

# 风热机组与太阳能热发电耦合系统的性能分析

孔凡钊, 勾昱君\*, 刘雨江

(华北理工大学冶金与能源学院, 唐山 063210)

**摘 要:** 根据能量梯级利用原则, 提出了一种风热机组与太阳能热发电的耦合系统, 利用 Simulink 软件搭建了该耦合系统仿真平台, 并根据系统模型对该耦合系统进行了热力学分析。研究表明: 当风速为 6 m/s、太阳辐射强度为 800 W/m<sup>2</sup> 时, 风热机组与太阳能热发电耦合系统中风热机组的制热性能系数 COP 达到了 6.233, 比单一的风热机组的 COP 提高了 125.83%; 耦合系统中太阳能热发电系统的焓效率达到了 42.04%, 比单一的太阳能热发电系统的焓效率提高了 12.10%。风热机组与太阳能热发电耦合系统可以有效提升能源的利用效率, 是一种新的风能与太阳能热发电互补利用技术。

**关键词:** 风能与太阳能热发电互补; 风热机组; 太阳能热发电; 热力学分析

**中图分类号:** TK513.5

**文献标志码:** A

## 0 引言

近年来, 化石能源短缺与污染物排放问题日益突出。有数据显示, 在发达国家, 建筑能耗占社会能源总消耗的 40% 以上, 西欧一些发达国家甚至可以达到 52%; 而在我国, 建筑能耗占全国能源总消耗的 21.11%。在人们用能增长的同时, 环境污染的问题也日益突出。因此, 节能降耗、保护环境迫在眉睫。

作为国家大力推广的能源利用方式, 太阳能和风能等清洁能源在保护生态环境、调整能源结构等方面具有独特的优势。《新能源产业振兴和发展规划》指出, 截至 2020 年, 我国在清洁能源领域的总投资将超过 3 万亿元; 其中风能和太阳能将是未来发展的重中之重。因此, 开发利用风能和太阳能具有广阔的前景, 也是节能环保的重要措施。

然而, 由于风能和太阳能都具有能流密度小、间歇性和不稳定性等缺点, 单独利用风能或太阳能在能源利用方面都存在严重缺陷。但风能和太阳能之间具有较强的互补性, 白天太阳能较强而风能较

弱, 晚上风能又强于太阳能, 因此, 风能与太阳能互补利用技术是一种多能互补、经济高效的能源利用方式<sup>[1]</sup>。余华扬等于 1982 年提出了一种风能和太阳能互补发电的能量转换装置, 开启了我国对风能与太阳能互补利用技术的研究<sup>[2]</sup>。对于边防哨所、游牧民区等分散、偏远地区的供暖、供电问题而言, 风能与太阳能互补利用技术具有较高的研究价值, 许多学者也对此进行了大量研究。

根据能量梯级利用原则, 本文提出了一种新型的风能与太阳能热发电互补能源利用方式——风热机组与太阳能热发电耦合系统。该耦合系统由太阳能热发电系统和风热机组<sup>[3]</sup>构成, 并增加了相应的储能装置; 由太阳能热发电系统产生的废热经过风热机组提高热能品位后, 可以给用户供暖, 增大系统能源利用率的同时, 系统稳定性也得到了大幅提高。

## 1 风热机组与太阳能热发电耦合系统的组成

风热机组与太阳能热发电耦合系统主要由风

收稿日期: 2020-01-14

通信作者: 勾昱君 (1978—), 女, 博士、副教授, 主要从事新能源利用、通风技术方面的研究。hbtsgyj2008@163.com

热机组和太阳能热发电系统组成,其中,风热机组包括风能收集系统和热泵系统,太阳能热发电系统包括太阳能收集系统、储热系统和发电系统。风热机组与太阳能热发电耦合系统的结构示意图如图1所示。

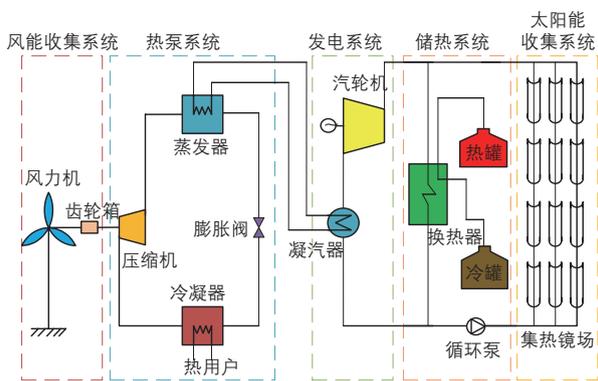


图1 风热机组与太阳能热发电耦合系统的结构示意图  
Fig. 1 Structure diagram of hybrid system with wind-heat and solar-thermal

风热机组与太阳能热发电耦合系统的工作原理及其优势为:风能经过风力机和齿轮箱转换成机械能后直接驱动压缩机工作,将低温低压工质蒸汽压缩成高温高压的过热蒸汽。由于采用了风力直接驱动,相比采用风能发电后驱动压缩机工作,该耦合系统减少了风能-电能转换环节,提高了能源利用效率。通过槽式太阳能集热镜场将太阳能转化成蒸汽热能,进而推动汽轮机发电,汽轮机出口乏汽可作为风热机组中热泵系统的低温热源,通过热泵系统将乏汽中的废热收集起来,提高了热能品位,从而给用户供暖。此过程既减少了太阳能热发电系统对环境的热污染,又能提高风热机组热泵系统的制热性能系数(COP)。

风热机组与太阳能热发电耦合系统的循环原理如图2所示,其由太阳能驱动的朗肯循环和风能驱动的逆卡诺循环组成,其中,朗肯循环的冷凝温度稍高于逆卡诺循环的蒸发温度,以便于完成传热。图中, $T$ 为温度, $S$ 为熵。

图2所示的循环原理中,在太阳能驱动的朗肯循环中, $7 \rightarrow 8$ 为循环水泵内的绝热加压过程,循环水泵给管内工质流动提供动力; $8 \rightarrow 5$ 为发

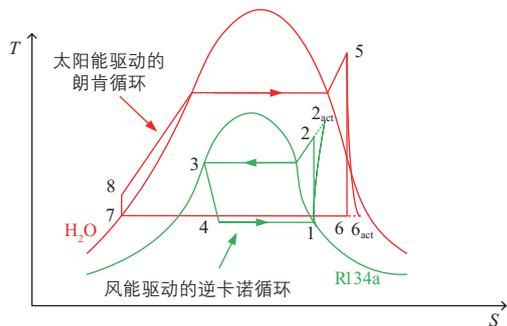


图2 风热机组与太阳能热发电耦合系统的循环原理图  
Fig. 2 Circulation schematic of hybrid system with wind-heat and solar-thermal

电系统中工质的蒸发吸热过程,太阳能将工质由不饱和状态加热到过热蒸汽状态; $5 \rightarrow 6$ 为汽轮机内工质的绝热膨胀过程,蒸汽热能转变成机械能,驱动汽轮机发电,工质由高温高压过饱和蒸汽变成低温低压乏汽; $6 \rightarrow 7$ 为凝汽器内的冷却过程,循环工质由气态冷却成饱和液态,释放冷凝热,然后冷凝热被热泵系统中的工质吸收。

在风能驱动的逆卡诺循环中, $4 \rightarrow 1$ 为蒸发器内的定温吸热过程,热泵系统中的工质吸收了来自凝汽器中的冷凝热,由不饱和液体蒸发成饱和蒸汽; $1 \rightarrow 2$ 为压缩机内不可逆的绝热压缩过程,压缩机吸收通过风力机转化的机械能,工质由低温低压的饱和蒸汽变成中温中压蒸汽; $2 \rightarrow 3$ 为冷凝器的放热过程,工质由中温中压蒸汽冷凝成饱和液体,放出大量冷凝热,从而给用户供热; $3 \rightarrow 4$ 为膨胀阀内的节流膨胀过程,工质由常温高压饱和和液态变成低温低压湿蒸汽,节流前、后焓值不变<sup>[4]</sup>。

## 2 风热机组与太阳能热发电耦合系统的模型

对风热机组与太阳能热发电耦合系统的各部件建立数学模型,根据耦合系统的结构,需建立风能收集系统数学模型、热泵系统数学模型、太阳能收集系统数学模型、储热系统数学模型,以及发电系统数学模型;然后根据数学模型,利用Simulink软件对上述各部件模块化建模,通过不同模块的组合构建出风热机组与太阳能热发电耦

合系统的仿真平台。

## 2.1 风能收集系统的数学模型

风能收集系统的数学模型由风力机和齿轮箱构成，风力机将风能转换成机械能，然后通过齿轮箱将低转速的机械能转换成高转速的轴功，驱动压缩机做功。

风力机的输出功率  $P_w$  可表示为：

$$P_w = \frac{1}{2} \rho A v^3 C_p \quad (1)$$

式中， $\rho$  为空气密度， $\text{kg/m}^3$ ； $A$  为风轮的扫掠面积， $\text{m}^2$ ； $v$  为风速， $\text{m/s}$ ； $C_p$  为风能利用系数。

风能利用系数是表征风力机转换效率的指标，其定义为风力机转换的机械能与经过风轮扫掠面积的风能的比值<sup>[5]</sup>。风能利用系数是关于叶尖速比和桨距角的函数，用公式可表示为：

$$C_p = (0.44 - 0.0167\beta) \sin\left[\frac{\pi(\lambda - 3)}{15 - 0.3\beta}\right] - 0.00184(\lambda - 3)\beta \quad (2)$$

式中， $\beta$  为桨距角， $(^\circ)$ ； $\lambda$  为叶尖速比。

齿轮箱的作用是将低转速的轴功转换成符合压缩机转速的高转速轴功。由于齿轮箱的加工精度等问题，一部分能量会在转换过程中被消耗掉。齿轮箱的传动效率用机械效率表示，本设计的机械效率设为 0.95。

齿轮箱的输出功率  $P_g$  可表示为：

$$P_g = 0.95 P_w \quad (3)$$

## 2.2 热泵系统的数学模型

热泵系统主要由压缩机、冷凝器、膨胀阀和蒸发器构成。热泵系统的供热量  $Q_c$  可表示为：

$$Q_c = m_{wp}(h_{2_{act}} - h_3) \quad (4)$$

式中， $m_{wp}$  为热泵系统的工质流量， $\text{kg/s}$ ； $h_{2_{act}}$  为压缩机出口的焓， $\text{kJ/kg}$ ； $h_3$  为冷凝器出口的焓， $\text{kJ/kg}$ 。

热泵从低温热源吸收的热量  $Q_e$  可表示为：

$$Q_e = m_{wp}(h_4 - h_1) \quad (5)$$

式中， $h_4$  为蒸发器入口的焓， $\text{kJ/kg}$ ； $h_1$  为蒸发器出口的焓， $\text{kJ/kg}$ 。

由于采用风力机驱动压缩机，因此，压缩机的输出功率  $P$  等于齿轮箱的输出功率，其可表示为：

$$P = P_g \quad (6)$$

热泵系统的性能指标用制热性能系数  $COP$  表示，即：

$$COP = \frac{Q_c}{P} \quad (7)$$

## 2.3 太阳能收集系统的数学模型

集热镜场是用来收集太阳能，提高太阳能能流密度并加热工质的装置。槽式太阳能集热镜场的光热转化效率  $\eta_{sh}$  是集热镜场的主要评价指标，其是集热管出口的热量与落入集热镜场的热量之比，用公式可表示为：

$$\eta_{sh} = \frac{Q_{col}}{Q_{on}} \quad (8)$$

式中， $Q_{col}$  为集热管出口的热量， $\text{J}$ ； $Q_{on}$  为落入集热镜场的热量， $\text{J}$ 。

$Q_{on}$  用公式可表示为：

$$Q_{on} = E_{bn} A_c \cos\theta \quad (9)$$

式中， $E_{bn}$  为太阳直射辐射强度， $\text{W/m}^2$ ； $\theta$  为太阳入射角， $(^\circ)$ ； $A_c$  为集热镜场的采光面积， $\text{m}^2$ 。

若将影响光热转化效率的因素用损失因子表示，则集热镜场的光热转化效率还可表示为<sup>[6]</sup>：

$$\eta_{sh} = K \eta_m \eta_h \eta_{end} \eta_{sha} \eta_c \quad (10)$$

式中， $K$  为入射角修正系数； $\eta_m$  为抛物面镜的光学损失因子； $\eta_h$  为集热管的光学损失因子； $\eta_{end}$  为集热管端部的损失因子； $\eta_{sha}$  为集热镜场的遮蔽因子； $\eta_c$  为集热管的热损失因子。

## 2.4 储热系统的数学模型

由于太阳辐射的间歇性和不稳定性，为了使发电系统能够平稳运行，需要增加相应的储热系统。储热系统容量的大小由集热镜场的集热量、太阳倍数和储热时长决定<sup>[7]</sup>。本设计中储热系统的储热罐采用双罐设计，其中，热罐的设计温度为  $385^\circ\text{C}$ ，冷罐的设计温度为  $291^\circ\text{C}$ 。储热工质为 Hitec XL，其成分为  $7\%\text{NaNO}_3$ 、 $45\%\text{KNO}_3$  和

48%Ca(NO<sub>3</sub>)<sub>2</sub>。

储热罐罐体的总散热损失  $\Phi$  包括储热罐罐体外壁面与外部环境的对流换热损失，以及罐体外壁面与大气的辐射散热损失。其用公式可表示为：

$$\Phi = \Phi_1 + \Phi_2 \quad (11)$$

式中， $\Phi_1$  为罐体外壁面与大气的辐射散热损失，W； $\Phi_2$  为罐体外壁面与外部环境的对流换热损失，W。

其中， $\Phi_1$  的计算公式为：

$$\Phi_1 = \chi \varepsilon A_w \varepsilon_0 \left[ \left( \frac{t_w + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{t_a + 273}{100} \right)^4 \right] \quad (12)$$

式中， $\chi$  为采用储热罐外表面平均温度计算时的修正系数； $\varepsilon$  为储热罐外壁的发射率； $A_w$  为储热罐的外表面面积，m<sup>2</sup>； $\varepsilon_0$  为黑体辐射常数，W/(m<sup>2</sup>·K<sup>4</sup>)，本文取  $5.67 \times 10^{-8}$ ； $t_w$  为储热罐的外表面温度，K； $t_a$  为大气温度，K。

$\Phi_2$  的计算公式为：

$$\Phi_2 = h A_w (t_w - t_a) \quad (13)$$

式中， $h$  为罐体外壁面与外部环境的对流换热系数，W/(m<sup>2</sup>·K)。

### 2.5 发电系统的数学模型

工质吸收来自储热系统的热量后，转化成高温高压蒸汽，推动汽轮机转动发电，最终完成从工质内能到机械能，再到电能的转换。发电系统的主要部件包括汽轮机、凝汽器和循环水泵等<sup>[8]</sup>。

发电热效率  $\eta_{lk}$  是评价发电系统性能的主要指标，其公式为：

$$\eta_{lk} = \frac{E}{Q_u} = \frac{W_t - W_p}{Q_u} \quad (14)$$

式中， $E$  为发电系统的输出净功，W； $Q_u$  为发电系统的输入热量，W； $W_t$  为汽轮机的轴功，W； $W_p$  为循环水泵的耗功，W。

其中，忽略传热管路的热损失，发电系统的输入热量  $Q_u$  与导热油的热量（即集热管出口的热量） $Q_{col}$  相等，即：

$$Q_u = Q_{col} = (h_5 - h_8) m_{lk} \quad (15)$$

式中， $h_5$  为汽轮机入口工质的焓，kJ/kg； $h_8$  为换热器入口工质的焓，kJ/kg； $m_{lk}$  为汽轮机的质量流量，kg/s。

汽轮机的轴功  $W_t$  的公式为：

$$W_t = (h_5 - h_6) m_{lk} \eta_t \quad (16)$$

式中， $h_6$  为绝热条件下汽轮机出口的理论焓值，kJ/kg； $\eta_t$  为汽轮机的热效率。

汽轮机热效率是评价汽轮机性能的重要指标，本设计中将汽轮机热效率定为 0.9。汽轮机热效率的定义为蒸汽实际焓变与理论焓变之比，可表示为：

$$\eta_t = \frac{h_5 - h_{6act}}{h_5 - h_6} \quad (17)$$

式中， $h_{6act}$  为发电系统运行时，汽轮机出口的实际焓值，kJ/kg。

循环水泵耗功  $W_p$  的公式为：

$$W_p = (h_8 - h_7) m_{lk} \quad (18)$$

式中， $h_7$  为循环水泵入口的焓值。

### 3 风热机组与太阳能热发电耦合系统的性能分析

本文从能量转化效率和焓效率 2 方面对风热机组与太阳能热发电耦合系统的性能进行分析。

在对风热机组与太阳能热发电耦合系统的性能进行分析时，由于该耦合系统有风能和太阳能 2 个能量输入，因此需要分别对风热机组和太阳能热发电系统进行分析，并根据耦合条件确定风热机组与太阳能热发电耦合系统的总能量。

本设计选取 R134a 作为风热机组的制冷剂，导热油为槽式太阳能集热镜场循环工质，水蒸汽作为太阳能热发电系统中发电系统的循环工质。风热机组的设计参数如表 1 所示，太阳能热发电系统的设计参数如表 2 所示。

当风热机组与太阳能热发电耦合系统处于稳定工况时，设定风速为 6 m/s、太阳直射辐射强

表 1 风热机组的设计参数

Table 1 Design parameters of wind driven heat pump

名称	数值
风力机的型号	CCWE-1500/70.DF
风力机的额定输出功率 /kW	1500
齿轮箱的传动比	1:90.11
齿轮箱的机械效率	0.95
蒸发温度, 过热度 /°C, °C	40, 5
冷凝温度, 过冷度 /°C, °C	80, 5

度为 800 W/m<sup>2</sup>、室外温度为 15 °C。根据这些设定参数, 利用 Simulink 软件搭建风热机组与太阳能热发电耦合系统的仿真平台, 并对该耦合系统进行模拟运行, 得到的风热机组与太阳能热发电

耦合系统各部件的能量转化结果如表 3 所示。

表 2 太阳能热发电系统的设计参数

Table 2 Design parameters of solar thermal power generation system

参数名称	数值
凝汽器的压力 /MPa	0.00779
汽轮机入口的蒸汽参数 /°C, MPa	375, 2.35
过热器出口的蒸汽参数 /°C, MPa	380, 3.2
导热油的进口温度 /°C	390
导热油的出口温度 /°C	296
储热系统中热罐的工质设计温度 /°C	385
储热系统中冷罐的工质设计温度 /°C	291
发电机组的发电效率	0.9

表 3 风热机组与太阳能热发电耦合系统各部件的能量转化结果

Table 3 Energy conversion results of each component of hybrid system with wind-heat and solar-thermal

名称	输入功率 /kW	输出功率 /kW	输入焓 /kJ	输出焓 /kJ	效率 /%	焓效率 /%	焓损占比 /%
风力机	516.9	212.9	306.3	212.9	41.18	69.50	5.68
齿轮箱	212.9	202.2	212.9	202.2	95.00	95.00	0.65
热泵系统	202.2	1260.5	289.8	232.0	623.3	80.06	3.51
聚光器	1915.4	1431.4	1787.9	1336.1	74.73	74.73	27.46
集热管	1431.4	1278.7	1336.1	723.9	89.33	54.18	37.21
发电系统	1278.7	216.7	723.9	304.3	17.24	42.04	25.50
耦合系统	2432.4	1477.2	2094.2	448.8	60.73	21.43	—

由表 3 可知, 产生焓损失和能量转化损失最大的部件是集热镜场; 风热机组的 COP 为 6.233, 而当室外温度为 -10 °C 时单独的风热机组的 COP 为 2.76, 与之相比, 该耦合系统使风热机组的 COP 提高了 125.83%; 耦合系统中太阳能热发电系统的焓效率为 42.04%, 而单独采用太阳能热发电系统时的焓效率为 29.94%, 二者相比, 耦合系统使太阳能热发电系统的焓效率提高了 12.10%。

以上分析是建立在稳定工况的条件下, 而实际风速和太阳辐射强度会随时间的变化而发生变化。本文选取北京市延庆地区进行验证, 该地区 2016 年 1 月 1 日的太阳能和风能资源情况如图 3 所示。

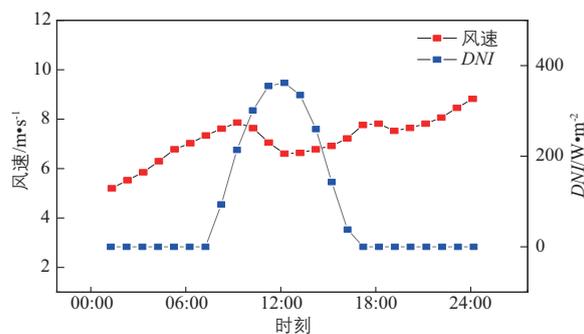


图 3 北京市延庆地区风能和太阳能资源的变化曲线  
Fig. 3 Change curve of wind energy and solar energy resources in Yanqing area of Beijing

结合风热机组与太阳能热发电耦合系统的仿真平台, 可以得到该耦合系统发电功率和供热量随时间变化的曲线, 如图 4 所示。

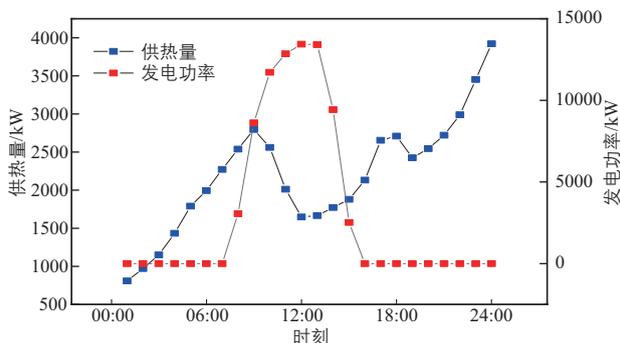


图4 风热机组与太阳能热发电耦合系统输出量随时间变化的曲线

Fig. 4 Output curve of hybrid system with wind-heat and solar-thermal over time

由图3和图4可知,风能在时间上具有较大的随机性,而太阳能只在白天存在。因此,为了缓解风能和太阳能在时间上的不匹配性,使风热机组与太阳能热发电耦合系统能够稳定运行,本设计中配置了储能装置。

根据表3可知,影响风热机组与太阳能热发电耦合系统效能的主要部件为槽式太阳能集热镜场。由于槽式太阳能集热镜场仅能吸收太阳直射辐射能量,因此需要先将太阳辐射分解成直射辐射和散射辐射。根据仿真模型,可以得到1年中正午时刻风热机组与太阳能热发电耦合系统的集热镜场性能的变化曲线,如图5所示。

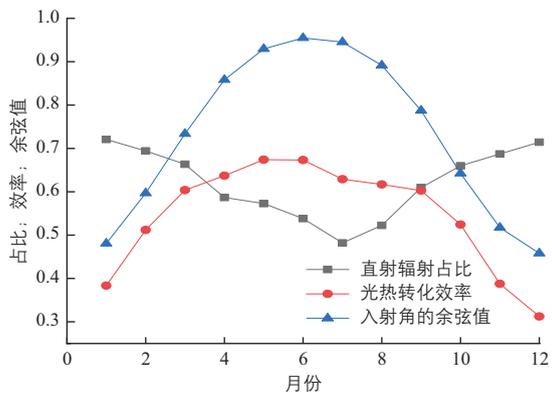


图5 风热机组与太阳能热发电耦合系统的集热镜场性能的年变化曲线

Fig. 5 Annual variation curve of collector field performance of hybrid system with wind-heat and solar-thermal

由图5可知,直射辐射占比在夏季最低,冬季最高;但入射角在夏季最小,冬季最大。在二者的综合影响下,风热机组与太阳能热发电耦合系统的发电功率呈现先增大后减小的变化趋势。

#### 4 结论

本文结合能量梯级利用原则,提出了一种新型能源利用方式,即风热机组与太阳能热发电耦合系统;并利用 Simulink 软件搭建了该耦合系统的仿真平台进行模拟分析。模拟结果表明,相较于单独采用风热机组时的 COP,风热机组与太阳能热发电耦合系统使风热机组的 COP 提高了 125.83%;相较于单独采用太阳能热发电系统时的焓效率,耦合系统使太阳能热发电系统的焓效率提高了 12.10%。风热机组与太阳能热发电耦合系统的能量转化损失和焓损失最大的部件为集热镜场,因此,提高该耦合系统效能的关键在于提高集热镜场的效率。

#### 【参考文献】

- [1] 杨洪兴,吕琳,马涛. 太阳能-风能互补发电技术及其应用[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2015.
- [2] 尹静,张庆范. 浅析风光互补发电系统[J]. 节能与新能源,2008(8): 43 - 45.
- [3] 钟晓辉,曹春蕾,李晓娟,等. 风能直接驱动 R134a/R123 复叠式热泵系统运行特性研究[J]. 流体机械,2018, 46(4): 84 - 88.
- [4] 沈维道,童钧耕. 工程热力学[M]. 北京:高等教育出版社,2013.
- [5] WOOD D H, OKULOV V L. Nonlinear blade element-momentum analysis of Betz-Goldstein rotors[J]. Renewable energy, 2017, 107(2): 542 - 549.
- [6] 崔映红,单振华,赵熙. 抛物面槽式太阳能集热器场热损失分析[J]. 可再生能源,2010, 28(5): 5 - 9.
- [7] 赵明智,张晓明,张旭. 储热系统对槽式太阳能热发电系统的影响研究[J]. 能源工程,2016, 11(3): 23 - 26.
- [8] 张楠. 槽式太阳能辅助 330 MW 燃煤发电系统仿真研究[D]. 北京:华北电力大学,2016.

## PERFORMANCE ANALYSIS OF HYBRID SYSTEM WITH WIND-HEAT AND SOLAR-THERMAL

Kong Fanzhao, Gou Yujun, Liu Yujiang

(School of Metallurgy and Energy, North China University of Science and Technology, Tangshan 063210, China)

**Abstract:** According to the principle of energy-step-utilization, a hybrid system with wind-heat and solar-thermal is proposed. Simulink is used to build the hybrid system simulation platform, and a system model is established and thermodynamic analysis is performed. The results show that when the wind speed is 6 m/s and the solar radiation intensity is  $800 \text{ W/m}^2$ , the *COP* of wind driven heat pump of hybrid system with wind-heat and solar-thermal reaches 6.233, which is 125.83% higher than that of a single wind driven heat pump. While, the energy efficiency of the solar thermal power generation system reaches 42.04%, which is 12.10% higher than that of a single solar thermal power generation system, respectively. This hybrid system with wind-heat and solar-thermal can effectively improve energy efficiency and provides a new wind-solar thermal power complementary utilization technology.

**Keywords:** wind-solar thermal power complementary; wind driven heat pump; solar thermal power generation; thermodynamic analysis