文章编号:1001-2060(2011)01-0079-05

两级烟气余热回收发电系统工质优选原则及方法

杨宏军,樊栓狮,李 静,徐文东

(华南理工大学传热强化与过程节能教育部重点实验室,广东广州 510640)

摘 要:分别以净发电效率和系统烟效率最大为目标,通过 热力学分析,确定了两种不同余热类型发电系统候选工质的 选择原则:热流量恒定余热应选择临界温度较高的工质,初 温和质量流量恒定的余热应选择临界温度较高的工质。并 定义了相应余热类型最佳工质主要评价参数 α 和β,数值大 的工质性能较优。以两级烟气余热发电系统为例,采用 Aspen Plus 软件模拟计算验证理论分析结论。结果表明,第 一级系统不同工质净功、参数 α 和烟损失随蒸发温度变化 的趋势与理论分析结果完全吻合;第二级系统不同工质的净 功、参数β和烟效率随蒸发温度变化趋势与理论分析结果 也完全吻合。这表明,本研究提出的工质优选原则和方法是 正确、可行的。

关键 词:余热发电;低沸点工质;工质评价指标;热力学 分析;流程模拟

中图分类号: TK229 文献标识码: A

引 言

解决日益严峻的能源问题,一方面要大力开发 新能源,另一方面要高效利用常规能源。中低温余 热回收发电可以提高能源的利用效率,因此成为余 热利用研究方面一个主要的方向。对于同一余热类 型,不同的工质对于发电效率有很大的影响,因此需 要进行工质优选方面的研究。国内在这方面的理论 研究始于 20 世纪 80 年代,并取得了一定的学术成 果。但是已有工质选择的方法比较复杂,经验依赖 性很强,而且大多数研究都是针对单级系统,两级以 上的多级系统研究并不多。本研究以烟气余热回收 发电为例,通过热力学分析,确定了两种余热类型工 质优选的原则和方法,并通过流程模拟验证它是有 效、可行的。

1 两级烟气余热回收发电系统

两级烟气余热回收发电系统如图1所示^[1~2]。

收稿日期:2009-11-13; 修订日期:2010-07-12 基金项目:国家高技术研究发展计划(863)课题基金资助项目(2007AA05Z212-2) 作者简介:杨宏军(1979-),男,陕西岐山人,华南理工大学博士研究生.

烟气的工作流程是:烟气在初态 I(300 ℃),经第一 级子系统放热后达到状态 II(150 ℃),然后经过第 二级子系统放热后达状态 III,之后排入大气。两个 子系统工质的工作过程都是朗肯循环,主要设备有 单螺杆膨胀机(B1/2),发电机(A1/2),冷凝器(C1/ 2),工质循环泵(D1/2),换热设备(E1/2)。工质热 力状态点表示为,高压高温气态(1/6),低压低温乏 气(2/7),低压饱和液态(3/8),高压未饱和液态(4/ 9),高压饱和液态(5/10)。冷凝器采用水冷方式, 冷凝温度为40 ℃。



A-发电机; B-涡轮机; C-水冷冷凝器; D-工质循环泵; E-换 热器; F-烟气系统泵; C-冷却水泵; 1~10-工质热力状态点; I~III-烟气换热过程的热力状态点

图1 两级烟气余热回收发电系统

2 第一级系统工质的选择

2.1 确定候选工质

在换热设备中,烟气温度由 t₁ 降低到 t₁₁,工质 温度由 t₄ 升高到 t₁,如图 2 所示。此过程中,假设烟 气的定压比热容为常数,则单位质量流量烟气与工 质的换热量为:

$$Q = 1 \times c_{p,g} \times (t_{I} - t_{II}) = m_{w}(q_{wpre} + r + q_{wsur}) \quad (1)$$

式中: Q一烟气与工质的换热量, kW; $c_{p,g}$ 一烟气的定 压比热容, kJ/(kg•K); m_w 一工质的质量流量, kg/ s; q_{wpre} 、r、 q_{wsur} 一单位质量工质的预热量、汽化潜热 和过热量, kJ/kg。文中分别用 t 和 T 表示摄氏温度 (℃)和热力学温度(K)。

烟气由 300 ℃降低至 150 ℃,有 t_{Γ} t II为定值。 当烟气流量恒定时,由式(1)可知工质从热源吸收 的热量 Q 为常量。对于这种类型的余热,应以系统 的净发电效率 $\eta_{net} = W_{net}/Q$ 的大小作为指标衡量工 质的优劣性^[3-4], η_{net} 越大,工质性能越好。



图2 烟气、工质温度变化与能量回收率关系

在回收热量为常量的情况下,换热过程中系统可用能损失 W_1 越小,发电净功 W_{net} 越大。对于单位质量流量的烟气,当工质无过热或过热度不大时,有 $T_1 + T_5 \approx 2T_5$,此时系统可用能的损失 W_1 为:

$$W_{1} = T_{0} \left[c_{p,g} \left(t_{1} - t_{5} - \Delta t_{p} \right) \times \left(\frac{1}{T_{5}} + \frac{q_{wpre}}{r + q_{wsur}} \times \frac{2}{T_{4} + T_{5}} \right) - \frac{2Q}{T_{1} + T_{\pi}} \right]$$
(2)

式中: W_1 一系统可用能的损失, kW; T_0 一环境温度, K; Δt_p 一换热器节点温差, ℃, 一般为定值; 其它参数同式(1)。当工质蒸发温度 t_5 一定时, 从式(2)可以看出, $q_{wpre}/(r + q_{wsur})$ 越小的工质性能越好。这种情况下, 宜选择汽化潜热 r 较大的工质。

对于绝大多数物质而言^[5],工质的摩尔质量 M、标准状况下的汽化潜热 r 和临界温度 T_e 之间的 关系为: $M \cdot r = 52.8T_e$ 。可以看出,工质的临界温 度与其汽化潜热近似成正比,可以用 T_e 可以近似估 计工质 r 大小。因此对于这种类型的余热,确定候 选工质时,宜选择临界温度 t_e 较高的物质。根据低 沸点工质研究成果^[6-7],确定候选工质如表 1 所示。

2.2 最佳工质确定

定义参数*a* = *Q*/*Q*_{wpre},表示工质吸收的热量中, 总热量与预热量比值。因为 *Q* 定值,所以 α 大的工 质,表示热交换过程中预热量所占的比例小,由 2.1 的分析可知该工质的性能好。

表1 第一级系统候选工质

工质	分子式	$t_{\rm c}$ / °C
N-HEXANE	$C_6 H_{14} - 1$	234.7
R611	$\mathrm{C}_{2}\mathrm{H}_{4}\mathrm{O}_{2}$	214.0
R601	$C_5H_{12}-1$	196.5
R631	$\rm C_2H_7N$	183.3
RE245	$C_3H_3F_5O$	170.9
R600	$C_4 H_{10} - 1$	152.1
RE134	$C_2H_2F_4O$	147.1

采用 Aspen Plus 软件进行流程模拟计算,烟气 采用文献 [8] 的数据。工质的物性参数采用 SRK 方 程计算,工质过热度不大于 3 ℃,计算结果如图 3 所 示。



图3 参数α与蒸发温度t5 关系



图4 工质液态热导率λ_L 随温度t 变化关系

图 3 为参数 α 与工质蒸发温度 t_5 关系。对于 7 种候选工质,随着蒸发温度的升高, α 值都是呈减小趋势。在相同的蒸发温度下(<200 °C),R611 的参数 α 最大。

图 4 为候选工质液态热导率 λ_L 随温度 t 的变 化关系,可以看出,随着温度的升高,液态工质的热 导率都呈降低趋势。在相同温度时(<200 ℃), R611 的液体热导率最大。 采用热导率大的工质可以强化换热过程,对系 统有利。以参数 α 为主要评价指标,结合工质热导 率性能,确定第一级系统的最佳工质为 R611。

3 第二级系统工质的选择

3.1 确定候选工质

在第二级系统,烟气的初温 t_{II} 和质量流量 m_g 为常量。如果烟气的终温 t_{III} 越低,系统回收的热量 就会越多,如图5 所示。这种情况下以烟效率 η_{ex} 作 为其热经济性的指标^[3-4],其定义为:

$$\boldsymbol{\eta}_{\text{ex}} = \frac{W_{\text{net}}}{E_0} = \frac{Q_0}{E_0} \times \frac{Q}{Q_0} \times \frac{W_{\text{net}}}{Q} = \frac{1}{\varphi} \times \frac{Q}{Q_0} \times \boldsymbol{\eta}_{\text{t}} \qquad (3)$$

式中: W_{net} 一循环净功, kW; E_0 、 Q_0 一烟气从 t_{II} 冷却 到环境温度 t_0 时所具有的烟值和放出的热量值, 为 常数, kW; Q一烟气从温度 t_{II} 冷却到温度 t_{III} 所放出 的热量, kW; $\varphi = E_0/Q_0$ 反映烟气余热的能级, 为常 数; $\eta_1 = W_{net}/Q$ 一实际循环热效率。可以看出系统 的烟效率 η_{ex} 越大, 循环净功 W_{net} 越大。



图5 烟气、工质温度变化与能量回收率关系

根据质量和能量平衡关系,整理式(3)得到:

表2 第二级系统候选工质^[6~7]

$$\boldsymbol{\eta}_{\text{ex}} = \frac{1}{\varphi} \frac{t_{\text{II}} - t_{10} - \Delta t_{\text{p}}}{t_{\text{II}} - t_{0}} (1 + \frac{q_{\text{wpre}}}{r + q_{\text{wsur}}} \boldsymbol{\eta}_{\text{t}})$$
(4)

工质	分子式	$t_{\rm c}$ / °C
R1270	$C_3 H_6$	92.4
R290	$C_3 H_8$	96.7
R134a	$\mathrm{C}_{2}\mathrm{H}_{2}\mathrm{F}_{4}$	101.0
R227ea	$C_3 HF_7$	101.7
R152a	$\mathrm{C}_{2}\mathrm{H}_{4}\mathrm{F}_{2}$	113.5
RC318	$C_4 F_8$	115.2
R236fa	$\mathrm{C_3H_2F_6}$	125.6
RE134	$\mathrm{C_2}\mathrm{H_2}\mathrm{F_4}\mathrm{O}$	147.1
R600	$C_4 H_{10}$	152.1

在蒸发温度 t_{10} 和换热器节点换热温差 Δt_{p} 一定

时,不同工质循环装置的热效率 η_1 都比较接近^[3],可以视为常数。从式(4)可以看出, $q_{wpre}/(r+q_{wsur})$ 越大的工质,系统的//// 效率 η_{ex} 越大。因此对于第二级系统,工质吸收的总热量中,预热量所占的比重 越大越好,此时采用汽化潜热 r 较小的工质性能较好。这种情况下应选择临界温度 t_e 较低的工质,候选工质如表 2 所示。

3.2 最佳工质确定

定义参数 $\beta = Q_{wpre}/Q$,它表示工质吸热过程中预热量与总热量比值^[9],由 3.1 节的分析可知, β 大的工质对于系统有利。采用 Aspen Plus 软件模拟计算,系统的最小传热温差取 5 ℃,其余设置同 2.2 节,结果如图 6 所示。



图6 参数β与蒸发温度t₁₀关系



图7 工质液态热导率 λ_{L} 与温度t关系

图 6 是参数 β 与工质蒸发温度 t₁₀之间的关系。 可以看出,各种工质的 β 都随着蒸发温度的升高而 增大。按 β 的大小排列, R1270、R290、R227ea、 R134a、RC318 5 种工质是前 5 位,而且大小比较接 近,称为第一组工质。R152a、R236fa、R600、RE134 称为第二组工质。

图 7 是 9 种候选工质液态导热率 λ_L 随温度 t 变化关系。可以看出,第一组工质液态热导率普遍 不如第二组大。在第一组工质中, R290、R1270、 R134a的热导率较大,且很接近。

以参数 β 为主要指标,初选第一组工质。再以 液态工质的热导率、工质的环保性能等参数进行第 一组5种工质综合比较,如臭氧消耗潜能值、毒性 等^[10-11],确定 R134a 为最佳工质。

4 发电系统净功计算与比较分析

采用 Aspen Plus 软件模拟计算两级余热回收发 电系统的净功,只考虑发电机和工质泵的功,其它设 备功率忽略不计。烟气的质量流量取值为 10 kg/s。 涡轮机与发电机之间的机械传输效率取 1,涡轮机 的机械效率取 0.8,工质泵的效率取 0.8。环境温度 t_0 取 30 ℃,烟气定压比热容 c_{pg} 取 300 ~ 150 ℃ 内平 均值,取 1.10 kJ / (kg•K)。

4.1 第一级系统计算结果及分析

第一级系统工质蒸发温度最小120℃,最大取 值比其对应临界温度小10℃左右。采用不同工质 时系统净功计算结果如图8所示,系统可用能损失 如图9所示。



图8 系统净功 Wnet 与蒸发温度 t5 关系



图9 系统可用能损失 W1 与蒸发温度 t5 关系

图 8 为系统净功 W_{net}与蒸发温度 t₅ 关系。可以 看出,对于不同工质,系统净功 W_{net}都随着蒸发温度 t₅的升高而增大,且增大速率逐渐减小。在相同的 蒸发温度时,最佳 R611 的系统净功 W_{net}最大,在蒸 发温度为190 ℃时,系统净功最大。

图 9 是不同工质系统可用能损失 W₁ 与蒸发温度 t₅ 之间的关系。可以看出,系统可用能损失 W₁ 也都随着蒸发温度 t₅ 的升高而增大,但增大速率逐渐变大。在相同的蒸发温度时,最佳工质 R611 系统的可用能损失 W₁ 最小。

采用 R611 的系统在蒸发温度为 190 ℃时,最 大净功 233.0 kW,可用能损失 W₁ 为 635.61 kW,系 统最大净发电效率最大 13.46%。

图 8 中候选工质按净功大小排列顺序与图 9 中 工质按系统可用能损失从小到大排列的顺序完全一 致,也与图 3 中按参数 α 大小排列顺序吻合度很高。 这说明,对于第一级系统,回收热量恒定的余热类 型,用参数 α 确定最佳工质的方法是可行、有效的。

4.2 第二级系统计算结果及分析

第二级系统工质蒸发温最度范围取 50~90 ℃, 系统净功计算结果如图 10 所示。



图10 系统净功 Wnet与蒸发温度 t10关系



图 10 是系统净功 W_{net}与工质蒸发温度 t₁₀的关系。可以看出,对于不同的工质,系统净功 W_{net}均随 蒸发温度 t₁₀的升高而增大。在相同的蒸发温度时, 工质按照净功 W_{net} 从大到小的排列顺序与图 6 中按 参数 β 从大到小的排列顺序完全吻合。

采用 R134a 系统在蒸发温度为 90 ℃时,最大 净功 114.2 kW,最大畑效率 η_{ex}为 29.64%,系统最 大净发电效率 7.920%。

由图 6、图 10 和图 11 可以看出:相同蒸发温度下,参数 β 大的工质,其系统//// 效率 η_{ex} 高,系统净功 W_{net} 大。因此,利用参数 β 作为工质筛选的主要指标是正确、可行的。

5 结 论

对两级烟气余热回收发电系统工质优选方法进 行研究,得到以下几个结论:

(1)确定候选工质时,对于回收热量为定值的 余热类型,宜选择临界温度 t_e较高的物质;对于初 温和质量流量为定值的余热类型,宜选择临界温度 t_e较低的物质。

(2)确定最佳工质时,对于回收热量为定值的 余热类型,以净发电效率最大为目标,用参数 α 作 为最佳工质筛选主要指标,α 大的工质性能较优。 对于初温和质量流量为定值的余热类型,以烟效率 最大为目标,用参数β作为最佳工质筛选主要指标, β大的工质性能较优。

(3) 对初温为300℃的两级烟气余热发电系统

进行工质优选。第一级系统,以参数 α 为主要指标,综合考虑液态工质的热导率,确定最佳工质确定 为 R611。工质蒸发温度为 190 ℃时,最大净发电效 率为 13.46%;第二级系统,用参数 β 作为最佳工质 筛选主要指标,综合考虑工质的热导率和环保性能, 确定最佳工质为 R134a。工质蒸发温度为 90 ℃时, 最大净发电效率为 7.920%。系统最大净发电效率 为 10.94%。

参考文献:

- 郑宗和,葛 听,高金水,等.利用低温余热的低沸点介质发电 系统[J].煤气与热力,2006,26(4):74-76.
- [2] 郑 浩,汤 珂,金 滔,等.有机朗肯循环工质研究进展[J]. 能源工程,2008,4:5-11.
- [3] 谭羽飞. 低温余热动力回收中选择工质的热力学原则[J]. 哈 尔滨建筑大学学报,1995,28(5):82-85.
- [4] 严家鵦. 低温热能发电方案中选择工质和确定参数的热力学 原则和计算式 [J]. 工程热物理学报,1982,3(1):1-7.
- [5] 傅献彩,沈文霞,姚天扬,等.物理化学上册[M].第五版.北 京:高等教育出版社,2005.
- [6] SALEH B, KOGLBAUER G, WENDLAND M, et al. Working fluids for low-temperature organic rankine cycles [J]. Energy, 2007, 32
 (7): 1210 - 1211.
- [7] DRESCHER U, BRUGGEMANN D. Fluid selection for the organic rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants [J]. Applied Thermal Engineering, 2007,27(1):223-228.
- [8] 杨世铭,陶文铨.传热学[M].第三版.北京:高等教育出版 社,2005.
- [9] 王补宣,朱明善,王维城,等. 低位余热的动力回收[J]. 中国能源, 1981(5):26-29.
- [10] 朱明善. 绿色环保制冷剂 HFC 134a 热物理性 [M]. 北京: 科 学技术出版社, 1995.
- [11] 曹德胜,史 琳.制冷剂使用手册[M].北京:冶金工业出版 社,2003.

(编辑 陈 滨)

2006~2010年改进的燃气轮机设计

据《Gas Turbine World》2010 年年度手册报道,通常情况下,新开发的新型燃气轮机的输出功率和效率指标处于标准范围之内,往往是一种保守的设计。通过实际运行,利用现代化的新技术改进现有燃气轮机的设计,以便增加输出功率、提高效率和使用寿命。在2006~2010 年的 5 年期间,原设备制造商对 53 个型号的燃气轮机进行了改进。

例如,Siemens 1995 年推出的 SGT5-4000F(V94.3A),经过了 3 次渐进式的改进。2009 年推出改进型机 组的性能较原型机组有了明显的改进,输出功率从 240 000 kW 增加到 292 000 kW(增加 21.7%),简单循环 效率从 37% 增加到 39.9%(增加 2.9%)。对它的改进主要包括动叶、静叶、燃烧室的改进。

GE1996 年推出的 LM2500 +,经过 13 年的不断改进,输出功率从 27 500 kW 增加到 30 980 kW(增加 12.6%),热耗率减小 0.9%。

表列了原设备制造商名称,燃气轮机型号、推出年份和改进年份、改进前后的额定输出功率、热耗率、变化量、净收益。 (吉桂明 摘译)

bout an adverse influence on the operation safety and cost-effectiveness of the boiler and made it urgently necessary to conduct a comprehensive analysis, remedy and modification. Through a preliminary theoretical analysis and numerical simulation study, it was decided to perform a short-cut reconstruction of the heating surface of the partition platens of the superheater. To know well the variations of the flue gas flow field at the outlet of the furnace (inlet of the horizontal flue gas duct) before and after the reconstruction by cutting short the partition platens, especially, whether a flue gas corridor has been formed or not at the inlet of the horizontal flue gas duct, the reconstruction by cutting short by 1, 2 and 3 meters of the partition platens respectively was studied and a numerical simulation study was performed of the in-furnace isothermal flow field before and after the reconstruction with special attention paid to the variations of the flow field at the inlet of the horizontal flue gas duct. Based on a comprehensive analysis and contrast of the numerical simulation calculation and thermodynamic check calculation results, it was decided to perform a reconstruction to cut short 2 meters of the partition platens. The practical operation shows that at various loads, the secondary steam temperature can reach the design value, the desuperheating water fed into the superheater averagely drops by about 30 t/h, the steam temperature deviation between the left and right side conspicuously decreases and no flue gas corridor is formed at the outlet of the furnace (inlet of the horizontal flue gas duct), thus a satisfactory effectiveness has been achieved for the reconstruction. The reconstruction method in question is of important reference significance for domestically-made boilers having problems of the same kind. Key words: pulverized coal-fired boiler, superheater, secondary steam, partition platen, numerical calculation

恒温热源不可逆中冷回热布雷顿热电联产装置的/// Exergoeconomic Performance Optimization of an Irreversible Intercooling Recuperative Brayton Cogeneration Plant With a Constant Temperature Heat Source [刊,汉]YANG Bo, CHEN Lin-gen, SUN Feng-rui (Postgraduate School, Naval Engineering University, Wuhan, China, Post Code: 430033) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(1). -73~78

By adopting the finite-time thermodynamic theory and method, studied was the exergoeconomic performance of an irreversible intercooling recuperative Brayton cogeneration plant with a constant temperature heat source and derived was an analytic formula for calculating a non-dimensional profit rate and exergy efficiency. With the profit rate and exergy efficiency serving as the targets, an optimization was performed of the distribution of the heat conductivities and choice of the intermediate pressure ratio through a numerical calculation. On this basis, the maximum profit rate and exergy efficiency were obtained. With the total pressure ratio being further optimized, a dual maximum profit rate was obtained but no dual maximum value for the exergy efficiency existed. Through a detailed analysis of the influence of the design parameters on the optimum performance of the plant, it has been found that there exists an optimum user-side temperature to make the profit rate have a triple maximum value. **Key words**: finite time thermodynamics, Brayton cogeneration plant, exergoeconomic performance, optimization

两级烟气余热回收发电系统工质优选原则及方法 = Principles and Methods for Choosing an Optimal Working Medium for a Two-stage Flue-gas Waste Heat Recovery Power Generation System [刊,汉]YANG Hongjun, FAN Shuan-shi, LI Jing, et al (Education Ministry Key Laboratory on Heat Transfer Intensification and Process Energy-saving, South China University of Science and Technology, Guangzhou, China, Post Code:

510640) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(1). $-79 \sim 83$

With the highest net power generation efficiency and systematic exergy efficiency serving as the targets respectively and through a thermodynamic analysis, determined were two principles for choosing a working medium for a power generation system with different types of waste heat: for waste heat with a constant heat flux, a working medium with a relatively high critical temperature should be chosen and for waste heat with a constant initial temperature and mass flow rate, a working medium with a relatively low critical temperature should be chosen. Moreover, the main parameters α and β for evaluating an optimal working medium for a corresponding type of waste heat were defined and the working medium with bigger values enjoys a better performance. With a two-stage flue gas waste heat power generation system serving as an example, the Aspen Plus software was used to simulate, calculate and verify the theoretically analytic results. The research results show that the variation tendency of the net power, parameter α and exergy loss of different working media in the first stage of the system with the evaporation temperature fully corresponds to the theoretically analytic results and so does that of the net power, parameter β and exergy loss of different working media in the second stage of the system. This indicates that the principles and methods for choosing an optimal working medium being proposed by the authors are correct and feasible. **Key words**: waste heat power generation, working medium with a low boiling point, index for evaluating a work medium, thermodynamic analysis, flow path simulation

分级进风旋流燃烧室内湍流燃烧的数值模拟 = Numerical Simulation of the Turbulent Flow Combustion in a Staged Air Swirling-flow Combustor [刊,汉] CHEN Ying, ZHANG Jian (Engineering Mechanics Department, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(1). -84~88

By adopting the turbulent flow combustion model of an algebraic second-order moment-probability density function (PDF), which has taken into account the interaction of the turbulent flow-chemical reactions, a numerical simulation was performed of the methane turbulent flow combustion under two groups of operating regimes in a staged-air swirling-flow combustor. The distribution of the mean square root values of carbon dioxide concentration and gas axial pulsation speed being obtained corresponds to the test data. Basically so do the air axial and tangential speed, correlation value of the axial-tangential pulsation speed as well as the distribution of the temperature and oxygen concentration. The research results show that to choose a proper secondary air ratio can play a role of optimizing the combustion process. **Key words**: staged air admission, turbulent flow combustion, swirling flow combustor, algebraic second-order moment-probability density function (PDF) turbulent flow combustion model, air speed, component concentration

600 MW 超超临界墙式切圆锅炉燃烧过程数值模拟 = Numerical Simulation of the Combustion Process of a 600 MW Ultra-supercritical Wall Type Tangentially-fired Boiler [刊,汉] LIU Dun-yu, QIN Ming, WU Shao-hua (College of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001), SUN Qiao-qun (College of Astronautics and Architectural Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(1).