



中华人民共和国电力行业标准

DL / T 1646 — 2016

采用吸收式热泵技术的热电联产机组 技术指标计算方法

Calculating method of technical index for combined heat and power
generation unit using absorption heat pump technology

2016-12-05 发布

2017-05-01 实施

国家能源局 发布

目 次

前言..... II

1 范围..... 1

2 规范性引用文件 1

3 术语和定义 1

4 热泵（组）参数及技术指标..... 2

5 供热机组综合指标 8

6 供热机组热经济性指标..... 11

附录 A（资料性附录） 算例..... 14

前 言

本标准依据 GB/T 1.1—2009《标准化工作导则 第 1 部分：标准的结构和编写》给出的规则起草。

本标准由中国电力企业联合会标准化管理中心提出。

本标准由电力行业节能标准化技术委员会归口。

本标准起草单位：大唐国际发电股份有限公司、西安热工研究院有限公司、山西大唐国际云冈热电有限责任公司、国网北京市电力公司城区供电公司。

本标准主要起草人：祝宪、刘安、方占岭、石慧、张茂清、杨林、王占义、尹海宇、马洪波、邹炜。

本标准在执行过程中的意见或建议反馈至中国电力企业联合会标准化管理中心（北京市白广路二条一号，100761）。

采用吸收式热泵技术的热电联产机组技术指标计算方法

1 范围

本标准规定了采用吸收式热泵技术回收余热进行供热的热电联产机组主要技术指标计算方法。

本标准适用于采用吸收式热泵技术的热电联产项目的立项、设计、验收和运行、检修的性能评价,以及日常技术指标的统计计算、分析。

其他余热利用热电联产形式可参照本标准。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件,仅注日期的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

GB/T 2589 综合能耗计算通则

GB 3102.4 热学的量和单位

GB/T 8117.1 汽轮机热力性能验收试验规程 第1部分:方法A 大型凝汽式汽轮机高准确度试验

GB/T 8117.2 汽轮机热力性能验收试验规程 第2部分:方法B 各种类型和容量的汽轮机宽准确度试验

DL/T 904 火力发电厂技术经济指标计算方法

3 术语和定义

下列术语和定义适用于本文件。

3.1

汽轮机余热回收 steam turbine waste heat recovery

将汽轮机排汽或汽轮机组循环冷却水等携带的热能进行回收利用。

3.2

余热回收热泵 waste heat recovery heat pump

回收低温热源余热用于提供较高温度热量¹⁾的热泵。该热泵的低温热源吸热温度适用于余热回收,供热热流量及温度适用于热电联产供热。

3.3

热泵组 heat pump unit

多台热泵成组工作的装置组合。热泵组作为一个整体其对外表现出的功能与单个热泵相同,本标准中技术指标同时适用于热泵和热泵组,使用“热泵(组)”表示。

3.4

驱动热源 driving heat source

用于驱动热泵(组)的高温热源。

3.5

余热热源 waste heat source

热泵(组)回收用于供热的低温热源。按余热热源的不同可将热泵(组)分为蒸汽余热型热泵和

1) 根据 GB 3102.4, 本标准将换热过程中传递的热能称为“热量”,符号使用 Q ; 单位时间的换热量称为“热流量”,符号使用 Φ 。

热水余热型热泵。

4 热泵（组）参数及技术指标

4.1 参数

4.1.1 驱动蒸汽压力²⁾

驱动蒸汽在进入热泵（组）进口处的压力（MPa）。应取热泵（组）入口蒸汽流量调节阀后压力。

4.1.2 驱动蒸汽温度

驱动蒸汽在进入热泵（组）进口处的温度（℃）。应取热泵（组）入口蒸汽流量调节阀后温度。

4.1.3 驱动蒸汽疏水温度

驱动蒸汽放热冷凝后的疏水在流出热泵（组）出口处的温度（℃）。

4.1.4 驱动蒸汽流量

进入热泵（组）的驱动蒸汽的流量（t/h），宜通过测量驱动蒸汽疏水流量获得。该流量应包含加入抽汽的减温水，当驱动蒸汽为湿蒸汽时，应同时包含气相与液相的流量。

4.1.5 余热蒸汽压力

余热蒸汽在进入蒸汽余热型热泵（组）进口处的压力（MPa）。

4.1.6 余热蒸汽凝结水温度

余热蒸汽放热后的凝结水在流出蒸汽余热型热泵（组）出口处的温度（℃）。

4.1.7 余热蒸汽流量

余热蒸汽进入蒸汽余热型热泵（组）的流量（t/h）。可通过测量余热蒸汽疏水流量或通过热泵（组）热平衡计算获得。

4.1.8 余热水进口温度

余热水在进入热水余热型热泵（组）进口处的温度（℃）。

4.1.9 余热水出口温度

余热水在流出热水余热型热泵（组）出口处的温度（℃）。

4.1.10 余热水流量

余热水进入热水余热型热泵（组）的流量（t/h）。

4.1.11 热网水进口温度

热网水在进入热泵（组）进口处的温度（℃）。

4.1.12 热网水出口温度

热网水在流出热泵（组）出口处的温度（℃）。

2) 本标准中的压力若未经说明均为绝对压力。

4.1.13 热网水流量

热网水进入热泵（组）的流量（t/h）。

4.1.14 最低驱动蒸汽压力

热泵（组）达到给定制热流量对应的最低驱动蒸汽压力（MPa），应由热泵厂家提供的驱动蒸汽压力与制热流量变工况曲线获得。

4.1.15 最高驱动蒸汽压力

影响热泵（组）安全运行的最高允许驱动蒸汽压力（MPa），应由热泵厂家提供。

4.1.16 最高驱动蒸汽温度

影响热泵（组）安全运行的最高允许驱动蒸汽温度（℃），应由热泵厂家提供。

4.1.17 最低余热蒸汽压力

热泵（组）达到给定制热流量对应的最低余热蒸汽压力（kPa），应由热泵厂家提供的余热蒸汽压力与制热流量变工况曲线获得。

4.1.18 最高余热蒸汽压力

影响汽轮机安全运行的最高允许余热蒸汽压力（kPa），应由汽轮机制造厂提供。

4.1.19 最低余热水温度

热泵（组）达到给定制热流量对应的最低余热水进口温度（℃），应由热泵厂家提供的余热水进口温度与制热流量变工况曲线获得。

4.1.20 最高余热水温度

影响汽轮机安全运行的最高允许余热水温度（℃），即为汽轮机允许的最高循环冷却水温度，应由汽轮机制造厂提供的最高排汽压力结合凝汽器性能计算。

4.1.21 最低余热水流量

影响热泵（组）安全运行的最低允许余热水流量（t/h），应由热泵厂家提供。

4.2 技术指标

4.2.1 余热供热流量

余热热源在热泵（组）中的放热热流量。对于蒸汽余热回收按式（1）计算，对于热水余热回收按式（2）计算。

$$\Phi_{yr} = \frac{q_{yr} \times (h_{yr} - h_{ym})}{1000} \quad (1)$$

式中：

Φ_{yr} ——热泵（组）的余热供热流量，GJ/h；

q_{yr} ——进入热泵（组）的余热蒸汽流量，t/h；

h_{yr} ——进入热泵（组）的余热蒸汽比焓，kJ/kg；

h_{ym} ——余热蒸汽凝结水比焓, kJ/kg。

$$\Phi_{yr} = \frac{q_{ys} \times (h_{ysj} - h_{ysc})}{1000} \quad (2)$$

式中:

q_{ys} ——进入热泵(组)的余热水流量, t/h;

h_{ysj} ——热泵(组)的余热水进口比焓, kJ/kg;

h_{ysc} ——热泵(组)的余热水出口比焓, kJ/kg。

4.2.2 驱动热源供热流量

驱动热源在热泵(组)中放热的热流量。按式(3)计算。

$$\Phi_{qd} = \frac{q_{qd} \times (h_{qd} - h_{qdn})}{1000} \quad (3)$$

式中:

Φ_{qd} ——热泵(组)的驱动热源供热流量, GJ/h;

q_{qd} ——热泵(组)的驱动蒸汽流量, t/h;

h_{qd} ——热泵(组)的驱动蒸汽比焓, kJ/kg;

h_{qdn} ——驱动蒸汽疏水比焓, kJ/kg。

4.2.3 供热热流量

热泵(组)向外供出的热流量。按式(4)计算。

$$\Phi_{rb} = \frac{q_{rw} \times (h_{wbc} - h_{wbj})}{1000} \quad (4)$$

式中:

Φ_{rb} ——热泵(组)的供热热流量, GJ/h;

q_{rw} ——热网水流量, t/h;

h_{wbc} ——热泵(组)的热网水出口比焓, kJ/kg;

h_{wbj} ——热泵(组)的热网水进口比焓, kJ/kg。

4.2.4 热泵(组)热平衡方程式

热泵(组)供热热流量、余热热流量、驱动热流量、消耗电功率及散热热流量满足式(5)的热平衡方程。热平衡方程可用于检查各参数计算准确性。

$$\Phi_{rb} = \Phi_{qd} + \Phi_{yr} + 3.6P_{rb} - \Phi_{sr} \quad (5)$$

工程中 P_{rb} 和 Φ_{sr} 一般可忽略, 热平衡方程可简化为式(6)。

$$\Phi_{rb} = \Phi_{qd} + \Phi_{yr} \quad (6)$$

式中:

P_{rb} ——热泵(组)消耗的电功率, MW;

Φ_{sr} ——热泵(组)的散热热流量, GJ/h。

4.2.5 电耗率

热泵(组)单位供热热流量所消耗的电功率, 仅包含热泵(组)本身消耗的电功率。按式(7)

计算。

$$L_{D_rb} = \frac{P_{rb} \times 1000}{\Phi_{rb}} \quad (7)$$

式中：

L_{D_rb} ——电耗率，kWh/GJ。

4.2.6 散热损失率

进入热泵（组）总热流量中通过散热损失的份额。按式（8）计算。

$$\xi_{sr} = \frac{\Phi_{sr}}{\Phi_{qd} + \Phi_{yr} + 3.6P_{rb}} \times 100\% \quad (8)$$

式中：

ξ_{sr} ——散热损失率。

4.2.7 性能系数

反映热泵（组）能量转换性能的热力学指标，为热泵（组）的供热热流量和输入热泵（组）的高品质热量的比值，高品质热量包括驱动热源供热流量及输入电功率折算的热量。按式（9）计算。

$$COP = \frac{\Phi_{rb}}{\Phi_{qd} + 3.6P_{rb}} \quad (9)$$

式中：

COP ——性能系数。

理想可逆循环热泵性能系数 COP_{kn} 取决于热泵（组）工作温度，按式（10）计算。

$$COP_{kn} = \frac{T_{wb_a} \times (T_{qd_a} - T_{yr_a})}{T_{qd_a} \times (T_{wb_a} - T_{yr_a})} \quad (10)$$

式中：

COP_{kn} ——可逆循环热泵的性能系数；

T_{wb_a} ——热网水在热泵（组）中吸热过程的平均热力学温度，K；

T_{qd_a} ——驱动蒸汽在热泵（组）中放热过程的平均热力学温度，K；

T_{yr_a} ——余热蒸汽或余热水在热泵（组）中放热过程的平均热力学温度，K。

4.2.8 热泵（组）内效率

反映热泵（组）能量品质利用程度的热力学指标。当驱动热流量和工作温度相同时，热泵（组）的供热热流量和可逆循环热泵供热热流量的比值。按式（11）计算。其中工作温度包括驱动热源温度，余热热源温度与热网水温度。

$$\eta_{rb} = \frac{\Phi_{rb}}{\Phi_{rb, kn}} \times 100\% = \frac{COP}{COP_{kn}} \times 100\% \quad (11)$$

式中：

η_{rb} ——热泵（组）的内效率；

$\Phi_{rb, kn}$ ——当驱动热流量相同时，相同工作温度下的理想可逆循环热泵的供热热流量，GJ/h。按式（12）计算。

$$\Phi_{rb, kn} = COP_{kn} \times (\Phi_{qd} + 3.6P_{rb}) \quad (12)$$

热泵（组）内效率、性能系数及相关温度之间关系满足式（13）。

$$COP = \eta_{rb} \cdot COP_{kn} = \eta_{rb} \times \frac{1 - \frac{T_{yr,a}}{T_{qd,a}}}{1 - \frac{T_{yr,a}}{T_{wb,a}}} \quad (13)$$

可见热泵性能系数取决于热泵（组）的内效率、余热工质平均热力学温度与驱动蒸汽平均热力学温度的比值、余热工质平均热力学温度与热网水平平均热力学温度的比值。

4.2.9 驱动蒸汽进汽压损率

驱动蒸汽从汽轮机抽汽口到热泵（组）驱动蒸汽进口处的压力损失率，包含了热泵进口蒸汽流量调节阀的节流损失。按式（14）计算。

$$\xi_{qd} = \frac{p_{gc} - p_{qd}}{p_{gc}} \times 100\% \quad (14)$$

式中：

ξ_{qd} ——驱动蒸汽进汽压损率；

p_{gc} ——用作驱动蒸汽的汽轮机供热抽汽在抽气口处的压力，MPa；

p_{qd} ——驱动蒸汽在热泵（组）进口处的压力，MPa。

4.2.10 驱动蒸汽疏水过冷度

驱动蒸汽压力下的饱和温度与驱动蒸汽疏水温度的差值。按式（15）计算。

$$t_{G_qdn} = t_{BHI_qd} - t_{qdn} \quad (15)$$

式中：

t_{G_qdn} ——驱动蒸汽疏水过冷度，℃；

t_{BHI_qd} ——驱动蒸汽压力下的饱和温度，℃；

t_{qdn} ——驱动蒸汽疏水温度，℃。

4.2.11 余热水压损

余热水流经热泵（组）后的压力降低值。按式（16）计算。

$$\Delta p_{ys} = p_{ysj} - p_{ysc} \quad (16)$$

式中：

Δp_{ys} ——热泵（组）的余热水压损，kPa；

p_{ysj} ——热泵（组）的余热水进口压力，kPa；

p_{ysc} ——热泵（组）的余热水出口压力，kPa。

4.2.12 余热水温降

余热水流经热泵（组）后的温度降低值。按式（17）计算。

$$\Delta t_{ys} = t_{ysj} - t_{ysc} \quad (17)$$

式中：

Δt_{ys} ——热泵（组）的余热水温降，℃；

t_{ysj} ——热泵（组）的余热水进口温度，℃；

t_{ysc} ——热泵（组）的余热水出口温度，℃。

4.2.13 余热蒸汽凝结水过冷度

余热蒸汽压力下的饱和温度与余热蒸汽凝结水温度的差值。按式 (18) 计算。

$$t_{G_ym} = t_{BH_yr} - t_{ym} \quad (18)$$

式中:

t_{G_ym} ——余热蒸汽凝结水过冷度, °C;

t_{BH_yr} ——余热蒸汽压力下的饱和温度, °C;

t_{ym} ——余热蒸汽凝结水温度, °C。

4.2.14 热网水压损

热网水历经热泵 (组) 后的压力降低量。按式 (19) 计算。

$$\Delta p_{wb} = p_{wbj} - p_{wbc} \quad (19)$$

式中:

Δp_{wb} ——热泵 (组) 的热网水压损, kPa;

p_{wbj} ——热泵 (组) 的热网水进口压力, kPa;

p_{wbc} ——热泵 (组) 的热网水出口压力, kPa。

4.2.15 热网水温升

热网水历经热泵 (组) 后的温度升高值。按式 (20) 计算。

$$\Delta t_{wb} = t_{wbc} - t_{wbj} \quad (20)$$

式中:

Δt_{wb} ——热泵 (组) 的热网水温升, °C;

t_{wbc} ——热泵 (组) 的热网水出口温度, °C;

t_{wbj} ——热泵 (组) 的热网水进口温度, °C。

4.2.16 冷凝器端差

热泵冷凝器中冷剂蒸汽压力下的饱和温度和热泵的热网水出口温度 (即为热网水冷凝器出口温度) 的差值。按式 (21) 计算。

$$t_{D_ln} = t_{BH_ln} - t_{wbc} \quad (21)$$

式中:

t_{D_ln} ——冷凝器端差, °C;

t_{BH_ln} ——冷凝器中冷剂蒸汽压力下的饱和温度, °C。

4.2.17 蒸发器端差

对于蒸汽余热回收, 蒸发器端差为余热蒸汽压力下的饱和温度与蒸发器中冷剂蒸发温度的差值。按式 (22) 计算。

$$t_{D_zf} = t_{BH_yr} - t_{BH_zf} \quad (22)$$

式中:

t_{D_zf} ——蒸发器端差, °C;

t_{BH_zf} ——蒸发器中冷剂蒸汽压力下的饱和温度, °C。

对于热水余热回收，蒸发器端差为热泵的余热水出口温度（即为余热水蒸发器出口温度）与蒸发器中冷剂蒸发温度的差值。按式（23）计算。

$$t_{D_zf} = t_{ysc} - t_{BH_zf} \quad (23)$$

4.2.18 运行小时数

统计期内热泵（组）处于运行状态的时间（h），以小时为单位，用 τ_{yx} 表示。

4.2.19 利用小时数

统计期内热泵（组）的总供热热量和设计额定供热热流量的比值，以小时为单位。按式（24）计算。

$$\tau_{ly} = \frac{Q_{rb}}{\Phi_{rbN}} \quad (24)$$

式中：

τ_{ly} ——热泵（组）的利用小时数，h；

Q_{rb} ——统计期内热泵（组）的累计供热量，GJ；

Φ_{rbN} ——热泵（组）设计额定供热热流量，GJ/h。

4.2.20 出力系数

统计期内热泵（组）平均供热热流量占设计额定供热热流量的百分比。按式（25）计算。

$$X_{rb} = \frac{\Phi_{rb_a}}{\Phi_c} \times 100\% = \frac{\tau_{ly}}{\tau_{yx}} \times 100\% \quad (25)$$

$$\Phi_{rb_a} = \frac{Q_{rb}}{\tau_{yx}} \quad (26)$$

式中：

X_{rb} ——热泵（组）的出力系数；

Φ_{rb_a} ——热泵（组）的平均供热热流量，GJ/h。

4.2.21 堵管率

热泵某换热器封堵的换热管根数占总换热管根数的百分比。按式（27）计算。

$$L_{dg} = \frac{N_{dg}}{N} \times 100\% \quad (27)$$

式中：

L_{dg} ——堵管率；

N_{dg} ——堵塞的换热管根数；

N ——总换热管根数。

5 供热机组综合指标

5.1 汽轮机组热耗量

汽轮机组从外部高温热源吸收的热流量，一般特指主蒸汽、再热蒸汽在锅炉中吸收的热流量。按式（28）计算。

$$\Phi_h = [q_{zz} \times (h_{zz} - h_{gs}) - q_{gzw} \times (h_{gzw} - h_{gs}) + q_{zx} \times (h_{zx} - h_{zl}) - q_{zjw} \times (h_{zjw} - h_{zl})] \times \frac{1}{1000} \quad (28)$$

式中:

- Φ_h ——汽轮机组热耗量, GJ/h;
- q_{zz} ——主蒸汽流量, t/h;
- h_{zz} ——主蒸汽比焓, kJ/kg;
- h_{gs} ——给水比焓, kJ/kg;
- q_{gzw} ——过热减温水流量, t/h;
- h_{gzw} ——过热减温水比焓, kJ/kg;
- q_{zx} ——再热蒸汽流量, t/h;
- h_{zx} ——再热蒸汽比焓, kJ/kg;
- h_{zl} ——再热冷端蒸汽比焓, kJ/kg;
- q_{zjw} ——再热减温水流量, t/h;
- h_{zjw} ——再热减温水比焓, kJ/kg。

5.2 供热热耗量

汽轮机组用于供热而消耗的热流量, 包括从汽轮机组输送到供热设备的所有热流量。按式 (29) 计算。

$$\Phi_{hgr} = \Phi_{hjr} + \Phi_{hrb} + \Phi_{hgq} \quad (29)$$

$$\Phi_{hrb} = \Phi_{qd} + \Phi_{yr} \quad (30)$$

式中:

- Φ_{hgr} ——供热热耗量, GJ/h;
- Φ_{hjr} ——热网加热器供热消耗的热流量, GJ/h;
- Φ_{hrb} ——热泵 (组) 供热消耗的热流量, 包括驱动热源和余热热源提供的热流量, GJ/h;
- Φ_{hgq} ——直接供汽消耗的热流量, GJ/h。

5.3 发电热耗量

汽轮机组热耗量中扣除供热热耗量后, 用于发电的热耗量。按式 (31) 计算。

$$\Phi_{hfd} = \Phi_h - \Phi_{hgr} \quad (31)$$

式中:

- Φ_{hfd} ——发电热耗量, GJ/h。

5.4 发电热耗率

热电联产汽轮机组发出单位电功率所消耗的热流量。按式 (32) 计算。

$$R_{fd} = \frac{1000\Phi_{hfd}}{P_{fd}} \quad (32)$$

式中:

- R_{fd} ——发电热耗率, kJ/kWh;
- P_{fd} ——机组发出的电功率, MW。

注: 热电联产机组其他性能指标计算方法参见 DL/T 904。

5.5 余热供热份额

热泵（组）回收的余热热流量占机组总供热热流量的百分比。按式（33）计算。

$$L_{R_yr} = \frac{\Phi_{yr} - \Phi_{yzz}}{\Phi_{gr}} \times 100\% \quad (33)$$

式中：

L_{R_yr} ——余热供热份额。

Φ_{yzz} ——由于热泵运行需要，提高机组背压，使机组排汽热流量增加的部分，GJ/h。准确地计算可通过汽轮机组完整的热平衡计算得到，在实际应用中可按式（34）～式（37），根据机组性能试验时的数据近似计算。

Φ_{gr} ——机组总供热热流量，GJ/h。

$$\Phi_{yzz} = \frac{q_{dp} \times (h_{dp} - h_{dp,wt})}{1000} \quad (34)$$

$$q_{dp} \approx q_{dp,T} \times \frac{q_{dj}}{q_{dj,T}} = q_{dp,T} \times \sqrt{\frac{p_{dj} v_{dj,T}}{p_{dj,T} v_{dj}}} \quad (35)$$

$$h_{dp} \approx h_{dj} - \eta_{dy,T} \times (h_{dj} - h_{s_dp}) \quad (36)$$

$$h_{dp,wt} \approx h_{dj} - \eta_{dy,T} \times (h_{dj} - h_{s_dp,wt}) \quad (37)$$

式中：

p_{dj} ——汽轮机低压缸进汽压力，MPa。

v_{dj} ——汽轮机低压缸进汽比容， m^3/kg 。

h_{dj} ——汽轮机低压缸进汽比焓，kJ/kg。

h_{dp} ——汽轮机低压缸排汽比焓，kJ/kg。通过汽轮机组性能试验可相对准确地确定排汽比焓（方法参见标准 GB/T 8117.1 和 GB/T 8117.2）。非试验条件下可根据以往试验测量的低压缸效率按式（36）近似计算。

$h_{dp,wt}$ ——排汽压力未提高时的汽轮机低压缸排汽比焓，kJ/kg。

h_{s_dp} ——汽轮机低压缸等熵排汽比焓，kJ/kg。

$h_{s_dp,wt}$ ——排汽压力未提高时的汽轮机低压缸等熵排汽比焓，kJ/kg。

q_{dj} ——汽轮机低压缸进汽流量，t/h。

q_{dp} ——汽轮机低压缸排汽流量，t/h。

$\eta_{dy,T}$ ——汽轮机低压缸效率试验值。

$p_{dj,T}$ ——汽轮机低压缸进汽压力试验值，MPa。

$v_{dj,T}$ ——汽轮机低压缸进汽比容试验值， m^3/kg 。

$q_{dj,T}$ ——汽轮机低压缸进汽流量试验值，t/h。

$q_{dp,T}$ ——汽轮机低压缸排汽流量试验值，t/h。

式中的各试验值是指机组以往性能试验时得到的相关参数，根据试验数据可近似计算机组当前工况下的参数。

5.6 余热利用率

热泵（组）回收的余热热流量占汽轮机组排汽余热总热流量的百分比。按式（38）计算。

$$\alpha_{yr} = \frac{\Phi_{yr} - \Phi_{yzz}}{\Phi_{jyr} - \Phi_{yzz}} \times 100\% \quad (38)$$

式中：

α_{yr} ——余热利用率;

Φ_{jyr} ——汽轮机组排汽余热总热流量, GJ/h。

6 供热机组热经济性指标

6.1 当量耗电功率

机组因供热而减少的电功率输出, 为相同汽轮机组热耗量的情况下, 机组纯凝工况发电功率和热电联产工况发电功率的差值, 可等效地认为是输入供热装置的当量电功率。当量耗电功率按式 (39) 计算, 在实际应用中可按式 (40) 近似计算。

$$P_{rd} = P_{fd,CN}(\Phi_h) - P_{fd}(\Phi_h, \Phi_{gr}) \quad (39)$$

$$P_{rd} \approx P_{rdj} + P_{rdt} + P_{rdc} \quad (40)$$

式中:

P_{rd} ——当量耗电功率, MW;

$P_{fd,CN}(\Phi_h)$ ——热耗量为 Φ_h 时, 纯凝工况汽轮机组发出的电功率, MW;

$P_{fd}(\Phi_h, \Phi_{gr})$ ——热耗量为 Φ_h , 供热量为 Φ_{gr} 时, 热电联产工况发出的电功率, MW;

P_{rdj} ——因低压缸进汽节流而减少的电功率输出, MW;

P_{rdt} ——因排汽压力提高而减少的电功率输出, MW;

P_{rdc} ——因供热抽汽而减少的电功率输出, MW。

公式中 $P_{fd,CN}(\Phi_h)$ 与 $P_{fd}(\Phi_h, \Phi_{gr})$ 的准确数值可通过汽轮机组的变工况计算得到, 也可通过试验测量或运行统计得到。试验测量或运行统计时, 应对电功率进行必要地修正, 所需修正项目和修正方法参照标准 GB/T 8117.1 和 GB/T 8117.2。

通过供热当量耗电功率, 可建立相同汽轮机组热耗量时, 热电联产工况下的发电热耗率与纯凝工况下的发电热耗率的关系, 见式 (41)。影响热电联产机组发电热耗率的主要因素为因供热而减少的电功率与热电联产机组发电功率之比, 以及供热热流量与热电联产机组发电功率之比。

$$R_{fd} = R_{fd,CN} + \frac{P_{rd}}{P_{fd}} \times R_{fd,CN} - \frac{1000\Phi_{gr}}{P_{fd}} \quad (41)$$

式中:

$R_{fd,CN}$ ——纯凝工况下的发电热耗率, kJ/kWh。

6.1.1 低压缸进汽节流减少电功率

由于低压缸进汽节流而减少的电功率。在实际应用中可按式 (42) 近似计算。

$$P_{rdj} = \frac{q_{dj} \times (\Delta h_{dy,wj} - \Delta h_{dy})}{3600} \times \eta_{jx} \eta_{fd} \quad (42)$$

$$q_{dj} \approx q_{dj,T} \times \sqrt{\frac{P_{dj} v_{dj,T}}{P_{dj,T} v_{dj}}} \quad (43)$$

式中:

Δh_{dy} ——低压缸比焓降, kJ/kg;

$\Delta h_{dy,wj}$ ——无进汽节流时的低压缸比焓降, kJ/kg;

η_{jx} ——机械效率;

η_{fd} ——发电机效率。

说明：准确计算低压缸进汽流量 q_{dj} 需要进行整个机组的热平衡计算，方法参见 GB/T 8117.1 和 GB/T 8117.2。实际应用中也可利用试验结果按式（43）近似计算。

6.1.2 排汽压力提高减少电功率

由于热泵运行需要，造成机组排汽压力提高而减少的电功率。在实际应用中可按式（44）近似计算。

$$P_{rdt} = \frac{q_{dp} \times (\Delta h_{dy, wjt} - \Delta h_{dy, wj})}{3600} \times \eta_{jx} \eta_{fd} \quad (44)$$

式中：

$\Delta h_{dy, wjt}$ ——低压缸进汽无节流，且未提高排汽压力时的低压缸比焓降，kJ/kg。

6.1.3 供热抽汽减少电功率

由于供热抽汽未完全做功而减少的电功率，其中供热抽汽包括热网加热器抽汽、热泵驱动蒸汽等除汽轮机排汽外的其他各种形式的由机组输入供热系统的抽汽。在实际应用中可按式（45）近似计算。

$$P_{rdc} = \frac{q_{gc} \times (h_{gc} - h_{dp, wjt})}{3600} \times \eta_{jx} \eta_{fd} \quad (45)$$

式中：

q_{gc} ——供热抽汽流量，t/h；

h_{gc} ——供热抽汽比焓，kJ/kg；

$h_{dp, wjt}$ ——低压缸进汽无节流，且未提高排汽压力时的低压缸排汽比焓，kJ/kg。

6.2 当量耗电性能系数

热泵（组）在某工况下制热时相对于供热当量耗电功率的能量转换性能的热力学指标，综合反映能量数量和能量品质的转换性能。 $ECOP$ 即为 COP 中的输入能量替换为供热当量耗电功率，其值越高表明同样供热热流量下机组减少的电功率越小。按式（46）计算。

$$ECOP = \frac{\Phi_{gr}}{3.6P_{rd}} \quad (46)$$

式中：

$ECOP$ ——当量耗电性能系数。

可逆循环热泵当量耗电性能系数 $ECOP_{kn}$ 取决于热泵（组）工作参数，按式（47）计算。

$$ECOP_{kn} = \frac{T_{wb, a}(T_{qd, a} - T_{yr, a})}{(T_{qd, a} - T_0)(T_{wb, a} - T_{yr, a})} \quad (47)$$

式中：

$ECOP_{kn}$ ——可逆循环热泵的当量耗电性能系数；

T_0 ——有效能基准热力学温度，可取汽轮机排汽压力未提高时的饱和温度，K。

6.3 发电全热耗率

热电联产汽轮机组发出单位电功率所消耗的热流量与供热过程相对基准供热过程增加的当量耗电功率之和。反映热电联产机组供热时能量数量与能量品质的转换性能，用于综合评价机组的热经济性。按式（48）计算。

$$g_{fd} = \frac{1000\phi_{hfd} + 3600 \times (P_{rd} - P_{rd,r})}{P_{fd}} \quad (48)$$

式中:

g_{fd} ——发电全热耗率, kJ/kWh;

$P_{rd,r}$ ——基准供热过程当量耗电功率, MW。

基准供热过程是一个人为选定的供热过程, 在供热热流量与热网水供、回水参数相同的情况下, 基准供热过程的当量耗电功率最低。本标准取假设供热蒸汽在热网水平平均温度下放热的供热过程作为基准供热过程, 首先通过系统热平衡计算得到供热蒸汽的流量和比焓, 即可按式 (49) 计算基准供热过程当量耗电功率。

$$P_{rd,r} = \frac{q_{gc,r} \times (h_{gc,r} - h_{dp,wjt})}{3600} \times \eta_{jx} \eta_{fd} \quad (49)$$

式中:

$q_{gc,r}$ ——基准供热过程供热抽汽流量, t/h;

$h_{gc,r}$ ——基准供热过程供热抽汽比焓, kJ/kg。

发电全热耗率与发电热耗率满足式 (50), 根据公式可以分析发电全热耗率的影响因素。

$$g_{fd} = q_{fd} + \frac{3600 \times (P_{rd} - P_{rd,r})}{P_{fd}} \quad (50)$$

6.4 供热热耗损失

热电联产机组发电全热耗率相对于发电热耗率的升高量, 反映供热过程能量品质损失程度。按式 (51) 计算。

$$\Delta g_{gr} = g_{fd} - R_{fd} \quad (51)$$

式中:

Δg_{gr} ——供热热耗损失, kJ/kWh。

6.5 节能量

热电联产机组在改造后的发电量和供热量下, 与改造前的机组在同一发电量和供热量时相比, 减少的标准煤消耗量。按式 (52) 计算。

$$\Delta B = \frac{P_{fd2} \times (R_{fd1} - R_{fd2})}{29\,307\eta_{gl}\eta_{gd}} \times \tau_{yx} \quad (52)$$

式中:

ΔB ——节能量 (标准煤), 吨;

η_{gl} ——锅炉效率;

η_{gd} ——管道效率;

P_{fd2} ——改造后电功率, MW;

R_{fd1} ——改造前发电热耗率, kJ/kWh;

R_{fd2} ——改造后发电热耗率, kJ/kWh。

根据标准 GB/T 2589, 计算综合能耗时节能量折算为标准煤当量, 标准煤的低位发热量等于 29 307 kJ/kg。

附 录 A
(资料性附录)
算 例

本附录算例仅为说明技术指标的算法,为简便起见,以无再热、回热系统的直接空冷汽轮机组为例。机组的原则性热力系统图如图 A.1 所示。

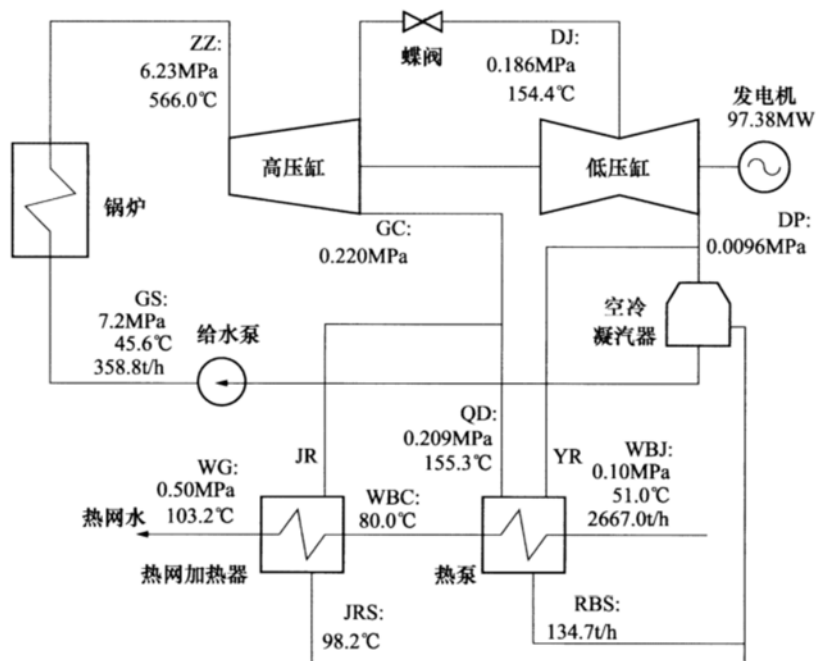


图 A.1 原则性热力系统图

A.1 计算输入参数

计算输入参数见表 A.1。

表 A.1 计算输入参数

参 数 名 称		符号	单位	数值
测量参数	发电机功率	P_{fd}	MW	97.38
	主蒸汽压力	p_{zz}	MPa	6.23
	主蒸汽温度	t_{zz}	℃	566.0
	供热抽汽压力	p_{gc}	MPa	0.220
	驱动蒸汽压力	p_{qd}	MPa	0.209
	驱动蒸汽温度	t_{qd}	℃	155.3
	低压缸进汽压力	p_{dj}	MPa	0.186
	低压缸进汽温度	t_{dj}	℃	154.4
	低压缸排汽压力	p_{dp}	MPa	0.0096
	给水压力	p_{gs}	MPa	7.2

表 A.1 (续)

参 数 名 称	符号	单位	数值
测量参数	给水温度	t_{gs}	℃
	给水流量	q_{gs}	t/h
	热泵疏水流量	q_{rbs}	t/h
	热网加热器疏水温度	t_{jrs}	℃
	热泵热网水进口压力	p_{wbj}	MPa
	热泵热网水进口温度	t_{wbj}	℃
	热泵热网水出口温度	t_{wbc}	℃
	热网供水压力	p_{wg}	MPa
	热网供水温度	t_{wg}	℃
	热网水流量	q_{rw}	t/h
给定参数	机械效率	η_{jx}	—
	发电机效率	η_{fd}	—
	锅炉效率	η_{gl}	—
	管道效率	η_{gd}	—
性能试验结果 与运行数据	低压缸效率试验值	$\eta_{dy,T}$	—
	低压缸进汽流量试验值	$q_{dj,T}$	t/h
	低压缸进汽压力试验值	$p_{dj,T}$	MPa
	低压缸进汽比容试验值	$v_{dj,T}$	m ³ /kg
	年运行小时数	τ_{yx}	h
	未提排汽压力低压缸排汽压力	$p_{dp,wt}$	MPa

根据水和水蒸气热力性质计算工质热力参数见表 A.2。

表 A.2 计算得到的工质热力性质参数

参 数 名 称	符号	单位	数值
主蒸汽比焓	h_{zz}	kJ/kg	3574.6
驱动蒸汽比焓	h_{qd}	kJ/kg	2778.7
低压缸进汽比焓	h_{dj}	kJ/kg	2778.7
低压缸进汽比容	v_{dj}	m ³ /kg	1.043
低压缸排汽等熵比焓	h_{S_dp}	kJ/kg	2319.3
未提排汽压力低压缸排汽等熵比焓	$h_{S_dp,wt}$	kJ/kg	2237.1
无进汽节流低压缸排汽等熵比焓	$h_{S_dp,wj}$	kJ/kg	2295.3
无进汽节流未提排汽压力低压缸排汽等熵比焓	$h_{S_dp,wjt}$	kJ/kg	2213.9
给水比焓	h_{gs}	kJ/kg	197.0

表 A.2 (续)

参 数 名 称	符号	单位	数值
热泵疏水比焓	h_{rts}	kJ/kg	188.5
驱动蒸汽疏水比焓	h_{qdn}	kJ/kg	188.5
供热抽汽比焓	h_{gc}	kJ/kg	2778.7
热网加热器疏水比焓	h_{jrs}	kJ/kg	411.5
热泵热网水进口比焓	h_{wbj}	kJ/kg	213.5
热泵热网水出口比焓	h_{wbc}	kJ/kg	335.0
热网供水比焓	h_{wg}	kJ/kg	432.9

A.2 汽轮机参数

汽轮机低压缸排汽比焓 h_{dp} , 由式 (36) 可得

$$\begin{aligned} h_{\text{dp}} &= h_{\text{dj}} - \eta_{\text{dy,T}} \times (h_{\text{dj}} - h_{\text{S_dp}}) \\ &= 2778.7 - 0.915 \times (2778.7 - 2319.3) = 2358.4 \text{ (kJ/kg)} \end{aligned}$$

排汽压力未提高时的汽轮机低压缸排汽比焓 $h_{\text{dp,wt}}$, 由式 (37) 可得

$$\begin{aligned} h_{\text{dp,wt}} &= h_{\text{dj}} - \eta_{\text{dy,T}} \times (h_{\text{dj}} - h_{\text{S_dp,wt}}) \\ &= 2778.7 - 0.915 \times (2778.7 - 2237.1) = 2283.1 \text{ (kJ/kg)} \end{aligned}$$

同理, 无进汽节流时的低压缸排汽比焓 $h_{\text{dp,wj}}$

$$\begin{aligned} h_{\text{dp,wj}} &= h_{\text{dj}} - \eta_{\text{dy,T}} \times (h_{\text{dj}} - h_{\text{S_dp,wj}}) \\ &= 2778.7 - 0.915 \times (2778.7 - 2295.3) = 2336.4 \text{ (kJ/kg)} \end{aligned}$$

低压缸进汽无节流, 且未提高排汽压力时的低压缸排汽比焓 $h_{\text{dp,wjt}}$

$$\begin{aligned} h_{\text{dp,wjt}} &= h_{\text{dj}} - \eta_{\text{dy,T}} \times (h_{\text{dj}} - h_{\text{S_dp,wjt}}) \\ &= 2778.7 - 0.915 \times (2778.7 - 2213.9) = 2261.9 \text{ (kJ/kg)} \end{aligned}$$

进入低压缸的蒸汽流量 q_{dj} , 由式 (43) 可得

$$q_{\text{dj}} = q_{\text{dj,T}} \times \sqrt{\frac{p_{\text{dj}} \times v_{\text{dj,T}}}{p_{\text{dj,T}} \times v_{\text{dj}}}} = 353.4 \times \sqrt{\frac{0.186 \times 0.544}{0.404 \times 1.043}} = 173.2 \text{ (t/h)}$$

低压缸排汽流量 q_{dp} , 由于低压缸无抽汽, 根据低压缸流量平衡有

$$q_{\text{dp}} = q_{\text{dj}} = 173.2 \text{ t/h}$$

A.3 机组指标

主蒸汽流量 q_{zz} , 根据锅炉流量平衡可得

$$q_{\text{zz}} = q_{\text{gs}} = 358.8 \text{ t/h}$$

汽轮机组热耗量 Φ_{h} , 由式 (28) 取消无关各项可得

$$\Phi_{\text{h}} = \frac{q_{\text{zz}} \times (h_{\text{zz}} - h_{\text{gs}})}{1000} = \frac{358.8 \times (3574.6 - 197.0)}{1000} = 1212.0 \text{ (GJ/h)}$$

热泵的供热热流量 Φ_{rb} , 由式 (4) 可得

$$\Phi_{\text{rb}} = \frac{q_{\text{rw}} \times (h_{\text{wbc}} - h_{\text{wbj}})}{1000} = \frac{2667.0 \times (335.0 - 213.5)}{1000} = 323.9 \text{ (GJ/h)}$$

机组供热热流量 Φ_{gr} , 根据热网水能量变化计算

$$\Phi_{gr} = \frac{q_{rw} \times (h_{wg} - h_{wbj})}{1000} = \frac{2667.0 \times (432.9 - 213.5)}{1000} = 585.0 \text{ (GJ/h)}$$

供热热耗量 Φ_{hgr} , 忽略供热系统的热损失, 根据供热能量平衡可得

$$\Phi_{hgr} = \Phi_{gr} = 585.0 \text{ GJ/h}$$

发电热耗量 Φ_{hfd} , 由式 (31) 可得

$$\Phi_{hfd} = \Phi_h - \Phi_{hgr} = 1212.0 - 585.0 = 627.0 \text{ (GJ/h)}$$

机组发电热耗率 R_{fd} , 由式 (32) 可得

$$R_{fd} = \frac{1000\Phi_{hfd}}{P_{fd}} = \frac{1000 \times 627.0}{97.38} = 6439.2 \text{ (kJ/kWh)}$$

A.4 热泵指标

热泵的驱动蒸汽流量 q_{qd} , 根据热泵的热平衡与流量平衡可求解如下:

$$\begin{aligned} q_{qd} &= \frac{1000 \times \Phi_{rb} - q_{rbs} \times (h_{dp} - h_{rbs})}{h_{qd} - h_{dp}} \\ &= \frac{1000 \times 323.9 - 134.7 \times (2358.4 - 188.5)}{2778.7 - 2358.4} = 75.33 \text{ (t/h)} \end{aligned}$$

热泵的驱动热流量 Φ_{qd} , 由式 (3) 可得

$$\Phi_{qd} = \frac{q_{qd} \times (h_{qd} - h_{qdn})}{1000} = \frac{75.33 \times (2778.7 - 188.5)}{1000} = 195.1 \text{ (GJ/h)}$$

热泵的余热热流量 Φ_{yr} , 根据热泵的能量平衡方程 (6) 计算

$$\Phi_{yr} = \Phi_{rb} - \Phi_{qd} = 323.9 - 195.1 = 128.8 \text{ (GJ/h)}$$

热泵性能系数 COP , 忽略热泵消耗的电功率, 由式 (9) 可得

$$COP = \frac{\Phi_{rb}}{\Phi_{qd}} = \frac{323.9}{195.1} = 1.66$$

A.5 余热利用指标

由于热泵运行需要, 提高机组背压, 使机组排汽热流量增加的部分 Φ_{ytr} , 由式 (34) 可得

$$\Phi_{ytr} = \frac{q_{dp} \times (h_{dp} - h_{dp,wt})}{1000} = \frac{173.2 \times (2358.4 - 2283.1)}{1000} = 13.0 \text{ (GJ/h)}$$

余热供热份额 L_{R_yr} , 由式 (33) 可得

$$L_{R_yr} = \frac{\Phi_{yr} - \Phi_{ytr}}{\Phi_{hgr}} \times 100\% = \frac{128.8 - 13.0}{585.0} \times 100\% = 19.8\%$$

汽轮机轴功率 P_{zg} , 由电功率考虑相关损失计算

$$P_{zg} = \frac{P_{fd}}{\eta_{jx} \times \eta_{fd}} = \frac{97.38}{0.995 \times 0.983} = 99.56 \text{ (MW)}$$

机组向环境排放的热流量 Φ_{pf} , 由汽轮机能量平衡可得

$$\Phi_{pf} = \Phi_h - \Phi_{hgr} - 3.6 \times P_{zg} = 1212.0 - 585.0 - 3.6 \times 99.56 = 268.6 \text{ (GJ/h)}$$

机组余热总热流量 Φ_{jyr} ，为余热供热部分与排放部分之和，即

$$\Phi_{jyr} = \Phi_{yr} + \Phi_{pf} = 128.8 + 268.6 = 397.4 \text{ (GJ/h)}$$

余热利用率 α_{yr} ，由式 (38) 可得

$$\alpha_{yr} = \frac{\Phi_{yr} - \Phi_{yzz}}{\Phi_{jyr} - \Phi_{yzz}} \times 100\% = \frac{128.8 - 13.0}{397.4 - 13.0} \times 100\% = 30.1\%$$

A.6 供热当量耗电功率

A.6.1 热平衡计算

按照机组变工况计算的方法计算机组纯凝工况时的发电功率 $P_{fd,CN}$ ，由于计算方法比较复杂，一般需要专业技术人员完成，此处给出计算结果如下：

$$P_{fd,CN} = 126.30 \text{ MW}$$

供热当量耗电功率 P_{rd} ，由式 (39) 可得

$$P_{rd} = P_{fd,CN} - P_{fd} = 126.30 - 97.38 = 28.92 \text{ (MW)}$$

A.6.2 当量耗电功率近似计算

低压进汽节流减少电功率 P_{rdj} ，由式 (42) 可得

$$\begin{aligned} P_{rdj} &= \frac{q_{dj} \times (\Delta h_{dy,wj} - \Delta h_{dy})}{3600} \times \eta_{jx} \eta_{fd} = \frac{q_{dj} \times (h_{dp} - h_{dp,wj})}{3600} \times \eta_{jx} \eta_{fd} \\ &= \frac{173.2 \times (2358.4 - 2336.4)}{3600} \times 0.995 \times 0.983 = 1.04 \text{ (MW)} \end{aligned}$$

排汽压力提高减少电功率 P_{rdt} ，由式 (44) 可得

$$\begin{aligned} P_{rdt} &= \frac{q_{dp} \times (\Delta h_{dy,wjt} - \Delta h_{dy,wj})}{3600} \times \eta_{jx} \times \eta_{fd} = \frac{q_{dp} \times (h_{dp,wj} - h_{dp,wjt})}{3600} \times \eta_{jx} \eta_{fd} \\ &= \frac{173.2 \times (2336.4 - 2261.9)}{3600} \times 0.995 \times 0.983 = 3.50 \text{ (MW)} \end{aligned}$$

热网加热器进汽流量 q_{jr} ，根据热网加热器热平衡计算

$$q_{jr} = \frac{q_{rw} \times (h_{wg} - h_{wbc})}{h_{gc} - h_{jrs}} = \frac{2667.0 \times (432.9 - 335.0)}{2778.7 - 411.5} = 110.3 \text{ (t/h)}$$

供热抽汽流量 q_{gc}

$$q_{gc} = q_{qd} + q_{jr} = 75.33 + 110.3 = 185.6 \text{ (t/h)}$$

供热抽汽损失电功率 P_{rdc} ，由式 (45) 可得

$$\begin{aligned} P_{rdc} &= \frac{q_{gc} \times (h_{gc} - h_{dp,wjt})}{3600} \times \eta_{jx} \eta_{fd} \\ &= \frac{185.6 \times (2778.7 - 2261.9)}{3600} \times 0.995 \times 0.983 = 26.06 \text{ (MW)} \end{aligned}$$

近似计算供热当量耗电功率 $P_{rd,js}$ ，由式 (40) 可得

$$P_{rd,js} = P_{rdj} + P_{rdt} + P_{rdc} = 1.04 + 3.50 + 26.06 = 30.60 \text{ (MW)}$$

计算结果显示近似计算所得供热当量耗电功率与热平衡计算结果偏差不大。

A.7 供热热经济性指标

当量耗电性能系数 $ECOP$ ，由式 (46) 可得

$$ECOP = \frac{\Phi_{gr}}{3.6P_{rd}} = \frac{585.0}{3.6 \times 28.92} = 5.6$$

由水蒸气热力性质可计算基准工况相关参数。基准供热过程供热抽汽压力 $p_{gc,r}$ ，按热网水平平均温度对应的饱和压力计算，即

$$p_{gc,r} = 0.042 \text{ MPa}$$

基准供热过程供热抽汽比焓 $h_{gc,r}$ ，按汽轮机过程线计算，即

$$h_{gc,r} = 2524.6 \text{ kJ/kg}$$

基准供热过程热网加热器疏水比焓 $h_{jrs,r}$ ，按疏水温度达到热网回水温度计算，即

$$h_{jrs,r} = 213.5 \text{ kJ/kg}$$

基准供热过程供热抽汽流量 $q_{gc,r}$ ，根据热网加热器热平衡计算，即

$$q_{gc,r} = \frac{1000 \times \Phi_{gr}}{h_{gc,r} - h_{jrs,r}} = \frac{1000 \times 585.0}{2524.6 - 213.5} = 253.1 (\text{t/h})$$

基准供热过程当量耗电功率 $P_{rd,r}$ ，由式 (49) 可得

$$\begin{aligned} P_{rd,r} &= \frac{q_{gc,r} \times (h_{gc,r} - h_{dp,wjt})}{3600} \times \eta_{jx} \eta_{fd} \\ &= \frac{253.1 \times (2524.6 - 2261.9)}{3600} \times 0.995 \times 0.983 = 18.1 (\text{MW}) \end{aligned}$$

发电全热耗率 \mathcal{Q}_{fd} ，由式 (48) 可得

$$\begin{aligned} \mathcal{Q}_{fd} &= \frac{1000 \times \Phi_{hd} + 3600 \times (P_{rd} - P_{rd,r})}{P_{fd}} \\ &= \frac{1000 \times 627.0 + 3600 \times (28.92 - 18.1)}{97.38} = 6840.7 (\text{kJ/kWh}) \end{aligned}$$

供热热耗损失 $\Delta \mathcal{Q}_{gr}$ ，由式 (51) 可得

$$\Delta \mathcal{Q}_{gr} = \mathcal{Q}_{fd} - R_{fd} = 6840.7 - 6439.2 = 401.4 (\text{kJ/kWh})$$

与仅采用抽汽供热的热电联产方式对比计算热泵供热年节能量。经计算在相同供热热流量与发电功率的情况下，抽汽供热的发电热耗率 R_{fdc}

$$R_{fdc} = 7196.2 \text{ kJ/kWh}$$

年节能量 ΔB ，由式 (52) 可得

$$\begin{aligned} \Delta B &= \frac{P_{fd} \times (R_{fdc} - R_{fd})}{29\,307 \times \eta_{gl} \times \eta_{gd}} \times \tau_{yx} \\ &= \frac{97.38 \times (7196.2 - 6439.2)}{29\,307 \times 0.920 \times 0.985} \times 2620.0 = 7272.0 (\text{t}) \end{aligned}$$

A.8 技术指标汇总

通过以上计算得到机组各项技术指标，汇总见表 A.3。

表 A.3 计算所得技术指标汇总

参 数 名 称	符号	单位	数值
余热供热份额	L_{R_yr}	%	19.8
余热利用率	α_{yr}	%	30.1
发电热耗率	R_{fd}	kJ/kWh	6439.2
当量耗电功率	P_{rd}	MW	28.92
当量耗电功率（近似值）	P_{rdjs}	MW	30.60
低压进汽节流减少电功率（近似值）	P_{rdj}	MW	1.04
排汽压力提高减少电功率（近似值）	P_{rdt}	MW	3.50
供热抽汽减少电功率（近似值）	P_{rdc}	MW	26.06
当量耗电性能系数	$ECOP$		5.6
发电全热耗率	ϑ_{fd}	kJ/kWh	6840.7
供热热耗损失	$\Delta \vartheta_{gr}$	kJ/kWh	401.4
节能量（年）	ΔB	t	7272.0