

文章编号: 1005-0523(2004)04-0019-03

水泵变流量运行性能分析

罗新梅¹, 周向阳¹, 曾祖铭²

(1. 华东交通大学 土木建筑学院, 南昌 330013; 2. 深圳工程咨询公司, 深圳 518027)

摘要:通过对水泵相似律的分析, 指出在多数情况下, 水泵运行工况点之间不具有水泵相似律三公式关系, 给出了在一般情况下水泵变流量运行时功率的计算方法.

关键词: 水泵相似律; 相似工况点; 水泵功率

中图分类号: TU831.3+.6

文献标识码: A

1 前言

空调冷水系统采用变流量运行可以节能, 这已是众所周知, 据统计, 在常规空调机房侧的能耗中, 冷水机组约占 62%, 水泵约占 30%, 冷却塔约占 8%^[1], 水泵的能耗在空调系统总能耗中占有相当的比例, 因此降低的水泵的能耗对于空调系统的节能具有十分深远的意义.

空调冷水系统的变流量, 如果从节能方面来考虑, 仅仅依靠调节末端水量调节阀的流量来实现, 即采用比例式电动二通阀, 当室内负荷发生变化时, 通过温度控制系统来调节二通阀的开度, 以使冷水提供的冷量适应室内负荷变化, 意义是不大的. 因为当末端设备水流量减少时, 虽然供水干管水流量也随之减小, 但这时供水压力相应升高, 尽管冷水水泵的能耗有所降低, 但是其能耗的减少却十分有限, 节能效果并不明显. 为了使冷水水泵的能耗尽可能地降低, 采用变频器控制水泵转速, 使系统的流量和压力都随负荷的减小而减少, 是目前变水量系统行之有效的手段.

理论分析和工程实践都已证明: 通过水泵的变频调速可大幅度降低水泵的能耗, 但是究竟可降低

多少, 却值得研究探讨. 在对水泵变频控制能耗进行经济分析时, 一般都是采用了水泵相似工况性能转换的三个公式, 然而, 往往忽视了这三个公式成立的必要前提, 即只有在相似工况点上这三个公式才能成立. 如果随意地利用水泵相似工况性能转换的三个公式进行分析, 得出的结果常常小于实际的能耗, 片面地夸大了水泵变频调速的节能效果. 采用这种经济分析方法所得到的结果, 在国内外文献并非罕见. 通过以下分析, 可以知道当流量减小一半时, 压力并不一定就等于原来的 $1/4$, 水泵的能耗并不一定等于原来的 $1/8$.

2 水泵的相似工况性能转换^[2]

根据相似原理, 相似水泵不仅须几何相似, 即相似水泵的各过流部件相应的线性尺寸比值应相等, 相应的角度也应相等, 还要求运动相似, 即两水泵在相似工况点的同名称速度比值相等、方向相同, 也就是相似工况点的速度三角形相似, 相似工况速度比值 λ_v 视不同的相似工况点有不同值, 这一点应特别注意.

相似水泵还必须动力相似, 但通常不采用“准数”来判断水泵的相似, 而是根据工况相似来提出

收稿日期: 2004-02-18

作者简介: 罗新梅(1967-), 男, 江西万安人, 副教授.

相似关系,即如果两个工况点的速度三角形相似,则这两个工况点称之为相似工况点.由于不同相似工况点对,其 λ_v 不相同,这就告诉我们水泵两条相似性能曲线上的点并不都是相似工况点,相似工况点是一一对应的.如果用下角标 m 表示模型机参数, n 表示实型机的参数,实型机与模型机相似点之间流量 Q ,扬程 H 和功率 N 与转速 n 的关系通过推导可以用以下公式表达:

$$\frac{Q_n}{Q_m} = \lambda_l^3 \frac{n_n}{n_m} \quad (1)$$

$$\frac{H_n}{H_m} = \lambda_l^2 \frac{g_n}{g_m} \left[\frac{n_n}{n_m} \right]^2 \quad (2)$$

$$\frac{N_n}{N_m} = \lambda_l^5 \frac{\rho_n}{\rho_m} \left[\frac{n_n}{n_m} \right]^3 \quad (3)$$

在水泵的变频调速应用中,实型机与模型机合为一体, $\lambda_l=1$,重力加速度相等,流过的流体介质相同,这时相似定律可简化为:

$$\frac{Q_n}{Q_m} = \frac{n_n}{n_m}; \frac{H_n}{H_m} = \left[\frac{n_n}{n_m} \right]^2; \frac{N_n}{N_m} = \left[\frac{n_n}{n_m} \right]^3 \quad (4)$$

3 不同转速时相似工况点的确定

对于水泵的 $Q-H$ 曲线上相似工况点应同时满足:

$$H_1/H_2 = (n_1/n_2)^2 = (Q_1/Q_2)^2 \quad (5)$$

利用这个关系式,可根据 n_1 转速时的参数确定 n_2 转速时水泵的 $Q-H$ 特性曲线,因为 $n_1/n_2 = K_1$, $H_2 = H_1/K_1^2$, $Q_2 = Q_1/K_1$,同理可求得该转速下水泵的特性曲线, $N_2 = N_1/K_1^3$.由此可知 n_1 和 n_2 转速下的相似工况点是一一对应的,也就是说,某一转速下水泵特性曲线上的一点只与另一转速下水泵特性曲线上的对应点相似,这一点是唯一的,而不是随意的. $H/Q^2 = \text{const}$ 曲线上的点为相似工况点,该曲线为二次曲线,由于相似工况点的效率相等,因此相似工况点曲线也称等效率曲线(见图1),当 const 取不同的值时,就可得到不同的等效率曲线(见图2).

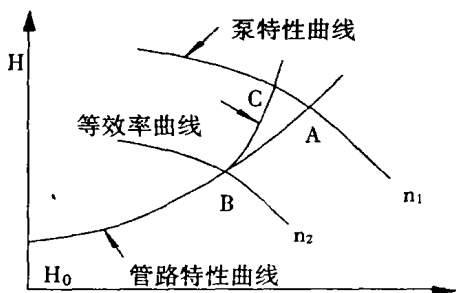


图1 静扬程不为零时泵特性曲线上相似工况点

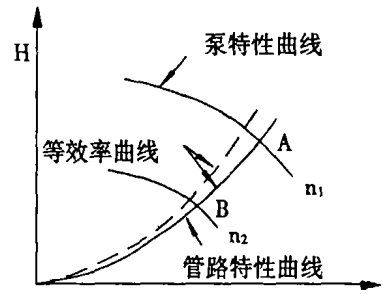


图2 静扬程为零时泵特性曲线上相似工况点

如果封闭冷水管路系统不存在静扬程时,其管路特性可表示为 $H = SQ^2$, S 为管路特性系数,对于确定的管路系统,只要阀门开度保持不变, S 就为常数,因此 $H/Q^2 = S = \text{const}^1$,而水泵的相似工况点也具有 $H/Q^2 = \text{const}^2$ 的特性,如果 const^1 与 const^2 相等,这时管路特性曲线就与水泵的一条相似工况点曲线(等效率曲线)重合(见图2),不同转速下水泵的特性曲线与管路特性曲线的交点都是相似工况点(如图2中的A点与B点),这些工况点的流量、扬程及功率就具有水泵相似定律三个公式的关系.这种情况只有当用变频水泵代替控制阀调节单个盘管供水量或由变频水泵供水的所有盘管都没有安装控制阀时,才具有这种特点.这时,当转速降低一半,水泵流量为原来的一半,功耗为原来的1/8.

冷水变流量系统为了能够在负荷发生变化时,最大限度地降低水泵输送冷水的能耗,水泵通常采用恒定最远端盘管与控制阀两端压差控制法(如图3)或多点压差控制法,这时冷水管路特性为 $H = H_0 + SQ^2$,这里 H_0 (静扬程)为盘管和控制阀压差之和,是最不利环路压差控制器的设定值.这时 H 和 Q^2 不具有正比关系,因此这种情况的相似工况点曲线(等效率曲线)不和管路特性曲线重合,管路特性曲线上的点就不应是相似工况点,在图1中工况点A和工况点B不相似,但可通过工况点B的参数 H_B 和 Q_B 求得转速为 n_1 时水泵特性曲线上与B点相似的工况点C(曲线 $H = (H_B/Q_B^2) \times Q^2$ 与转速为 n_1 时水泵特性曲线的交点),B点和C点才具有水泵相似定律三公式关系.

表一是某大楼采用恒定最远处末端盘管与控制阀两端压差控制法的冷水变流量系统的实测数据,从表中数据可以看出各工况点之间不存在相似定律三公式关系.

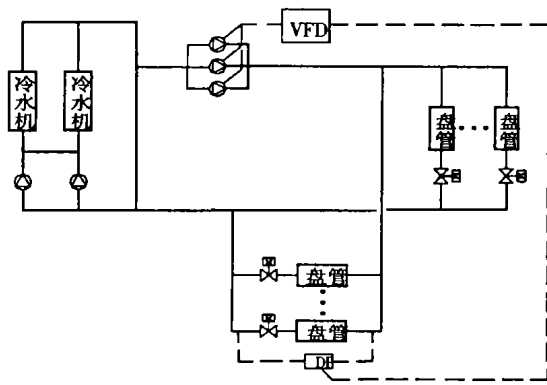


图 3 恒定最远端盘管与控制阀两端压差控制法

表 1 冷水变流量实测数据(盘管、控制阀压差为 7.6m)

泵流量 l/s	扬程 m	泵转速 rpm	泵效率 %	变频器效率 %	电机效率 %	功耗 kw
3.8	7.9	946	34.0	84.0	91.0	1.1
7.6	8.2	977	53.0	85.0	91.0	1.5
11.4	9.4	1 050	65.0	86.0	92.0	2.0
15.1	10.7	1 118	71.0	88.0	92.0	2.8
18.9	12.3	1 204	76.0	89.0	93.0	3.6
22.7	14.1	1 301	77.0	91.0	93.0	4.8
26.5	16.3	1 400	78.0	92.0	93.0	6.3
30.0	17.4	1 450	79.0	93.0	93.0	7.5

对管路特性曲线方程作数学变换 $H - H_0 = SQ^2$, 如果 S 保持不变, 则 $\Delta H = H - H_0$ 与 Q^2 具有正比关系, 如果测得水泵扬程, 就可通过管路特性曲线的

这个关系, 由工况 A 的流量 Q_A 、 ΔH_A 求得工况 B 的 Q_B 、 ΔH_B . 再根据相似工况的规律, 求曲线 $H = (\Delta H_B / Q_B^2) \times Q^2$ 与转速为 n_1 时水泵特性曲线的交点 C , 可得相似工况点 C 的流量和扬程, 从水泵产品样本中查得工况 C 的效率 η_C , 根据水泵轴功率公式便可求得功率 N_B . 我们会发现如果从工况 A 变化到工况 B 流量 Q 减半时, ΔH 为原来的 $1/4$, 这是管路特性固有的性质, 而水泵的功耗却不符合相似定律的关系, 因为如图 1 所示的工况 A 与工况 B 两工况的效率不相等, 不是相似工况点.

4 结论

水泵相似定律三个公式成立的前提条件是两工况点为相似工况点, 当水泵输送环路上存在恒定压差时, 管路特性曲线上的工况点不是水泵的相似工况点, 因此不能简单地根据水泵的额定工况点计算出水泵在某转速下的流量、扬程和功率.

参考文献:

[1] Donald M. Eppelheimer, P. E. Variable Flow—The Quest for System Energy Efficiency. ASHRAE Transactions, 1996(2)
 [2] 周谟仁. 流体力学 水泵与风机[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1994.

Analysis on Operation Performance of Pump in VVW System

LUO Xin-mei¹, ZHOU Xiang-yang¹, ZEN Zu-ming²

(1. School of Civil Engineering and Architecture, East China Jiaotong University, Nanchang 330013; 2. Shenzhen Eng. Inquiry Co., Shenzhen 518027, China)

Abstract: This paper presents the truth that pump operating points don't always have the relationship of pump affinity laws based on the analysis of pump affinity laws, and a general calculation method of power of pump in VVW System is given.

Keywords: pump affinity laws; affinity operating points; power of pump