

文章编号: 1671-6612 (2025) 03-439-10

基于性能曲线的并联水泵控制策略研究

许抗吾 褚 赛 刘启明 牛笑晨 孙林娜

(北京市勘察设计院有限公司 北京 100038)

【摘 要】 针对大型中央空调冷热源系统中多台并联水泵的变频控制问题, 根据水泵的性能曲线建立数学模型, 分析在不同压差控制方式下水泵台数控制和频率控制的特点, 将两种控制策略相结合, 提出台数控制优先策略与频率控制优先策略, 并对两种策略进行研究探讨。研究表明, 变压差系统相比定压差系统能耗更低, 节能率可达 40%~50%; 在定压差的工况下, 频率控制优先策略相比台数控制优先策略节能 10.40%; 在变压差的工况下, 台数优先控制策略相比频率控制优先策略节能 5.13%。从水泵整体能耗来看, 变压差台数优先策略的节能性最佳, 在实际工程中有一定的借鉴意义。

【关键词】 空调水系统; 并联水泵; 性能曲线; 控制策略

中图分类号 TU83 文献标志码 A

Study on Control Strategy of Parallel Water Pumps Based on Performance Curves

Xu Kangwu Chu Sai Liu Qiming Niu Xiaochen Sun Linna

(BGI Engineering Consultants Ltd, Beijing, 100038)

【Abstract】 In addressing the issue of variable frequency control for multiple parallel water pumps within a large central air conditioning system, a mathematical model is formulated based on the pumps' performance curves. This model is applied to compare the features of pump number control and frequency control under different pressure-difference control methods. By integrating these two control strategies, the study proposes the number-priority strategy and the frequency-priority strategy, along with further discussion. The findings indicate that the variable pressure-difference system exhibits lower energy consumption compared to the constant pressure-difference system, achieving an energy savings rate between 40% to 50%. In cases of a constant pressure-difference, the frequency-priority strategy achieves an energy savings of 10.40% over the number-priority strategy. Conversely, under variable pressure-difference conditions, the number-priority strategy yields a 5.13% energy savings advantage over the frequency-priority strategy. In terms of overall pump energy consumption, the number-priority control strategy with variable pressure-difference condition demonstrates the most superior energy-saving performance, holding significant reference value for practical engineering applications.

【Keywords】 Air conditioning water system; Parallel water pumps; Performance curve; Control strategy

0 引言

在中央空调系统的能耗中, 用于水泵输送流体的能耗占到约 25%~30%^[1], 因此空调水系统的节

能有利于提高中央空调系统的整体能效, 而水泵的变频调速运行是实现空调水系统节能的重要技术手段。

作者(通讯作者)简介: 许抗吾(1995-), 男, 硕士, E-mail: xkw1996@163.com

收稿日期: 2024-09-04

变流量空调水系统的控制策略包括温差控制和压差控制,但对于大部分变流量空调水系统,压差控制是首选的变流量控制策略^[2]。郭蕙心^[3]使用 TRNSYS 建立空调仿真系统,联合在 MATLAB 中建立的水力管网模型,分析不同控制策略下的水泵能耗,结果表明:相对比定压差运行,变压差运行的节能率为 13.62%~16.17%;张月^[4]提出基于节能的变压差优化控制策略,与定压差控制相比,变压差控制下水泵功耗的节能率可达 69.9%,并认为采用多台水泵同步变频+台数控制的方式运行整体节能效果更好;周俊等^[5]提出了一种能够满足最不利热力末端需求的外网变压差控制策略,该策略使得末端用户阀门开度保持在 90%左右,水泵输配能耗减少了 24.8%。

目前国内外对于水泵变频的研究主要集中于冷热源系统的运行节能分析,缺少对水泵自身特性的分析,本文根据水泵的性能曲线建立数学模型,研究多台并联水泵的变频控制策略,并对所提出的策略进行分析探讨。

1 水泵模型建立

以某型号水泵为例,水泵额定工况下的流量为 171m³/h,扬程为 34m。根据厂家提供的性能曲线,通过非线性拟合的方式,得到水泵在不同工况下的性能参数计算公式。

1.1 频率-流量-扬程性能曲线

水泵在不同频率下,扬程随流量的变化曲线如图 1 所示。

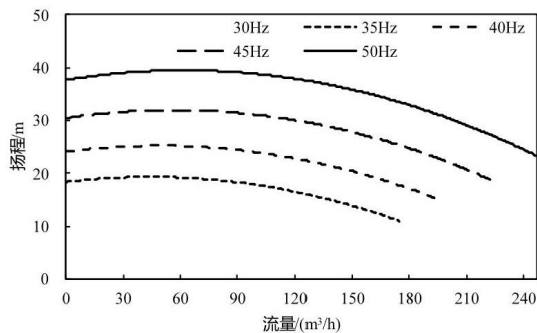


图 1 水泵的频率-流量-扬程性能曲线

Fig.1 Frequency-flow-head performance curve of water pump

对以上曲线进行非线性曲面拟合,经迭代计算后的拟合曲面如图 2 所示。

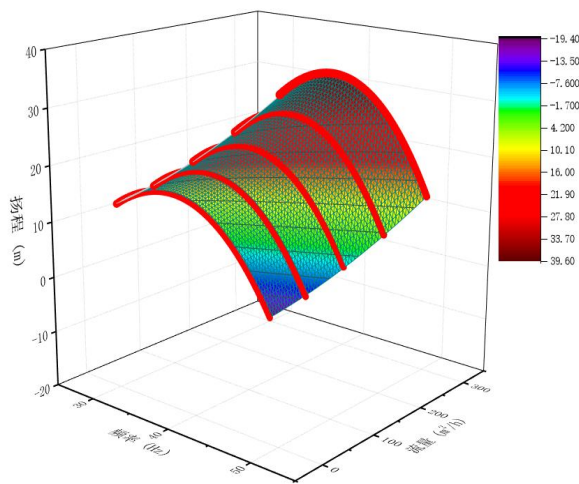


图 2 水泵的频率-流量-扬程非线性曲面拟合

Fig.2 Nonlinear surface fitting of frequency-flow-head for water pump

水泵扬程的计算公式如式(1)所示:

$$H = -0.13439 - 0.01377f - 0.00547Q + 0.01479f^2 + 0.000479594Q^2 + 0.00133fQ \quad (1)$$

式中: H 为扬程, m; f 为频率, Hz; Q 为流量, m³/h。

1.2 频率-流量-效率性能曲线

水泵在不同频率下,效率随流量的变化曲线如图 3 所示。

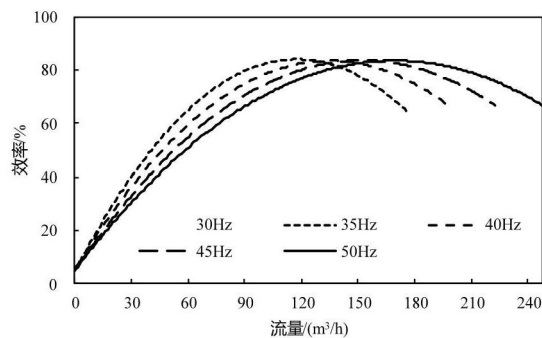


图 3 水泵的频率-流量-效率性能曲线

Fig.3 Frequency-flow-efficiency performance curve of water pump

对以上曲线进行非线性曲面拟合,经迭代计算后的拟合曲面如图 4 所示。

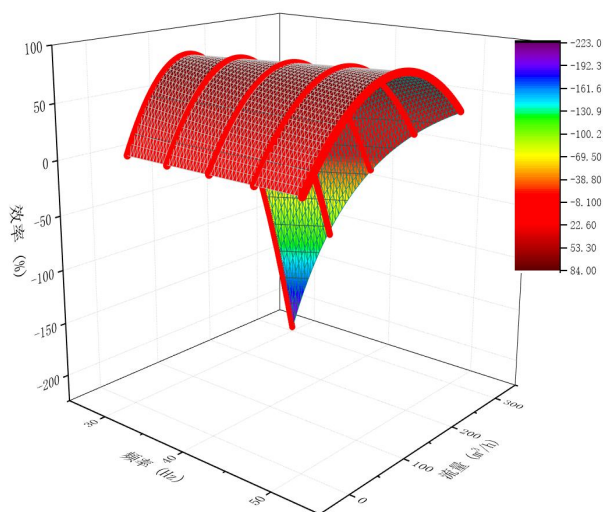


图 4 水泵的频率-流量-效率非线性曲面拟合

Fig.4 Nonlinear surface fitting of frequency-flow-efficiency for water pump

水泵效率的计算公式如式 (2) 所示:

$$\eta = -6.9307 \frac{Q^2}{f^2} + 46.55859 \frac{Q}{f} + 5.45156 \quad (2)$$

式中: η 为效率, %

1.3 频率-流量-功率性能曲线

水泵在不同频率下, 功率随流量的变化曲线如图 5 所示。

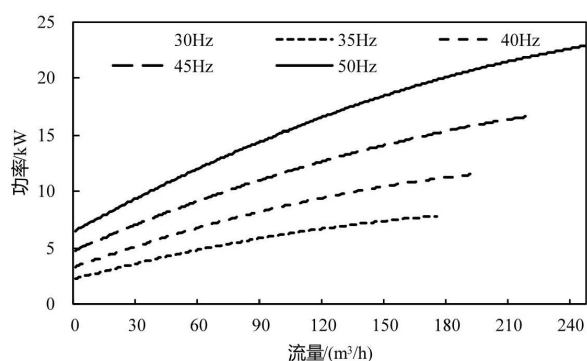


图 5 水泵的频率-流量-功率性能曲线

Fig.5 Frequency-flow-power performance curve of water pump

对以上曲线进行非线性曲面拟合, 经迭代计算后的拟合曲面如图 6 所示。

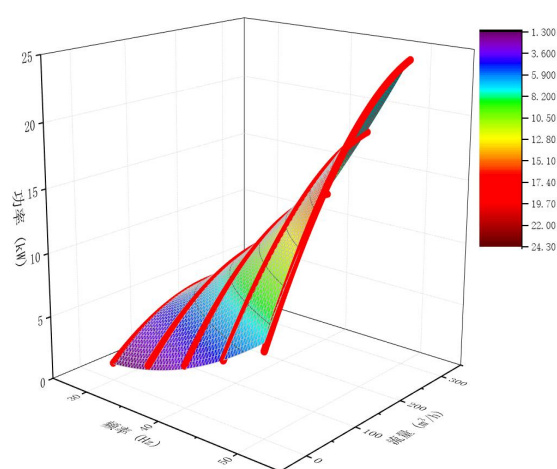


图 6 水泵的频率-流量-功率非线性曲面拟合

Fig.6 Nonlinear surface fitting of frequency-flow-power for water pump

水泵功率的计算公式如式 (3) 所示:

$$P = 10.0886 - 0.64125f - 0.33Q + 0.01164f^2 + 0.000112613Q^2 + 0.00248fQ \quad (3)$$

式中: P 为功率, kW。

2 变流量调节理论

大型冷热源系统通常为多台冷水 (热泵) 机组并联的形式, 水泵与机组一一对应, 机组数量为 n 时, 水泵数量一般为 $n+1$ (n 用 1 备)。对于建筑冷热源而言, 能源输送系统的节能离不开变流量的设计, 多台并联水泵的变流量可以通过水泵台数控制或变频控制来实现。

2.1 水泵台数控制

当负荷发生变化时, 可以通过控制水泵运行的台数来对系统水流量进行粗调节。假设冷热源系统在运行的过程中供回水温差设计值不变, 流量与负荷呈线性的关系, 分析在定压差和变压差控制下^[6], 水泵台数变化对流量的影响。

2.1.1 定压差控制

以 3 台水泵并联为例, 在设计工况下, 管网阻力曲线与水泵特性曲线 (50Hz) 交点的流量为 Q_3 (设计流量), 扬程为 ΔH_{set} (设定压差)。

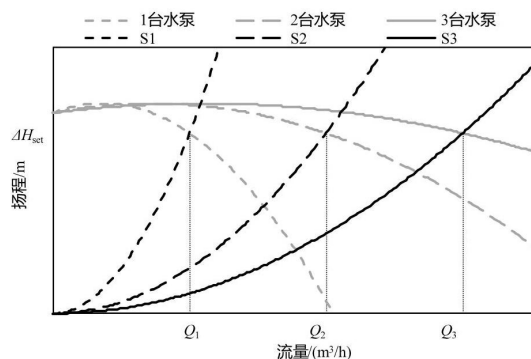


图7 定压差下的水泵台数控制

Fig.7 Water pump number control under constant pressure-difference

当负荷减小引起流量变化时, 关闭 1~2 台水泵, 同时调节管路上阀门的开度, 使控制点的压差保持为设定值 ΔH_{set} 不变。如图 7 所示, 开启 2 台水泵和 1 台水泵时, 流量降低至 Q_2 和 Q_1 , 管网阻抗升高至 S_2 和 S_1 。此时不难发现:

$$Q_2 = \frac{2}{3} Q_3 \quad (4)$$

$$Q_1 = \frac{1}{3} Q_3 \quad (5)$$

可见, 对于采用严格定压差控制的系统, 在台数控制下系统的总流量与水泵开启的台数成线性的关系, 即:

$$Q_k = \frac{k}{n} Q_n \quad (6)$$

式中: Q_k 为开启 k 台水泵时系统的总流量, m^3/h ; k 为水泵的开启台数; n 为水泵的设计台数 (不包括备用水泵); Q_n 为系统的设计总流量, m^3/h 。

2.1.2 变压差控制

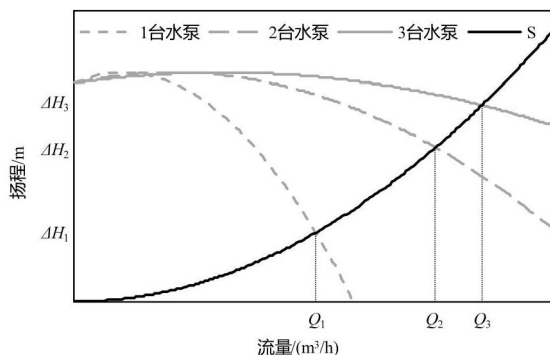


图8 变压差下的水泵台数控制

Fig.8 Water pump number control under variable pressure-difference

以 3 台水泵并联为例, 在设计工况下, 管网阻力曲线与水泵特性曲线 (50Hz) 交点的流量为 Q_3 (设计流量), 扬程为 ΔH_3 。

变压差系统的管网阻抗 S 保持不变, 在负荷变化时根据流量计算并设定系统的压差 ΔH 。如图 8 所示, 在 2 台水泵和 1 台水泵运行工况下, 流量降低至 Q_2 和 Q_1 , 扬程降低至 ΔH_2 和 ΔH_1 。显然, 系统采用变压差控制时, 水泵开启的台数和流量不满足式 (6) 的关系, $Q_2 > \frac{2}{3} Q_3$, $Q_1 > \frac{1}{3} Q_3$, 并且 Q_2 、 Q_1 的值需根据实际的水泵特性曲线与管网阻力曲线共同确定。

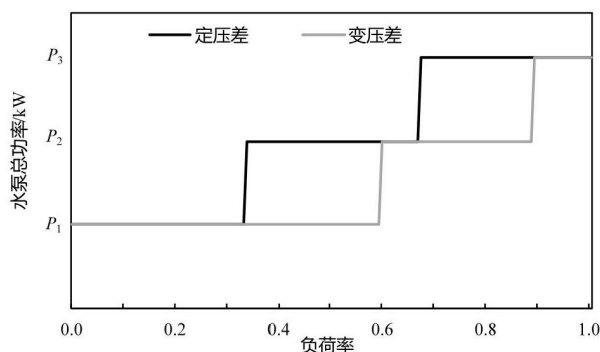


图9 不同压差控制策略下水泵总功率的变化

Fig.9 The variation of total water pump power under different pressure-difference control strategies

显然, 采用定压差控制时, 在部分负荷工况下需要多开水泵以满足系统的设定压差, 而增加的水泵功率用于克服多余的管网阻力。

无论是定压差控制还是变压差控制, 水泵运行时采用台数控制的方法, 都是在一定的负荷区间内定流量运行, 大部分情况下系统实际的流量仍然超过需求流量, 造成了能源的浪费。

2.2 水泵变频控制

当负荷发生变化时, 还可以通过控制水泵频率来进行流量和扬程的调节。假设冷热源系统在运行的过程中供回水温差设计值不变, 流量与负荷呈线性的关系, 分析在定压差和变压差控制下, 水泵频率变化对流量的影响。

2.2.1 定压差控制

以 3 台水泵并联为例, 在设计工况下, 管网阻力曲线与水泵特性曲线 (50Hz) 交点的流量为 Q_3 (设计流量), 扬程为 ΔH_{set} (设定压差)。

当负荷减小引起流量变化时, 调节管路上阀门的开度, 同时降低水泵频率, 使控制点的压差保持

为设定值 ΔH_{set} 不变。如图 10 所示, 当流量降低至 Q_2 ($\frac{2}{3}Q_3$) 和 Q_1 ($\frac{1}{3}Q_3$) 时, 3 台水泵同频降低至 47.4Hz 和 46.4Hz。

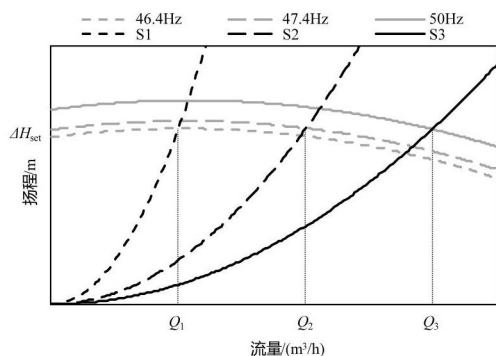


图 10 定压差下的水泵频率控制

Fig.10 Water pump frequency control under constant pressure-difference

在管网阻抗 S 改变的情况下, 水泵频率与流量的变化不满足相似律的关系^[7]。由于系统为定压差控制, 在流量较小时仍需要满足较大的扬程, 因此频率的降低空间十分有限。

2.2.2 变压差控制

以 3 台水泵并联为例, 在设计工况下, 管网阻力曲线与水泵特性曲线 (50Hz) 交点的流量为 Q_3 (设计流量), 扬程为 ΔH_3 。

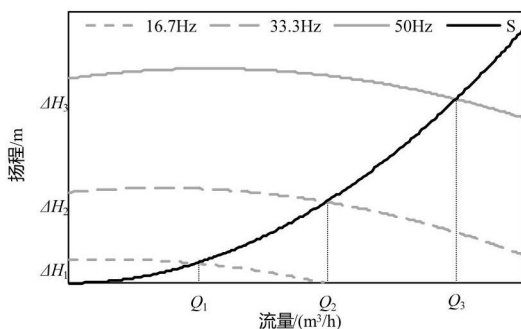


图 11 变压差下的水泵频率控制

Fig.11 Water pump frequency control under variable pressure-difference

变压差系统的管网阻抗 S 保持不变, 在负荷变化时根据流量计算并设定系统的压差 ΔH 。如图 11 所示, 水泵的变频控制满足相似率关系, 当流量降低至 Q_2 ($\frac{2}{3}Q_3$) 和 Q_1 ($\frac{1}{3}Q_3$) 时, 3 台水泵同频降低至 33.3Hz 和 16.7Hz, 扬程 (设定压差) 分别降低至 ΔH_2 ($0.44\Delta H_3$) 和 ΔH_1 ($0.11\Delta H_3$)。

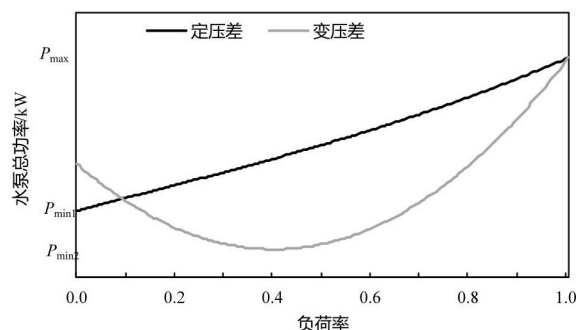


图 12 不同压差控制策略下水泵总功率的变化

Fig.12 The variation of total water pump power under different pressure-difference control strategies

图 12 所示为负荷率从 0 增加至 1 时, 水泵进行变频控制总功率的变化。对于定压差的控制, 水泵总功率随负荷率的升高呈现出线性增加的趋势; 而对于变压差控制, 水泵总功率随负荷率的升高先降低后升高, 在负荷率为 0.4 左右取得最小值。变压差控制下水泵的变频调节满足相似率的关系, 功率比值与转速 (频率) 比值的三次方成正比^[8]。但相似率仅适用于一定的频率范围内 (一般为 30Hz~50Hz)^[9], 频率过低会导致水泵效率急剧下降, 水泵运行状态点偏离相似工况点, 因此流量较低时水泵功率反而升高。

当水泵运行时仅采用频率控制时, 若系统为定压差设计, 通过变频调节流量的同时还要维持压差的恒定, 水泵降频的幅度有限, 整体节能性一般; 若系统为变压差设计, 在频率变化允许的范围内 (30Hz~50Hz) 水泵变频的节能效益较佳, 但当负荷率或者流量比低于 0.6 时, 无法仅通过水泵变频调节流量以达到进一步的节能。

3 多台并联水泵控制策略

对于多台并联水泵的变流量调节方法, 单独进行台数控制或者频率控制都存在着一一定的局限性, 只有将台数控制与频率控制有机结合起来, 才能充分挖掘空调水系统的节能潜力。

多台并联水泵的台数与变频控制可分为台数控制优先策略和变频控制优先策略。

台数控制优先策略: 当系统启动时, 随着负荷的增加, 1 台水泵以最低频率开启, 如果不能满足压差设定值, 则第 2 台、第 3 台、……第 n 台水泵依次以最低频率加入。如果此时压差仍然未到设定值, n 台水泵同频上升来加大流量, 直到末端设备

的压差设定值得以保证为止。

频率控制优先策略: 当系统启动时, 随着负荷的增加, 1 台水泵以最低频率开启, 如果不能满足压差设定值, 提高该水泵的频率来加大流量; 如果 1 台水泵升至最高频率仍不能满足压差设定值, 则开启第 2 台水泵, 2 台水泵以最低频率运行, 2 台水泵同频上升来加大流量; 如果 2 台水泵升至最高频率仍不能满足压差设定值, 开启第 3 台水泵, 依次类推, 直至 n 台水泵全部开启, 并且升至最高频率运行。

仍以 3 台某型号水泵 (设计工况下的流量为 $171\text{m}^3/\text{h}$, 扬程为 34m , 功率为 19.87kW) 并联运行为例, 模拟分析系统采用台数控制优先策略与频率控制优先策略时, 分别在定压差控制和变压差控制下, 水泵的主要参数与运行能耗的变化。

3.1 台数控制优先

采用台数优先策略时, 分为定压差控制和变压差控制, 其运行策略如下。

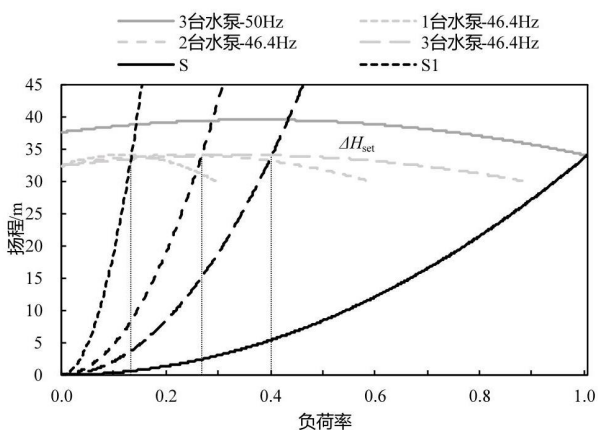
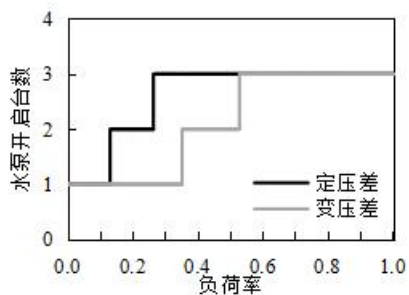


图 13 定压差台数优先控制示意图

Fig.13 Schematic diagram of number priority control under constant pressure-difference

定压差控制: 如图 13 所示, 3 台水泵以 50Hz 频率运行的特性曲线与管网阻力曲线 S 的交点为设计工况点, 其负荷率为 1, 扬程即设定压差 ΔH_{set} , 并且在水泵变流量运行过程中, 通过改变管网阻抗



(a) 水泵开启台数随负荷率的变化

S 使 ΔH_{set} 保持不变。当负荷率从 0 开始升高时, 为保证机组的最低流量 (冷水、热泵机组变流量下限一般为机组额定流量的 40%)^[10], 开启 1 台水泵以最低频率运行 (46.4Hz), 管网阻抗为 S_1 ; 负荷率达到 0.13、0.27 时, 依次开启第 2 台、第 3 台水泵以最低频率运行 (46.4Hz), 管网阻抗分别为 S_2 、 S_3 ; 当负荷率 $0.4 < \text{负荷率} \leq 1$ 时, 3 台水泵频率由 46.4Hz 同步升高至 50Hz, 管网阻抗逐渐降低至 S 。

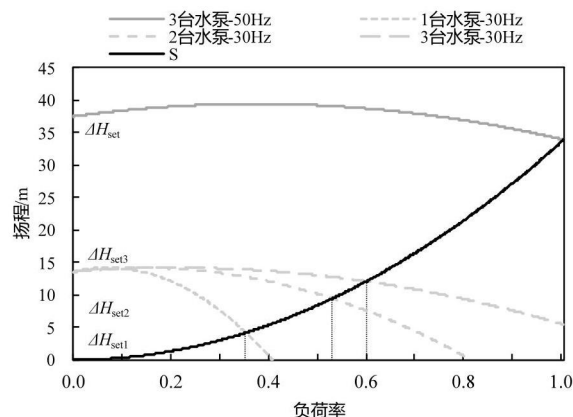
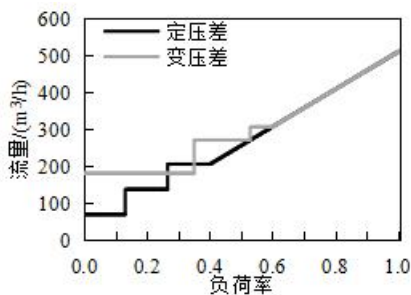


图 14 变压差台数优先控制示意图

Fig.14 Schematic diagram of number priority control under variable pressure-difference

变压差控制: 如图 14 所示, 3 台水泵以 50Hz 频率运行的特性曲线与管网阻力曲线 S 的交点为设计工况点, 其负荷率为 1, 扬程即设定压差 ΔH_{set} , 并且在水泵变流量运行过程中, 管网阻抗 S 保持不变, 根据负荷率重新设定压差。当负荷率从 0 开始升高时, 开启 1 台水泵以最低频率运行 (水泵频率降低的下限为 30Hz), 压差设定值为 $\Delta H_{\text{set}1}$; 负荷率达到 0.35、0.53 时, 依次开启第 2 台、第 3 台水泵以最低频率运行 (30Hz), 压差设定值分别为 $\Delta H_{\text{set}2}$ 、 $\Delta H_{\text{set}3}$; 当负荷率 $0.6 < \text{负荷率} \leq 1$ 时, 3 台水泵频率由 30Hz 同步升高至 50Hz, 压差设定值逐渐增加至 ΔH_{set} 。

分析开启台数、系统流量、水泵频率、水泵扬程、水泵总功率以及管网阻抗随负荷率的变化。



(b) 系统流量随负荷率的变化

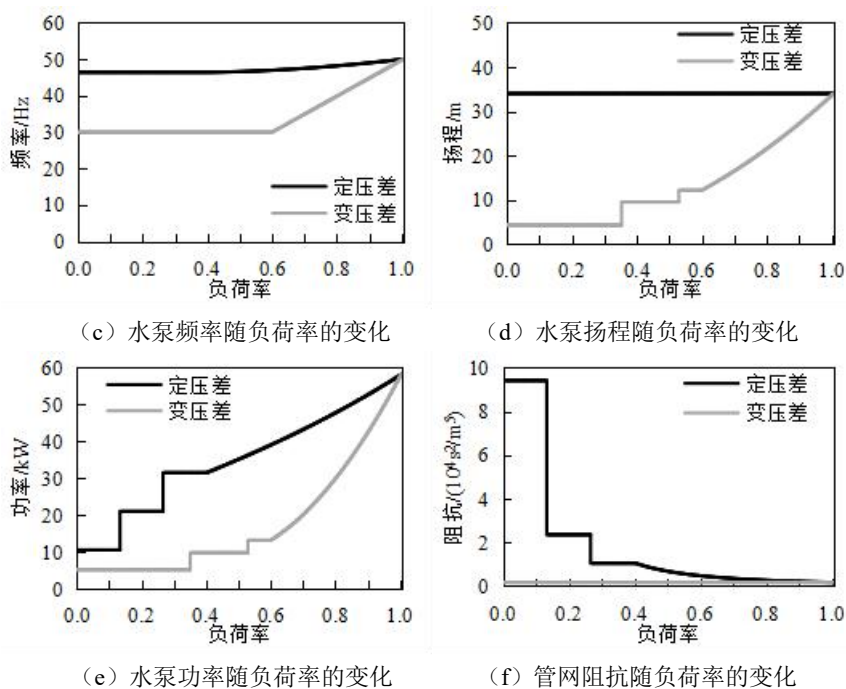


图 15 台数优先控制策略下系统参数随负荷率的变化

Fig.15 The variation of system parameters with load rate under the number priority control strategy

(1) 开启台数

对于定压差控制, 负荷率 >0 、 >0.13 、 >0.27 时依次开启 1 台、2 台、3 台水泵, 负荷率继续升高时水泵开启台数保持不变。对于变压差控制, 负荷率 >0 、 >0.35 、 >0.53 时依次开启 1 台、2 台、3 台水泵, 负荷率继续升高时水泵开启台数保持不变。

(2) 系统流量

对于定压差控制, 当负荷率在 $0\sim0.4$ 之间时, 依次开启 1 台、2 台、3 台水泵, 流量分别为 $68.4\text{m}^3/\text{h}$ 、 $136.8\text{m}^3/\text{h}$ 、 $205.2\text{m}^3/\text{h}$; 当负荷率 >0.4 时, 流量线性增加。对于变压差控制, 当负荷率在 $0\sim0.6$ 之间时, 依次开启 1 台、2 台、3 台水泵, 流量分别为 $180.6\text{m}^3/\text{h}$ 、 $270.7\text{m}^3/\text{h}$ 和 $306.2\text{m}^3/\text{h}$; 当负荷率 >0.6 时, 流量线性增加。

(3) 水泵频率

对于定压差控制, 当负荷率在 $0\sim0.4$ 之间时, 水泵以最小频率 46.2Hz 依次开启; 当负荷率 >0.4 时, 水泵频率逐渐升高至 50Hz 。对于变压差控制, 当负荷率在 $0\sim0.6$ 之间时, 水泵以最小频率 30Hz 依次开启; 当负荷率 >0.6 时, 水泵频率线性升高至 50Hz 。

(4) 水泵扬程

对于定压差控制, 水泵的扬程始终为 34m 。对于变压差控制, 当负荷率在 $0\sim0.6$ 之间时, 依次开

启 1 台、2 台、3 台水泵, 水泵扬程分别为 4.2m 、 9.5m 、 12.1m ; 当负荷率 >0.6 时, 水泵扬程沿二次方曲线升高至 34m 。

(5) 水泵功率

对于定压差控制, 当负荷率在 $0\sim0.4$ 之间时, 依次开启 1 台、2 台、3 台水泵, 水泵总功率分别为 10.5kW 、 21kW 和 31.5kW ; 当负荷率 >0.4 时, 水泵总功率近似线性升高至 58.3kW 。对于变压差控制, 当负荷率在 $0\sim0.6$ 之间时, 依次开启 1 台、2 台、3 台水泵, 水泵总功率分别为 5.1kW 、 9.7kW 和 13.1kW ; 当负荷率 >0.6 时, 水泵总功率沿三次方曲线升高至 58.3kW 。

(6) 管网阻抗

对于定压差控制, 当负荷率在 $0\sim0.4$ 之间时, 依次开启 1 台、2 台、3 台水泵, 管网阻抗分别为 $94183\text{s}^2/\text{m}^5$ 、 $23546\text{s}^2/\text{m}^5$ 、 $10465\text{s}^2/\text{m}^5$; 当负荷率 >0.6 时, 管网阻抗逐渐降低至 $1674\text{s}^2/\text{m}^5$ 。对于变压差控制, 管网阻抗保持 $1674\text{s}^2/\text{m}^5$ 不变。

3.2 频率控制优先

采用频率优先策略时, 分为定压差控制和变压差控制, 其运行策略如下。

定压差控制: 如图 16 所示, 3 台水泵以 50Hz 频率运行的特性曲线与管网阻力曲线 S 的交点为

设计工况点,其负荷率为 1,扬程即设定压差 ΔH_{set} ,并且在水泵变流量运行过程中,通过改变管网阻抗 S 使 ΔH_{set} 保持不变。当负荷率从 0 开始升高时,为保证机组的最低流量(冷水、热泵机组变流量下限一般为机组额定流量的 40%),开启 1 台水泵以最低频率运行(46.4Hz),管网阻抗为 S_1 ;当 $0.13 < \text{负荷率} \leq 0.33$ 时,1 台水泵频率由 46.4Hz 升高至 50Hz,管网阻抗逐渐降低至 S_2 ;当 $0.33 < \text{负荷率} \leq 0.67$ 时,开启 2 台水泵,水泵频率由 46.6Hz 同步升高至 50Hz,管网阻抗逐渐降低至 S_3 ;当 $0.67 < \text{负荷率} \leq 1$ 时,开启 3 台水泵,水泵频率由 47.4Hz 同步升高至 50Hz,管网阻抗逐渐降低至 S 。

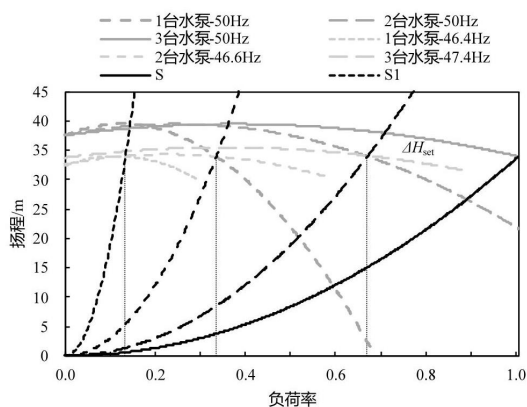
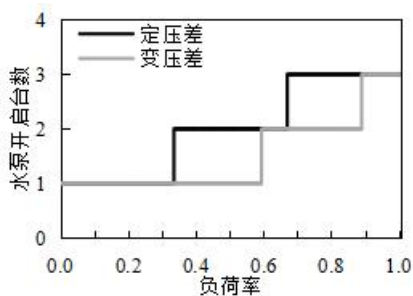


图 16 定压差频率优先控制示意图

Fig.16 Schematic diagram of frequency priority control under constant pressure-difference

变压差控制:如图 17 所示,3 台水泵以 50Hz



(a) 水泵开启台数随负荷率的变化

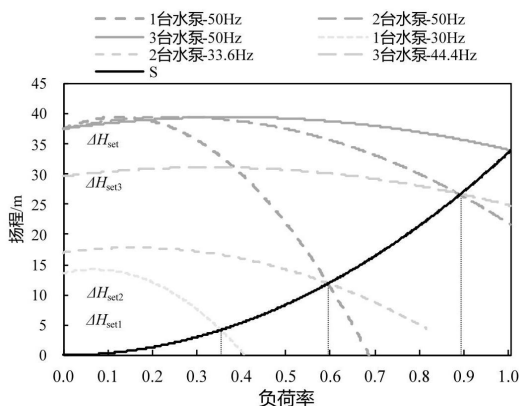
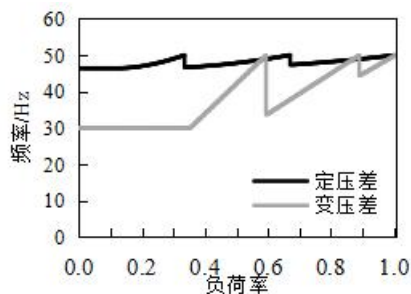
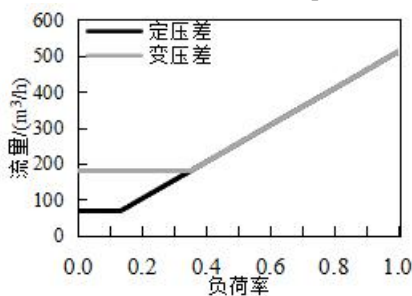
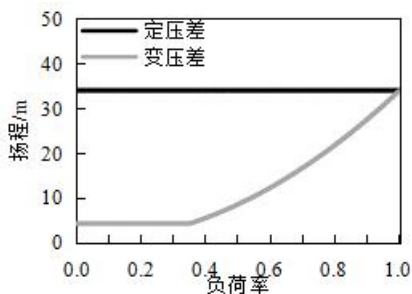


图 17 变压差频率优先控制示意图

Fig.17 Schematic diagram of frequency priority control under variable pressure-difference



(b) 系统流量随负荷率的变化



(d) 水泵扬程随负荷率的变化

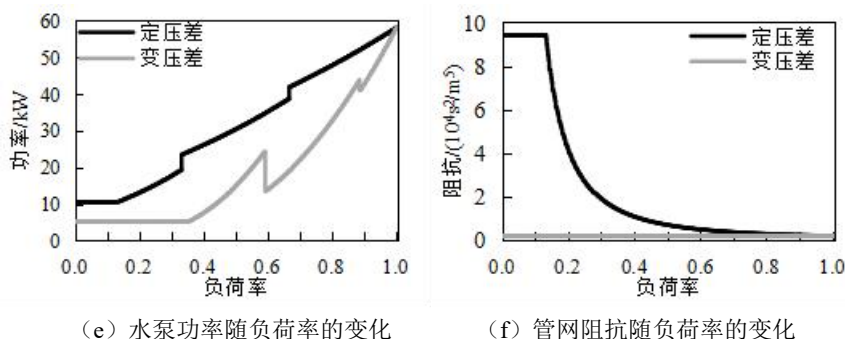


图 18 频率优先控制策略下系统参数随负荷率的变化

Fig.18 The variation of system parameters with load rate under the frequency priority control strategy

分析开启台数、系统流量、水泵频率、水泵扬程、水泵总功率以及管网阻抗随负荷率的变化。

(1) 开启台数

对于定压差控制, 在负荷率 >0 、 >0.33 、 >0.67 时依次开启 1 台、2 台、3 台水泵, 负荷率继续升高时水泵开启台数保持不变。对于变压差控制, 在负荷率 >0 、 >0.60 、 >0.89 时依次开启 1 台、2 台、3 台水泵, 负荷率继续升高时水泵开启台数保持不变。

(2) 系统流量

对于定压差控制, 当负荷率在 0~0.13 之间时, 流量为 68.4m³/h, 当负荷率 >0.13 时, 流量线性增加。对于变压差控制, 当负荷率在 0~0.35 之间时, 流量为 180.6m³/h, 当负荷率 >0.35 时, 流量线性增加。

(3) 水泵频率

对于定压差控制, 当负荷率在 0~0.13 之间时, 1 台水泵以最小频率 46.2Hz 开启; 当负荷率在 0.13~0.33 之间时, 水泵频率逐渐升高至 50Hz; 当负荷率在 0.33~0.67 之间时, 2 台水泵同时开启, 水泵频率从 46.6Hz 逐渐升高至 50Hz; 当负荷率 >0.67 时, 3 台水泵同时开启, 水泵频率从 47.4Hz 逐渐升高至 50Hz。对于变压差控制, 当负荷率在 0~0.35 之间时, 水泵频率以 30Hz 开启; 当负荷率在 0.35~0.60 之间时, 水泵频率从 30Hz 线性升高至 50Hz; 当负荷率在 0.60~0.89 之间时, 2 台水泵同时开启, 水泵频率从 33.8Hz 线性升高至 50Hz; 当负荷率 >0.89 时, 3 台水泵同时开启, 水泵频率从 44.4Hz 线性升高至 50Hz。

(4) 水泵扬程

对于定压差控制, 水泵的扬程始终为 34m; 对于变压差控制, 管网阻抗 $S=1674\text{s}^2/\text{m}^5$ 并保持不变, 当负荷率在 0~0.6 之间时, 依次开启 1 台、2 台、3 台水泵, 水泵扬程分别为 4.2m、9.5m、12.1m, 当负

荷率 >0.6 时, 水泵扬程沿二次方曲线升高至 34m。

(5) 水泵功率

对于定压差控制, 当负荷率在 0~0.13 之间时, 开启 1 台水泵, 功率为 10.5kW; 当负荷率增加至 0.33 时, 水泵功率升高至 19.1kW; 当负荷率在 0.33~0.67 之间时, 开启 2 台水泵, 水泵总功率由 23.6kW 近似线性升高至 38.9kW; 当负荷率 >0.67 时, 开启 3 台水泵, 水泵总功率由 42.0kW 近似线性升高至 58.3kW。对于变压差控制, 当负荷率在 0~0.35 之间时, 开启 1 台水泵, 功率为 5.1kW; 负荷率上升至 0.60 时, 水泵功率沿三次方曲线升高至 24.3kW; 当负荷率在 0.60~0.89 之间时, 开启 2 台水泵, 水泵总功率沿三次方曲线由 13.5kW 升高至 43.9kW; 当负荷率 >0.89 时, 开启 3 台水泵, 水泵总功率沿三次方曲线由 41.0 升高至 58.3kW。

(6) 管网阻抗

对于定压差控制, 当负荷率在 0~0.13 之间时, 管网阻抗为 9418s²/m⁵; 当负荷率 >0.13 时, 管网阻抗逐渐降低至 1674s²/m⁵。对于变压差控制, 管网阻抗保持 1674s²/m⁵ 不变。

3.3 控制策略比较分析

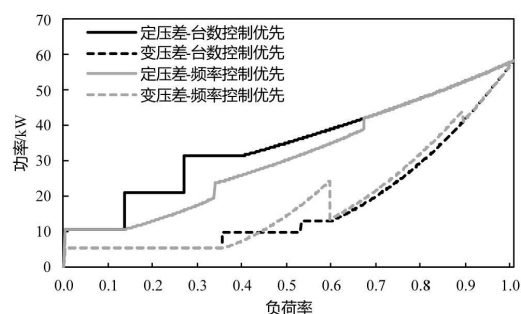


图 19 不同水泵控制策略的水泵功率对比

Fig.19 Comparison of pump power for different pump control strategies

对不同水泵控制策略下的水泵功率进行对比,如图 19 所示,分析如下:

(1) 变压差的控制策略下的水泵功耗明显低于定压差控制策略下的水泵功耗。与定压差系统相比,变压差台数优先策略与变压差频率优先策略的节能率分别为 50.13%和 40.45%。对于定压差系统而言,通过阀门节流改变管网阻抗以保持压差不变,有一部分水泵功率浪费在克服阀门的阻力上,因此在节能性上变压差系统更具优势。

(2) 在定压差的工况下,采用频率控制优先策略的水泵功耗低于台数控制优先控制的功耗,节能率约为 10.40%。当负荷率为 0.13~0.67 之间时,控制策略不同导致水泵开启的台数不同。由水泵流量-效率特性可知,在流量较小时,水泵的效率随流量的降低急剧下降。对于同样的流量需求,开启的水泵台数越多,每台水泵的流量越低,效率也就越低,因此台数控制优先策略下的水泵功率较高。

(3) 在变压差的工况下,采用台数控制优先策略相比频率控制优先策略更加节能,节能率约为 5.13%。当负荷率在 0~0.35 之间时,两种策略均开启一台水泵以 30Hz 频率运行;若负荷率继续上升,采用台数控制优先策略系统的流量与压差在负荷率 <0.6 时无法实现连续调节,只能在一定的负荷区间内保持恒定的流量与压差,而采用频率控制优先的策略能够实现流量与压差的连续调节,与不同负荷率下的流量与扬程需求值精确匹配。因此当负荷率在 0.35~0.43 时,2 台水泵以 30Hz 开启的水泵总功率高于 1 台水泵变频运行的功率,但是由于 2 台水泵以 30Hz 运行时水泵效率达 75%,而对于 1 台水泵变频,由于流量超出水泵运行的高效区间,效率降低至 34%左右,因此当负荷率 >0.43 时,1 台水泵变频运行的功率逐渐超过 2 台水泵以 30Hz 频率运行的总功率;当负荷率在 0.60~0.89 之间时,同样是由于水泵效率的区别,2 台水泵变频运行的总功率高于 3 台水泵变频运行的总功率;当负荷率 >0.89 时,两种策略均为 3 台水泵变频运行,总功率相同。

4 结论

通过建立水泵的数学模型,分析水泵变流量调节中台数控制与变频控制方式的特点,本文提出多台并联水泵的控制策略,并对台数控制优先策略与

频率控制优先策略进行探讨。主要结论如下:

(1) 对于多台水泵并联的水系统,有台数控制和频率控制两种变流量调节的方式,但是单独采用一种控制方式的节能效益十分有限;

(2) 将台数控制与频率控制结合,提出台数控制优先策略与频率控制优先策略。台数优先策略是在负荷增加时以最低频率依次开启水泵,所有水泵开启后,频率同步升高;频率优先策略是在负荷增加时优先升高当前开启水泵的频率,当前水泵频率升至最高时才开启下一台水泵,并且水泵保持同频运行;

(3) 无论是台数控制优先还是频率控制优先,由于变压差系统的水泵减少了用于克服阀门阻力的功耗,其能耗水平低于定压差系统,节能率可达 40%~50%;

(4) 在定压差的工况下,频率控制优先策略在部分负荷区间内水泵的效率高于台数控制优先策略,从而水泵的能耗较低,节能率约为 10.40%;

(5) 在变压差的工况下,台数控制优先策略相比频率优先策略整体水泵效率更高,能耗更低,节能率约为 5.13%。

综上所述,对于多台水泵并联的水系统,采用变压差台数控制优先策略的节能性最佳,同时在控制上相对简单稳定,在实际项目中有一定的借鉴意义。但是本文仅对某一型号并联水泵控制策略进行研究,在工程应用中存在局限性,未来可对不同类型、不同台数水泵的控制策略进行更具通用性的分析与总结。

参考文献:

- [1] 黄庆,孙攀,谢晴,等.一次泵变流量系统变压差优化控制方法[J].制冷与空调,2018,18(2):95-98,108.
- [2] 赵天怡.空调冷冻水系统变压差设定值优化控制方法[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2010.
- [3] 郭蕙心.基于变压差控制的水泵变频调控研究[D].天津:天津大学,2022.
- [4] 张月.中央空调变流量水系统变压差优化控制策略[D].长沙:湖南大学,2020.
- [5] 周俊,李楠,冯松松,等.基于末端负荷监测的变压差控制方法研究[J].暖通空调,2023,53(6):135-141.
- [6] 张波,陈友明,陈永康,等.冷水泵自适应压差再设定变频控制方法及其应用[J].暖通空调,2015,45(8):18-22.

(下转第 454 页)