

文章编号: 1005-0329(2014)08-0046-06



螺杆空压机组的热量分析与计算

林子良, 鲍洋洋, 孙晓明, 刘玉勇

(合肥通用机械研究院 压缩机技术国家重点实验室 合肥压缩机技术省级实验室, 安徽 合肥 230031)

摘要: 通过对螺杆空压机组的热量分析与计算, 给出了螺杆空压机组的可利用热量占比, 举例分析了实际回收热量占比及其影响因素, 得出应用条件是影响实际回收热量占比的主要因素。

关键词: 空压机; 热量; 分析与计算

中图分类号: TH45

文献标志码: A

doi: 10.3969/j.issn.1005-0329.2014.08.010

Analysis and Calculation of the Screw Air Compressor Unit Heat

LIN Zi-liang, BAO Yang-yang, SUN Xiao-ming, LIU Yu-yong

(Hefei General Machinery Research Institute, State Key Laboratory of Compressor Technology, Anhui Province
Key Laboratory of Compressor Technology, Hefei 230031, China)

Abstract: By means of heat analysis and calculation of screw air compressor unit, Screw air compressor unit is given heat available accounted for, For example analyzes the actual heat recycling ratio and its influencing factors, It is concluded that application conditions is the main factors influencing the actual recovery of heat.

Key words: air compressor; quantity of heat; analysis and calculation

1 引言

螺杆空压机组(简称空压机)是广泛应用于生产领域的通用机械,其除了提供能做功的压缩空气外,还伴随着产生相当量的压缩热,这些热量在通常的设计中是让其散发到压缩机组周围的大气中,或者先由冷却水带走再由水冷却塔散发到大气中。大多数空压机由电机驱动,而我国的电力是以燃烧燃料发电为主,如果回收空压机的热量并应用到需要热量的生产、生活过程中,不但能节省能源消耗,还可减少 CO_2 、 SO_2 的排放。文献[1]介绍了可以回收热量相当于空压机输入功率值的70%(简称占比),文献[2]估算了喷油螺杆空压机通过油冷却器可以回收40%占比的热量,也有企业对外宣传,以空压机作为一个独立系统进行分析,可以实现回收相当于空压机输入功率值100%的热量等多种说法。为此,有必要对典

型的螺杆空压机组的热量进行分析与计算,并对其在生产中回收利用的典型应用进行分析与比较,以便使空压机热量的节能应用有更清晰的概念和务实的目标。

2 螺杆空压机组的热量分析

螺杆空压机组的热量,不同机型其各部位热量不相同,所能提供的应用温度也不相同,喷油螺杆空压机有风冷和水冷之区别,无油螺杆空压机与喷油螺杆空压机也不相同。

2.1 水冷喷油螺杆空压机

水冷喷油螺杆空压机组的热量分布,细分有电机冷却散热量 Q_{dj} 、主机外表的散热量 Q_{sj} 、油分及其管路外表的散热量 Q_{yf} 、油冷却器外表的散热量 Q_{yl} 、后冷却器外表的散热量 Q_{hl} 、压缩空气(温度高于进气温度)额外带走的热量 Q_{kq} 、油冷却散

热量 Q_{ys} 、后冷却器气体散热量 Q_{qs} 、进出口空气含湿量差(冷凝水)的热量 Q_{ds} ，其中可利用的部分为后三项的热量。为便于分析计算，将干空气的质量流量设为 m ，空气处于 1、2、3 点的温度、含湿量及焓用 t 、 d 、 h 来表示，另外，空压机的输入功率值用 W_R 表示，图 1 为水冷喷油螺杆空压机组的热量分布示意图。

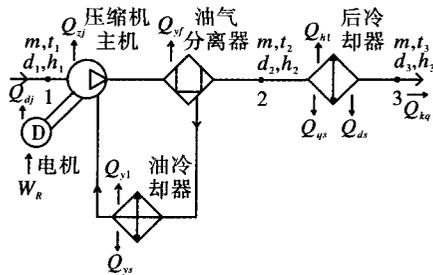


图 1 水冷喷油螺杆空压机组的热量分布示意图

根据能量守恒转换原理，空压机的输入功率值 W_R 与其它的散热量 Q 之间有如下关系：

$$W_R = Q_{dj} + (Q_{yj} + Q_{yf} + Q_{yl} + Q_{hl}) + Q_{ys} + Q_{qs} + Q_{kq} \quad (1)$$

空压机及其辅助部件的外表散热量 Q 可根据传热学公式来计算^[3-5]：

$$Q = \alpha F \Delta t_m \quad (2)$$

式中 Q ——换热量，kW

α ——平均换热系数，kW/(m²·℃)

F ——换热面积，m²

Δt_m ——换热平均温差，℃

湿空气的含湿量计算式^[6]：

$$d = 0.622 \varphi p_s / (p - \varphi p_s) \quad (3)$$

式中 d ——含湿量，kg/kg 干空气

φ ——空气相对湿度，%

p_s ——饱和蒸汽压力，hPa

p ——湿空气绝压，hPa

湿空气的焓值计算式^[6]：

$$h = 1.005t + d(2501 + 1.863t) \quad (4)$$

式中 h ——湿空气的焓，kJ/kg 干空气

t ——湿空气温度，℃

压缩空气冷凝水的潜热量 Q_{ds} 计算式^[6]：

$$Q_{ds} = m(d_1 - d_3)\gamma \quad (5)$$

式中 m ——干空气的质量流量，kg/s

γ ——饱和水的气化潜热，40℃ 时 $\gamma = 2407$ kJ/kg

d_1 、 d_3 ——空气在 1、3 点的含湿量，kg/kg 干空气

压缩空气(温度高于进气温度)额外带走的热量 Q_{kq} 计算式^[6]：

$$Q_{kq} = m[1.005(t_3 - t_1) + 1.863d_3(t_3 - t_1)] \quad (6)$$

式中 t_1 、 t_3 ——湿空气在 1、3 点的温度，℃

根据能量守恒原理，就后冷却器而言，后冷却器气体散热量 Q_{qs} 计算式：

$$Q_{qs} = m(h_2 - h_3) - Q_{ds} - Q_{hl} \quad (7)$$

最后，由式(1)可以得到油冷却散热量 Q_{ys} 的计算式：

$$Q_{ys} = W_R - Q_{dj} - (Q_{yj} + Q_{yf} + Q_{yl} + Q_{hl}) - Q_{qs} - Q_{kq} \quad (8)$$

将 Q_{ys} 、 Q_{qs} 、 Q_{ds} 三项相加即为可利用的热量 Q_{ua} ，即：

$$Q_{ua} = Q_{ys} + Q_{qs} + Q_{ds} \quad (9)$$

由此可以得到各种热量 Q 与输入功率值 W_R 的比值，即热量占比，利用热量占比的概念，有利于问题的分析和比较。

2.2 水冷无油两级螺杆空压机

水冷无油螺杆空压机组的热量分布，细分有电机冷却散热量 Q_{dj} 、主机及齿轮箱外表的散热量 Q_{yj} 、中间冷却器外表的散热量 Q_{il} 、后冷却器外表的散热量 Q_{hl} 、油泵及润滑系统的散热量 Q_{yx} 、压缩空气额外带走的热量 Q_{kq} 、中间冷却和后冷却散热量 Q_{qs} ($Q_{qs1} + Q_{qs2}$)、进出口空气含湿量差(冷凝水)的热量 Q_{ds} ($Q_{ds1} + Q_{ds2}$)、其中可回收的部分为后两大项的热量。为便于分析比较，也做同上一样的设定，同时设定中间冷却器后状态为第 4 点，另外，空压机组的输入功率值(含油泵)用 W_R 表示，图 2 为水冷无油螺杆空压机组的热量分布示意图。

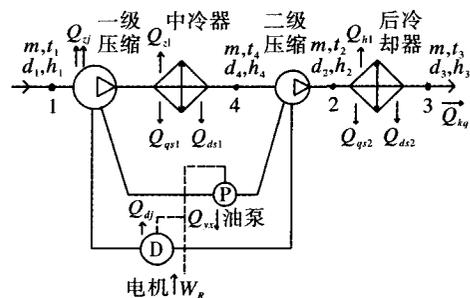


图 2 水冷无油螺杆空压机组的热量分布示意图

根据能量守恒转换原理，空压机组的输入功率值 W_R 与其它的散热量 Q 之间有如下关系：

$$W_R = Q_{dj} + (Q_{yj} + Q_{yx} + Q_{il} + Q_{hl}) + Q_{qs} + Q_{kq} \quad (10)$$

另外,由同上的原理可以得出 Q_{ds1} 、 Q_{qs2} 的计算式:

$$Q_{ds1} = m(d_1 - d_4)\gamma \quad (11)$$

式中 d_1 、 d_4 ——空气在 1、4 点的含湿量, kg/kg 干空气

$$Q_{ds2} = Q_{ds} - Q_{ds1} \quad (12)$$

同样,可以从式(10)得出中间冷却和后冷却散热量 Q_{qs} 的计算式(13)

$$Q_{qs} = W_R - Q_{dj} - (Q_{zj} + Q_{yz} + Q_{zi} + Q_{hl}) - Q_{kq} \quad (13)$$

将 Q_{qs} 、 Q_{ds} 两项相加即为可利用的热量 Q_{ma} :

$$Q_{ma} = Q_{qs} + Q_{ds} \quad (14)$$

根据热力学原理,经简化后的中间冷却散热量 Q_{qs1} 的计算式为:

$$Q_{qs1} = (1/\eta_v) / [1/\eta_v + (1/\eta_v)^{0.5}] \times (1 + d_4)/(1 + d_1) Q_{qs} \quad (15)$$

式中 η_v ——空压机的容积效率, %

同时得出后冷却散热量 Q_{qs2} 的计算式:

$$Q_{qs2} = Q_{qs} - Q_{qs1} \quad (16)$$

同样可以得到各种热量 Q 与输入功率值 W_R 的比值,即热量占比(简称占比),这样有利于问题的分析和比较。

3 典型机型的热量计算

为便于计算出空压机组的各部分热量对机组输入功率值的占比,有必要选取典型机型和选取代表性的环境条件,在此,选取有一定的测试数据机型或空压机在代表性季节的运行作为热量计算的典型。前面已经给出了水冷无油螺杆空压机组和水冷喷油螺杆空压机组的热量计算公式,在以下的计算中将不再给出中间过程,将以叙述和表格的方式给出典型机型的可用热量占比的计算结果。

3.1 水冷喷油螺杆空压机

(1)一台 90kW 两极电机驱动的空压机,机组输入功率为 96.8kW,进气环境温度 t_1 为 35℃、湿度 φ 为 85%、压力 1000hPa,冷却进水温 30℃,出水温度 45℃,排气温度 t_2 为 85℃,压力 8000hPa,供气温度 t_3 为 43℃,干空气质量流量 m 为 16.8 kg/min,主机表面积 2.5m²,油分及管路表面积 3.0m²,油冷却器及后冷器表面积各 1.0m²,表面温度取 60℃,自然对流换热系数按 8W/(m²·℃)选取^[3],电机的效率为 93.9%。

通过计算可知电机散热量 Q_{dj} 的占比为 6.1%,各高温表面的散热总量的占比为 1.8%,其中后冷器表面的散热量 Q_{hl} 的占比为 0.24%,压缩空气额外带走的热量 Q_{kq} 的占比为 2.4%,后冷却带走热量的 Q_{qs} 占比为 13.9%,以机组输入功率为 100%,可以算出油冷却散热量 Q_{ys} 的占比为 75.8%;进出口空气含湿量差(冷凝水)热量 Q_{ds} 的占比为 17.5%,综合前面的计算结果,该喷油螺杆空压机可利用的各部分热量占比和总占比如表 1 所示。

表 1 90kW 机可用热量部分占比和总占比

可用热量部分	油冷却 Q_{ys}	后冷却 Q_{qs}	冷凝水 Q_{ds}	可用热总量 Q_{ua}
热量占比	75.8%	13.9%	17.5%	107.2%

从表 1 可知,在夏季可利用的各部分热量总占比若要达到 100%,进出口含湿量差(冷凝水)的放热量至少要达到 10.3%;假设夏季可能的湿度为 40%~95%,若热量总占比若要达到 100%,则环境温度须为 42~22℃,即在南方的整个夏季可利用热量的总占比都有可能达到 100%。

(2)一台 200kW 两极电机驱动的空压机,机组输入功率为 230.1kW,进气环境温度 t_1 为 25.5℃、湿度 φ 为 41%、压力 1000hPa,冷却进水温 32.9℃,出水温 50.1℃,冷却水量 168L/min,排气温度 t_2 为 80℃,压力 8000hPa,供气温度 t_3 为 43℃,干空气质量流量 43kg/min,主机表面积 3.5m²,油分及管路表面积 3.5m²,油冷却器及后冷器表面积各 2.5m²,表面温度取 60℃,自然对流换热系数按 8W/(m²·℃)选取^[3],电机的效率为 94.8%。

通过计算可知电机散热量 Q_{dj} 的占比为 5.2%,各高温表面的散热总量的占比为 1.4%,其中后冷器表面的散热量 Q_{hl} 的占比为 0.29%,压缩空气额外带走的热量 Q_{kq} 的占比为 5.5%,后冷却带走热量的 Q_{qs} 占比为 11.6%,可以算出油冷却散热量 Q_{ys} 的占比为 76.3%,进出口空气含湿量差(冷凝水)热量 Q_{ds} 的占比为 1.7%,综合前面的计算结果,该喷油螺杆空压机可利用的各部分热量占比和总占比如表 2 所示。

表 2 200kW 机可用热量部分占比和总占比

可用热量部分	油冷却 Q_{ys}	后冷却 Q_{qs}	冷凝水 Q_{ds}	可用总热量 Q_{ua}
热量占比	76.3%	11.6%	1.7%	89.6%

上述的计算结果可用热量总占比为 89.6%，这与该机 2013 年 10 月 22 日检测的 88% 热量占比被冷却水带走的结果接近。

3.2 水冷无油两级螺杆空压机

(1) 一台 90kW 两极电机驱动的两级空压机, 机组输入功率为 103.2kW, 进气环境温度 t_1 为 40℃、湿度 φ 为 61%、压力 1000hPa, 冷却进水温 32℃, 出水温度 48℃, 正常的冷却水量 85L/min, 二级排气温度 t_2 为 200℃, 压力 10000hPa (一、二级等压比), 供气温度 t_3 为 53℃, 中冷后的气体温度也为 53℃, 干空气质量流量 m 为 15.7kg/min, 主机及齿轮箱表面积 2.0m², 中冷器及后冷器表面积各 1.0m², 润滑油泵 0.75kW, 表面温度取 100℃, 自然对流换热系数按 10W/(m²·℃) 选取^[3], 电机的效率为 93.9%, 空压机的容积效率取 85%。

通过计算可知电机散热量 Q_{dj} 的占比为 6.1%, 各高温表面的散热总量的占比为 2.26%, 其中后冷器表面的散热量 Q_{hl} 的占比为 1.05%, 压缩空气额外带走的热量 Q_{kq} 的占比为 3.4%, 考虑齿轮效率可算出润滑油系统散热量 Q_{yx} 的占比为 1.7%, 以机组输入功率为 100%, 算得中间冷却和后冷却带走热量的 Q_{qs} 占比为 86.5%, 按式 (15) 算得中间冷却热量的 Q_{qs1} 占比为 44.5%; 进出口空气含湿量差 (冷凝水) 热量 Q_{ds} 的占比为 12.9%, 可算得中冷的冷凝水热量 Q_{ds1} 的占比为 0.8%; 综合前面的计算结果, 该无油螺杆空压机可利用的各部分热量占比和总占比如表 3 所示。

表 3 90kW 机可用热量部分占比和总占比

可用热量部分	中间冷却 Q_{qs1}	后冷却 Q_{qs2}	冷凝水 $Q_{ds1} + Q_{ds2}$	可用总热量 Q_{ua}
热量占比	44.5%	42.0%	0.8% + 12.1%	99.4%

(2) 一台 160kW 两极电机驱动的两级空压机, 机组输入功率为 153.7kW, 进气环境温度 t_1 为 26℃、湿度 φ 为 61%、压力 1000hPa, 冷却进水温 22.8℃, 出水温 38.3℃, 冷却水量 130L/min, 二级排气温度 t_2 为 167℃, 压力 8000hPa (一、二级等压比), 供气温度 t_3 为 43℃, 中冷后的气体温度也为 43℃, 干空气质量流量 m 为 26.5kg/min, 主机及齿轮箱表面积 2.5m², 中冷器及后冷器表面积各 1.3m², 润滑油泵 0.75kW, 表面温度取 100℃, 自然对流换热系数按 10W/(m²·℃) 选取^[3], 电机的效率为 94.6%, 空压机的容积效率

取 85%。

通过计算可知电机散热量 Q_{dj} 的占比为 5.4%, 各高温表面的散热总量的占比为 2.5%, 其中后冷器表面的散热量 Q_{hl} 的占比为 0.6%, 压缩空气额外带走的热量 Q_{kq} 的占比为 5.0%, 考虑齿轮效率可算出润滑油系统散热量 Q_{yx} 的占比为 2.5%, 以机组输入功率为 100%, 算得中间冷却和后冷却带走热量的 Q_{qs} 占比为 84.6%, 按式 (15) 算得中间冷却热量的 Q_{qs1} 占比为 44.1%; 进出口空气含湿量差 (冷凝水) 热量 Q_{ds} 的占比为 4.9%, 可算得中冷的冷凝水热量 Q_{ds1} 的占比为 0%; 综合前面的计算结果, 该无油螺杆空压机可利用的各部分热量占比和总占比如表 4 所示。

表 4 160kW 机可用热量部分占比和总占比

可用热量部分	中间冷却 Q_{qs1}	后冷却 Q_{qs2}	冷凝水 $Q_{ds1} + Q_{ds2}$	可用总热量 Q_{ua}
热量占比	44.1%	40.5%	0% + 4.9%	89.5%

上述的计算结果可用热量总占比为 89.5% (未含润滑油系统散热量 Q_{yx} 的占比为 2.5%), 这与该机 2013 年 11 月 1 日检测的 91.8% 热量占比被冷却水带走的结果接近。

4 热量回收应用分析与比较

螺杆空压机组的热量回收应用, 目的是在满足使用工况和合理成本的条件下, 尽可能达到高的回收热量占比; 具体应用有锅炉补水的预热、生活用水的加热, 对于无油螺杆空压机组, 还可利用其排气温度高的特点, 与压缩热吸附式干燥器组合使用, 对吸附剂加热再生。

4.1 用于锅炉补水的能量回收分析与比较

水冷喷油螺杆空压机组的热量回收在锅炉补水的预热应用典型系统如图 3 所示^[2,7]。

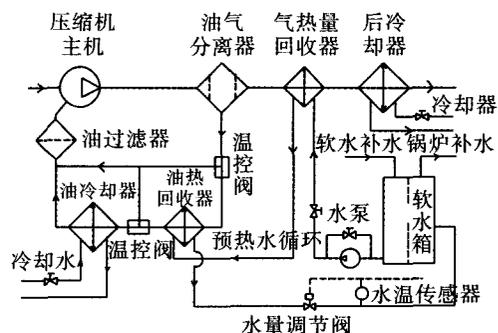


图 3 水冷喷油螺杆空压机组的热量回收

对于锅炉补水的预热系统,热量回收换热器选型设计得当,而且锅炉补水量与加热水循环量相当时,该热量回收系统能充分回收螺杆空压机组的可利用热量,在夏季条件下可以实现回收热量占比达 100%,但是,这需要有足够大的热量回收换热器,会增加一次性的设备投入。一般情况下,夏季是热量总体过剩的季节,除非是工艺流程的稳定需要,可回收热量的占比高没有太大的实际意义;在热量回收工程实际中,应以冬季的可利用热量占比为目标,实现高的回收热量占比。

计算工程实际可达的回收热量占比,需应用传热学公式,由文献[3]可知换热器的传热量计算公式和传热平均温差计算公式如下:

$$Q = KF\Delta t_m \quad (17)$$

式中 Q ——传热量, kW

K ——传热系数, kW/(m²·°C)

Δt_m ——传热平均温差, °C

$$\Delta t_m = 0.5(\Delta t_{max} + \Delta t_{min}) - 0.1(\Delta t_{max} - \Delta t_{min}) \quad (18)$$

式中 Δt_{max} ——传热温差大值, °C

Δt_{min} ——传热温差小值, °C

文献[2]估算了对 160 kW 喷油螺杆空压机组的油冷却回收热量占比为 40%,工程实际达到的回收热量占比为 34%,应用条件是为锅炉的补水加热,进水温度 25°C 加热后的出水温度约 60°C,每日总的补水量 30t。前面计算的油冷却可利用的热量占比是 76.3%,而实际应用达到的回收热量占比与该值相差较远,分析文献[2]的不齐全数据可以推测,一是回收热量的换热器传热面积小,可能仅是常规油冷却器传热面积的 65%左右;二是预热水循环流量小,常规油冷却器冷却水流量应为 92L/min,预热水循环流量可能为常规冷却水流量的一半 46L/min(大于补水的平均流量 21L/min),三是出水温度提高为 60°C,利用式(18)计算可得回收热量的换热器传热平均温差降为常规油冷却器的 71%;因此,利用公式(17)和表 2 的结果可计算出实际应用回收热量占比为 35.2%,该计算值与工程实际结果 34% 接近^[2],比前述 200 kW 喷油螺杆空压机的 88% 可用热量占比低很多。

2012 年 4 月,对一台 90 kW 的 ZR90 型无油螺杆空压机组的热量回收应用进行检测,测试条件是:进水温度 32°C、出水温度 84°C、冷却水流量 25L/min、进气温度 40°C、湿度 61%、冷却水串联

流过中冷和后冷,测试结果回收热量占比为 87.7%。在表 3 的结果中相近条件空压机的可利用热量总占比是 99.4%,造成较大差异的原因是,常规空压机的冷却水为并联流过中冷和后冷,出水温度约 47°C、流量各为 42.5L/min,而出水温度提高到 84°C(冷却水串联)的结果使得后冷却器的传热平均温差约下降了 16%,水量小使中冷器的传热平均温差下降了 5%,同时,使供气温度从 53°C 上升到 70°C,空气含湿量差(冷凝水)的热量占比也下降约为 6.8%;利用表 3 的结果最终折合计算得出可回收热量占比约为 84.7%(未含润滑油系统散热量 Q_{ys} 的占比为 1.7%),该计算值与测试结果 87.7% 接近,比前述 90 kW 无油两级螺杆空压机的 99.4% 可用热量占比低。

4.2 压缩热干燥器的热利用分析与比较

对于无油螺杆空压机热量回收利用,有一种是与压缩热干燥器联合使用,文献[8]作者对在役机的试验表明,以 γ 型活性氧化铝作吸附剂的压缩热干燥器,要达到 -40°C 压力露点的要求,其在 250min 的工作周期中,压缩热再生时间不应超过 50min,吹冷时间应为 200min。无油螺杆空压机与压缩热型干燥器系统如图 4 所示。

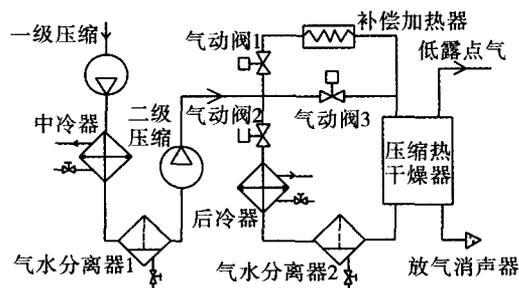


图 4 无油螺杆空压机与压缩热型干燥器

根据作者试验研究的结论,按前述表 3 无油螺杆空压机的后冷却热量计算结果以及满足加热再生吸附剂温度高于 140°C 的要求,可以算出该空压机的回收热量占比为 3% 左右;压缩热干燥器的热利用相对于热量回收水系统,关键在于有高的排气温度,而不在于回收热量的占比。

5 结论

文献[9]对空压机的输功效率进行了详细的阐述,本文则对空压机的热量进行分析与计算,并用实例进行了佐证,两文分别从功和热两个方面对空压机进行了全面分析。从本文分析可以得出

如下观点:

(1)在理论上螺杆空压机的可利用热量对输入功率值的占比是较高的,不论是喷油螺杆空压机,还是无油螺杆空压机,可利用的热量总占比可达85%左右,有的可达100%以上;实际的热量回收应用场合千差万别,不但有热量回收载体出口温度的要求(锅炉补水用不低于60℃、暖空调用不低于85℃),还有适应各种季节的要求,以及热量回收配用系统的差异,造成实际回收热量占比有高有低,低的只有3%左右,高的可达80%~90%;

(2)对于喷油螺杆压缩机的热量回收水系统,实际回收热量占比与出水温度负相关,与回收水系统的传热平均温差正相关,若回收油冷却器的热量供应生活热水,在冬季当进水10℃、出水60℃时,为保证压缩机的合理油温,实际的回收热量占比约65%;

(3)对于无油螺杆压缩机的热量回收水系统也同样,只是因其排气温度高可以获得更高的出水温度,若回收中冷器及后冷器的热量供应空调热水,在冬季当循环进水30℃、出水85℃时,实际的回收热量占比约78%;

(4)在螺杆空压机的热量回收节能应用中,过度宣传回收热量的高占比是不切合实际的。

参考文献

- [1] 徐树风. 螺杆压缩机的能量回收[J]. 流体机械, 2000,28(10):35-36.
- [2] 朱立民, 闵圣恺. 喷油螺杆空压机热回收节能实践[J]. 通用机械, 2009(10):79-81.
- [3] 杨世铭. 传热学[M]. 北京:人民教育出版社,1981.
- [4] 冯春松, 顾江萍, 徐鸣, 等. 小型制冷压缩机性能测试系统中蒸发温度控制方法实现[J]. 机电工程, 2013,30(5):596-599.
- [5] 杜斌康, 高红刚, 卢沛, 等. 活塞式压缩机排气量测试系统的设计[J]. 机电工程, 2013,30(5):577-580.
- [6] 朱明善, 刘颖, 林兆庄, 等. 工程热力学[M]. 北京:清华大学出版社,2011.
- [7] 张志强, 宋天水. 喷油螺杆式空压机实现热能回收浅析[J]. 压缩机, 2011(12).
- [8] 巨璇绚, 马志清, 李龙, 等. 第二空压站压缩热干燥器优化运行[J]. 工业科技, 2013,42(4):43-45.
- [9] 孙晓明, 彭恒, 林子良, 等. 动力用空气压缩机能源效率的探讨[J]. 流体机械, 2013,41(11).

作者简介: 林子良(1963-),男,高级工程师,主要从事压缩机及其检测研究工作,通讯地址:230031 安徽合肥市长江西路888号合肥通用机械研究院。

(上接第86页)

参考文献

- [1] 田琦. 太阳能喷射式制冷[M]. 北京:科学出版社, 2007.
- [2] 汤小亮. 太阳能喷射式制冷技术进展[J]. 太阳能, 2008,(4):24-28.
- [3] 沈逸. 被动式太阳能喷射制冷系统研究[D]. 南京:东南大学,2005.
- [4] 索科洛夫. 喷射器[M]. 北京:科学出版社,1977.
- [5] 王权. 蒸汽喷射压缩机喷射系数计算方法研究[J]. 太阳能学报,1997,18(3):314-321.
- [6] B,J,Huang. A solar ejector cooling system usingrefrigerant R141b [J]. Solar Energy, 1998, 61 (4): 223-226.
- [7] 张博. 太阳能喷射式制冷系统性能分析[J]. 太阳能学报,2001,22(4):451-455.
- [8] Sokolov, M. Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat[J]. Int J Refrig, 1990,13(9): 351-363.
- [9] Sokolov, M. Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat(part 3)[J]. Int J Refrig, 1991, 14(1):24-31.
- [10] 何曙. 太阳能喷射制冷系统性能模拟及其应用[J]. 制冷技术, 2008,36(6):60-65.
- [12] 宁静红, 刘圣春, 彭苗. R290 制冷空调系统的现状与未来发展[J]. 流体机械, 2012,40(7):79-86.
- [13] 宁静红, 刘圣春, 郭宪民. 太阳能水蒸气引射冷却的CO₂ 低温制冷循环 [J]. 流体机械, 2012,40(9):61-86.

作者简介: 王建伟(1972-),男,博士,副教授,通讯地址:266590 山东青岛市山东科技大学机械电子工程学院。