走时间。

应使屏幕一侧至另一侧的泄漏量尽量小也很重要。这可用靠墙和底部密封处注入一种有色液体进行检查。

不过,屏幕前后有轻微的扰动或存在很少的泄漏,特别是在邻近自由表面处经常可以见到,这并不说明仪器的运行出现毛病。

两次连续进行测程之间的时间间隔应该是足以平息上次测量中造成的扰动。

5.2.3.3 测量的不确定度

若装置的建造、维护和使用是仔细的,且上述要求得到满足,则其流量测量的系统误差(95%置信度)可达到 $\pm 0.2\%$ ~ $\pm 0.3\%$ 之间。

5.3 次级方法

5.3.1 基本要求

在下述条件下,可商定采用各种不同形式的流量计。

- 所选设备具有最好质量,特别在其重复性及其对一些影响量的敏感程度方面(环境温度、供电的频率和电压等);
- 流量计及其相应的测试系统应在实际的运行条件下用原级方法进行标定(参见 GB/T 15613.1—2008 中的 5.3.3.2.3 和本规程的 5.3.8);
- 应在所测量的整个流量范围内检查其重复性。

虽然这些流量计的应用并非强制性的,但有关的各种标准及制造商的使用手册均对如何使安装和测量条件达到最好给出了有益的建议。

常用流量计的类型见 5.3.2~5.3.7。

5.3.2 堰板

只有长方形和三角形带刃的薄壁堰可在本部分范围内使用。堰板的设计及其安装和堰板之上水位的测量应参考 ISO 1438-1:1980,但是标准化了的流量系数不能达到所需的精度要求(见 5.1.1.2)。此外,堰板还对靠近处速度分布的任何变化以及堰板的状况(上游面的粗糙度、清洁度以及刃边的锐角度等)都非常敏感。

通常堰板位于机械的低压侧,应注意确保进入槽中的水流是平稳流动(无旋涡,无表面扰动或无大量空气卷入等)。

当堰板位于所试验机械的出口侧,应离开机械有足够远的距离或应使流道出口处在达到堰板前能释放水中的空气泡。当需要在整个断面处有均匀的速度分布,应采用静水栅和导流板。若有被扰动的水表面或存在潜流或存在任何性质的不对称均应采用适当的栅板给予纠正。

5.3.3 差压流量计

在孔板、喷嘴或文吐里管可作为流量测量的模型试验设备,特别是在无自由水面的闭合环路中工作。

差压设备的设计,包括其测压头,其安装和工作条件参见 IEC 5167-1:1991。然而其标准化了的流量系数不能达到本部分所需的精度要求(见 5.1.1.2)。除了 IEC 5167-1:1991 描述的流量计之外,其他形式的差压设备也可使用。

差压流量计常常具有很高的可靠性,但对流态非常敏感,且压力损失大,特别是孔板和喷嘴更是如此。

由差压设备产生的差压应按 6.4 进行测量。

原级方法的设备和压力计之间的连接管路应符合 ISO 2186:1973。

应注意避免发生空化。

5.3.4 涡轮流量计

涡轮流量计通常包括一导流器,在其上、下游需要有一直管段,流量计仅产生非常小的水流扰动,但产生一些高的压力损失。其输出信号为易于测量的频率,不存在影响精度因素,需注意使其轴承处于良好状态,并保持涡轮叶片的清洁。每次维修后至少应标定一次。

由于在低压条件下转轮叶片上能发生空化,故应于最低压力条件下检查标定状况。

5.3.5 电磁流量计

电磁流量计属 ISO 6817:1992 和 ISO 9104:1991 的内容。

电磁流量计的主要优点乃是既不引起水流干扰也无压力损失,且对磨损不太敏感。流量计能给出一即时的读数,因此特别适用于观察流量的波动。应注意电子回路输出中是否存在漂移,还应注意电极表面的状态,每次维修后应至少检查一次其标定状况。

5.3.6 声学流量计

存在有数种声学测流方法。按目前的认识,适用于本部分用途的方法乃是测量声脉冲从上游或下游通过的过渡时间。最好包括有数个平行路径的测量。

数据采集和处理系统应演示该设备工作是否正确(沿每一单个路径对其平均速度进行分别测量,验证声速,检查所损失脉动数的比例等)。

此方法的较详细说明见 GB/T 20043。

另一些类型的声学流量计也可使用,如基于测量声束被液体折射的流量计,或基于在两截面处发射的声讯号的交叉关系的流量计。

声学流量计的优点是不引起任何水流干扰或压力损失,但对速度分布和对气泡的存在以及噪音有些敏感。其对紊流的敏感性以及局部瞬间速度的采样的有限性使之不能用于连续读数以评价流量的波动状况。

5.3.7 涡流流量计

涡流流量计的原理基于测量插入水流中非流线型体产生的涡旋流出频率,此频率与给定雷诺数范围内的平均速度成正比。

虽然这种型式的测量装置已有多种,但采用此法测量流量的经验还是很有限的,使用此法时应该小心,如管道中的任何振动都会引起测量频率的改变,因此要予以避免。

涡流流量计中的非流线型体有引起空化的危险,应检查在最低试验压力条件下的评定状况(见 5.3.8)。

5.3.8 标定步骤

如上所述,任何用于测量流量的次级方法应相对于原级方法进行标定见 5.2。标定应在试验回路中不拆卸流量计或改变流量计进口处的水流状况下进行。

标定应包括整个流量计及其相应的测量系统,如孔板、连接管、压力传感器、供电系统和数据采集系统。

标定正常应在试验中在要出现的实际工作条件下进行(压力、温度和水质等)。如果在试验过程中出现的压力必须低于用于标定时开式循环回路中可得到的最低压力。此时,应演示说明流量计的标定并不受降低压力时空化的影响。这可用两个次级流量计串联的办法来达到。其中之一可不受空化的影响,流量测量时流量计存在空化影响是不能允许的,即使标定是在相同的工作条件下进行。这是由于这时包括的现象是难于很好重复的。

任何标定中应包括有足够的测量点,这些测点应均匀地分布在试验中涉及的整个流量范围以便正确地评估其发散度。

在大部分情况下,标定结果可写成(至少在其使用范围内):

$$Q = CR^\alpha$$

式中:

R ——由次级流量计给定的输出信号;

α ——由理论上的关系得出的指数(当 R 为涡轮流量计的频率时 $\alpha = 1$, 当 R 为文吐里管的差压时 $\alpha = 1/2$, 当 R 为长方形堰板上的高程时 $\alpha = 3/2$ 等);

C ——流量系数,它在流量计的范围可为常数,亦可为变数。

这样便可得出流量系数相对于原级方法得到的流量,或者最好是将流量系数相对于适用于相应某种型式流量计的无量纲系数(在闭合循环回路中的流量计为雷诺数,堰板时为弗劳德数)。

任何情况下,应将这些测点用回归法如最小二乘方啮合成曲线(通常为直线)。这种标定曲线的导出以及相应不确定度评估方面的指南可在 ISO 7066 中找到(亦见附录 H)。

次级流量计通常应在试验前及试验后进行标定(见 GB/T 15613.1 中的 5.3.3.1.5),如果这两次标定结果出现明显差异²⁾,则应对流量计及其相应测试系统进行仔细检查以找出出现差异的原因。这

2) 可以商定,相对偏差 $2(Q_1 - Q_2)/(Q_1 + Q_2)$ 应小于试验前规定的允许值(如 0.1%),此处 Q_1 及 Q_2 为在原级方法给出的相同流量下由次级流量计在试验前后得出的读数。

次试验可能被否定,但应存有流量计标定的历史档案以便检查和分析。若无系统性的趋势发生,则将所得值取其平均值可能是其真实值较好的近似值。这要好于仅将试验前后得到的两个值加以平均。

6 压力测量

6.1 概述

本条仅涉及压力的该时段平均值的测量,压力波动值的测量见 GB/T 15613.3 中的 5.1。水力机械中压力测量在于确定:

- a) 水力性能方面的量值,如:
 - 水力比能(见 8.2 及 8.3)及
 - 净正吸入高程 $NPSE$ (见 8.4)。

或

- b) 模型通流中指定部位的压力及差压表计值,可用于不同用途,如差压装置用于测量流量(见 5.3.3)或得到以下方面的信息:
 - 局部压力;
 - 压力分布;
 - 指数试验(该值需转换至现场条件)。

压力是在稳定条件下压力的单个表计压力或差压。

6.2 压力测量断面的选择

应对测量断面的位置给予特别注意,通常与其基准面一致。该处水流的扰动应是最小,由合同规定的高压和低压基准断面 1 和 2 通常应满足这些条件。但是在基准面的速度分布受到严重扭曲的例外情况下,该基准面应予更换,若有可能,用尽量靠近并能提供较好流动条件的其他测量断面来代替。

测量断面的平面最好应与水流的平均方向相垂直,需要用于计算平均水流速度的截面积应易于测量。

测量断面最好应布置在直段截面处,但可稍有收缩或扩散。

6.3 测压头和连接管线

6.3.1 测压头的数量及位置

通常,对于任何形状的断面至少应采用两对相对的测压头(4 个测压头),对于圆形断面,四个测压头应布置在互相垂直的直径处,测压头不应布置在最高或接近最高处以避免聚气,也不应布置在接近最低点处,以避免脏物引起的堵塞。

在非圆形的断面时(大多数情况为长方形),测压头不应布置在接近角落处。如果测压头布置在其底部或顶部时,应特别注意避免空气或脏物的干扰。

若流动条件受到了干扰或是非对称的,则应采用多于四个测压点。

同一测量断面处的单测压点的平均压力测量值相互之间的差值应不大于机组水力比能的 0.5%,或对于低水头机组不大于由测量断面处用平均流速计算得出的比动能的 20%(见 8.2.4),这两种情况均是指接近最优效率点的工况而言。

若此要求不能得到满足,两方应协商,改用以下方法:

- 选择另一测量位置,或
- 按 8.2.4 对测量断面处比动能的分布作出评估,或
- 接受此偏差,对水力比能 E 的测量不确定度在标书上增加一附加不确定度。

6.3.2 测压头的设计

测压头应布置在耐腐蚀材料的插入件中。图 7 示出了典型插入件结构,插入件的安装应与流道的边壁平齐。

测压头的柱形孔径应为 2 mm~4 mm,应具有至少两倍孔径的长度 L 。测压点应与流道壁垂直,并应无可引起局部干扰的毛刺或不规则处。孔开口处的边缘应是尖角的或有 $r \leq d/4$ 的倒角与流道平滑

连接。倒角的目的在于消除可能出现的毛刺。

流道的表面应是光滑的,在测压孔上、下游至少 100 mm 的邻近处不应有水流方向的弯曲。

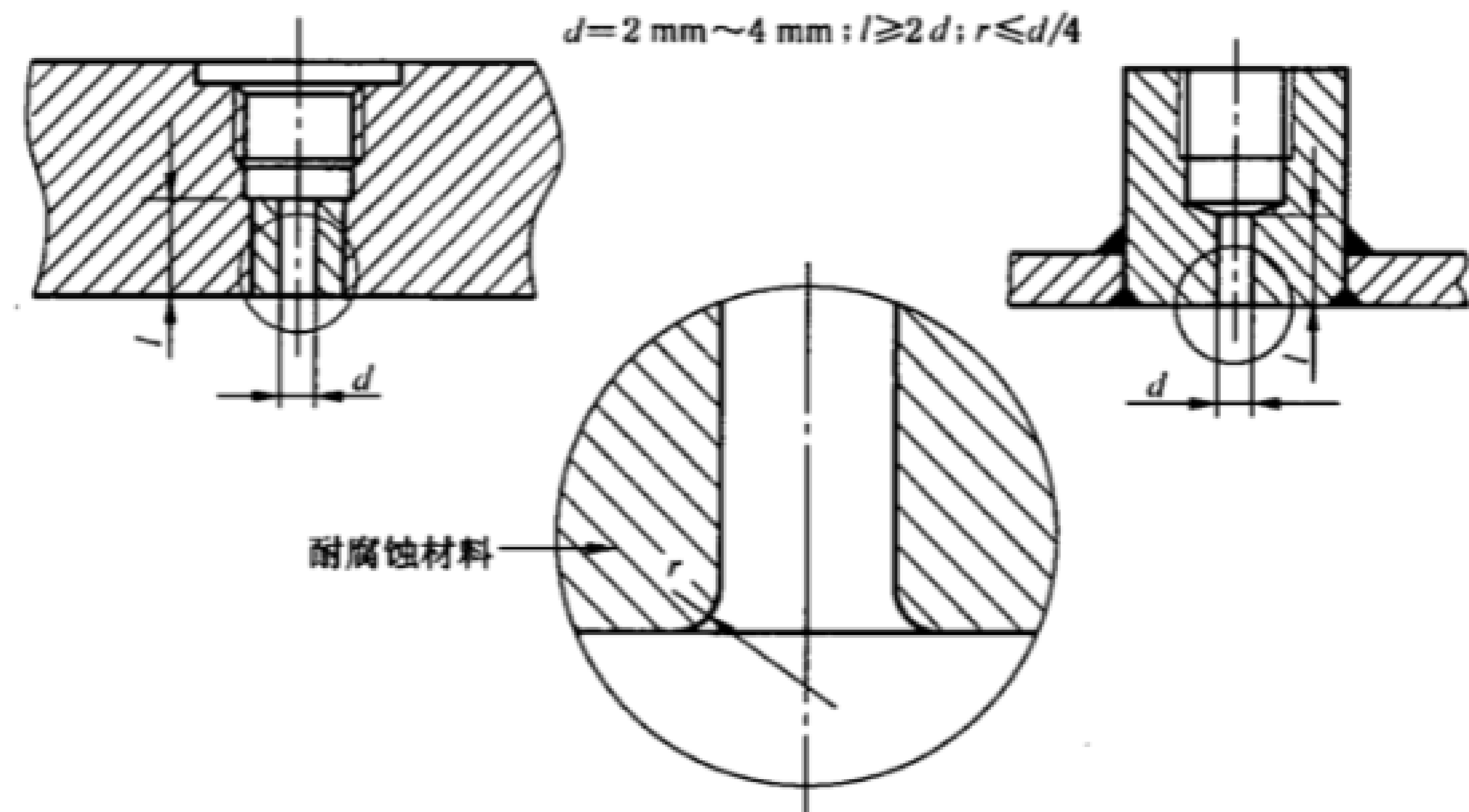
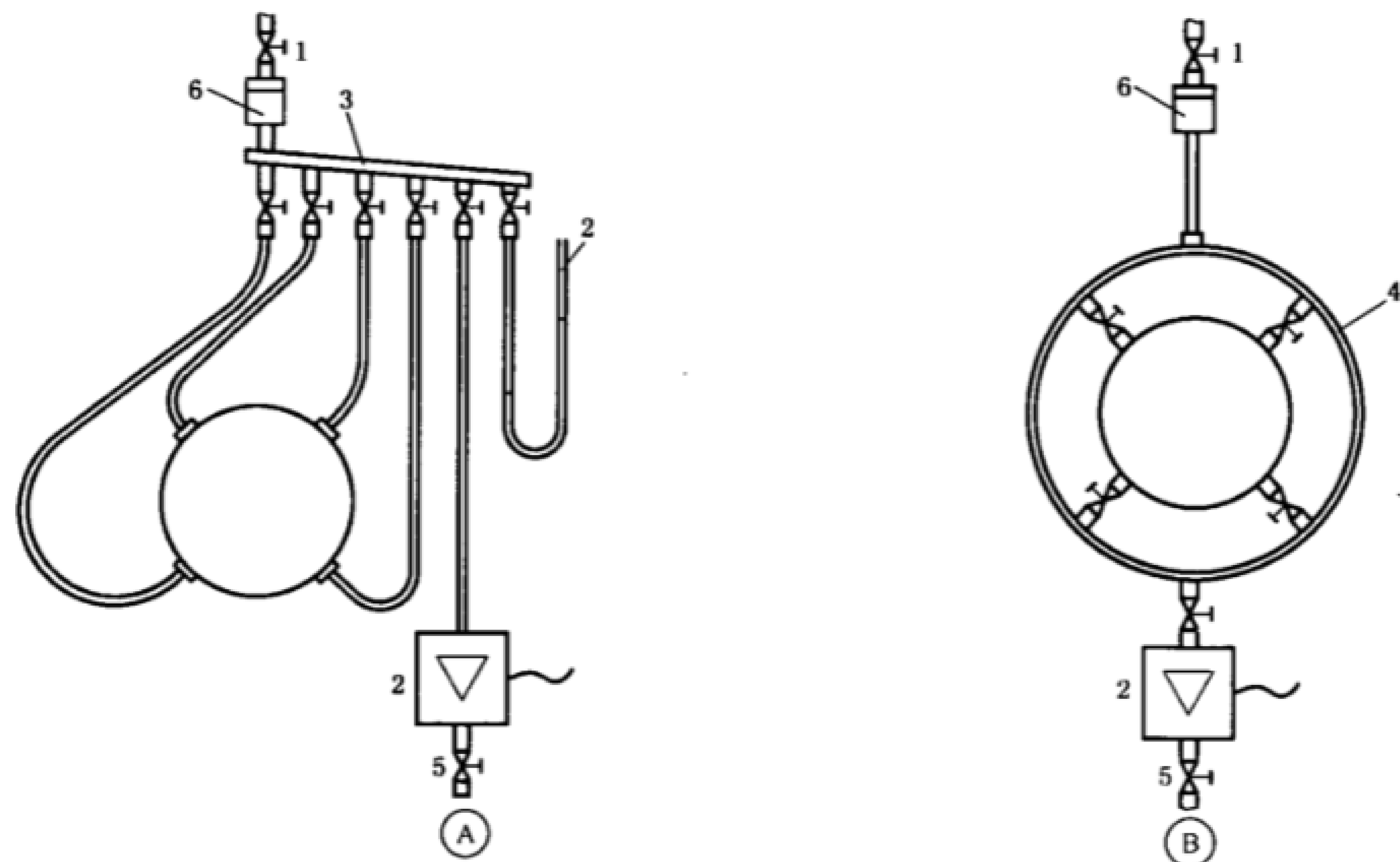


图 7 测压头示例

6.3.3 测压管布置

测压头可采用集流管式的(图 8),但每个测压头应单独设阀门以便分别单个读数。连接管的管径至少应是测压孔径的 2 倍,且不小于 6 mm。集流管[或集流环管,图 8b)]管径应至少不小于测压头孔径的 3 倍。若有可能,连接管道应有相等长度,斜向向上与测压计或压力表连接,中途无可聚气的高点,为排气于所有最高点处应有集气腔的阀门。建议使用可适应较宽压力范围的透明塑料管。因为这有益于发现气泡的存在。但是在有压力波动的情况下,应考虑塑料管道中存在的阻尼效应(见 6.3.4),管道连接中不允许出现泄漏。



- a) 单个与集流管连接
- 1——排气;
 - 2——压力测量仪表;
 - 3——集流管;
 - 4——均压环;
 - 5——排水;
 - 6——集流腔。

b) 均压环

图 8 测压管形式

6.3.4 稳压阻尼装置

所有测量均应尽量在稳态条件下和压力波动源头消除的条件下进行测量,尤其在正常运行工况范围内压力表应不需设置阻尼装置。

在某些运行工况范围内(小 Q 及低 σ 等情况)波动是不可避免的。为了在此种条件下能使测压仪表能得出正确读数,可以安装适当的阻尼装置,前提是流经阻尼装置的流动是层流且在二个方向具有相同的阻力,以此来确保线性的粘阻。这可采用约 1 mm 孔径的毛细管或一专门设计的阀门来达到。阻尼装置也可用长的塑料管的办法来达到,也可在压力计之前的压力管道上连接一空气腔或调压腔来达到更多的阻尼效应。不推荐采用孔板,因为孔板可造成由于非线性阻尼所造成的误差,对任何节流装置应设置带阀门的旁通管,除了在读数的短时间外,通常保持于开通状态,将连接管道弯曲、箍缩或其中插入任何非对称的节流装置(如加阀门)都是不允许的。

6.4 压力测量仪器

6.4.1 仪器的种类

压力测量仪器分二类:

- 原级法(或原级仪器),如液柱压力计(见 6.4.2),重力压力计(见 6.4.3)和压力重梁(见 6.4.4),这些方法仅用于基础量(长度、质量)的测量,因此不需要任何标定。
- 次级法(或次级仪表)如压力传感器(见 6.4.5)和其他仪器如弹簧压力计(见 6.4.6),这些仪器均需相对作为标准的原级法进行标定。

测量仪器的选择应考虑数据自动采集系统的需要。常常将原级法和次级法联合使用。

可用于试验装置的物理原理及典型例子在下述章节中针对不同仪器加以描述。

6.4.2 液柱压力计(原级法)

液柱压力计用于测量低压或较小的差压(以水银作为压力计液体,约至 5×10^5 Pa)。大部分情况用水柱或水银柱压力计[图 9a)、图 9b)和图 9c)],在有些情况下,可采用已知密度的其他液体。

液柱压力计的压力测量按下述基本关系式确定:

$$p = \rho \cdot g \cdot h$$

式中:

h ——液柱高度;

ρ ——压力计中采用的考虑了液体温度后的液体密度。

水柱压力计在其测量范围内的管子最小内径应为 12 mm,以减小毛细管效应。对于水银柱压力计,此内径至少应为 8 mm。

作为压力计或差压计的液柱压力计的常用形式是:

a) 单管压力计(直管式)

——带直管的水银杯[图 9a)]

若此种压力计已对杯中水银高度 h_1 作了标定或修正,则只需读出单管中的高度 h_2 。

——水柱压力计(直管式)[图 9b)]

b) U 型管压力计

——普通 U 型管[图 9c)]

应用时读出两管中的液柱高度,这可用光学的办法来达到。不管采用哪种液体组合,都应采用这两种测压液体的正确密度。

压力计	测压 $p_2 = p_{amb}$	测压差 $p_2 \neq p_{amb}$
	$p = p_{abs} - p_{amb}$	$\Delta p = p_1 - p_2$
<p>a) 带直管的水银杯</p>	<p>$p_M = \text{仪器基准面处的压力}$</p> <p>$p_M = g[\rho_{Hg}(h_2 - h_1) + \rho h_1]$ $h_1 = z_1 - z_M$ $h_2 = z_2 - z_M$</p> <p>a——水； b——空气； c——水银； d——排气。</p>	<p>$\Delta p = g(\rho_{Hg} - \rho)(h_2 - h_1)$ $\Delta p = g(\rho_{Hg} - \rho)(z_2 - z_1)$</p> <p>a——水； b——水； c——水银； d——排气。</p>
<p>b) 水柱式(直管式)</p>	<p>$p_M = g\rho h$ $h = z - z_M$</p> <p>a——空气； b——水。</p>	不适用

图9 液体压力计(试验装置的示例)(ρ 、 ρ_{Hg} 和 ρ_a 值见 GB/T 15613.1 附录 B)

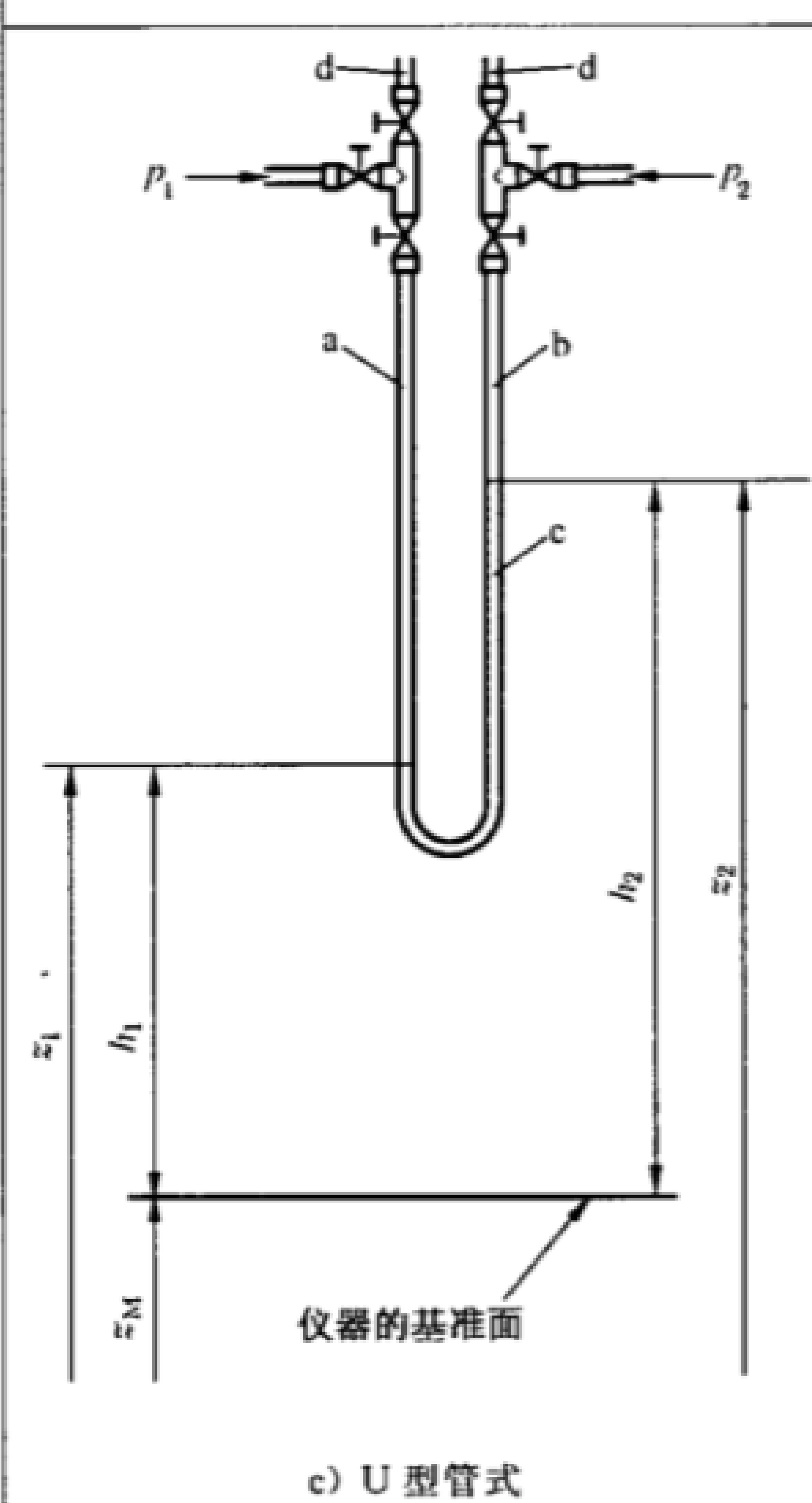
压力计	测压 $p_z = p_{amb}$	测压差 $p_z \neq p_{amb}$
	$p = p_{abs} - p_{amb}$	$\Delta p = p_1 - p_2$
 <p>c) U 型管式</p>	$p_M = \text{仪器基准面处的压力}$ $p_M = g[\rho_{Hg}(h_2 - h_1) + \rho h_1]$ $h_1 = z_1 - z_M$ $h_2 = z_2 - z_M$ a——水； b——空气； c——水银； d——排气。	$\Delta p = g(\rho_{Hg} - \rho)(h_2 - h_1)$ $\Delta p = g(\rho_{Hg} - \rho)(z_2 - z_1)$ a——水； b——水； c——水银； d——排气。

图 9 (续)

6. 4. 3 重力压力计(原级法)

重力压力计(亦称活塞式压力计),可以是单活塞的或差压式的。其应用范围取决于活塞的有效面积 A_e 及其活塞的结构系统相对于所测量压力的灵敏度。对于低压或低的差压采用较大的有效面积 A_e (如对压力降至约 3×10^4 Pa 时, $A_e \approx 0.0005 \text{ m}^2$),反之,则采用较小值(如压力 $> 2 \times 10^5$ Pa 时, $A_e \approx 0.0001 \text{ m}^2$)。

活塞的有效直径 d_e 可按活塞直径 d_p 及其孔径 d_b 的算术平均值定出。

$$d_e = (d_b + d_p)/2$$

此种仪器用于压力计算时可不需进一步标定,其条件是:

$$(d_b - d_p)/(d_b + d_p) \leq 0.001$$

重力式压力计活塞下侧测得的压力 p ,其加载的质量是:

$$p = (gm)/A_e = (4gm)/(\pi d_e^2)$$

重力压力计应满足下列主要条件:

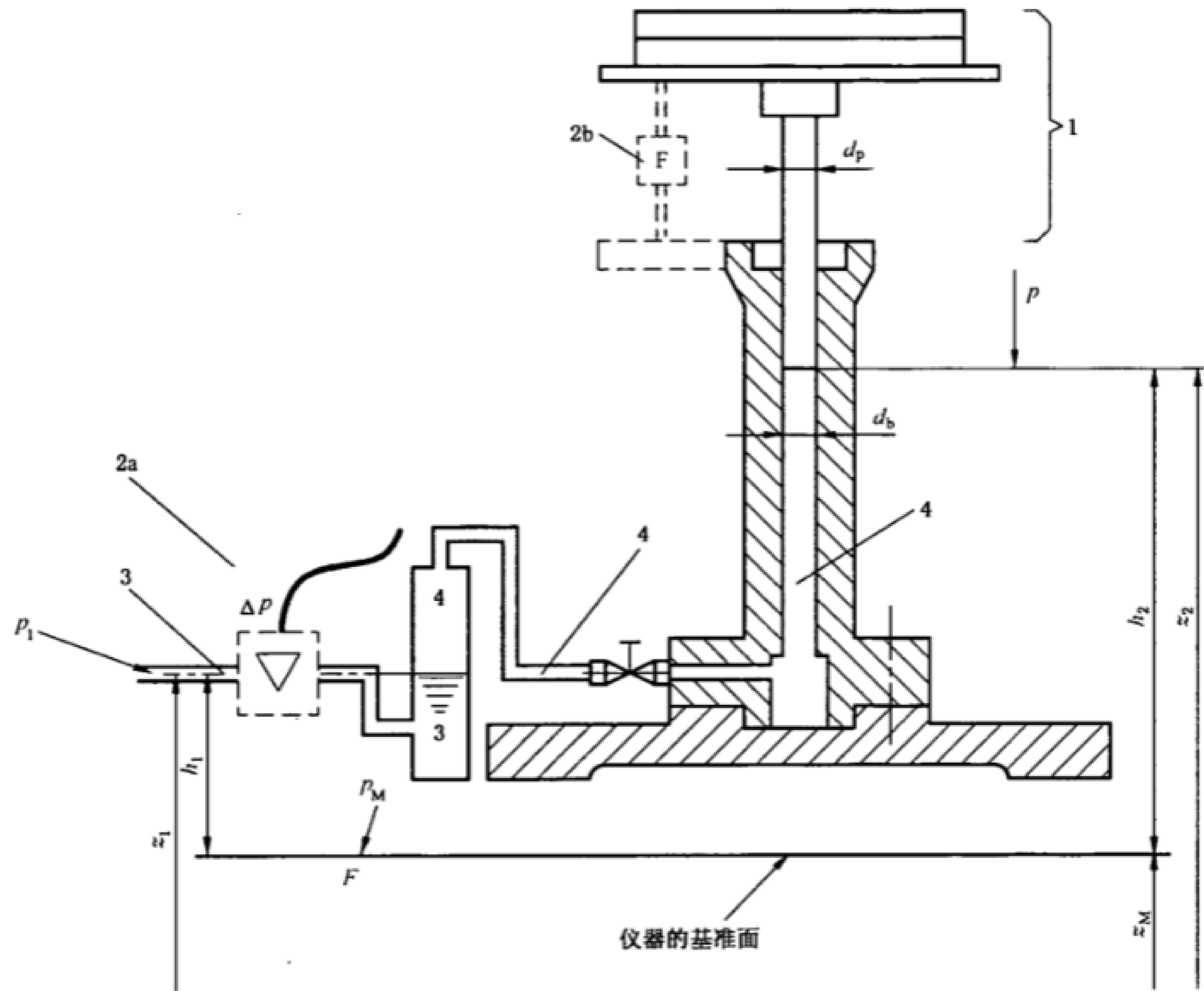
- 活塞有效直径 d_e 确定时,其相对不确定度 $f_{d_e} < 5 \times 10^{-4}$;
- 活塞与活塞缸之间的摩擦应用慢速旋转活塞的办法消除($0.25 \text{ s}^{-1} \leq n \leq 2 \text{ s}^{-1}$),活塞缸应充满合适的液体,通常为低黏度($\nu \approx 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$)的油。
- 活塞轴线应为垂直,所有的作用重量(砝码、活塞、活塞板等)应予标定。

当采用数据采集系统时,推荐将重力压力计与压力或力传感器联合成一套装置使用(见图 10)。

这些装置的标定曲线应予确定。一是不采用补偿装置,用相对标定过的重力压力计定出。另一种是用在压力为常数情况下在砝码架上添加标定过的相应质量的砝码定出,使补偿器上的指示值为零。

上述型式重力压力计与传感器或力传感器相连接在数据自动采集系统中应优化采用。

在良好条件下,重力压力计的灵敏度小于 0.002 kg,即小于 $0.02/A_e$ Pa(如 $A_e=0.002\text{ m}^2$,灵敏度: 100 Pa)。



$$h_1 = z_1 - z_M \quad h_2 = z_2 - z_M$$

$$p = (4mg)/(\pi d_e^2)$$

$$d_e = (d_b + d_p)/2$$

a 方案:由差压传感器补偿;

$$p_M = p_1 + \rho g h_1 = p + \rho_{\text{油}} g (h_2 - h_1) + \rho g h_1 + \Delta p$$

b 方案:由力传感器补偿;

$$p_M = p_1 + \rho g h_1 = p + \rho_{\text{油}} g (h_2 - h_1) + \rho g h_1 + (4F)/(\pi d_e^2)$$

1——作用的质量;

2a——差压传感器;

2b——力传感器;

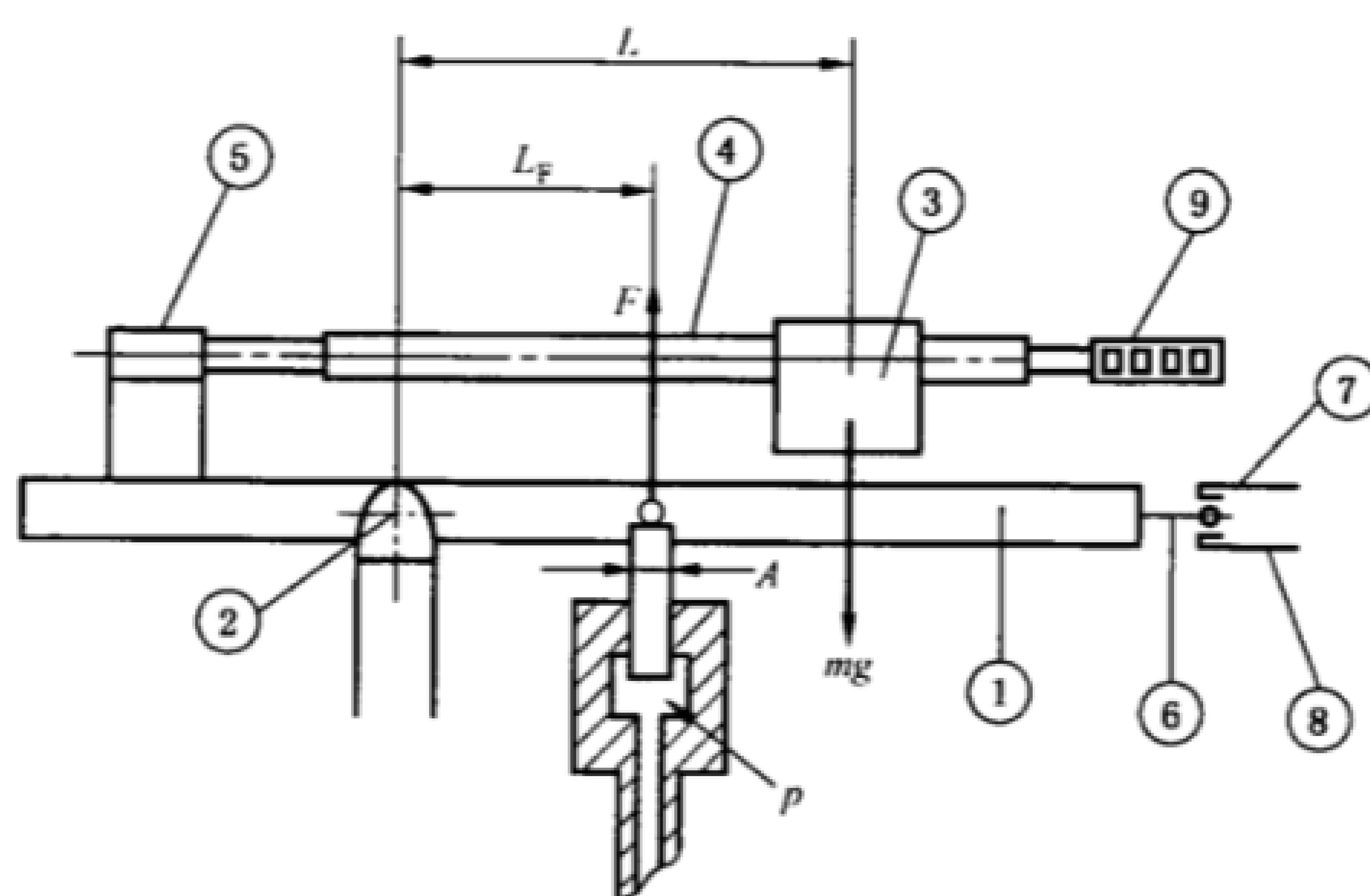
3——水;

4——油。

图 10 由压力或力传感器补偿的重力压力计(试验装置的示例)

6.4.4 压力重梁(原级方法)

压力重梁是从重力压力计发展而来,它包括一装于无摩擦支点的秤杆并支撑于一个或几个重力压力计或一个差压式重力压力计。由重力压力计作用于活塞的力被沿秤杆移动的导轮重块所平衡(图 11)。秤杆和导轮重块的操作可以是手动的,也可以由自动的伺服系统操作。压力重梁从原理上属于原级法,但在有些情况下需进行标定。



- 1——秤杆；
 2——无摩擦的支点；
 3——导轮重块；
 4——测量用丝杆；
 5——伺服马达；
 6、7 和 8——电气接点；
 9——确定 L 的转速计数器；
 p —— $(mgL)/(AL_F)$ ；
 A ——活塞的截面积；
 p ——需测的压力；
 $F = pA$ ——作用于秤杆的力。

图 11 压力重梁(试验装置示例)

6.4.5 压力传感器(次级法)

压力传感器是一种电气机械装置。由压力产生的机械效应随需测量的压力被转换为电信号,应选择范围相适应的压力传感器。

采用压力传感器的一些优点是:

- 易于与电气的数据采集系统相结合;
- 通常仅需要极少的液体流经测压头,因此可提供反速和精确的反馈;
- 采用现存的电子设备便可很容易获得压力脉动或压差的平均值,并记录其过渡过程;

压力传感器应具有以下性能:

- 足够的标定稳定性;
- 高重复性,迟滞现象可忽略不计;
- 零漂移和对温度的灵敏度低;
- 施压时对偏移效应无影响。

应在电子设备有及无滤波器条件下操作以判定有滤波器运行时无偏移存在。

整个压力传感器系统应在试验压力条件下进行标定。传感器的精度主要取决于标定的精度。应采用原级法进行标定。如采用重力压力计,它可在试验中的任何时间对传感器系统的测试进行核对。

为减少系统的不确定度,还建议平行地装两套相似的传感器系统并在试验中同时读数。两传感器系统应在试验前及试验后进行校核。若两系统表示的读数差大于其系统不确定度,则应与原级进行比较。

6.4.6 其他诸如弹簧压力计的压力测量仪器(次级方法)

这种压力计利用环状管子(平的或螺旋状的),或薄膜片的机械变形来指示压力。根据所测量的压力,应选择与之相应压力范围的弹簧压力计。若此种压力计具有合适的精度,可在双方同意下,在其最优测量范围内使用(通常为全量程的 60%~100%),并应在试验前后用原级法适当地加以标定。

6.5 压力测量仪器的标定

6.5.1 标定的基本步骤

如上所述,用次级方法测量的压力(弹簧压力表或传感器)应于核对或标定。这可用与原级方法进行比较(见 6.4.2 和 6.4.3),或可用自由水位测得的静压(如 6.5.2)或可用公认的标准进行比较。

用动态标定的方法来检查测量和数据采集系统的影响可能也是有益的。此时可利用一变频的压力脉动发生器及已知其平均值,以确认静压测量的平均值中无偏移存在。

6.5.2 将表计压力与由自由水面确定的静压进行比较

验收试验前后和在试验期间(如有需要),表计压力读数 P_M 可与零流量时的静压进行比较。此静压是从一自由水位考虑了水在空气中的浮力后得出:

$$p = (\rho - \rho_a)g \cdot \Delta z$$

6.6 真空测量

6.6.1 基本要求

除 6.6.2 中所述之外,6.2~6.4 也适用于真空测量。

6.6.2 真空测量的表计管路

测压管道在全部充水或充气情况下必须采用透明管路,以便观察水位(如有的话)。此类管道在充水时应在运行过程中小心和经常冲洗以排除由于分解而析出的空气或由测压头进入的空气,并使测压管道中的水与流道具有相同的温度。所有管道和接头应是气密的(无泄漏)。测压管道可采用软管,但必须具有足够刚度以防止在外部压力作用下变形和吸瘪。透明的塑料管对观察有无气泡非常适用。

6.7 压力测量的不确定度

绝对系统不确定度 e_p (95% 置信度)可评估如下³⁾:

——液柱压力计

水银/水 $\pm 50 \text{ Pa} \sim \pm 300 \text{ Pa}$

水/空气 $\pm 10 \text{ Pa} \sim \pm 50 \text{ Pa}$

——重力压力计 $\pm (1 \sim 3) \times 10^{-3} \text{ Pa}$

——压力重梁 $\pm (2 \sim 5) \times 10^{-3} \text{ Pa}$

——弹簧压力计 $\pm (3 \sim 10) \times 10^{-3} p_{\max}^{4)}$

——压力传感器 $\pm (1 \sim 5) \times 10^{-3} p_{\max}^2$

7 自由水位的测量⁵⁾

7.1 概要

一般情况下,模型水力比能的确定应基于按 8.1.2 在水力流道内的压力测量。

对具有稳定自由水位的试验台,水力比能可基于自由水位测量(见 8.3.3)来确定。

自由水位的测量对有些流量测量方法也是必须的(见,如 5.2.2, 5.2.3 及 5.3.2)。

7.2 水位测量断面的选择

选择确定自由水位的测量断面应满足以下要求:

- 若无专门的相似性的要求,模型上应设置在水流稳定且无干扰之处,特别是测量断面处的自由水位表面应是稳定的。因此应具有足够的埋设深度。
- 通常用以确定平均水流速度的面积应能正确确定并易于测量。

3) 这些数值是在稳态压力条件下有效。应该指压力脉动在水泵高压侧可能很重要且多少有些不对称。因此若此压力脉动不能正确地加以阻尼(见 3.3.3.4),则其不确定度可能增大。

4) p_{\max} 是指仪器全量程读数。

5) 亦见 ISO 4373:1995。

7.3 测量断面处的测点数

只要有可能,自由水位测量应在每个测量断面或多通道测量断面的每个通道处至少设两个测点,且取其读数的平均值作为自由水位值。

7.4 测量仪器

通常,自由水位是相对仪器的基准水位 z_M 进行测量的。而基准水位是藉一相对于其他基准面的高精度仪器定出的。

自由水位通常不直接在断面处测量而是在与测量断面相联结的测压井中进行的,如图 12。

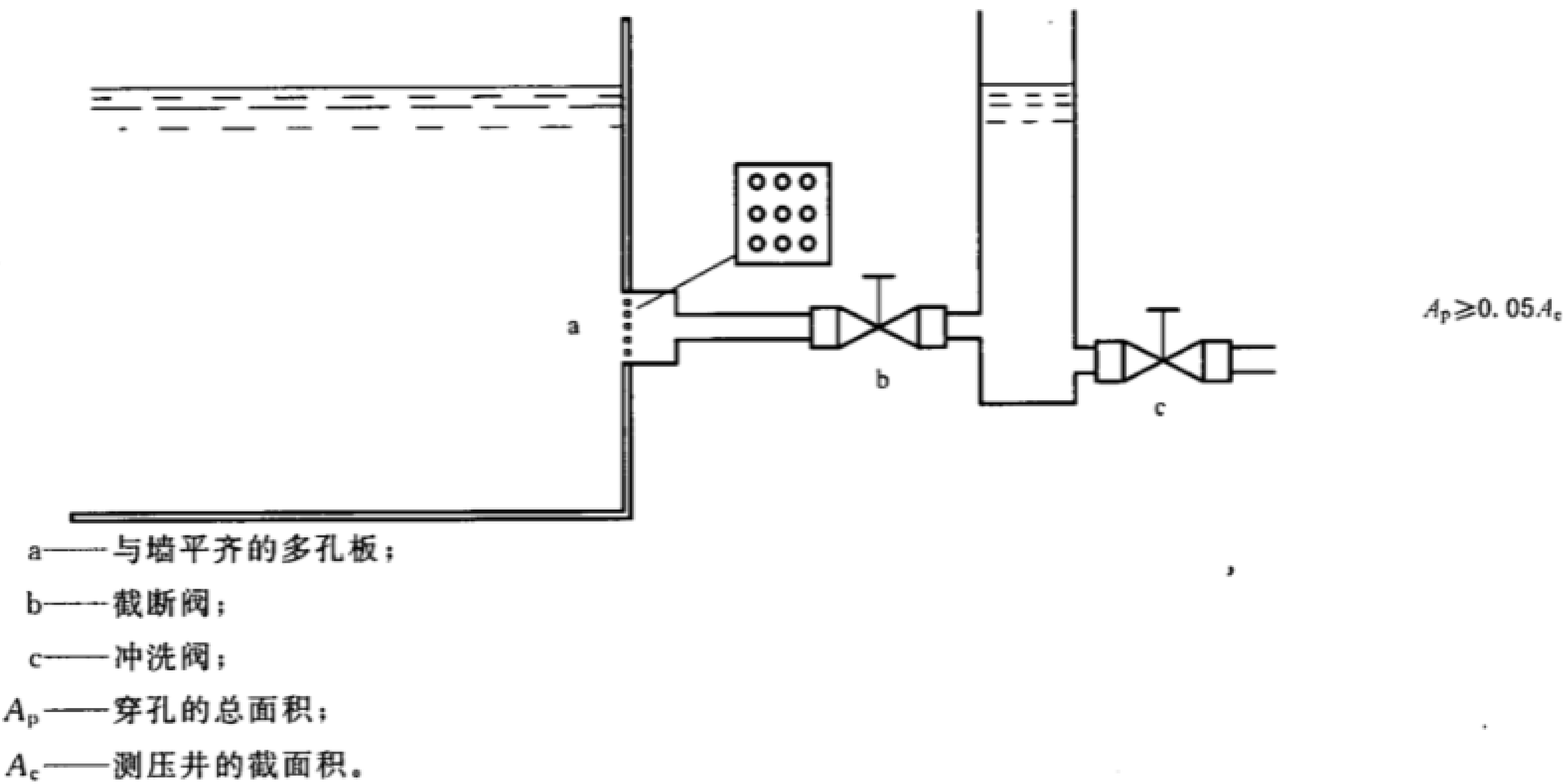


图 12 测压井

7.4.1 测针或钩形测针

测针或钩形测针(见图 13)可用于确定平静水中的水位。最好在测压井时进行,也可在自由水位几乎无干扰时在水流中直接测量。

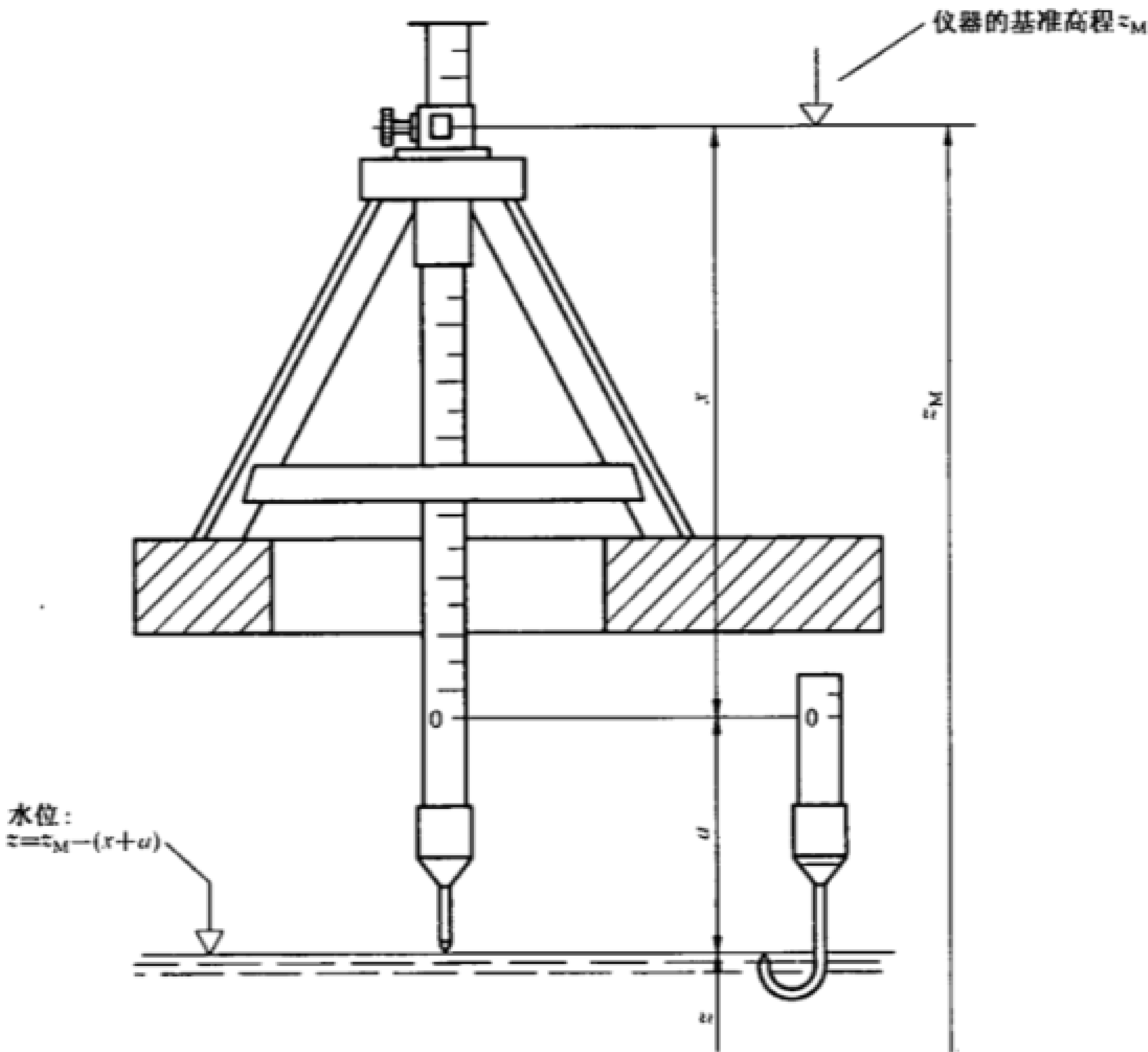


图 13 测针和钩形测针

除了采用与水接触的正常目测值外,电气的、光学的或其他型式的指示值也可采用。前提是这些值应相对直接目测法进行标定。

7.4.2 浮子计

当水位变化较大时可采用浮子计。浮子直径应不小于 150 mm。测压井的最小直径应是 200 mm。当手动将其从真实读数处移开时,浮子计的灵敏度应在 1 mm 之内(± 0.001 m 的分辨率)。

7.4.3 压力测量装置

埋入式的压力传感器或其他压力测量装置包括液柱压力计(直管式)可用于确定自由水位(见第 6 章),压力指示值应在无水流流动条件下核对。

7.4.4 压缩空气扩散器

自由水位也可藉管中充压缩空气的压力来确定,即所谓驱气扩散管技术(详细资料见 GB/T 20043)。

7.4.5 各种其他方法

可采用各种其他方法诸如超声波装置和电容法,只要这些方法满足所需的精度要求(见 7.5)。

7.5 自由水位测量的不确定度

在水流平稳且流速小于或等于 1.0 m/s 时(较低值是指速度接近于 0),绝对系统不确定度 e_z (95% 置信度)可预期如下:

——测针或钩形测针	± 0.001 m ~ ± 0.003 m
——浮子计	± 0.001 m ~ ± 0.003 m
——埋入计压力传感器	$\pm (0.5 \sim 5) \times 10^{-3} z_{\max}^{6)}$
——压缩空气扩散器	± 0.001 m ~ ± 0.003 m
——超声波装置	± 0.002 m ~ ± 0.010 m

当紊流程度很高和 $v > 1.0$ m/s 时,如接近水轮机尾水管出口处,其不确定度可显著增大。

8 E 和 $NPSE$ 的确定

8.1 概要

8.1.1 目的

机械的水力比能 E 应在水力模型的任何试验中确定,而净正吸入比能 $NPSE$ 只是在需要时加以确定。 E 值及 $NPSE$ 值是在该时段的稳态条件下按平均值测定。 E 及 $NPSE$ 值评定的公式分别见 GB/T 15613.1—2008 中的 3.3.6.2 及 3.3.6.5。GB/T 15613.1—2008 附录 C 给出了 E 公式的推导。

8.1.2 确定方法

为确定作用于模型的水力比能,必须评定其高压和低压基准断面处的水的比能。对于净正吸入高程,需评定低压基准断面相对某一规定水位时的水的比能。只要有可能,应立即确定出基准断面处的绝对压力、平均速度和高程。特别在低压侧,此处的压力应在尾水管内测定。在某些情况下,对于特定的模型试验设备可双方商定将测量断面尽可能接近相应的基准断面或用自由水位测量替代压力测量。压力测量的描述见第 6 章,自由水位的测量(尽管很少采用于模型试验)的描述见第 7 章。

8.1.3 稳态条件及读数次数

确定水力比能所需的计数应在定时的间隔内,且在基本稳态条件下读数如 GB/T 15613.1—2008 中 5.3.2.3.1 所述。读数次数以及读数之间的间隔应能在考虑其数据采集系统功能情况下非常接近其平均值(见 GB/T 15613.1—2008 中 5.3.2.3 及本规程第 4 章)。

6) z_{\max} 是仪器的全值读数。

$Z_{rM} = z_r$ (见图 14)。

8.2.3 水密度 (见 GB/T 15613.1—2008 中 5.5.3)

从模型水力比能按 GB/T 15613.1—2008 中 3.3.6.2 中的定义,水的平均密度 $\bar{\rho}$ 应按两基准断面处的平均密度值计算。由于模型进出口间的温度差甚小,低压基准断面处的水温可用作 $\bar{\rho}$ 评定中计算两处的密度。

蒸馏水的密度值 (见 GB/T 15613.1—2008 中 5.5.3.1.3 及表 B.2) 通常可用作确定 E 或 $H = E/g$ 时的水密度 ρ_w , 这是因为:

- 模型试验设施中实际用水的密度值 ρ_{wa} 与蒸馏水的值 ρ_{wd} 相差极小,通常其偏差值小于 0.05% (见 8.3);
- 若模型的水力比能主要是靠压力测定来获得,则水力功率 $P_h = E(\rho Q)_1$, (见 GB/T 15613.1—2008 中 3.3.8.1), 作为确定效率时主要水力参数仅与密度的二阶精度有关 (见 GB/T 15613.1—2008 中 5.5.3.2.1 及 5.5.3.2.2 的简化公式以及 GB/T 15613.1—2008 附录 D 中的说明)。

在特殊情况下,可能需要确定所采用实际水的密度 ρ_{wa} (见 GB/T 15613.1—2008 中 5.5.3.1.2)。

8.2.4 比动能

按照惯例,基准断面处的比动能按垂直于该断面的水流平均速度确定,取 $e_c = v^2/2$ 。

平均速度 v 乃是流过基准断面处的实际流量除以该基准断面的面积⁷⁾。该面积应在进行模型相似性检查时进行测量。当测量截面与模型界限范围内的基准断面不同时亦采用相同办法。

8.2.5 水力比能 E 时的不确定度的确定

按 8.3 中描述的示例, E 的确定应适应各种方法和各种布置。

GB/T 15613.1—2008 中的 J.2.3 示出了确定相对系统不确定度 f_E 的示例 (见图 15)。

为了考虑测量断面处压力分布不均的影响,在总的相对不确定度 f_E 中从算术计算上增加了一项附加不确定度 $f_E: f_{E,corr.} = f_E + f_{\Delta E}$ 。

8.3 E 的简化公式

8.3.1 概要

如同 GB/T 15613.1—2008 附录 C 及其 3.3.6.2 中给出的一般公式乃是模型水力比能精确值中便于使用的近似值。针对每种具体情况可进一步加以简化。如当水的可压缩性或断面 1 和断面 2 之间环境压力值差异可忽略不计时,可采用其近似公式。

可以假设在整个试验台内重力加速度和环境压力值为常数。

$$\bar{g} = g_1 = g_2 = g \quad \text{及} \quad p_{amb1} = p_{amb2} = p_{amb}$$

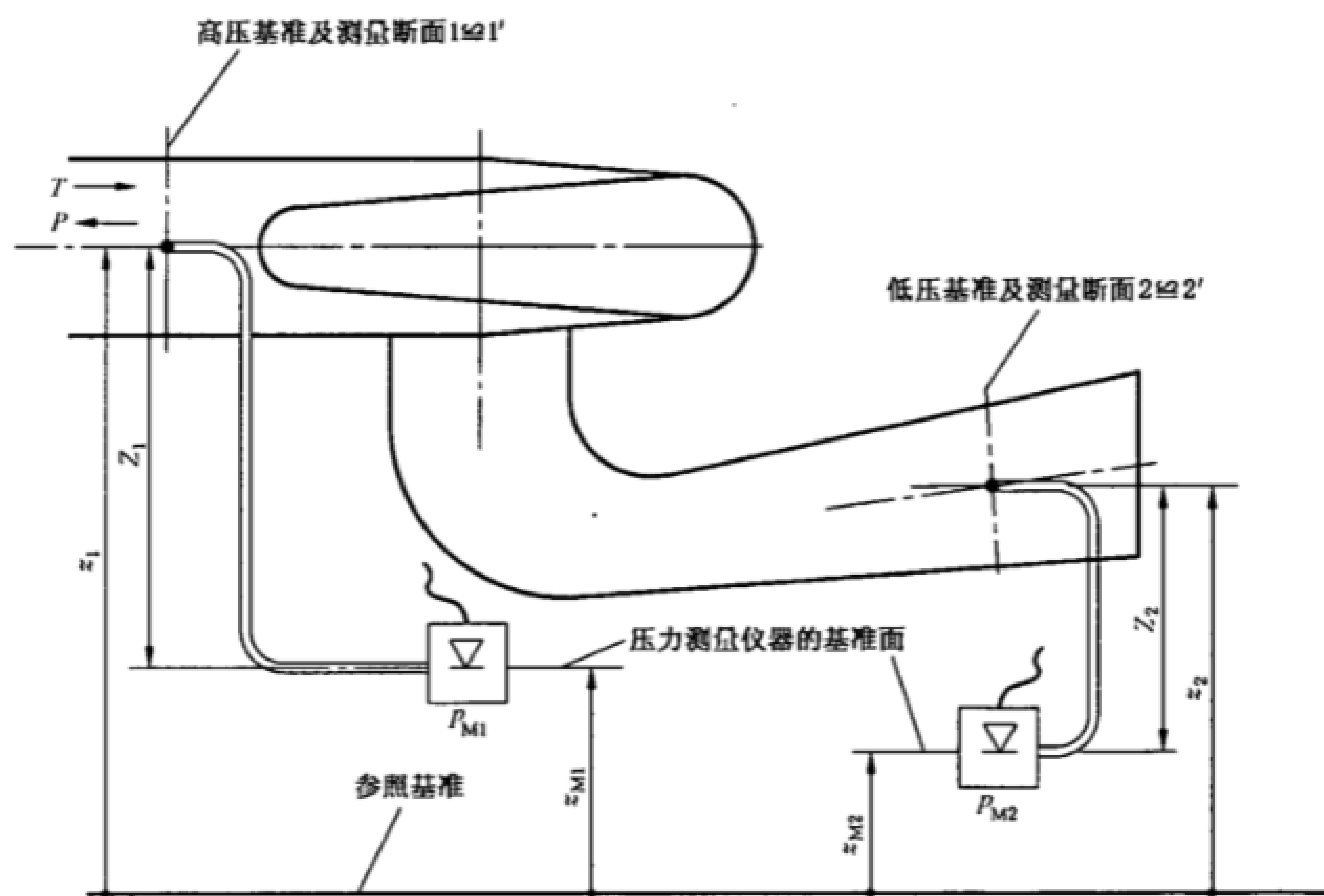
本条中列出的简化公式对所描述各种测量装置是具有代表性的。这里仅研究了最为常见的测量装置,对未考虑其适合性的其他测量装置应不予采用。

7) 对流体中的局部流速 v_i , 其水力比能为 $e_{c,i} = v_i^2/2$ 。水流流经断面 A 处的平均比动能值 (平均轴面流速为 v 时) 可用 $e_c = \alpha v^2/2$ 表示。其中动能系数 α (见 ISO 4006) 按: $\alpha = \int_A v_{i1}^2 v_{i1} \cdot dA / v^3 A$, 式中 v_{i1} 为 v_i 的轴面分量。

系数 α 在流速均匀分布时为 1 (长方形流态分布), 在工业中所遇到的流动 α 总是大于 1。

在水力机械试验时,测量断面处的实际流态由于电站的布置以及模型的运行工况原因为不均匀的速度分布。通常假设模型和原型中的流态是大约相同的。然而,在模型试验中,详细地测量速度分布是不现实的,也是十分费时的。因此,按照惯例商定设 $\alpha = 1$, 由此 $e_c = v^2/2$ 。

虽然比动能的惯例值与实际值之差对于低水头机组可达到机械水力比能和 1%~2%,但当评价测量中的不确定度时,同意不考虑此差异 (见 GB/T 15613.1—2008 的 J.2 中 E 不确定度计算的示例。这里比动能中的不确定度只考虑在确定流量 Q 和面积 A 时的不确定度)。



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

表计压力计应用于点 1 及点 2 处。 z_{M1} 和 z_{M2} 间环境压力的差值可忽略不计, 因为 $(z_{M1} - z_{M2})$ 值与 H 相比很小; 因此

$$p_{ambM1} = p_{ambM2} = p_{amb}$$

$$p_{abs1} = p_{M1} + \rho_1 g(z_{M1} - z_1) + p_{amb}$$

$$p_{abs2} = p_{M2} + \rho_2 g(z_{M2} - z_2) + p_{amb}$$

若水的可压缩性能忽略不计, 则 $\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho}$

由此, $(p_{abs1} - p_{abs2}) / \bar{\rho} = (p_{M1} - p_{M2}) / \bar{\rho} + g(z_{M1} - z_1 - z_{M2} + z_2)$,

因此, 简化公式为:

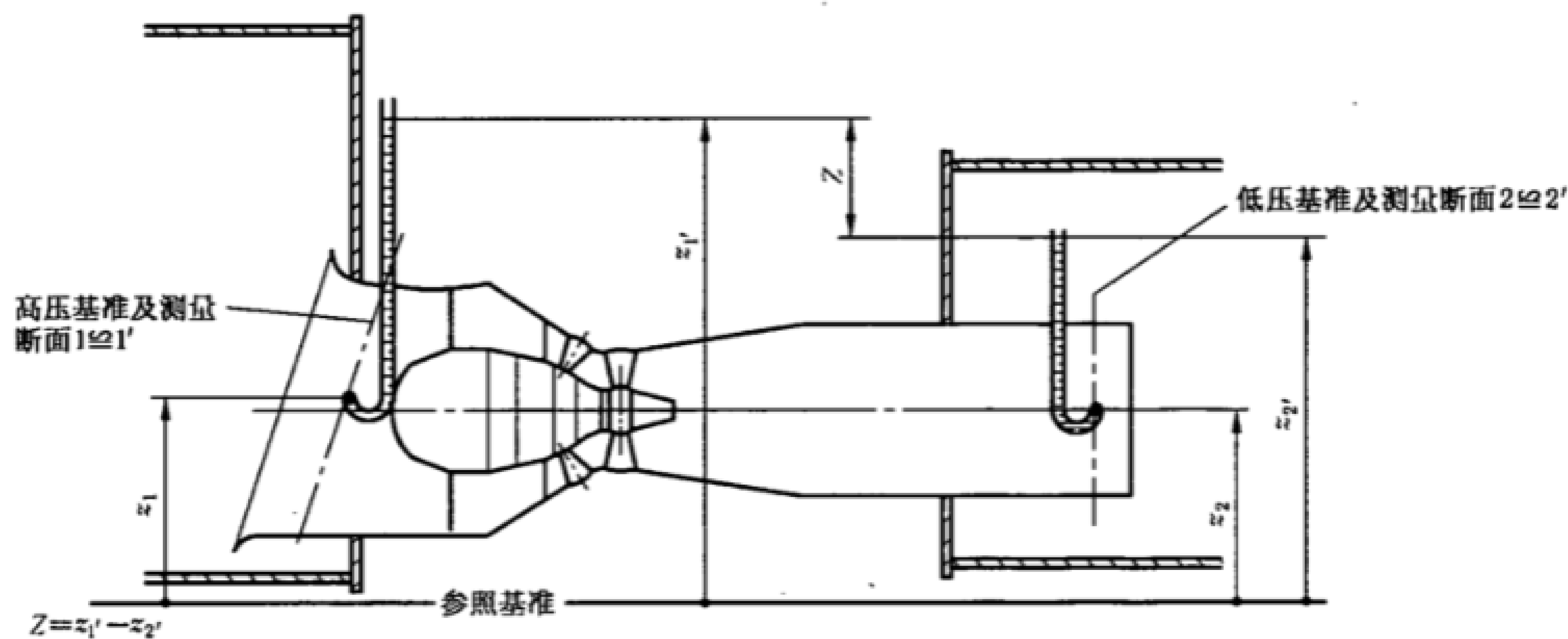
$$E = gH = (p_{M1} - p_{M2}) / \bar{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2 + g(z_{M1} - z_{M2})$$

可进一步简化:

若压力测量仪器位于相同高程处, $z_{M1} = z_{M2}$, 那么,

$$E = gH = (p_{M1} - p_{M2}) / \bar{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2$$

图 16 通过分别测量表计压力来确定模型水力比能



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

断面 1 及断面 2 处采用水柱压力计。

水的可压缩性可忽略不计, 这是因为断面 1 及断面 2 处的压力差值甚小。

因此: $\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho} = \rho$

由此: $p_{abs1} = \rho \cdot g(z_1' - z_1) + p_{amb1}'$

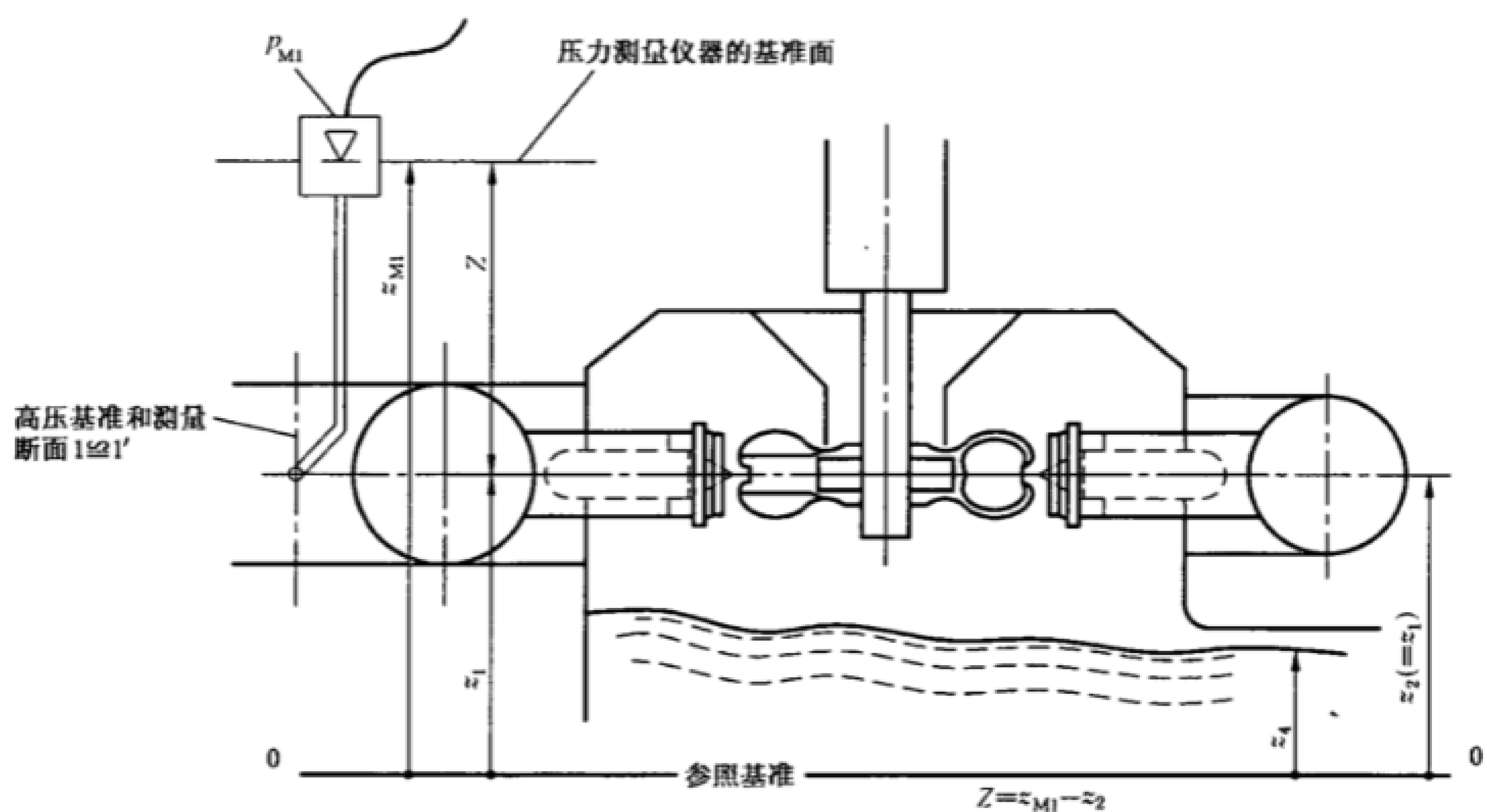
$$p_{abs2} = \rho \cdot g(z_2' - z_2) + p_{amb2}'$$

$$p_{amb1}' - p_{amb2}' = -\rho_a \cdot g(z_1' - z_2')$$

此时简化公式为:

$$E = g(z_1' - z_2')(1 - \rho_a / \rho) + (v_1^2 - v_2^2) / 2 = g \cdot Z(1 - \rho_a / \rho) + (v_1^2 - v_2^2) / 2$$

图 17 通过用水柱压力计分别测量压力时模型水力比能的确定



按惯例,将低压基准断面设定为高程为 z_2 的转轮平面处,对于不充压的机壳,机壳内部的压力通常设定为等于环境压力:

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

z_{M1} 和 z_2 之间环境压力的差值可忽略不计,这是由于 Z 与 H 相比甚小。

因此:

$$p_{ambM1} = p_{amb2} = p_{amb}$$

进一步可设定:

$$Z \cdot \rho_1 / \bar{\rho} = Z$$

由此:

$$p_{abs1} = p_{M1} + Z \cdot \rho_1 \cdot g + p_{amb}$$

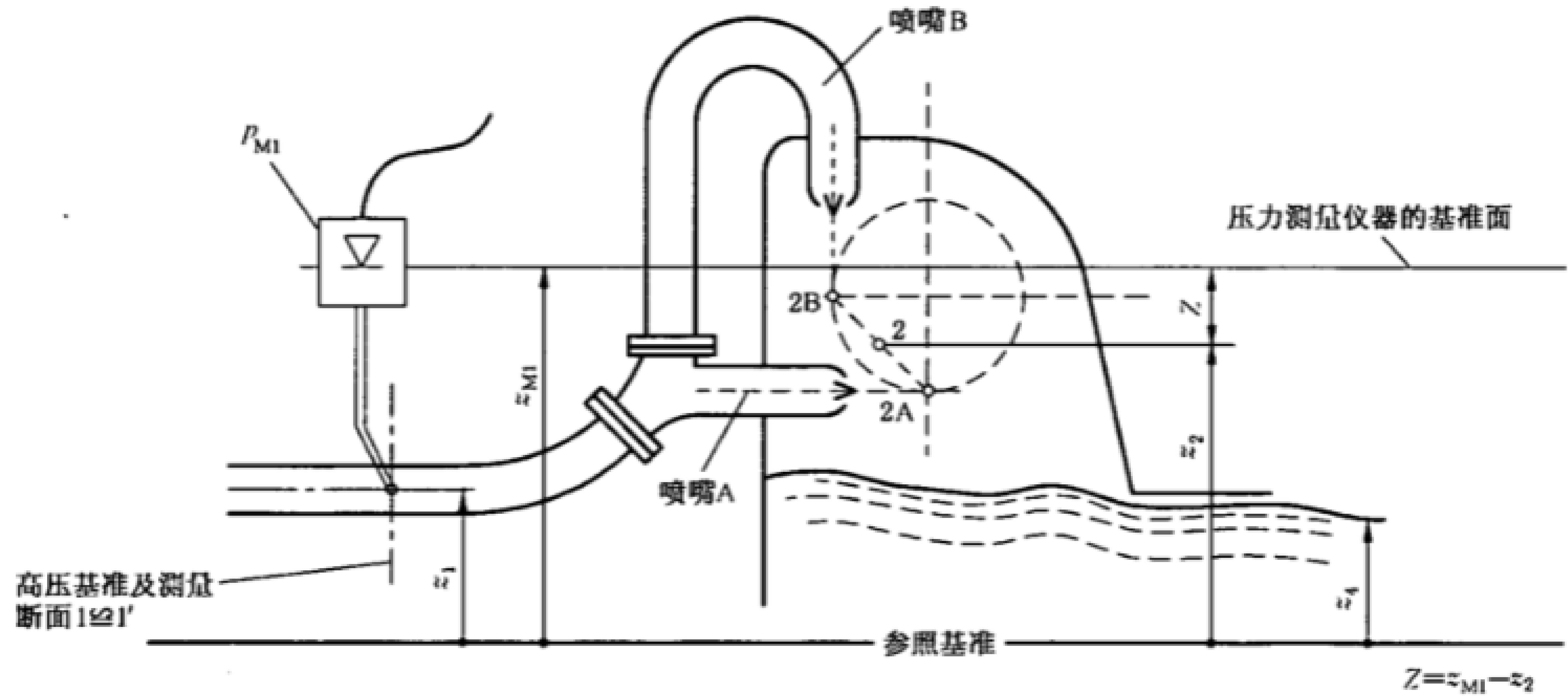
此处 p_{M1} 为 z_{M1} 处测得的表计压力:

$$p_{abs2} = p_{amb}$$

由于 $z_1 = z_2$, 且设定 $v_2 = 0$, 简化公式为:

$$E = p_{M1} / \bar{\rho} + g \cdot (z_{M1} - z_2) + v_1^2 / 2 = p_{M1} / \bar{\rho} + g \cdot Z + v_1^2 / 2$$

图 18 竖轴水斗式水轮机机械水力比能的确定



注: 在多喷嘴的情况下, 低压基准断面处的高程 z_2 定义为各接触点高程的平均值(图中的 2A 和 2B)。对于不充压的机壳条件下: 机壳内部的压力通常设定为等于环境压力。

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

z_{M1} 和 z_2 之间环境压力的差值可忽略不计, 这是由于 Z 与 H 比甚小。

因此:

$$p_{ambM1} = p_{amb2} = p_{amb}$$

进一步可设定:

$$Z \cdot \rho_1 / \bar{\rho} = Z$$

由此:

$$p_{abs1} = p_{M1} + (z_{M1} - z_1) \rho_1 g + p_{amb}$$

此处 p_{M1} 为 z_{M1} 处测得的表计压力:

$$p_{abs2} = p_{amb}$$

设 $v_2 = 0$, 简化公式为:

$$E = p_{M1} / \bar{\rho} + g \cdot (z_{M1} - z_2) + v_1^2 / 2 = p_{M1} / \bar{\rho} + g \cdot Z + v_1^2 / 2$$

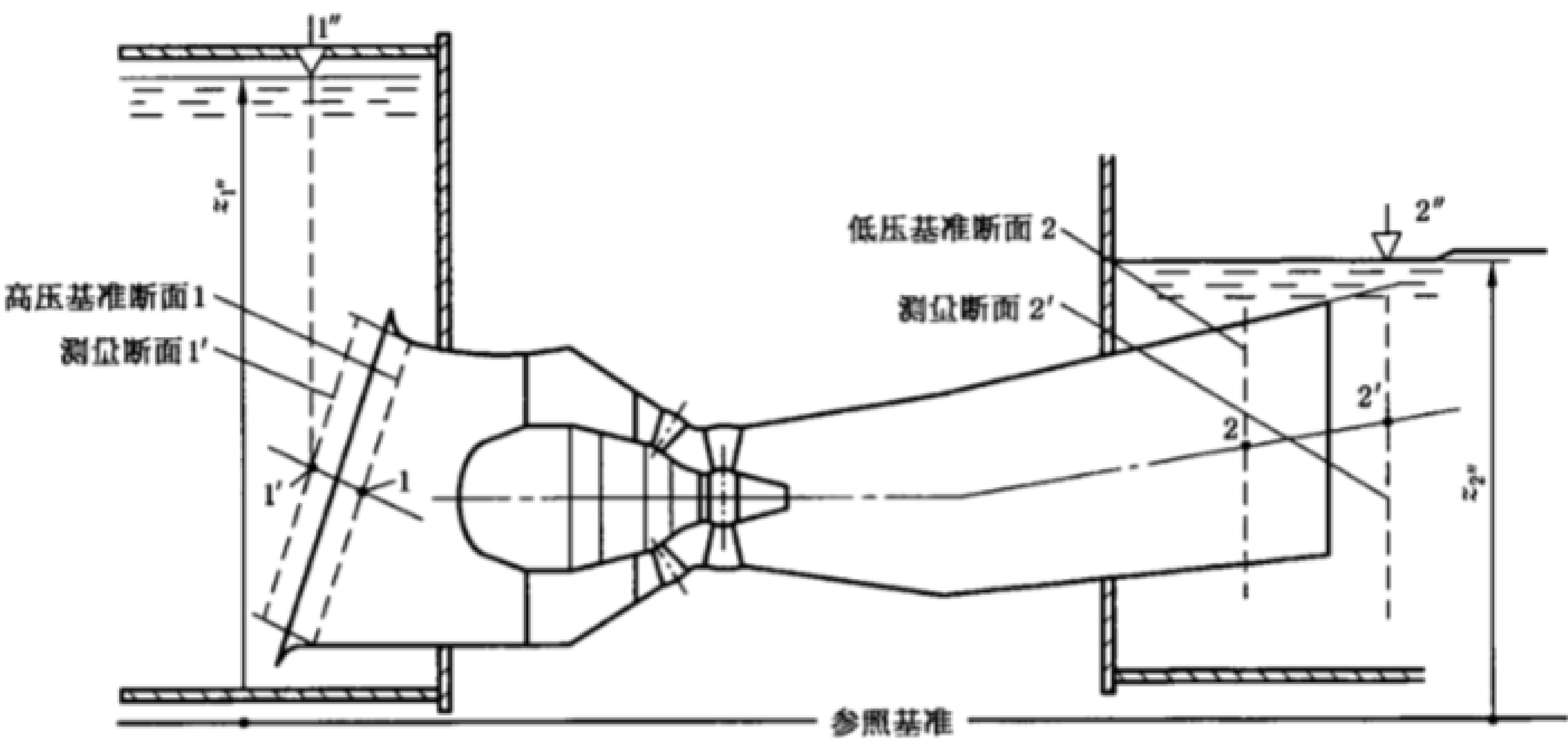
图 19 卧轴水斗式水轮机水力比能的确定

8.3.3 通过水位测量确定 E

只要有可能,在模型验收试验中应尽量不采用水位测量方法(见第 7 章)。然而,若有需要或已商定用测量自由水位的方法确定 E,特别是在其低压侧,则见第 7 章中描述的方法应予采用。

对测量断面处周围环境的流态要求见 7.2。

图 20 为低水头机械,这里示出了通过水位测量来确定水力比能,低压测量断面 2' 应尽可能与尾水管出口相近。在此类测量时,水位应直接在 2' 之上测量。为确定平均流速,尾水管边壁被设定为延伸至 2' 断面处,勾划出该断面处的虚拟面积。



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

断面 1' 及 2' 被选作测量断面。

$$E = gH = (p_{abs1'} - p_{abs2'}) / \bar{\rho} + (v_{1'}^2 - v_{2'}^2) / 2 + g(z_{1'} - z_{2'}) \pm E_{L1'-1} \pm E_{L2-2'}$$

1' 与 1 之间的损失 $E_{L1'-1}$ 及 2 与 2' 之间的损失 $E_{L2-2'}$ 在作水轮机运行时减去。在作水泵运行时加上,如图中所描述⁸⁾。

水的可压缩性可忽略不计这是由于 1' 与 2' 之间的压力差值甚小。

因此

$$\rho_{1'} = \rho_{2'} = \bar{\rho} = \rho$$

简化公式为(见图 17):

$$E = g(z_{1'} - z_{2'}) (1 - \rho_h / \rho) + (v_{1'}^2 - v_{2'}^2) / 2 \pm E_{L1'-1} \pm E_{L2-2'}$$

图 20 低水头机械通过水位来确定机械的水力比能

8.4 净正吸入比能 NPSE 的确定

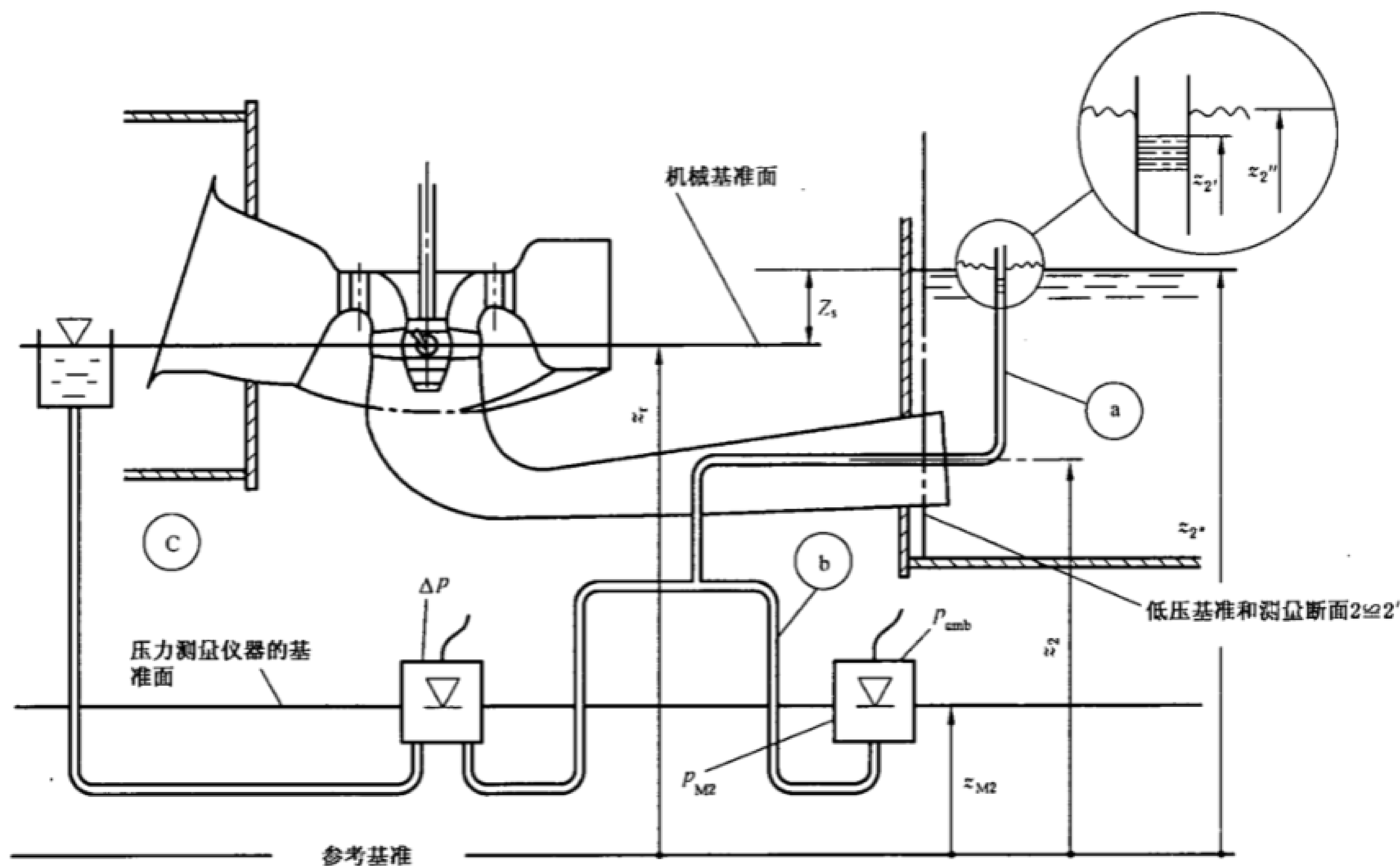
8.4.1 定义

净正吸入比能是针对机械的低压侧而言,其定义及用于确定该值的通用公式见 GB/T 15613.1—2008 中 3.3.6.5,其测定工作如同机械的水力比能 E 一样可能会受到实际环境的影响。8.2 也应在确定净正吸入比能时考虑。

8.4.2 简化公式

只要压力值能在低压基准断面处测出,便可直接应用通用公式,且对水泵和水轮机两种工况都是成立的。图 21 描述了确定 NPSE 的三种情况。

8) 建立计算比能损失 $E_{L1'-1}$ 及 $E_{L2-2'}$ 的方法是困难的,特别是在非对称流动和涡流情况下(比动能系数 α 为高值),这就使得难于在本部分中给出一般可适用的指南。特别是当机组的取水口和出口并不完全模拟,此时这些损失的评定方法是试验前商定的。



$Z_s = z_r - z_2^{9)}$

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

情况 a) 测点 2 处为液柱(水柱)压力计:

$p_{abs2} = \rho_2 \cdot g(z_2' - z_2) + p_{amb}$

简化公式为:

$NPSE = (p_{amb} - p_{va}) / \rho_2 + v_2^2 / 2 - g(z_r - z_2')$
 $= (p_{amb} - p_{va}) / \rho_2 + v_2^2 / 2 - gZ_s$

情况 b) 测点 2 处为 z_{M2} 面处的表计压力:

$p_{abs2} = p_{M2} + g \cdot \rho_2 \cdot (z_{M2} - z_2) + p_{amb}$

简化公式为:

$NPSE = (p_{M2} + p_{amb} - p_{va}) / \rho_2 + v_2^2 / 2 - g(z_r - z_{M2})$

情况 c) 位于机械基准面处压力杯相连的差压压力计:

简化公式为: $NPSE = (\Delta p + p_{amb} - p_{va}) / \rho_2 + v_2^2 / 2$

图 21 净正吸入比能 NPSE 和净正吸入高程 NPSH 的确定

9 主轴力矩的测量

9.1 概要

转轮/叶轮机械功率 P_m 的计算是由作用在转轮/叶轮上的力矩 T_m 确定的:

$P_m = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot T_m$

其中, $T_m = T \pm T_{Lm}$ $\begin{cases} \text{水轮机转向取+} \\ \text{水泵转向取-} \end{cases}$

T_{Lm} 是由于密封和轴承布置而产生的摩擦力矩。

9) 当 z_2' 低于机械基准面 z_r 时, Z_s 为正值, 反之为负值。

原则上,对于力矩的测量可有两种不同的测量系统。

- a) 一种类型是“摆动套系统”,这时 T_{Lm} 就成了所谓的“内部力矩”,也就是说,系统力矩本身包含了 T_{Lm} (在后面,称之为“转动部分的轴承处于平衡状态”,见图 22 和图 23)。
- b) 还有一种是单独测量 T 和 T_{Lm} (在后面称之为“转动部分的轴承处于非平衡状态”,见图 25)。
转轮/叶轮主轴力矩 T 的吸收或释放可由:
——一台电机,通常是可调速的发电电动机;
或者由不同类型的制动器吸收,
——涡流测功器;
——水力测功器;
——机械测功器。

9.2 力矩的测量方法

9.2.1 原级方法

在原级方法里,力矩 T 是由作用在测功臂上的力 F 与其半径 r 的乘积来确定的,表示为: $T = F \cdot r$
作用在摆动套上的平衡力的测量可通过:

- a) 在杠杆系统上使用称重砝码(标定过的砝码重量与测功臂),这在原理上是基本的原级方法;
- b) 用下列方法中的一种,用基本的原级方法 a) 在原位标定:
——力传感器法;
——压力计法(通过一旋转活塞);
——机械秤法。

在确定总力矩时,为了提高其精度,建议使用标定砝码来平衡掉作用在测功臂上的部分力。

9.2.2 次级方法

若扭矩仪的精度为各方所接受,且用原级方法标定则也可以使用。扭矩仪为轴系中的一段长度,当主轴在旋转时,其扭矩可以通过光、电或其他方式转变为电量输出。这种类型的扭矩仪的设计和安装,应该以其测量不受转速、温度、轴向推力和径向推力影响为宜。

9.3 吸收功率/输出功率的方法

9.3.1 可调速的发电电动机

这个方法包括一台发电电动机,用来吸收电能和发电,为了能够测量机械力矩,要合理固定。这种装置对水轮机模型和水泵模型二者都适用。

9.3.2 涡流测功器

电磁制动的运行受吸收功率的限制。

9.3.3 水力测功器

这种制动器通过水力吸收功率,由于吸收的功率与 n^3 成比例,故不适合在低转速下使用。

9.3.4 机械测功器

这种制动器通过摩擦吸收功率,它的优点是在低转速时甚至接近于零的低转速时对施加高扭矩。所施加的力矩应是稳定的且其机械系统应不受振动影响。

9.4 布置原理图

9.4.1 概要

图 22~图 30 表示了力矩测量的原级和次级方法在工程应用中的布置,所示的所有布置都可用于卧式或立式试验台。

图 22 和图 23 示出了处于平衡状态布置的原理。作用在转轮/叶轮上的力矩,要在摆动套的测功臂上测量。

如图 24,如果一个摆动套是由两个独立的套组成的,那么就应该测量作用在每个套上的力并代数相加。

图 25 是一种不完全平衡状态的布置,因此由轴承和密封产生的损失就要单独测量。

图 26 是一种在尾水管肘管处加模型轴的布置。通常,这种布置是不完全平衡的,所以必须计算损失。

如图 27,对于多级水泵和水泵水轮机的试验来说,有必要进行特殊布置。在实验过程中,要特别注意机械损失 P_{Lm} ,应在试验的整个转速与压力范围内准确确定和计算。

图 28 示出了一种使用扭矩仪的布置。图 29 和图 30 示出了带有附加导轴承时的布置。附加导轴承可处于平衡或非平衡状态。

图 22~图 30 的术语

- 1—转动部分;
- 2—摆动套;
- 3—固定部分;
- 4—转动部分轴承处于平衡状态;
- 5—处于平衡状态下的机械密封;
- 6—摆动套的低摩擦轴承;
- 7—迷宫密封,膜片密封;
- 8—转动部分轴承处于非平衡状态;
- 9—转动部分的机械密封处于非平衡状态;
- 10—扭矩仪;
- 11—轴向推力轴承;
- 力矩测量基准断面。

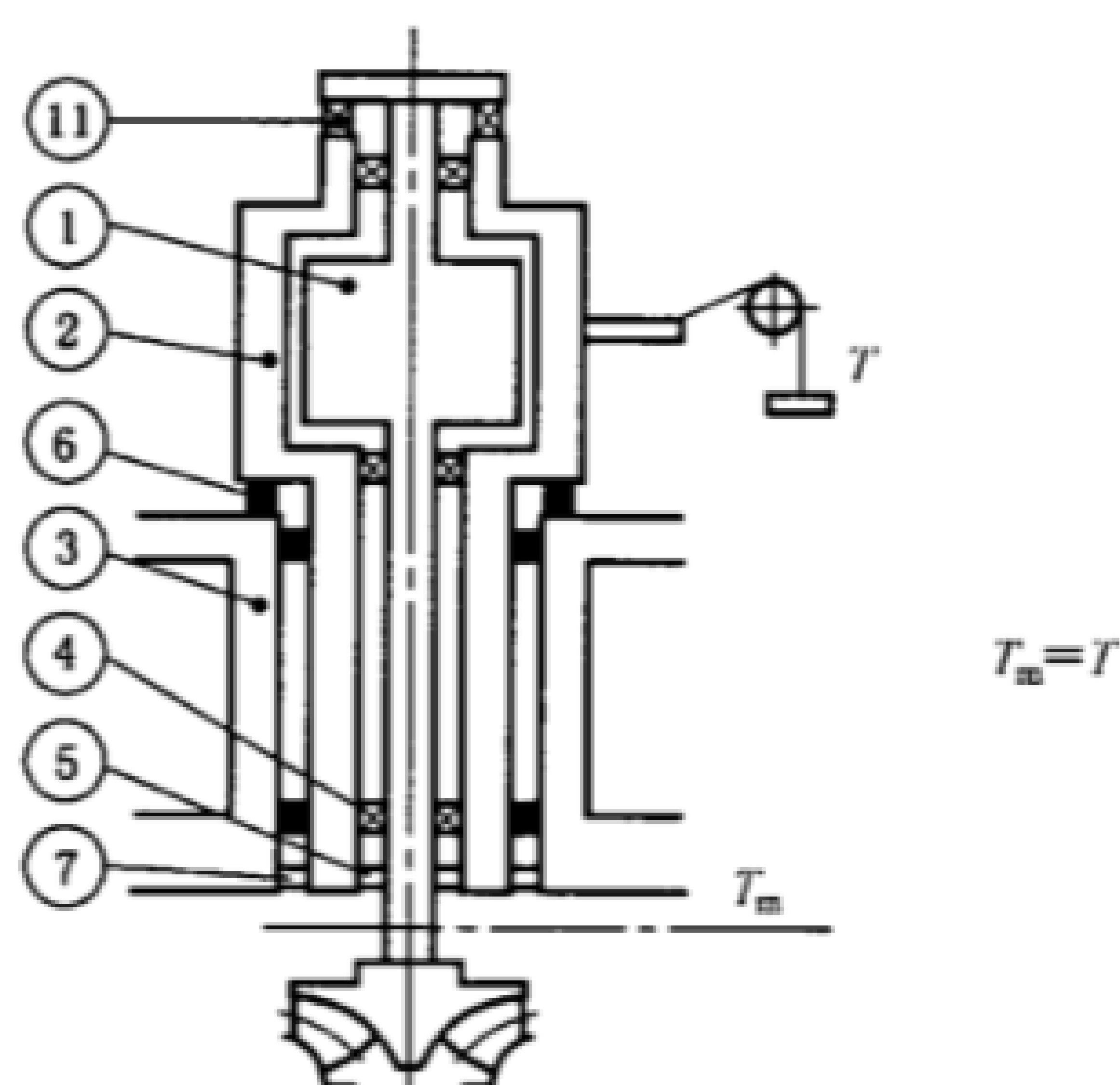


图 22 处于平衡状态的布置

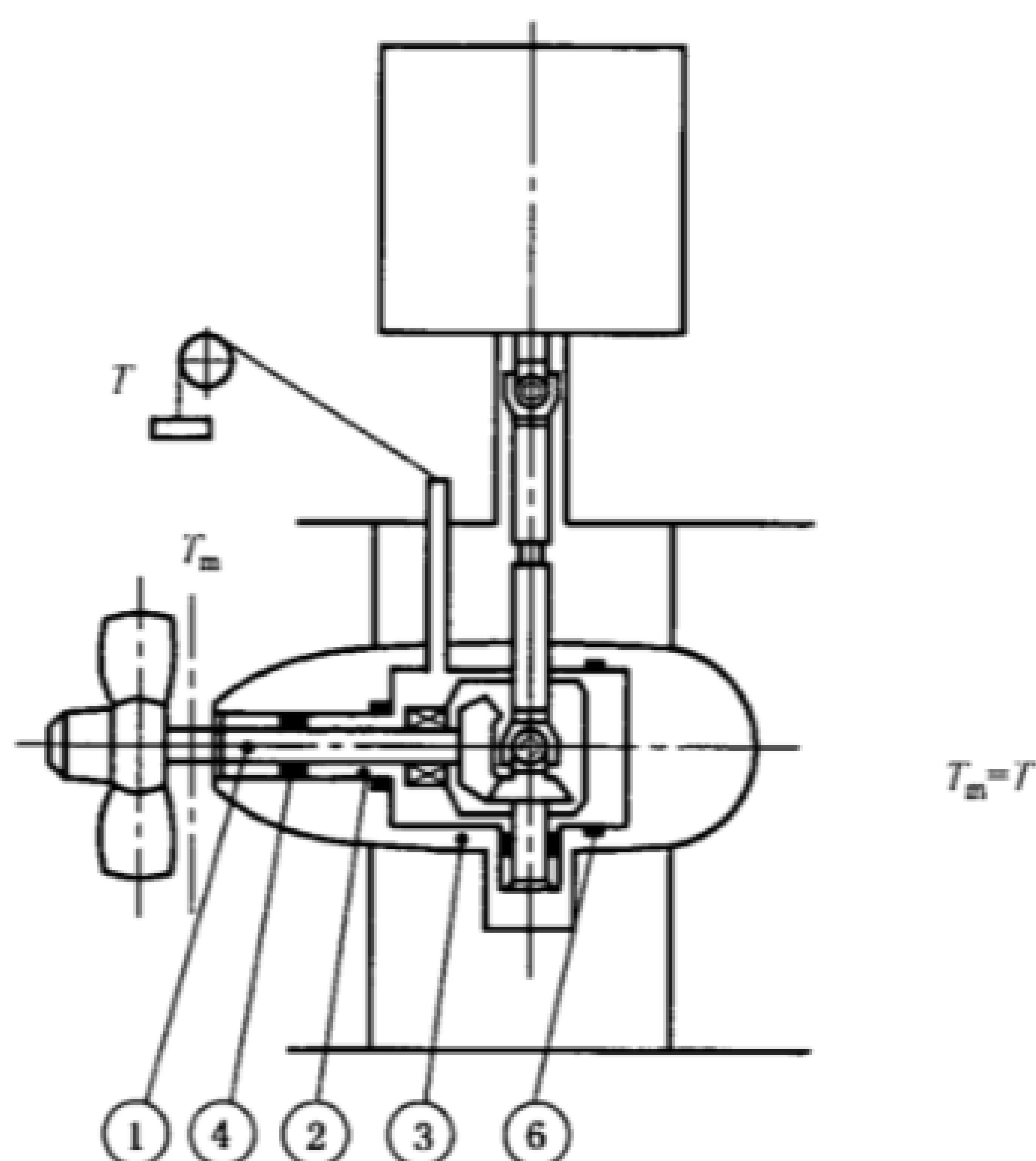


图 23 带齿轮时处于平衡状态的布置

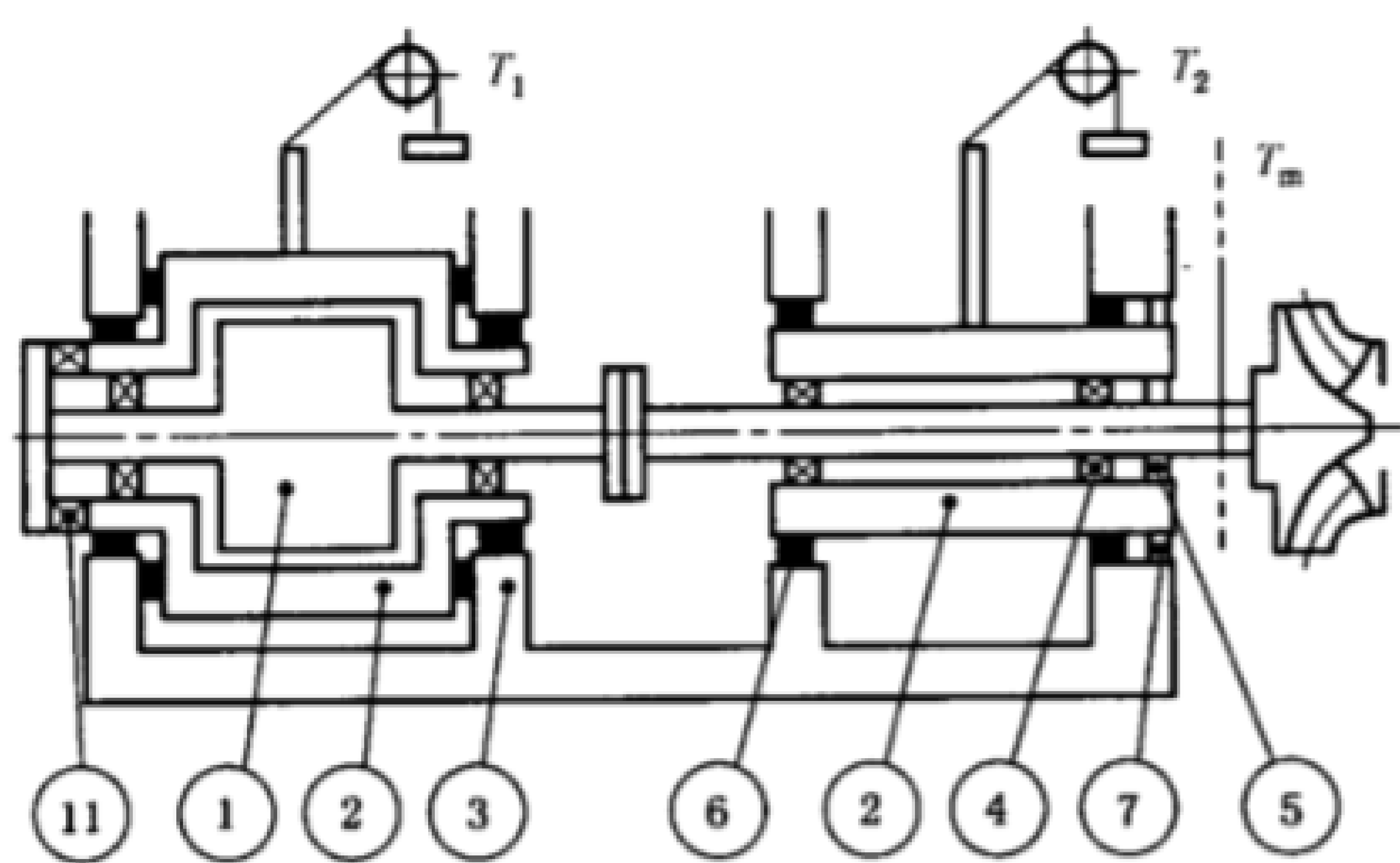


图 24 带有两个单独套的平衡布置

$$T_m = T_1 \pm T_2$$

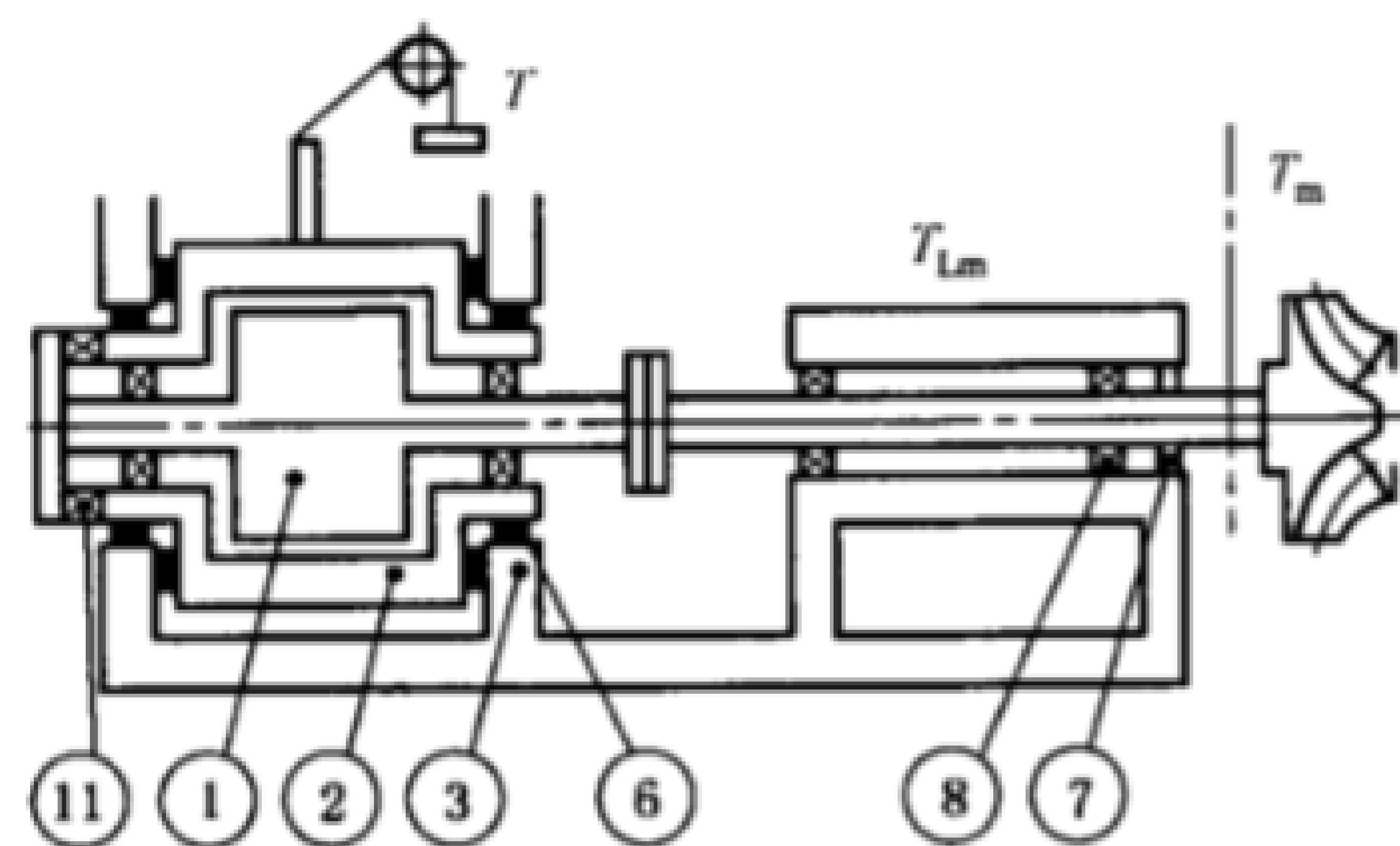


图 25 机械轴承和密封不处于平衡状态的布置

$$T_m = T \pm T_{Lm}$$

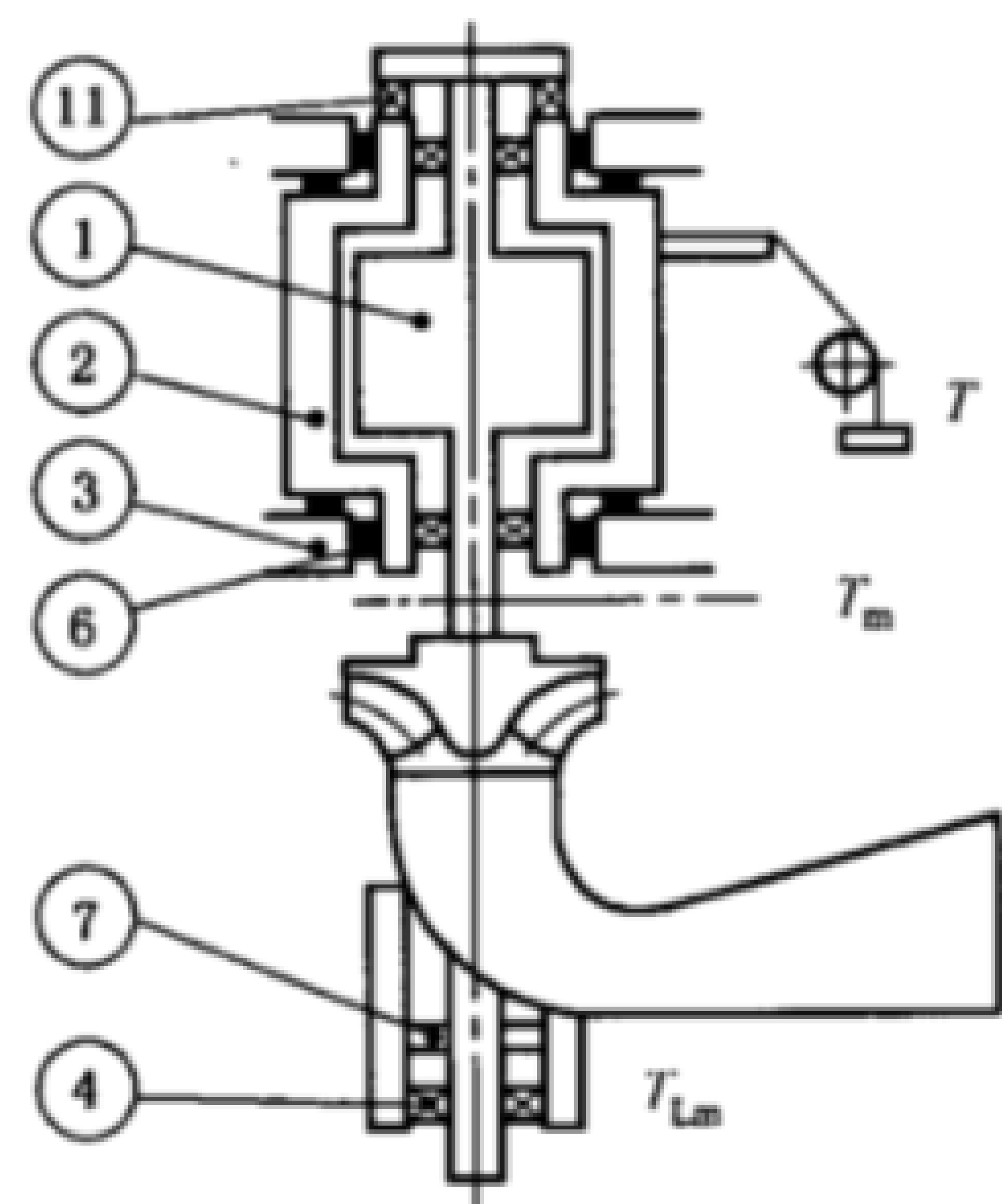


图 26 下导轴承和密封不处于平衡状态的布置

$$T_m = T \pm T_{Lm}$$

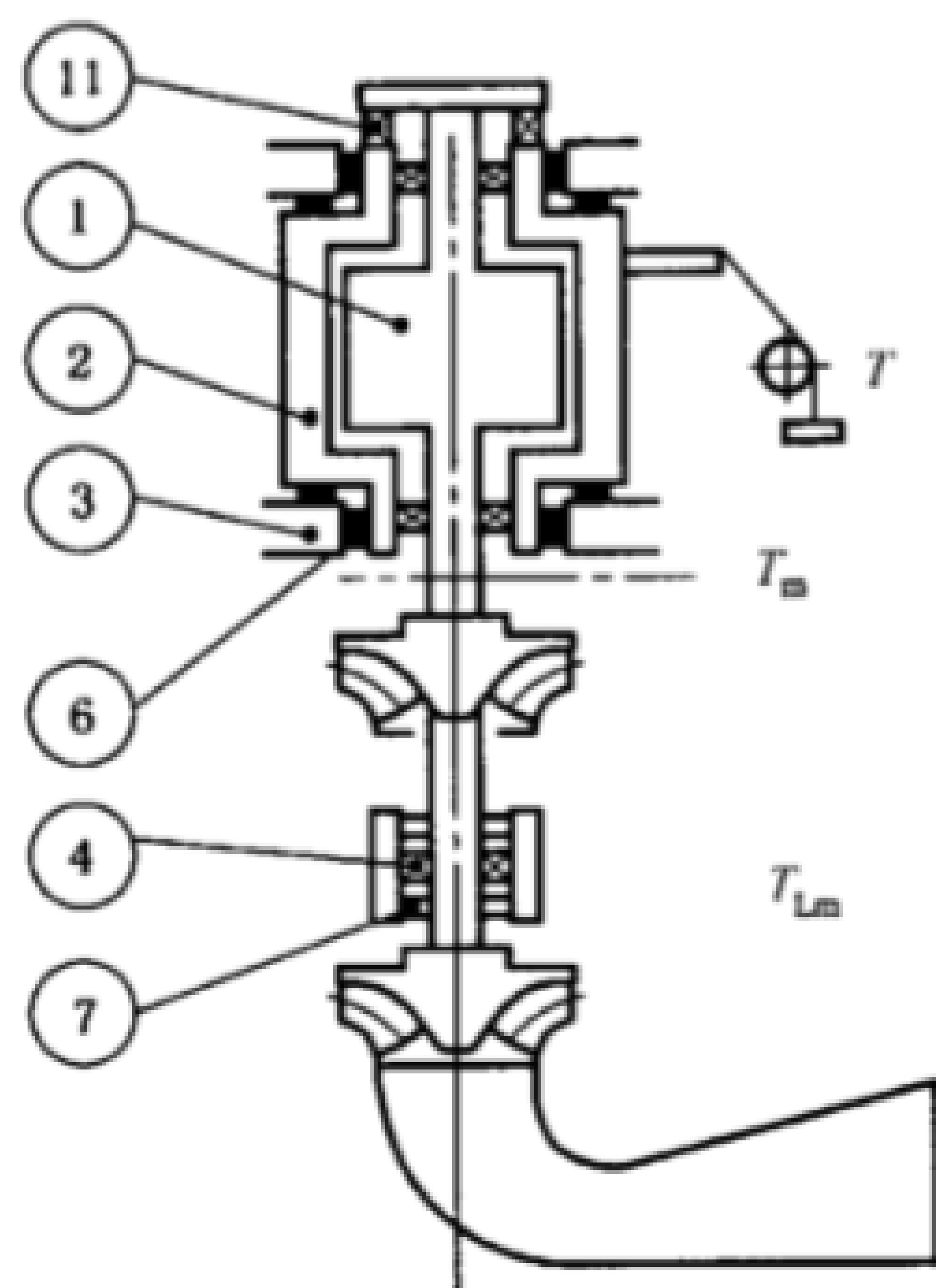


图 27 中间轴承和密封处于不平衡状态的布置

$$T_m = T \pm T_{Lm}$$

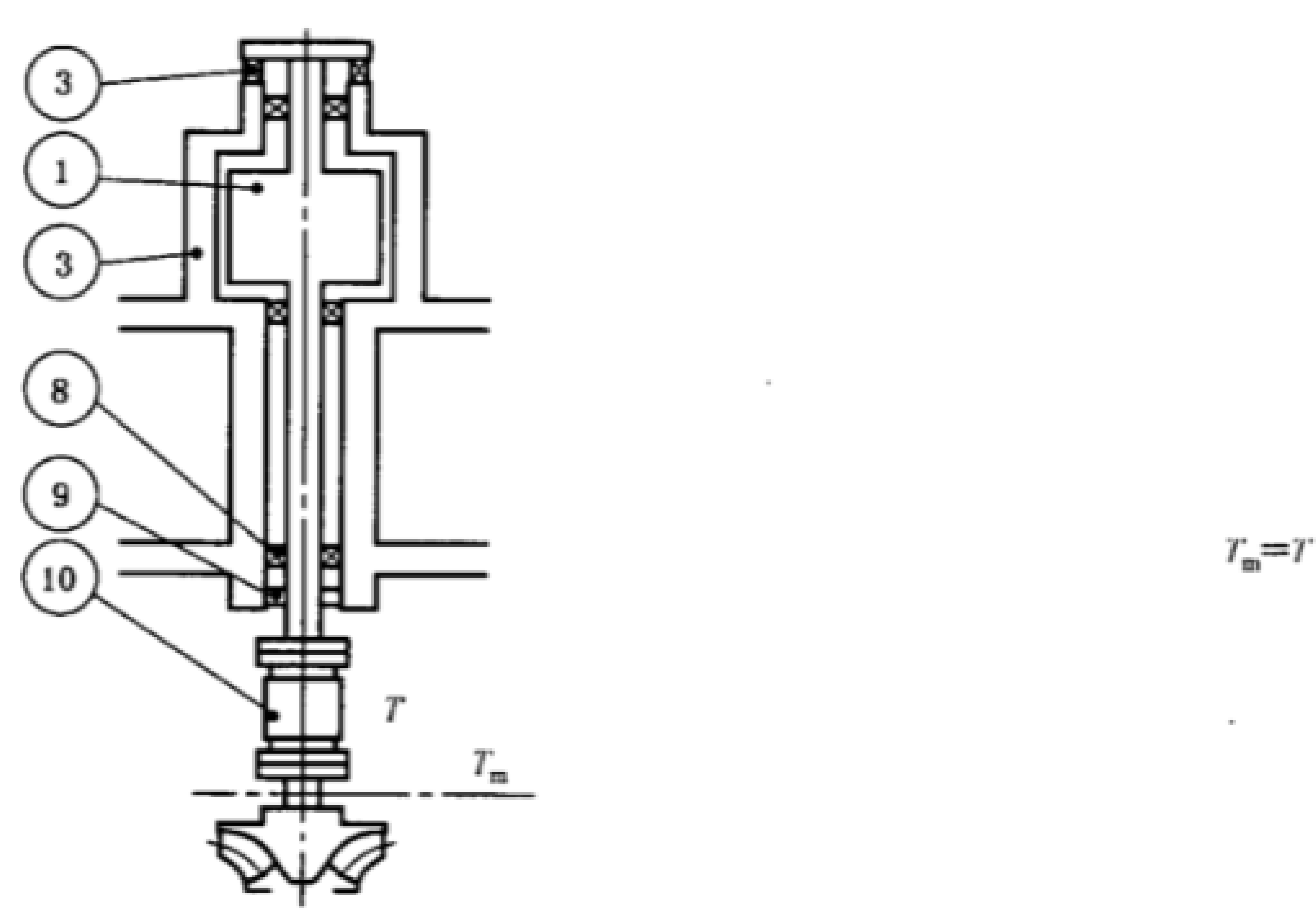


图 28 采用扭矩仪的布置

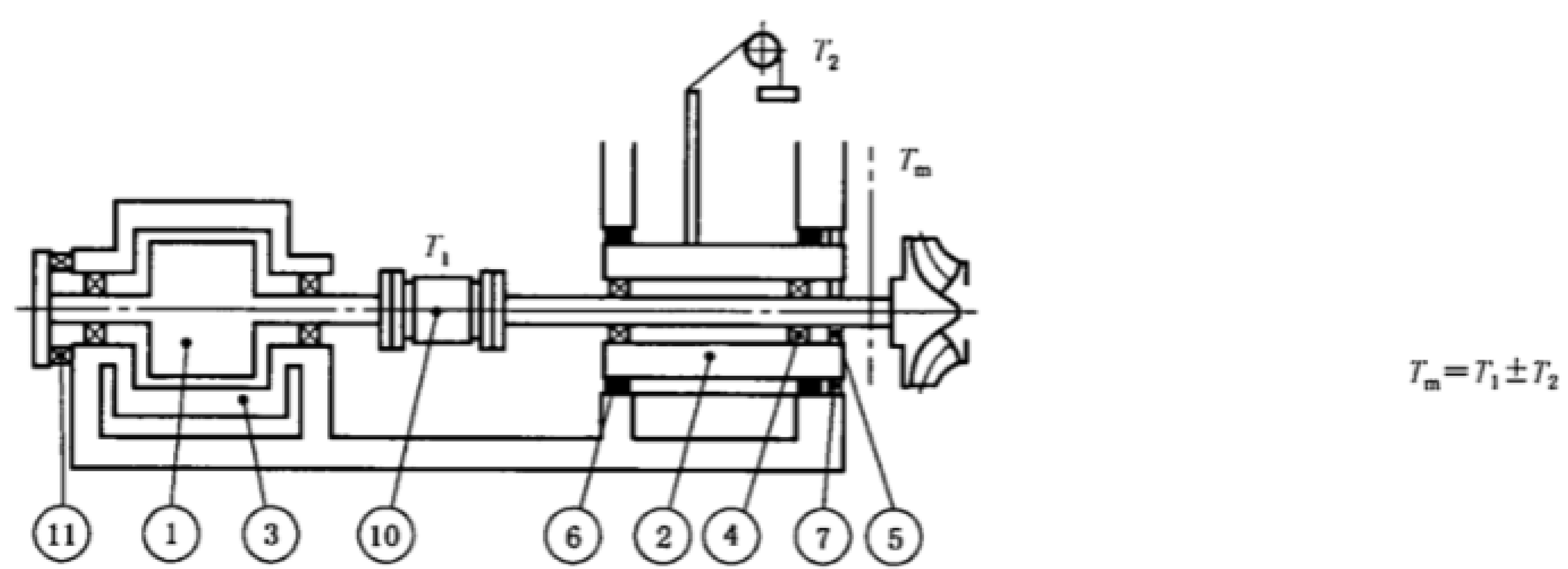


图 29 扭矩仪在附加导轴承处于平衡状态时的布置

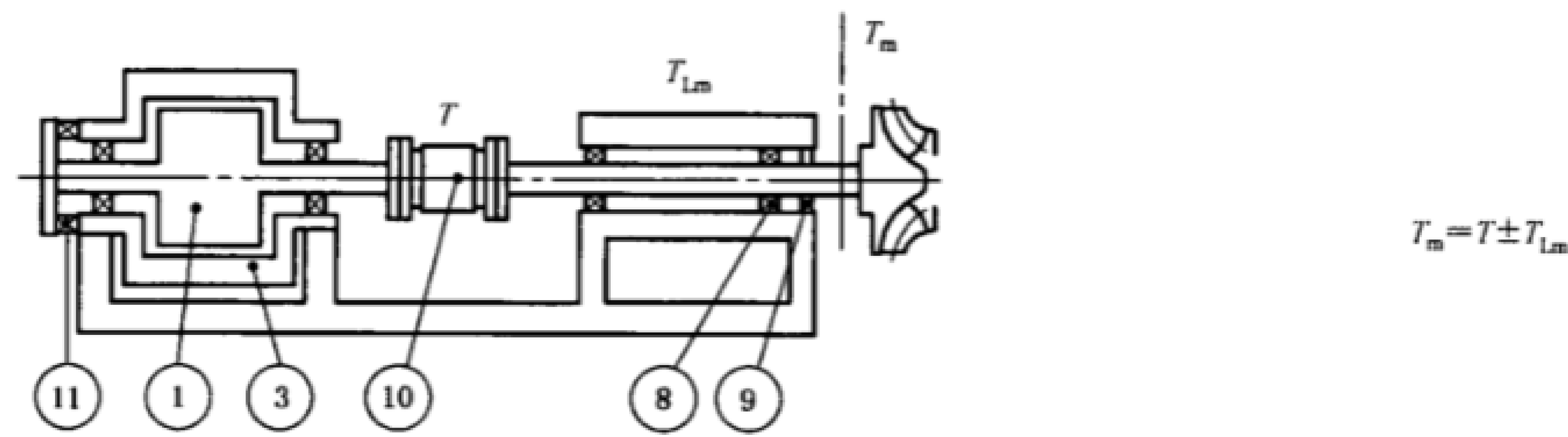


图 30 扭矩仪在附加导轴承处于不平衡状态时的布置

9.4.2 摆动套的悬挂

为在所测量的范围内,满足测量不确定度的要求,在摆动套悬挂时,必须使用特制的低摩擦轴承,即使用油或水润滑的静压轴承。摆动套必须处于很好平衡状态,否则的话就要限制其转动范围。

9.4.3 风损修正

不论发电电动机的转速多少,都不应有因风损或鼓风机而引起的反力矩;但如果存在的话,就要将其计算进来。

9.4.4 冷却液的连接

力矩测量装置的设计应该做到:冷却液的进入与流出不会因切向速度分量而产生错误。软管(如果使用)尤其是在压力作用下不应该产生可察觉的切向阻力。缓冲筒(如果使用)应该在运动的任一方向

产生相等的阻力。此外,主轴阻水盘根应不产生明显的摩擦力矩,或者应设有力矩测量装置。

9.4.5 密封

如果摆动部分与固定部分用摩擦或隔膜的方式密封,那么就需要对其进行标定。

9.4.6 电力引线

电力引线不应产生可察觉的切向阻力,编织的软铜线或水银壶,可以实现这一目的。

9.5 系统检查

下面所提到的检查,建议用来验证整个力矩测量装置操作的正确性。尽管如此,测量装置还应进行标定。

9.5.1 灵敏度检查

一个试验装置的灵敏度表示从系统所测得的力矩的最小差值。灵敏度在很大程度上取决于装置的布置和容量。较低的灵敏度表明其功能有误。

随所采用装置的布置和容量变化,灵敏度应该在 $0.05 \text{ N} \cdot \text{m} \sim 0.5 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的范围内,此处,较低的灵敏度值适用于 $T_{m,\max} < 500 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

9.5.2 速度试验

该项试验是通过拆掉转轮/叶轮或者拆开轴来进行的。如果在整个转速范围内,机械力矩 T_m 保持为零,则说明系统运行正确。

9.5.3 配重平衡

在该项检查中,所作用的力矩/力,或其一部分,由标定砝码配重平衡。如果显示的减小量与平衡砝码相一致,则说明系统运行正确。

9.6 标定

9.6.1 原级方法

标定过程中应该测量:

- 制动杠杆长度;
- 制动杠杆上的作用力;
- 如有需要,还应测量制动杠杆的粗重。

作用在制动杠杆上的力,可通过顺序增加或减少标定砝码来标定。用于力矩平衡时,应该使用金属带和无摩擦的滑轮。

9.6.2 次级方法

在使用这个方法时,要相对于原级方法对装置进行标定。

9.6.3 摩擦力矩 T_{LM}

如果摆动套中不包括部分轴承/密封装置部分,那么相应的总摩擦力矩 T_{LM} 应该通过合适的实验来确定,并要考虑与转速及主轴密封压力之间的关系。

9.7 力矩测量的不确定度

预期的相对系统不确定度,(95%置信度下)如下所述。

9.7.1 力矩测量的不确定度(原级方法)

9.7.1.1 力臂长度 r

力臂长度的测量不确定度应在下述范围之内:

$$f_{r,s} = \pm 0.05\% \sim 0.1\%$$

9.7.1.2 力 F

作用在力臂上的力的测量不确定度应在下述范围之内:

$$f_{F,s} = \pm 0.05\% \sim 0.1\%$$

9.7.2 主轴力矩测量的不确定度(次级方法)

主轴力矩测量的系统不确定度在很大程度上取决于所采用的装置。预期的不确定度应在下述范围之内:

$$f_{T,s} = \pm 0.15\% \sim 0.25\%$$

9.7.3 摩擦力矩 T_{LM} 测量的不确定度

轴承/密封结构不包括在摆动套中,预期的摩擦力矩应在下述范围之内:

$$f_{T_{LM},s} = \pm 0.02\% \sim 0.05\%, T_{m,max}$$

9.7.4 转轮/叶轮力矩测量中的系统不确定度

采用了上述的不确定度(见 9.7.1~9.7.3),转轮/叶轮力矩的系统相对不确定度能按以下计算:

a) 在摆动套中按原级方法测得的 T_{LM} (见图 22 及图 23):

$$f_{T_{m,s}} = \sqrt{(f_{r,s}^2 + f_{F,s}^2)}$$

b) 按次级方法(见图 28)

$$f_{T_{m,s}} = f_{T,s}, \text{按 9.7.2 确定}$$

c) 按原级方法但 T_{LM} 不随摆动套一起测得(见图 25,图 26,图 27)

系统绝对不确定度:

$$e_{T_m} = \sqrt{T^2 \cdot f_{T,s}^2 + T_{LM}^2 \cdot f_{T_{LM},s}^2} = \sqrt{T^2 (f_{r,s}^2 + f_{F,s}^2) + T_{LM}^2 \cdot f_{T_{LM},s}^2}$$

于是,系统相对不确定度:

$$f_{T_m} = \frac{e_{T_m}}{T_m}$$

d) 按次级方法但 T_{LM} 不随摆动套一起测得(见图 30)

系统绝对不确定度:

$$e_{T_m} = \sqrt{T^2 \cdot f_{T,s}^2 + T_{LM}^2 \cdot f_{T_{LM},s}^2}$$

于是系统相对不确定度:

$$f_{T_m} = \frac{e_{T_m}}{T_m}$$

10 转速测量

10.1 概要

转轮/叶轮机械功率的确定需了解转轮/叶轮轴处的转速。

10.2 转速测量的方法

水轮机/水泵模型的转速可用下列方法之一进行测量:

- 采用电子计数器及时基记录模型轴处发出的脉冲值,脉冲发生器可以是电子的或光学的;
- 由模型轴直接驱动的发电机与电气频率计连接;
- 由模型轴直接驱动的永磁机组组成的高精度电气转速计。

10.3 检查

通常转速测量装置并不真正标定,但需检查

- 用另一种转速测量装置进行比较;
- 或单独检查脉冲记数值及时基的精度。

在误动作的情况下,可能出现的误差有:

- 丢失脉冲;

——时基有变化。

10.4 测量的不确定度

采用上述的仪器下,其预期的系统不确定度将在下列范围之内:

$$f_{n,s} = \pm 0.01\% \sim 0.05\%$$

11 试验结果的计算

11.1 概要

模型试验中可验证的主要性能保证(见 GB/T 15613.1—2008 中 4.2):功率、流量和/或水力比能、效率、稳态飞逸转速及流量。

模型试验结果应直接转换成可与合同中的规定值或保证值相比的量值。这些量值的计算步骤描述如下,并归结于图 38 中的流程表,该计算步骤应在试验开始前由双方商定。

11.2 中涉及了保证范围内转轮/叶轮机械功率、流量和/或水力比能和水力效率,并包括了空蚀的影响(见 11.2.3.7 及 11.2.4.2)。

11.3 中涉及了稳态飞逸转速和流量的计算,并包括了空蚀的影响(见 11.3.2)。

11.2.5 及 11.3.4 给出了所采用的公式。

GB/T 15613.1—2008 附录 E 给出了试验和计算步骤的综述。

对于机械的水力性能试验,表 1 中示出了:

- 各几何参数;
- 各独立的水力变量;
- 各引伸而得的水力变量。

混流式水轮机、转桨式水轮机、离心泵、双调节的(轴流)泵及水斗式水轮机的性能曲线的示例分别见图 31~图 36。在单调节水轮机情况下,采用流量因数和转速因数(国内习惯采用单位流量与单位转速)表示的特性曲线见图 31 或用流量系数和能量系数(国内习惯采用单位流量与单位转速)表示的特性曲线的见图 32。单调节离心泵情况下的四象限特性曲线见图 37。

两台几何相似的反击式水轮机在其保证效率范围内的水力相似工况(见 GB/T 15613.1—2008 中 5.3.1.2)由于试验的雷诺数不同,其测得的水力效率通常是不同的,试验时的雷诺数能影响水力效率(相应地也影响转轮/叶轮的机械功率),其说明见 GB/T 15613.1—2008 附件 F。

因此,甚至在与模型给出的保证值进行比较时,在给定模型条件的试验中计算所得的所有水力效率值应采用通常在合同中规定的比尺效应公式(见 GB/T 15613.1—2008 中 4.1.4 及 11.2.2)换算至雷诺数为常数的情况。其相应的符号变成为 η_{hm} 和 P_{ED} 或 P_{nD} 。

模型试验可在合同规定的雷诺数下进行,此时就不采用比尺效应公式。

原型通常具有一个明确规定的雷诺数 Re_p 。在反击式水轮机上测得的水力效率应在考虑雷诺数的比尺效应后转换至原型水力效率。

对于 n, Q, E 及其相应的无量纲值,被设定为不受雷诺数的比尺效应,除非另有规定(见 11.2.5.1)。因此, $n_{EDM} = n_{EDP}$, $Q_{EDM} = Q_{EDP}$ (或 $E_{nDM} = E_{nDP}$ 及 $Q_{nDM} = Q_{nDP}$)。

对于多级机械,若模型试验是在减少级数情况下进行(见 GB/T 15613.1—2008 中 5.1.3.4.2),在考虑减少级数效应情况下的模型数据的计算方法(考虑止漏环漏水及功率损失)及这些数据向原型条件的换算应商定。

对于冲击式水轮机(水斗式),不考虑效率的比尺效应,除非在合同中另有规定[见 GB/T 15613.1—2008 中 4.1.4a)及 11.2.2b)]。

表 1 确定机械工况点的各种变量

	机械		
	单调节	双调节	无调节
几何参数	α 或 β 或 s	α 和 β	—
独立的水力变量	$E_{nD}, Q_{nD}, \sigma_{nD}$ 或 n_{ED}, Q_{ED}, σ	$E_{nD}, Q_{nD}, \sigma_{nD}$ 或 n_{ED}, Q_{ED}, σ	E_{nD} , 或 Q_{nD}, σ_{nD} 或 n_{ED} , 或 Q_{ED}, σ
引申而得的水和变量	η_h P_{nD} 或 P_{ED}	η_h P_{nD} 或 P_{ED}	η_h Q_{nD} 或 E_{nD} 或 P_{nD} 或 Q_{ED} 或 n_{ED} 或 P_{ED}
<p>对于飞逸试验时, $\eta_h=0$ 和 $P_{nD}=P_{ED}=0$;</p> <p>——对于单调节水轮机, 只有其中的一个量为独立的变量 E_{nD}, Q_{nD} (或 n_{ED}, Q_{ED});</p> <p>——对于无调节的水轮机, 只有一个飞逸工况点(忽略空化对其影响)。</p>			

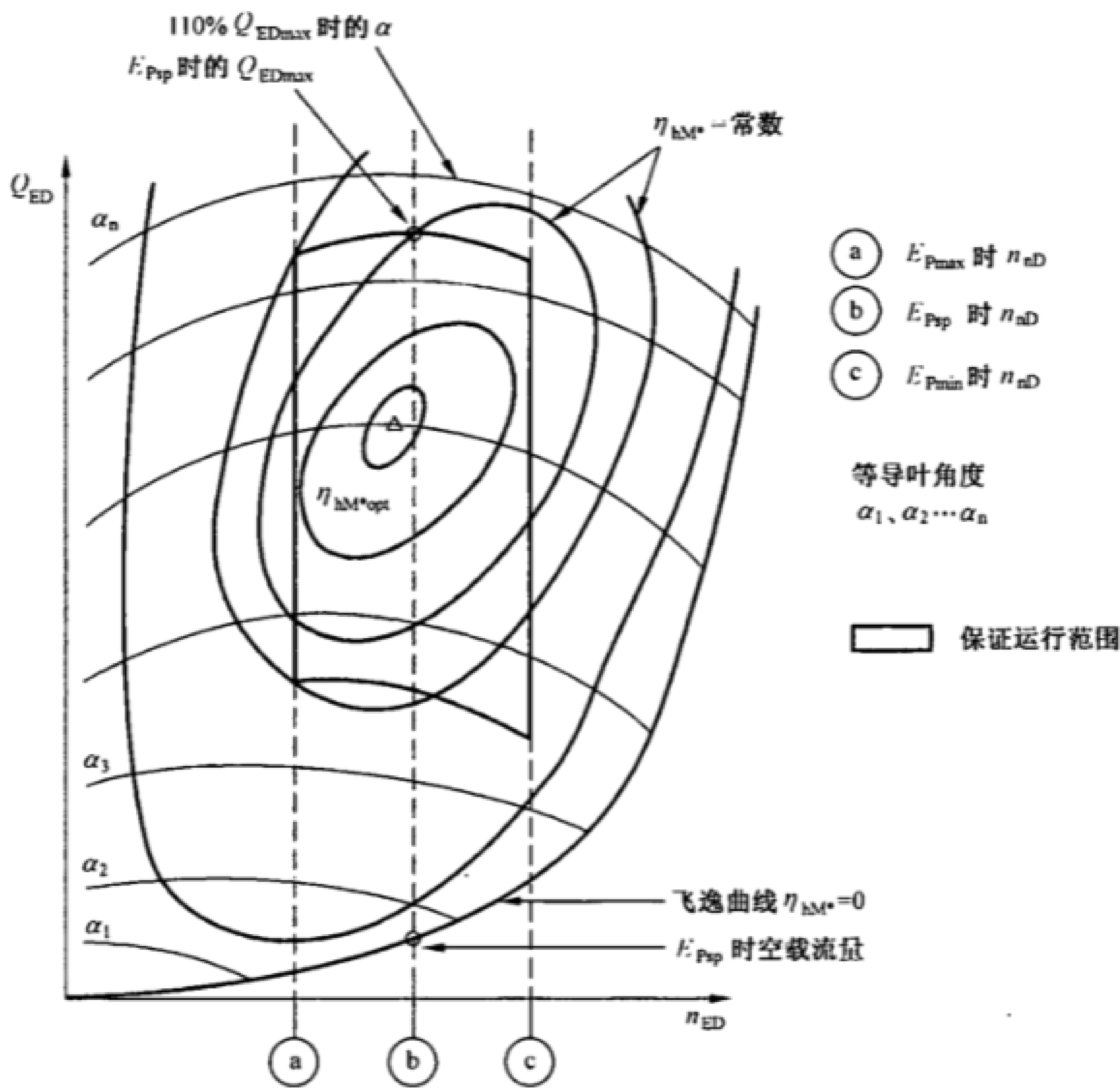


图 31 单调节(混流式)模型水轮机:性能特性曲线(流量因数相对速度因数)

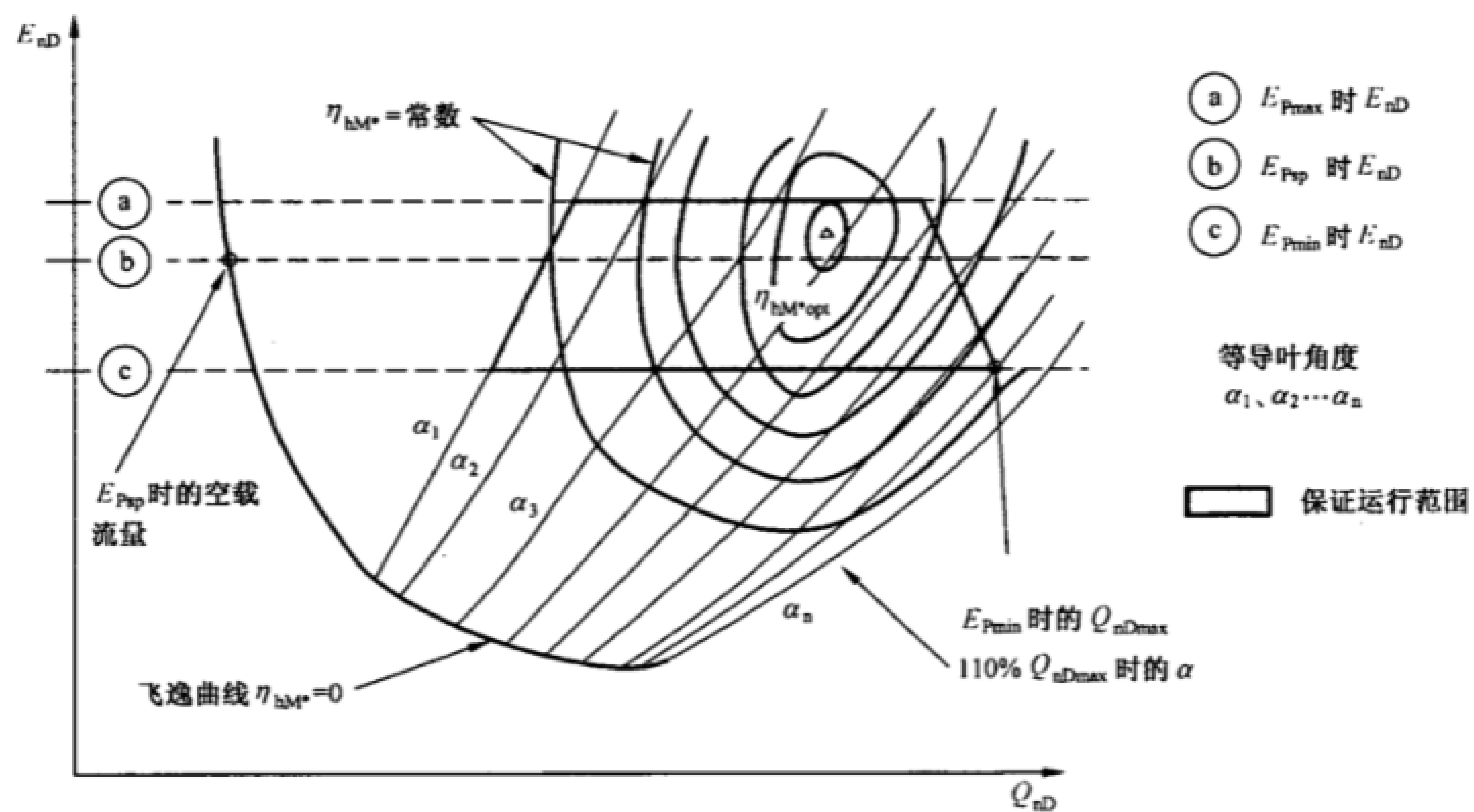


图 32 单调节(混流式)模型水轮机:性能特性曲线(能量系数相对流量系数)

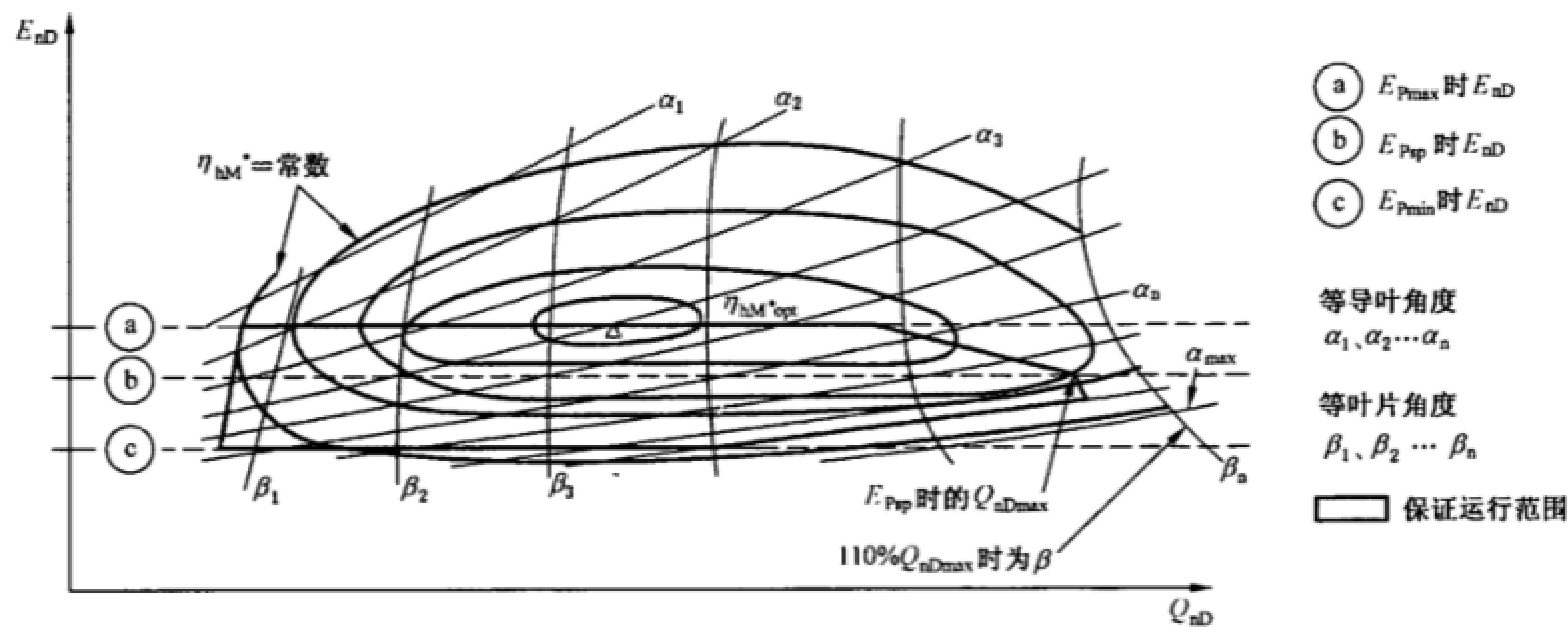


图 33 双调节(转桨式模型水轮机):性能特性曲线

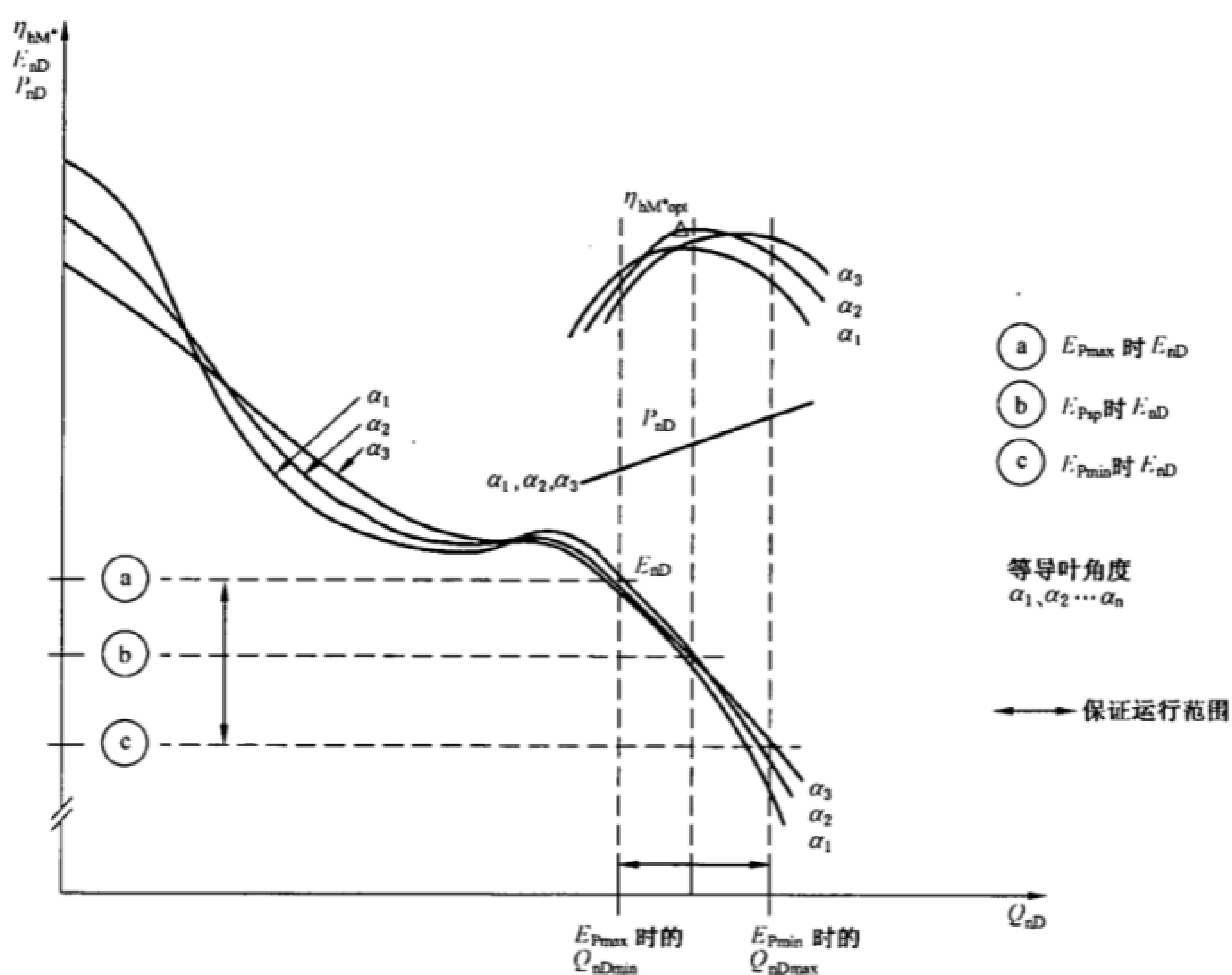


图 34 单调节(离心式)模型水泵:性能特性曲线

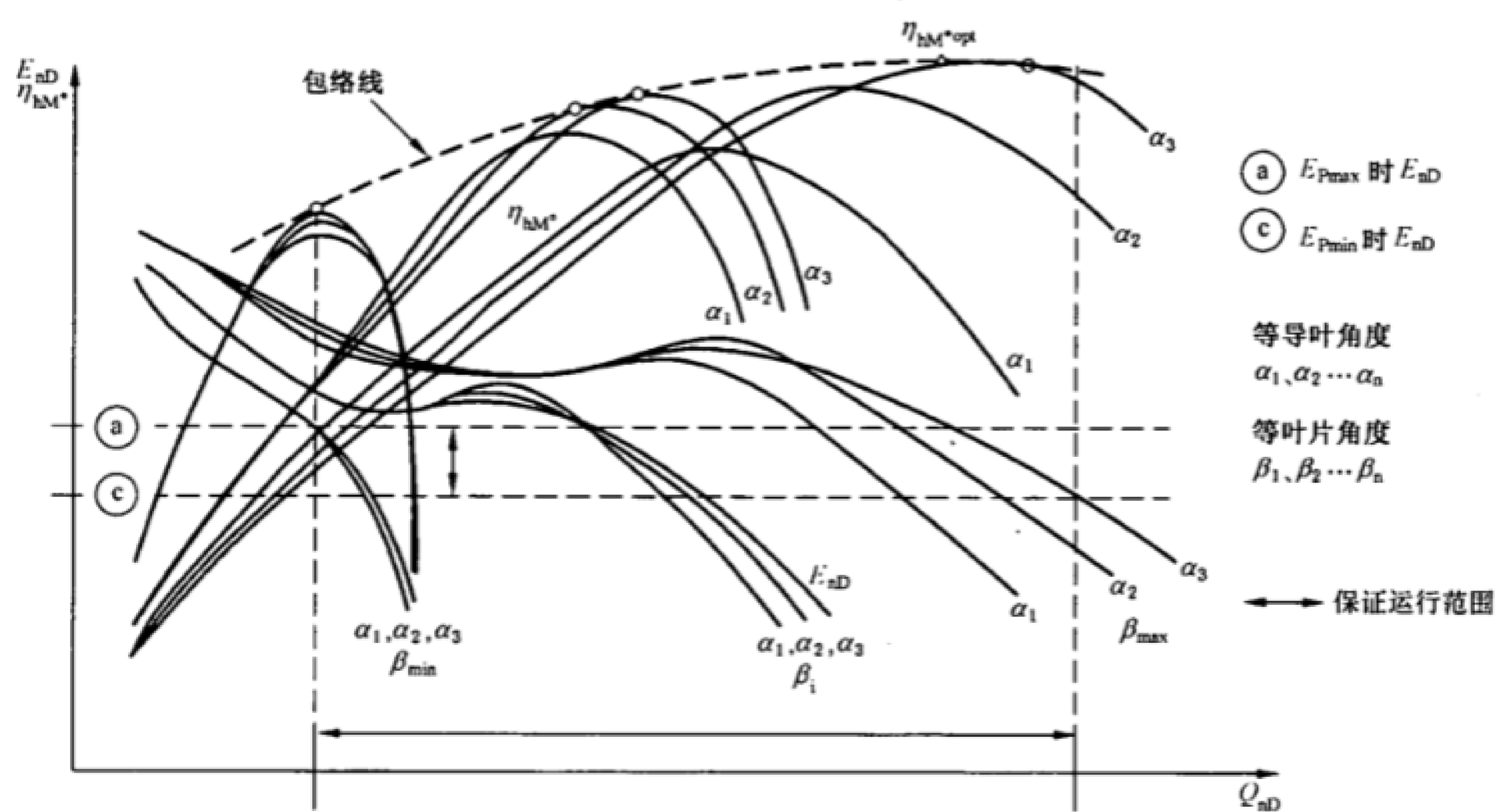


图 35 双调节模型水泵:性能特性

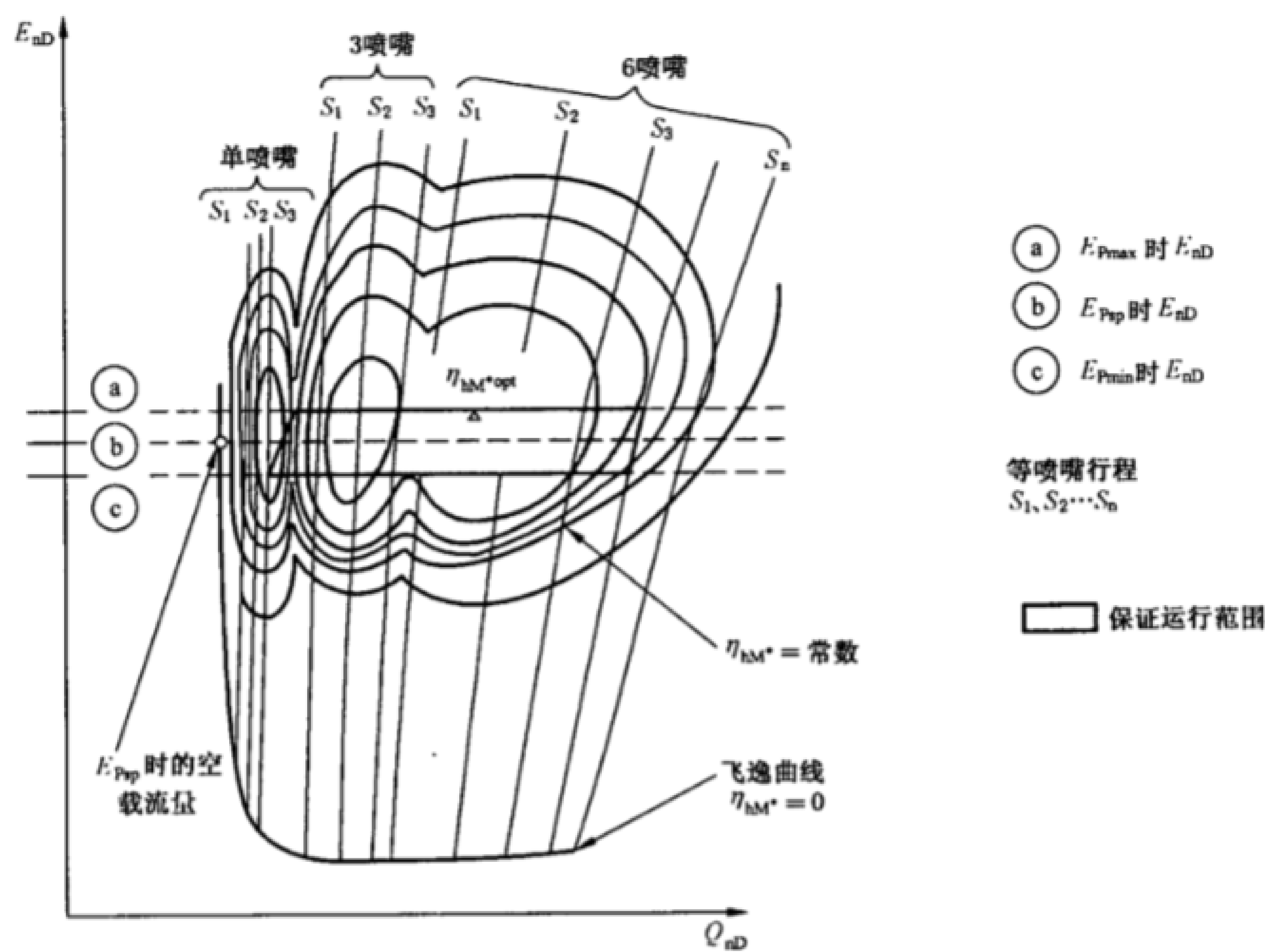


图 36 水斗式模型水轮机：性能特性曲线（以 6 喷嘴机械为例）

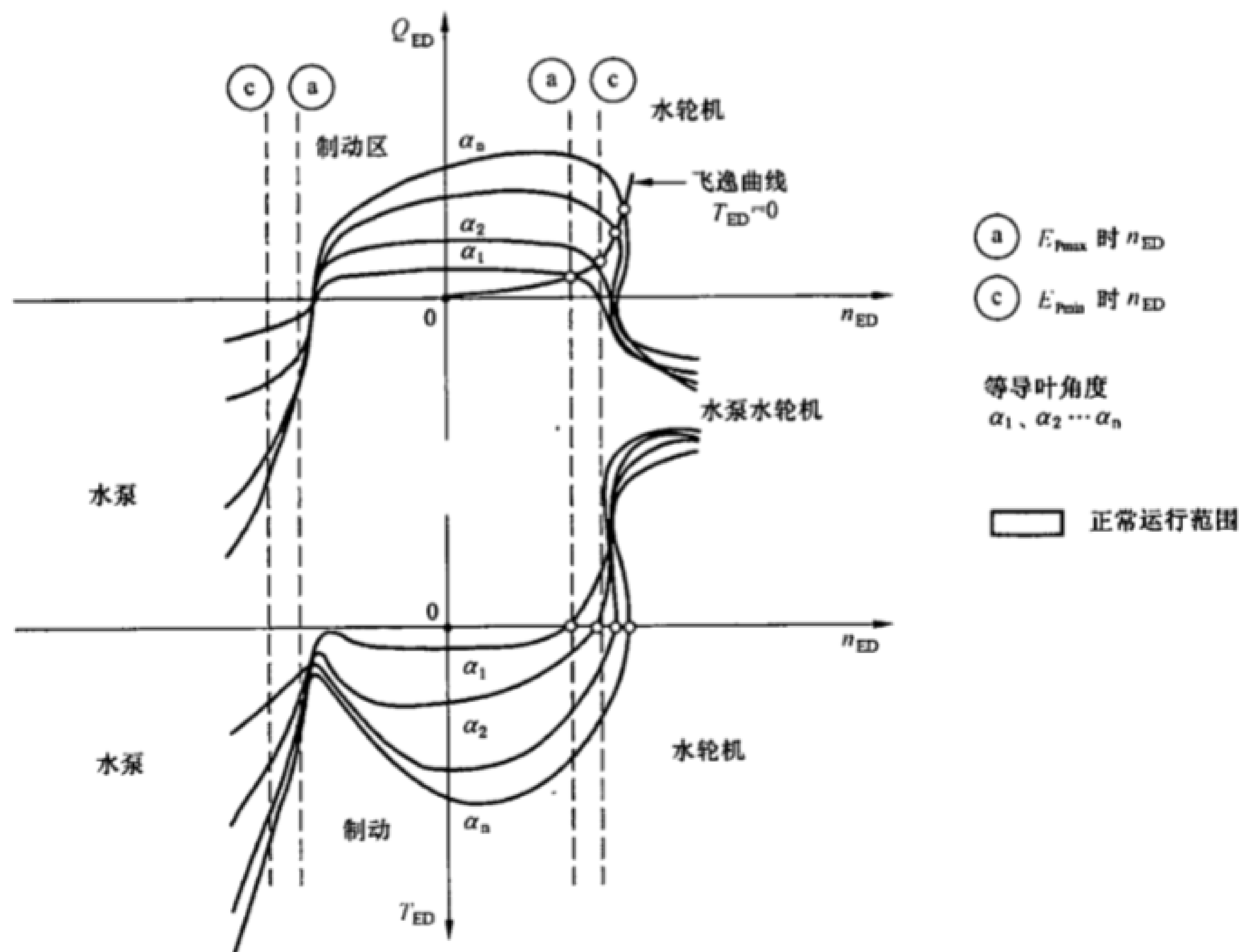


图 37 离心式模型水泵水轮机：四象限特性

11.2 保证范围内功率、流量和效率的计算

11.2.1 一个工况点模型性能的计算

对于每一工况由一个或更多用于确定模型水力性能（见 GB/T 15613.1—2008 中 5.4）的一组物理量的读数和/或记录组成。

然后计算 E_M 、 Q_{1M} 、 n_M 、 P_{mM} 和 $NPSE_M$ （见第 4 章），示于 GB/T 15613.1—2008 中 5.4.1.4 的公式

可计算出模型的水力效率 η_{hM} 。雷诺数 Re_M 按 3.3.11.1 公式进行计算。

11.2.2 Re_M 为常数时模型性能的计算

a) 反击式水轮机

通常模型试验是在雷诺数为常数 Re_{M^*} 条件下进行。若保证值是在模型规定的雷诺数 Re_{Msp} 条件下进行,则选择 $Re_{M^*} = Re_{Msp}$ 为好。若模型试验不能在雷诺数为常数下进行,则各工况点具有不同的雷诺数 Re_M ,其水力效率应换算至 Re_{M^*} (见图 38 及图 39)。

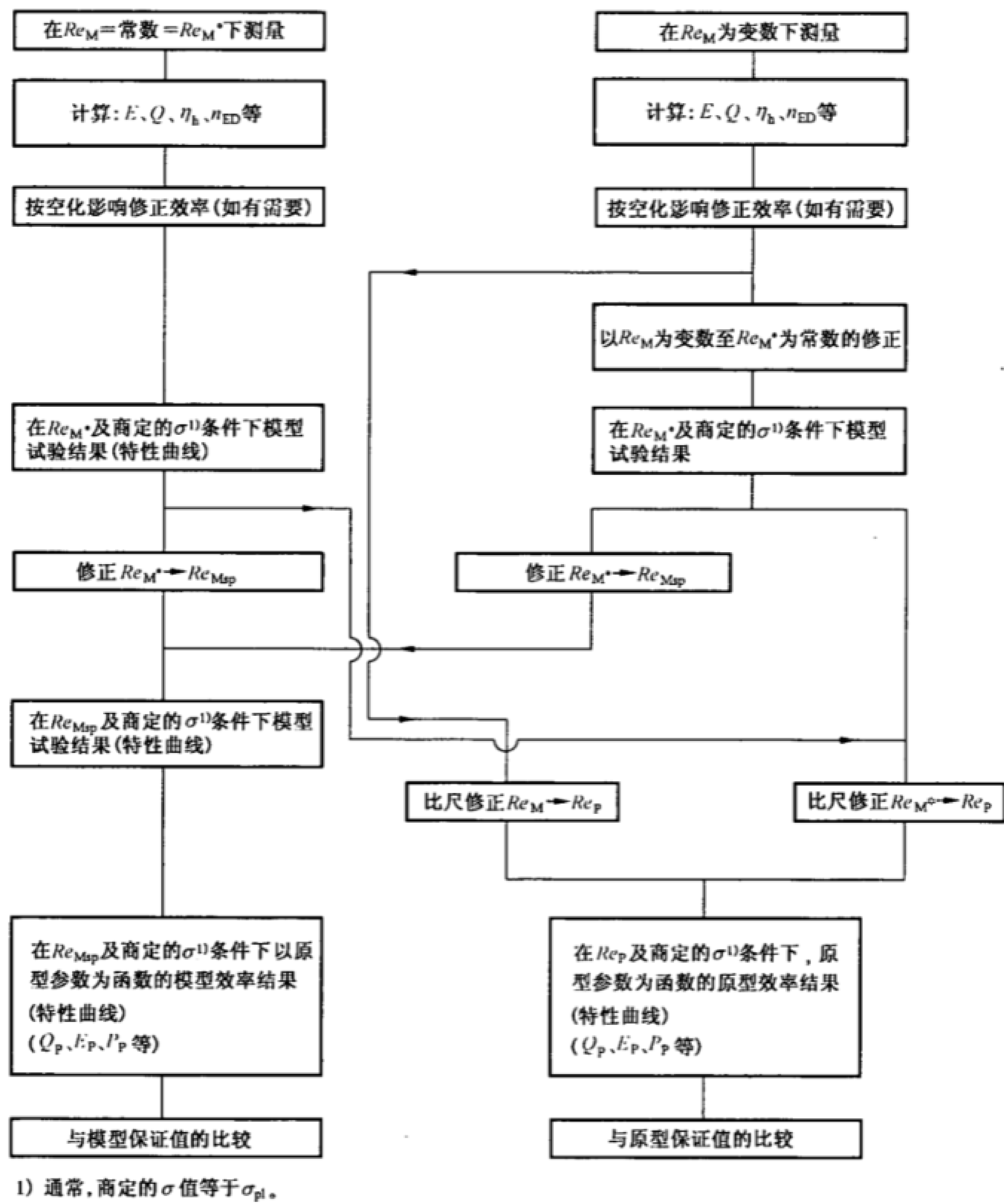


图 38 反击式水轮机:试验结果与保证值比较方面的计算步骤
此时采用以下公式¹⁰⁾:

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

10) 此公式为 GB/T 15613.1—2008 附录 F 中比尺效应公式通用形式中的特殊形式。

此处：

$$\delta_{ref} = \frac{1 - \eta_{hoptM}}{\left(\frac{Re_{ref}}{Re_{optM}}\right)^{0.16} + \frac{1 - V_{ref}}{V_{ref}}} \quad \text{和} \quad Re_{ref} = 7 \times 10^6$$

- Re_{optM} 乃是模型各运行模态下测得最优水力效率 η_{hopt} 处的雷诺数(见 11.2.2.1)；
- 从 11.2.2.2 中取得的 v_{ref} 值。

b) 冲击式水轮机

不同制造商在冲击式(水斗式)水轮机方面的经验表明,比尺效应主要受弗劳德数、雷诺数和韦伯数的影响。建议按 GB/T 15613.1—2008 附录 K 的步骤考虑这些因素,且可在双方商定下采用。

11.2.2.1 效率比尺效应的确定

按 GB/T 15613.1—2008 中 5.3.3.3.5 完成的一系列试验便能确定模型水力效率的最优值 η_{hoptM} 和在无空化条件下的相应雷诺数 Re_{optM} 。

采用 11.2.2 方程式中的这些值后,然后可计算出 δ_{ref} 及 $(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow M^*}$ (见图 39 及 GB/T 15613.1—2008 附录 F)。

在水泵水轮机情况下,应分别对水轮机工况和水泵工况按此步骤进行。

对具有固定转轮叶片和/或具有固定导叶角度的轴流式和斜流式机器(见表 2), η_{hoptM} 乃是与原型具有相同开度下试验所得的模型最优效率。

表 2 v_{ref} 值

反击式机械的型式 ¹⁾	v_{ref}
水轮机 径向式水轮机(混流式) 轴流转桨式、斜流转桨式和贯流式水轮机 ²⁾ (具有可调或不可调导叶) 具有固定叶片的轴流式和斜流式(定桨式水轮机)	0.7 0.8 0.7
蓄能泵 径向蓄能泵(单级或多级) 轴向或斜流蓄能泵	0.6 0.6
水泵水轮机 在水轮机工况下运行的径向式水泵水轮机(单级或多级) 在水泵工况下运行的径向式水泵水轮机(单级或多级) 在水轮机工况下运行的轴流转桨式和斜流转桨式水泵水轮机 在水泵工况下运行的轴流转桨式和斜流转桨式水泵水轮机 在水轮机工况下运行的具定固定转轮叶片的轴流或斜流式水泵水轮机 在水泵工况下运行的具定固定转轮叶片的轴流或斜流式水泵水轮机	0.7 0.6 0.8 0.6 0.7 0.6
1) 对于特殊设计的水力机械(如双向流动的机械,具有短叶片的混流式水轮机,全贯流水轮机等)在 11.2.2 方程式的效率换算公式中采用另外的 V_{ref} 值和另外的 Re_{ref}/Re_{M^*} 比值指数值是基于对单项损失的考虑和经验,可商定采用。 2) 贯流式水轮机包括灯泡式水轮机、竖井式水轮机、全贯流式水轮机、S 型水轮机。	

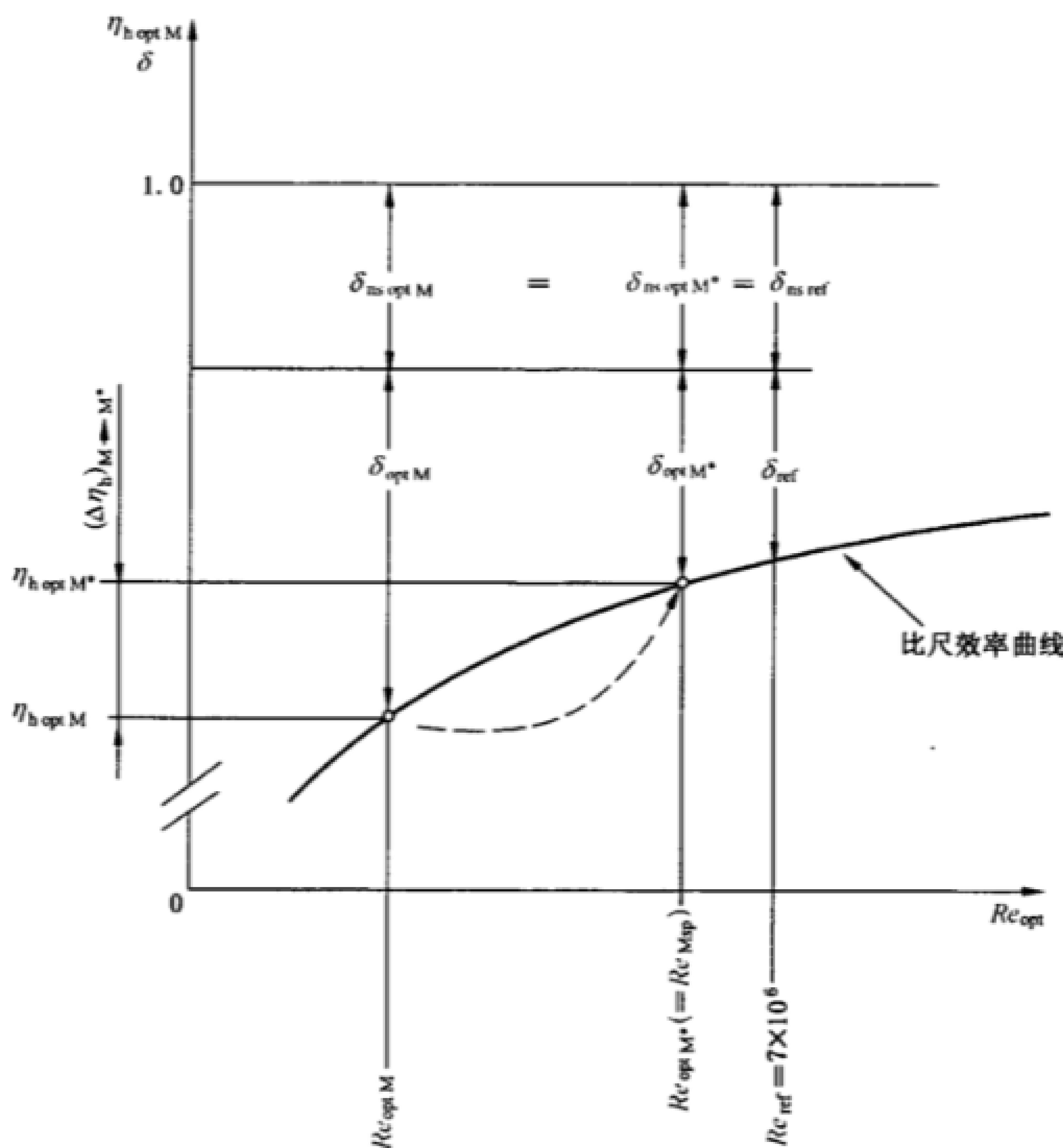


图 39 最优效率点的比尺换算曲线

11.2.2.2 损失损失系数值 V_{ref}

表 2 中列出的 V_{ref} 值是针对 $Re_{ref} = 7 \times 10^6$ 情况的。这些值代表了不同型式的反击式机械在参照雷诺数 $Re_{ref} = 7 \times 10^6$ 条件下最优水力效率工况点可换算的相对损失相对总相对损失 $(1 - \eta_{hopt})$ 的比值 (见 GB/T 15613.1—2008 附录 F)。

11.2.2.3 反击式机械在雷诺数 Re_M^* 为常数条件下转轮/叶轮机功率因数 (国内习惯采用单位出力) P_{ED}^* (或 P_{nD}^* 系数) 的计算

当 $Re_M \neq Re_M^*$, 则必须将 P_{ED} 修正至 P_{ED}^* 或 P_{nD} 修正至 P_{nD}^* , 如下述:

水轮机	水泵
$P_{ED}^* = P_{ED} \frac{\eta_{hM}^*}{\eta_{hM}}$	$P_{ED}^* = P_{ED} \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hM}^*}$
$P_{nD}^* = P_{nD} \frac{\eta_{hM}^*}{\eta_{hM}}$	$P_{nD}^* = P_{nD} \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hM}^*}$

11.2.3 模型性能的表述

- 对以下三种水力机械型式分别说明:
- 单调节机械;
 - 双调节机械;
 - 无调节的机械。

每种型式的机械又分为水轮机 (或水轮机工况运行的水泵水轮机) 及水泵 (或水泵工况运行的水泵水轮机)。

由于在一规定 Re_{Msp} 值下的模型效率保证值通常在水轮机情况下表达为原型 E_P 和 Q_{IP} 值 (或 P_{mP}) 的函数或在水泵情况下为 Q_P 值 (或 E_P) 的函数, 模型性能数据用相应的公式转化为原型数据 (见 11.2.5)。空化对模型性能的影响和对效率换算的影响见 11.2.3.7 及 11.2.4.2。

在所有以下情况下, 第一步乃是确定 η_{hoptM} 、 δ_{ref} 及 $\Delta\eta_h$ (见 11.2.2)。

11.2.3.1 单调节水轮机 (图 40)

以下所描述的步骤适用于任何型式的冲击式或反击式水力机械。

保证效率和流量通常是在一个规定转速和规定的水力比能范围下给出的。由此得出, 必须在模型

试验数据中获得足够的试验点或曲线以覆盖其保证值。

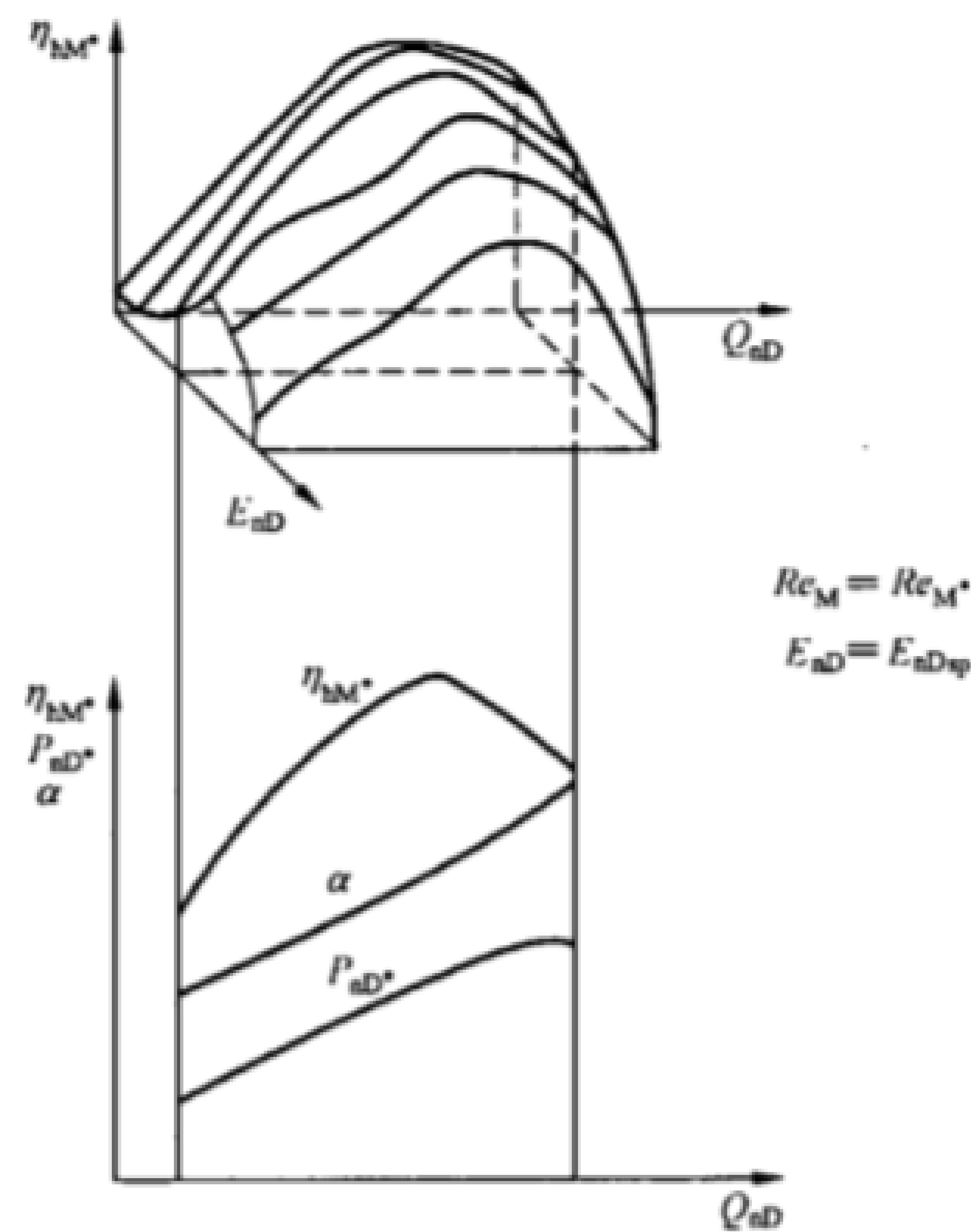


图 40 单调节水轮机 水力效率的三维曲面及 E_{nD} 为常数时的曲线

若试验是在选择能量系数或速度因数(国内习惯采用单位转速)接近等于其规定值时,则可得到一组试验点或曲线¹¹⁾ $\eta_{hM}^*(Q_{nD})$ 或 $\eta_{hM}^*(Q_{ED})$ 可用于与保证值进行比较。由于在精确的速度因数(国内习惯采用单位转速)下进行试验不可能,建议采用以下步骤:

- 测量的试验点数目足以给出以 $\eta_{hM}^*(E_{nD}, Q_{nD})$ 或 $\eta_{hM}^*(n_{ED}, Q_{ED})$ 表达的三维曲面(特性曲线);
- 分截面表示三维曲面以表达在规定能量系数或速度因数(国内习惯采用单位转速)的水力效率。图 40 示出了用三维曲面相对于能量系数(国内习惯采用单位转速)和流量系数(国内习惯采用单位流量)表示的 η_{hM}^* 及其于各规定的 $E_{nD} = E_{nDsp}$ 值处的截面。

三维曲面(特性曲线)的确定当保证值是在基于年发电量条件下作出时是必须的。

在每一 E_{nDsp} (或 n_{EDsp}) 值下,按上述步骤中之一得到的 η_{hM}^* 值便可计算得出转轮机械功率系数 P_{nD}^* (或 P_{ED}^* 因数)曲线,并可与模型保证值进行比较。

11.2.3.2 单调节水泵(图 41)

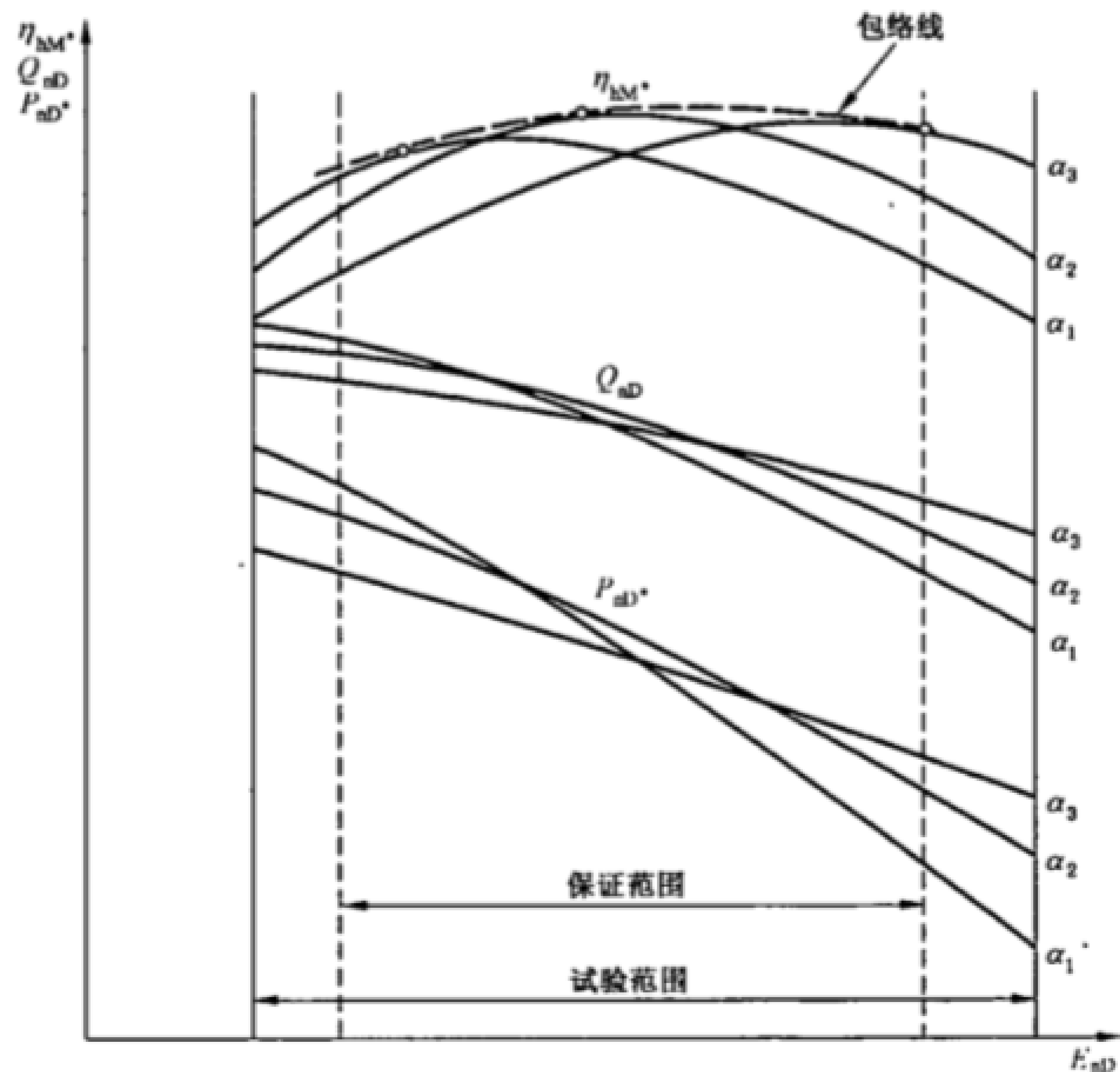


图 41 单调节水泵 性能曲线

11) 为得出最佳光滑曲线,可见 GB/T 15613.1—2008 附录 H。

保证效率和流量通常是在一个规定转速和规定的水力比能条件下给出的。由此得出,必须在模型试验数据中获得足够的试验点或曲线以覆盖其保证值。

在不同导叶开度下,绘出 $\eta_{hM} \cdot (Q_{nD})$ 和 $E_{nD}(Q_{nD})$ 或 $\eta_{hM} \cdot (E_{nD})$ 和 $Q_{nD}(E_{nD})$ 曲线¹¹⁾, 且计算出相应的机械功率系数 $P_{nD} \cdot$ (见图 41)。在考虑其保证流量和效率及其功率限值的条件下选择出导叶开度。

11.2.3.3 双调节水轮机(图 42)

保证效率通常是在一种规定转速和一个或几个规定的水力比能下给出。由此,需在模型试验数据中得到足够数量的点或曲线以覆盖其保证范围。

若试验是在选择能量系数或速度因数(国内习惯采用单位转速)接近相等于规定值下进行的,则可获得一组点或曲线¹²⁾ $\eta_{hM} \cdot (Q_{nD})$ 或 $\eta_{hM} \cdot (Q_{ED})$ 与保证值进行比较: 试验通常是将双调节水轮机视作具有不同转轮叶片安放角的一组单调节水轮机。图 42 中示出了转桨式水轮机作出的能量特性。在 6 个不同叶片安放角 β_1, β_2 等, 并保持 E_{nD} 为常数(等于 E_{nDsp}) 测量下一些工况点: 协联工况水力效率 $\eta_{hM} \cdot$ 曲线乃是由导叶和转轮叶片最佳关系定出的包络线¹³⁾。

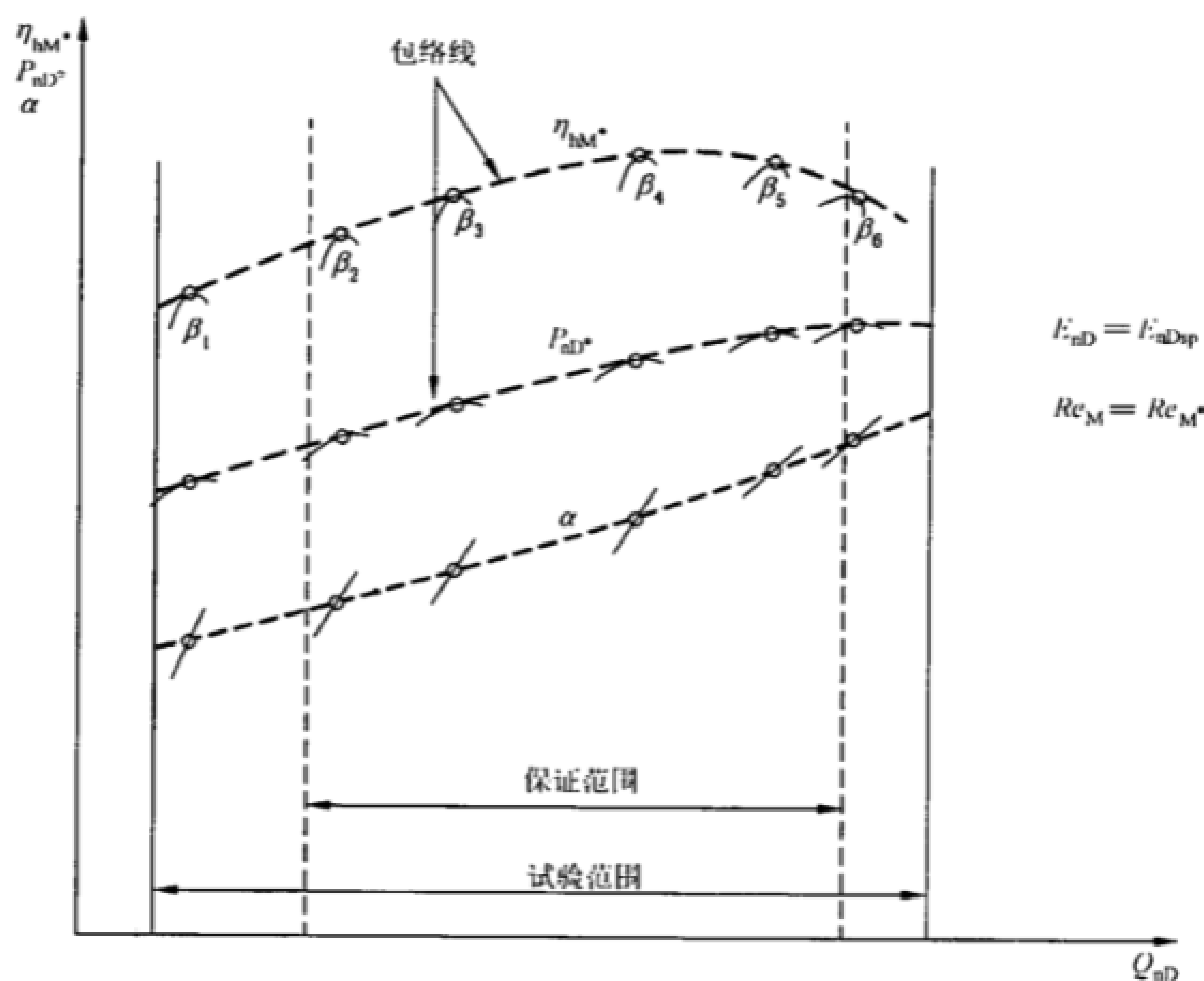


图 42 双调节水轮机: E_{nD} 为常数时的性能曲线

由于不可能在能量系数或速度因数(国内习惯采用单位转速)完全相同的条件下进行试验,因此推荐使用以下步骤:

——在选定的转轮叶片安放角下按测得的足够数量的工况点作出三维曲线(三维特性曲线) $\eta_{hM} \cdot (E_{nD}, Q_{nD})$ 或 $\eta_{hM} \cdot (n_{ED}, Q_{ED})$;

——在三维曲线上作切面,以得出规定能量系数或速度因数(国内习惯采用单位转速)下的水力效率。以此法,可如图 42 得出协联工况时的 $\eta_{hM} \cdot$ 值。

如果保证值是基于年发电量得出的,则作出三维特性曲线是必须的。

对各个 E_{nsp} (或 n_{EDsp}), 由得出的 $\eta_{hM} \cdot$ 值按上述步骤之一便可计算出转轮机械功率系数 $P_{nD} \cdot$ (或 $P_{ED} \cdot$ 因数) 曲线以便与模型保证值进行比较。

11.2.3.4 双调节水泵(图 43)

保证效率及保证流量通常是在一种规定转速和规定的水力比能范围内给定。因此,需在模型试验中得到足够数量的点或曲线以覆盖其保证范围。

12) 为得出最佳光滑曲线,可见 GB/T 15613.1—2008 附录 H。

13) 模型和原型的最佳协联关系 (α, β) 只是大致相同(见第 7 章)。

其步骤与双调节水轮机是相同的(见 11.2.3.3)。图 43 中示出了在保持 E_{nD} 为常数($=E_{nDsp}$)条件下为双调节水泵作出的性能曲线。

对各个 E_{nDsp} (或 n_{EDsp}), 由得出的 η_{hM} 值按上述步骤之一便计算出转轮机械功率系数 P_{nD} (或 P_{ED} 因数) 曲线以便与模型保证值进行比较。

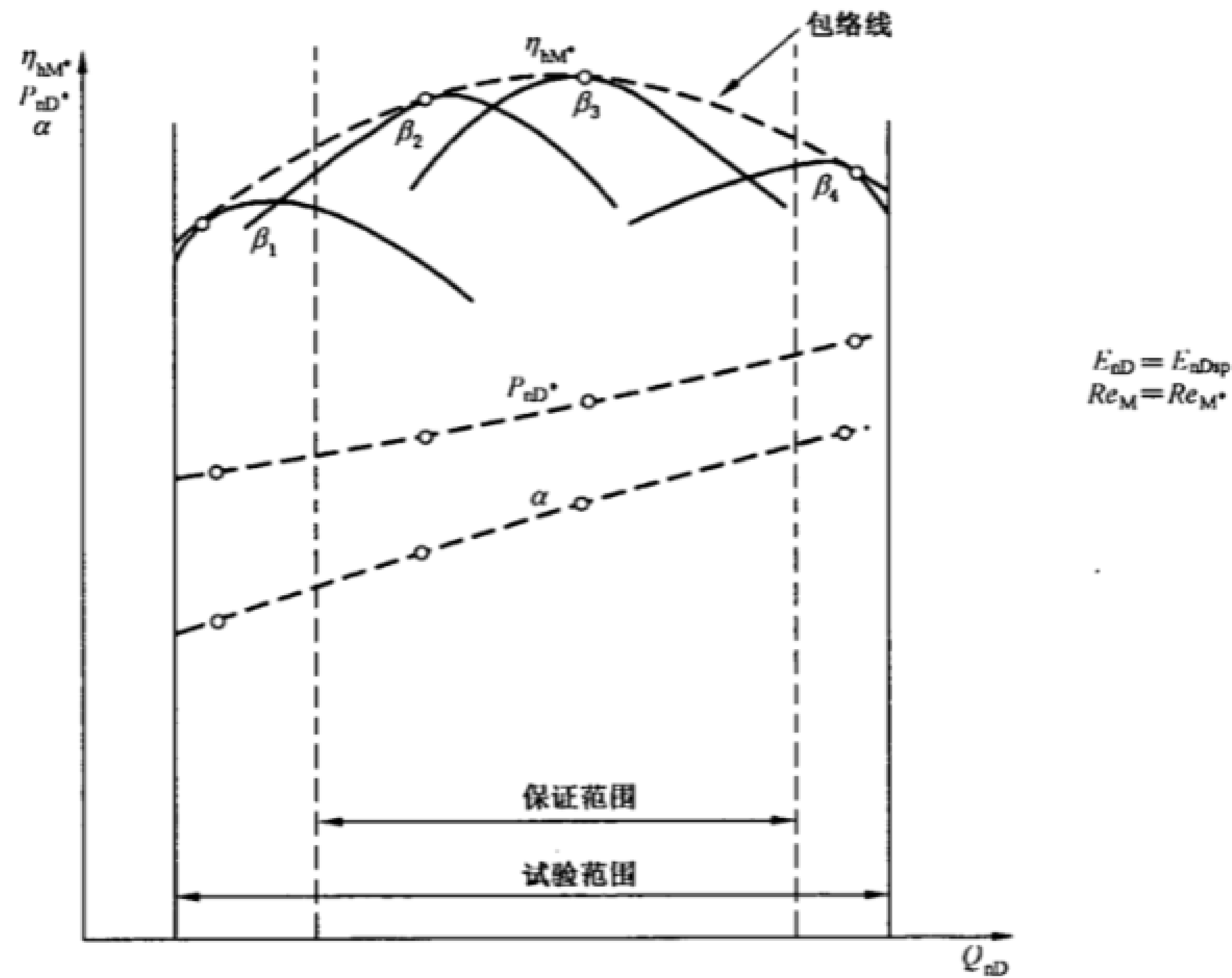


图 43 双调节水泵 E_{nD} 为常数时的性能曲线

11.2.3.5 无调节水轮机(图 44)

保证效率通常是在一种规定转速和规定的水力比能范围内给出。这里只有一个独立变量 E_{nD} (或 Q_{nD}) 或 n_{ED} (或 Q_{ED}) 见表 1。

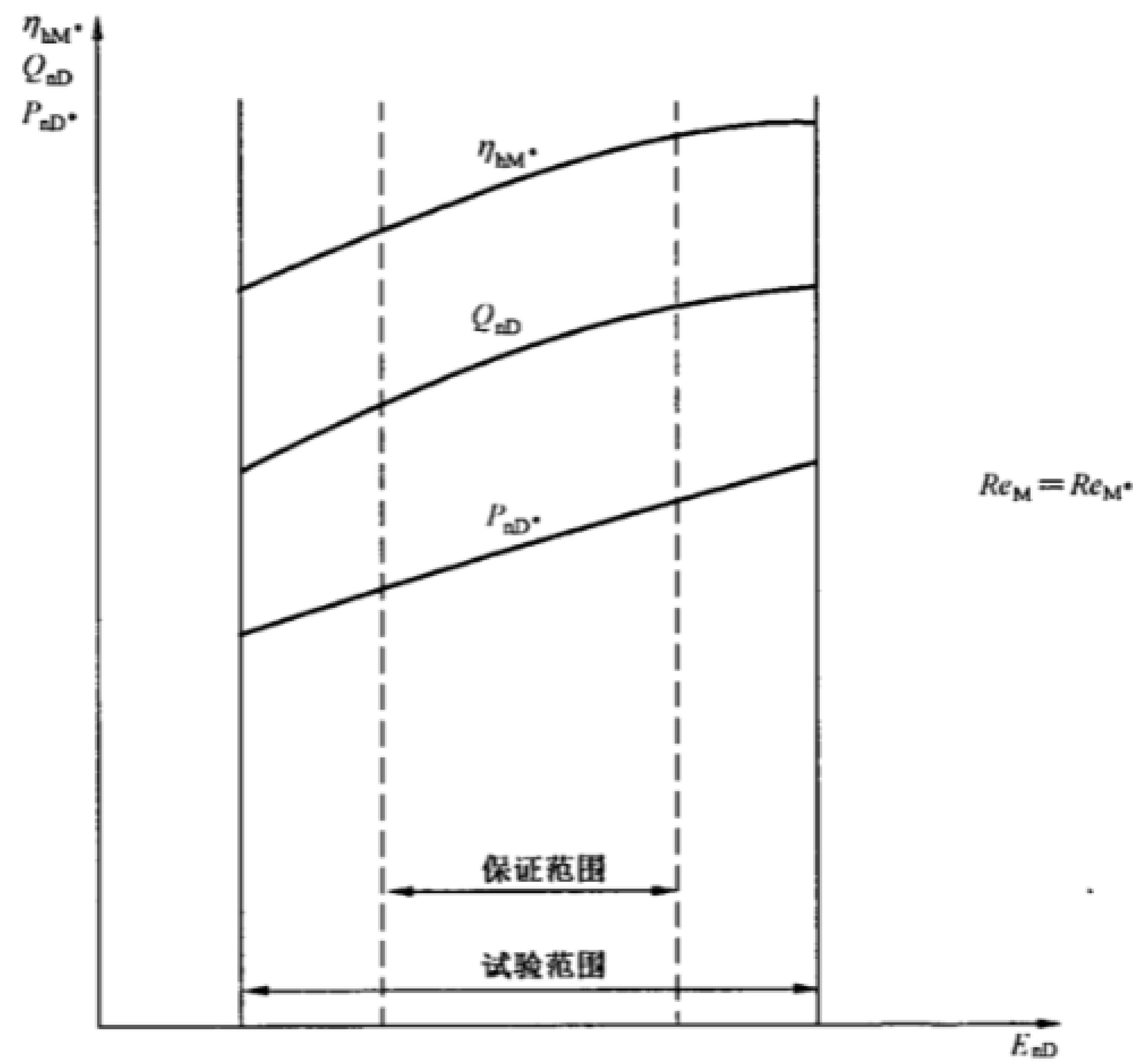


图 44 无调节水轮机 性能曲线

性能曲线¹⁴⁾包括转轮机械功率系数 P_{nD} 或功率因数(国内习惯采用单位出力) P_{ED} 经由水力效率 η_{hM} 算出,见图 44,其值可直接与模型保证值进行比较。

11.2.3.6 无调节水泵(图 45)

保证效率和流量通常是在一种规定转速和规定的水力比能范围内给出,这里只有一个独立变量 E_{nD} (或 Q_{nD})。

性能曲线¹⁵⁾包括转轮机械功率系数 P_{nD} 经由水力效率 η_{hM} 算出,见图 45,其值可直接与模型保证值进行比较。

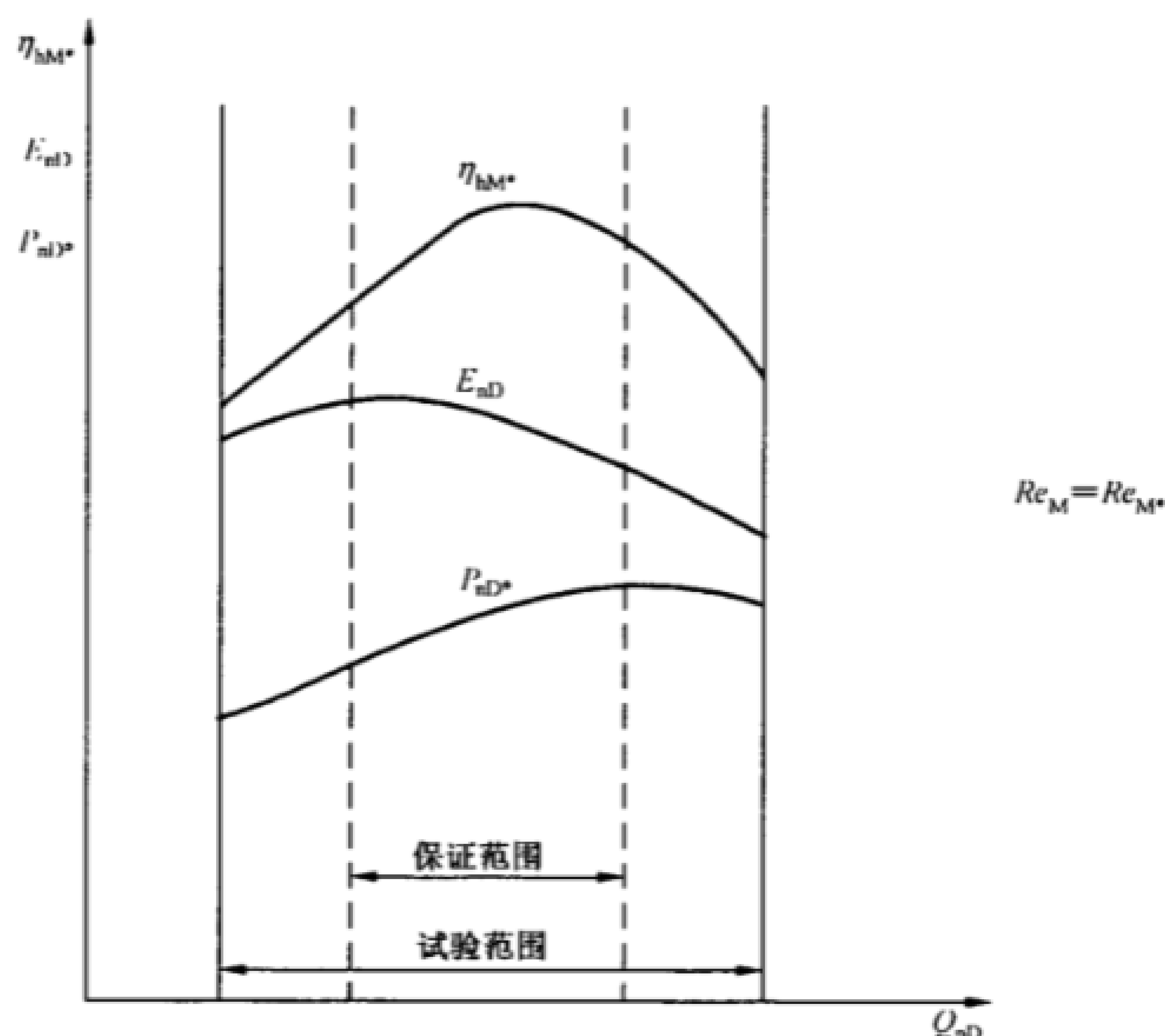


图 45 无调节水泵:性能曲线

11.2.3.7 空化对模型功率、流量和/或水力比能的影响

建议核实由空化系数(或空化系数)表征的空化现象对模型性能的影响¹⁶⁾。在 GB/T 15613.1—2008 中 5.3.3.3.5 及 5.3.3.3.6 中阐述了试验步骤。

如果在这些试验中发现在保证范围内存在这种影响,图 46 中阐述了对在 $\sigma_M > \sigma_{pl}$ 条件下测得的效率曲线在许多商定的工况点下的修正步骤。空化在 σ_{pl} 条件下对效率和流量的影响将增加到 $\sigma_M > \sigma_{pl}$ 条件下测得的性能曲线之上。用于与保证值进行比较的水力性能值应是考虑了在电站条件下空化影响后的数值(如果有的话)。

图 47 中示出了 P_{ED} , Q_{ED} 及 η_{hM} 曲线,这是针对混流式水轮机或水泵水轮机的水轮机工况中一个测点用改变空化系数下作出的;图 48 中的曲线是相对于模型水泵或水泵水轮机的水泵工况而言的,在后者情况下, Q_{ED} 曲线已用 E_{nD} 曲线来替代,因为这更适合于水泵性能。在水泵情况下,用 σ_{nD} 替代 σ ,这是由于 E 在空化试验时是变量¹⁷⁾。

14) 为得出最佳光滑曲线,可见 GB/T 15613.1—2008 附录 H。

15) 为得出最佳光滑曲线,见 GB/T 15613.1—2008 附录 H。

16) NPSE 及 σ 值在模型的低压基准断面 2 处定出(见 3.3.6.5 及 GB/T 15613.1—2008 中 5.3.6.6)。由于只有电站出口渠道中的自由水位通常是已知的。当计算保证性能的工况点时,考虑经水位和断面之间的水力比能的损失是必要的。当在水泵条件下在其出口渠道中的自由水面能在很靠近断面 2 处测量时,其水泵进口损失可忽略不计,断面 2 处的水力比能设定为其相应的吸入高程。在其他情况下,需由双方商定。

17) 就水泵情况而言,保持 E_{nD} 接近等值可能也是有益的,如图 47 所示。

模型上测得的空化系数按 11.2.5.3 给出的公式转化成原型的 $NPSE_P$ 。
当保证值是按原型给出时,空化对比尺效应公式的影响见 11.2.4.2。

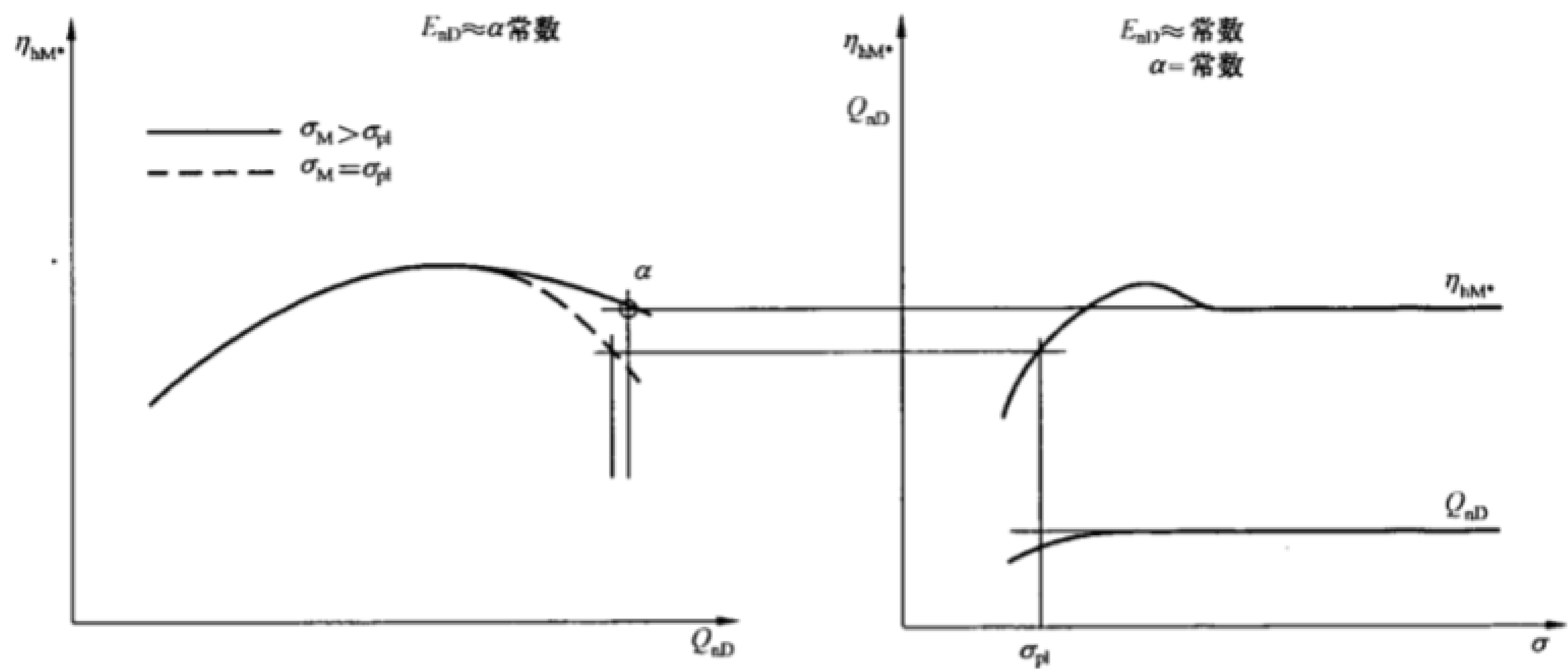


图 46 为考虑空化影响而进行的效率曲线修正(如超负荷运行时的贯流式机械)

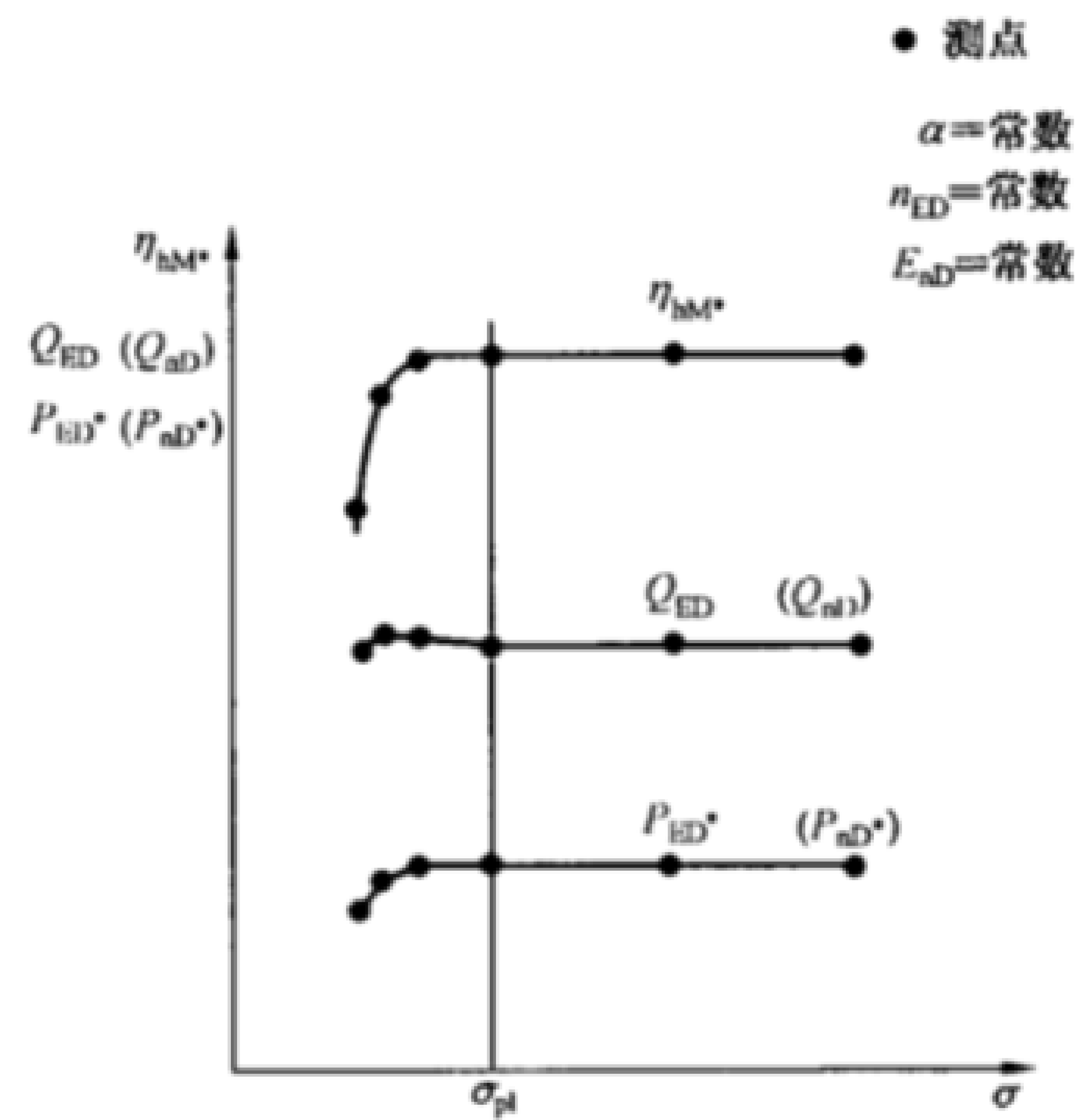


图 47 混流式模型水轮机的空化曲线

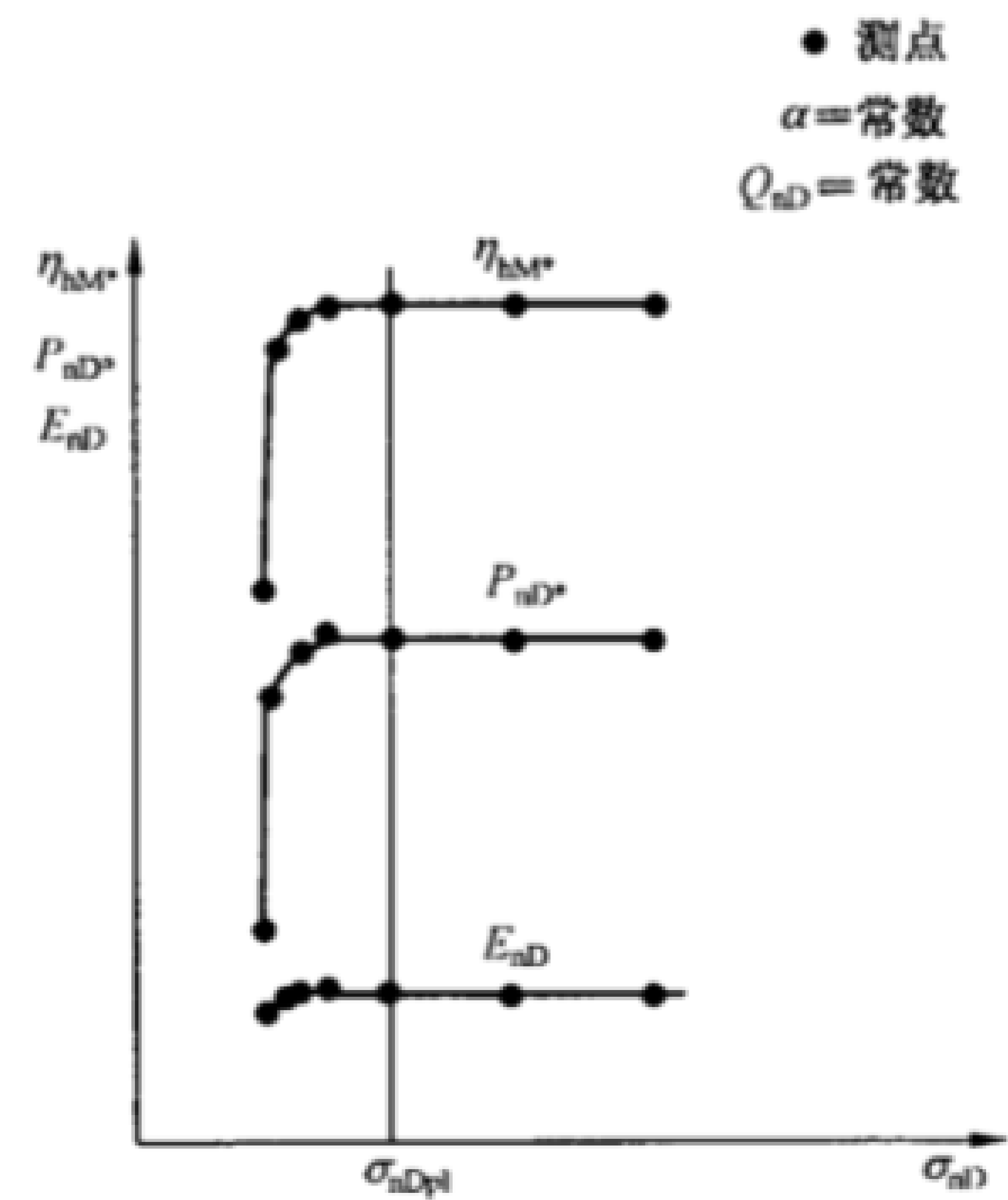


图 48 模型水泵的空化曲线

11.2.4 原型性能的计算

11.2.4.1 效率换算

对于反击式机械,若保证值是针对原型的,则在不同雷诺数 Re_M 条件下测得的模型效率 η_{hM} 采用下述公式换至原型雷诺数:

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

Re_{ref} 值及计算 δ_{ref} 的公式见 11.2.2a)。

若模型水力效率已在雷诺数为常数的条件下测得,或已换算至雷诺数为常数 Re_{Msp} 的条件下,则在保证效率的运行范围内 $\Delta\eta_h$ 为一常数,这是由于通常遇到的情况是 n_P 为常数,其相应的雷诺数 Re_P 也为常数(见 GB/T 15613.1—2008 图 F.3)。

若模型水力效率已在不同的雷诺数条件下测得,则 $\Delta\eta_h$ 值应对各测点考虑其相应的 Re_M 后计算得出(见 GB/T 15613.1—2008 图 F.4)。

对于冲击式水轮机, $(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P}$ 可按 GB/T 15613.1—2008 附录 K 进行计算,其前提是双方在合同上已商定要考虑比尺效应对效率的影响。

涉及原型主要水力性能的其他数据(流量、水力比能和转轮/叶轮机械功率)按 11.2.5 公式得出,原型转轮/叶轮机械功率计算时要考虑水力效率的比尺效应。

原型性能曲线的绘制步骤¹⁸⁾ 以及与原型保证值进行比较曲线的确定与模型上得出保证值的确定步骤是相同的(见 11.2.3)。

11.2.4.2 空化对效率比尺效应公式的影响

鉴于尚未有关于在空化条件下比尺效应方面有科学基础的理论,通常商定当 σ 值处于空化对性能无影响时,在无空化条件下计算得出的比尺效应就可以采用。

按照惯例,若由于空化系数的减小引起的水力效率的增减若不超过 0.5%,则比尺效应还可继续采用,除非另有协定(见图 49)。

当效率的增减超过 0.5% 时,模型和原型之间的关系不易确定,合同双方需事先就此关系达成一致意见。

以 σ_{pl} 下的 η_{hP} , Q_P , E_P 值确定 P_{mP} 值。

对于大型贯流式机组,若弗劳德相似准则不能满足(见 GB/T 15613.1—2008 中 5.3.1.5.1),从模型转换到原型时空化特性的比尺效应方法中应考虑空化在垂直方向的分布,作为示例,见 GB/T 15613.1—2008 参考文献[17]。

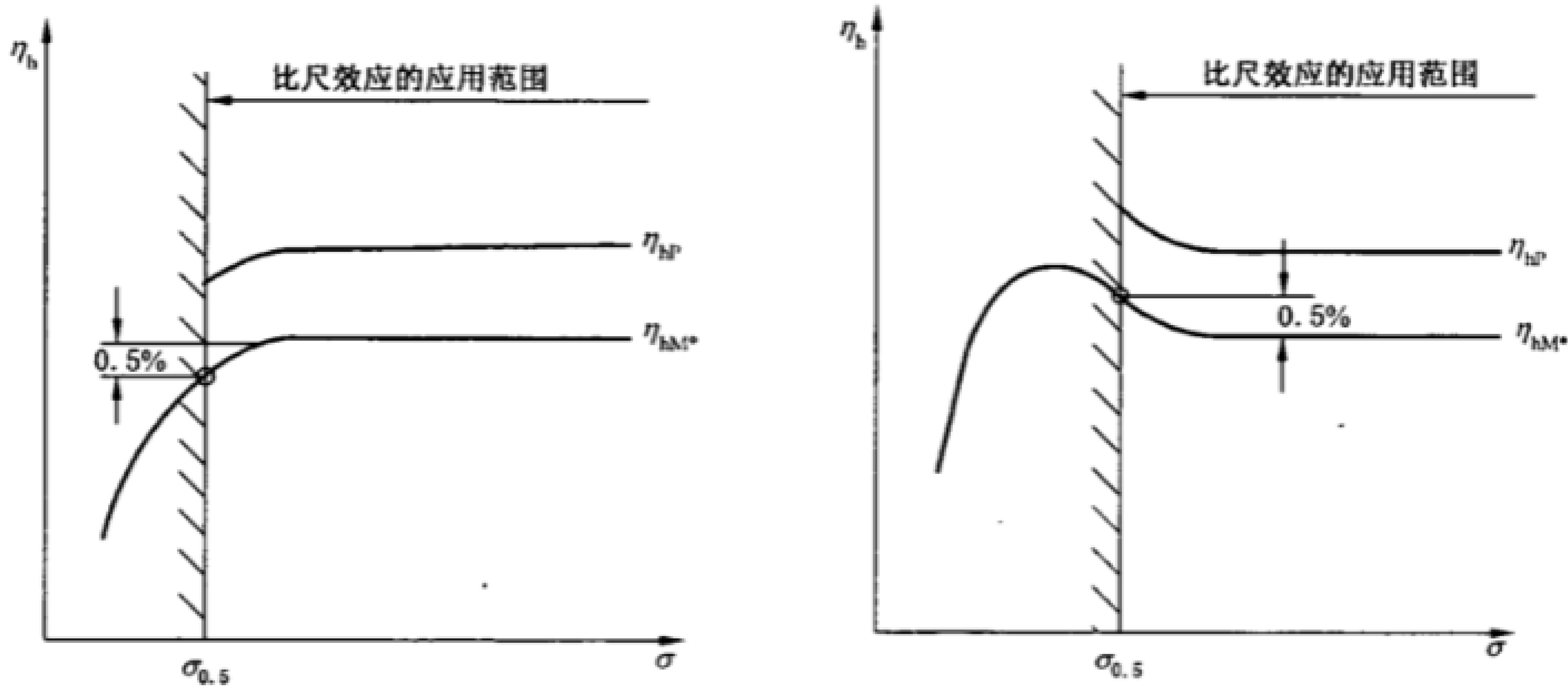


图 49 混流式模型水轮机:空化曲线:比尺效应公式应用界限的示例

18) 为得出最佳光滑曲线,见 GB/T 15613.1—2008 附录 H。

11.2.5 原型在效率保证范围内的性能计算公式

模型试验数据为几何相似的原型运行于水力相似条件下提供了各工况点的流量 Q_{1P} 、水力比能 E_P 及转轮/叶轮的机械功率 P_{mP} ，采用的是下列公式。

11.2.5.1 反击式水轮机

由于雷诺数影响对水力效率的比尺效应在转轮/叶轮机械功率中要考虑¹⁹⁾。由于对流量和水力比能的比尺效应并没有显出一致性的趋向，故设定只有效率和功率(由于效率的增高)受到比尺效应的影响²⁰⁾。

可采用两种步骤：

a) 从模型测得的数据进行直接计算：

$$\eta_{hP} = \eta_{hM} + (\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P}$$

式中 $(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P}$ 按 11.2.4.1 中的公式算出。

$$Q_{1P} = Q_{1M} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{0.5} = Q_{1M} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^3 \frac{n_P}{n_M}$$

$$E_P = E_M \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^2$$

对水轮机：

$$P_{mP} = \rho_{1P} Q_{1P} E_P \eta_{hP} = P_{mM} \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{1.5} \frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} = P_{mM} \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^5 \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^3 \frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}}$$

其中

$$P_{mM} = \rho_{1M} Q_{1M} E_M \eta_{hM}$$

对水泵：

$$P_{mP} = \frac{\rho_{1P} Q_{1P} E_P}{\eta_{hP}} = P_{mM} \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{1.5} \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}} = P_{mM} \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^5 \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^3 \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}}$$

其中

$$P_{mM} = \frac{\rho_{1M} Q_{1M} E_M}{\eta_{hM}}$$

b) 按无量纲因数(或系数)从模型测得的数据进行计算

$$\eta_{hP} = \eta_{hM} + (\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P}$$

$$Q_{1P} = Q_{ED} D_P^2 E_P^{0.5} = Q_{nD} D_P^3 n_P$$

$$E_P = \frac{1}{n_{ED}^2} D_P^2 n_P^2 = E_{nD} D_P^2 n_P^2$$

对水轮机：

$$P_{mP} = P_{ED} \rho_{1P} D_P^2 E_P^{1.5} \frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} = P_{nD} \rho_{1P} D_P^5 n_P^3 \frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}}$$

对水泵：

$$P_{mP} = P_{ED} \rho_{1P} D_P^2 E_P^{1.5} \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}} = P_{nD} \rho_{1P} D_P^5 n_P^3 \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}}$$

上述公式也能应用于当模型测得的水力效率是在雷诺数为常数下的值(η_{hM}) (见 11.1)。

11.2.5.2 冲击式水轮机(水斗式)

在下列条件下应用 11.2.5.1 中的公式：

19) 对于低水力比能下运行的轴流式水轮机，当运行于远离其最优工况时，有些测量结果表明其功率值与按本部分计算所得的值是不同的。

20) 有时，原型试验中 $Q_{1P} = f(E_P)$ 曲线以及相应的 $P_{mP} = f(E_P)$ 曲线与相应的模型曲线相比出现漂移效应。对 $Q_{1P} = f(E_P)$ 的漂移效应必须在确定水泵最大机械功率时加以考虑，在 JMSE S008 标准[18]中给出了一种可能的考虑方法。这里应用了以下公式：

$$P_{mP} = P_{mM} \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^3 \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^5$$

——若不考虑比尺效应,即设定 $\eta_{hP} = \eta_{hM}$;

——若合同中商定考虑比尺效应,这样 $(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P}$ 可按 GB/T 15613.1—2008 附录 K 计算。

11.2.5.3 原型 $NPSE_P$ 的计算公式

原型的净正吸入高程按下式之一进行计算:

$$NPSE_P = \sigma \cdot E_P = \sigma_{nD} \cdot n_P^2 D_P^2$$

11.3 稳态飞逸转速及流量的计算

11.3.1 模型稳态飞逸曲线的确定

在接近飞逸运行的范围内,雷诺数的比尺效应设定为 0,空化系数对飞逸转速的影响可能很显著(见 11.3.2)。

在单调节模型条件下,对各工况点记录一系列 $T_{mM} = 0$ 时的模型稳态飞逸转速和流量的物理量的读数和/或记录(见 GB/T 15613.1—2008 中 5.3.3.3.7)。

随后计算出 E_M, Q_{IM}, n_M 和 $NPSE_M$ 的平均值,最后由 3.3.12 的公式导出 $n_{ED,R}$ 和 $Q_{ED,R}$ (或 $E_{nD,R}$ 和 $Q_{nD,R}$)。

飞逸曲线²¹⁾要在不同开度 α 或 s 下作出,以获得最高稳态飞逸 $n_{ED,Rmax}$ 和流量 $Q_{ED,Rmax}$,见图 50。

在双调节模型条件下,飞逸曲线通常是针对各个转轮/叶轮安放角 β 下作出的。由这些曲线的包络线确定出最高飞逸转速和流量(见图 54 和图 55)。

在无调节模型条件下,采用无量纲因数或系数时飞逸曲线缩为一点。

飞逸试验应在涵盖所有应保证范围内改变导叶开度、转轮/叶轮叶片安放角和喷针行程下进行。

在水斗式水轮机条件下,确定最高飞逸转速时要考虑喷嘴数的影响(见图 51)。

如果在试验中,无法满足 $T_{mM} = 0$,可通过插值曲线确定飞逸工况。

11.3.2 空化对稳态飞逸转速和流量的影响

建议空化系数对模型性能的影响也应在飞逸条件进行验证。GB/T 15613.1—2008 中 5.3.3.3.7 中详细阐明了试验步骤。

图 53 中示出了空化对中比速混流式水轮机在导叶开口 α_{max} 时的影响。

空化对转桨式水轮机模型的飞逸曲线有较大影响。图 54 中示出了在不同导叶开度 α 和不同转轮叶片安放角 β 下的空化曲线 $n_{ED,R}$ 和 $Q_{ED,R}$ 。相同现象示于图 55,图中示出了在高 σ 值和 $\sigma = \sigma_{pl}$ 时的 $n_{ED,R}$ ($Q_{ED,R}$) 曲线。

通常利用 11.2.5.3 中给出的公式将从模型测得的空化系数或空化系数换算到原型的 $NPSE_P$ 。

在大型贯流式水轮机中,如果无法满足弗劳德模拟(见 GB/T 15613.1—2008 中 5.3.1.5.1),将模型空化特性换算到原型的一种方便方法应是考虑其空化随垂直方向的分布,见 GB/T 15613.1—2008 中所列的参考文献[19]中的示例。

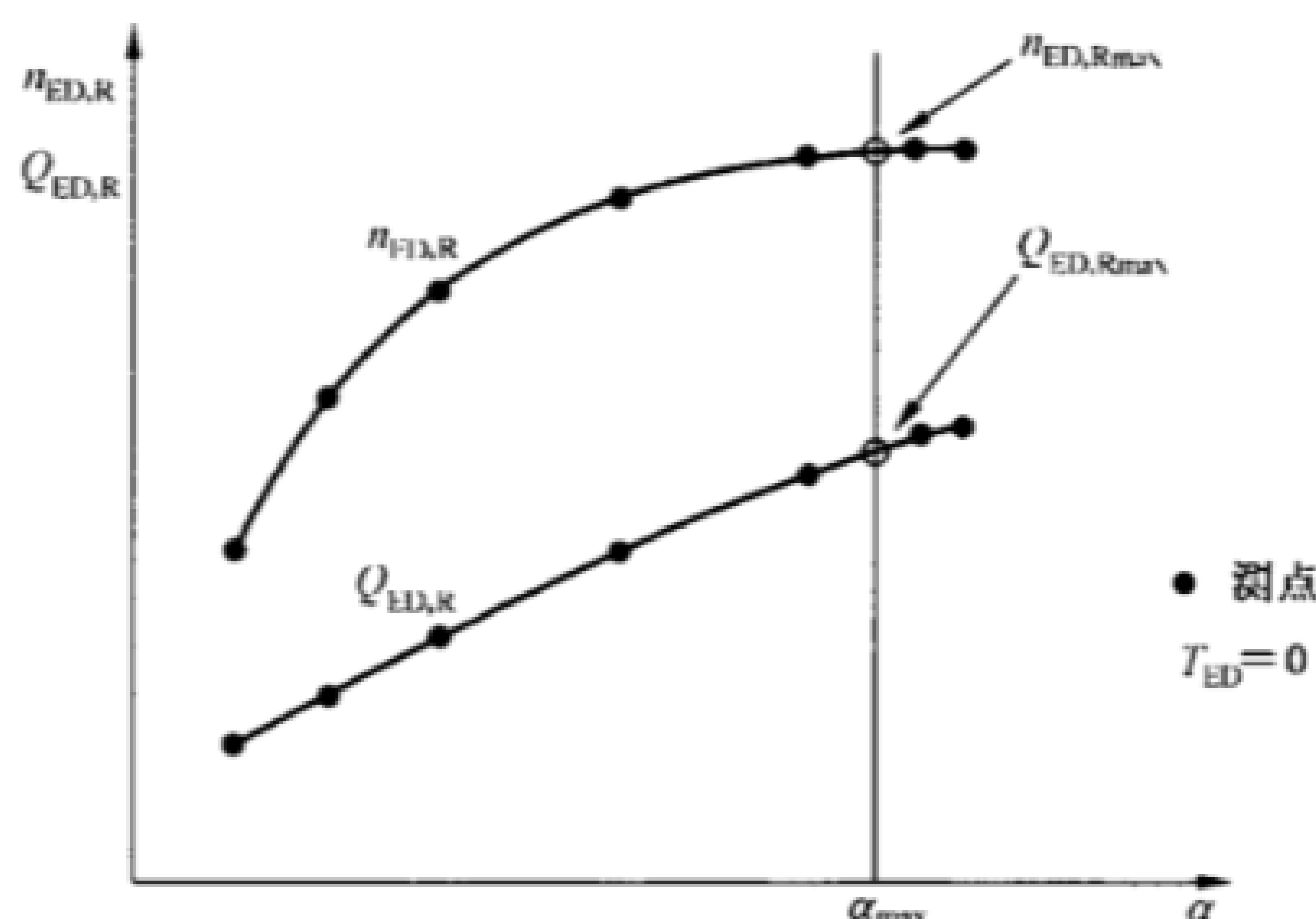


图 50 单调节水轮机(混流式)的飞逸曲线

21) 在水泵条件下,飞逸转速和流量通常称之为反向飞逸转速和反向飞逸流量。

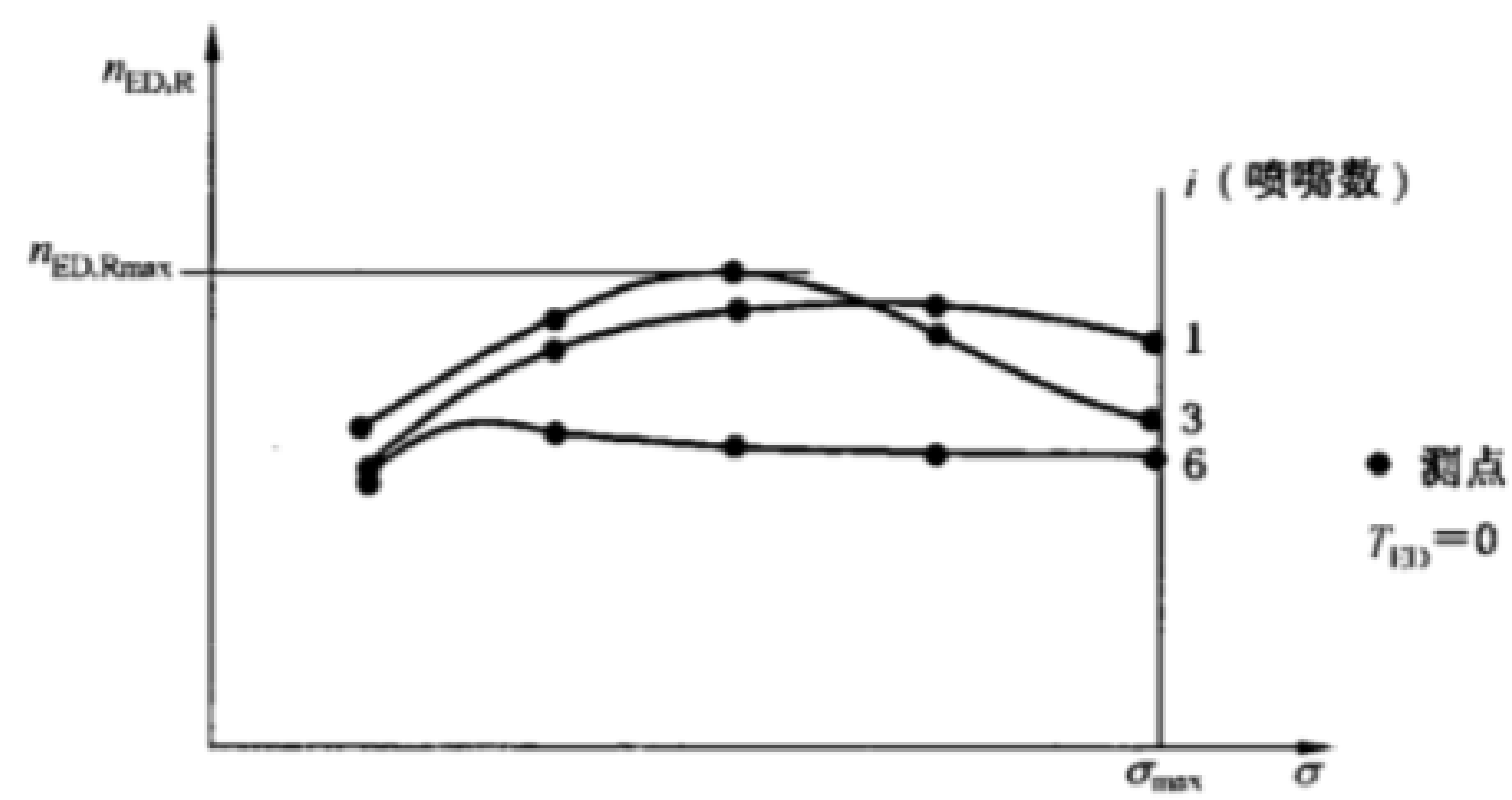


图 51 单调节水轮机(六喷嘴水斗式)的飞逸曲线

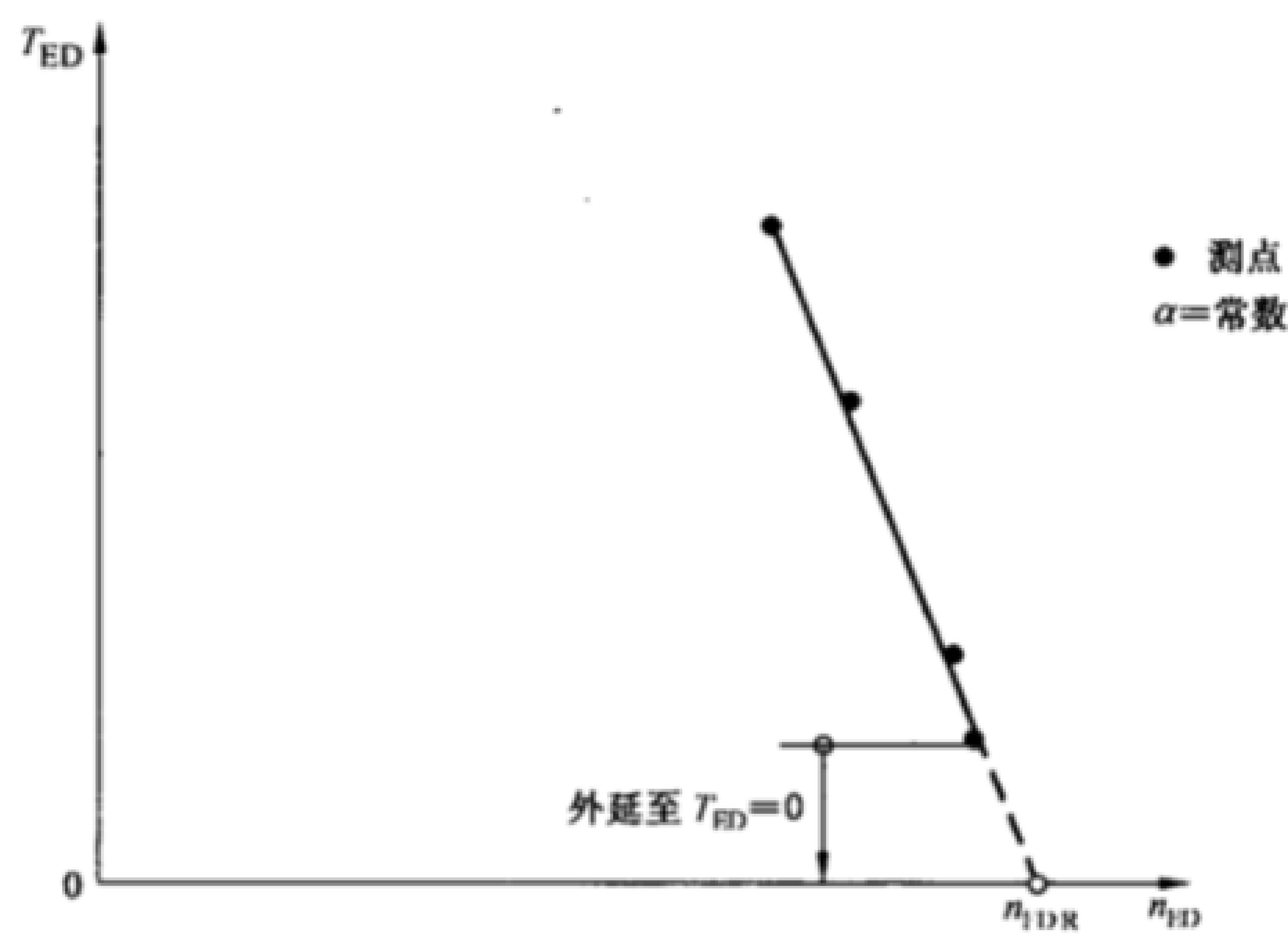


图 52 用外延法确定飞逸转速 单调节水轮机(混流式)的示例

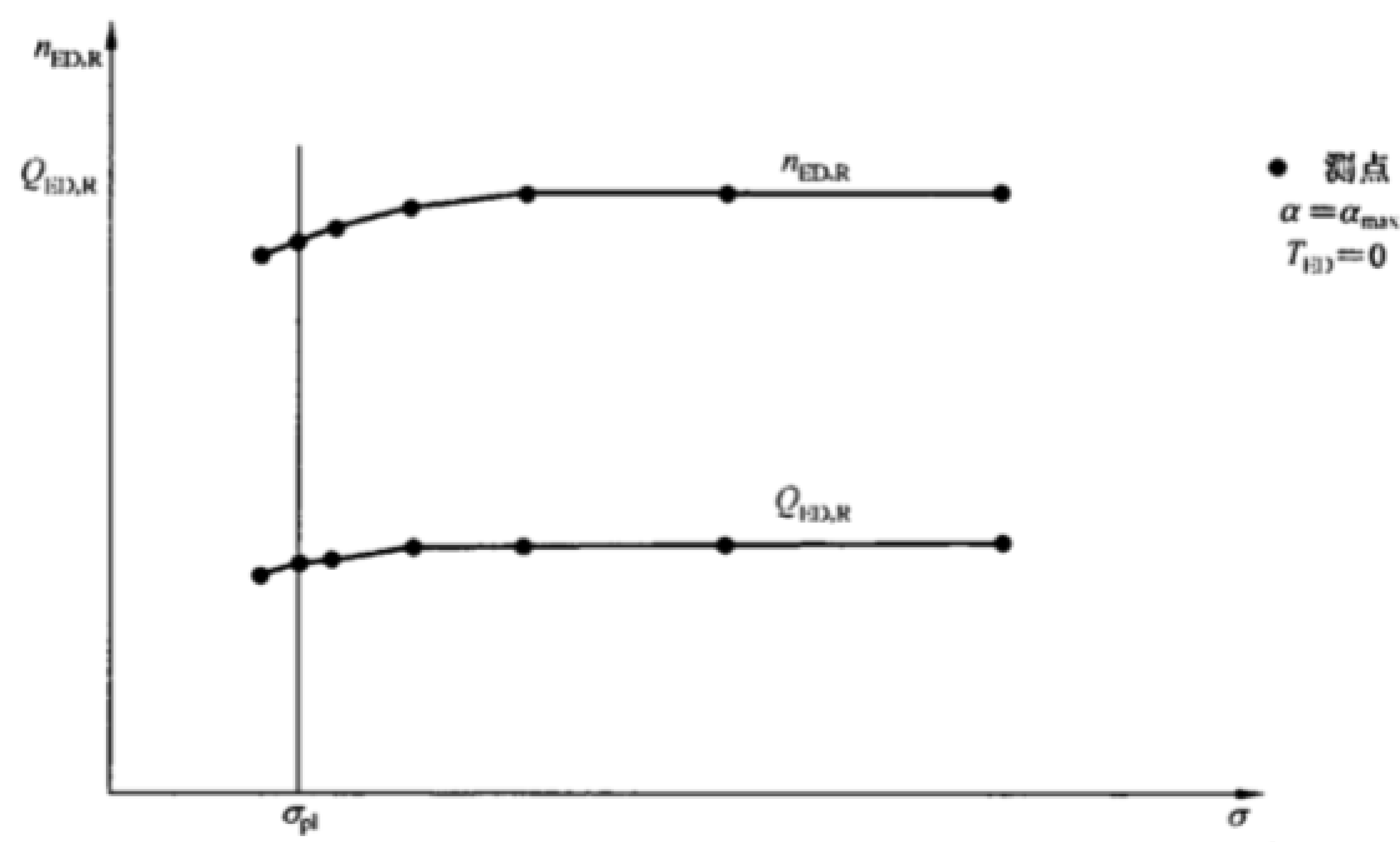


图 53 单调节水轮机(混流式)条件下空化系数对飞逸转速及流量的影响

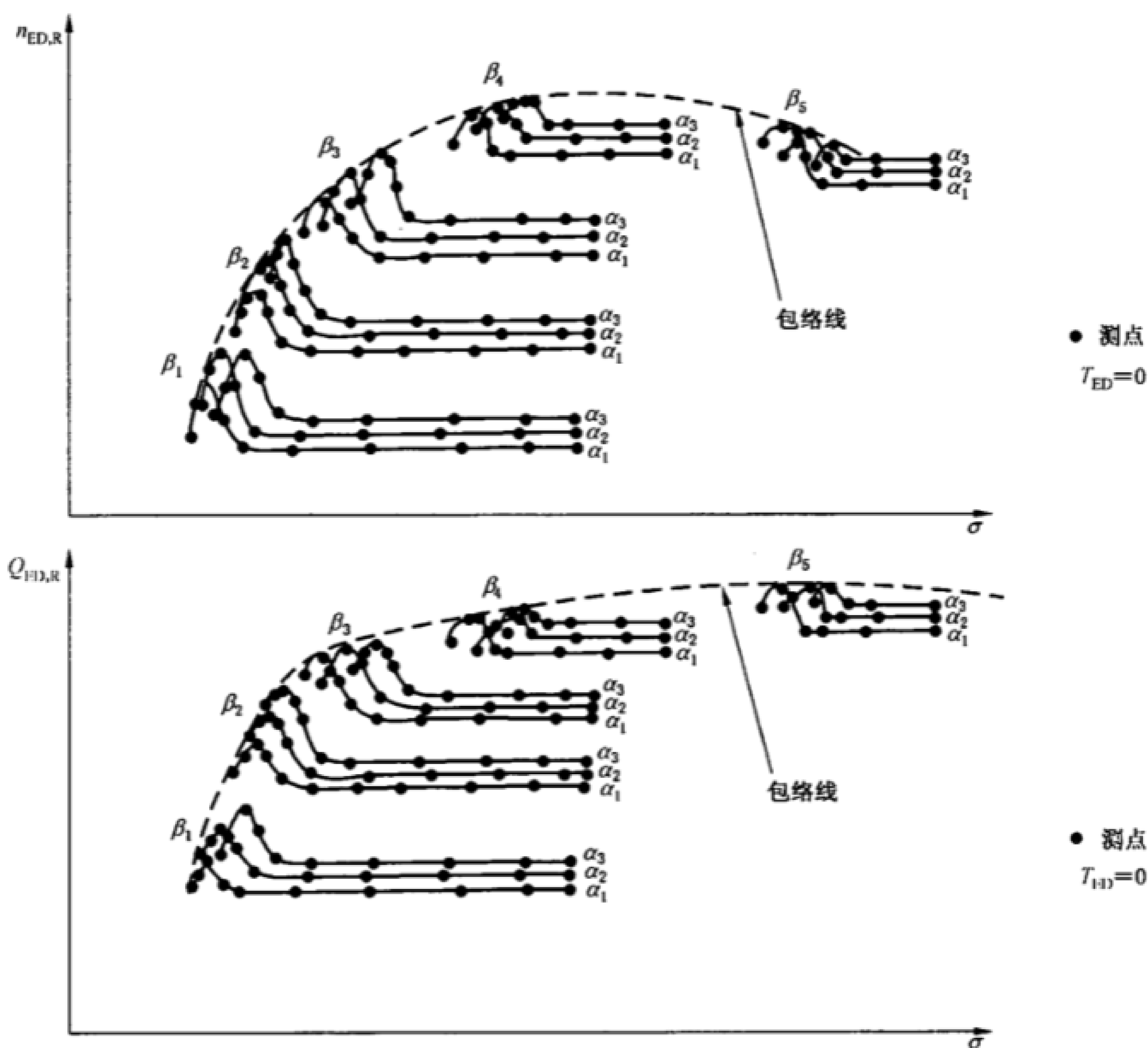


图 54 双调节水轮机(转桨式)条件下空化系数对飞逸转速和流量的影响

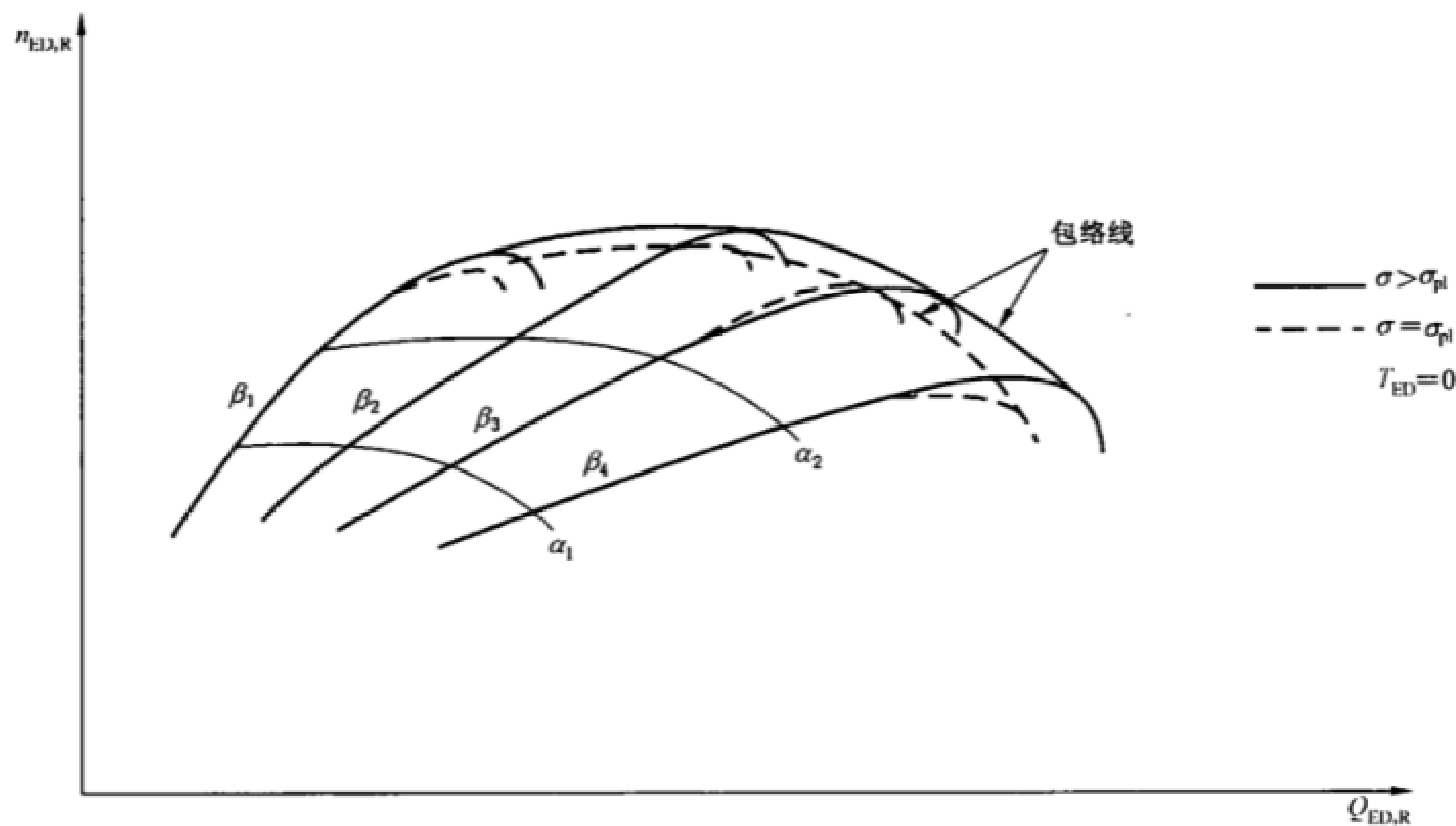


图 55 双调节水轮机(转桨式)条件下空化系数对非协联工况飞逸曲线的影响

11.3.3 原型稳态飞逸转速曲线的换算

如果已经给出了原型的飞逸保证,这里通常不考虑比例影响:这就意味着在临近飞逸工况范围内, $P_{ED,M}=P_{ED,P}$ 。原型的飞逸数据,是在 σ_{pl} 下得出的模型试验结果基于相似法则的公式计算得出的(见 11.3.4);由此就可以确定出最大飞逸转速和飞逸流量点。如有需要,可考虑因机组推力轴承、导轴承与主轴密封的摩擦损失以及电机的风损,除非另有协定,详见 GB/T 15613.1—2008 附录 G。

11.3.4 原型飞逸特性的换算公式

有两种程式可行:

a) 从模型测得的数据直接计算

$$n_{R,P} = n_{R,M} \frac{D_M}{D_P} \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{0.5} \quad Q_{I,RP} = Q_{I,RM} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{0.5}$$

公式

$$P_{mP} = P_{mM} \frac{\rho_{IP}}{\rho_{IM}} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{1.5}$$

用来绘制 $P_{mP}(n_p)$ 曲线,其中必须要考虑轴承与主轴密封的摩擦损失及风损(见 GB/T 15613.1—2008 附录 G)。

b) 用模型测得的数据中计算得出的无量纲因数(系数)进行计算:

$$n_{R,P} = n_{ED,R} \frac{E_P^{0.5}}{D_P} \quad Q_{I,RP} = Q_{ED,R} D_P^2 E_P^{0.5}$$

公式

$$P_{mP} = P_{ED} \cdot \rho_{IP} \cdot D_P^2 \cdot E_P^{1.5}$$

用来绘制 $P_{mP}(n_p)$ 曲线,其中必须要考虑轴承与主轴密封的摩擦损失及风损(见 GB/T 15613.1—2008 附录 G)。

对于 $NPSE_P$ 的计算,见 11.2.5.3。

12 误差分析

12.1 基本原理(见 ISO 5168:1978)

从在模型试验上的测量开始,应该分析由不同原因引起的误差,并确定相应的不确定度。

12.1.1 误差的定义

测量中的误差是指测量值与真实值间的数量差值。

物理量的测量永远离不开由系统及随机误差引起的不确定度。

因为系统误差是由于测量仪器的特性、安装及运行的环境而产生,所以,重复测量并不能使它减小。然而,随机误差却可以通过多次测量而减小,这是因为 n 次独立测量均值的随机误差要比单次测量的随机误差小 \sqrt{n} 倍(见 GB/T 15613.1—2008 附录 L)。

12.1.2 不确定度的定义

对于测量值的真实值,用一个恰当的高概率,可预期真实值在此范围之内,该范围就称为测量的不确定度。作为本部分的目标,所使用的概率应为 95% 的置信度。

测量值 X 的不确定度可由绝对值 e_X 或相对值 $f_X = e_X/X$ 来表示。

12.1.3 误差的种类

要考虑三种类型的误差:

——乱真误差(见 12.1.3.1);

——随机误差(见 12.1.3.2);

——系统误差(见 12.1.3.3)。

12.1.3.1 乱真误差

这里是指可使测量失效的误差,如人为误差及仪器故障。例如:在录入数据时的数据错位或在水流到压力计的流道内有气腔存在。必须要剔除这类误差,并且不能混入任何的统计分析中去。如果误差不是很大还不能使结果明显失效的话,那么该数据点就要重复测量或者使用一些判据来确定是否应该剔除该数据点(见 GB/T 15613.1—2008 中所列的参考文献[20])。

12.1.3.2 随机误差及其相关的不确定度

随机误差是由许多微小的、各自不相关的干扰而产生的,当给测量系统提供相同的输入量时,测量系统不能产生相同的读数(测量系统的重复性)。测量结果按概率偏离其平均值,因此,它们的分布通常随着测量次数的增加而接近于正态分布(高斯分布)。

随机误差受测量时的人为因素、测量次数及运行条件的影响。由仪器和运行条件的影响综合引起的随机误差,使试验结果中得出的读数分散。在给定的运行条件下点的重复测量便可通过统计学方法把不确定度的值与随机误差联系起来(见 12.2.2.1 和 GB/T 15613.1—2008 附录 L)。

当采样数(即测量的次数)少的时候,通过 Student's t 值的办法(见 GB/T 15613.1—2008 附录 L 所述),对在假定是正态分布的基础上的统计结果进行修正是必要的。Student's t 值乃是在给定置信度水平下在采样数减少、标准偏差增大时补偿不确定度的一个系数。

12.1.3.3 系统误差及其相关的不确定度

系统误差在相同的测量条件下总是有相同的量级和符号。因此,如果测量的装置和条件保持不变,增加测量次数并不能减小系统误差。

系统误差并不影响试验中的测量重复性。

在不改变测量的装置和条件下,不能通过试验方法估算与系统误差相关的不确定度。要证实主要的测量系统并得到系统误差的数量级,唯一的办法是在可利用的条件下,使用两组不同和测量系统来对每一个基本量进行测量。

另一种方法是在经验和考虑到装置的情况的基础上,进行主观判断。

如果此误差为一单一已知值,那么就应该在测量值中加上(或减去),这样在测量中就不再成为由于此种原因的系统不确定度了。

如果不知道测量装置的系统误差,但是却已给了其误差限值(精度等级已经规定),那么就可以假定该区间为该装置置信度优于 95% 的系统不确定度。

尽管如上所述系统误差与随机误差之间存在差别,但是系统误差中各成分的不确定度值的分布概率基本上是按高斯分布,并且传统采用的不确定度 f_s 的计算方法是对单个的系统不确定度进行均方根法。

12.1.4 总不确定度

测量中的总不确定度 f_t 是通过把系统的(f_s)与随机的(f_r)不确定度结合在一起而得到的(见 12.1.3.3 和 12.1.3.2)。它确定了一个范围,在该范围内可认为真实值有 95% 的概率,并且在该范围内的任何点都是等价有效的。

假定系统与随机不确定度有相同的概率分布类型,它们可以通过均方根法组合。12.2.2.4 解释了在模型试验中怎样确定总不确定度。

12.2 模型试验中不确定度的确定

12.2.1 误差源

表 3 列举了在模型试验中可能发生的误差的所有误差源。

GB/T 15613.1—2008 附录 J 的 J.1 中给出了在使用次级电器装置测量物理量时对误差源与系统不确定度的分析示例。

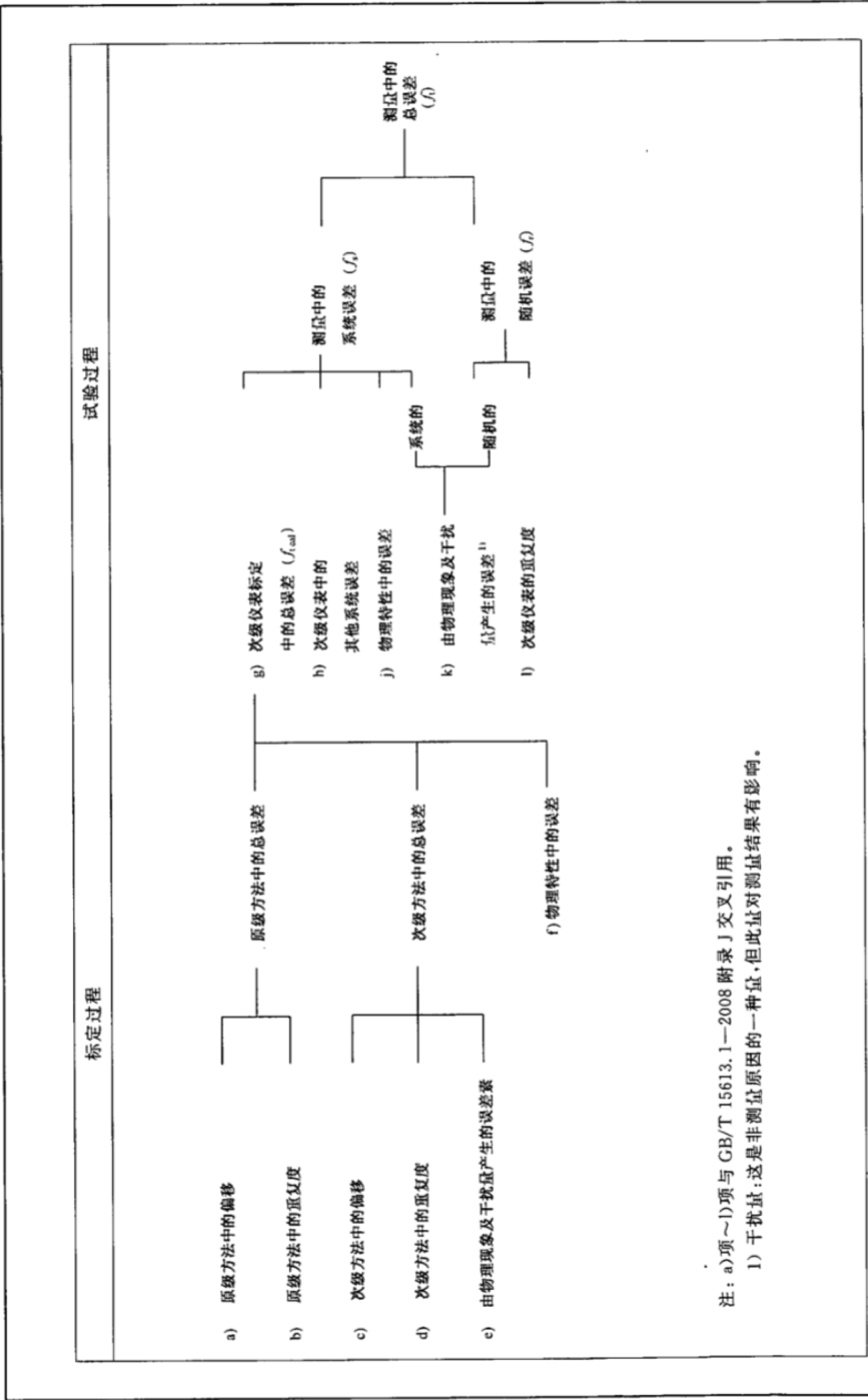
12.2.1.1 次级仪表标定过程中产生的误差

除了要除掉可能的乱真错误,在次级仪表标定中要产生系统误差和随机误差。原级方法和次级仪中的偏移²²⁾以及物理特性中的误差是系统误差,而原级方法和次级仪表的重复度则属于随机误差;由物理现象及干扰量产生的误差部分属于系统误差部分属于随机误差。

只要每个部分的不确定度(见表 3 和 GB/T 15613.1—2008 附录 J 的 J.1)都可以评估,那么次级仪表标定中的总不确定度就可以用均方根法将部分不确定度复合而得到。在工程中,如图 56 所示的标定结果可用于估算表 3 中 b)项到 e)项的误差。f)项通常可忽略,a)项(原级方法的偏差)应从更高层次的标定环节(原级方法的跟踪)中得到或由中立权威机构出具证明。

22) 偏移是指某测量仪表中误差的系统部分。

表 3 误差汇总表



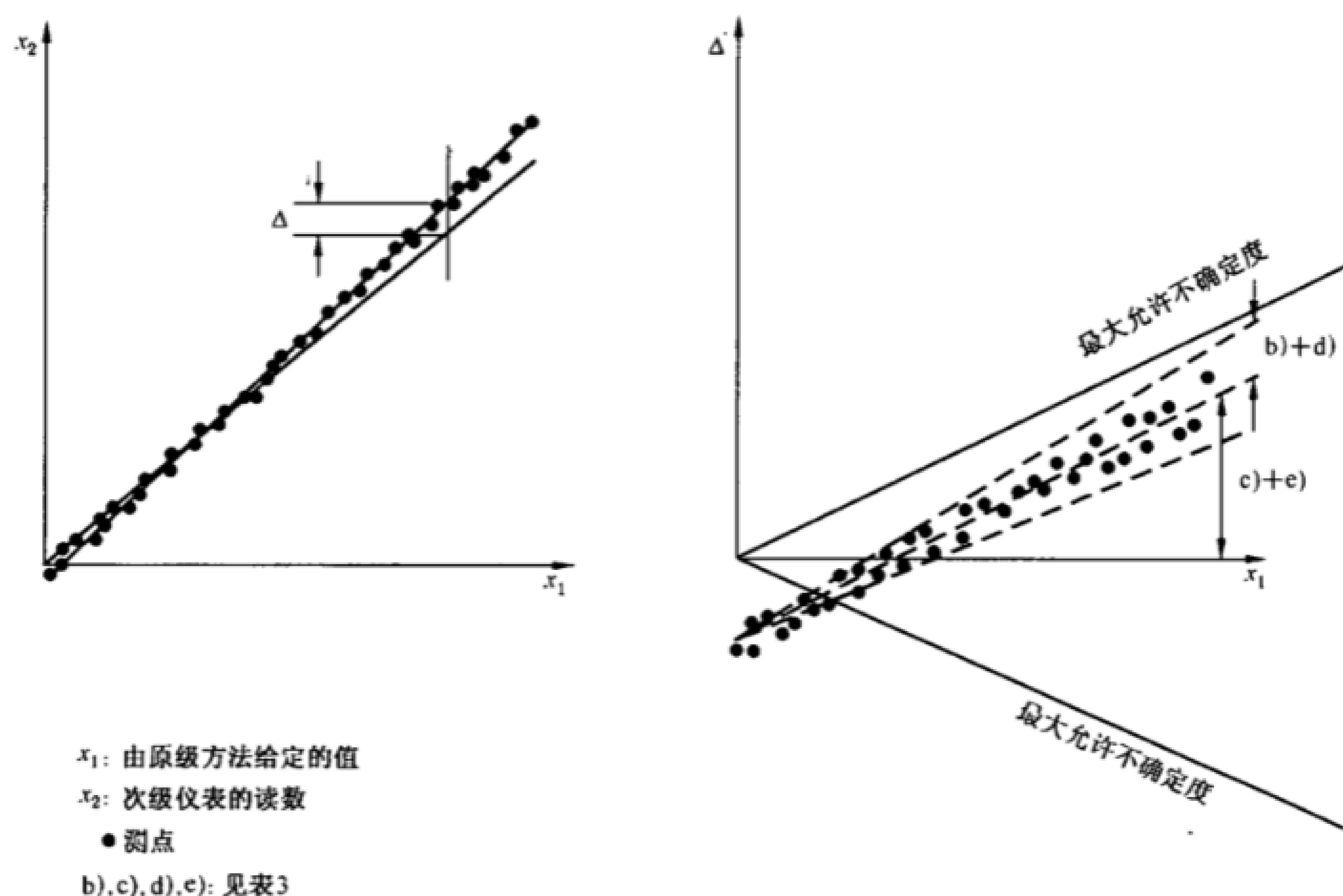


图 56 标定曲线的示例

12.2.1.2 试验过程中产生的误差

不管单个部分的性质如何,在 12.2.1.1 中所述的标定中测量量的总误差[g)项]当其标定结果用于随后的模型试验时就成为系统误差。

如果在标定和试验中测量条件(环境温度、供电电压和频率、流态、等等),保持在一个合理的范围内时,那么在试验中由于物理现象和干扰量产生的误差[k)项]就可以忽略。

由于在确定物理特性中的误差[j)项]很小,所以系统误差在很大程度上取决于标定方法的选择、测量仪表的特性及安装和运行的条件。例如,当所测量的断面上的速度分布不均时,从平均速度计算所得的动能值与其真实值不同(见 8.2.4)。

在试验过程中次级仪表又出现重复度[l)项]问题,从而产生了一个随机误差,如下 12.2.2.1 中所述。

12.2.2 不确定度的估算

12.2.2.1 与随机误差有关的不确定度

试验之前,双方应对各个属于保证的量商定最大允许的不确定度值 f_r ,在无此类协议时,接近最优处水力效率的最大随机误差的不确定度值应为 $(f_{rh})_r = \pm 0.1\%$ 。

在试验过程中运行范围内的随机误差的不确定度的实际值应在模型于稳定工况范围内的几个工况下(例如,在最高效率点附近)进行估算。对于每一测点,都要重复测量多次(例如,至少 5 次),以采用如 GB/T 15613.1—2008 附录 L 中所述的步骤)。

在这些检测的点中,如果观测到的随机误差的不确定度小于其事先商定值,则认为在整个保证运行范围内,随机误差的不确定度的最大允许值是满足的。即使在不稳定的工况点,其随机误差直接评估结

果要比规定值高。在不稳定工况条件下(例如混流式水轮机在部分负荷运行时),测量结果的分散度有很大增加;尽管如此,仍然可以接受这些较高值。

在这些检测的点中,如果有 5% 的点超过商定范围,那么就应对测量条件进行精确分析并且重复进行测量或重新商定一个随机误差产生的不确定度带。

12.2.2.2 与系统误差有关的不确定度

估算这个不确定度的第一步是确定能影响其量值的各种组成部分。第二步是界定各组成部分可允许的不确定度的界限。至少其中一部分可以通过统计分析来确定(示例见 ISO 5168:1978)。

测量中的系统误差主要由次级仪表标定中产生的系统误差及物理特性的误差得出。

考虑下述因素有助于估算系统误差(见表 3 和 GB/T 15613.1—2008 附录 J)。

- a) 如 12.2.1.2 所述,几乎所有的系统误差源都包含于次级仪表标定之中。在多数情况下,在试验中,可将一个量的测量中的系统不确定度等于次级仪表标定中的总不确定度,即 $f_s \cong f_{\text{cal}}$,但是要记住,在某些情况下需要考虑到其他的误差源。
- b) 根据所使用的测量方法及仪器,系统不确定度包括以下几部分:
 - 在标定前必须估算原级方法所固有的总不确定度 f_{i1} (见 12.2.1.1);
 - 不确定度 f_d 产生于:由次级仪表标定过程中产生随机误差和在不同时期进行数次标定时出现的分散度且其变化无一定倾向。例如,试验中得到的标定系数是用标准偏差 S_c 表征的 n 次标定的平均值,那么这个组成部分的不确定度等于:

$$f_d = \pm \frac{tS_c}{\sqrt{n}}$$

其中 t 是 $(n-1)$ 自由度时的 Student's 系数(见 GB/T 15613.1—2008 中表 L.2);

- 次级仪表中的偏移以及由于物理现象和干扰量产生的不确定度均包含在标定中,所出现的残余不确定度在应用中通常可忽略;
- 如果物理特性的误差存在的话,则会很小;例如,水的密度的不确定度 f_p 要低于 $\pm 0.05\%$;
- 在确定标定曲线的回归过程中会产生一个附加不确定度,虽然这个不确定度可参考 ISO 7066 估算,但按惯例通常假定为 $\pm 0.05\%$ 。

- c) 用次级方法测量时测量中的系统的不确定度 f_{s2} 可以通过用均方根法将各组部分的不确定度的值组合而成。

涉及确定水力性能所必须的每一物理量测量的条款均给出了相关的系统不确定度的数量级。

在正常条件下由熟练人员使用高精度仪表进行的测量,且按符合本部分的规定,则该值可以使用,并且可以作为确定系统不确定度值的参考。

在试验前,在双方的协议中要规定不同物理量的系统不确定度的带宽,包括水力效率。系统不确定度的实际值,像随机不确定度那样,受限于许多因素,有些因素只有在试验完成时才能估计出。要检查这些因素,并达成协议以确定在此技术基础点上是否需改变预期的不确定度。

12.2.2.3 导出量的不确定度

一个导出量的不确定度(系统的或随机的)是通过用均方根法将各组成部分测量的不确定度组合而得到。

例如,在水力效率中的系统不确定度 $(f_{\eta h})_s$ 是从各单项系统不确定度计算得到的,是对流量 $(f_Q)_s$ 、水力比能 $(f_E)_s$ 、力矩 $(f_T)_s$ 、转速 $(f_n)_s$ 及水的密度 $(f_\rho)_s$ ²³⁾,按下式计算得来的:

$$(f_{\eta h})_s = \pm \sqrt{(f_Q)_s^2 + (f_E)_s^2 + (f_T)_s^2 + (f_n)_s^2 + (f_\rho)_s^2} \quad (\text{见 GB/T 15613.1—2008 附录 J})$$

用于合同的目的,与水力效率比尺效率公式有关的不确定度按惯例可忽略不计。

12.2.2.4 总不确定度

任何物理量的总不确定度是根据下式计算的(见表3):

$$(f_t) = \pm \sqrt{f_s^2 + f_r^2}$$

当随机不确定度(按12.2.2.1中所述评估)小于或等于最大允许值时(通常为 $\pm 0.1\%$),按惯例可用该值计算总的总不确定度。

对于某些工况点,当测量条件受到干扰或读数分散时(见12.2.2.1),可导致出现随机不确定度增加,因此在计算总不确定度时对出现的测得值应有合理的考虑,而不是采用事先商定方法计算。

13 与保证值的比较

13.1 概要

建议对根据第11章计算所得的试验结果,考虑到总的总不确定度带宽(见13.2)和合同规定(见13.3),使用下述的分析方法,与保证值比较。为简便起见,以下只考虑原型功率、流量和/或者水力比能、水力效率和稳定状态时的飞逸转速及流量(见GB/T 15613.1—2008中4.2)。

与原型保证值比较时,还要考虑空化的影响(见11.2.4.2和11.3.2)。

与所给的模型保证值比较时,可直接采用相同的方法。

建议要相对于流量(或无调节水轮机的水力比能)而不是相对于功率来表示水力效率。

13.2 插值曲线和总不确定度带宽

可使用不同方法和规则来绘制插值曲线,可用手工方法或更高级的方法(其中的一种可能的绘制方法在GB/T 15613.1—2008附录H中描述)。插值方法的最后选择应由双方商定。

考虑到由12.2计算所得的总不确定度,每个测量点可用椭圆在图上描述。椭圆的半轴代表两个量的坐标在置信度为95%下的总不确定度,椭圆内的所有点都等同有效。

由这些椭圆的最高和最低的包络线形成的不确定带迭加在通过试验点绘制的曲线(插值曲线)之上。这个带内的所有点都等同有效,因此,这个带包含一个与保证值比较的容许带宽。

这些椭圆只是在评估保证工况点或当结果比较不够明确的情况下才需要使用(见图59,X及Y部位)。在多数的其他情况下,在确定总的总不确定度时可以简化,如在横坐标方向的误差可忽略时或当测得的曲线在通过保证点时基本水平或只有轻微斜度时可将椭圆缩简到主轴线方向(见图62)。

如果保证值是由点给出,建议测量点的选择应尽可能的靠近保证值点:图57和图58分别举出了两个关于水力效率的单调节和双调节水轮机的例子。

23) 水密度 $(f_\rho)_s$ 的系统不确定度通常可忽略。

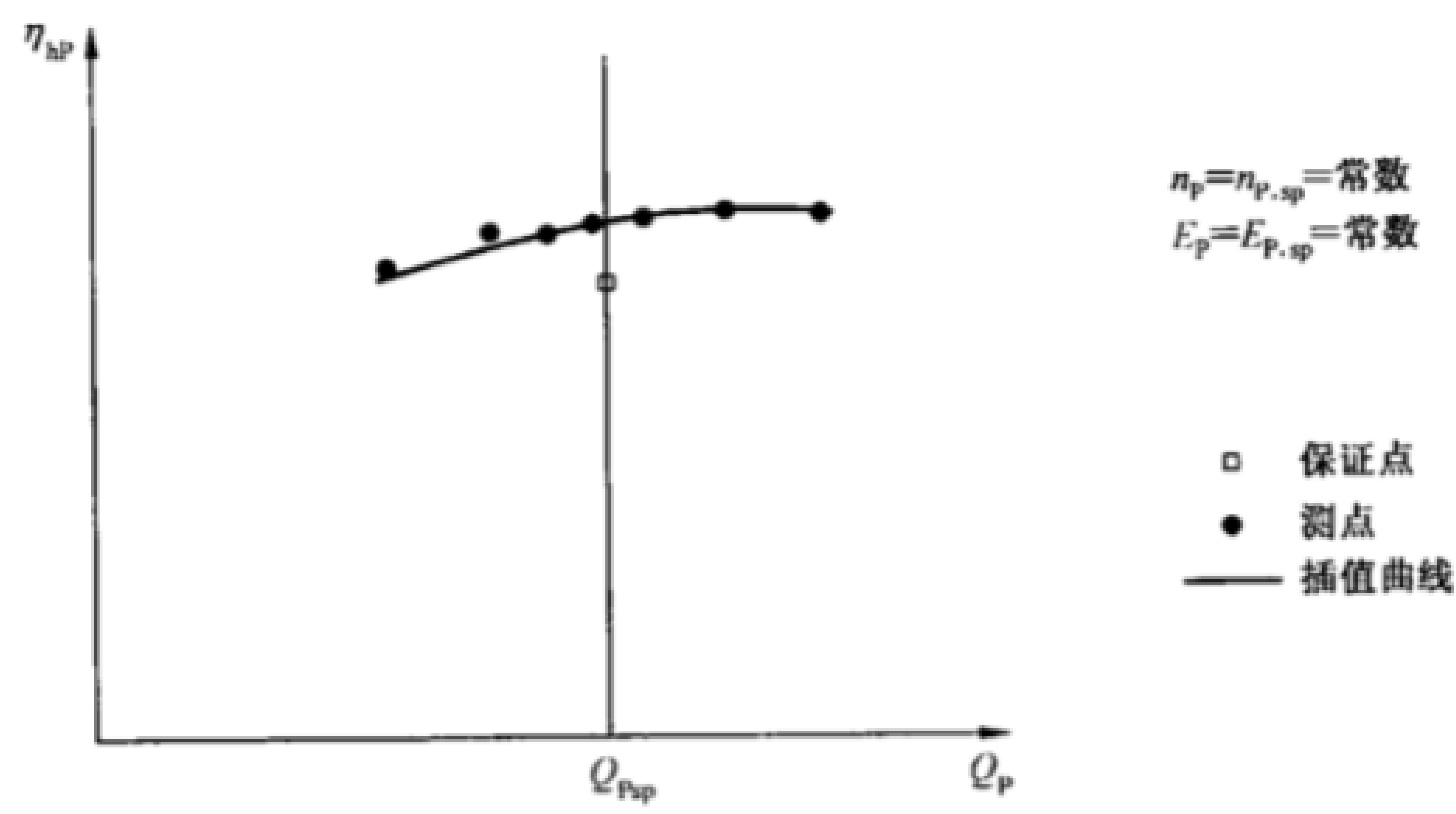


图 57 单调节机械

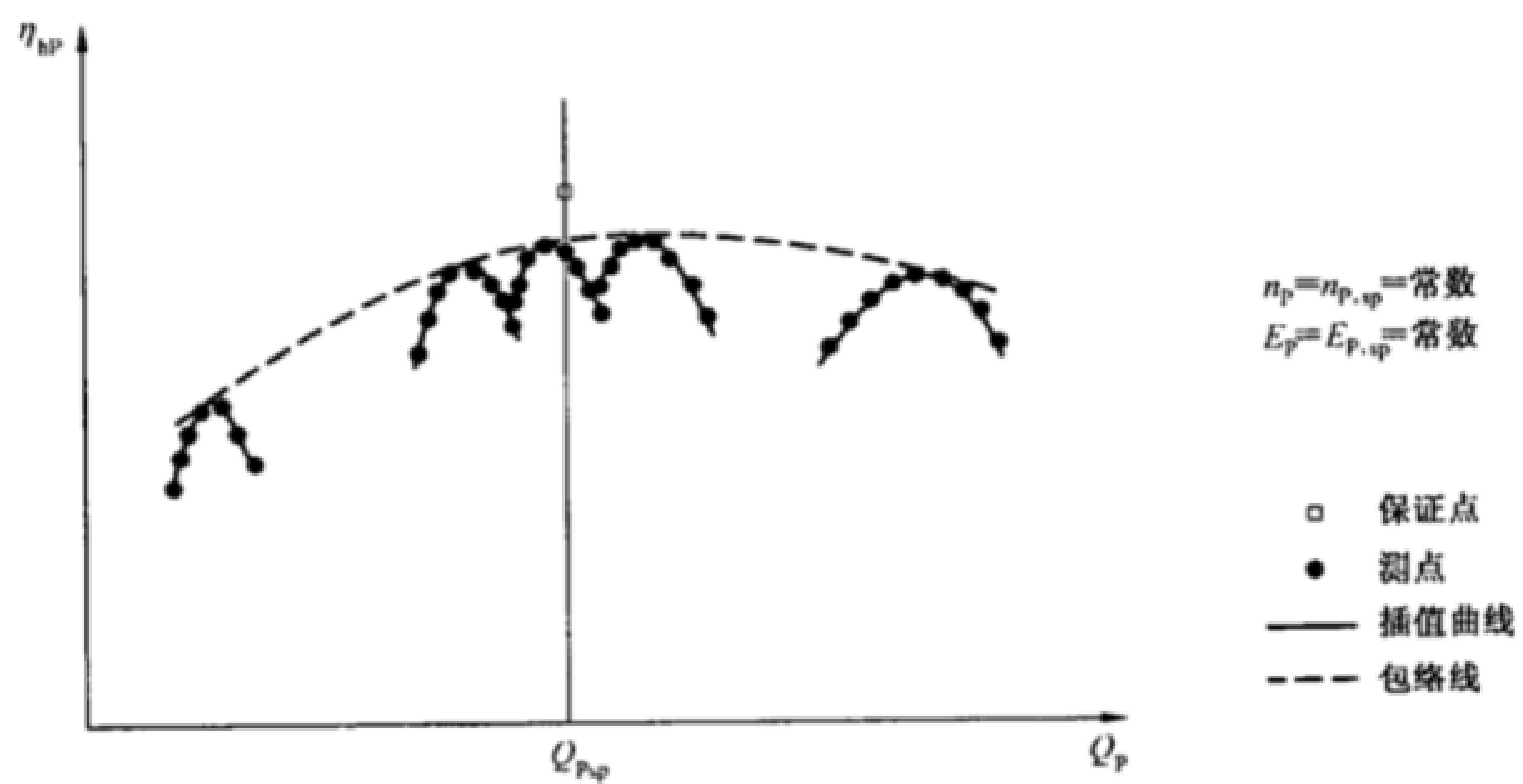


图 58 双调节机械

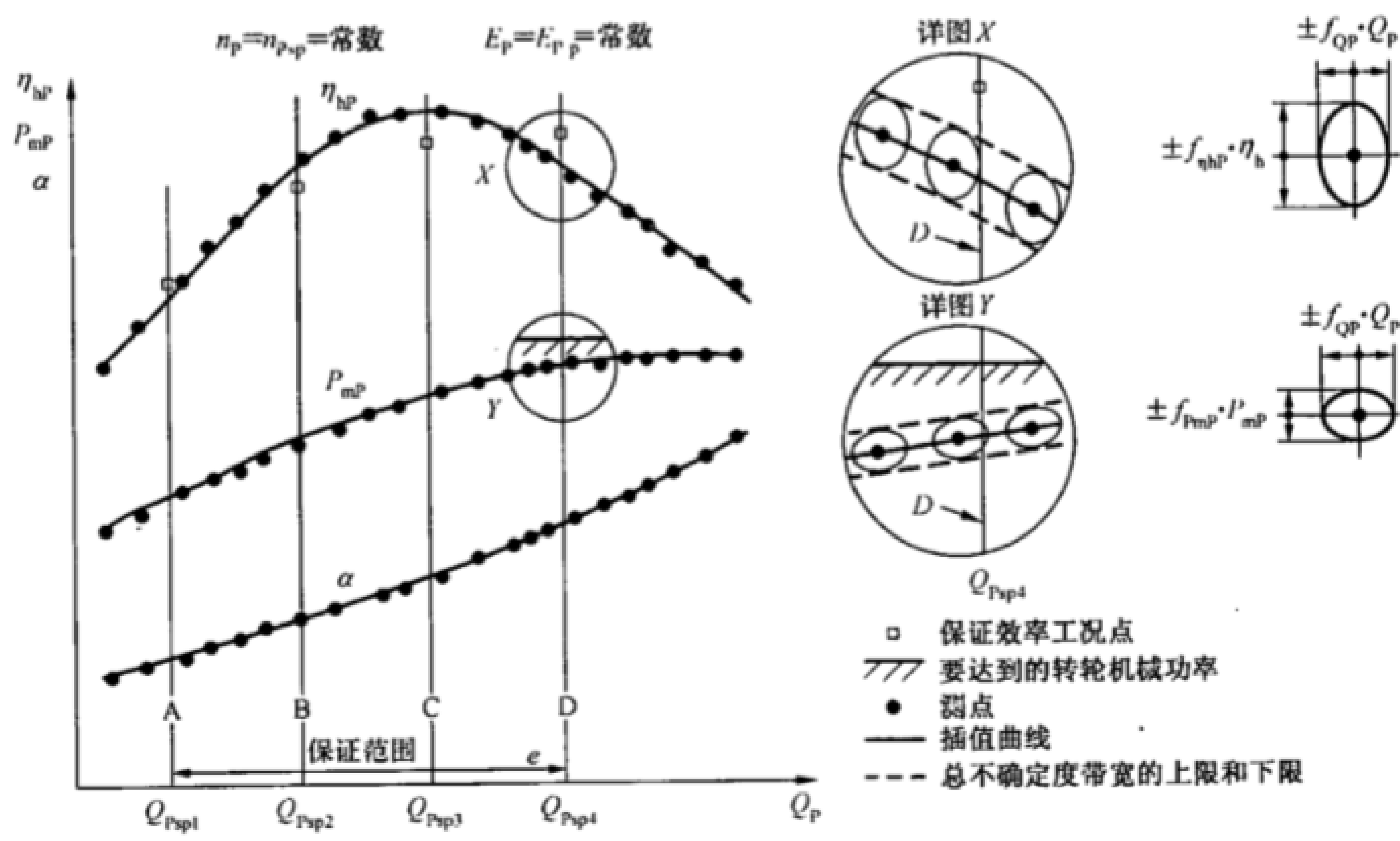


图 59 单调节水轮机 保证值与测量值之间的比较

13.3 功率、流量和/或水力比能和效率的保证范围

将涉及以下各种水轮机：

- 可调节水轮机；
- 无调节水轮机；
- 无调节/可调节水泵。

13.3.1 可调节水轮机

如果水力效率保证值是由一个或多个规定功率或流量下给出,当在规定转速和规定的水力比能下,单个的保证值处于该规定功率或流量的总的不确定度带宽的上限之下,则视为满足。

如果水力效率保证值是由效率的加权或代数平均值给出,当在规定转速和规定的水力比能下,保证的平均效率值在相同的规定流量(或功率)下计算所得的平均效率小于其总不确定度带的上限,则视为满足。

当保证值是在不同的 E_{Psp} 下给出时,则应画一个类似于图 59 各个规定水力比能下的图表。

对于双调节水轮机,用于与保证值比较的曲线应为各包络线。

图 59 给出了一个单调节水轮机在规定的 E_P 下,在四个工况点处与保证值比较的例子。它表明了：

- a) D 点的水力效率保证值不满足(见 X 详图)；
- b) 即使考虑了不确定度上限,保证功率也还没有达到,所以转轮的机械功率保证值不满足(见 Y 详图)。

所画的曲线 $\alpha(Q_P)$ 是用来确定：

- 飞逸试验的最大开口 α_{max} (见图 62)；
- 在保证功率与转轮/叶轮机械功率饱和时两者之间是否有足够的安全余量。

13.3.2 无调节水轮机

如果水力效率保证值是在一个或多个水力比能下给出,当在规定转速下,单点的保证值处于总的不确定度带宽的上限之下,则视为满足。

如果水力效率保证值是由效率的加权或代数平均值给出,当在规定转速下,保证的平均效率值在相同的水力比能下计算所得的平均效率小于其总不确定度带的上限,则视为满足。

在没有其他协定时,机械转轮功率界限通常由下限 kP_{mPsp} 和上限 $(k+0.03)P_{mPsp}$ 确定, k 是处于 0.97 和 1.0 之间由双方商定。通常情况下, k 的值为 0.985。 k 值的选择应与 P_{mP} 的保证限值相匹配。

图 60 给出了在给定三个工况点及其界限值下与保证值比较的例子：

- a) A、B、C 三点的水力效率保证值满足；
- b) A 点已超过流量限值²⁴⁾是满足的；
- c) C 点未超过功率限是满足的(见 X),因为该点 k 值取 $k=0.970$,并且总不确定度带的下限低于保证值上限 $P_{mP}=(0.970+0.030)P_{mPsp}$ 。

13.3.3 无调节/可调节水泵

若无其他协定,流量界限通常由一个或多个点的下限 kQ_{Psp} 和上限 $(k+0.03)Q_{Psp}$ 确定, k 是处于 0.97 和 0.1 之间由双方商定。通常情况下, k 的值是 0.985。

如在规定的水力比能下,如果在由流量界限值所作出的带与流量特性上各测量点处不确定度椭圆所作出的包络线而引出的总不确定度带宽(见图 61)之间相交或相切,则流量保证值视为满足。

为了检查水力效率保证值,作为与保证值比较的值,乃是在该工况点效率值的总的不确定度的带宽的上限,而该工况点为由经各测量值绘制的插值曲线与 $E_P=f(Q_P)$ 特性线的交点处(见图 61 中的 A' 工况点)。

24) 原型的保证流量应针对环境压力条件。虽然原型流量的符号应为 Q_{1P} (见 GB/T 15613.1—2008 中 3.3.4.5),但通常仍采用符号 Q_P 。

如果一台可调节水泵在不同开口下运行,那么上述的考虑也适用于与其相关的包络线。

图 61 给出了在三个工况下,一台无调节水泵与保证值比较的例子:

- a) 在点 A'和点 B'水力效率保证值满足,但在点 C'则不满足;
- b) 最小流量的界限在点 A'不满足;
- c) 在点 C'未超过功率界限满足。

对于变转速水泵,必须考虑由速度改变而引起的 $E(Q)$ 和 $E(P)$ 特性的改变。

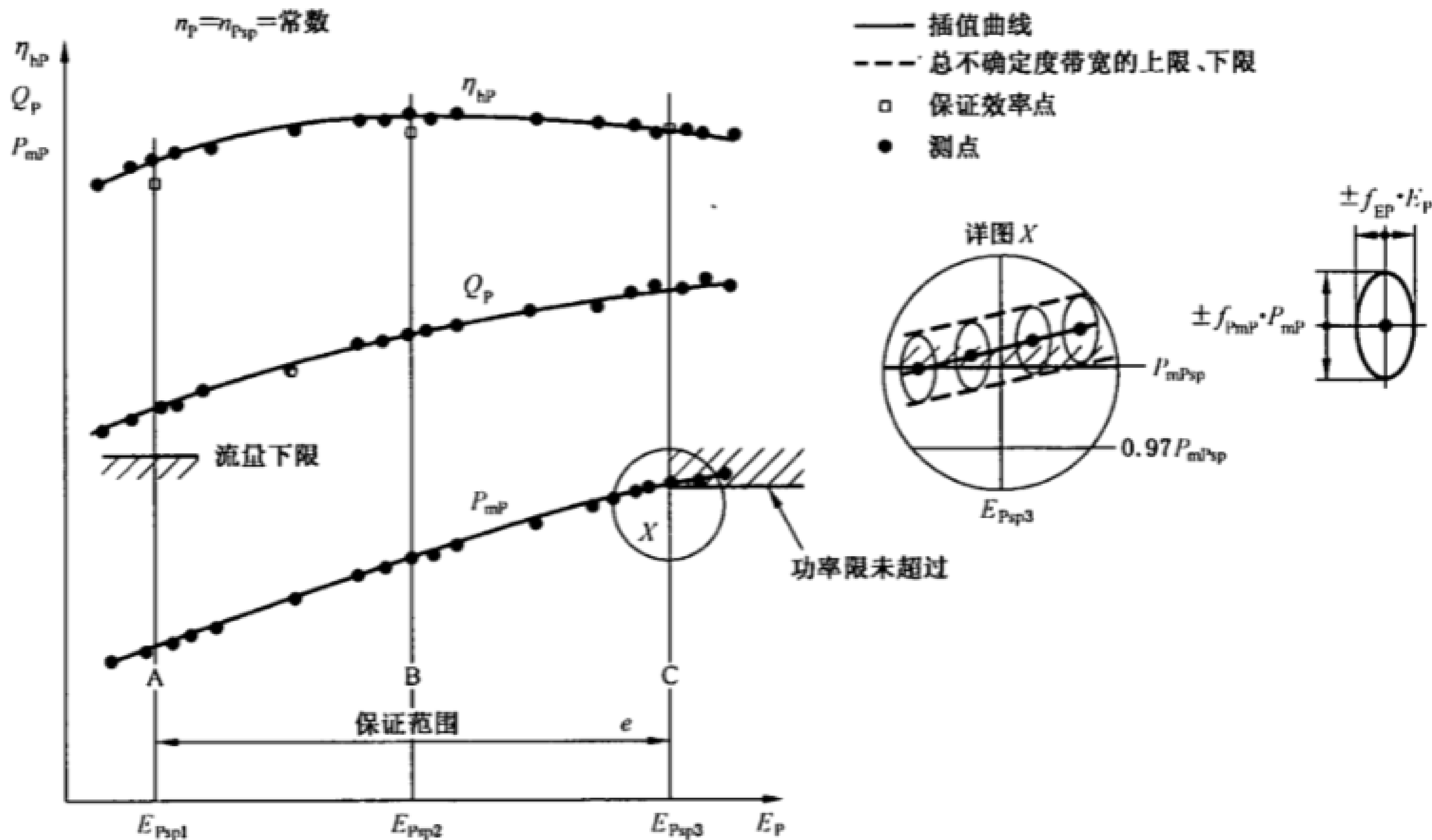


图 60 无调节水轮机 保证值与测量值的比较

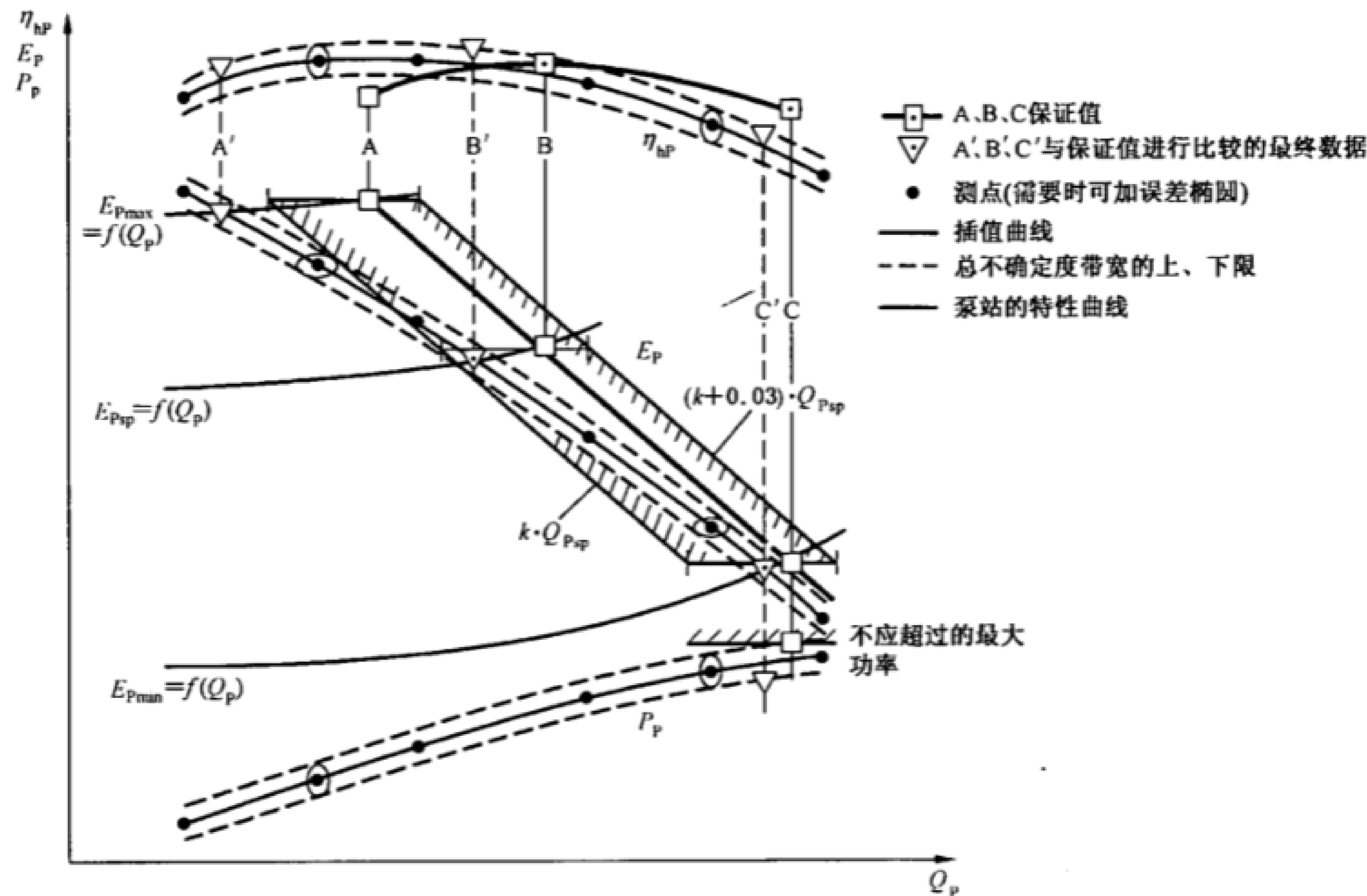


图 61 无调节水泵 保证值与测量值的比较

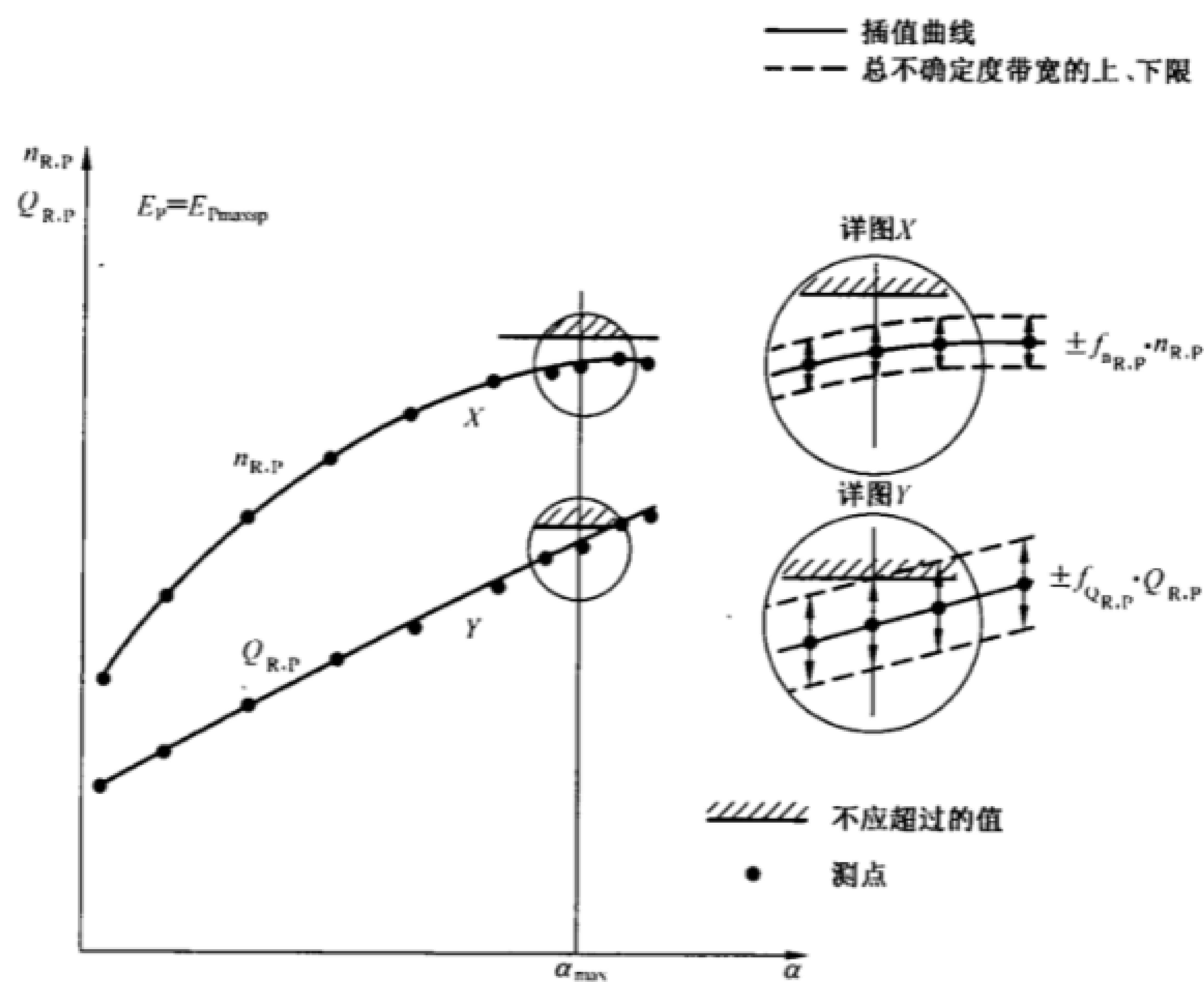


图 62 混流式水轮机 飞逸转速和流量曲线保证值与测量值的比较

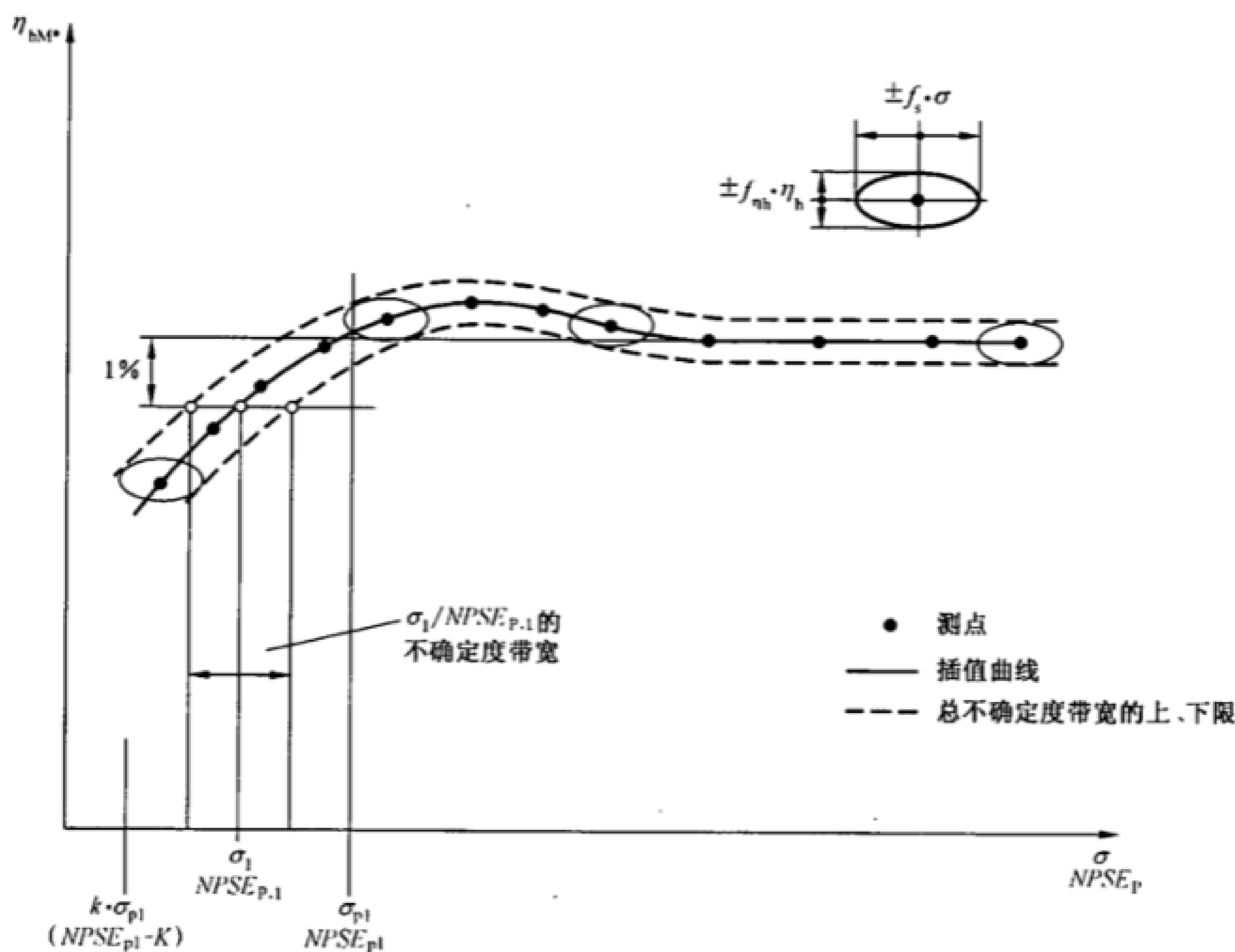


图 63 模型水轮机 空化曲线及在空化影响效率时与保证值的比较

13.3.4 原型机械损失

如果需保证的是原型功率 P_P ，那么必须考虑原型机械损失（见 GB/T 15613.1—2008 中 4.2.1.1）。如果需保证的是原型效率 η_P ，则应用下式：

$$\eta_P = \eta_{hP} \cdot \eta_{mP}$$

（见 GB/T 15613.1—2008 中 3.3.9.3）。

13.3.5 罚款及奖金

建议合同中应详细说明按试验结果计算罚款和/或奖金的方法。

按效率确定罚款,则保证值应与总不确定度带的上限比较。

近效率确定奖金,则保证值应与总不确定度带的下限比较。

13.4 飞逸转速和飞逸流量

飞逸曲线的形状及其空化对各型式机械的影响见第 11 章。

图 62 表示的是混流式水轮机。图中示出了稳定条件下原型水轮机的飞逸曲线,是相对于导叶开口的曲线,是按所测得的模型速度因数(国内习惯采用单位转速)计算得来的。

在此示例中,稳定条件下的最高飞逸转速和飞逸流量都满足,如图中 X 和 Y 所示,因为在开口 α_{\max} 以下条件下不确定度带宽的下限低于不能超过的值。

对于一个双调节水轮机,应在最坏的飞逸条件下校验其保证值。在空化系数和水力比能保证范围内的最坏的飞逸条件随导叶开口和叶片安放角不同而变。

对于无调节水轮机,只需测量一个点与保证值比较。

除非另有协议,否则要考虑发电电动机的机械损失和风损,以及水力机械的机械损失(见 GB/T 15613.1—2008 附录 G)。

13.5 空化保证

空化对机组性能的影响见 GB/T 15613.1—2008 中 5.3 和本规程第 11 章,对于由模型试验得出的性能数据与原型保证值的比较,有如下建议。

空化系数 σ_0 是效率保持不变的最低的 σ 值,在确定空化系数 σ_0 时,要考虑无空化时效率的不确定度带宽。

图 63 给出了一试验曲线 $\eta_{hM}(\sigma)$ 。如果保证值用 $\sigma_l \leq k\sigma_{Pl}$ 来描述,则在此情况下是不满足保证值的。这是因为即使效率降低了 1% 的 σ_l 考虑了总不确定度带宽仍高于电站空化系数 σ_{Pl} 乘以一个允许安全系数 k 。

在原型中,空化保证值也可以按照 $NPSE_{Pl} \leq (NPSE_{Pl} - K)$ 形式给出, K 是双方商定的安全余量。

附录 A
(资料性附录)

本部分与 IEC 60193:1999 技术性差异及其原因

表 A.1 给出了本部分与 IEC 60193:1999 技术性差异及其原因的一览表。

表 A.1 本部分与 IEC 60193:1999 技术性差异及其原因

本部分章条编号	技术性差异	原 因
1	第一章名称规范为“范围”	符合 GB/T 1.1—2000 的编写规定
2	增加了“引用标准”一章和相应的引用文件	符合 GB/T 1.1—2000 的编写规定
3.3	增加了“GB/T 15613.1—2008 中确立的术语、定义、符号和单位适用于本部分。”	符合 GB/T 1.1—2000 的编写规定
4	对原文编排作了适当调整,对应于 IEC 60193:1999 中 3.1 的内容	不影响章条顺序,符合 GB/T 1.1—2000 的编写规定
5	对原文编排作了适当调整,对应于 IEC 60193:1999 中 3.2 的内容	不影响章条顺序,符合 GB/T 1.1—2000 的编写规定
5.3.6	“详细资料见 IEC 60041”改为“详细资料见 GB/T 20043”	引用新的国家标准
6	对原文编排作了适当调整,对应于 IEC 60193:1999 中 3.3 的内容	不影响章条顺序,符合 GB/T 1.1—2000 的编写规定
7	对原文编排作了适当调整,对应于 IEC 60193:1999 中 3.4 的内容	不影响章条顺序,符合 GB/T 1.1—2000 的编写规定
7.4.4	“详细资料见 IEC 60041”改为“详细资料见 GB/T 20043”	引用新的国家标准
8	对原文编排作了适当调整,对应于 IEC 60193:1999 中 3.5 的内容	不影响章条顺序,符合 GB/T 1.1—2000 的编写规定
9	对原文编排作了适当调整,对应于 IEC 60193:1999 中 3.6 的内容	不影响章条顺序,符合 GB/T 1.1—2000 的编写规定
10	对原文编排作了适当调整,对应于 IEC 60193:1999 中 3.7 的内容	不影响章条顺序,符合 GB/T 1.1—2000 的编写规定
11	对原文编排作了适当调整,对应于 IEC 60193:1999 中 3.8 的内容	不影响章条顺序,符合 GB/T 1.1—2000 的编写规定
12	对原文编排作了适当调整,对应于 IEC 60193:1999 中 3.9 的内容	不影响章条顺序,符合 GB/T 1.1—2000 的编写规定
13	对原文编排作了适当调整,对应于 IEC 60193:1999 中 3.10 的内容	不影响章条顺序,符合 GB/T 1.1—2000 的编写规定
	“托马数”均改为“空化系数”,“能量系数”改为“能量系数(国内习惯采用单位转速)”,“速度因数”改为“速度因数(国内习惯采用单位转速)”,“流量系数”改为“流量系数(国内习惯采用单位流量)”,“流量因数”改为“流量因数(国内习惯采用单位流量)”,“功率因数”改为“功率因数(国内习惯采用单位出力)”	添加国内习惯用法的表达说明
	对附录的引用说明全部改为“GB/T 15613.1—2008 附录…”	本部分不包括附录部分,附录部分统一收录在本部分的第 1 部分:通用规定中

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 第二部分：常规水力性能试验
GB/T 15613.2—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

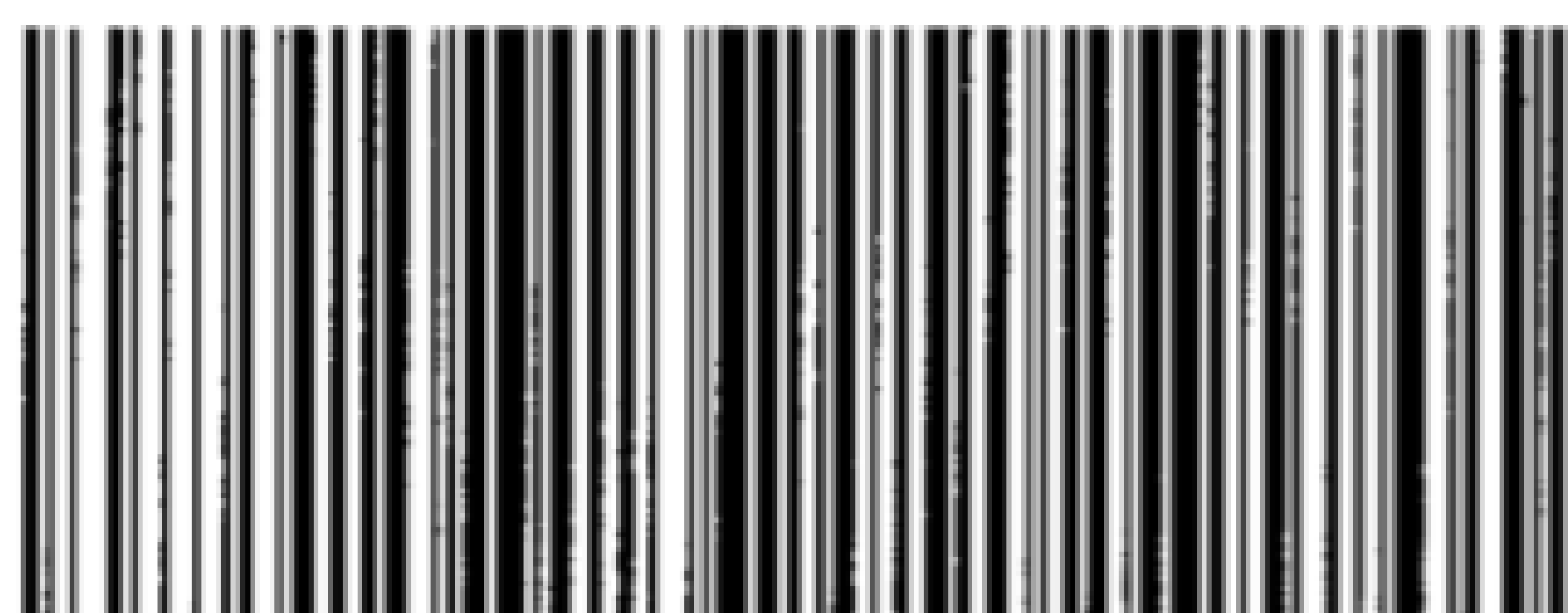
*

开本 880×1230 1/16 印张 4.75 字数 135 千字
2008年11月第一版 2008年11月第一次印刷

*

书号：155066·1-33618 定价 46.00 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 15613.2-2008

www.bzxz.net

免费标准下载网