



热泵蒸汽系统准两级压缩联合过冷器循环的性能分析及优化

刘炳伸^{1,2}, 龚宇烈¹, 陆振能¹, 曲勇³, 高一峰³

(¹中国科学院广州能源研究所, 中国科学院可再生能源重点实验室, 广东 广州 510640; ²中国科学院大学, 北京 100049; ³山东欧森纳能源科技集团有限公司, 山东 烟台 264000)

摘要: 为了克服高压比的运行工况对能效系数(COP)、排气温度等热泵系统循环、安全性能的影响, 将准两级压缩联合过冷器的循环方式引入经典的热泵蒸汽系统, 在低温热源水输入温度固定为65℃、冷凝温度变化区间为115~135℃的工况下, 以R245fa为工质, 对经典系统及改进系统进行理论循环性能对比, 并以取得更高COP为目标对改进系统的补气参数(补气率 B)和过冷器参数(热源水过冷率 A)进行优化。结果表明: 在所考察的冷凝温度区间内, 采用准两级压缩联合过冷器的循环方式下的改进系统取得了更好的循环与安全性能, 当 B 和 A 的典型值分别取为0.4和0.2时, 改进系统COP较经典系统平均提高了13.5%, 排气温度与压缩比平均降低了1.72℃与19.2%, 采用优化过的补气率和过冷率参数后, 改进系统的COP可平均提高32.36%。

关键词: 热泵蒸汽系统; 能效系数; 准两级压缩; 过冷器

中图分类号: TK123 文献标志码: A 文章编号: 1000-6613(2017)07-2360-08

DOI: 10.16085/j.issn.1000-6613.2016-2089

Performance analysis and optimization of a coupling sub-cooler heat pump steam system in a quasi two-stage compression cycle

LIU Bingshen^{1,2}, GONG Yulie¹, LU Zhenneng¹, QU Yong³, GAO Yifeng³

(¹CAS Key Laboratory of Renewable Energy, Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, Guangdong, China; ²University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China; ³Shandong Oceanair Energy Technology Group Co., Ltd., Yantai 264000, Shandong, China)

Abstract: A sub-cooler and quasi two-stage compression cycle were introduced for classical heat pump steam system to overcome the negative effects on coefficient of performance (COP) and exhaust temperature of high compression ratio. Simple and revised systems were conducted in a comparative study on their theoretical cycle performance, at the fixed input heat source temperature of 65℃ and condensing temperature range of 115—135℃, using R245fa as working fluid. Then the parameters of economizer (supplement rate of gas, expressed as B) and sub-cooler (sub-cooling rate of heat source water, expressed as A) were optimized to achieve higher COP. The result showed that, the revised system presents better cycle and safety performances, when adopting 0.4 and 0.2 as the typical value for B and A respectively, increasing COP value by 13.5%, cutting exhaust temperature and compression ratio by 1.72℃ and 19.2%, on average. The revised system using optimized parameters of economizer and sub-cooler can achieve a mean increase on COP of 32.36%.

Key words: heat pump steam system; coefficient of performance (COP); quasi two-stage compression; sub-cooler

收稿日期: 2016-11-14; 修改稿日期: 2016-12-28。

基金项目: 广东省科技计划(2014A020223001)及科技型中小企业技术创新项目(14C26213701973)。

第一作者: 刘炳伸(1991—), 男, 工学硕士, 研究方向为制冷空调

与热泵。E-mail: liubs@ms.giec.ac.cn。联系人: 龚宇烈, 研究员, 硕士生导师, 研究方向为低品位能源利用及热泵节能技术。E-mail: gongyl@ms.giec.ac.cn。

热泵的高温化首先是蒸发温度的高温化, 可使热泵进一步回收工业余热, 而它们其中的大部分都无法被常温热泵所利用; 另一方面是冷凝温度的高温化, 可使热泵产生的热量直接应用于工业加热中。由于我国拥有丰富的工业余热资源且用能需求巨大, 因此高温热泵技术的发展更具有明显的经济效益和社会效益^[1], 也在国内外受到了极大的关注^[2-6]。如进一步提高高温热泵的冷凝温度, 使其产出高温蒸汽, 则大多数工业用户的用热需求都可被满足。相比于传统用锅炉生产蒸汽的方式, 如采用此种高温热泵生产蒸汽, 且在需要大量蒸汽又有余热可以利用的行业, 如化工、皮革制品、陶瓷工业、食品烟草等率先推广, 可期有广阔的市场前景^[7]。

由于市场上已经存在利用拉伐尔喷管的吸收作用将高压蒸汽与喷管所吸收的低压余热蒸汽经充分混合、扩压后输出生产工艺用蒸汽的喷射式工业锅炉蒸汽热泵系统^[8], 为了与之区别, 将本文所要研究的高温热泵的衍生形式称为热泵蒸汽系统, 其经典系统原理如图 1 所示, 主要由螺杆压缩机、蒸发器、冷凝器、闪蒸器、膨胀阀、各路管道部件和相关控制部件组成。

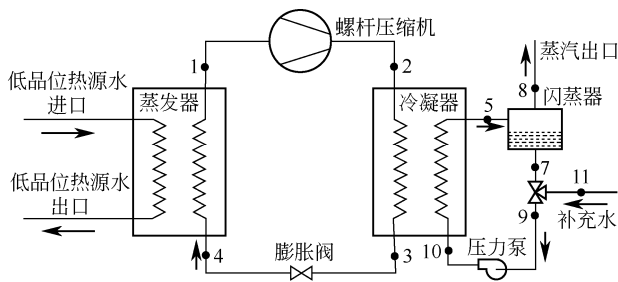


图 1 经典热泵蒸汽系统原理图

根据之前本文作者对经典热泵蒸汽系统理论循环计算的结果^[10], 热泵蒸汽系统在运行工况即冷凝温度为 125℃、蒸发温度为 55℃时, 循环温升已达 70℃, 压缩机的理论压缩比高达 5.3, 这在实际应用中容易导致系统 COP 值过低以及压缩机排气温度过高的问题, 对于螺杆式压缩机, 还会出现压缩机的容积效率下降、欠压缩、噪声增大等不利因素^[9]。另一方面, 现有电子膨胀阀的合理使用工况在 80℃以下, 温度太高会影响其正常工作, 造成工质泄露或者流量控制失效。因此, 图 1 中单级压缩的经典系统形式显然难以满足系统安全、稳定、高效运行的要求。

本文首先对经典的单级压缩热泵蒸汽系统进

行改进设计, 以综合性质优良的 R245fa 为工质, 采用带有中间补气口的半封闭准两级螺杆式压缩机, 在冷凝温度为 115~135℃、循环温升为 60~80℃的工况范围内, 重点考察准两级压缩联合过冷器的循环方式对于经典的单级压缩热泵蒸汽系统的 COP、压缩机压缩比等参数随冷凝温度变化的改进情况, 然后对改进系统进行优化。通过对系统形式的改进研究, 可使理论模拟更加贴近实际应用情况, 为热泵蒸汽系统的机组研制提供一定依据。

1 经典热泵蒸汽系统的改进设计

低温热泵在环境温度较低时, 会遇到因压缩比过大而导致的排气温度过高及压缩机容积效率偏低的问题, 对此学者较为常用、高效的改善方案为采用准两级压缩循环(即中间补气循环)^[11-12], 且在制热能力的提高及排气温度的下降方面取得了良好的实验效果。类似地, 中高温热泵在应对循环温升较大而导致的压缩比过大问题时, 刘昭云等^[13]从改进循环性能及兼顾系统经济性上考虑, 重点考察两级循环方式, 并分析了 4 种两级循环方式下中高温热泵的理论循环性能, 认为两级循环方式在中高温热泵中具有应用潜力。借鉴上述学者的研究思路, 首先考虑将两级压缩的循环方式引入热泵蒸汽系统, 以期达到降低排气温度、提高 COP 的改善效果。

1.1 螺杆式热泵系统中的两级压缩循环

对于采用往复式压缩机的热泵系统, 两级压缩循环按照节流方式, 一般可分为一级节流循环与两级节流循环, 主要区别在于制冷剂液体是否直接由冷凝压力节流至蒸发压力^[14], 可通过系统中增设的中间容器(也称为经济器)进行直接区分, 两种循环方式中的经济器分别为闪发蒸汽分离器(闪蒸器)与中间冷却器。此外, 根据压缩机高压级压缩进气是否为饱和状态, 一级节流与二级节流的循环方式还可各分为完全中间冷却与不完全中间冷却两种方式, 主要区别在于压缩机低压级的排气在进入高压级前是否进入经济器。往复式热泵系统的 4 种两级压缩循环的示意图见图 2^[15]。

对采用螺杆式压缩机的热泵系统来说, 由于螺杆式压缩机具有吸气、压缩、排气单向进行的特点, 可在机壳或者端盖的适当位置开设补气口, 使得在压缩过程的某一转角范围内转子基元容积可与补气口相通, 经济器内产生的气态工质通过补气口进入基元容积中, 如此一来单级螺杆压缩机便可按两

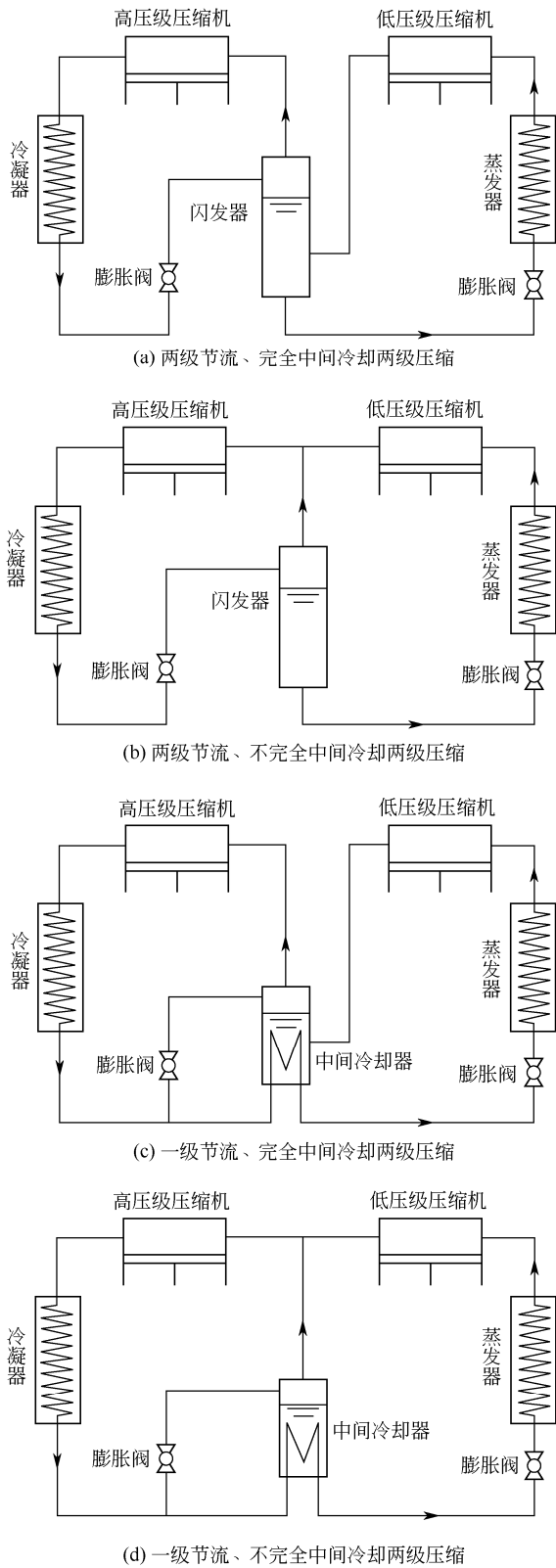


图 2 往复式热泵系统两级压缩示意图

级压缩循环进行，实现准两级压缩^[16]。

类似地，准双级压缩的螺杆热泵系统也有一级节流与两级节流两种形式，见图 3。它们的区别在

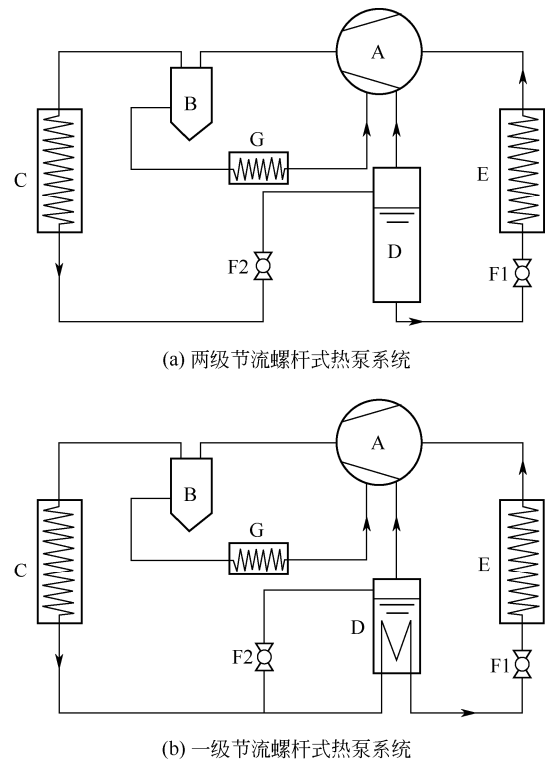


图 3 螺杆式热泵系统的准两级压缩循环方式

A—螺杆压缩机；B—油分离器；C—满液式冷凝器；D—经济器[其中在图 3(a)中称为闪发器，在图 3(b)中称为中间冷却器]；E—蒸发器；F1,F2—膨胀阀；G—油冷却器

于两级节流循环中进入蒸发器的制冷剂经过了两次节流，且离开经济器时与进入补气口的制冷剂气体无传热温差。经济器的形式也不相同，在两级节流循环中为闪发蒸汽分离器，一级节流循环为中间冷却器。由于螺杆机的结构不易实现完全冷却的循环方式，故这里只表示不完全冷却的压缩形式。

1.2 改进的热泵蒸汽系统

考虑到 R245fa 在较高的冷凝温度下为干工质，即其在 $T-S$ 图上饱和汽线的斜率 ds/dT 为正，需要足够的过热度来避免出现湿压缩过程^[17]，并且压缩机排气温度还可以通过油冷、喷液的手段进行降低，另一方面，两级节流循环方式下的系统管道走向比较复杂，使得管道阻力较大^[18]。综上分析，采用一级节流中间不完全冷却的两级压缩循环方式作为热泵蒸汽系统的准两级压缩形式。同时，为了适应供液管路上电子膨胀阀的工况条件，在改进系统中增设过冷器，冷却源即为热泵蒸汽系统的低品位热源水，增设过冷器对膨胀阀前温度的降低及对系统 COP 的提高效果也将在下文予以讨论。图 4 即为改进后准两级压缩带过冷器的热泵蒸汽系统原理图。

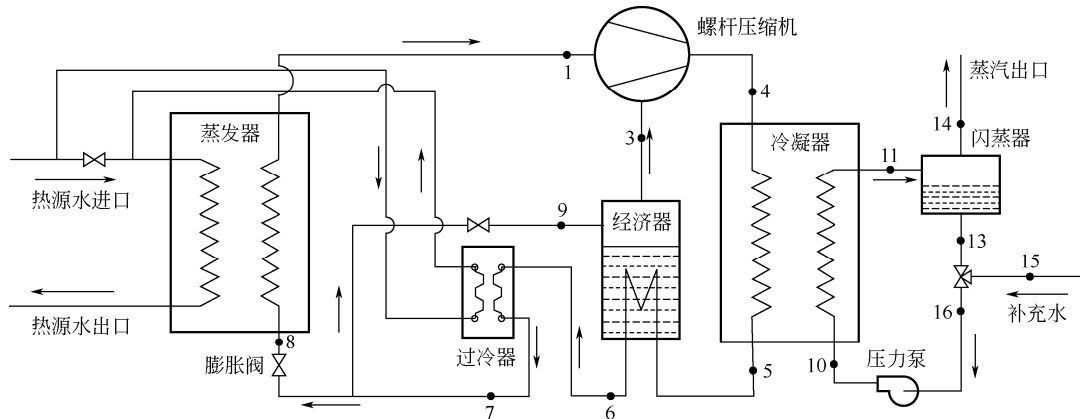


图 4 改进热泵蒸汽系统原理图

1~16—状态点

同经典热泵蒸汽系统一样，改进后的热泵蒸汽系统仍然是由闪蒸子系统与热泵子系统两部分组成^[10]。不同的是在热泵子系统中，从冷凝器出来的高温高压过冷工质（主路）首先进入经济器，被来自主膨胀阀前分出的一路经过节流降压的工质冷却而过冷，接着主路的工质进入过冷器被热源水冷却而进一步过冷，然后主路分为两路，一部分被主膨胀阀节流降压降温进入到蒸发器中，另一路则进入到经济器中的分路，这路工质吸热后变成饱和和气态被送入螺杆压缩机的补气口中，与已经被压缩的工质气体混合为过热气体后被继续压缩，即为补气循环。图 5、图 6 所示分别为热泵子系统和闪蒸子系统的 $T-S$ 图，图中各状态点（1~16）与原理图相对应。

2 改进系统的热力学计算与循环性能分析

2.1 模型假设与计算式

为了便于计算，对改进的热泵蒸汽系统的热力

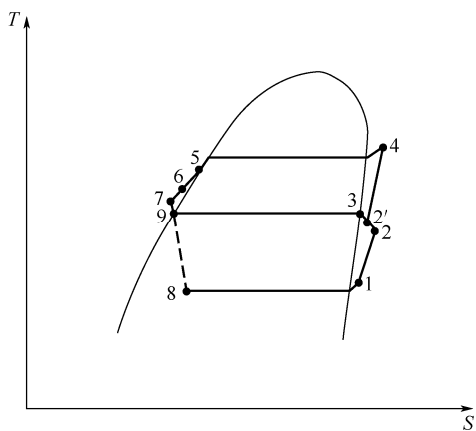


图 5 热泵子系统 $T-S$ 图

1~9—状态点

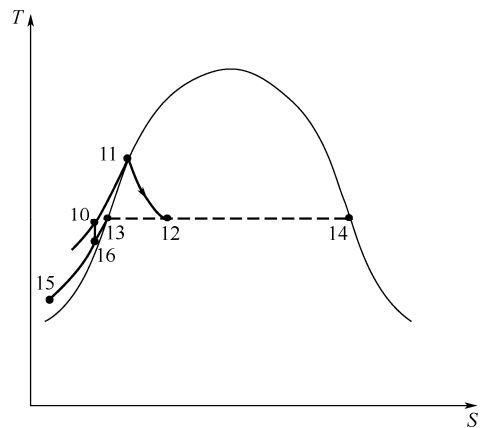


图 6 闪蒸子系统 $T-S$ 图

10~16—状态点

学模型作如下假定。

(1) 只分析系统的稳态情况，忽略系统与环境之间的散热损失；

(2) 忽略流体的动能和势能及因管路引起的压力变化；

(3) 认为进入闪蒸器的水为饱和态，闪蒸为绝热、无功量交换的过程，并忽略闪蒸子系统的水泵功耗；

(4) 将蒸发器与冷凝器的端部传热温差、出口过热度都取 5°C ，补充水温度取 30°C ，闪蒸温度取 100°C ；

(5) 指定低温热源水的流量为 4.017kg/s ，输入温度为 65°C ，且在蒸发器、过冷器的进出口温差均为 5°C ，其中过冷器冷侧热源水的进出口水温分别为 65°C 和 70°C ；

(6) 两级压缩机的等熵效率都取为 0.68 ；

(7) 认为补气过程对于压缩机的吸气量没有影响，并指定其数值为 $0.05\text{m}^3/\text{s}$ ；

(8) 认为补气过程为等容混合、绝热压缩过程，且补气入口处的工质为饱和气态并忽略工质在补气口的压力损失，同时由于系统内压比较大，将补气口位置取为 $\sqrt{P_{in} \times P_{out}}$ [19]；

(9) 过冷器与经济器均以逆流形式换热，且换热充分；

(10) 补气率和热源水过冷率的典型值分别取为 0.4 和 0.2。

系统中各热力过程及循环评价指标由式(1)~式(17)进行计算。

热泵子系统

$$Q_{cond} = m_{ref}(h_4 - h_5), \quad Q_{evap} = m_{ref}(h_1 - h_8) \quad (1)$$

$$W = (m_{ref} - m_{mid})(h_2 - h_1) + m_{ref}(h_4 - h_2) + (m_{ref} - m_{mid})v_2(P_2 - P_2) \quad (2)$$

$$m_{mid}h_3 + (m_{ref} - m_{mid})h_2 = h_2 \quad (3)$$

$$P_2' = P_2 + (P_3 - P_2)\zeta_P \quad (4)$$

$$v_2' = \frac{v_2}{1+B} \quad (5)$$

$$h_2 = h_1 + (h_{s2} - h_1)/\eta, \quad h_4 = h_2 + (h_{s4} - h_2)/\eta \quad (6)$$

$$m_{so'}(h_{so,70} - h_{so,65}) = m_{ref}(h_6 - h_7) \quad (7)$$

$$m_{so}h_{so,70} + (m_{so} - m_{so'})h_{so,65} = m_{so}h_{so,in} \quad (8)$$

$$m_{ref}(h_5 - h_6) = m_{mid}(h_3 - h_9) \quad (9)$$

闪蒸子系统

$$h_{11} = h_{12}, \quad h_{12} = h_{13}(1-x) + h_{14}x \quad (10)$$

$$m_{water}h_{16} = m_{water}xh_{15} + m_{water}(1-x)h_{13} \quad (11)$$

系统评价指标

$$COP = m_{water}x \frac{h_{14}}{W} \quad (12)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{P_2}{P_1}, \quad \varepsilon_2 = \frac{P_4}{P_2}, \quad \varepsilon = \varepsilon_1\varepsilon_2 \quad (13)$$

$$T_{ex} = T_4 \quad (14)$$

$$m = 3600m_{water}x \quad (15)$$

补气率 B 和热源水过冷率 A 由式(16)、式(17)来定义，分别指压缩机吸入单位质量流量工质时从经济器进入补气口的工质质量流量，以及流经过冷器的热源水质量流量与热源水总流量之比。

$$B = \frac{m_{mid}}{m_{ref} - m_{mid}} \quad (16)$$

$$A = \frac{m_{so'}}{m_{so}} \quad (17)$$

式(4)中的 ζ_P 为压力损失系数，根据经验取为 0.38 [16]，其他符号见符号说明。

2.2 改进系统与经典系统的对比

接下来讨论经典热泵蒸汽系统（经典系统）、

准两级压缩不带过冷器的热泵蒸汽系统（改进 1 系统）及准两级压缩带过冷器的热泵蒸汽系统（称为改进 2 系统）在相同的假设条件下，COP、功量、冷凝换热量、排气温度等循环性能参数随冷凝温度的变化情况，冷凝温度的变化范围为 115~135℃。

2.2.1 COP、功率、冷凝换热量和产蒸汽量的对比

前文提到，在压缩比增大的情况下，系统的 COP 会急剧降低，这在图 7 中得以直观体现：经典的单级压缩热泵蒸汽系统的 COP 从冷凝温度为 115℃ 时的 3.634 降到 135℃ 时的 2.402，下降幅度为 33.9%，原因可以从图 8 看出，随着冷凝温度增加，压缩机耗功增加了 21.8%，而冷凝换热量则减小了 19.4%，故 COP 急剧减小。同理，改进 1 系统及改进 2 系统的 COP 变化趋势也相同，COP 平均下降幅度分别达到了 35.0% 和 35.5%。

采用补气循环（补气率取为 0.2）的改进 1 系统的压缩机耗功较经典系统平均提高 7.21%，且冷凝温度越高，提高幅度增大，而冷凝换热量则平均提高 17.14%。因此 COP 较经典系统平均提高了 9.27%，且提高幅度随着冷凝温度增加而减小。

增加过冷器循环（热源水的过冷率取为 0.4）后，改进 2 系统相比经典系统的 COP、功率和冷凝

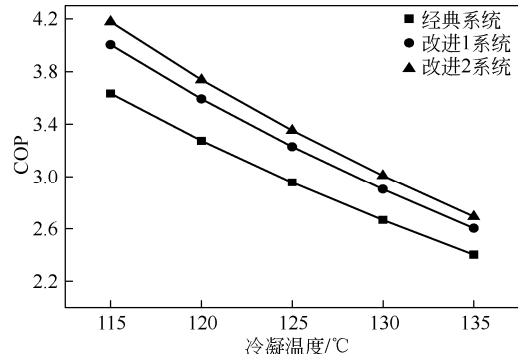


图 7 各系统 COP 随冷凝温度的变化

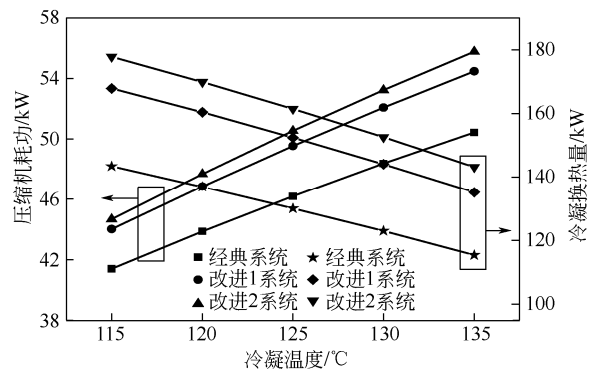


图 8 各系统压缩机功耗与冷凝换热量随冷凝温度的变化

换热量均进一步提高，平均增长率分别为 13.5%、9.34%和 24.08%，这主要是因为热源水在吸收过冷器中工质的热量后温度升高，从而使得蒸发温度提高了 2℃，压缩机吸气比容降低，故增加了进入压缩机的工质质量流量，这一方面使得耗功量相比改进 1 系统平均增加了 2%，另一方面也平均增加了 5.9%的冷凝换热量，因此增设过冷器的改进 2 系统取得了相比改进 1 系统更佳的节能效果，且冷凝温度越低，节能效果越明显。

同时，由模型计算式(10)、式(11)可知，当闪蒸温度与冷凝温度为定值时，冷凝换热量与蒸汽量为——对应关系，故改进 2 系统相比经典系统在提高 COP 的同时，也平均增加了 24.08%的蒸汽产量，且冷凝温度越低提高幅度越大。

2.2.2 排气温度和压缩比的对比

由图 9 可以看出，经典单级压缩系统的排气温度、压缩比在所分析冷凝温度区间内均是 3 个系统中最高的，其中在运行工况下排气温度达到 128.7℃，即排气过热 3.7℃，压缩比为 5.33。

排气过热度方面，采用中间补气的改进 1 系统相比经典系统平均降低了 1.72℃ (45.5%) 的排气过热度，且降低幅度随着冷凝温度的增高而减小，而增设了过冷器的改进 2 系统对排气过热度并无明显改进。

压缩比方面，改进 1 系统通过中间补气将单级压缩系统的大压比分化成了两级压缩的两个小压比，这两个小压比的乘积（称为综合压缩比）相比经典系统平均减小了 14.32%。得益于吸气压力的提高，改进 2 系统在改进 1 系统的基础上降低了 5.67%的综合压缩比，进一步增加了系统的运行安全性。

2.3 改进系统的优化

本质上来说，经济器之所以能取得良好的 COP 提升效果，是因为由冷凝器出来的工质在经过经济

器的过冷后，释放出的热量被工质直接回收，如此一来不仅能够减少工质流体因经过膨胀阀产生的无益气化增加有效制冷量，同时还可以回收一部分膨胀功，并且冷凝器中工质的质量流量增加。同理，从经济器出来的工质在经过过冷器的过冷后，释放出的热量被低温热源水回收，接着通过蒸发器的换热这部分热量又被工质回收，且冷凝器中工质的质量流量增加，故也能取得 COP 提升效果。因此为了实现对改进系统的优化，可以首先分析经济器、过冷器中取得的工质过冷度大小分别对系统 COP 的影响。

工质在经济器中所能达到的过冷度受到经济器热侧入口工质温度的限制（即 T_3 不能高于 T_5 ），而在过冷器中受到过冷器冷侧进出口热源水温度的限制（即 T_7 大于 65℃， T_6 大于 70℃）。由图 10、图 11 可以看出，各冷凝温度下系统 COP 均随着工质的过冷度增加而增大。同时随着冷凝温度的提高，经济器中取得的最大过冷度增加，过冷器则反之。在经济器取得最大过冷度时，系统 COP 平均增加 28.61%，即平均每 1℃ 可以取得 0.83% 的提升，而在过冷器取得最大过冷度时，系统 COP 平均增加 9.56%，平均每 1℃ 可以取得 0.22% 的提升，故采用

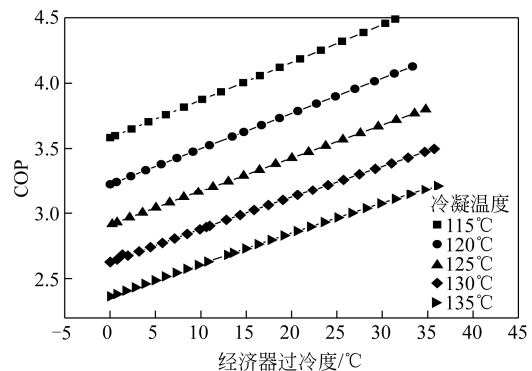


图 10 不同冷凝温度下 COP 随经济器中过冷度的变化情况

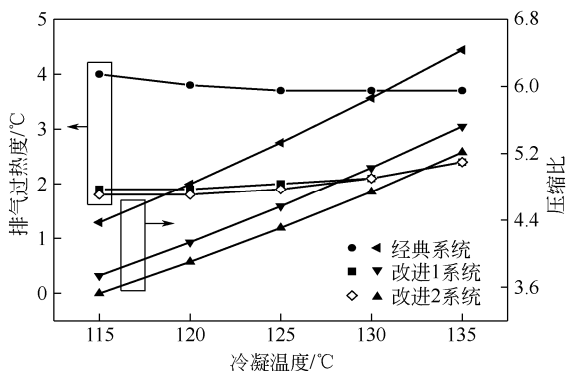


图 9 各系统排气过热度、压缩比随冷凝温度的变化

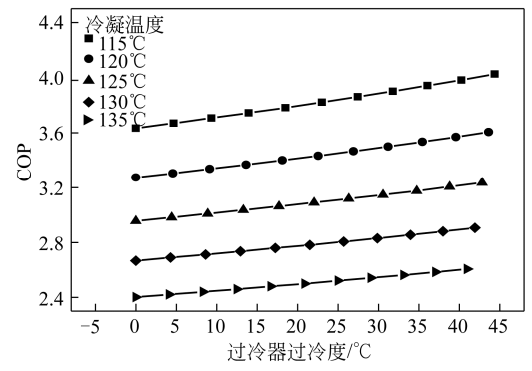


图 11 不同冷凝温度下 COP 随过冷器中过冷度的变化情况

经济器中间补气循环可取得比单独采用过冷器循环更佳的改进效果。

为取得更高的 COP 值，达到最佳的优化效果，应该在增加工质过冷度的同时，增加经济器过冷度的比重。为了验证上述优化原则，以 125℃ 冷凝温度工况为例，此时系统在冷凝器出口至膨胀阀入口的工质过冷度（即 $T_5 \sim T_7$ ）所能达到的最大值为 55℃，图 12 为经济器中的过冷度与过冷器中的过冷度之和为 55℃ 时，随着经济器中过冷度的变化，系统 COP 与过冷器过冷度的变化情况。

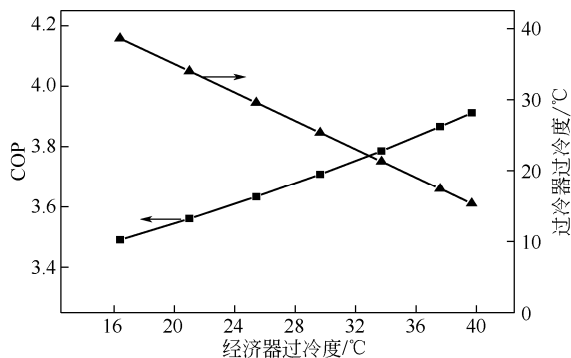


图 12 125℃ 冷凝温度下改进系统的优化

由图 12 可知，125℃ 的冷凝温度工况下，当工质总过冷度最大且保持一定时，系统的 COP 随着经济器过冷度比重增加而增加，当经济器过冷度为 39.68℃、过冷器过冷度为 15.32℃ 时，系统取得最大的 COP 值 3.912，相比经典的热泵蒸汽系统提高 32.34%，此时补气率 B 、过冷率 A 的值分别为 0.4679 和 0.4449。同理得出其他工况下的优化结果，见表 1。

3 结论

(1) 将准两级压缩和过冷器引入经典单级压缩热泵蒸汽系统可取得良好的系统循环性能改进效果，在所考察的 115~135℃ 冷凝温度区间内，COP 可平均提高 13.5%，冷凝换热量及产蒸汽量可

平均提高 24.08%。

(2) 准两级压缩联合过冷器循环的热泵蒸汽系统在运行的安全性方面也取得了好的改进效果，在 115~135℃ 冷凝温度区间内，可平均降低 1.72℃ 的排气温度与 19.2% 的综合压缩比。

(3) 采用经济器中间补气循环可取得比单独采用过冷器循环更佳的循环性能改进效果，在经济器中平均每 1℃ 工质过冷度可以取得 0.83% 的 COP 提升，而采用过冷器时这一值为 0.22%。

(4) 为取得更高的 COP 值，达到最佳的优化效果，应该在增加冷凝器出口处至膨胀阀入口处工质过冷度的同时，增加经济器过冷度的比重。根据这个原则，可得 115℃、120℃、125℃、130℃、135℃ 冷凝温度下改进系统的最佳补气率 B 和过冷率 A 分别为 $B=0.3766$ 、 $A=0.2892$ ， $B=0.4215$ 、 $A=0.361$ ， $B=0.4679$ 、 $A=0.4449$ ， $B=0.5157$ 、 $A=0.5443$ 和 $B=0.5554$ 、 $A=0.6795$ ，相比经典系统的 COP 分别提升为 26.31%、29.25%、32.34%、35.55% 和 38.34%。

符号说明

- COP—— 系统能效系数，量纲为 1
- h_1 —— 压缩机低压级入口处工质的焓，kJ/kg
- h_2 —— 压缩机高压级入口处工质的焓，kJ/kg
- h_2' —— 压缩机低压级出口处工质的焓，kJ/kg
- h_3 —— 经济器冷侧出口处工质的焓，kJ/kg
- h_4 —— 压缩机高压级出口处工质的焓，kJ/kg
- h_5 —— 冷凝器出口处工质的焓，kJ/kg
- h_6 —— 经济器热侧出口工质的焓，kJ/kg
- h_7 —— 过冷器热侧出口工质的焓，kJ/kg
- h_8 —— 蒸发器入口处工质的焓，kJ/kg
- h_9 —— 经济器冷侧入口处工质的焓，kJ/kg
- h_{11} —— 闪蒸罐入口处水的焓，kJ/kg
- h_{12} —— 闪蒸后的等效状态点处水的焓，kJ/kg
- h_{13} —— 闪蒸后得到的尾水的焓，kJ/kg
- h_{14} —— 闪蒸后得到的饱和水蒸气的焓，kJ/kg
- h_{15} —— 补水的焓，kJ/kg
- h_{16} —— 闪蒸尾水与补水混合后水的焓，kJ/kg
- h_{s2} —— 压缩机等熵压缩时低压级出口处工质的焓，kJ/kg
- h_{s4} —— 压缩机等熵压缩时高压级出口处工质的焓，kJ/kg
- $h_{so,65}$ —— 65℃ 热源水的焓，kJ/kg
- $h_{so,70}$ —— 70℃ 热源水的焓，kJ/kg
- $h_{so,in}$ —— 进入蒸发器的热源水的焓，kJ/kg
- m_{mid} —— 中间补气的工质流量，kg/s
- m_{ref} —— 热泵工质的流量，kg/s
- m_{so} —— 热源水的总流量，kg/s

表 1 各冷凝温度下改进系统的优化结果

冷凝温度 工况/℃	过冷器 A 过冷度/℃	经济器 B 过冷度/℃	COP	COP 相比经典 系统提升/%		
115	0.2892	10.89	0.3766	34.11	4.59	26.31
120	0.361	13.01	0.4215	36.99	4.233	29.25
125	0.4449	15.32	0.4679	39.68	3.912	32.34
130	0.5443	17.86	0.5157	42.14	3.615	35.55
135	0.6795	21.25	0.5554	43.75	3.323	38.34

m'_{so} ——进入过冷器中热源水的流量, kg/s
 m_{water} ——闪蒸循环水的流量, kg/s
 P_2 ——压缩机低压级出口处工质的压力, kPa
 P_2' ——压缩机高压级入口处工质的压力, kPa
 P_3 ——补气压力, kPa
 Q_{cond} ——冷凝器换热功率, kW
 Q_{evap} ——蒸发器换热功率, kW
 T_{ex} ——压缩机排气温度, °C
 v_2 ——压缩机低压级出口处工质的比容, m^3/kg
 v_2' ——压缩机高压级入口处工质的比容, m^3/kg
 W ——压缩机输入功率, kW
 x ——闪蒸气化率, 量纲为 1
 ϵ_1 、 ϵ_2 、 ϵ ——分别为低压级、高压级和综合压缩比, 量纲为 1
 η ——压缩机等熵效率, 量纲为 1

参考文献

- 马利敏. 中高温热泵工质的理论与实验研究[D]. 天津: 天津大学, 2006.
MA L M. Theoretical and experimental investigation on the working fluids for moderate and high temperature heat pumps[D]. Tianjin: Tianjin University, 2006.
- 赵力. 高温热泵在我国的应用及研究进展[J]. 制冷学报, 2005, 26 (2): 8-13.
ZHAO L. Application and development of high temperature heat pumps in China[J]. Journal of Refrigeration, 2005, 26 (2): 8-13.
- 刘南希, 史琳, 李扬帆, 等. 中高温热泵工质及试台研究[J]. 工程热物理学报, 2003, 24 (1): 5-8.
LIU N X, SHI L, LI Y F, et al. Study on medium-high temperature refrigerant and heat pump experimental device[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2003, 24 (1): 5-8.
- 龚宇烈, 马伟斌. 高效节能的高温地源热泵系统[J]. 建设科技, 2004 (11): 22-24.
GONG Y L, MA W B. Efficient and energy saving high temperature geothermal heat pump system[J]. Construction Science and Technology, 2004 (11): 22-24.
- 李廷勋, 郭开华, 王如竹, 等. 集中供暖用地热高温热泵工质研究[J]. 暖通空调, 2004, 34 (8): 21-24.
LI T X, GUO K H, WANG R Z, et al. Refrigerants of geothermal high temperature heat pump used in central heating[J]. Journal of HV&AC, 2004, 34 (8): 21-24.
- 朱秋兰, 史琳, 韩礼钟, 等. 中高温热泵新工质 HTR02 实验研究[J]. 工程热物理学报, 2005, 26 (2): 208-210.
ZHU Q L, SHI L, HAN L Z, et al. Study on new medium-high temperature refrigerant HTR02[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005, 26 (2): 208-210.
- 姚远, 龚宇烈, 陆振能, 等. 高温热泵及热泵蒸汽机的研究进展[J]. 新能源进展, 2014, 2 (3): 190-196.
YAO Y, GONG Y L, LU Z N, et al. Research progress of high temperature heat pump and heat pump steam generator[J]. Advances in New and Renewable Energy, 2014, 2 (3): 190-196.
- 李长林, 陈开忠. 工业锅炉节能利器——浅谈锅炉节能减排技术和蒸汽热泵技术[J]. 科协论坛 (下半月), 2008 (2): 30-31.
LI C L, CHEN K Z. Favorable energy-saving methods for industrial boiler—energy saving and emission reduction technologies of boiler and steam heat pump technology[J]. Science & Technology Association Forum, 2008 (2): 30-31.
- 李军. 螺杆式双级压缩系统的分析与应用(上)[J]. 制冷与空调, 2004, 4 (4): 52-56.
LI J. The analysis and application of two-stage screw compression system[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2004, 4 (4): 52-56.
- 刘炳伸, 龚宇烈, 陆振能, 等. 用于高温热泵蒸汽系统的几种工质的循环性能[J]. 可再生能源, 2015, 33 (12): 1755-1761.
LIU B S, GONG Y L, LU Z N, et al. Several working fluids for high temperature heat pump steam system[J]. Renewable Energy, 2015, 33 (12): 1755-1761.
- 李夔宁, 郭春雷, 周伟, 等. 一种过冷器耦合的准二级压缩热泵系统特性分析及优化[J]. 化工学报, 2013, 64 (8): 2813-2819.
LI K N, GUO C L, ZHOU W, et al. Analysis and optimization on coupling sub-cooler vapor injection air source heat pump system[J]. CIESC Journal, 2013, 64 (8): 2813-2819.
- 张明杰, 贾庆磊, 晏刚, 等. 准二级压缩热泵空调器的实验研究[J]. 电器, 2013 (s1): 224-230.
ZHANG M J, JIA Q L, YAN G, et al. Experimental study on a vapor-injection heat pump system with flash-tank[J]. China Appliance, 2013 (s1): 224-230.
- 刘昭云, 王怀信, 郭东奇. 中高温热泵两级循环方式性能分析[J]. 热能动力工程, 2013, 28 (5): 471-476, 550.
LIU Z Y, WANG H X, GUO D Q. Analysis of the performance of a high temperature heat pump in a two-stage cycle[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2013, 28 (5): 471-476, 550.
- 缪道平, 吴业正. 制冷压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001: 201-205.
MIAO D P, WU Y Z. Refrigeration compressor[M]. Beijing: China Machine Press, 2001: 201-205.
- 廖启森, 石文星, 田长青. 空气调节用制冷技术[M]. 4版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009: 15-19.
YAN Q S, SHI W X, TIAN C Q. Refrigeration technology for air conditioning[M]. 4th ed. Beijing: China Building Industry Press, 2009: 15-19.
- 李文林, 周瑞秋, 赵超人. 回转式制冷压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1992: 64-71.
LI W L, ZHOU R Q, ZHAO C R. Rotary refrigeration compressor[M]. Beijing: China Machine Press, 1992: 64-71.
- LIU B T, CHIEN K H, WANG C C. Effect of working fluids on organic Rankine cycle or waste heat recovery[J]. Energy, 2004, 29 (8): 1207-1217.
- 陈浩. 浅谈单机双级螺杆压缩机制冷系统的应用[J]. 中国新技术新产品, 2012 (10): 124.
CHEN H. Application of single unit two-stage screw compressor refrigeration system[J]. China New Technologies and Products, 2012 (10): 124.
- 李日华, 张天翼, 杨侨明. 中间补气对螺杆冷水机组性能影响[J]. 日用电器, 2015 (8): 71-73, 87.
LI R H, ZHANG T Y, YANG Q M. Study on influence on screw chiller performance through compensating vapor in the course of compression[J]. Electrical Appliances, 2015 (8): 71-73, 87.