

文章编号: 1671-6612 (2026) 02-303-06

基于 HTRI 的 NH_3/CO_2 复叠制冷系统用冷凝蒸发器设计

熊从贵 何 静

(台州龙江化工机械科技有限公司 温岭 317500)

【摘 要】 冷凝蒸发器是复叠制冷系统中连接高温循环和低温循环的关键设备。基于 HTRI 进行 NH_3/CO_2 复叠制冷系统的 BEM 型、BXU 型、BKU 型冷凝蒸发器设计, 管外冷凝的 BEM 型所需换热面积最小, 管内冷凝的 BXU 型所需换热面积最大。三种冷凝蒸发器的 CO_2 侧压力降相差不大, BXU 型的 NH_3 侧压力降最大, BKU 型的 NH_3 侧压力降最小。管程和壳程均作传热强化后, 污垢热阻和管内对流传热热阻是总热阻的主要组成。

【关键词】 复叠制冷系统; 冷凝蒸发器; HTRI; 设计

中图分类号 TB657.5 文献标志码 A

Design of Condensation Evaporator for NH_3/CO_2 Cascade Refrigeration System Based on HTRI

Xiong Conggui He Jing

(Taizhou Longjiang Chemical Machinery Science and Technology Co., Ltd, Wenling, 317500)

【Abstract】 The condensing evaporator is a key equipment in the cascade refrigeration system that connects the high temperature cycle and the low temperature cycle. Design of BEM, BXU, and BKU condensing evaporators for NH_3/CO_2 cascade refrigeration systems based on HTRI. The BEM condensing evaporator requires the smallest heat transfer area outside the tube, while the BXU condensing evaporator requires the largest heat transfer area inside the tube. The pressure drop on the CO_2 side of the three types of condensing evaporators is not significantly different, with the BXU type having the highest pressure drop on the NH_3 side and the BKU type having the lowest pressure drop on the NH_3 side. After heat transfer enhancement on both the tube and shell sides, the fouling thermal resistance and convective heat transfer thermal resistance inside the tube are the main components of the total thermal resistance.

【Keywords】 Cascade refrigeration system; Condensation evaporator; HTRI; Design

0 引言

复叠制冷系统是由两个或两个以上的独立制冷循环(通常为高温制冷循环和低温制冷循环)组成的联合制冷系统,用于获取较低的制冷温度,核心原理是通过不同制冷剂的配合,让高温制冷循环为低温制冷循环提供冷凝条件。两级复叠制冷系统的高温制冷循环和低温制冷循环使用不同的制冷剂,高温制冷循环用高沸点制冷剂,低温制冷循环

用低沸点制冷剂。冷凝蒸发器是连接高温制冷循环和低温制冷循环的关键设备,用于实现两个制冷循环之间的热量传递。在低温制冷循环中作为冷凝器,接收低温制冷循环中制冷压缩机排出的高温制冷剂蒸气,将其冷却并冷凝为液体制冷剂,完成低温循环的制冷剂液化。在高温制冷循环中作为蒸发器,让高温制冷循环的制冷剂液体吸收低温制冷循环的制冷剂蒸气在冷却和冷凝时释放的热量,完成

作者(通讯作者)简介:熊从贵(1982-),男,高级工程师,E-mail:1034589719@qq.com

收稿日期:2025-08-15

高温制冷循环的制冷剂汽化,推动高温循环持续运行。

常见冷凝蒸发器的结构形式有板式、板壳式、板翅式和壳管式,板式、板壳式、板翅式的承压能力较低、制作工艺较复杂、制造成本较高、维修难度较大,损坏后需整体更换。壳管式冷凝蒸发器的价格适中,较容易维修,因而以使用壳管式冷凝蒸发器的较多。一些学者对冷凝蒸发器对复叠制冷系统的影响进行了研究^[1-6],李敏霞^[7]、刘春梅^[8]、宁静红^[9]等人对冷凝蒸发器的设计进行了研究,但还未见学者对不同型式的冷凝蒸发器进行综合性能的对比分析。

1 初步设计

根据工艺条件作热交换器选型计算属于设计型计算,设计步骤通常分为计算热负荷、计算传热推动力、计算总传热系数和计算传热面积。在计算传热推动力之前需要确定流体流向、流体进出口温度、冷热流体是走管内还是管外、选择适当的流速、冷热流体的污垢热阻、计算冷热流体压力降。在确定流体流向时,如为单纯的热量传递应采用逆流,可以获得最大的冷流体温升,冷流体的用量最小,逆流还能获得最大的传热推动力。通常腐蚀性流体、高压流体、流量小或粘度低的流体、易结垢或含杂质的流体优先选择走管内;粘度高或流量大的流体、饱和蒸汽和冷凝性流体、温度变化大的流体优先选择走管外。在选择流体的流速时,为获得较高的对流传热系数,在满足流体允许压力降的情况下,应选用较大的流速,对易燃易爆流体还应考虑安全流速^[10]。在初定热交换器规格后,应根据冷热流体的实际流速核算压力降是否满足工艺要求。如压力降不符合要求,应调整流速、调整热交换器的结构参数,直至冷热流体的压力降满足工艺要求。

2 冷凝与蒸发的传热强化途径

R22、R125、R290、R507A 等有机蒸汽的冷凝传热系数只有水蒸气的 10%,在水冷却的有机蒸汽的冷凝传热中,冷凝侧的热阻占总热阻的比例相当大;R23、R717、R744 等无机蒸汽冷凝器的冷凝侧热阻占总热阻的比例相当小,可以忽略不计^[11]。壳管式热交换器通常是膜状冷凝,传热热阻主要是

由液膜引起的,快速排出冷凝液或减薄液膜厚度是强化膜状冷凝传热的主要方式。水平管外冷凝传热强化技术主要是在换热管外加工低翅片、横槽或螺旋槽,有助于换热管上液膜的减薄和加速液膜的脱落^[12]。强化作用主要由凝结液的表面张力、密度及翅片的形状和间距决定。水平管内冷凝传热强化主要采用内翅表面、内槽表面和机械插入物来实现。因翅片和槽道的存在使得冷凝液膜受到扰动,在气液界面产生波动而具有强化作用。水平管内插入纽带后管内冷凝液在流动时产生切向速度分量使平均流速增大,同时纽带具有导流作用,使冷凝液产生螺旋流动。

管内蒸发传热主要是气泡状蒸发传热和单相液体强制对流传热,受流体流速、流体热力学干度和热流密度影响。当热负荷较小、汽化程度不高时,主要以单相液体强制对流传热为主,流速越高传热系数越大;当汽化程度较高时以气泡状蒸发传热为主,传热系数不受流速影响,随热负荷增大而增高。流体的热力学干度在低于 60%时,为稳定的气泡状蒸发传热,传热系数变化不大;热力学干度超过 60%,蒸汽增多后液体流速随蒸汽携带而增加,液体受强制对流的作用增强,传热系数随热力学干度增大而增加;但热力学干度过大,管壁液膜蒸干,传热恶化,传热系数出现骤降。热流密度对传热系数的影响和热力学干度相似,先随热流密度的增大而增大,当热流密度超过临界值后,传热系数骤降^[13]。管内流体蒸发传热常用的强化方式有以内翅片管和烧结管为代表的传热表面粗糙法和以管内插入纽带为代表的流体旋转法,研究表明,管内插入纽带后,流体旋转引起的径向压力梯度能迫使气泡脱离传热面,提高临界热流密度。内螺纹管的传热强化原理与插入纽带法相似,但内螺纹管同时增加了传热面积,这也是目前管内蒸发最常用的强化传热手段。

管外大容积蒸发传热受气液置换、冷热液体置换和边界层微对流传热影响,还受传热表面粗糙度的影响,粗糙的传热表面为形成气泡核心提供有利条件,表面凹坑越多,形成的气泡核心就越多。目前最常用的管外大容积蒸发传热的强化手段就是采用粗糙传热面,主要有烧结型多孔表面、喷涂型多孔表面和机加工型多孔表面。

3 计算模型

表 1 是 NH₃/CO₂ 冷凝蒸发器的工艺条件。NH₃ 和 CO₂ 均为清洁流体且无腐蚀性, 压力和粘度相差不大。根据设计经验, 换热管直径越小, 相同换热面积所需的壳体直径就越小, 设备重量越轻。综合考虑换热管的价格差异和焊接难度, 选用换热管规格为 $\phi 19 \times 2$, 换热管和壳体材质均为碳钢。设备水平安装、换热管规格 $\phi 19 \text{mm} \times 2 \text{mm}$ 、管心间距 25mm、换热管 30° 排列。CO₂ 在管外冷凝时选用 BEM 型, 换热管外采用低翅片、管内插入螺旋扭带; CO₂ 管在内冷凝时分别选用 BXU 型和 BKU 型, 不设折流板, 只设置管束支撑板, 换热管外采用低翅片、管内插入螺旋扭带。

表 1 工艺条件表

Table 1 Process conditions

参数类别	冷侧	热侧
物料组成	氨	二氧化碳
流量/(kg·s ⁻¹)	0.372	1.101
进口温度/°C	-18	10
出口温度/°C	-17.5	-13
进口/出口气相分率	0/1.0	1.0/0
操作压力/MPa·A	2.07	2.43
允许压力降/kPa	1.5	1.0
污垢热阻/(m ² ·K·W ⁻¹)	0.00017	0.00017

4 计算结果与分析

4.1 结构参数

应用 HTRI 软件按照表 1 给出的工艺条件和设定的计算模型核算, 通过反复调整壳程、管程的结构参数, 表 2 是最终确定三种型式的冷凝蒸发器结构参数, 表 3 是三种型式的冷凝蒸发器的管束参数。

表 2 冷凝蒸发器结构参数

Table 2 Structural parameters of condensation

型式	传热光管外面积		壳体裕量	壳体直径	换热管长度	NH ₃ 进口/CO ₂ 进口/出口	
	温差/°C	表面积/m ²				出口/mm	出口/mm
BEM	5.2	64.79	1.83	550	3	$\phi 32/\phi 150$	$\phi 150/\phi 65$
BXU	4.7	77.80	6.53	800	2	$\phi 32/\phi 150$	$\phi 125/\phi 65$
BKU	5.2	67.06	0.52	700	1.8	$\phi 32/\phi 150$	$\phi 125/\phi 65$

表 3 冷凝蒸发器的管束参数

Table 3 Tube bundle parameters of condensation evaporator

型式	换热管数量	管程数量	壳程数量	折流板形式	折流板间距/mm
BEM	362	1	1	单弓形	290
BXU	652	2	1	—	—
BKU	562	2	1	—	—

从表 2、表 3 可以看出, 同样采用管外低翅片、管内插入扭带的换热管, 管外冷凝的 BEM 型冷凝蒸发器所需传热面积最小, 管内冷凝的 BKU 型冷凝蒸发器所需传热面积比管外冷凝的 BEM 型多 4.85%, 管内冷凝的 BXU 型冷凝蒸发器所需传热面积比管外冷凝的 BEM 型多 14.78%。管内冷凝的 BXU 型所需传热面积较大的主要原因是 HTRI 软件计算出 BXU 型的传热温差比其他两种型式的冷凝蒸发器要小 10.64%。

管外冷凝的 BEM 型冷凝蒸发器管束壳体直径最小, BXU 型最大, 是因为需要在 BXU 型的入口管处设置液体分布器。虽然 BKU 型的管束壳体直径比 BXU 型稍小, 但 BKU 型需要考虑气液分离空间, 设置的釜式壳体直径比管束壳体直径要大得多, 本计算模型所需釜式壳体直径需大于 960mm。

4.2 压力降

NH₃/CO₂ 冷凝蒸发器中 NH₃ 制冷剂的压力降会导致出口压力降低, 使压缩机吸气压力下降, 压缩比增大, 压缩机的单位功耗增加, 系统能效降低。若压力降过大, 制冷剂蒸汽可能出现过热度过大的情况, 影响压缩机的正常润滑和冷却。CO₂ 制冷剂压力降会使对应冷凝温度升高, 提高压缩机的排气压力, 压缩比上升, 导致压缩机功耗增加, 系统能效比下降。NH₃/CO₂ 冷凝蒸发器中 NH₃ 制冷剂或 CO₂ 制冷剂的压力降均会通过改变制冷剂的压力、温度状态间接影响系统的制冷量和能耗。图 1 是三种型式的冷凝蒸发器压力降对比, 表 4 是 NH₃ 和 CO₂ 在三种型式的冷凝蒸发器中的压力降分布情况。

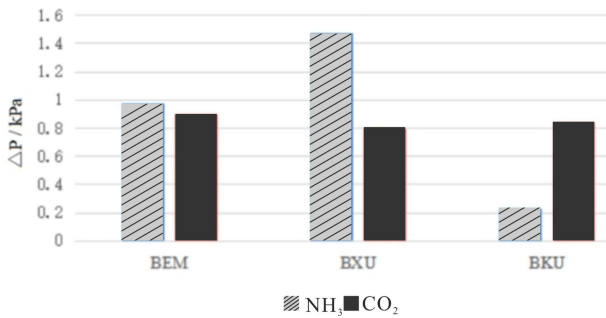


图 1 压力降对比

Fig.1 Comparison of pressure drop

从图 1 可以看出，三种型式的冷凝蒸发器的 CO₂ 制冷剂压力降相差不大，BXU 型的 NH₃ 压力降最大，BKU 型的 NH₃ 压力降最小。同样是 NH₃ 制冷剂在壳侧蒸发的 BXU 型与 BKU 型相比，虽然 BXU 型壳体直径比 BKU 型要大，且 BXU 型的实际布管区域与整个管板的可布管区域之比并不大，但 BXU 型的 NH₃ 压力降却是 BKU 型的 5.53 倍，主要原因是 BXU 型不像 BKU 型那样有大容积空间，壳侧流体的流动还是会受到管束支持件的影响。

表 4 压力降分布/%

Table 4 Distribution of pressure drop /%

型式	NH ₃ 侧						CO ₂ 侧					
	错流	缺口	端部	管内	进口	出口	错流	缺口	端部	管内	进口	出口
BEM	—	—	—	72.58	18.19	9.23	48.82	11.52	11.07	—	13.52	17.09
BXU	78.77	—	0.02	—	11.46	9.75	—	—	—	62.54	25.25	12.21
BKU	—	—	—	—	71.60	28.40	—	—	—	64.83	23.71	11.46

表 4 中三种型式的冷凝蒸发器，NH₃ 和 CO₂ 压力降分布的差异较大，BXU 型 NH₃ 制冷剂的压力降主要集中在管束错流部位，占总压力降的 78.77%，BEM 型 NH₃ 制冷剂的压力降主要集中在换热管内，占总压力降的 72.58%，而 BKU 型 NH₃ 制冷剂的压力降主要集中在进口，占总压力降的 71.60%。设计时可以通过增大管道直径、降低流速来降低进出口的压力降，对整个冷凝蒸发器的结构尺寸没有较大影响，但是要降低错流部位或者换热管内的压力降，则需要加大壳体直径、增加换热管数量，这样做会降低 NH₃ 和 CO₂ 的流速，整个设备的传热系数就会降低，继而需要增大传热面积。

4.3 流速

流体的流速是影响传热效率和设备整体性能的核心参数之一。流速越高，流体湍流程度越强，靠近传热面的层流边界层越薄，热量从流体传递到

壁面的阻力越小，对流传热系数越大；若流速过低，流体处于层流状态，流速变化对边界层厚度影响较小，对流传热系数随流速的增长幅度会显著降低。若一侧流体的对流传热系数极低，提高该侧流速可显著增大对流传热系数，从而大幅提高总传热系数；若两侧的对流传热系数均较高，流速对总传热系数的提升幅度会因污垢等非短板因素的限制而减弱。流速过高会加剧对传热面的冲刷腐蚀，同时湍流产生的脉动压力可能引发管束振动，长期运行容易导致接头松动或疲劳断裂。改善换热器内流体的流速分布，目标是减少局部流速过高或过低的区域，使流体在流道内均匀流动，从而提升传热效率、降低能耗并延长设备寿命。流速分布不均的根源与入口结构设计、流道几何形态、内件干扰等相关。流速是流体压力降的主要影响因素，需在传热效果和能耗间寻找经济流速。

表 5 流速分布/(m/s)

Table 5 Flow velocity distribution /(m/s)

型式	NH ₃ 侧						CO ₂ 侧					
	错流	缺口	进口	出口	管间	管内	错流	缺口	进口	出口	管间	管内
BEM	—	—	0.70	12.24	—	2.12	0.26	0.58	1.78	0.53	0.20	—
BXU	0.19	—	0.70	12.27	0.20	—	—	—	2.57	0.53	—	0.46
BKU	0.23	—	0.70	12.17	0.29	—	—	—	2.56	0.53	—	0.46

从表 5 可以看出, 三种型式的冷凝蒸发器在各部位的流速均较低, 在传热部位的流速甚至是不够的, 主要原因是工艺条件给出的允许压力降较小, 不得不牺牲传热性能以满足流体的允许压力降要求。在工艺条件给出的允许压力降很难满足时, 可在换热器入口设置喇叭形或渐扩式过渡段, 将突然进入的流体缓冲减速, 避免因流速突变导致的冲击; 也可采用螺旋折流板, 引导流体沿螺旋线流动, 减少流体压力降。

4.4 热阻

冷凝蒸发器的传热热阻由管程对流传热热阻、壳程对流传热热阻、管壁热阻和污垢热阻组成, 热阻越大, 总传热系数越小, 在相同换热面积和温差下, 传热速率越低。管壁热阻可以通过采用导热系数更好的材料来改善。污垢热阻一般是根据换热器的流程布置、操作条件和介质特性来预设的, 难以在结构上进行优化。对流传热热阻是设计时需要重点考虑的项目, 降低对流传热热阻的方法有提高流体流速增强湍流程度以减薄边界层; 优化管束结构, 采用错列排列, 强化扰动, 但这些方法都会增加流体压力降, 需要与流体允许压力降综合考虑。若某一侧流体的对流传热热阻远大于另一侧, 需重点强化对流传热热阻较大的一侧, 例如采用强化传热管, 既能扩大换热面积, 又能扰动壳侧流体, 可使对流传热热阻大幅降低。

表 6 传热热阻分布/%

型式	壳侧	管侧	污垢	管壁
BEM	15.04	26.69	47.44	10.83
BXU	14.01	33.88	40.92	11.18
BKU	6.76	38.79	45.01	9.44

表 6 是三种冷凝蒸发器的管程和壳程均已做传热强化后的热阻分布情况, 可以看出污垢热阻是总热阻的主要组成部分, 占总热阻的 40% 以上, 其次是管内对流传热热阻, 占总热阻的 30% 以上。水平换热管内流体发生相变时, 对流传热热阻较大的原因与相变过程中的流动形态、相界面特性相关。液体在管壁受热沸腾时在壁面生成气泡, 若气泡受表面张力、流速影响未能及时脱离, 会在壁面聚集形成气膜, 由于气体的导热系数远低于液体, 气膜会成为主要热阻层, 大幅降低传热效率。气态流体在管壁凝结时, 会形成液膜。在水平管中, 受重力

作用, 凝结液会向管道底部聚集, 导致底部液膜厚度远大于顶部。液膜厚度增加, 且液膜内流动缓慢, 对流作用减弱, 热阻随之增大。通过改变管壁或管内结构 (如内肋管、内插物扰动) 直接破坏气膜或液膜的稳定性, 促进相界面更新。

5 结束语

(1) 采用相同的管外低翅片、管内插入纽带的换热管, 管外冷凝的 BEM 型冷凝蒸发器所需传热面积最小, 壳体直径也最小; 管内冷凝的 BXU 型冷凝蒸发器所需传热面积最大, 壳体直径也最大。

(2) 三种冷凝蒸发器的 CO₂ 侧压力降相差不大, BXU 型的 NH₃ 侧压力降最大, BKU 型的 NH₃ 侧压力降最小。

(3) 三种冷凝蒸发器在换热器内部的流速均非常低, 主要原因是工艺条件给出的允许流体压力降较小, 增加流速难以满足流体的允许压力降要求。

(4) 三种冷凝蒸发器的管程和壳程均作传热强化后, 污垢热阻和管内对流传热热阻是总热阻的主要组成部分, 如需进一步作传热强化, 应从这两方面入手。

参考文献:

- [1] 曾凡星. 冷凝蒸发器对复叠制冷系统性能影响的研究 [D]. 天津: 天津商业大学, 2015.
- [2] 刘金平, 吴啸, 郭灵兵. 节流阀开度对自复叠制冷循环冷凝蒸发器换热性能影响的试验研究 [J]. 机械工程学报, 2011, 47(8): 152-156.
- [3] 陈长琦, 陈修兵, 唐景春, 等. 基于中间温度的 NH₃/CO₂ 自然复叠制冷系统研究 [J]. 机械工程学报, 2008, 36(8): 56-61, 82.
- [4] 余晓明, 冯熙, 李金峰, 等. 复叠制冷系统热力分析与冷凝蒸发器冷凝温度的优化 [J]. 流体机械, 2010, 38(9): 73-78, 68.
- [5] 申文军, 余晓明, 李金峰, 等. CO₂/NH₃ 复叠系统热力分析与冷凝蒸发器冷凝温度的优化 [J]. 低温与超导, 2009, 37(7): 62-68.
- [6] 王炳明, 于志强, 姜绍明, 等. NH₃/CO₂ 复叠制冷系统实验研究 [J]. 制冷学报, 2009, 30(3): 21-23.
- [7] 李敏霞, 赵国伟, 龚文瑾, 等. R290/CO₂ 复叠式低温制冷

- 系统冷凝蒸发器的设计研究[C].北京:中国制冷学会,2007.
- [8] 刘春梅,王超.NH₃/CO₂复叠换热器性能的实验研究[J].制冷学报,2011,32(4):72-78.
- [9] 宁静红,马一太,管海清.自然工质冷凝蒸发器的设计与制造[J].流体机械,2007,35(1):53-55.
- [10] HG/T 20570.6-1995,管径选择[S].北京:化工部工程建设标准编辑中心,1995.
- [11] 施明恒,甘永平,马重芳.沸腾和凝结[M].河北:高等教育出版社,1995:348-362.
- [12] 熊从贵.卧式氨冷凝器传热技术研究进展[J].石油化工设备,2013,42(1):46-52.
- [13] 林宗虎,王树众,王栋.气液两相流和沸腾传热[M].西安:西安交通大学出版社,2003:323-326.
-

(上接第 302 页)

- [22] Albert AT, Djamel O. Shading and day-lighting controls energy savings in offices with fully Glazed facades in hot climates. Energy and Buildings, 2017,151:263-273.
- [23] Tan Y, Peng J, Curcija D C, et al. Parametric study of the impact of window attachments on air conditioning energy consumption[J].Solar Energy, 2020,202(11):136-143.