

工业园区独立能源系统方案分析与应用

杨敏林¹, 杨晓西¹, 隋 军², 林汝谋²

(1. 东莞理工学院 分布式能源系统研究中心, 广东 东莞 523808; 2. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190)

摘 要:分析了独立能源系统的一般方案及其设计原则。提出了独立能源系统的评价准则,并对独立能源系统进行了模拟分析。模拟结果显示,在系统各设备运行参数完全相同的条件下,通过对余热锅炉补燃来增加系统冷、热输出的第二类能源系统的能耗率比,通过增大机组发电量并采用电制冷方式增大系统冷量输出的第三类能源系统的能耗率高,两类系统能耗率的差值随系统冷电比、热电比的增大而增大。补燃型余热锅炉效率的提高可明显降低第二类系统的能耗率。通过实例应用验证了模拟结果的准确性。

关 键 词:冷热电联产; 独立能源系统; 分布式能源; 节能
中图分类号: TK01 文献标识码: A

引 言

分布式能源系统是一种先进的总能源系统,冷热电联供系统是其重要形式。分布式能源是实现能源高效利用的有效技术,因而受到越来越多的关注、研究和应用。分布式能源系统的重要特征是贴近用户,高效节能,实现对用户能源需求的整体解决。

分布式能源系统实现高效节能的重要途径就是严格按照“温度对口,梯级利用”的科学用能原则来进行系统设计^[1~2]。在分布式能源系统中,燃料化学能释放出来的高温热能(900~1 200 °C)先通过先进的微小型动力设备发电,效率可以达到 30%~38%,动力排烟余热(300~500 °C)可以通过吸收式制冷、热泵、除湿等方式进一步转换和利用,难以转换的低温热再用于供热,因而具有较高的能源利用率^[3]。

独立能源系统是与电网、热网等集中能量供应系统隔绝,不从电网取电,也不向电网供电,自给自足、独立运行的分布式供能系统。在珠三角地区分布着许多工业园区,由于电力长期紧张,不少工业园区建立了自己的独立能源系统,解决园区内的冷热

电需求。由于珠三角地区气候炎热,冷量需求大,供冷季节长,其独立能源系统一般具有较大的供冷能力。对于独立系统,全面满足用户冷热电需求是系统设计时的基本要求。

本文旨在对各类独立能源系统方案进行对比分析,进而提出提高系统节能率的方法,对系统方案进行优化,为独立能源系统的设计提供理论依据。

1 独立能源系统方案设计原则

分布式供能系统的总体性能不仅与各子系统的的形式和性能参数有关,还取决于系统构成流程形式以及各子系统间的热力参数匹配情况。分布式供能系统集成应该基于能的综合梯级利用,能源、资源与环境的综合互补等集成优化思路及措施,实现系统集成设计的高效化。热能的综合梯级利用是制定独立能源系统方案的核心问题,也就是要按照“温度对口、梯级利用”的热能利用原则来构建系统集成方案^[4]。除了电能输出外,系统还有多种形式的冷、热能输出。独立能源系统中电能的获得主要依靠热—功转换过程,系统内部不同子系统间的耦合,以及制冷、供热子系统与用户和外界的联系,主要是通过热量的传递、交换来实现,同时考虑各种冷、热需求间的差异,以多种形式利用或输出冷、热能,从而实现能源系统中各子系统间的最佳耦合。此外,分布式冷热电联产系统的构成特点是输入与输出的能源形式以及内部的构成形式均具有显著的多样性,其内部相对独立的各个热力子系统之间存在着不同品位、不同规模的能量交换,这就使得在分布式供能系统中,化石燃料与可再生能源的互补,资源与能源的综合互补成为可能^[5]。

收稿日期: 2008-10-20; 修订日期: 2009-01-15

基金项目: 国家 863 计划基金资助项目(2009AA05Z218); 国家自然科学基金资助项目(50836005)

作者简介: 杨敏林(1963-)男,内蒙古喀喇沁人,东莞理工学院副教授

2 独立能源系统的一般方案

独立能源系统在燃气轮机、内燃机等动力装置基础上,根据用户需求的不同,可以对余热利用子系统采取多种组合,如烟气型吸收式制冷机+烟气-水换热器、余热锅炉+蒸汽型吸收式制冷机及其它组合方式^[6~7]。根据需要系统可以输出冷冻水,生活热水或蒸汽。

工业园区独立能源系统方案主要有四大类,四类系统的主要区别是系统冷热供给方案的不同。

第一类独立能源系统是简单的冷热电联产系统。其特点是系统输出的冷、热、电比例基本固定,对用户需求变化的适应能力较弱。

第二类独立能源系统在余热锅炉或烟气型吸收式制冷机中增加补燃装置,增加系统的冷、热供给能力,以满足用户对冷、热、电的总体需求。这类独立能源系统的主机一般按电力需求选型。补燃装置结构简单,价格便宜,因而系统初投资较少。

第三类独立能源系统在简单冷热电联产的基础上增加了电力制冷设备,以增加系统的冷量输出能力。系统各主要设备按用户总需求选型,其中发电机组选型较大,在满足园区生活生产用电外还可为压缩式制冷机组供电。由于增加了压缩制冷机组,系统初投资较大。由电力驱动的压缩式制冷机组一般可实现10%~100%能量无级调节,且可保持较高的机组效率,因而系统适应性强,可在较大范围内满足用户的冷热电需求,变工况运行能力强,效率高。

第四类独立能源系统是一种多能源互补的供能系统。工业园区可根据自身实际制定太阳能、风能、沼气等可再生能源利用方案,并与供能系统高效耦合,形成一个多能源互补的供能系统。目前沼气、太阳能热利用等技术已非常成熟,将这些技术应用于工业园区独立能源系统可极大的降低系统的能耗率,提高园区各类有机废物、垃圾对环境的污染,构成一个新型的生态型独立能源系统^[8]。

从热力学第一定律来看,四类独立能源系统均具有很高的能源利用率^[9],但由于系统内部能量转换方式和运行模式的区别,在节能率及对用户冷热电需求变化的适应性上均存在较大差异,特别是在用户需求冷、热能较大的情况下,这种差别更为明显。

3 独立能源系统的评价指标

独立能源系统是指独立于市政电网之外的供能系统,通常侧重关注外界对系统输入的燃油或燃气等化石能源的有效利用优劣状况。在仅有化石能源输入的前提下,系统要满足用户的全部能源需求。系统内部的余热回收与利用方案,以及对可再生能源的利用及其与供能系统的耦合等均应属于系统对余热或排热和废能源资源等技术性优化利用,获取的相应能量是不计入由系统外输入的一次能源内。

要准确评价针对某一特定用户需求而制定的独立供能系统的优劣,必须紧扣两个要点:一是输入系统的一次能源,二是获得完全保障的用户需求。能源系统的供应不满足用户需求是不符合要求的,但供给超过用户需求则会造成能源浪费,也是不符合要求的。因此,用于评价冷热电联产系统节能率的常用评价标准^[10~11]均不直观或适用于对独立能源系统的评价。针对独立能源系统的这些特点,本文提出以系统能耗率(FCR: Fuel Consumption Ratio)为标准来评价独立能源系统的优劣,其定义为:输入系统的一次能源的总量与获得完全满足的用户需求之比。即:

能耗率(FCR) = 系统一次能源输入量 / 获得满足的用户能源总需求量。

从形式上看,能耗率评价指标是能源利用率指标的倒数^[10~11],二者都反映了系统对一次能源的利用率,但二者亦存在一些差异。首先,能耗率指标将系统的能耗量作为分子,与系统的能耗量直接对应,强调的是在满足系统要求时的燃料消耗量;而能源利用率指标是按热力学第一定律对系统的评价,强调的是系统的热力学效率。其次,能耗率指标中的“一次能源”不包括独立能源系统区域内对可再生能源的利用部分,强调的是系统对外界能源的依赖程度;而能源利用率指标强调的是能源转换装置从输入侧到输出侧的转换效率。

能耗率是一个相对评价指标,它反映了独立能源系统在完全满足用户能源需求的前提下消耗化石能源的多少。这一评价指标可能更适用于对独立能源系统方案的比较和优选。

4 独立能源系统模拟与比较分析

4.1 独立能源系统模拟

位于我国南方地区的工业园区, 由于气候炎热而使其独立能源系统的冷量需求普遍较大, 加上工艺及生活热水的需求, 系统热能需求也较大。一般情况下, 采用简单冷热电联产系统无法满足用户的能源需求。对于这种冷、热需求较大的独立能源系统, 采用燃气轮机为系统主机, 通常需要辅以补燃或增加电压压缩制冷机组来提高系统的冷、热供给能力, 即采用第二类或第三类独立能源系统。

模拟分析针对以燃气轮机为动力的第二、三类独立能源系统进行, 设系统用余热锅炉回收燃气轮机烟气热量产生蒸汽, 用以驱动吸收式制冷机制冷并向用户提供热能, 其具体能源供给方案如图 1 和图 2 所示。其中, 燃气轮机发电效率为 η_{GT} , 排气热量占燃气轮机输入热量的比率为 q_w , 余热锅炉效率为 η_{HRSG} ; 吸收式制冷机组制冷系数为 COP_{ac} , 压缩式制冷机组制冷系数为 COP_{cr} 。

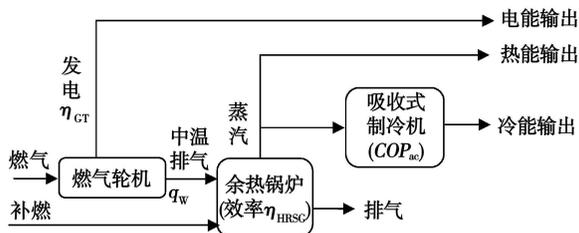


图 1 以燃气轮机为动力的第二类独立能源系统

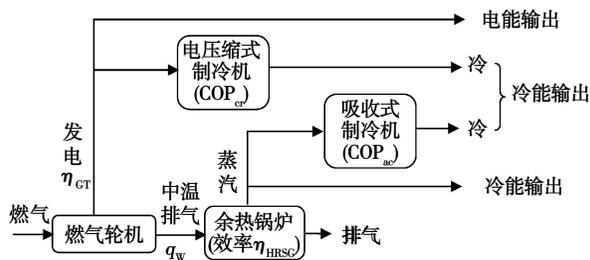


图 2 以燃气轮机为动力的第三类独立能源系统

定义系统输出的热电比 (RHP; ratio of heat and power) 为系统热能输出与电能输出之比, 系统输出的冷电比 (RCP; ratio of cooling and power) 为系统冷能输出与电能输出之比。

根据能耗率的定义, 对于带补燃的第二类系统, 能耗率等于燃气轮机输入能量与补燃所用能量之和与系统冷、热、电输出之和的比值。对于带电压压缩制冷的第三类系统, 能耗率等于燃气轮机输入能量与系统冷、热、电输出之和的比值。

对第二类独立能源系统, 设系统输出冷电比为 x , 热电比为 y , 即:

$$RCP_2 = x \tag{1}$$

$$RHP_2 = y \tag{2}$$

系统能量平衡分析可得系统能耗率为:

$$FCR_2 = \frac{\frac{1}{\eta_{GT}} + \frac{1}{\eta_{HRSG}} \left(\frac{x}{COP_{ac}} + y \right) - q_w \times \frac{1}{\eta_{GT}}}{1 + x + y} \tag{3}$$

式中: x 和 y 的取值约束条件是补燃值不能为负。即:

$$\frac{1}{\eta_{HRSG}} \times \left(\frac{x}{COP_{ac}} + y \right) - \frac{q_w}{\eta_{GT}} \geq 0 \tag{4}$$

对第三类独立能源系统, 设系统电能输出为 a , 吸收式制冷机的制冷量为 xa , 系统热能输出为 ya , 通过系统能量平衡分析可得:

$$RHP_3 = y \tag{5}$$

$$RCP_3 = x + COP_{cr} \times \left[\frac{\eta_{GT}}{q_w \times \eta_{HRSG}} \times \left(\frac{x}{COP_{ac}} + y \right) - 1 \right] \tag{6}$$

$$FCR_3 = \frac{\frac{1}{q_w \times \eta_{HRSG}} \left(\frac{x}{COP_{ac}} + y \right)}{1 + COP_{cr} \times \left[\frac{\eta_{GT}}{q_w \times \eta_{HRSG}} \left(\frac{x}{COP_{ac}} + y \right) - 1 \right] + x + y} \tag{7}$$

式中: x 和 y 的取值约束条件是电压压缩制冷量不能为负。即:

$$\frac{\eta_{GT}}{q_w \times \eta_{HRSG}} \times \left(\frac{x}{COP_{ac}} + y \right) - 1 \geq 0 \tag{8}$$

设燃气轮机发电效率为 $\eta_{GT} = 30\%$, 排气热量占燃气轮机输入热量的比率为 $q_w = 65\%$, 余热锅炉效率为 $\eta_{HRSG} = 70\%$; 吸收式制冷机组制冷系数为 $COP_{ac} = 1.3$, 压缩式制冷机组制冷系数为 $COP_{cr} = 3.8$ 。经过模拟计算, 可得到第二类和第三类独立能源系统中, 热电比和冷电比对系统能耗率的影响, 如图 3 所示。

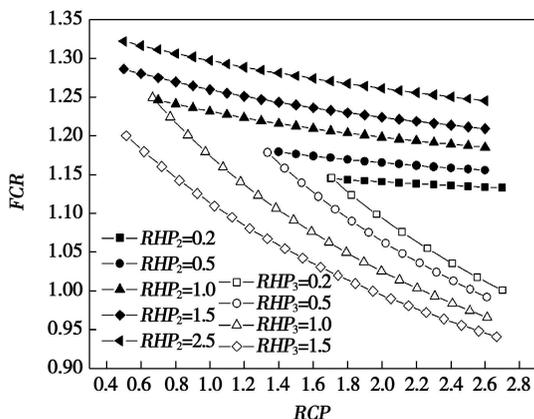


图 3 独立能源系统冷电比与能耗率的关系

图3中实体标点线为第二类独立能源系统的能耗率曲线,空心标点线为第三类独立能源系统的能耗率曲线。热电比相同的两类系统的能耗率曲线在各自冷电比的最小允许取值点处相会,构成一条带转折点的连续曲线。

转折点的物理意义是:在其所对应的热电比和冷电比下,系统既不需补燃也不需电制冷就可满足用户的冷、热、电需求,亦即采用简单冷热电联产的第一类独立能源系统刚好可以满足需求。所有转折点连成的曲线就是第一类独立能源系统的能耗率曲线。

模拟结果清晰地显示出,在系统各设备运行参数完全相同的条件下,第二类独立能源系统的能耗率总是高于第三类系统。两类系统的能耗率均随冷电比的增大而减小,其中第三类系统的能耗率曲线下降斜率更大。在第三类系统的曲线中出现了能耗率小于1的点,这是由于电制冷的COP高所导致的。

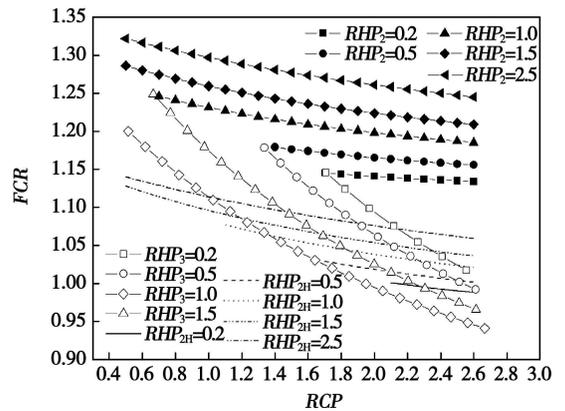
导致第二类独立能源系统能耗率高的原因是补燃。用于补燃的这部分能量未按照“温度对口,梯级利用”的原则来利用,补燃的能量用于产生蒸汽,或用于推动COP较低的吸收式制冷机制冷,或直接输出蒸汽,其中的高品位热能未被合理利用,补燃量越大,能耗率越高。而第三类系统将补充燃料的高品位部分用于发电,并通过高效率的电压缩式制冷来获取冷量,这一方案符合科学用能原则,因而能耗率低。

4.2 余热锅炉效率对系统性能的影响

上面的模拟及两类系统能耗率的比较是建立在系统各设备运行参数完全相同的基础上进行的,在能源系统的实际运行中,对余热锅炉的补燃通常会使其效率有所提高,其它设备的性能及运行参数通常不随系统方案的变化而改变。因此,有必要对余热锅炉运行参数的变化对系统性能的影响进行模拟。假设带补燃的余热锅炉效率为 $\eta_{HRSG}=85\%$,不带补燃的余热锅炉效率仍是 $\eta_{HRSG}=70\%$ 。按照式(1)~式(8)进行模拟,可得图4所示的模拟结果。

由图4可看到,若补燃余热锅炉的效率由不带补燃时的 $\eta_{HRSG}=70\%$ 提高至 $\eta_{HRSG}=85\%$,则其对应的第二类能源系统的能耗率大大下降,下降幅度达12%~16%。显然,补燃型余热锅炉的效率是影响第二类能源系统能耗率的关键因素。余热锅炉补燃效率提高后的能耗率曲线依然比较平坦,并与第三类系统能耗率曲线形成交点。当冷电比高于交点值

时,第三类独立能源系统的能耗率比第二类独立能源系统的能耗率低,反之则相反。



RHP_{2H}—补燃余热锅炉效率为85%时的热电比

图4 补燃余热锅炉效率提高后的能耗率

4.3 其它设备运行参数对系统能耗率的影响

式(3)和式(7)是第二类和第三类独立能源系统能耗率的计算公式。从式(3)可看出,不仅余热锅炉的效率会影响系统的能耗率,吸收式制冷机的COP值对系统能耗率的影响也很大。就第二类独立能源系统而言,吸收式制冷机能效比的提高将使图3中的能耗率曲线斜率增大,即能耗率降低。对第三类独立能源系统而言,若压缩式制冷机的COP低于3.8,则图3中的能耗率曲线将变得更平坦,系统的能耗率将整体增高。

以上分析表明,独立能源系统的能耗率的影响因素是多方面的。在进行系统方案的选择时,必须同时考虑所选设备的性能参数,参照图3和图4进行方案预选,并按式(3)和式(7)进行核算。

5 独立能源系统应用分析

某小型工业园的能源需求为:电量520 kW,蒸汽量3 000 MJ/h,冷量1 000 kW。原能源供给方案为第二类独立能源系统,由于燃气成本的不断提高,现开始进行节能改造,改造方案采用了第三类独立能源系统方案。

系统以燃气轮机为主机,余热回收系统由余热锅炉和蒸汽型吸收式制冷机组组成。改造前和改造后的能源系统分析如表1所示。

由上述分析可看出,在输出冷热电完全相同的情况下,原系统能源输入需9 395 MJ/h,能耗率为1.109,改进后的独立能源系统总能量输入仅为8 440 MJ/h,能耗率为0.996。两方案相比较,改进

后的方案节省能源 10%。

表 1 以燃气轮机为动力的独立能源系统实例分析比较

| | 原系统 (第二类系统) | 新系统 (第三类系统) |
|-------------------------------|----------------|----------------|
| 设备参数: | | |
| 燃气轮机发电效率/ % | 30 | 30 |
| 余热锅炉效率/ % | 80 | 70 |
| 吸收式制冷机 COP | 1.3 | — |
| 压缩式制冷机 COP | — | 3.8 |
| 系统运行参数: | | |
| 燃料总输入/ MJ·h ⁻¹ | 9 395 | 8 440 |
| 燃气轮机燃料输入/ MJ·h ⁻¹ | 6 240 | 8 440 |
| 补燃燃料输入/ MJ·h ⁻¹ | 3 155 | — |
| 发电量总/ kW | 520 | 703.3 |
| 电制冷用电量/ kW | — | 183.3 |
| 电压缩制冷量/ kW | — | 697 |
| 燃气轮机排烟总热量/ MJ·h ⁻¹ | 4 056 | 5 486 |
| 余热锅炉总输入/ MJ·h ⁻¹ | 7 211 | 5 486 |
| 余热锅炉蒸汽输出/ MJ·h ⁻¹ | 5 769 | 3 840 |
| 吸收式制冷机输入/ MJ·h ⁻¹ | 2 769 | 840 |
| 吸收式制冷量/ kW | 1 000 | 303 |
| 蒸汽输出/ MJ·h ⁻¹ | 3 000 | 3 000 |
| 系统总输出: | | |
| 电/ kW | 520 | 520 |
| 冷/ kW | 1 000 | 1 000 |
| 热/ MJ·h ⁻¹ | 3 000 | 3 000 |
| 热电比 | 1.9 | 1.9 |
| 冷电比 | 1.6 | 1.6 |
| 能耗率 | 1.109 | 0.996 |

当然,采用第三类独立能源系统的改进方案需增大燃气轮机的功率,系统中还要增加电压缩式制冷机组,系统投资将增大,但这些增加的投资可通过系统运行中能源开支的减少来弥补,并很快得到回收。

6 结 论

(1) 影响独立能源系统能耗率的因素是多方面的。其中余热锅炉效率,吸收式制冷机和压缩式制冷机的能效比对系统能耗率的影响最大。当用户冷、热能需求均较大时,独立能源系统的方案选择必须同时考虑所选设备的性能参数,可参照图 3 和图

4 进行方案预选,并按式(3)和式(7)进行计算。

(2) 在热电比相同时,第二类和第三类系统的能耗率均随冷电比的增大而减小。在系统冷电比、热电比均较高,且各设备运行参数完全相同的条件下,若余热锅炉在补燃时的热效率与不补燃时相同,则第二类独立能源系统的能耗率总是高于第三类系统。但是,若补燃型余热锅炉的效率比不补燃时有明显提高,则上述规律不再存在。补燃型余热锅炉效率的提高可明显降低第二类系统的能耗率。

(3) 工业园区可根据自身实际制定太阳能、风能、沼气等可再生能源利用方案,并与独立供能系统高效耦合,形成一个多能源互补的供能系统。这是工业园区独立能源系统的主要发展方向。实践证明,工业园区采用独立能源系统不仅可以提高一次能源的使用效率,节约能源,还可大大减轻市政电网的压力,是非常值得推广应用的工业园区能源解决方案。

(4) 本文提出新的系统评价指标(FCR),它将更直观地评估独立能源系统对一次能源利用的有效性,这对许多情况都是更加受关注的。

参 考 文 献:

[1] 徐建中,隋 军,金红光. 分步式能源系统现状及趋势[J]. 太阳能, 2004(4): 14-16

[2] 徐建中. 科学用能与分布式能源系统[J]. 中国能源, 2005, 27(8): 10-13

[3] 林汝谋,金红光,蔡睿贤. 以燃气轮机为核心的多功能能源系统基本形式与构成[J]. 燃气轮机技术, 2006, 19(1): 1-10.

[4] 金红光,王宝群. 化学能梯级利用机理探讨[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(2): 181-184.

[5] 隋 军,金红光,林汝谋,等. 分布式供能及其系统集成[J]. 科技导报, 2007, 25(24): 58-62

[6] ZALTASH A, PETROV A Y, RIZY D T, et al Laboratory R&D on integrated energy systems[J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26: 28-35.

[7] 杨敏林,杨晓西,金红光. 分布式能源系统集成方案研究[J]. 东莞理工学院学报, 2006, 13(4): 113-116

[8] 吴 卉,金红光,林汝谋,等. 用于生态工业园的冷热电联产系统[J]. 华北电力大学学报, 2008, 35(1): 86-90.

[9] 刘殿海,杨勇平,杨 昆,等. 分布式量系统的综合评价[J]. 工程热物理学报, 2005, 26(3): 382-384.

[10] 李 朋,臧向东,刘聿丞,等. 分布式热电联产中热电比的确定[J]. 燃气轮机技术, 2005, 18(4): 43-46.

[11] 冯志兵,金红光. 冷热电联产系统的评价准则[J]. 工程热物理学报, 2005, 26(5): 725-728.

(编辑 伟)

However, when simulating the flow field by using RANS, the choice of turbulence models can conspicuously influence the prediction of the turbine performance. The comparison of RNG $k-\epsilon$, $k-\omega$, SST models as well as the coupling and transition SST model indicates that different turbulent flow models may result in a maximum difference of 1% when predicting the turbine efficiency, and an even larger difference when predicting the separation condition of the blade surface boundary layers. In addition, the use of the coupling and transition SST model can ensure the most evident prediction effectiveness.

Key words: HP turbine, numerical simulation, turbulence intensity, inlet temperature distribution, turbulence model

涡轮叶尖间隙流动的数值模拟 = **Numerical Simulation of Turbine Blade Tip Leakage Flows** [刊, 汉] / XU Kai-fu, QIAO Wei-yang, LUO Hua-ling (College of Power and Energy Source, Northwest Polytechnic University, Xi'an, China, Post Code: 710072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(4). — 432 ~ 436

By using the three-dimensional CFD (Computational Fluid Dynamics) calculation program based on Reynolds-averaged N-S equation and coupled with the method of a turbulent flow model based on Spalart-Allmaras single equation or $k-\epsilon$ dual equations plus wall surface functions, a numerical calculation study has been performed of the blade tip leakage flow field of a turbine plane cascade and rotor. The influence of different blade tip clearance heights and forms as well as the blade tip clearance with an incidence of cold air on the turbine blade tip clearance flow field and performance was studied in detail. The calculation results show that the blade tip clearance has a conspicuous influence on the blade loss at locations from about 70% blade height to blade tip. Under the condition of an identical blade tip clearance, the isentropic efficiency of an excess height clearance blade is approximately one percentage point higher than that of an equal height clearance blade while the isentropic efficiency of a turbine having a blade tip clearance with an incidence of cold air is about two percentage points higher than that of a turbine without an incidence of cold air. **Key words:** turbine, turbine performance, clearance flow, leakage vortex, flow field calculation

碰摩转子系统在轴向推力作用下的分岔研究 = **Bifurcation Study of a Rotor System With Rotor-to-stator Rubbing Under the Action of an Axial Thrust** [刊, 汉] / AN Xue-li, ZHOU Jian-zhong, LI Chao-shun, et al (College of Hydropower and Digital Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(4). — 437 ~ 441

Derived and established was a non-linear kinetic equation for collision and rubbing rotors under the action of an axial thrust. With the mass eccentricity and rotor rotation speed ratio serving as control parameters respectively, a numerical analysis was performed of the nonlinear characteristics of the transversal and axial vibration bifurcation of the collision and rubbing rotor. It has been found during the simulation analysis that there exist Cycle 1 and 2 motion as well as a complex quasi-cycle motion etc. in the transversal vibration bifurcation chart of the rotor. In the meanwhile, it can be seen from the axial vibration bifurcation chart of the rotor that the system moves, assuming a form of a quasi-cyclic route. With an increase of the mass eccentricity, the system may abruptly change to a chaotic motion and continue to sustain such a motion. The analytic results may well provide a necessary theoretical basis for the collision and rubbing fault analysis of a practical rotor system. **Key words:** rotor system, collision and rubbing, axial thrust, mass eccentricity, bifurcation, chaos

工业园区独立能源系统方案分析与应用 = **Schematic Analysis and Application of an Independent Energy Source System for Industrial Parks** [刊, 汉] / YANG Min-lin, YANG Xiao-xi (Research Center of Distributed Energy Sources, Dongguan University of Science and Technology, Dongguan, China, Post Code: 523808), SUI Jun, LIN Ru-mou (Research Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(4). — 442 ~ 446

General schemes and design principles for an independent energy source system were analyzed, and its evaluation criteria presented. A simulation and analysis was performed of the energy source system in question. The simulation results show

that under the condition of totally identical operating parameters of various equipment items in the system, the energy consumption rate of the second category energy source system, of which the cooling and heating energy output is increased by a complementary combustion in a heat recovery steam generator (HRSG), is higher than that of the third category energy source system, of which the cooling energy output is enhanced by increasing the power generated from the unit and by adopting an electric refrigeration mode. The energy consumption rate difference of the above two category systems will increase with an increase of the cooling/power ratio and heating/power ratio of the respective system. The enhancement of the complementary combustion type HRSG efficiency can obviously lower the energy consumption rate of the second category system. The relevant application cases have verified the accuracy of the simulation results. **Key words:** cooling-heating-power cogeneration, independent energy source system, distributed energy source, energy-saving

Dulong-Petit 传热规律时加热气体的最优膨胀=Optimum Expansion of a Heated Gas Under Dulong-Petit Heat Transfer Law[刊,汉]/MA Kang, CHEN Lin-gen, SUN Feng-rui (Postgraduate School, Naval University of Engineering, Wuhan, China, Post Code: 430033) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(4). — 447~451

Studied was the optimum configuration for the expansion process of a heated gas under Dulong-Petit heat transfer law [$\dot{q} \propto (\Delta T)^{5/4}$] when the initial state inner energy, volume, final state volume and process duration were given. By utilizing the optimum control theory, it has been found that the optimum configuration of the expansion process is composed of two transient adiabatic components and an E-L component when a maximal expansion work output is produced. The solution to parameters at transition points among various components, and numerical calculation cases of the optimum configuration were presented. Finally, the results thus determined were compared with those of the optimum configuration for the expansion of the heated gas obtained under the linear-, phenomenological-, Newton- and radiation heat transfer laws. The results of the numerical calculation cases show that the inner energy and volume of the gas in the E-L arc portion increase gradually with an increase of time under the four heat transfer laws, and all the temperatures in the whole E-L arc portion are lower than those of the external hot trough. However, the shapes of the E-L arc under various heat transfer laws are different, and the terminal location of the initial adiabatic process is also not identical. Hence, the maximum work produced in the whole expansion process is also different. **Key words:** Dulong-Petit heat transfer law, optimum expansion, maximum power, optimum configuration, finite-time thermodynamics, generalized thermodynamic optimization

空气外掠波纹管束强化传热规律数值计算=Numerical Calculation of Intensified Heat Transfer Law of Air Externally Sweeping Across Corrugated Tube Bundles[刊,汉]/WU Feng (College of Petroleum Engineering, Xi'an Shiyou University, Xi'an, China, Post Code: 710065) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(4). — 452~456

By using a low Reynolds number turbulent-flow numerical model, a numerical simulation was performed of the flow and heat transfer performance of air externally sweeping across 8 rows of corrugated and bare tube bundles. Through a comparison, analyzed and investigated was the intensified heat transfer mechanism of the corrugated tube bundles. It has been found that due to the presence of a raised corrugation on the tube bundles, secondary longitudinal vortex flows in the cross section of the flow field may result, enhancing the disturbance and turbulence energy of the fluid and hence playing a role of intensifying the heat transfer. Through a numerical calculation, the law governing the influence of the geometrical parameters of the corrugated tube bundles on the flow and heat transfer performance was analyzed. The calculation results show that there exists a critical Reynolds Number $Re_{cr}=8000$. When Re is lower than Re_{cr} , the heat transfer factor η will increase with an increase of the parameter ξ . When Re is greater than Re_{cr} , the heat transfer factor η will increase with a decrease of the parameter ξ . Within the range of Reynolds Number being studied, to appropriately decrease the value of the parameter ξ and increase the value of the parameter Ψ is favorable for improving the overall heat transfer performance