

ICS 27.100

F 24

备案号: 11440—2003

## 中华人民共和国电力行业标准

DL / T 839—2003

## 大型锅炉给水泵性能现场

## 试验方法

**Performance tests in site for the large boiler feedwater pump  
(ISO5198:1987(E)Centrifugal, mixed flow and axial pumps-Code  
for hydraulic performance tests, NEQ)**

2003-01-09发布

2003-06-01实施

中华人民共和国国家经济贸易委员会 发布

## 目 次

前言

1 范围

2 规范性引用文件

3 术语

4 符号

5 性能保证

6 试验

7 测量方法

8 给水泵性能现场试验结果分析

附录A (资料性附录) 水的热力特性

附录B (资料性附录) 摩擦损失

附录C (资料性附录) 泵引起的预旋的影响

附录D (资料性附录) 热力学方法测量给水泵效率精确度

## 前 言

本标准是根据国家经贸委电力司《关于确认1999年度电力行业标准制、修订计划项目的通知》（电力[2000] 22号文）安排制定的。

现行GB / T3216《离心泵、混流泵、轴流泵和旋涡泵试验方法》，主要用于制造厂在标准试验台上单独进行的泵的性能试验，较少考虑泵的最终安装状态或与之有关设备的影响。而泵的现场性能常常受现场安装状态的影响，有时采用GB / T3216难以进行测量，尤其是电动机非直接驱动或小汽轮机驱动的给水泵，无法采用现行GB / T3216标准进行现场试验。针对上述问题，为了在现场测试给水泵效率，根据我国大型锅炉给水泵新的进展和具有的特点并在吸收ISO5198: 1987 (E) 标准中的有关部分基础上，结合现场试验要求的等级而制定了本标准。

本标准的附录A、B、C和D均为资料性附录。

本标准由电力行业电站汽轮机标准化技术委员会提出并归口。

本标准起草单位：国电热工研究院。

本标准主要起草人：胡洪华、马庆玲。

## 大型锅炉给水泵性能现场试验方法

### 1 范围

本标准规定了大型锅炉给水泵性能现场试验的方法和要求。本标准适用于电力行业各种驱动方式的锅炉给水泵及工作液体性质与清水类似的、总扬程在100m以上类似给水泵的其他用途泵性能的现场试验，这里所述及的试验装置为不包括带任何管路附件的给水泵。对于带有管路附件的给水泵组合体，本标准中也推荐了一些可采用的试验方法。

### 2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过本标准的引用而成为本标准的条款。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标准，然而，鼓励使用本标准的各方可采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标准。

GB / T1032三相异步电动机试验方法

GB / T2624流量测量节流装置用孔板、喷嘴和文丘里管测量充满圆管的流体流量

GB3101有关量、单位和符号的一般原则

GB3102（所有部分）量和单位

GB / T3214水泵流量的测定方法

GB / T3216离心泵、混流泵、轴流泵和旋涡泵试验方法

ISO5198: 1987 (E) 离心泵、混流泵和轴流泵水力性能试验规范——精密级 (neq ISO 5198:1987 (E) Centrifugal、mixed flow and axial pumps-Code for hydraulic performance tests-Precision class)

ISO9906: 1999 (E) 回转动力泵性能验收规程—1和2级 (ISO9906: 1999 (E) Rotodynamic Pumps—Hydraulic performance acceptance tests—Grades 1 and 2)

### 3 术语

下列术语和定义适用于本标准。

#### 3.1

重力加速度 **acceleration due to gravity**

对C级试验 $g=9.81\text{m/s}^2$ ；对B级试验应采用当地的 $g$ 值。不过多数情况下，取 $g=9.81\text{m/s}^2$ 不致有显著的误差。 $g$ 的当地值可按下式计算：

$$g=9.80617\times(1-2.64\times10^{-3}\cos^22\varphi+7\times10^{-6}\cos^22\varphi)-3.086\times10^{-6}Z_r \quad (1)$$

式中：

$\varphi$ ——当地的纬度；

$Z_r$ ——当地的海拔高度。

### 3.2

**转速 speed of rotation**

每分钟的转数。

### 3.3

**压力 pressure**

单位面积上受到的力。除非另有说明，所有压力均指表压力，即相对于大气压力测量的压力。

### 3.4

**密度 density**

单位流体体积的质量。水密度数值参见附录A。

### 3.5

**比容 volume per unit mass**

单位流体质量的体积。

$$v = \frac{1}{\rho} \quad (2)$$

### 3.6

**动（力）粘度 dynamic viscosity**

根据流体流动摩擦力公式， $\mu$ 可由下式定义：

$$\mu = \tau \frac{h}{u_0} \quad (3)$$

式中：

$\tau$ ——平板运动过程中作用在平板单位面积上的流体摩擦力；

$h$ ——平板至固定平壁的距离，但此距离应足够小，使平板至固定平壁间的流体流动是层流；

$u_0$ ——平板在其自身的平面内做平行于某一固定平壁运动时的速度。

### 3.7

**运动粘度 kinematic viscosity**

动（力）粘度除以密度。

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (4)$$

### 3.8

**功率 power**

单位时间内所传递的能量。

### 3.9

**雷诺数 reynolds number**

由下式定义：

$$Re = \frac{uD}{\nu} \quad (5)$$

### 3.10

**体积流量 volume rate of flow**

单位时间内从泵出口排出并进入管路的液体体积。

### 3.11

**质量流量 mass rate of flow**

单位时间内从泵出口排出并进入管路的液体质量, 其值为:

$$q = Q \rho \quad (6)$$

### 3.12

**流速 velocity of flow**

平均流速等于体积流量除以管路横截面积:

$$u = \frac{Q}{A} \quad (7)$$

### 3.13

**水头 head**

单位重量液体的能量。

### 3.14

**基准面 reference plane**

通过叶轮叶片进口边的外端所描绘圆的中心的水平面。制造厂应根据正确的基准点在给水泵上标明所处基准面的位置。

### 3.15

**高度 height above reference plane**

被测量水平面与基准面之间的垂直高差 $Z$ 。如果测量水平面在基准面之上,  $Z$ 为正值; 反之,  $Z$ 为负值。

### 3.16

**表压力 gauge pressure**

相对于大气压力的有效值。对应此压力的压力水头为:

$$\frac{p}{\rho g} \quad (8)$$

如果该压力高于大气压力, 其值为正; 低于大气压力, 其值为负。

### 3.17

**速度水头 velocity head**

单位重量运动液体的动能, 用下式表示:

$$\frac{u^2}{2g} \quad (9)$$

### 3.18

**总水头 total head**

在任一截面处液体的总水头为:

$$Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} \quad (10)$$

这是相对大气压力的表达式。绝对总水头为:

$$Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{p_v}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} \quad (11)$$

### 3.19

**入口总水头 inlet total head**

泵入口截面处液体的总水头为:

$$H_1 = Z_1 + \frac{p_1}{\rho_1 g} + \frac{u_1^2}{2g} \quad (12)$$

### 3.20

**出口总水头 outlet total head**

泵出口截面处液体的总水头为:

$$H_2 = Z_2 + \frac{p_2}{\rho_2 g} + \frac{u_2^2}{2g} \quad (13)$$

**3.21****泵扬程 pump total head**

泵的出口总水头与入口总水头的代数差。

$$H = H_2 - H_1 \quad (14)$$

如果泵输送液体的密度改变不大, 则:

$$H = Z_2 - Z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (15)$$

如果泵输送液体的密度改变显著, 则 $\rho$ 应以平均值代替:

$$\rho = \rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \quad (16)$$

**3.22****比能 specific energy**

单位质量液体的能量, 由下式确定:

$$E = gH \quad (17)$$

**3.23****入口总水头损失 loss of head at inlet**

入口测量点处液体的总水头与泵入口截面(泵入口法兰与其入口管道的结合面)处液体的总水头之差。

**3.24****出口总水头损失 loss of head at outlet**

出口测量点处液体的总水头与泵出口截面(泵出口法兰与其出口管道的结合面)处液体的总水头之差。

**3.25****泵有效功率 pump power output**

泵传递给液体的功率。

$$P_u = \rho Q H g \times 10^{-3} \quad (18)$$

**3.26****泵轴功率 pump power input**

泵轴所接受的功率。

**3.27****原动机输入功率 driver power input**

泵的原动机所接受的功率。

**3.28****泵效率 pump efficiency**

$$\eta = \frac{P_u}{P_s} \quad (19)$$

**3.29****机组效率 overall efficiency**

$$\eta_{\pi} = \frac{P_u}{P_{\pi}} \quad (20)$$

**3.30**



**型式数 type number**

型式数是一个无因次量, 由下式定义:

$$K = \frac{2\pi n(Q_i)^{\frac{1}{2}}}{60(gH_i)^{\frac{1}{4}}} \quad (21)$$

式中:

$Q_i$ ——泵入口的体积流量;

$H_i$ ——泵的单级扬程。

型式数按规定点计算。

**3.31****单位质量流体的水力能 hydraulic energy per unit mass**

单位质量流体通过泵获得的能量。水力能 $E_h$ 可以由下式确定:

$$E_h = v_m(p_2 - p_1) + \frac{\alpha_2 u_2^2 - \alpha_1 u_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1) \quad (22)$$

式中:

$\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ ——进、出口测量截面的流速系数, 在现场试验条件下, 取  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ 。

**3.32****单位质量流体的机械能 mechanical energy per unit mass**

单位质量流体从泵获得的机械能。机械能 $E_m$ 可以由下式确定:

$$\begin{aligned} E_m &= a_m(p_2 - p_1) + c_{pm}(\theta_2 - \theta_1) + \frac{\alpha_2 u_2^2 - \alpha_1 u_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1) + \Delta E_m \\ &= h_2 - h_1 + \frac{\alpha_2 u_2^2 - \alpha_1 u_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1) + \Delta E_m \end{aligned} \quad (23)$$

在现场试验条件下, 取  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ 。

**3.33****单位质量流体机械能的修正项 corrective term for energy due to secondary phenomena**

单位质量流体机械能的修正项 $\Delta E_m$ 由7.5.5.1和7.5.5.2给出的公式计算。

**3.34****单位质量流体机械损失的能量 energy per unit mass corresponding to contractual losses**

单位质量流体机械损失的能量 $E_x$ , 指不被测量截面之间的液体带走(例如, 轴承损失等)的能量。它由7.5.6给出的公式计算。

**3.35****给水泵效率 feedwater pump efficiency**

按热力学方法测得的泵效率可由下式计算:

$$\eta = \frac{E_h}{E_m + E_x} \quad (24)$$

**3.36****等温系数 isothermal factor**

表示水的一种热力学特性, 它等于单位质量流体在等温条件下焓对压力梯度的值。用下式表示:

$$a = \left( \frac{\partial h}{\partial p} \right)_\theta = v_m - \theta \left( \frac{\partial v_m}{\partial \theta} \right)_p \quad (25)$$

**3.37**

由单位质量流体机械能计算得到的轴功率 **shaft power corresponding to mechanical energy per unit mass**

对应于单位质量流体机械能的轴功率为:

$$P_m = \rho Q E_m$$

(26)

3.38

比热容 **specific heat capacity**

指在某一定压下单位质量流体温度变化1K时所产生的吸（放）热量。

3.39

焓 **enthalpy**

测量点处液体的压力和温度所对应的焓值。

3.40

波动 **fluctuations**

在某一测量的时间间隔内，读数相对平均值（见3.41）的短期变动。

3.41

平均值的变化 **variations of the mean value**

同一量相邻两次读数间的数值改变。

4 符号

本标准使用的量、单位和符号符合GB3101和GB3102的有关规定，见表1。

表1 符号

字母	量的名称	单 位	
<i>A</i>	面积	m <sup>2</sup>	米 <sup>2</sup>
<i>a</i>	等温系数	m <sup>3</sup> / kg	米 <sup>3</sup> / 千克
<i>a<sub>m</sub></i>	平均等温系数	m <sup>3</sup> / kg	米 <sup>3</sup> / 千克
<i>c</i>	比热容	J / (kg · °C)	焦 / (千克 · 度)
<i>c<sub>p</sub></i>	定压比热容	J / (kg · °C)	焦 / (千克 · 度)
<i>c<sub>ph</sub></i>	油或冷却水的定压比热容	J / (kg · °C)	焦 / (千克 · 度)
<i>c<sub>pm</sub></i>	泵主流量的平均定压比热容	J / (kg · °C)	焦 / (千克 · 度)
<i>D</i>	直径	m	米
<i>E</i>	比能	J / kg	焦 / 千克
<i>E<sub>h</sub></i>	单位质量流体的水力能	J / kg	焦 / 千克
<i>E<sub>m</sub></i>	单位质量流体的机械能	J / kg	焦 / 千克
<i>E<sub>x</sub></i>	单位质量流体机械损失的能量	J / kg	焦 / 千克
△ <i>E<sub>m</sub></i>	单位质量流体机械能的修正项	J / kg	焦 / 千克
<i>e</i>	相对误差	—	—
<i>f</i>	电压频率	Hz	赫兹
<i>f<sub>sp</sub></i>	试验规定的电压频率	Hz	赫兹
<i>g</i>	自由落体加速度	m / s <sup>2</sup>	米 / 秒 <sup>2</sup>
<i>H</i>	泵扬程	m	米
<i>H<sub>i</sub></i>	泵单级扬程	m	米
<i>H<sub>sp</sub></i>	泵扬程的保证值	m	米
<i>H<sub>j1</sub></i>	入口水头损失	m	米
<i>H<sub>j2</sub></i>	出口水头损失	m	米

$H_0$	试验结果换算至规定转速下的扬程	m	米
-------	-----------------	---	---

表1 (续)

字母	量的名称	单 位	
$H_1$	入口总水头	m	米
$H_2$	出口总水头	m	米
$h$	比焓; 平板离固定壁面的距离	J / kg; m	焦 / 千克; 米
$h_{1i}$	分支流量的进口比焓	J / kg	焦 / 千克
$h_{2i}$	分支流量的出口比焓	J / kg	焦 / 千克
$h_{2s}$	泵出口等熵比焓	J / kg	焦 / 千克
$h_1$	泵进水比焓	J / kg	焦 / 千克
$h_2$	泵出水比焓	J / kg	焦 / 千克
$K$	型式数	—	—
$k$	绝对粗糙度	mm	毫米
$L$	长度	m	米
$M$	转矩	N · m	牛 · 米
$m$	质量	kg	千克
$n$	转速	r / min	转 / 分
$n_{sp}$	规定转速	r / min	转 / 分
$p$	功率	kW	千瓦
$p_a$	泵轴功率	kW	千瓦
$p_{ex}$	泵体的散热损失功率	kW	千瓦
$p_{gr}$	原动机输入功率	kW	千瓦
$p_u$	泵有效功率	kW	千瓦
$p_0$	试验结果换算至规定转速下的轴功率	kW	千瓦
$p$	压力	Pa	帕
$p_b$	大气压力 (绝对)	Pa	帕
$p_v$	汽化压力 (绝对)	Pa	帕
$p_{1i}$	分支流量的入口压力	Pa	帕
$p_{2i}$	分支流量的出口压力	Pa	帕
$p_1$	入口压力	Pa	帕
$p_2$	出口压力	Pa	帕
$Q$	体积流量	m <sup>3</sup> / s	米 <sup>3</sup> / 秒
$Q_i$	泵入口流量	m <sup>3</sup> / s	米 <sup>3</sup> / 秒
$Q_{sp}$	泵流量的保证值	m <sup>3</sup> / s	米 <sup>3</sup> / 秒
$Q_0$	试验结果换算至规定转速下的流量	m <sup>3</sup> / s	米 <sup>3</sup> / 秒
$q$	质量流量	kg / s	千克 / 秒
$q_{mi}$	泵分支、油或冷却水的质量流量	kg / s	千克 / 秒
$q_{m\tau}$	泵的主流量	kg / s	千克 / 秒



$q_{\text{sp}}$	泵质量流量保证值	kg / s	千克 / 秒
$R$	测量截面的半径	m	米
$Re$	雷诺数	—	—

表1（续）

字母	量的名称	单 位	
$r$	测点离管道中心的距离	m	米
$u$	流速	m / s	米 / 秒
$u_{\text{a}}$	流速轴向分量	m / s	米 / 秒
$u_1$	进口流速	m / s	米 / 秒
$u_2$	出口流速	m / s	米 / 秒
$X_H$	扬程允许误差	—	—
$X_Q$	流量允许误差	—	—
$Z$	测量截面至基准面的距离	m	米
$Z_{\text{r}}$	海拔高度	m	米
$Z_1$	进口测量截面至基准面的距离	m	米
$Z_2$	出口测量截面至基准面的距离	m	米
$\alpha$	速度头系数	—	—
$\alpha_1$	进口流速系数	—	—
$\alpha_2$	出口流速系数	—	—
$\eta$	泵效率	%	百分符号
$\eta_{\text{g}}$	泵组效率	%	百分符号
$\eta_{\text{mot}}$	电动机效率	%	百分符号
$\eta_0$	试验结果换算至规定转速下的效率	%	百分符号
$\theta_{\text{a}}$	环境温度	℃	度
$\theta_{\text{e}}$	泵内水温度	℃	度
$\theta_{\text{li}}$	分支流量、油或冷却水的进口温度	℃	度
$\theta_{\text{2i}}$	分支流量、油或冷却水的出口温度	℃	度
$\theta_{\text{m}}$	平均温度	℃	度

$\theta_1$	泵进口温度	℃	度
$\theta_2$	泵出口温度	℃	度
$\lambda$	摩擦阻力系数	—	—
$\mu$	动（力）粘度	Pa · s	帕 · 秒
$\nu$	运动粘度	m <sup>2</sup> / s	米 <sup>2</sup> / 秒
$\rho$	密度	kg / m <sup>3</sup>	千克 / 米 <sup>3</sup>
$\rho_m$	平均密度	kg / m <sup>3</sup>	千克 / 米 <sup>3</sup>
$\rho_1$	进口密度	kg / m <sup>3</sup>	千克 / 米 <sup>3</sup>
$\rho_2$	出口密度	kg / m <sup>3</sup>	千克 / 米 <sup>3</sup>
$\tau$	流体摩擦力	N / m <sup>2</sup>	牛 / 米 <sup>2</sup>
$\nu$	比容	m <sup>3</sup> / kg	米 <sup>3</sup> / 千克
$\nu_m$	平均比容	m <sup>3</sup> / kg	米 <sup>3</sup> / 千克
$\phi_1$	分支流量与主流量的比例系数	—	—
$\varphi$	纬度	°	度

5 性能保证

5.1 保证的内容

在规定的条件和转速下，下列参数中的一个或多个可由制造厂予以保证：

- 在规定流量 $q_{sp}$ 下泵的总扬程或规定总扬程 $H_{sp}$ 下泵的流量；
- 在保证点（ $q_{sp}$ ， $H_{sp}$ ）泵或泵—原动机组的输入功率或效率；
- 在流量和扬程曲线上其他性能点的保证，以合同约定的流量下，泵的总扬程作为保证值。此时可以采用其他约定的较大性能允许误差来验收。

5.2 保证的其他条件

除非在合同中有特别的约定，下列条件适用于保证值：

- 除非液体的化学和物理性质已有说明，否则认为保证点是对给水泵输送常温清水而言的，常温清水的特性符合ISO9906：1999（E）中5.4.5.2中表5的规定；
- 输送常温清水时的保证性能与输送非常温清水时的预期性能之间的关系在8.2中给出了推荐换算方法；也可以在合同中约定其他换算方法；
- 保证只适用于按本标准规定的试验装置和方法进行试验的给水泵。

5.3 保证的满足

如果试验是按本标准进行，而且测得的性能又在本标准规定的允许误差范围内，则应认为对规定的保证参数已得到满足。流量、扬程曲线上的其他性能点可以不保证，除非这些点以及满足保证的允许误差已在合同中约定。

6 试验

6.1 试验的组织

### 6.1.1 试验的地点

试验地点应该在给水泵最终安装使用的现场。

### 6.1.2 试验日期

试验日期应由用户、买方和制造厂共同商定。

### 6.1.3 试验人员

应该委派对泵性能试验具有现场经验的测试人员参加。对复杂仪表的操作和读数,通常由对测量工作具有丰富经验的专家担任;而一些简单仪表的读数则可委托给助手去完成。助手应预先经过短期培训,并经过考核后确认能胜任泵的性能试验工作。

试验负责人应由在测量操作方面有丰富经验的测试人员担任。

凡承担执行测量任务的所有人员在试验过程中均由试验负责人领导。试验负责人组织和负责测试工作,通报试验情况和结果并起草试验报告。有关试验中出现的一切问题及问题的处理均由试验负责人决定。

各有关方面应该提供试验负责人认为必要的一切帮助。

### 6.1.4 试验大纲

在性能试验前必须编写出符合实际运行条件的试验大纲,大纲至少需要包含合同中规定的保证点工况需要的试验,试验过程中测得的其他数据只有参考作用。

### 6.1.5 试验仪器

试验负责人应该负责试验仪器的选用和操作。所有试验仪器应附有证明其精确度符合6.4要求的校验报告,如果有必要,这些校验报告应该予以公开。精确度证明可以通过校验或与其他标准进行比较确定。

### 6.1.6 试验报告

所有试验记录和自动记录的数据应经过试验负责人、买方代表和制造厂代表共同签署,并应向他们每人提供全部记录和记录图的复印件。

试验结果的计算,包括泵性能曲线图的绘制应尽可能随试验同时进行,保证在试验装置和仪表拆除以前完成,以便对质疑的测量结果立即进行复测。

## 6.2 试验装置

在现场进行给水泵性能试验时,为了准确获得泵的性能,应采取有效的措施尽量保证通过测量截面的液流速度具有轴对称分布和压力具有等静压分布;测量截面没有其他装置引起的旋涡。同时,在现场试验中,应使测量截面远离弯头、弯头组合、扩散流、截面急剧变化的地方,尽量避免明显的不均匀流动和旋涡。

大型锅炉给水泵通常由电动机、电动机经调速装置或小汽轮机驱动。给水泵由电动机直接驱动方式见图1,给水泵由电动机经变速装置(液力耦合器等)驱动方式见图2,给水泵由小汽轮机直接驱动方式见图3。

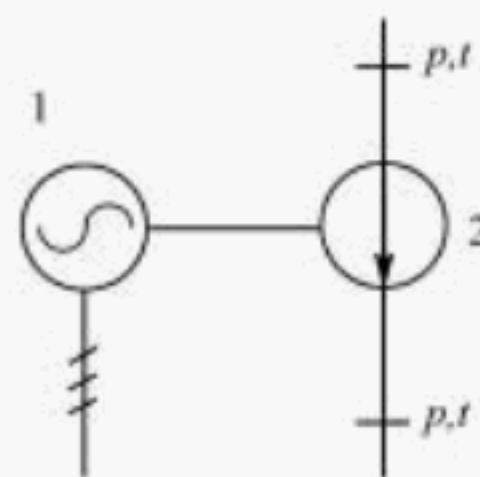


图1 给水泵直接由电动机驱动

1—电动机; 2—给水泵



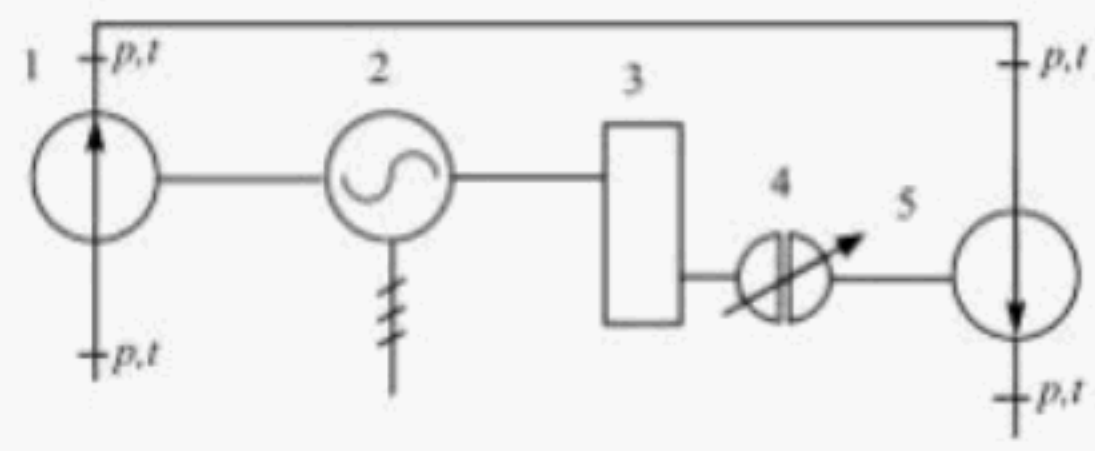


图2 给水泵由电动机通过调速装置驱动

1—前置泵；2—电动机；3—增速齿轮；4—调速装置；5—给水泵

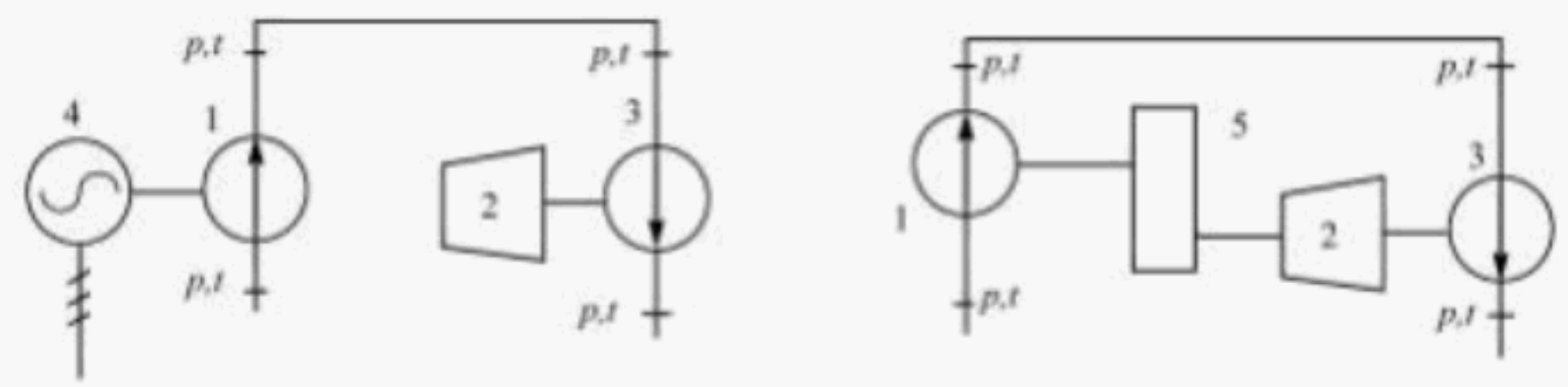


图3 给水泵由小汽轮机驱动

1—前置泵；2—小汽轮机；3—给水泵；4—电动机；5—减速齿轮

为了使得试验结果与试验中的泵装置无关，由5.1可知，保证点是对泵入口和出口法兰而言，如果测量截面远离泵入口和出口法兰，需要计算测量截面与入口法兰或出口法兰之间的损失。

6.3 试验方法

6.3.1 试验的进行

试验要有足够的连续时间以达到要求的试验精确度。  
对于取多次读数以降低误差的场合，应该在不等的时间间隔下读取数据。  
所有的测量均应在运转稳定的情况下进行。当此条件不能满足时，关于测量的决定应由有关各方协商。

至少需要记录除保证点之外的3个测量点来验收保证点，而且这些点应是均匀地分布在保证点附近，例如在 $0.9q_{sp}$ 与 $1.1q_{sp}$ 之间。

由于特殊原因，需要确定在使用条件范围内泵的性能时，应取足够多的点进行测量，以便确定是否符合6.4中规定的误差范围及其误差范围内的性能。

6.3.2 运转的稳定性

在由泵的运转或结构而导致读数大幅度波动的场合下，可以用一种能提供至少是在一个全波动周期内读数总和的仪器来进行测量。这种仪器的校准应遵守专门条款的规定。  
在需要把波动幅度减少到表2规定范围以内时，可以在测量仪表及其连接管中装设有限的稳定装置。  
当稳定装置可能对读数精确度产生明显影响时，应采用对称的线性稳定装置重新做试验。

6.3.3 成组观测次数

6.3.3.1 稳定条件

在调整好并且稳定的试验条件下，对规定的试验条件，只记录各个测定量的一组读数。这一组读数只有当观测者确信波动已稳定在表2和表3规定的范围内时，方可进行记录。

表2 最大允许波动幅度

测定量	最大允许波动幅度	
	B级	C级
流量		
扬程		



转矩	±3%	±6%
功率		
转速	±1%	±2%
注：以测定量平均值的百分数表示。		

表3 同一量多次重复测量的变化范围（基于95%的置信度）

重复读数组数	每一量重复读数的最大值与最小值间的最大相对允许误差 %			
	流量 扬程 转矩 功率		转速	
	B级	C级	B级	C级
3	0.8	1.8	0.25	1.0
5	1.6	3.5	0.5	2.0
7	2.2	4.5	0.7	2.7
9	2.8	5.8	0.9	3.3
注：最大值与最小值之间的最大相对允许误差为：  最大相对允许误差 = $\frac{\text{最大值} - \text{最小值}}{\text{最大值}} \times 100\%$				

6.3.3.2 不稳定条件的处理

当试验条件不稳定引起对精确度产生怀疑时，应按下述方法处理。

保证点的读数应重复多次，但转速允许进行调节。节流阀所处水平面、轴封部分、平衡装置回水安装情况等则应完全保持不变。同一量的各次重复读数间的差异是衡量试验条件不稳定性的一种尺度。这种不稳定性，除了安装因素的影响外，试验中的泵的性能也对它产生一部分影响。

对于保证点，最低限度应取三组读数，并且应记录每一个独立读数的值以及由每组读数得出的效率值。每一量的最大值与最小值之间的百分数差应不大于表3的规定。应注意，如果重复读数次数增至最多9次时，允许误差已较宽。

这些允许误差来保证由离散所致的误差与表4规定的系统误差合在一起后的总误差，将不大于表5的规定值。

取每一量的各次读数的算术平均值作为该量的试验实际值。

表4 测量仪表的允许系统误差

测定量	允许范围 %	
	B级	C级
流量	± 1.5	± 2.5
扬程	± 1.0	
轴功率		

原动机输入功率		±2.0
转速	±0.2	±1.0

如果不能达到表3的规定, 则应找出原因, 调整试验条件, 并重取一组新的读数, 亦即原先一组读数应全部作废。但是不应该以读数超出范围为理由, 而拒绝读数或从这成组观测值中选择读数。

若读数变化过大, 不是由于操纵方法或仪表误差等所致, 而且无法加以消除时, 误差范围可以用统计分析法计算。

6.3.4 扬程的调节

建议采用调节出口管路上的阀门来满足所需的试验条件。但也可以用调节进口管路上的阀门或同时调节进口管路和出口管路上阀门的方法来满足所需的试验条件。不过, 在调节进口管路上的阀门时, 必须注意在其内部可能发生汽蚀或产生气泡, 影响泵的运转和流量的测量。变速调节的锅炉给水泵扬程可以采用改变转速的方法来进行。

6.3.5 给水泵抽头运行状态

试验时, 应尽量关闭给水泵的抽头。如果不能关闭, 试验和计算泵的性能时必须考虑抽头获得的有效功率, 其测量和计算方法参照本标准相关条款进行。

6.4 测量精确度

本标准中规定的测量误差范围是指测得数据以及由这些数据算出的量的误差范围。它表示测得的性能与实际性能之间的最大可能差异。

对本标准而言, 一个变量的测量允许误差定义为该变量的标准偏差的两倍。凡是按本标准进行的任何测量, 均应按照此计算和表示其允许误差。

当分误差(它们组合成允许误差)是彼此无关的, 其值小、数量多并呈高斯正态分布时, 则真实误差的基本值不超过标准偏差的2倍, 其允许误差的概率为95%。ISO5198: 1987(E)附录A给出了测量不精确度的分析及评价方法, 可以参照该附录对采用的试验方法及其结果进行分析和评价。

凡是经过校准或通过有关的国家标准相比较, 证明其测量误差不超过表4规定范围的任何测试仪器或方法均可使用。但具体采用的仪器和方法应由有关双方商定。

如果符合表4所规定的仪表系统误差并遵循本标准的试验方法, 则可认为总的误差限将不超过表5的规定。

表5 最大总误差限

测定量	允许范围 %	
	B级	C级
流量	±2.0	±3.5
扬程	±1.5	
轴功率		
原动机输入功率		
转速	±0.4	±1.8
泵效率	±2.8	±5.0
机组效率	±2.5	±4.5

7 测量方法

7.1 流量的测量

流量的测量应按GB / T3214进行。



选择体积流量 $Q$ 的测定方法时, 需要考虑的问题是: 被测流量的大小; 试验方法(在现场的测量方法); 实际安装情况以及管路的布置和要求的精确度。

### 7.1.1 称重法

该方法可以测定某一时间内的流量平均值。

这种方法容易产生下列误差: 称重误差、所使用测时仪器的误差、记录液流注入和停止注入时间的误差以及确定密度等的有关误差。

### 7.1.2 容积容器法

此方法和称重法一样, 只能测量在一段时间内的流量平均值。

在各种情况下均应对容器进行一次泄漏检查, 必要的话, 还应做出泄漏修正。在可能的条件下应该向测量容器注入已知密度的液体, 然后称出其质量的方法来对容器进行初校准。室外容器应有足够的遮蔽, 以免液面和液位指示器受风雨的干扰。

可以用水位计、浮尺、测压管或能够保证所需精确度的其他仪器来测量液位。

建议给水泵平衡盘处的泄漏、密封装置的回水和泄漏流量采用上述方法进行测量。

### 7.1.3 孔板、喷嘴和文丘里管

使用孔板、喷嘴和文丘里管测定流量时, 应采用符合GB / T2624中规定的标准孔板、标准喷嘴和标准文丘里管。

需要保证在流量测量装置中既不发生汽蚀, 也不存在空气。尤其要保证流量测量装置的读数不受节流阀后析出空气的影响。通常可以拧开测量装置上的放气阀来检查是否存在空气。

### 7.1.4 超声波流量计测量流量

由于测量技术的发展, 超声波流量计的精确度等级已达到1级以上, 可用于给水泵密封水、辅助流量等的测量。采用超声波流量计测量流量时, 测量条件和测试方法应符合使用说明书中的有关规定, 并事先进行校验。

## 7.2 泵的扬程

7.2.1 泵的扬程按3.21的定义进行计算。锅炉给水泵现场试验的扬程计算方法如下:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m g} + (Z_2 - Z_1) + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (27)$$

附录A给出了温度为0~275℃, 压力为0~30MPa范围内的 $r$ 值。

如果有必要, 泵的总扬程也可以用泵输送液体的比能增量来表达(见3.22)。

7.2.2 根据5.1, 性能保证值是对泵的入口和出口法兰而言, 而测量截面通常离这些法兰还有一段距离。因此, 在测得的泵总扬程中需要将测压点至泵法兰之间的水头损失( $H_{j1}$ 和 $H_{j2}$ )加上。但是, 只有当 $H_{j1} + H_{j2} \geq 0.002H$ 时才需进行这种修正。

测压点与法兰之间的直管路符合定常圆流动, 则:

$$H_{j1} = \lambda \frac{l}{D} \frac{u^2}{2g} \quad (28)$$

$\lambda$  由下式求得:

当 $Re < 23 \frac{D}{k}$  (光滑管) 时

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \quad (29)$$

当 $23 \frac{D}{k} < Re < 560 \frac{D}{k}$  (过渡区) 时

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2\log_{10}\left(\frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3.7D}\right) \quad (30)$$

当  $Re > 560 \frac{D}{k}$  时

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2\log_{10} \frac{k}{3.7D} \quad (31)$$

附录B给出了指导性图表, 可以用来核对是否需要进行这种修正。

**7.2.3** 如果在小流量工况下, 泵的入口可能会产生预旋, 由于预旋的影响, 泵入口水头的测量将产生误差, 其误差的检测和修正见附录C。

**7.2.4** 压力的测量按GB / T3216—1989中的6.2.2和6.2.3执行。

### 7.3 转速的测量

**7.3.1** 转速测量可用直接显示的数字仪表进行测量。其测量精确度要求符合表4所规定的精确度等级。

**7.3.2** 试验时的转速  $n$  与规定转速  $n_{sp}$  之间的变动范围可用如下百分数表示:

$$\frac{n - n_{sp}}{n_{sp}} \times 100\%$$

它应在下列范围内:

——对泵流量和扬程测试: 转速相差为规定值的  $\begin{matrix} +20\% \\ -30\% \end{matrix}$ ;

——对泵效率测试: 转速变动范围为规定值的  $\pm 20\%$ 。

对电动机—泵整体机组, 试验转速和规定转速下的电动机效率变化应在合同中规定。

### 7.4 轴功率的测量和效率计算

本条适用于电动机直接连接的给水泵。

**7.4.1** 泵的轴功率可以通过测定转速和扭转力矩得出, 或测量与泵直接连接的已知效率的电动机的输入功率来确定。扭转力矩的测量按GB / T3216—1989中6.4.1执行。

然而, 对安装在现场的给水泵很难采用测定转速和扭转力矩得出泵的轴功率, 一般采用测量与泵直接连接的已知效率的电动机输入功率的方法。采用该方法测量轴功率时, 确定电动机的效率应该有足够的精确度。

交流异步电动机的效率应按GB / T1032中规定的方法确定。

**7.4.2** 电动机输入功率的测量按GB / T1032标准规定进行, 试验应保证使用仪表系统误差符合表5的规定。

仪表的量程选择应使测量值尽可能在仪表额定值的20%~95%范围内。

**7.4.3** 泵轴功率和效率的计算公式如下:

——已知电动机效率  $\eta_{ma}$  的泵的轴功率公式:

$$P_a = P_{gr} \times \eta_{ma} \quad (3$$

2)

——泵效率公式:

$$\eta = \frac{P_a}{P_i} \times 100\% \quad (33)$$

### 7.5 用热力学方法测量泵的效率

#### 7.5.1 热力学方法

本条款适用于采用热力学方法测量和计算泵的效率。这种方法以计算单位质量的水从泵轴上得到的能



量为基础, 通过测量流体参数 (压力、温度、流速和标高), 根据水的热力学性质计算确定。

### 7.5.2 单位质量流体水力能的测量方法

单位质量流体的水力能由以下两式之一确定和计算:

$$\int_1^2 v_m dp = v_m(p_2 - p_1) \quad (34)$$

$$\int_1^2 v_m dp = h_2 - h_1 \quad (35)$$

也可直接用式 (22) 计算。

$$E_h = v_m(p_2 - p_1) + \frac{\alpha_2 u_2^2 - \alpha_1 u_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1)$$

式中:

$v_m(p_2 - p_1)$ ——通过分别测量给水泵的进、出口压力和温度来确定;

$\frac{\alpha_2 u_2^2 - \alpha_1 u_1^2}{2}$ ——通过分别测量给水泵的进、出口流速来计算;

$\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ ——给水泵进、出口测量截面的流速系数, 在现场试验条件下, 取  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ ;

$g(Z_2 - Z_1)$ ——通过分别测量给水泵的进、出口测量截面标高来计算。

### 7.5.3 单位质量流体机械能的测量方法

单位质量流体的机械能按式 (23) 计算:

$$\begin{aligned} E_m &= a_m(p_2 - p_1) + c_{pm}(\theta_2 - \theta_1) + \frac{\alpha_2 u_2^2 - \alpha_1 u_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1) + \Delta E_m \\ &= h_2 - h_1 + \frac{\alpha_2 u_2^2 - \alpha_1 u_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1) + \Delta E_m \end{aligned}$$

式中:

$c_{pm}(\theta_2 - \theta_1)$ ——通过分别测量给水泵的进、出口压力和温度来确定;

$h_2 - h_1$ ——通过分别测量给水泵的进、出口压力和温度来确定;

$\Delta E_m$ ——由 7.5.5 确定。

附录 A 给出了温度为 0~275℃, 压力为 0~30MPa 范围内的  $a$ 、 $c_p$  的值。

### 7.5.4 给水泵效率计算方法

给水泵效率按式 (24) 计算:

$$\eta = \frac{E_h}{E_m + E_x}$$

对电站用锅炉给水泵性能现场试验可直接采用下式计算:

$$\eta = \frac{v_m(p_2 - p_1) + g(Z_2 - Z_1)}{h_2 - h_1 + g(Z_2 - Z_1) + \Delta E_m + E_x} \quad (36)$$

### 7.5.5 能量修正项

式 (23) 所表示的单位质量流体的机械能  $E_m$  计算关系式中的能量修正项  $\Delta E_m$ , 由平衡装置和轴密封装置泄漏流量造成的能量损失  $\Delta E_{m1}$  和泵体散热造成的能量损失  $\Delta E_{m2}$  所组成。流量的测量见本标准 7.1。

#### 7.5.5.1 平衡装置和轴密封装置的泄漏流量损失

这些分支流量将主流分流, 造成能量损失。修正项  $\Delta E_{m1}$  由下式给出:

$$\Delta E_{m1} = \sum_i \phi_i (h_{2i} - h_{1i}) \quad (37)$$

式中:

$\Delta E_{m1}$ ——平衡装置和轴密封装置泄漏流量损失;

$\phi_i$ ——比例系数,  $\phi_i = \frac{q_{mi}}{q_{ms}}$ ;

$q_{mi}$ ——各分支流的质量流量;

$q_{ms}$ ——泵的主流质量流量。

出口焓 $h_{2i}$ 和进口焓 $h_{1i}$ 由压力和温度的测量值来确定, 可用查表的方法或采用水及水蒸气性质计算公式进行计算, 或使用下式加以确定:

$$h_{2i} - h_{1i} = a_m(p_{2i} - p_{1i}) + c_{pm}(\theta_{2i} - \theta_{1i}) \quad (38)$$

### 7.5.5.2 泵体散热损失

由于给水泵输送的为高温热水, 因此, 在能量修正项中必需考虑泵体的散热损失的修正。该修正项可以通过下式进行计算:

$$\Delta E_{m2} = \frac{1}{q_{ms}} P_{ex} A (\theta_s - \theta_a) \quad (39)$$

式中:

$\Delta E_{m2}$ ——泵体散热损失的能量;

$P_{ex}$ ——泵体的散热损失功率, 根据经验可以取  $10W / (m^2 \cdot ^\circ C)$ ;

$A$ ——热交换面积;

$\theta_s$ ——泵内水温;

$\theta_a$ ——环境温度。

### 7.5.6 单位质量流体机械损失的能量

单位质量流体机械损失的能量主要由给水泵的轴承摩擦损失造成。对给水泵的轴承摩擦损失可以按润滑油吸收的热量, 或者按冷却润滑油的冷却水吸收的热量计算, 或根据给水泵制造厂提供的轴承摩擦损失占轴功率的比例确定。因此, 不论润滑油, 还是其冷却水吸收的热量, 均可用下式确定:

$$E_x = \frac{q_{mi}}{q_{ms}} c_{ph} (\theta_{2i} - \theta_{1i}) \quad (40)$$

式中:

$E_x$ ——单位质量流体机械损失的能量;

$c_{ph}$ ——油或冷却水的比热容;

$q_{mi}$ ——油或冷却水的质量流量;

$\theta_{2i}$ 、 $\theta_{1i}$ ——油或冷却水的出口和进口温度。

## 7.5.7 测量仪表

### 7.5.7.1 主要温度的测量

由于锅炉给水泵工作流体的温度通常较高, 因此其进、出口温度传感器应被装入温度传感器套管内。温度传感器套管露出测量管部分需进行保温。如果测试条件允许, 进、出口温度测点最好采用双传感器, 以便在确定温差时消除可能出现的误差。

在安装温度测点时, 应注意确保温度传感器端部和护套底部之间的热接触, 必要时, 使用支撑弹簧,

或在护套里充入具有良好传热特性的液体（水、油等）。

7.5.7.1.1 温度测点的数量及安装位置

在面积为 $A$ 的管道横截面中的平均温度  $\theta_m$ 由下式给出：

$$\theta_m = \frac{\int \theta u_a dA}{\int u_a dA}$$

(41)

式中：

$u_a$ ——截面 $dA$ 微元中当地流速的轴向分量。

当工作流体的普朗特数接近于1，且管道中心和管壁之间温差较小时，可以认为流速和温度的分布是相同的。在这种条件下，  $\theta_m$  的值为测量截面中给定的所有测点温度的算术平均值，这些测点离开管道轴线的距离 $r$ 应在试验前预先确定。当雷诺数大于6000，而测点的数量分别为1~5时，测点离开管道中心线的距离见表6。

也可采用表7中规定的稍微不同的位置。根据试验经验，两种情况下计算的平均温度之间的差别实际上对试验结果没有什么影响。

表6 温度传感器的位置（无量纲）

传感器的数量	离开中心的距离 $\left(\frac{r}{R}\right)$				
1	0.72				
2	0.46	0.86			
3	0.37	0.67	0.91		
4	0.34				