

水泵比例定律在供暖空调工程中的应用分析

武汉科技大学 符永正[☆] 周红丹

武汉地质工程勘察院 柳志威

摘要 通过分析指出,水泵变速工况符合比例定律的工程条件为:无背压系统,所有并联水泵同时变速(包括单台泵系统变速),管路特性曲线不改变。水泵变速节能分析应当依据实现同一流速目标条件下,水泵变速调节与其他流量调节方式的能耗比较,而不应当与设计工况比较。

关键词 水泵 相似定律 比例定律 应用

Application of water pump proportionality law to heating and air conditioning systems

By Fu Yongzheng[★], Zhou Hongdan and Liu Zhiwei

Abstract Makes an analysis and points out that the engineering conditions of variable speed working condition of water pump in line with the proportionality law are as follows: non-back-pressure system, all parallel pumps changing speed synchronously (including a single variable speed pump system) and fixed pipeline characteristic curve. Energy saving effect analysis of variable speed pumps should be based on the energy consumption comparison of the pump variable speed control to other flow control methods in conditions of achieving the same flow, but not to the design working condition.

Keywords water pump, similarity ality law, proportionality law, application

★ Wuhan University of Science and Technology, Wuhan, China

①

0 引言

水泵的比例定律表达了几何形状和尺寸完全相同的水泵(或同一台水泵),转速不同的相似工况之间的参数关系,即

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \sqrt{\frac{H_2}{H_1}} = \sqrt[3]{\frac{N_2}{N_1}} = \frac{n_2}{n_1} \quad (1)$$

式中 Q 为流量, m^3/h ; H 为扬程, m ; N 为轴功率, kW ; n 为转速, r/min ; 下标 1 和 2 表示工况 1 和工况 2, 两工况为相似工况。

近年来,水泵变速技术在供暖空调以及许多行业中有了广泛的应用,水泵的比例定律也随之被广泛应用,但是在应用中还存在着一些不正确的认识,本文针对这一问题进行一些分析和探讨。

1 水泵的比例定律

1.1 水泵的相似定律

水泵的工况相似即机内流场的运动相似(几何

对应点速度的方向相同,大小成比例)。显然,几何相似是运动相似的必然要求。而水泵的相似定律即假定两台水泵的工况相似,根据相似应具有的条件(几何相似和机内流场的运动相似),推导所得二者之间的参数关系。即

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \lambda_l \frac{n_2}{n_1} \quad (2)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \lambda_l^2 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (3)$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \lambda_l^5 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \frac{\rho_2}{\rho_1} \quad (4)$$

①☆ 符永正,男,1954年11月生,博士研究生,工学博士,教授,武汉科技大学城市建设学院院长
430070 武汉市雄楚大街199号武汉科技大学城市建设学院
(027) 68893463
E-mail: fuyongzheng@163.com
收稿日期:2009-05-06

式(2)~(4)中 ρ 为液体密度; λ_i 为几何相似比。

1.2 水泵的比例定律

如果输送的液体密度相同,则 $\rho_2 = \rho_1$; 如果是同一台水泵(或形状和大小完全相同的水泵),则 $\lambda_i = 1$ 。那么式(2)~(4)变为

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad (5)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad (6)$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \quad (7)$$

并且可以合写为式(1)。

式(5)~(7)和式(1)即比例定律,反映了同一台水泵(或几何形状、尺寸完全相同的两台水泵),在转速不同时,相似工况之间的参数关系。

1.3 水泵转速不同时性能曲线的转换及相似抛物线

运用比例定律,可以依据水泵某一转速的性能曲线,转换出任一转速的性能曲线。

如图 1 所示,在转速为 n_1 的性能曲线上选取一点 A_1 ,则由 A_1 点的工况参数,依据比例定律,可计算出转速为 n_2, n_3 时与 A_1 相似的工况点 A_2, A_3 的工况参数。同理,依据比例定律,可求出 B_1 的相似工况 B_2, B_3 的工况参数; C_1 的相似工况 C_2, C_3 的工况参数。然后将 A_2, B_2, C_2 连接起来,就是转速为 n_2 的性能曲线;将 A_3, B_3, C_3 连接起来,就是转速为 n_3 的性能曲线。

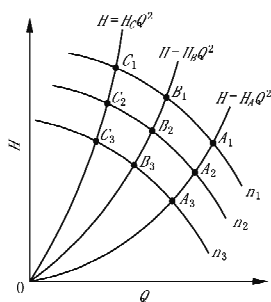


图 1 水泵的性能曲线转换及相似抛物线

由于 A_1, A_2, A_3 为相似工况,由比例定律可知,它们的 $\frac{H}{Q^2}$ 值相等。令这个数值为 K_A ,则 $H = K_A Q^2$,这是一条过原点的抛物线, A_1, A_2, A_3, \dots , 及所有与它们相似的工况在这条抛物线上,所以称为相似抛物线。同理过 B_1, B_2, B_3 及原点的抛物线 $H = K_B Q^2$ 和过 C_1, C_2, C_3 及原点的抛物线 $H =$

$K_C Q^2$ 都是相似抛物线。

2 比例定律的应用条件

显然,在水泵的变速过程中,只有两工况相似,才能直接应用比例定律进行两工况之间的参数换算。所以是否能够应用比例定律,取决于工况是否相似。

2.1 单台泵系统

如图 2 所示,若系统的特性曲线为 $H = SQ^2$ (即无背压系统),与转速为 n_1 的水泵性能曲线的交点 A 为设计工况点,水泵转速为 n_2 时,系统的特性曲线与水泵性能曲线的交点为 B ,点 A 与点 B 是相似工况。因为在这种情况下,系统的特性曲线与过 A 点的相似抛物线是重合的,二者都过 A 点和 O 点。那么 A 点和 B 点之间可以直接应用比例定律进行参数换算,功率与转速的三次幂成正比的关系是成立的。

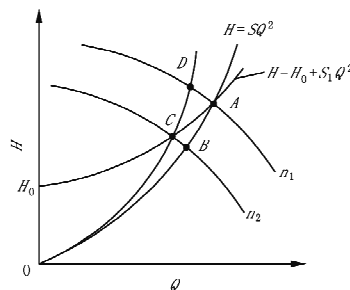


图 2 单台泵变速运行示意图

若为有背压系统,系统特性曲线为图 2 中的 $H = H_0 + S_1 Q^2$ (H_0 为背压),与转速为 n_1 的水泵性能曲线的交点 A 为设计工况点,当水泵转速改变为 n_2 时,系统特性曲线与水泵性能曲线的交点为 C ,点 A 与点 C 不是相似工况(作过 C 点的相似抛物线,与转速为 n_1 的水泵性能曲线交于 D 点,点 C 与点 D 为相似工况)。因此,对于这种系统,不能直接应用比例定律进行转速改变前、后工况参数的换算,功率正比于转速三次幂的关系也是不成立的。

但对于这种系统,计算水泵变速参数时仍可借助比例定律。如图 3 所示,设计工况为 A ,对应的流量为 Q_A ,扬程为 H_A ,转速为 n_1 。如果需要了解水泵转速改变为 n_2 后水泵的工况,则如前所述,需要运用比例定律,依据 n_1 对应的性能曲线,转换出 n_2 对应的性能曲线,与系统特性曲线的交点 B 即水泵在转速为 n_2 下的工况。这个过程无论采用图解或者数值解都很容易实现。

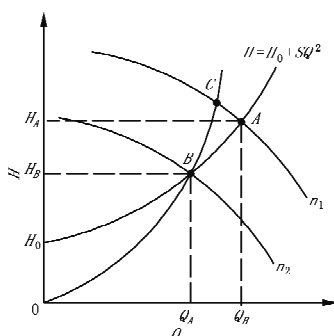


图3 有背压系统比例定律应用示意图

又如,若将系统的流量由 Q_A 改变为 Q_B , 如何确定所需要的转速呢? 由 Q_B 可以找到新工况 B ($Q=Q_B$ 与 $H=H_0+SQ^2$ 的交点), 作过 B 点的相似抛物线, 与 n_1 对应的性能曲线相交于 C , 点 B 与点 C 是相似工况, 则由比例定律可得到 B 工况的转速 n_2 为

$$n_2 = \frac{Q_B}{Q_C} n_1 \quad (8)$$

2.2 多泵并联系统

如前所述,水泵的工况相似是指机内流场的运动相似,而机内流场是针对一台泵而言的,因此从严格意义上说,多泵并联的联合运行工况之间不存在相似的问题。但这并不意味着它们之间不能满足和不能应用比例定律。下面以两台泵并联系统为例进行讨论,结论可以推广到多台水泵并联。

如图4所示,两台相同的水泵并联,曲线1为单台水泵特性曲线,曲线2为两泵并联运行特性曲线,曲线3为管路特性曲线;点A为设计工况,点B为调节工况,点C为曲线1,3的交点;过点B作水平线,交纵坐标于点E,交曲线1于点D,点F为线段BE的中点。要实现流量由 Q_A 到 Q_B 的调节,根据以上作图过程可提出如下两种调节方案。

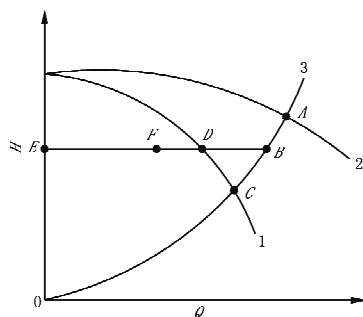


图4 两泵并联变速运行方案示意图

方案1:两台泵同时变速。见图4,EF段流量和FB段流量由两变速泵分别承担。

方案2:1台变速,1台定速。见图4,点B为调速工况,点D为定速泵运行工况,ED段流量由定速泵承担;BD段流量由变速泵承担。

1) 方案1的分析

如图5所示,1为单台泵的特性曲线;2为两台

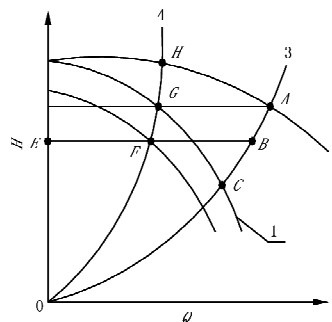


图5 两泵同时变速示意图

泵的并联特性曲线;3为管路特性曲线 $H=SQ^2$;A为系统的设计工况;在设计工况下,单台泵的工况为G;显然, $H_G=H_A$, $Q_G=0.5Q_A$ 。现通过改变泵的转速使并联运行工况变为B,则单台泵的工况变为F,显然, $H_F=H_B$, $Q_F=0.5Q_B$ 。那么有

$$\frac{Q_G}{Q_F} = \frac{Q_A}{Q_B} \quad (9)$$

$$\frac{H_G}{H_F} = \frac{H_A}{H_B} = \frac{SQ_A^2}{SQ_B^2} = \frac{Q_A^2}{Q_B^2} \quad (10)$$

进而可得到:

$$\frac{H_G}{Q_G^2} = \frac{H_F}{Q_F^2} \quad (11)$$

式(11)说明,G和F在同一条相似抛物线上,也就是说,G和F是相似工况。作过G点的相似抛物线,所有与G相似的工况都在这条抛物线上,如图5中的曲线4。由于单泵工况相似,不难证明,并联运行工况A和B的参数符合比例定律。

以上结论很容易推广至多台泵并联的情况。对于多台泵并联运行的无背压系统,如果所有水泵同时变速,则变速过程中,单泵工况是相似工况,工况参数符合比例定律;联合运行工况参数也符合比例定律;单泵功率和联合运行功率均与相应流量的三次幂成正比。

2) 方案2的分析

如图6所示,与方案1相同,设计工况点为A,

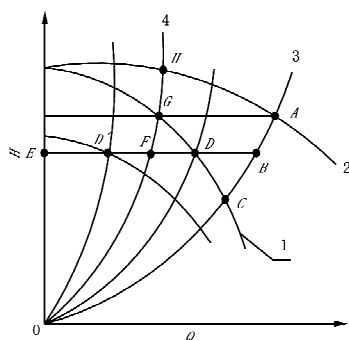


图 6 1 台定速 1 台变速示意图

设计工况下的单泵工况为 G 。现保持 1 台泵的转速不变,改变另 1 台泵的转速,使联合运行工况点变为 B 。在线段 EB 上作 $ED' = DB$,则定速泵的工况为 D ,变速泵的工况为 D' 。作过 G 点的相似抛物线 4,可以看出, D 与 D' 在这条曲线的两侧,而不可能在这条曲线上。所以, D 与 G 和 D' 与 G 都是不相似的。因此,这种变速调节方案在调节过程中,无论是单泵工况,还是并联运行工况,都不符合比例定律,自然也不存在功率与流量 3 次幂成正比的关系。

如果 G 工况是在高效区的话,一般而言, D 工况与 D' 工况的效率会有所下降,流量调节幅度愈大,效率下降愈多,这正是多泵并联不同时变速的能耗大于同时变速的根本原因。

2.3 比例定律应用的条件

比例定律应用的前提是水泵改变转速前、后工况相似,而由以上分析可以看到,由于系统的不同(系统有、无背压),以及变速方式的不同(全部变速还是部分变速),变速过程中,水泵的工况可能相似,可能不相似。因此,可能符合比例定律,也可能不符合比例定律。另外,两工况的相似还有一个显而易见的条件,就是两工况应当在同一条管路特性曲线上,也就是说,两工况对应的系统阻抗应当是不变的。目前,许多供暖空调系统的末端设备装有自动调节装置,这些装置的工作使系统的阻抗总在变化,管路特性曲线也就总在变化。对于这种系统,水泵变速过程中的各工况显然是不相似的,不符合比例定律。根据以上分析,水泵变速工况相似的工程条件可以归结为:1) 无背压系统;2) 所有并联水泵同时变速(包括单台泵系统变速);3) 管路特性曲线不改变。符合以上条件,则水泵变速过程中的各工况是相似的,是符合比例定律的。否则

就是不相似的,不符合比例定律。当然,如果能够判定两个工况对应的系统阻抗相差不大,管路特性曲线偏离不多,在前两个条件满足的情况下,用比例定律进行近似的参数估计也未尝不可。

3 应用比例定律应当注意的问题

3.1 应当判断工况是否相似,不能盲目套用比例定律

有的文献在分析或计算水泵变速节能效益时,不考虑相似不相似,对一些不相似的情况也应用比例定律,认为水泵的功率与转速的三次幂成正比。对此,不少文献^[2-4]已经有了深入的分析和批评,这里不再赘述。

这里需要提及的是,文献[5]提出了所谓广义水系统的相似律(具有比例定律的形式),文中在推导广义相似律的过程中,对开式系统(有背压系统)也假定水泵变速前、后的工况是相似的,应用了比例定律,这显然是错误的。因为根据前面的分析,对于有背压系统,水泵变速前、后的工况是不相似的。所以,文献[5]以此为基础提出的广义水系统相似律是不存在的。

3.2 水泵变速节能效益与比例定律的关系

比例定律只是表达了水泵不同转速的相似工况之间的参数关系,其中包括轴功率关系,即轴功率与转速的 3 次幂成正比的关系。那么在认识和评价水泵的变速节能效益时,有两个问题应当注意:1) 轴功率关系并不能完全代表能耗关系,还有电动机效率和变速装置的效率需要考虑。2) 所谓节能应当是实现同一流量目标时,水泵变速调节与其他流量调节方式的比较,而不应当是与设计工况的比较。传统的调节方式是节流调节,这种调节方式也最容易实现,进行水泵的节能分析时,可与此进行比较。如图 7 所示, A

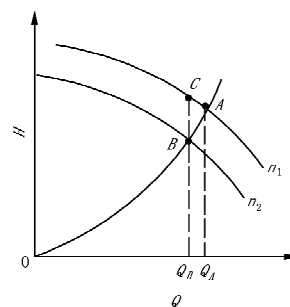


图 7 水泵变速节能的比较基准示意图

(下转第 72 页)