

# 中华人民共和国国家标准

## 泵类系统电能平衡的测试与计算方法

GB/T 13468—92

Measurement and calculation methods of electric energy  
balance for pumps systems

### 1 主题内容与适用范围

本标准规定了交流电气传动泵类系统电能平衡测试的条件、项目内容、测试与计算方法。

本标准适用于交流电气传动离心泵、混流泵、轴流泵、旋涡泵和往复泵类系统电能平衡的现场测试与计算。

### 2 引用标准

- GB 3214 水泵流量的测定方法
- GB 3216 离心泵、混流泵、轴流泵和旋涡泵试验方法
- GB 7784 机动往复泵试验方法
- GB 8222 企业设备电能平衡通则
- GB 8916 三相异步电动机负载率现场测试方法
- GB/T 13466 交流电气传动风机(泵类、压缩机)系统经济运行通则

### 3 术语

#### 3.1 泵系统

由泵、交流电动机、调速装置、传动机构、管网按流程要求所组成的总体。

#### 3.2 机组

由泵、交流电动机、调速装置和传动机构所组成的总体。

#### 3.3 管网

由直管道、弯头、阀门、锥管及工艺所必需的其他辅助设备按流程要求所组成的总体。

#### 3.4 系统输入电能[量]

泵系统在实际运行中,电网供给系统的电能[量]。

#### 3.5 系统有效利用能量

泵系统在实际运行中,抽送的流体介质有效用于生产流程的机械能量。

#### 3.6 系统电能利用率

在统计周期内,泵系统管网末端输出有效能量的总和与供给系统电能[量]总和之比的百分数。

#### 3.7 机组电能利用率

在统计周期内机组运行时输出能量的总和与供给机组电能[量]总和之比的百分数。

#### 3.8 泵系统运行效率

泵系统运行时管网末端输出的有效功率与电源开关输出端的有功功率之比的百分数。

#### 3.9 机组运行效率

国家技术监督局 1992-06-04 批准

1992-10-01 实施

机组运行时,泵输出的有效功率与机组输入的有功功率之比的百分数。

3.10 泵运行效率

泵在运行时,输出的有效功率与泵输入功率(或称泵轴功率)之比的百分数。

3.11 电动机运行效率

电动机在运行时,实际输出功率与输入有功功率之比的百分数。

3.12 管网效率

管网(吸入或排送管网)末端输出的有效功率与管网(吸入或排送管网)起始端输入的有效功率之比的百分数。

3.13 管网能量损耗

流体流经管网过程中泄漏和阻力损失所损耗的能量。

3.14 系统正常运行工况

泵系统在生产、流体源条件(抽吸液体池的液位、液体温度、输送介质等)、运行方式、供电等皆正常的情况下,并满足生产工艺流程规定的要求时运行的工况。

3.15 常用运行工况

变负荷(或调节)的泵系统,按生产工艺流程要求所需调定的或随生产流程负荷变化而改变的相对稳定运行工况。

3.16 泵系统边界

由泵系统电能[量]输入端到泵系统总管网的末端所组成的整个流程范围。

4 测试的现场条件及要求

4.1 测试前应具备泵系统设备的参数、运行台帐(或运行记录)等有关资料和必要的生产工艺流程图样。

4.2 根据被测泵系统的现场条件,按 GB 8222 中的规定合理确定泵系统的边界范围。绘制泵系统边界范围流程图(见图 1)和泵系统电能平衡框图(见图 2)。制订切实可行的测试方案,并绘制出现场测试记录、计算表(见附录 A)。

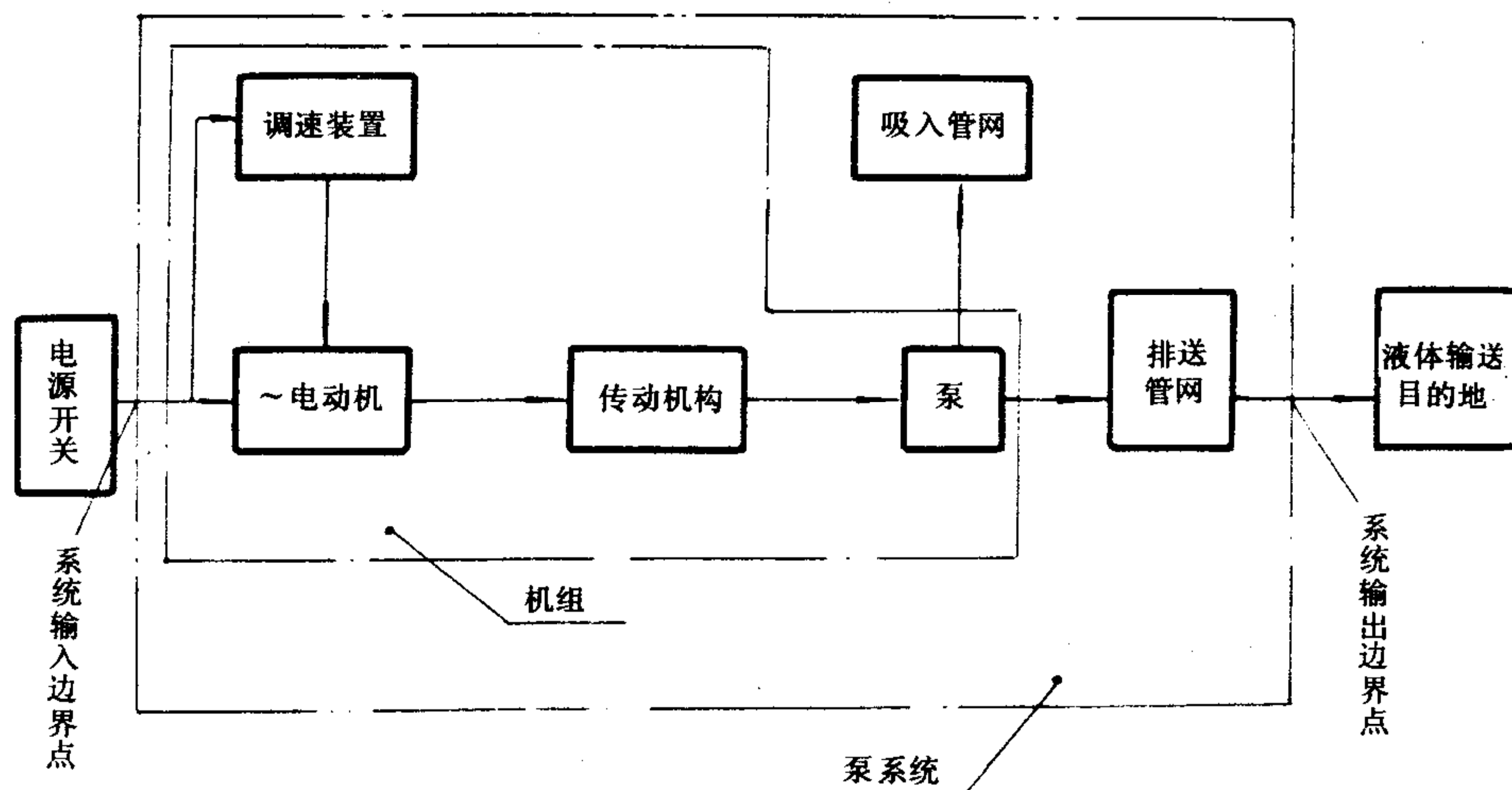


图 1

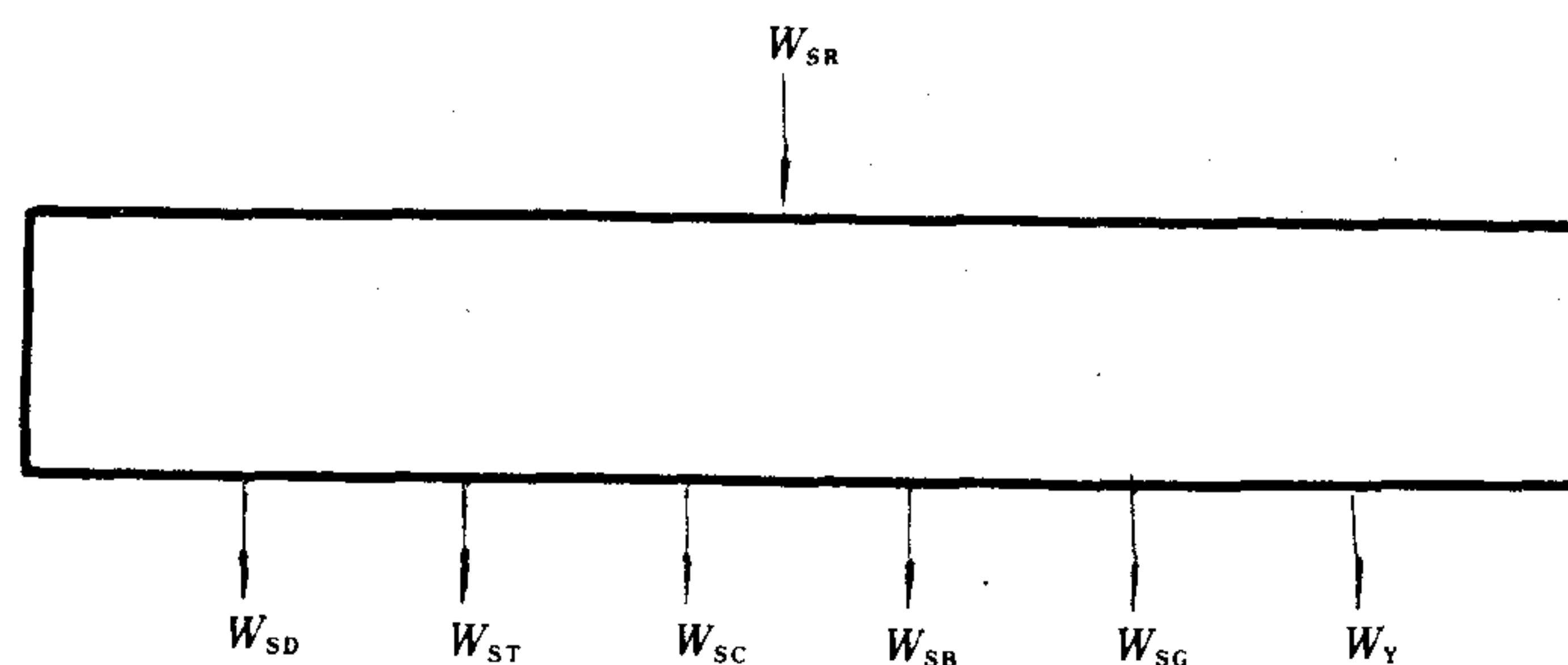


图 2

$W_{SR}$ —泵系统电能[量]平衡测算周期内输入的总电能[量],  $\text{kW} \cdot \text{h}$ ;  $W_Y$ —泵系统电能平衡测算周期内总有效能量,  $\text{kW} \cdot \text{h}$ ;  $W_{SD}$ —电动机在电能平衡测算周期内损失的总能量,  $\text{kW} \cdot \text{h}$ ;  $W_{ST}$ —调速装置在电能平衡测算周期内损失的总能量,  $\text{kW} \cdot \text{h}$ ;  $W_{SC}$ —机械传动机构在电能平衡测算周期内损失的总能量,  $\text{kW} \cdot \text{h}$ ;  $W_{SB}$ —泵在电能平衡测算周期内损失的总能量,  $\text{kW} \cdot \text{h}$ ;  $W_{SG}$ —管网在电能平衡测算周期内损失的总能量,  $\text{kW} \cdot \text{h}$

4.3 测试必须在泵系统正常运行工况下进行。测试的时间选择和测算数值的取值应具有平均值的代表性。

#### 4.4 测试工况点的确定

变负荷运行的泵系统,应在负荷变化的周期内,选相对稳定的 3~5 种工况点(包括最大负荷和最小负荷运行工况点)作为测量的基准工况点。测量的周期时间应不小于负荷循环变化三个周期,并取其平均值。

4.5 泵系统输入电能[量]和输出能量边界点测量部位的选定。

4.5.1 泵系统输入电能[量]的边界点测量部位,应取在电动机电源开关的出口端处。如采用调速运行,并具有功率反馈的系统,其输入边界点的测量部位应取在反馈端的前缘。

4.5.2 泵系统输出能量边界点的测量部位,可根据泵系统流程的分布形式,管网布局方式及生产工艺要求的不同而合理选定。一般泵系统能量输出边界点的测量部位,应取在排送主管道末端处(即流体进入输送目的地前缘)。如排送液体主管道有 2 条以上并联的系统,则系统输出能量边界点的测量部位,应分别取在各条排送液体主管道的末端处。

### 5 测算的项目与内容

- 5.1 泵系统输入电能[量]和有功功率。
- 5.2 电动机输出能量、功率和运行效率。
- 5.3 机械传动机械和调速装置的能量损耗或传动效率。
- 5.4 泵输入能量和功率。
- 5.5 泵输出的能量、有效功率和运行效率。
- 5.6 机组运行效率、电能利用率。
- 5.7 系统管网的能量损耗和效率。
- 5.8 泵系统运行效率、电能利用率。

### 6 测试方法

6.1 泵系统的输入电能[量]或有功功率和电动机的输出能量或功率的测算,按 GB 8916 的有关规定进行。也可按本标准 7.1 条中的规定在保证测量精度的前提下,采用其他的功率测量方法进行。对串并联的泵系统输入电能[量]和有功功率的测量,必须同时测定各台电动机的输入能量和有功功率。

6.2 机械传动机构的传动效率可按表 1 中的规定查取(一般可取大值)。

表 1

%

传动形式	泵机同轴直联	联轴器传动	胶带传动		机械变速装置传动
			V 型带	普通平带	
传动效率	100	99~99.5	96~97	93~97	产品样本提供

6.2.1 变频调速和串级调速的输入功率测算方法按 8.1.3.1 条和 8.1.3.2 条规定。

6.3 泵输入能量或功率,由电动机输出能量或功率测算。并由机械传动装置的效率(查表 1)计算后求得。

6.4 泵输出能量或功率的测量

6.4.1 泵系统流量的测量,除按 GB 3214 中规定的测量方法外,也可按本标准 7.1 条表 4 中仪表精度的要求,采用其他的流量测量方法进行测量。

6.4.2 泵系统流量测量时流量计的安装部位可根据测量要求和现场条件选定(见图 3)。但流量计前后管道必须保证有相应长度  $L$  的同直径直管段(根据流量计产品说明书要求)。如现场条件不具备要求时,允许对直管段长度作适当的修正或调整,但在测量时,应增加流量测量的次数和读数值的组数。

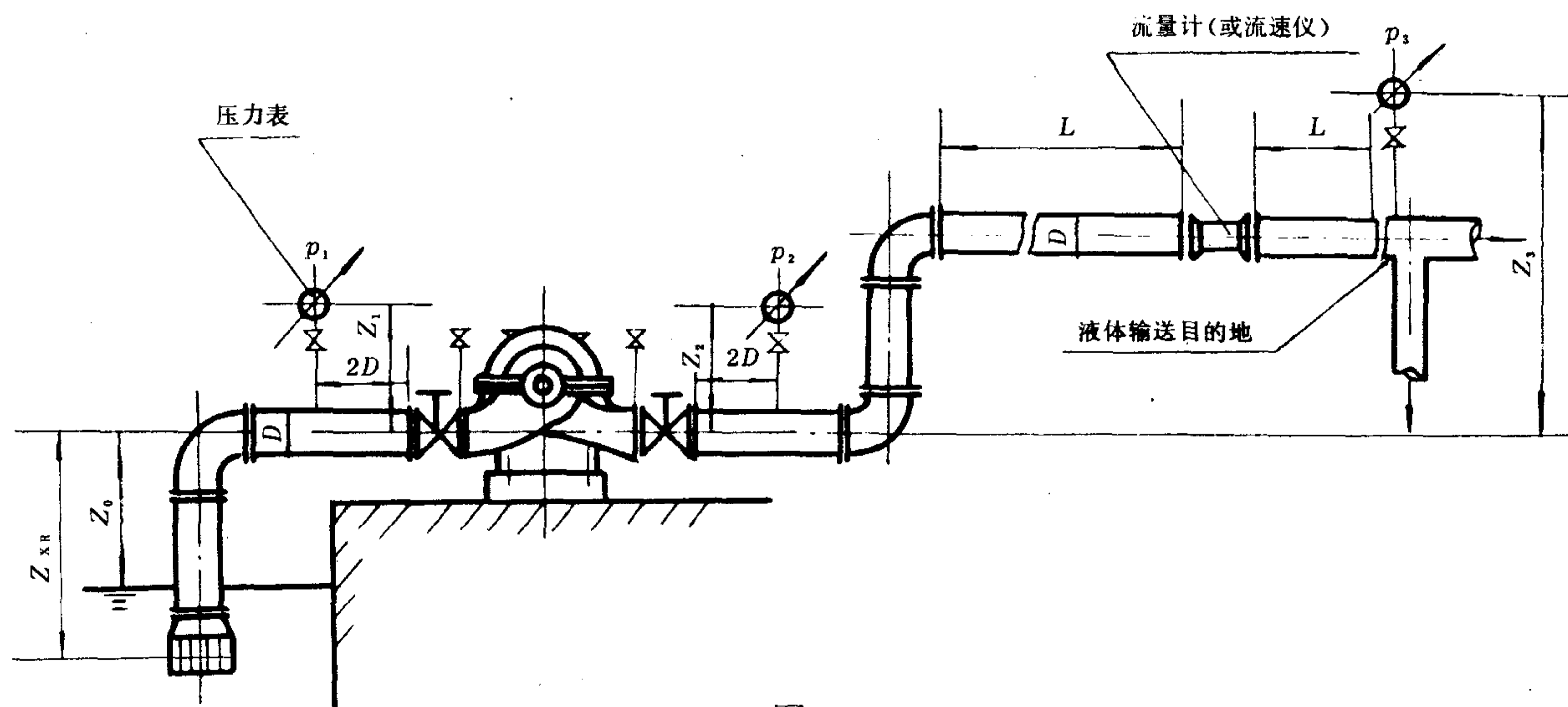


图 3

6.4.3 泵进出口压力测量时,测压仪表的安装部位按图 3 选定。测压部位应选取在泵进口法兰前、出口法兰后  $2D$  的直管段上(泵进口法兰前、出口法兰后直接连接阀门的,也可直接选在泵的进、出口法兰的取压孔上)。不得将测压孔选取在锥管、弯头或其他形式的过渡管段上。

系统能量输出边界点压力测量的部位可选取在液体排送主管道末端的前缘部位(见图 3)。

往复泵进出口压力的测压部位按 GB 7784 规定选取。

6.4.4 泵转速的测量部位,可选取在泵轴或电动机轴的任意位置上。

6.5 泵系统液体吸入或排送管道中能量损耗的测量,应通过测量液体流经管道后的液体流量和扬程二部分损失的方法来测算出管道中的能量损耗值和效率值。

6.5.1 管道中液体流量损失(泄漏量)可通过测量泵出口后的流量值和管道末端的实际流量值的办法计算得到管道中的泄漏量值。其测量方法按 GB 3214 的规定进行。

6.5.2 管道中扬程损失,可通过测算管道起始端与末端的压力差求得。如系统是多台泵并联,管道为 2 条以上系统,则应分别测量出各条管道的起始端和末端处的压力值。测压部位可视现场条件选取。

6.6 系统测试过程中的读数。测量时同一工况下流量、扬程、转速及功率等被测量参数应同时进行读数,每种被测量参数必须重复读取三组以上的测量值。以各组读数的平均值作计算值。为判别系统测量

时的稳定性和读数的准确性,各组同一测量重复读数的变化及波动容差应符合表2的规定。如同一测量重复读数变化超过表2的规定值,则该工况点原测量值无效。应对该工况点进行重新测量读数。

表 2 %

重复读数组数	同一测量重复读数的最大值与最小值间的容差范围	
	流量、压力 电功率(或电能)	转速
3	≤2	≤0.5
5	≤3.5	≤1

注:最大值与最小值之间差值百分比计算按下式:  $\frac{\text{最大值}-\text{最小值}}{\text{最大值}} \times 100\%$

6.7 泵系统电能平衡和泵系统运行效率的测量,每种工况测试过程时间不少于1h。同一工况点应间隔重复测量三次,每次测量间隔10~15min。以三次测量的平均值作为测算泵系统电能平衡和系统运行效率值。

6.8 泵系统电能平衡的测算周期时间,可根据泵系统的负荷变化周期、运行记录及统计台帐合理确定。但测算周期应具有统计平均值的代表性。

6.9 泵系统电能平衡及运行效率测试精度

6.9.1 系统运行效率三次重复测试值的相对总误差值不大于±3%。

6.9.2 系统单项测量和其他测量值的三次重复测量相对误差值,应符合表3的规定。

6.9.3 系统电能平衡正反平衡二种测算(包括系统运行效率测算)的最大误差值不大于±3%。

表 3 %

测量值	流量、扬程 电功率(或电能)	转速	电动机、泵运行效率	机组运行效率
容许范围	±2.5	±0.5	±4.5	±3.5

## 7 测量仪表精度及要求

7.1 测量仪表的精度应符合表4的规定。

7.2 各种测量仪表都必须是国家计量部门认可的产品。必须在各级计量部门检定的有效期内。

7.3 测量仪表的量程选取。流量测量应在仪表规定的使用范围内,压力、功率的测量值应不小于测量仪表满量程值的 $\frac{1}{3}$ 。

表 4

测量项目	电能量	电功率	流量	压力		转速
				正压力	负压力	
精度等级	≤1	≤0.5	≤2	0.4	≤1.5	≤0.25

## 8 泵系统运行效率的计算方法

8.1 系统中设备运行效率的计算

8.1.1 电动机运行效率的计算按GB 8916的规定进行,也可按式(1)计算:

$$\eta_D = \frac{P_{YD}}{P_{SRD}} \times 100\% \dots\dots\dots(1)$$

或

$$\eta_D = \left( 1 - \frac{P_{SD}}{P_{SRD}} \right) \times 100\%$$

式中： $\eta_D$ ——电动机运行效率，%；

$P_{YD}$ ——电动机带负载运行时的有效功率，kW；

$P_{SD}$ ——电动机带负载运行时的损耗功率，kW；

$P_{SRD}$ ——电动机带负载运行时的输入有功功率，kW。

8.1.1.1 电动机带负载运行时的输入有功功率用有功电度表法测量时，按式(2)计算：

$$P_{SRD} = \frac{3.6nK_{DL}K_{DY}}{tK} \times 10^3 \dots\dots\dots(2)$$

式中： $n$ ——测量期内电度表铝盘所转的圈数，r；

$K_{DL}$ ——电流互感器的变比；

$K_{DY}$ ——电压互感器的变比；

$t$ ——测量周期的累计时间，s；

$K$ ——有功电度表的常数(或系数)，r/(kW·h)。

8.1.1.2 电动机带负载运行时的输入有功功率用二瓦特表法测量时，电动机输入有功功率按式(3)计算：

$$P_{SRD} = K_w K_{DL} (W_1 + W_2) \times 10^{-3} \dots\dots\dots(3)$$

式中： $K_w$ ——电功率表系数，kW/格；

$W_1, W_2$ ——二只电功率表实测读值(3~5次读值的算术平均值)，格。

8.1.2 机械传动机构传动效率值按表1查取。

8.1.3 交流电气传动调速装置运行效率的计算：

8.1.3.1 调速装置为变频调速时，应采用铁磁式或整流式仪表测试调速装置输入电功率和输出电功率，按式(4)计算：

$$\eta_T = \frac{P_{SCT}}{P_{SRT}} \times 100\% \dots\dots\dots(4)$$

式中： $\eta_T$ ——调速装置运行效率，%；

$P_{SRT}$ ——调速装置输入电功率，kW；

$P_{SCT}$ ——调速装置输出电功率，kW。

8.1.3.2 采用串级调速时效率的测试与测试单台交流电动机方法相同，此时测得的效率是串级调速装置与电动机运行效率的乘积。

8.1.3.3 采用液力偶合器调速则按液力偶合器的效率测试方法进行，也可由产品说明书查取。

8.1.4 泵运行效率按式(5)计算：

$$\eta_B = \frac{P_{YB}}{P_{SRB}} \times 100\% \dots\dots\dots(5)$$

式中： $\eta_B$ ——泵运行效率，%；

$P_{YB}$ ——泵有效功率(或输出功率)，kW；

$P_{SRB}$ ——泵输入功率(或称泵轴功率)，kW。

8.1.4.1 泵有效功率按式(6)计算：

$$P_{\text{YB}} = \rho g Q H \times 10^{-3} \quad \dots\dots\dots(6)$$

式中： $Q$ ——泵输出液体的体积流量， $\text{m}^3/\text{s}$ ；  
 $H$ ——泵扬程， $\text{m}$ （水柱）；  
 $\rho$ ——液体密度， $\text{kg}/\text{m}^3$ ；  
 $g$ ——重力加速度（宜取当地重力加速度）， $\text{m}/\text{s}^2$ 。

往复泵的输出功率计算按 GB 7784。

#### 8.1.4.2 泵扬程按式(7)计算：

$$H = H_2 - H_1 \\ = \left( \frac{p_2 \times 10^6}{\rho g} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} \right) - \left( \frac{p_1 \times 10^6}{\rho g} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} \right) \quad \dots\dots\dots(7)$$

式中： $H_1$ 、 $H_2$ ——泵入口、出口截面液体的总扬程， $\text{m}$ （水柱）；  
 $p_1$ 、 $p_2$ ——泵入口、出口实测表压的读值， $\text{MPa}$ ；  
 $Z_1$ ——测量压力参照基准面到入口测压仪表中心水平面的垂直高差， $\text{m}$ ；当入口压力小于大气压力，入口测压连接管内充满空气时，该值要减去测压仪表中水平面至测量压力参照基准面的垂直高差，若测量压力参照基准面与入口管中水面为同一平面，该值为零。  
 $Z_2$ ——测量压力参照基准面到出口测压仪表中心水平面的垂直高差， $\text{m}$ ；  
 $V_1$ 、 $V_2$ ——泵入口与出口法兰截面处液体平均流速， $\text{m}/\text{s}$ 。

#### 8.1.4.3 泵输入功率（或称泵轴功率）按式(8)计算：

$$P_{\text{SRB}} = P_{\text{SRD}} \eta_c \eta_T \eta_D \quad \dots\dots\dots(8)$$

式中： $\eta_c$ ——机械传动效率，%；  
 $\eta_T$ ——调速装置效率，%。

往复泵的输入功率计算按 GB 7784。

#### 8.1.4.4 泵的流量、扬程和功率的测量值应进行实测转速至额定转速的换算：

当实测转速与规定转速的差值在 GB 3216 允许的范围时，换算按式(9)~(11)：

$$Q' = \left( \frac{n_E}{n'} \right) Q \quad \dots\dots\dots(9)$$

$$H' = \left( \frac{n_E}{n'} \right)^2 H \quad \dots\dots\dots(10)$$

$$P'_{\text{SRB}} = \left( \frac{n_E}{n'} \right)^3 P_{\text{SRB}} \quad \dots\dots\dots(11)$$

式中： $Q'$ 、 $H'$ 、 $P'_{\text{SRB}}$ ——转速换算后的泵流量、扬程、轴功率值；  
 $Q$ 、 $H$ 、 $P$ ——泵在实测转速下的流量、扬程、轴功率值；  
 $n_E$ ——泵额定转速， $\text{r}/\text{min}$ ；  
 $n'$ ——泵运行时的实测转速， $\text{r}/\text{min}$ 。

#### 8.1.4.5 输送粘性液体时性能参数的换算：

离心泵用于输送粘性液体时，性能参数应换算到输送清水时相应的参数值。计算按式(12)~(14)：

$$Q = K_Q Q_v \dots\dots\dots (12)$$

$$H = K_H H_v \dots\dots\dots (13)$$

$$\eta = K_\eta \eta_v \dots\dots\dots (14)$$

式中:  $K_Q, K_H, K_\eta$ ——使用范围内流量、扬程、效率的换算系数,由附录 B 查得;

$Q_v, H_v, \eta_v$ ——输送粘性液体时实测的流量、扬程和效率。

8.2 机组运行效率按式(15)计算:

$$\eta_j = \frac{P_{YB}}{P_{SRD}} \times 100\% \dots\dots\dots (15)$$

或

$$P_j = \left( 1 - \frac{P_{SD} + P_{SC} + P_{ST} + P_{SB}}{P_{SRD}} \right) \times 100\%$$

式中:  $\eta_j$ ——机组效率, %;

$P_{SC}$ ——机械传动机构的功率损耗, kW;

$P_{ST}$ ——调速装置的功率损耗, kW;

$P_{SB}$ ——泵运行时的功率损耗, kW。

并联机组运行效率按式(16)计算:

$$\eta_j = \frac{\sum_{i=1}^n P_{YB_i}}{\sum_{i=1}^n P_{SRD_i}} \times 100\% \dots\dots\dots (16)$$

式中:  $P_{YB_i}$ ——第  $i$  台泵的有效功率(或称输出功率), kW。

当系统已测算出电动机、传动机构、调速装置和泵运行效率时,机组效率也可按式(17)计算:

$$\eta_j = \eta_d \eta_c \eta_T \eta_B \dots\dots\dots (17)$$

8.3 管网的扬程损失及效率计算:

8.3.1 吸入管网的效率按式(18)计算:

$$\eta_{G1} = \frac{H_1}{H_{XR}} \times 100\% \dots\dots\dots (18)$$

或

$$\eta_{G1} = \left( 1 - \frac{H_{S1}}{H_{XR}} \right) \times 100\%$$

式中:  $\eta_{G1}$ ——吸入管网的效率, %;

$H_1$ ——吸入管网末端的扬程, m;

$H_{S1}$ ——吸入管网的扬程损失, m;按式(19)计算:

$$H_{S1} = \left( \frac{p_{XR} \times 10^6}{\rho g} + \frac{V_{XR}^2}{2g} + Z_{XR} \right) - \left( \frac{p_1 \times 10^6}{\rho g} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} \right) \dots\dots\dots (19)$$

式中:  $p_{XR}$ ——吸入管网起始端压力, MPa;

$V_{XR}$ ——吸入管网起始端处液体平均流速, m/s;



$Z_{XR}$ ——测试基准面到吸入管网起始端的垂直高度(见图3),m;

$H_{XR}$ ——吸入管网起始端处扬程,m;按式(20)计算:

$$H_{XR} = \frac{p_{XR} \times 10^6}{\rho g} + \frac{V_{XR}^2}{2g} + Z_{XR} \quad \dots\dots\dots(20)$$

并联机组吸入管网的效率计算按式(21):

$$\eta_{G1} = \frac{\sum_{i=1}^n H_{1i}}{\sum_{i=1}^n H_{XRi}} \times 100\% \quad \dots\dots\dots(21)$$

式中:  $H_{1i}$ ——第*i*根吸入管网末端的扬程,m;

$H_{XRi}$ ——第*i*根吸入管网起始端处扬程,m。

8.3.2 排送管网的效率计算按式(22):

$$\eta_{G2} = \frac{Q_3 H_3}{Q_2 H_2} \times 100\% \quad \dots\dots\dots(22)$$

式中:  $\eta_{G2}$ ——排送管网的效率,%;

$Q_3$ ——系统输出边界点处实测的液体流量,m<sup>3</sup>/s;

$H_3$ ——系统排送管网末端(输出边界点处)的总扬程,m。按式(23)计算:

$$H_3 = \frac{p_3 \times 10^6}{\rho g} + Z_3 + \frac{V_3^2}{2g} \quad \dots\dots\dots(23)$$

式中:  $p_3$ ——排送管网末端实测表压值,MPa;

$Z_3$ ——管网末端处压力表中心水平面到测量基准面的垂直高度,m;

$V_3$ ——管网末端处管道内液体平均流速,m<sup>3</sup>/s;

$Q_2$ ——排送管网起始端处实测的液体流量,m<sup>3</sup>/s;

$H_2$ ——排送管网起始端处扬程,m。

并联机组排送管网的效率按式(24)计算:

$$\eta_{G2} = \frac{\sum_{j=1}^m Q_{3j} H_{3j}}{\sum_{j=1}^m Q_{2j} H_{2j}} \times 100\% \quad \dots\dots\dots(24)$$

式中:  $Q_{3j}$ ——第*j*根排送管网末端的流量,m<sup>3</sup>/s;

$H_{3j}$ ——第*j*根排送管网末端的扬程,m;

$Q_{2j}$ ——第*j*根排送管网起始端处流量,m<sup>3</sup>/s;

$H_{2j}$ ——第*j*根排送管网起始端处扬程,m。

8.3.3 泵系统管网总效率按式(25)计算:

$$\eta_G = \eta_{G1} \eta_{G2} \quad \dots\dots\dots(25)$$

式中:  $\eta_G$ ——泵系统管网总效率,%。

8.4 泵系统运行效率的计算。

当系统由单台泵与一条主管道组合成的系统时按式(26)计算:

$$\eta = \frac{P_Y}{P_{SR}} \times 100\% \quad \dots\dots\dots(26)$$

或

$$\eta = \frac{\rho g Q_3 H_3 \times 10^{-3}}{P_{SR}} \times 100\%$$

式中： $\eta$ ——泵系统运行效率，%；

$P_Y$ ——系统输出功率(或系统有效功率)，kW；

$P_{SR}$ ——泵系统输入功率，kW。

由多台泵与多条主管道串联或并联运行的泵系统，其运行效率按式(27)计算：

$$\eta = \frac{\sum_{j=1}^m P_{Yj}}{\sum_{i=1}^m P_{SRi}} \times 100\% \quad \dots\dots\dots(27)$$

式中： $P_{Yj}$ ——第  $j$  条主管道输出功率(或有效功率)，kW；

$P_{SRi}$ ——第  $i$  台泵的输入功率，kW。

### 9 泵系统电能[量]平衡的计算方法

9.1 泵系统电能[量]平衡计算按 GB 8222 规定进行。在系统电能平衡测算周期内，其电能平衡按式(28)计算：

$$W_{SR} = W_Y + W_S \quad \dots\dots\dots(28)$$

或

$$W_{SR} = W_Y + (W_{SD} + W_{ST} + W_{SC} + W_{SB} + W_{SG})$$

式中： $W_S$ ——系统在电能平衡测算周期内损失的总能量，kW·h。

9.2 泵系统的电能利用率按式(29)计算：

$$H_Y = \frac{W_Y}{W_{SR}} \times 100\% \quad \dots\dots\dots(29)$$

或

$$H_Y = \left( 1 - \frac{W_S}{W_{SR}} \right) \times 100\%$$

式中： $H_Y$ ——泵系统的电能利用率，%。

9.3 机组的电能利用率按式(30)计算：

$$H_J = \frac{W_{YB}}{W_{SR}} \times 100\% \quad \dots\dots\dots(30)$$

或

$$H_J = \left( 1 - \frac{W_{SD} + W_{SC} + W_{ST} + W_{SB}}{W_{SR}} \right) \times 100\%$$

式中： $H_J$ ——机组的电能利用率，%；

$W_{YB}$ ——泵在电能平衡测算周期内总有效能量，kW·h。

附录 A  
测试用表格式  
(参考件)

A1 泵系统电能[量]平衡表按表 A1 格式绘制。

表 A1

kW·h

系统电能[量]输入				系统电能[量]损耗及有效输出			
代号	项目(或名称)	电能[量]	百分比 %	代号	项目(或名称)	电能[量]	百分比 %
$W_{SD}$ (或 $W_{SRD}$ )	电网(或电动机)输入 电能			$W_{SD}$	电动机能量损耗		
$W_{SRD1}$	并联机组系统输入电 能[量]			$W_{ST}$	调速装置能量损耗		
$W_{SRD2}$				$W_{SC}$	传动机构能量损耗		
$W_{SRD3}$				$W_{SB}$	泵能量损耗		
⋮				$W_{SG}$	管网能量损耗		
$W_{SRDn}$				$W_Y$	系统输出有效能量		
	合 计				合 计		
代号	电能[量]利用率	计 算 公 式					
$H_Y$	泵系统电能利用率	$\frac{W_Y}{W_{SR}} \times 100\%$ 或 $\left( 1 - \frac{W_{SD} + W_{ST} + W_{SC} + W_{SB} + W_{SG}}{W_{SR}} \right) \times 100\%$					
$H_J$	机组电能利用率	$\frac{W_{YB}}{W_{SG}} \times 100\%$ 或 $\left( 1 - \frac{W_{SD} + W_{ST} + W_{SC} + W_{SB}}{W_{SR}} \right) \times 100\%$					

A2 泵系统电能[量]平衡测试记录测算表按表 A2。

表 A2

编号：

单位：

承担测试单位：

日期： 年 月 日

现场条件及设备原始参数				实测数据及计算			
现场条件			设备参数		设备实测数据		计算公式及计算方法
系统运行方式			电动机	型号	电流		
并联运行台数				电流	电压		
串联运行台数				电压	输入功率		
电源连接形式及部位				功率	输出功率		
传动方式及传动效率				转速	效率		
调速方式及效率				效率	转速		
抽送介质名称				功率因数	功率因数		
介质温度			泵	型号	流量		
介质密度				流量	扬程		
含杂质(泥沙)量				扬程	转速		
液面至泵中心水平面垂直距离				转速	轴功率		
吸入管路平均内径				轴功率	效率		
排送管路平均内径				效率	表位高 $Z_1$		
泵系统归属工艺流程名称				配套功率	表位高 $Z_2$		
	名称	型号	精度	吸程(或汽蚀余量)	表位高 $Z_3$		
测量 仪表				吸入管网效率	分析及改进意见：     测试人员： 审核： 日期： 年 月 日		
				压送管网效率			
				管网总效率			
				管网能量损失			

附录 B  
离心泵输送粘性介质性能参数换算系数  
(参考件)

B1 大流量泵换算系数

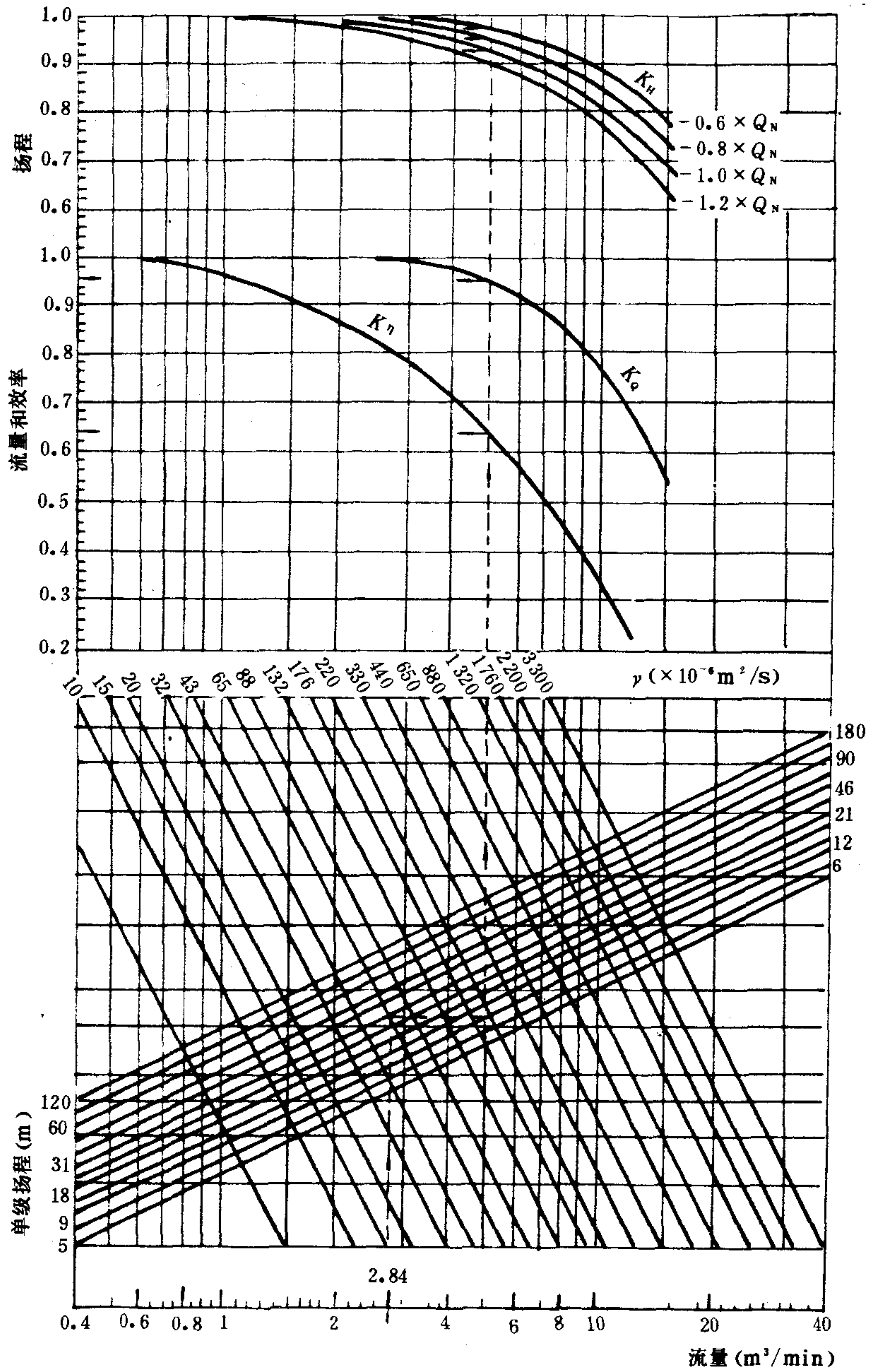


图 B1

B2 小流量泵换算系数

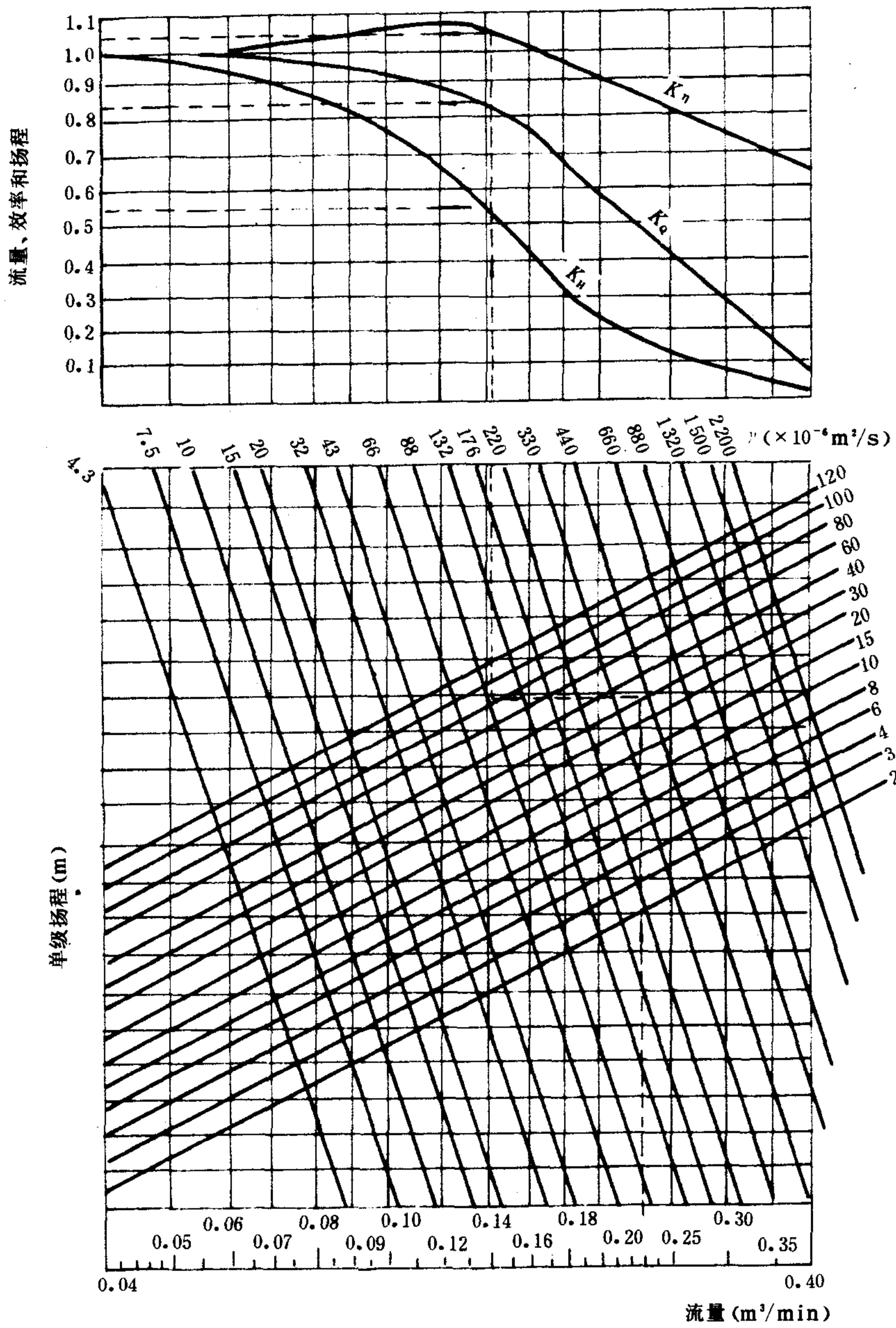


图 B2

B3 换算图的应用说明

先根据输送清水时泵最高效率点(或设计点)的性能,在横坐标上找到流量点( $\text{m}^3/\text{min}$ ),由此点向上在表示扬程的斜线上得到一点,再由此点沿水平线在表示粘度的斜线上又得到一点,从此点垂直上推,在  $K_7$ 、 $K_8$  和(四条)  $K_H$  曲线上即得到换算系数。

四条  $K_H$  曲线分别表示流量为最高效率流量的 60%、80%、100% 和 120% 时的扬程换算系数,根据不同流量各点的数值,便可将换算后的  $Q-H$  曲线画出。