

1. 一种蒸气增压有机朗肯循环发电系统温度的设定方法, 蒸气增压有机朗肯循环发电系统包括一套多功能蒸发器子系统和发电子系统; 多功能蒸发器子系统包括用于气化液态工质的蒸发器、以及用于中转回收液态工质的储液罐; 发电子系统包括汽轮机、发电机、冷凝器; 所述蒸气增压有机朗肯循环发电系统运行包括循环轮流进行的发电阶段和增压阶段; 增压阶段包括依次进行的加压, 回液和冷却三个子过程; 其特征在于,

系统能效根据如下公式计算:

$$EnE = \frac{((v_{22} - v_{12})v_{21}h_{11} - (v_{22} - v_{11})v_{21}h_{12} + (v_{12} - v_{11})v_{22}h_{21} - (v_{12} - v_{11})(v_{22} - v_{21})h_{22})(h_{22} - h_{120})\varphi_g\varphi_m\varphi_t}{(v_{11}v_{22}(h_{22} - h_{12}) - v_{12}v_{22}(h_{22} - h_{11}))(h_{22} - h_{21})}$$

式中, EnE 为蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效, 定义为系统净输出电能与系统输入热能的比值, 该比值为无量纲;

h_{11} 为设定冷凝温度下饱和液态工质的比焓, 单位为 kJ/kg ;

h_{12} 为设定冷凝温度下饱和气态工质的比焓, 单位为 kJ/kg ;

h_{120} 为汽轮机等熵工作时其出口工质的比焓, 通过以下方式确定汽轮机等熵工作时其出口工质的状态: 其比熵与高温高压蒸气的比熵相等, 其压力为冷凝压力;

v_{11} 为设定冷凝温度下饱和液态工质的比体积, 单位为 m^3/kg ;

v_{12} 为设定冷凝温度下饱和气态工质的比体积, 单位为 m^3/kg ;

h_{21} 为设定蒸发温度下饱和液态工质的比焓, 单位为 kJ/kg ;

h_{22} 为设定蒸发温度下饱和或有一定过热度的气态工质的比焓, 单位为 kJ/kg ;

v_{21} 为设定蒸发温度下饱和液态工质的比体积, 单位为 m^3/kg ;

v_{22} 为设定蒸发温度下饱和或有一定过热度的气态工质的比体积, 单位为 m^3/kg ;

φ_g 为发电机的发电效率, 该数值为无量纲;

φ_m 为汽轮机的机械效率, 该数值为无量纲;

φ_t 为汽轮机的等熵效率, 该数值为无量纲;

根据蒸气增压有机朗肯循环发电系统最大的系统能效 EnE 设定蒸发温度和冷凝温度:

A) 当设定冷凝温度已知、需要确定设定蒸发温度时: 在热源允许的温度范围内, 利用系统能效 EnE 计算公式, 计算不同蒸发温度下的系统能效, 其中最大的系统能效对应的蒸发温度值即为最终选择的设定蒸发温度;

B) 当设定蒸发温度已知、需要确定设定冷凝温度时: 在冷源允许的温度范围内, 利用系统能效 EnE 计算公式, 计算不同冷凝温度下的系统能效, 其中最大的系统能效对应的冷凝温度值即为最终选择的设定冷凝温度;

C) 当蒸发温度和冷凝温度需要同时确定时: 在热源、冷源允许的温度范围内, 利用系统能效 EnE 计算公式, 计算不同蒸发温度和冷凝温度下的系统能效, 其中最大的系统能效对应的蒸发温度值和冷凝温度值即为最终选择的设定蒸发温度和设定冷凝温度; 所述不同蒸发温度是在热源允许的温度范围内的温度, 所述冷凝温度是在冷源允许的温度范围内的温度。

一种蒸气增压有机朗肯循环发电系统温度的设定方法

技术领域

[0001] 本发明属于发电技术领域,尤其是涉及一种蒸气增压有机朗肯循环发电系统蒸发温度和冷凝温度的设定。

背景技术

[0002] 传统发电技术消耗大量的一次能源和释放环境污染物,加剧了能源与环境问题。有机朗肯循环发电系统可由热能驱动,如工业废热、太阳能等。因此有机朗肯循环发电系统的应用有助于减小一次能源的消耗和环境污染物的释放,从而缓解日益严峻的能源与环境问题。传统有机朗肯循环发电系统包括蒸发器、汽轮机、发电机、冷凝器和工质泵。工质泵将来自冷凝器的液态工质加压并输送回蒸发器;经加压的液态工质在蒸发器中吸热蒸发形成高温高压蒸气,用于驱动汽轮机。工质泵需要消耗一部分电能,使得系统净输出电能减少;同时,工质泵将增加系统的维护频率,降低系统运行的可靠性。蒸气增压有机朗肯循环发电系统为较新的有机朗肯循环发电系统,可移除工质泵,从而增加系统电能的净输出和加强系统运行的可靠性。

[0003] 图1所示的蒸气增压有机朗肯循环发电系统是由蒸发器1、汽轮机2、发电机3、冷凝器4、储液罐5、冷却水套管12、切换阀6-11、以及若干管道组成。蒸发器1、储液罐5及相应的连接管路和切换阀组成多功能蒸发器子系统,用于接收来自储液罐的液态工质、并提供高温高压蒸气。汽轮机2、发电机3、冷凝器4及相应的连接管路和切换阀组成发电子系统,由多功能蒸发器子系统提供的高温高压蒸气驱动,用于产生电能。蒸气增压有机朗肯循环发电系统利用蒸发器1生产的一部分高温高压蒸气通过热平衡加热加压来自冷凝器并存储于储液罐中的液态工质,从而实现无工质泵化。

[0004] 蒸气增压有机朗肯循环发电系统的一个工作周期分为发电阶段和增压阶段,通过开关切换阀进行调控,如表1。在开机前,所有切换阀处于关闭状态。打开切换阀6、切换阀9和切换阀10,启动发电阶段。高温高压蒸气通过切换阀10从蒸发器1进入汽轮机2内带动发电机3发电,做完功的气态工质经冷凝器4冷凝成液态工质,并经切换阀6存储于储液罐5中。当储液罐5中液态工质存量达到最佳初始增压比时,关闭切换阀6和切换阀10,系统结束发电阶段。增压阶段包括三个子过程:加压、回液和冷却。打开切换阀7,开始加压子过程。蒸发器1产生的高温高压蒸气进入储液罐5,将储液罐5中的液态工质加热加压,直至蒸发器1和储液罐5达到热平衡。打开切换阀8,开始回液子过程。蒸发器1产生的高温高压蒸气持续进入储液罐5,在高温高压蒸气推动下,储液罐5中的液态工质进入蒸发器1,直至储液罐5中无液态工质。储液罐5的可布置成略垂直高于蒸发器1,用以促进回液。关闭切换阀7、8、9,打开切换阀11,开始冷却子过程。冷却水通过冷却水套管12带走储液罐5的热量,直至储液罐5的温度降到等于或略低于冷凝器的温度。关闭切换阀11,蒸气增压有机朗肯循环发电系统的一个工作周期完成。

[0005] 表1. 蒸气增压有机朗肯循环发电系统一个工作周期内切换阀的调控

		切换阀 6	切换阀 7	切换阀 8	切换阀 9	切换阀 10	切换阀 11
		√	×	×	√	√	×
[0006]	发电阶段	√	×	×	√	√	×
	增压阶段						
	加压子过程	×	√	×	√	×	×
	回液子过程	×	√	√	√	×	×
	冷却子过程	×	×	×	×	×	√

[0007] 注:标记“√”和“×”分别表示切换阀状态“开”和“关”。

[0008] 合理地设定蒸发温度和冷凝温度是保证高蒸气增压有机朗肯循环发电系统高效的首要前提。传统有机朗肯循环发电系统设定蒸发温度和冷凝温度主要考虑蒸发温度和冷凝温度对汽轮机性能的影响。通常,蒸发温度越高,系统能效越高,即输入单位热能时、输出的电能越多;冷凝温度越低,系统能效越高,即输入单位热能时、输出的电能越多。对于传统有机朗肯循环发电系统,为得到高系统能效,可将蒸发温度设定在热源允许的最高温度,将冷凝温度设定在冷源允许的最低温度。不同于传统有机朗肯循环发电系统,在蒸气增压有机朗肯循环发电系统中,多功能蒸发器子系统的性能也严重影响系统能效,设定蒸发温度和冷凝温度需要同时考虑汽轮机的性能和多功能蒸发器子系统的性能。因此将热源允许的最高温度设定为蒸发温度、冷源允许的最低温度设定为冷凝温度不再能保证蒸气增压有机朗肯循环发电系统的高效。

[0009] 现实应用中,热源允许的温度较宽,如各种太阳能集热器和各种工业废热等,冷源允许的温度也允许一定的变化,如水冷式冷凝器温度可通过调控冷凝水水温和流速实现一段范围的取值,即蒸气增压有机朗肯循环发电系统可在较宽的温度范围内设定蒸发温度和冷凝温度。现有技术中,还没有一种方案能够指导在较宽的温度范围内精确地设定蒸发温度和冷凝温度,以确保蒸气增压有机朗肯循环发电系统的能效最优。

发明内容

[0010] 本发明的目的是解决在较宽温度范内蒸气增压有机朗肯循环发电系统蒸发温度和冷凝温度的设定问题,以使得系统能效最优。

[0011] 本发明提供一种蒸气增压有机朗肯循环发电系统蒸发温度和冷凝温度的设定方法,本方法设定的蒸发温度和冷凝温度可以实现蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效最优化。

[0012] 为实现本发明目的而采用的技术方案如下。

[0013] 1、一种蒸气增压有机朗肯循环发电系统温度设定方法,所述蒸气增压有机朗肯循环发电系统至少包括一套多功能蒸发器子系统和发电子系统;多功能蒸发器子系统包括用于气化液态工质的蒸发器、以及用于中转回收液态工质的储液罐;发电子系统包括汽轮机、发电机、冷凝器;所述蒸气增压有机朗肯循环发电系统运行包括循环轮流进行的发电阶段

和增压阶段；增压阶段包括依次进行的加压，回液和冷却三个子过程；其特征不在于，

[0014] 系统能效根据如下公式计算：

$$[0015] \quad \text{EnE} = \frac{((v_{22} - v_{12})v_{21}h_{11} - (v_{22} - v_{11})v_{21}h_{12} + (v_{12} - v_{11})v_{22}h_{21} - (v_{12} - v_{11})(v_{22} - v_{21})h_{22})(h_{22} - h_{120})\varphi_g\varphi_m\varphi_t}{(v_{11}v_{22}(h_{22} - h_{12}) - v_{12}v_{22}(h_{22} - h_{11}))(h_{22} - h_{21})}$$

[0016] 式中，EnE为蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效，定义为系统净输出电能与系统输入热能的比值(单位：无量纲)；

[0017] h_{11} 为设定冷凝温度下饱和液态工质的比焓(单位：kJ/kg)；

[0018] h_{12} 为设定冷凝温度下饱和气态工质的比焓(单位：kJ/kg)；

[0019] h_{120} 为汽轮机等熵工作时其出口工质的比焓，通过以下方式确定该状态：其比焓与高温高压蒸气的比焓相等，其压力为冷凝压力；

[0020] v_{11} 为设定冷凝温度下饱和液态工质的比体积(单位： m^3/kg)；

[0021] v_{12} 为设定冷凝温度下饱和气态工质的比体积(单位： m^3/kg)；

[0022] h_{21} 为设定蒸发温度下饱和液态工质的比焓(单位：kJ/kg)；

[0023] h_{22} 为设定蒸发温度下饱和或有一定过热度的气态工质的比焓(单位：kJ/kg)；

[0024] v_{21} 为设定蒸发温度下饱和液态工质的比体积(单位： m^3/kg)；

[0025] v_{22} 为设定蒸发温度下饱和或有一定过热度的气态工质的比体积(单位： m^3/kg)；

[0026] φ_g 为发电机的发电效率(单位：无量纲)；

[0027] φ_m 为汽轮机的机械效率(单位：无量纲)；

[0028] φ_t 为汽轮机的等熵效率(单位：无量纲)；

[0029] 根据蒸气增压有机朗肯循环发电系统最大的系统能效EnE设定蒸发温度和冷凝温度：

[0030] A) 当设定冷凝温度已知、需要确定设定蒸发温度时：在热源允许的温度范围内，利用系统能效EnE计算公式，计算不同蒸发温度下的系统能效，其中最大的系统能效对应的蒸发温度值即为最终选择的设定蒸发温度；

[0031] B) 当设定蒸发温度已知、需要确定设定冷凝温度时：在冷源允许的温度范围内，利用系统能效EnE计算公式，计算不同冷凝温度下的系统能效，其中最大的系统能效对应的冷凝温度值即为最终选择的设定冷凝温度；

[0032] C) 当蒸发温度和冷凝温度需要同时确定时：在热源、冷源允许的温度范围内，利用系统能效EnE计算公式，计算不同蒸发温度(热源允许的温度范围内)和冷凝温度(冷源允许的温度范围内)下的系统能效，其中最大的系统能效对应的蒸发温度值和冷凝温度值即为最终选择的设定蒸发温度和设定冷凝温度。

[0033] 基于对蒸气增压有机朗肯循环发电系统的热力学过程的分析，可以得到系统能效的计算公式，过程如下。

[0034] 就有机朗肯循环发电系统而言，其系统能效为一个工作周期内系统净输出电能与系统输入热能的比值(式(1))。系统输入热能为蒸发器1中高温高压液体蒸发所需能量(式(2))。系统净输出电能为发电机3产生的电能与系统电耗的差值(式(3))。这里，系统电耗仅包括工质泵的能耗。当然，在具体应用中，系统电耗亦可考虑生产热源和冷源的能耗，如冷凝器换热伴随的泵或者风机能耗等。蒸气增压有机朗肯循环系统无工质泵电耗(式(4))。发

电机产生的电能为汽轮机2进出口工质焓差与汽轮机2的机械效率、发电机3发电效率的乘积(如式(5))。根据质量守恒定律,发电阶段结束时,储液罐5中工质的质量等于从冷凝器4进入储液罐5的工质的质量和上个工作周期的冷却子过程中储液罐5留下工质的质量之和;从冷凝器4进入储液罐5的工质的质量等于发电阶段作为用于驱动汽轮机2的高温高压蒸汽的质量;由上工作周期的冷却子过程中储液罐5留下工质的质量即为回液子过程结束时储液罐5中气态工质的质量(式(6))。回液子过程结束时,整个储液罐5充满气态工质(式(7))。根据质量守恒定律,蒸发器1产生用于上述三种作用的高温高压蒸汽的质量之和应等于回液子过程中进入蒸发器1的液态工质的质量。回液子过程中进入蒸发器1的液态工质的体积等于储液罐5的体积(式(8))。若回液子过程中进入蒸发器1的液态工质的体积小于储液罐5的体积,则发电阶段从冷凝器4进入储液罐5中的液态工质的质量偏小,即发电阶段用于驱动汽轮机2的高温高压蒸汽的质量偏小,导致产生的电量偏小,系统性能变差;但回液子过程中进入蒸发器1的液态工质的体积不可能大于储液罐5的体积,因为回液子过程中进入蒸发器1的液态工质是先储存于储液罐5的。由于回液子过程开始时,储液罐5充满液态工质,而回液子过程结束时,储液罐5充满气态工质,所以回液子过程用于促进储液罐5中液体回流的产自蒸发器1的高温高压蒸汽的质量为一定体积储液罐5的高温高压蒸汽的质量(式(9))。此外,加压过程遵守能量守恒定律和质量守恒定律(式(10)和式(11))。加压结束时,液态工质刚好占满整个储液罐5;即加压过程中没有液态工质溢出储液罐5,否则会造成蒸发器1内压力的扰动,不利于系统的稳定运行。

$$[0035] \quad EnE = \frac{W_{net}}{Q} (1)$$

[0036] 式中, EnE 为蒸气增压机朗肯循环发电系统的能效; W_{net} 为系统净输出电能(单位: kJ); Q 为系统输入热能(单位: kJ)。

$$[0037] \quad Q = (M_{e1} + M_{e2} + M_{e3})(h_{22} - h_{21}) \quad (2)$$

[0038] 式中, M_{e1} 为用于驱动汽轮机的高温高压蒸汽的质量(单位: kg); M_{e2} 为用于加压机过程的高温高压蒸汽的质量(单位: kg); M_{e3} 为用于回液子过程的高温高压蒸汽的质量(单位: kg); h_{22} 为蒸发器1产生的高温高压蒸汽的比焓,即设定蒸发温度下饱和或有一定过热度的气态工质的比焓(单位: kJ/kg),采用湿工质时,高温高压蒸汽一般处于过热状态,采用干工质时,高温高压蒸汽一般处于饱和状态,采用等熵工质时,高温高压蒸汽处于饱和或者过热状态,系统性能区别通常不大; h_{21} 为设定蒸发温度下饱和液态工质的比焓(单位: kJ/kg)。

$$[0039] \quad W_{net} = W_t - W_p \quad (3)$$

$$[0040] \quad W_p = 0 \quad (4)$$

[0041] 式中, W_t 为系统发电机产生的电能(单位: kJ); W_p 为系统工质泵的电耗(单位: kJ)。

$$[0042] \quad W_t = M_{e1}(h_{22} - h_{120})\varphi_g\varphi_m\varphi_t \quad (5)$$

[0043] 式中, h_{120} 为汽轮机等熵工作时其出口工质的比焓(单位: kJ/kg),通过以下方式确定该状态:其比焓与高温高压蒸汽的比焓相等,其压力为冷凝压力(即设定冷凝温度下饱和和气态工质的压力); φ_g 为发电机的发电效率(单位: 无量纲); φ_m 为汽轮机的机械效率(单位: 无量纲); φ_t 为汽轮机的等熵效率(单位: 无量纲)。

[0044] $m_{1G} + m_{1L} = M_{e1} + m_{3G}$ (6)

[0045] $m_{3G} \times v_{22} = Vol_s$ (7)

[0046] 式中, m_{1L} 和 m_{1G} 分别为发电阶段结束时, 储液罐5中液态工质和气态工质的质量(单位:kg); m_{3G} 为回液子过程结束时储液罐5中气态工质的质量(单位:kg); Vol_s 为储液罐5的体积(单位: m^3); v_{22} 为为蒸发器1产生的高温高压蒸气的比体积, 即设定蒸发温度下饱和或者有一定过热度的气态工质比体积(单位: m^3/kg)。

[0047] $(M_{e1} + M_{e2} + M_{e3}) \times v_{21} = Vol_s$ (8)

[0048] 式中, v_{21} 为设定蒸发温度下饱和液态工质的比体积(单位: m^3/kg)。

[0049] $M_{e3} \times v_{22} = Vol_s$ (9)

[0050] $M_{e2} \times h_{22} + m_{1L} \times h_{11} + m_{1G} \times h_{12} = \frac{Vol_s \times h_{21}}{v_{21}}$ (10)

[0051] $M_{e2} + m_{1L} + m_{1G} = \frac{Vol_s}{v_{21}}$ (11)

[0052] 式中, h_{11} 和 h_{12} 分别为冷凝温度下饱和液态和气态工质的比焓(单位:kJ/kg)。

[0053] 为关联加压阶段储液罐5的体积, 由工质物性规律可得式(12)-式(14)。

[0054] $m_{1L} \times v_{11} = Vol_{sL}$ (12)

[0055] $m_{1G} \times v_{12} = Vol_{sG}$ (13)

[0056] $Vol_{sL} + Vol_{sG} = Vol_s$ (14)

[0057] 式中, Vol_{sL} 和 Vol_{sG} 分别为发电阶段结束时, 储液罐5中液态工质和气态工质所占体积。

[0058] 整合式(1)-(14), 可得有蒸气增压机朗肯循环发电系统的能效如式(15)。

[0059]
$$EnE = \frac{((v_{22} - v_{12})v_{21}h_{11} - (v_{22} - v_{11})v_{21}h_{12} + (v_{12} - v_{11})v_{22}h_{21} - (v_{12} - v_{11})(v_{22} - v_{21})h_{22})(h_{22} - h_{120})\phi_g\phi_m\phi_t}{(v_{11}v_{22}(h_{22} - h_{12}) - v_{12}v_{22}(h_{22} - h_{11}))(h_{22} - h_{21})}$$
 (15)

[0060] 由系统能效计算式(15)可知, 蒸气增压有机朗肯循环发电系统的能效只由设定蒸发温度和设定冷凝温度下工质的比焓和比体积、汽轮机的等熵效率和机械效率、及发电机的发电效率决定, 与发电量及多功能蒸发器的配置(如储液罐5的体积)无关。工质的比焓和比体积可方便地从专业软件中得到。汽轮机的等熵效率和机械效率、及发电机的发电效率可查阅文献或设备说明书。因此, 根据系统能效计算公式(式(15))可方便地得到蒸发温度和冷凝温度对蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效的影响。

[0061] 传统有机朗肯循环发电系统的能效通常随蒸发温度的升高而增大。因此, 蒸气增压有机朗肯循环发电系统的发电子系统性能随蒸发温度的升高而增大。但蒸气增压有机朗肯循环发电系统的能效可随蒸发温度的升高先增大后减小, 即存在最大值, 因为升高蒸发温度对多功能蒸发器子系统性能存在消极影响, 分析如下。蒸气增压有机朗肯循环发电系统的一个工作周期内, 加压子过程结束后, 储液罐5中充满高温高压蒸气。这部分高温高压蒸气在冷却子过程中直接被冷却管套12的冷却水冷却, 导致其所含带的热能被浪费, 从而使得生产单位发电量需要输入更多的热能。随着蒸发温度的升高, 储液罐5内的高温高压蒸

气的温度和质量都增大(由于气态工质的密度随着温度的升高而增大),导致更多的热能被浪费。当蒸发温度较低时,浪费的热能不多,蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效主要由发电电子系统的性能决定;升高蒸发温度导致的多功能蒸发器子系统性能衰退不及发电电子系统性能的提升,蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效随蒸发温度的升高而增大。当蒸发温度较高时,浪费的热能较多,蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效转而由多功能蒸发器子系统的性能决定;升高蒸发温度导致的多功能蒸发器子系统性能衰退被无法被发电电子系统性能的提升所弥补,蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效随蒸发温度的升高而减小。因此,存在一个蒸发温度,使得升高蒸发温度导致的多功能蒸发器子系统性能衰退恰好被发电电子系统性能的提升抵消,此时蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效最大;这个蒸发温度定义为最佳设定蒸发温度。值得说明的是,“热源允许的温度范围内”,蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效随蒸发温度的变化有三种情况。一,热源温度合适,系统能效随蒸发温度的升高先增大后减小,即最佳设定蒸发温度在热源允许的温度范围内,蒸发温度应设定在最佳设定蒸发温度。二,热源温度过高(即最佳设定蒸发温度低于热源允许的温度范围),系统能效随着蒸发温度的升高而减小,蒸发温度应设定在热源允许的最低温度。三,热源温度过低(即最佳设定蒸发温度高于热源允许的温度范围),系统能效随着蒸发温度的升高而增大,蒸发温度应设定在热源允许的最高温度。

[0062] 传统有机朗肯循环发电系统的能效通常随冷凝温度的降低而增大。因此,蒸气增压有机朗肯循环发电系统的发电电子系统性能随冷凝温度的降低而增大。但蒸气增压有机朗肯循环发电系统的能效可随冷凝温度的降低先增大后减小,即存在最大值,因为降低冷凝温度对多功能蒸发器子系统性能存在消极影响,分析如下。随着冷凝温度的降低,储液罐5内的高温高压蒸气需要被冷却至更低的温度,导致更多的热能被浪费。当冷凝温度较高时,浪费的热能不多,蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效主要由发电电子系统的性能决定;降低冷凝温度导致的多功能蒸发器子系统性能衰退不及发电电子系统性能的提升,蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效随冷凝温度的降低而增大。当冷凝温度较低时,浪费的热能较多,蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效转而由多功能蒸发器子系统的性能决定;降低冷凝温度导致的多功能蒸发器子系统性能衰退被无法被发电电子系统性能的提升所弥补,蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效随冷凝温度的降低而减小。因此,存在一个冷凝温度,使得降低冷凝温度导致的多功能蒸发器子系统性能衰退恰好被发电电子系统性能的提升抵消,此时蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效最大;这个冷凝温度定义为最佳设定冷凝温度。值得说明的是,“冷源允许的温度范围内”,系统能效随冷凝温度的变化有三种情况。一,冷源温度合适,系统能效随冷凝温度的降低先增大后减小,即最佳设定冷凝温度在冷源允许的温度范围内,冷凝温度应设定在最佳设定冷凝温度。二,冷源源温度过高(即最佳设定冷凝温度低于冷源允许的温度范围),系统能效随着冷凝温度的降低而增大,冷凝温度应设定在冷源允许的最低温度。三,冷源温度过低(即最佳设定冷凝温度高于冷源允许的温度范围),系统能效随着冷凝温度的降低而减小,冷凝温度应设定在冷源允许的最高温度。

[0063] 综上,本发明方法设定的蒸发温度和冷凝温度可使得蒸气增压有机朗肯循环发电系统的能效最优。

附图说明

[0064] 图1为蒸气增压有机朗肯循环发电系统原理图；

[0065] 图2为传统有机朗肯循环发电系统能效在不同冷凝温度下随蒸发温度的变化图(R1234yf为工质)；

[0066] 图3为饱和气态R1234yf的密度随温度的变化图；

[0067] 图4为蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效在不同冷凝温度下随蒸发温度的变化图(R1234yf为工质)；

[0068] 图5为蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效随冷凝温度的变化图(R1234yf为工质,蒸发温度为83.5℃)。

具体实施方式

[0069] 下面结合实施例对本发明作进一步说明,但不应该理解为本发明上述主题范围仅限于下述实施例。在不脱离本发明上述技术思想的情况下,根据本领域普通技术知识和惯用手段,做出各种替换和变更(如采用不同的工质,R134a和R1234ze(E)等),均应包括在本发明的保护范围内。

[0070] 实施例针对以图1所示的蒸气增压有机朗肯循环发电系统为例,以R1234yf为工质。R1234yf为环保型工质。工质物性通过软件Engineering Equation Solver查询得到。根据文献资料选取汽轮机等熵效率为85%,机械效率为99%,发电机效率为97.5%。实施例热源温度范围为65℃到90℃(无过热),冷源温度范围为20℃到35℃,为有机朗肯循环发电系统适合R1234yf的常用冷热源温度范围。实施例里总共包含120个案例,即有120个蒸发温度和冷凝温度的组合、及其对应的系统能效。其中104个案例为4个不同冷凝温度与26个不同蒸发温度的组合:在冷凝温度分别为20℃、25℃、30℃和35℃下,蒸发温度取值60℃、61℃、62℃、63℃、64℃、65℃、66℃、67℃、68℃、69℃、70℃、71℃、72℃、73℃、74℃、75℃、76℃、77℃、78℃、79℃、80℃、81℃、82℃、83℃、84℃、85℃、86℃、87℃、88℃、89℃和90℃。另外16个案例为1个蒸发温度与16个冷凝温度的组合:在蒸发温度为83.5℃时,冷凝温度取值20℃、21℃、22℃、23℃、24℃、25℃、26℃、27℃、28℃、29℃、30℃、31℃、32℃、33℃、34℃和35℃。

[0071] 传统有机朗肯循环发电系统的能效随着蒸发温度的升高而增大、随着冷凝温度的降低而增大(如图2)。由于气态R1234yf的密度随着温度的升高而增大(如图3),蒸气增压有机朗肯循环发电系统的热能浪费问题随着蒸发温度的升高而加剧、随着冷凝温度的降低而加剧,从而导致最佳蒸发温度和最佳冷凝温度的存在。如图4所示,当冷凝温度固定的时候,蒸气增压有机朗肯循环发电系统的能效随着蒸发温度的升高先增加再降低,存在最佳设定蒸发温度。当冷凝温度为20℃、25℃、30℃和35℃时,最佳设定蒸发温度分别为68.4℃、69.6℃、71.2℃和73.0℃。蒸气增压有机朗肯循环发电系统的蒸发温度需谨慎设定:过小的设定蒸发温度使得发电子系统性能不佳、导致系统能效偏小;过大的设定蒸发温度使得多功能蒸发器子系统热能浪费过多、甚至导致系统无法运行(即系统能效为0)。从图4也可看出冷凝温度对蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效的影响。当蒸发温度低于83℃时,蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效随冷凝温度的降低而增大。当蒸发温度高于85℃时,蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效随冷凝温度的降低而减小;当冷凝温度为20℃,蒸气增压有机朗肯循环发电系统在蒸发温度为89℃时无法运行,当冷凝温度为25℃、30℃或35℃时、蒸

气增压有机朗肯循环发电系统在89℃时仍可产电。蒸发温度83℃-85℃为降低冷凝温度对系统能效影响的变化过渡区间,可能存在最佳设定冷凝温度。选取设定蒸发温度为83.5℃,当冷凝温度从35℃降到20℃时,蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效先增大再减小,在冷凝温度为25.5℃获得最大能效,即最佳设定冷凝温度为25.5℃(如图5)。

[0072] 当设定冷凝温度已知(如35℃)、需要确定设定蒸发温度时,在热源允许的温度范围内(如65℃到90℃),计算不同蒸发温度下的蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效,其中最大的系统能效(如6.16%)对应的蒸发温度(如73.0℃)即为最终选取的设定蒸发温度;未按本发明提供的方法确定设定蒸发温度、却按传统有机朗肯循环发电系统蒸发温度的设定方法(即取热源允许的最高温度,如90℃,见图2)来选取设定蒸发温度,蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效偏小(如偏小92.69%,即 $(6.16\%-0.45\%)/6.16\%=92.69\%$)。

[0073] 当设定蒸发温度已知(如87℃)、需要确定设定冷凝温度时,在冷源允许的温度范围内(如20℃到35℃),计算不同冷凝温度下的蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效,其中最大的系统能效(如3.36%)对应的冷凝温度(如35℃)即为最终选取的设定冷凝温度;未按本发明提供的方法确定设定冷凝温度、却按传统有机朗肯循环发电系统冷凝温度的设定方法(即取冷源允许的最低温度,如20℃,见图2)来选取设定冷凝温度,将使得蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效偏小(如偏小26.19%,即 $(3.36\%-2.48\%)/3.36\%=26.19\%$)。

[0074] 当蒸发温度和冷凝温度需要同时确定时,在热源、冷源允许的温度范围内(如65℃到90℃的热源、20℃到35℃的冷源),计算不同蒸发温度和冷凝温度下的蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效,其中最大的系统能效(如7.84%),对应的蒸发温度(如68.4℃)和冷凝温度(如20℃)即为最终选取的设定蒸发温度和设定冷凝温度。未按本发明提供的方法确定设定蒸发温度和设定冷凝温度、却按传统有机朗肯循环发电系统蒸发温度和冷凝温度的设定方法来确定设定蒸发温度(如90℃)和设定冷凝温度(如20℃),蒸气增压有机朗肯循环发电系统无法运行。

[0075] 综上,本发明提供的蒸发温度和冷凝温度的设定方法,可使得蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效最优;未采用本发明提供的蒸发温度和冷凝温度的设定方法,可使得蒸气增压有机朗肯循环发电系统能效偏低甚至为零。

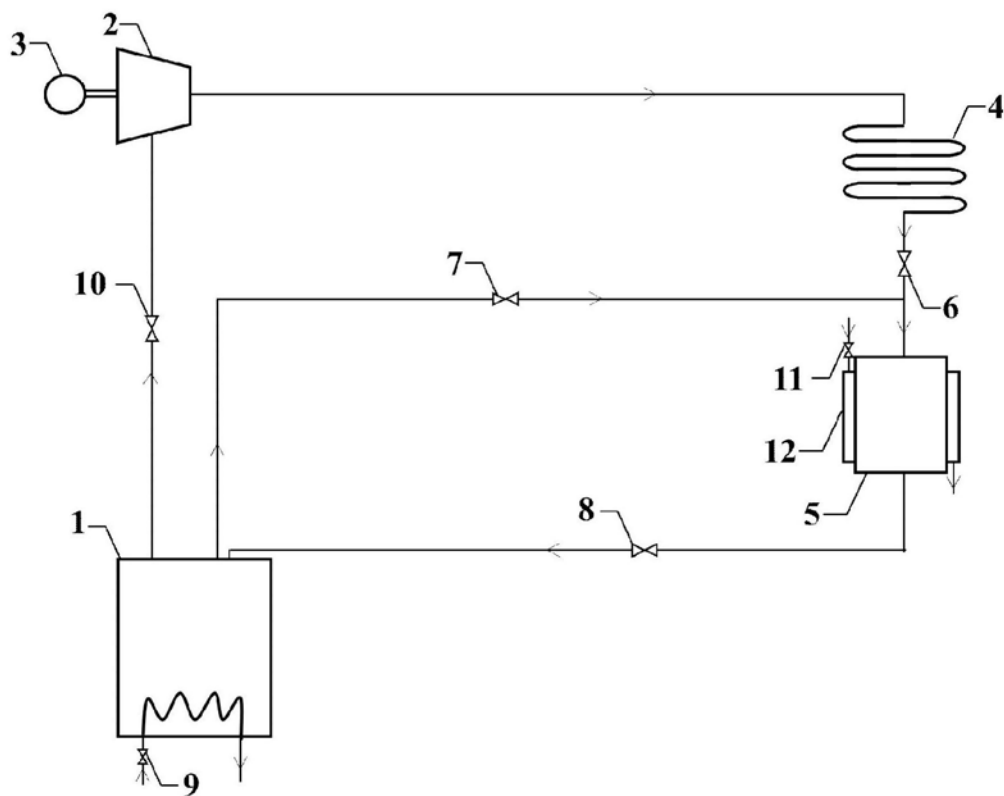


图1

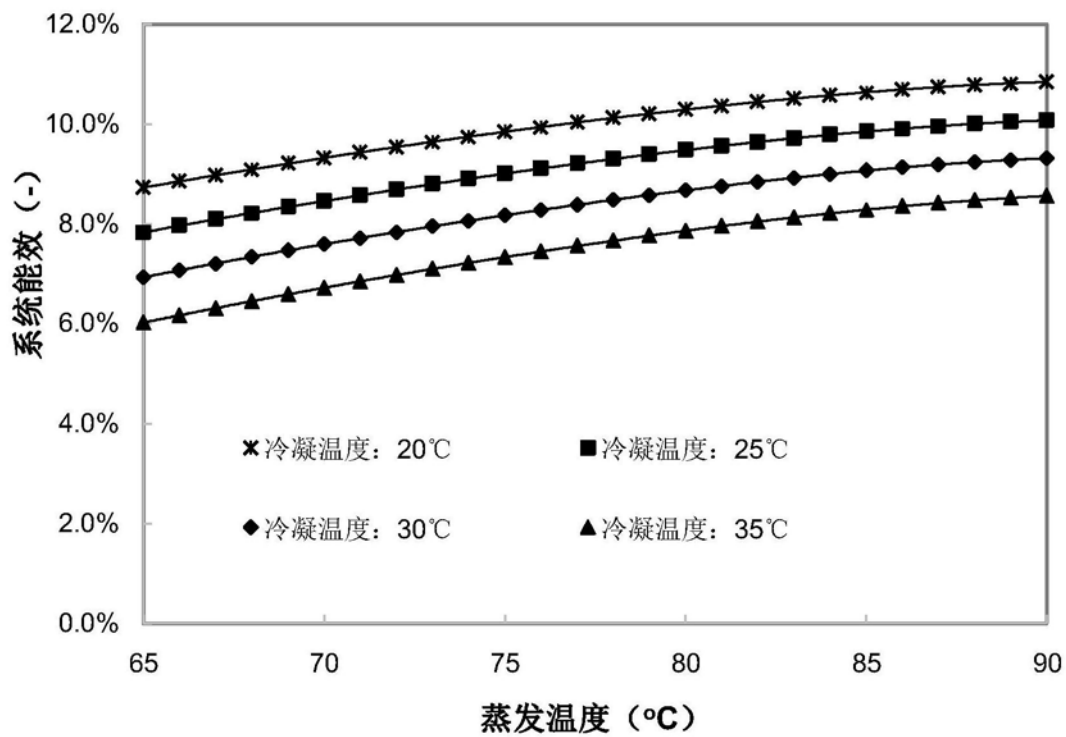


图2

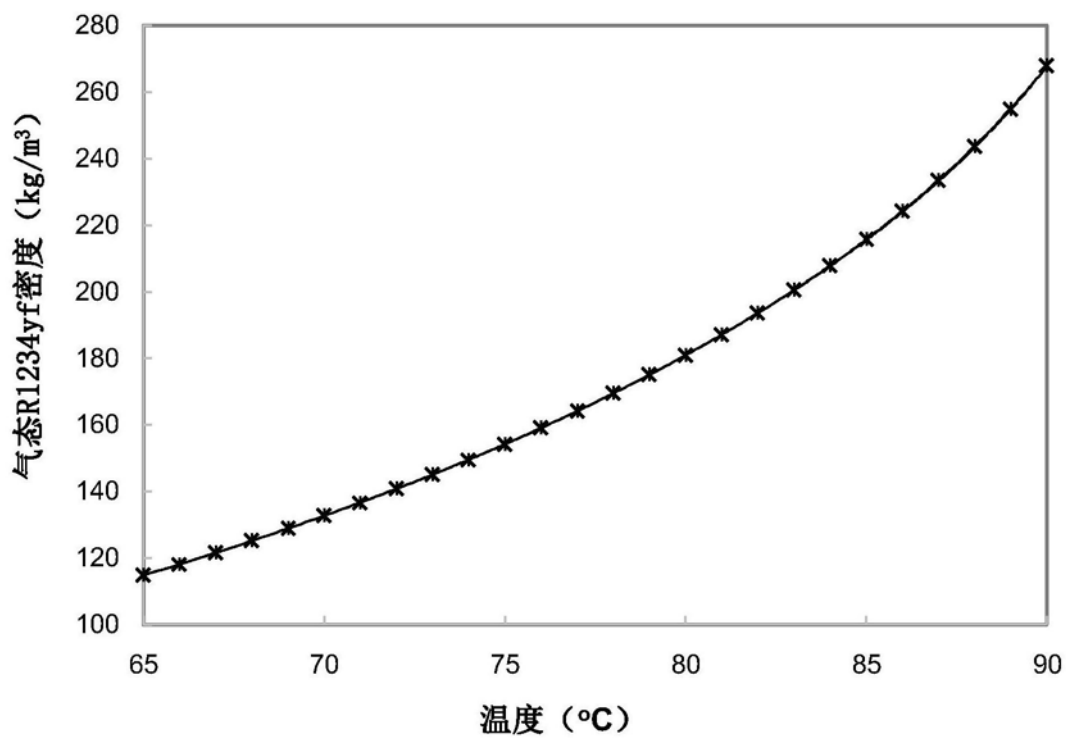


图3

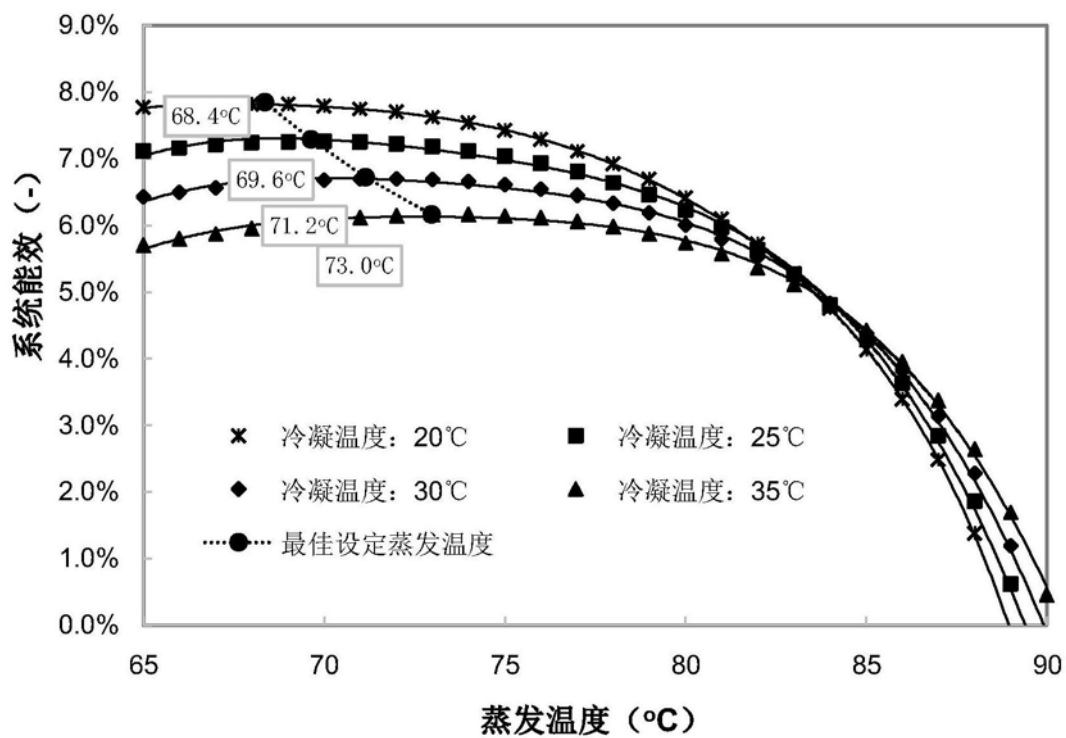


图4

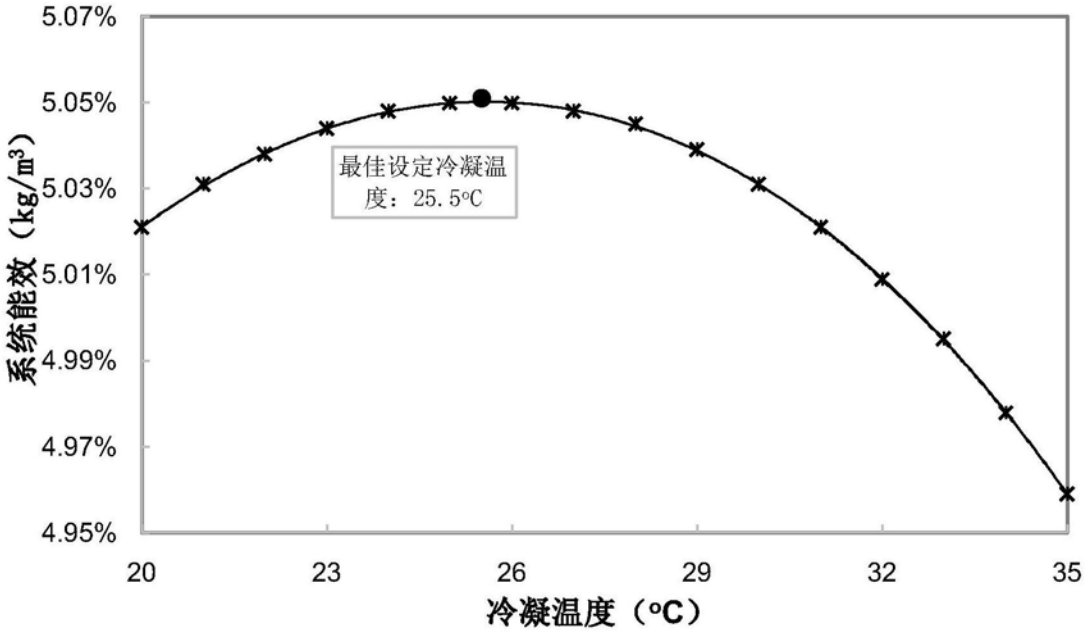


图5