关于GB/T 3216标准中性能的判定

何希杰，邸立辉，常艳辉
（石家庄杂质泵研究所，河北 石家庄 050011）

摘　要：探讨了ISO 9906和GB/T 3216标准中有关流量、扬程、效率和*NPSHR*的判定问题。以标准中性能保证值判定为基础，分析了标准中性能满足的保证条件，分别提出了流量、扬程、效率和*NPSHR*的判定的数学表达式，解决了计算机辅助试验中计算机判定的技术难题。比较了新、旧标准判别方法的优缺点，为进一步理解和贯彻实施这些标准将起到积极作用。

关键词：GB/T 3216；ISO 9906；标准；性能；判定
中图分类号：TH311　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1005－6254(2007)02－0053－04

Pump performance verification method in GB/T 3216

HE Xi-jie, *DI Li-hui*, *CHANG Yan-hui*
(Slurry Pump Institute of Shijiazhuang, Shijiazhuang, Hebei 050011, China)

Abstract: The verification of capacity, head and efficiency of pumps, and *NPSHR* in the ISO 9906 and GB/T 3216 are studied. Based on the guarantee value of performance in the standard, the guarantee condition satified by the performance in the standard is discussed and the mathematical expressions about the value verification of capacity, head, efficiency and *NPSHR* are presented respectively. The technical problem on the verification by computer in the computer aided test has been solved. The verification methods in the old and new standards are compared at the same time.

Key words: GB/T 3216; ISO 9906; standard; performance; verification

1999年，国际标准化组织(ISO)为了适应国际贸易发展的需要，公布了ISO 9906:1999《回转动力泵 水力性能验收试验 1级和2级》标准[1]。该国际标准是合并、修订和代替ISO 2548—1973[2]和ISO 3555—1977[3]。我国泵行业制订的GB/T 3216—2005《回转动力泵 水力性能验收试验 1级和2级》国家标准[4]，等效采用ISO 9906:1999国际标准，代替GB/T 3216—1989《离心泵、混流泵、轴流泵和旋涡泵试验方法》[5]，2006年5月出版。全国农业机械标准化委员会归口的GB/T 12785—2002《潜水电泵 试验方法》[6]，从2002年8月1日起开始实行，其中有关性能判定等内容采用了ISO 9906:1999国际标准。

下面分别讨论新标准中有关流量Q、扬程H、效率η和汽蚀余量*NPSHR*等性能试验结果的判定，并将判定方法公式化。

1　新标准中性能判定法

在泵性能判定方法中，GB/T 3216—2005《回转动力泵 水力性能验收试验 1级和2级》标准中有重大的变化，就是由椭圆公差带判定法改为容差十字线判定法。

1.1　容差的十字线判定法

在讨论泵性能十字线判定法之前，扼要地说明一下椭圆公差带判定法的概念。笔者通过数学推导，得到GB/T 3216—1989标准中的下列公式：

收稿日期：2006－12－21
作者简介：何希杰(1936－)，男，辽宁沈阳人，教授级高级工程师，博士生导师，主要从事渣浆泵理论与设计的研究。
邸立辉(1973－)，男，河北深泽人，工程师，主要从事泵类产品设计的研究。

万方数据

$$T=\left(\frac{H_{SP}X_H}{\Delta H}\right)^2+\left(\frac{Q_{SP}X_Q}{\Delta Q}\right)^2 \quad (1)$$

是以 $H_{SP}X_H$ 和 $Q_{SP}X_Q$ 为长短半轴的椭圆与截距 ΔH 和 ΔQ 的直线相切应当满足的条件，即试验的性能曲线应满足的起码保证条件，而不是关于长短半轴为 H_{SP} X_H 和 $Q_{SP}X_Q$ 的椭圆方程。用椭圆公差带判定泵性能的方法，笔者首次定义为“椭圆公差带判定法”[7]，公式(1)不是椭圆方程，不能叫“椭圆方程判别法”。下面着重研究新标准中泵性能十字线判定法。

GB/T 12785—2002 标准中规定，通过规定点(Q_{SP},H_{SP})以水平线段 $\pm t_Q Q_{SP}$ 和垂直线段 $\pm t_H H_{SP}$ 作出容差的十字线。如果$H(Q)$曲线与垂直线段和/或水平线段相交或相切，可认为电泵达到了规定流量和扬程的要求。

GB/T 3216—2005 标准中规定，通过保证点(Q_G,H_G)以水平线段 $\pm t_Q Q_G$ 和垂直线段 $\pm t_H H_G$ 作出容差的十字线。如果 $H(Q)$ 曲线与垂直线段和/或水平线段相交或至少相切，则对扬程和流量的保证即得到满足。

郑梦海在文献[8]中提出，通过保证点(Q_G,H_G)以水平线段 $\pm t_Q Q_G$ 和垂直线段 $\pm t_H H_G$ 作出容差的“十字线”。如果 $H-Q$ 曲线与垂直线段和/或水平线段相交或至少相切，则认为对扬程和流量的保证得到满足。

笔者定义这种判法为“容差十字线判定法”，简称为“十字线判定法”，而不叫“十”字判别法，如图1所示。在图1中，示出了对流量Q、扬程H、效率η规定值的判定。

上述三种表述方式，还是没有能完全准确地反映 ISO 9906:1999 国际标准英文原文条款的内容，为了准确理解英文原文条款的内容，现将英文原文条款引录如下。

在 ISO9906:1999 国际标准中规定“A tolerance cross with the horizontal line $\pm t_Q Q_G$ and the vertical line $\pm t_H H_G$ is drawn through the guarantee point(Q_G,H_G).

The guarantee on the head and flow rate have been met if the $H(Q)$-cuve cuts or at least touches the vertical and/or horizontal line (see Figure 1).”

下面研究英文原文条款的真正的准确含义，关键就是要准确理解原文“at least touches”的含义。

1.2 扬程曲线与容差十字线的关系

1.2.1 关于“相切”问题

相切的意义可以理解如下：直线与圆(弧线)有一个公共点 直线与圆(弧线)相切。这条直线是圆(弧线)的切线，公共点是切点，圆(弧线)的切线垂直于过切点的半径(法线)[9]。相切的概念，包含有弧线，切线，切点，法线，切线与法线垂直，切线必须过切点等几何要素。

如果采用 GB/T 3216—2005 标准2级对泵试验曲线进行性能判定，那么容差十字线在 $H-Q$ 坐标系中的位置和长短就固定了。

扬程曲线是向右倾斜下降的曲线。如果曲线与十字线相切，只能在水平线段上面或者在垂直线段左面相切。如果在水平线段上面相切时，曲线随着流量的增加而倾斜下降，到达水平线段上某一点相切，经过切点后曲线突然转向，而后随着流量的增加而上升；如果在垂直线段左面相切时，曲线随着流量的增加而倾斜下降，到达垂直线段上某一点相切，经过切点后曲线突然转向，而后随着流量的增加而下降。在实际的情况下，曲线在水泵工作区间($0.7Q_G$ ~$1.2Q_G$)内是向右倾斜单调下降曲线，不可能出现突然转向的情况。因此，按扬程曲线的变化规律，不可能出现与十字线“至少相切”的情况。

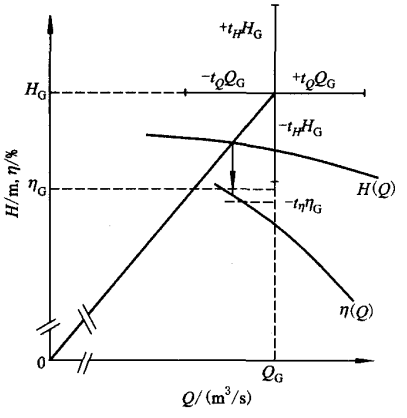


图1 对流量、扬程和效率的保证的证实

1.2.2 扬程曲线与容差十字线的关系

如上所述，扬程曲线在水泵工作区间($0.7Q_G$ ~$1.2Q_G$)范围内是向右倾斜下降的曲线，曲线为凸曲线(曲线 $y=f(x)$ 的导数 $f'(x)$ 在给定区间上小于0)。曲线在工作区范围内完全覆盖容差水平线段所对应的流量范围。曲线与十字线之间的位置关系，只能有下列三种情况：一是相交；二是相离；三是至少通过(touch，接触，碰到)线段的一个端点，这是满足和不满足保证条件的分界点。第一种情况和第二种情况，容易理解。下面着重研究第三种情况。

笔者对60种不同比转速离心泵(单级单吸泵

万方数据

14 种，单级单吸石油化工泵 16 种，单级双吸泵 10 种，多级离心泵 10 种和长轴深井泵 10 种）优秀水力模型有关数据进行分析和计算，用下式求出每一种比转速泵在工作区范围内扬程曲线（斜线）陡降系数 C：

$$C = \frac{\mathrm{d}H/H_G}{\mathrm{d}Q/Q_G} \qquad (2)$$

式中 $\mathrm{d}H$ 为扬程曲线在 $H-Q$ 坐标系中流量点 $0.7Q_G$ 与 $1.2Q_G$ 的扬程差；$\mathrm{d}Q$ 为扬程曲线在 $H-Q$ 坐标系中流量点 $1.2Q_G$ 与 $0.7Q_G$ 的流量差。

首先将所求的每一个 C 值点绘在 $C-n_s$ 坐标系中，得到散点图。根据散点图的数据，再进行计算，得到平均的陡降系数 C 的经验公式为

$$C = 0.447\left(\frac{n_s}{100}\right)^{0.81} \qquad n_s \in (30,240) \quad (3)$$

给出一组比转速 n_s 值，计算相应的陡降系数 C，如表 1 所示。

表 1　离心泵陡降系数 C 与比转速 n_s 的对应值

n_s	30	50	80	100	150	200	240
C	0.168	0.255	0.373	0.447	0.621	0.784	0.908

根据混流泵优秀水力模型性能曲线，计算扬程曲线的陡降系数 C，其经验公式为

$$C = 6.01\left(\frac{n_s}{100}\right)^{-1.08} \qquad n_s \in (210,500) \quad (4)$$

根据轴流泵优秀水力模型性能曲线，计算扬程曲线的陡降系数 C，其经验公式为

$$C = 3.82\left(\frac{n_s}{100}\right)^{-0.60} \qquad n_s \in (480,950) \quad (5)$$

给出一组比转速 n_s 值，计算混流泵和轴流泵扬程曲线相应的陡降系数 C，如表 2 和表 3 所示。

表 2　混流泵陡降系数 C 与比转速 n_s 的对应值

n_s	300	350	400	450	500	550
C	1.827	1.570	1.332	1.171	1.050	0.959

表 3　轴流泵陡降系数 C 与比转速 n_s 的对应值

n_s	500	600	700	800	900	1 000	1 100	1 200
C	1.461	1.310	1.195	1.103	1.028	0.965	0.912	0.866

从表 1 ～ 表 3 中的数据可以看出，不同比转速回转动力泵（包括离心泵、混流泵和轴流泵）在工作区间内，陡降系数 $C > 0$，即扬程曲线上任一点的切线与水平线都有倾斜角，因此扬程曲线不可能与十字线的水平线段（或者垂直线段）相切，即两者不存在相切的关系。

1.2.3　德国标准 DIN 1944 中的图解

在德国标准 DIN 1944 中，示出了试验扬程曲线通过容差十字线的垂直线段的端点（最高扬程点 $H = H_G + t_H H_G$ 和最低扬程点 $H = H_G - t_H H_G$）和水平线段端点（最大流量点 $Q = Q_G + t_Q Q_G$ 和最小流量点 $Q = Q_G - t_Q Q_G$）的图解[10]。

这就清楚地表明：扬程曲线是通过（德国 DIN 1944 标准中的 Durch：通过，穿过）十字线的端点，而不是与水平线段（或者垂直线段）“相切”。

综上所述，可以得出这样的结论，扬程曲线与十字线的关系为：相离，相交和至少通过（碰到）十字线的一个端点。

在 ISO 9906 标准中，满足扬程和流量的保证条款的确切含意，笔者理解并译为“通过保证点（Q_G，H_G）以水平线段 $\pm t_Q Q_G$ 和垂直线段 $\pm t_H H_G$ 作出容差的十字线。如果 $H(Q)$ 曲线与垂直线段和／或水平线段相交或者至少通过线段的一个端点，则对扬程和流量的保证即得到满足。”

1.3　判定条款的公式化

如果用公式表达上述条款的内容，即为

$$T_H = \left(\frac{t_H H_G}{\Delta H}\right)^2 \geqslant 1 \left(\text{或者 } T_H = \left|\frac{t_H H_G}{\Delta H}\right| \geqslant 1\right) \qquad (6)$$

$$T_Q = \left(\frac{t_Q Q_G}{\Delta Q}\right)^2 \geqslant 1 \left(\text{或者 } T_Q = \left|\frac{t_Q Q_G}{\Delta Q}\right| \geqslant 1\right) \qquad (7)$$

式中 ΔH 为规定性能点与试验曲线的垂直距离；ΔQ 为规定性能点与试验曲线的水平距离。

$T_H \geqslant 1$ 或者 $T_Q \geqslant 1$，表示 $H(Q)$ 曲线与垂直线段和／或水平线段相交或者至少通过垂直线段和／或水平线段的一个端点，可以认为满足保证流量和扬程的要求。$T_Q = 1$ 或者 $T_H = 1$，说明 $H(Q)$ 曲线达到保证要求的最低界限。$T_Q < 1$ 及 $T_H < 1$，说明 $H(Q)$ 曲线没有达到保证要求。

2　效率的判定

在 GB/T 3216—2005 标准中规定“效率值应按照由通过规定的工作点（Q_G，H_G）和 Q_H 坐标轴的原点的直线与测得的 $H(Q)$ 曲线的交点作一条垂直线与 $\eta(Q)$ 曲线相交得到。

如果该交点的效率值高于或至少等于 $\eta_G(1 - t_\eta)$，则对效率的保证条件的满足是在容差范围内。”

如果用公式表达上述规定内容，则有

万方数据

$$T_\eta = \left(\frac{\eta}{\eta_G(1-t_\eta)}\right) \geqslant 1 \qquad (8)$$

$T_\eta \geqslant 1$，表示泵效率的保证条件得到满足；$T_\eta < 1$，表示没有满足效率的保证要求。泵的规定性能点（Q_G，H_G）和效率 η_G 的容差系数分别为 t_Q，t_H 和 t_η，根据试验精度等级按照表4的规定确定容差系数值。

表4 新旧标准中性能容差系数值 %

参数	符号	1级		2级	
		新标准	旧标准	新标准	旧标准
Q	t_Q	±4.5	±4.0	±8.0	±7.0
H	t_H	±3.0	±2.0	±5.0	±4.0
η	t_η	3.0	2.8	5.0	5.0

注：表中的原来 $t_\eta = \pm 3.0$ 或 ± 5.0，数值前不应有“±”；如果有，取 $t_\eta = -3.0\%$（降低3%），代入公式，得到 $\eta = \eta_G(1-t_\eta) = 1.03\eta_G$（提高了3%），显然不合理。

3 汽蚀余量（*NPSHR*）的容差和判定

在新标准中规定“测得的 *NPSHR* 与保证的 *NPSHR* 之间的最大容许差值为

对于1级：$t_{NPSHR} = +3\%$ 或 $t_{NPSHR}{}^{*} = +0.15$ m，

对于2级：$t_{NPSHR} = +6\%$ 或 $t_{NPSHR} = +0.30$ m，

取两者的较大者。

利用下列判别式，如果成立，则保证得到满足：

$(NPSHR)_G + t_{NPSHR}(NPSHR)_G \geqslant$

$(NPSHR)_{测得的}{}^{**}$，

$(NPSHR)_G + (0.15\text{ m 或 }0.3\text{ m}) \geqslant$

$(NPSHR)_{测得的}{}^{**}$”

如果将上述条款内容比较确切地表达出来，即为“测得的 *NPSHR* 与保证的 *NPSHR* 之间的最大容许差值为

对于1级：$t_{NPSHR} = +3\%$ 或 $\Delta NPSHR = +0.15$ m，

对于2级：$t_{NPSHR} = +6\%$ 或 $\Delta NPSHR = +0.30$ m，

取两者的较大者。

利用下列判别式，如果成立，则保证得到满足：

$(NPSHR)_G + t_{NPSHR}(NPSHR)_G \geqslant$

$(NPSHR)_{meas}$，或

$(NPSHR)_G + \Delta NPSHR \geqslant (NPSHR)_{meas}$”

如果用一个通用公式表达上述标准的条款内容，则有

$$\max[(NPSHR)_G + t_{NPSHR}(NPSHR)_G, (NPSHR)_G + \Delta NPSHR]/(NPSHR)_{meas} \geqslant 1 \qquad (9)$$

式中 $(NPSHR)_{meas}$ 为测得的汽蚀余量；max 表示取大值，即取量值当中最大者，$\Delta NPSHR$ 为必需汽蚀余量容差值。

如果公式(9)成立，则可认为保证得到满足。

4 结 论

讨论了 ISO 9906:1999《回转动力泵 水力性能验收试验 1 级和 2 级》和 GB/T 3216—2005《回转动力泵 水力性能验收试验 1 级和 2 级》以及 GB/T 12785—2002《潜水电泵 试验方法》新标准中性能判定方法，并给出了相应的表达式，纠正了新标准中的技术性差错。对于贯彻实施和加深理解《回转动力泵水力性能验收试验 1 和 2 级》新标准将起到积极作用。

参考文献（References）

[1] ISO 9906—1999, Rotodynamic pumps—Hydraulic performance acceptance tests-Grades 1and 2[S].

[2] ISO 2548—1973(E), Centrifugal, mixed flow and axial pumps - Code for acceptance tests - Class C[S].

[3] ISO 3555—1977(E), Centrifugal, mixed flow and axial pumps - Code for acceptance tests - Class B[S].

[4] GB/T 3216—2005，回转动力泵 水力性能验收试验 1 级和 2 级[S].

[5] GB/T 3216—1989，离心泵、混流泵、轴流泵和旋涡泵试验方法[S].

[6] GB/T 12785—2002，潜水电泵 试验方法[S].

[7] 何希杰. 关于 ISO 2548、ISO 3555 中椭圆公差带与保证条件[J]. 水泵技术，1985(2)：52-54.

[8] 郑梦海. 泵试验实用技术[M]. 北京：机械工业出版社，2006：33-34.

[9] 数学手册编写组. 数学手册[K]. 北京：新时代出版社，2006：138.

[10] DIN 1944—1968, Abnahmeversuche an kreiselpumpen (VDI - Kreiselpumpenregeln)[S].

（责任编辑 贾国方）

*：容差系数和容差是两个不同的概念，不能用同一个 t_{NPSHR} 表示，如果容差系数用 t_{NPSHR} 表示，容差就不能再用它，建议用 $\Delta NPSHR$ 表示为宜。

**：$(NPSHR)_{测得的}$，下标尽量不用汉字，用英文或者汉字拼音字母的字头表示为宜，此处建议用 meas，可以认为它表示 measured 的缩写。

万方数据