

# 新Ⅱ型生物质成型燃料热水锅炉的正反■平衡分析\*

王晓东<sup>1</sup> 武少菁<sup>1</sup> 刘圣勇<sup>1</sup> 贵祥震<sup>2</sup> 李 荫<sup>3</sup>

(1. 河南农业大学农业部可再生能源重点开放实验室, 郑州 450002;

2. 郑州市热力总公司, 郑州 450005; 3. 黄河科技学院工学院, 郑州 450052)

**【摘要】** 通过对新Ⅱ型生物质成型燃料热水锅炉进行正、反■平衡计算和分析, 得出新Ⅱ型生物质成型燃料热水锅炉的主要■损失部位和参数, 用反平衡■效率分析得知燃烧不可逆■损失最大, 约为69.93%, 其次为传热不可逆■损失, 约为14.50%, 并用可避免■损失概念对计算结果进行分析, 表明采用可避免■损失概念后, 燃烧部位、传热部位、排烟部位的实用■效率分别为42.6%、86.2%、92.1%。

**关键词:** 生物质成型燃料 热水锅炉 ■效率

中图分类号: S216; TK11<sup>+</sup>2

文献标识码: A

## Positive and Reverse Exergy Balance Analysis of the New Type II Biomass Briquette Hot-water Boiler

Wang Xiaodong<sup>1</sup> Wu Shaojing<sup>1</sup> Liu Shengyong<sup>1</sup> Gui Xiangzhen<sup>2</sup> Li Yin<sup>3</sup>

(1. Key Laboratory of Renewable Energy Ministry of Agriculture, He'nan Agricultural University, Zhengzhou 450002, China

2. Zhengzhou District Heating Corporation, Zhengzhou 450005, China

3. Engineering Institute, Huanghe Science and Technology College, Zhengzhou 450052, China)

### Abstract

Exergy analysis is a kind of scientific and comprehensive energy analysis method. By making positive and negative thermal balance analysis on new type II biomass briquette hot-water boiler, we got the conclusion that the largest exergy loss lies on irreversible burning which reaches 69.93%, and irreversible heat transfer exergy losses follows, reaches 14.5%, then the calculation results were analyzed using the concept of avoidable exergy loss, the results show that the position of combustion, the position of heat transfer, the position of smoke and the practical efficiency of the exergy are respectively 42.6%, 86.2%, and 92.1% after adopting the concept of avoidable exergy loss.

**Key words** Biomass briquette, Hot-water boiler, Exergy efficiency

### 引言

对能的全面认识包括能和质两个方面, 相应地对于节能的认识也有能量和质量两个方面。通常所说的节能只是针对用能总量而言, 依据的理论是热力学第一定律; 而对能质的节约是尽量减少损失的那部分可以作功的能量, 称为节■<sup>[1]</sup>。因此, 节能的全面含义是节能和节■两个方面。对热工设备的一般分析方法有热效率法和■法两种。热效率法依

据热力学第一定律, 表明能量中有多少能量被利用, 是一种数量级的分析方法, 这种方法不能反映内部不可逆造成的能量品质贬值; ■法能够从能量的数量 and 品质两方面揭示能量的转换情况, 找出能量利用中造成热力学损失的原因、大小和部位。因此, ■分析法是一种更科学、更全面的分析方法<sup>[2]</sup>。■平衡分析理论依据热力学第一定律和热力学第二定律, 指出能量中有功的利用及损失情况, 确定出系统或设备的■利用效率及其内部和外部的■损失,

收稿日期: 2008-04-24 修回日期: 2008-10-09

\* 河南省科技攻关项目(0511052000)

作者简介: 王晓东, 硕士生, 主要从事可再生能源利用研究, E-mail: wxdenergy@163.com

通讯作者: 刘圣勇, 教授, 博士生导师, 主要从事可再生能源研究, E-mail: liushy@vip.sina.com

从而可以揭示能量利用的薄弱环节,指出节能的主要方向。■分析法在最近几十年得到了迅速发展,欧、美、日各国已广泛应用于国民经济部门,我国近十多年来在其基础理论及应用上进行了大量研究<sup>[3]</sup>,但在国民经济的生产实际中应用还较少。

本文采用正反■平衡分析方法对新Ⅱ型生物质成型燃料热水锅炉进行■分析,得出其主要■损失部位,绘制出■流图,指出新Ⅱ型生物质成型燃料热水锅炉更加合理的能源利用方向,同时为生物质成型燃料锅炉的改进以及将来在高品位需能系统(如发电系统或区域供热系统)中应用提供参考依据。

## 1 燃料特性和锅炉的工作特点

### 1.1 生物质成型燃料的特性

生物质成型燃料是将秸秆、稻壳、锯末、木屑等原生物质,用机械加压的方法,将原来松散、无定形的原料压缩成具有一定形状、密度较大的固体成型燃料。与煤相比,生物质成型燃料中S、N等元素含量较少,SO<sub>2</sub>和NO<sub>x</sub>等污染物排放少,灰分和含碳量少,热值低,而挥发分高。生物质成型燃料的特点决定了它的燃烧具有一定的特征。

生物质成型燃料燃烧属于静态渗透式扩散燃烧,从着火后开始的燃烧过程为:①生物质成型燃料表面可燃挥发物燃烧,进行可燃气体和氧气的放热化学反应,形成火焰。②除生物质成型燃料表面可燃挥发物燃烧外,成型燃料表层部分的碳处于过渡燃烧区,形成较长火焰。③生物质成型燃料表面仍有较少的挥发分燃烧,燃烧向成型燃料更深层渗透。焦炭的扩散燃烧,产物CO<sub>2</sub>、CO及其他气体向外扩散,CO不断与O<sub>2</sub>结合成CO<sub>2</sub>,成型燃料表层生成薄灰壳,外层包围着火焰。④生物质成型燃料进一步向更深层发展,在层内主要进行碳燃烧,在其表面进行CO的燃烧,形成比较厚的灰壳,由于生物质的燃烬和热膨胀,灰层中呈现微孔组织或空隙通道甚至裂缝,较少的短火焰包围着成型块。⑤燃烬壳不断加厚,可燃物基本燃烬,在没有强烈干扰的情况下,形成整体的灰球,灰球表面几乎看不出火焰,灰球变暗红色,至此完成整个燃烧过程<sup>[4]</sup>。

### 1.2 新Ⅱ型生物质成型燃料热水锅炉的工作原理

新Ⅱ型生物质成型燃料热水锅炉旨在解决Ⅰ型生物质成型燃料热水锅炉炉膛温度高、排烟温度高等问题。锅炉采用双层炉排半气化燃烧方式,增大受热面,使其充满了锅炉的整个上半部,改变了Ⅰ型生物质成型燃料热水锅炉的降尘对流受热面和降温受热面均置于水箱内的状况。将降温对流受热面置于上锅筒内,利用锅炉后部下锅筒及管路引起的烟

气通道面积的变化起到降尘作用。将水冷炉排做成弯管状,直接插入上方锅筒中。把Ⅰ型生物质成型燃料热水锅炉的水箱改为上、下2个锅筒,上锅筒部分置于上炉膛上方,利用锅筒里的水吸收燃料燃烧在上炉膛的热量,并起到降低上炉膛温度和减少散热损失的目的<sup>[4]</sup>。示意图见图1。

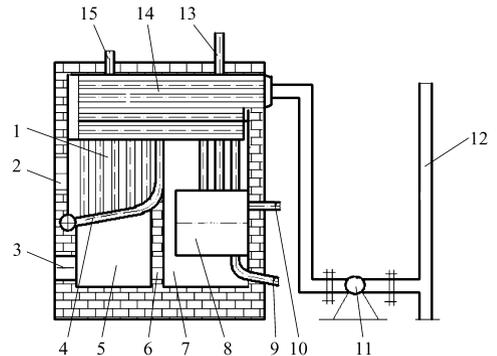


图1 新Ⅱ型生物质成型燃料热水锅炉工作原理图

Fig.1 Functional diagram of new type II biomass briquette hot-water boiler

1. 水冷炉排 2. 上炉门 3. 出灰口 4. 炉膛 5. 风室 6. 高温气流出口 7. 降尘室 8. 后置锅筒 9. 排污口 10. 进水口 11. 引风机 12. 烟囱 13. 排气管 14. 对流受热面 15. 出水口

### 1.3 有关参数

新Ⅱ型生物质成型燃料热水锅炉的热负荷为42 kW,工作压力0.1 MPa,进水温度20℃,出口热水温度95℃。经测试锅炉效率为81.25%,SO<sub>2</sub>体积分数为 $1 \times 10^{-6}$ ,NO<sub>x</sub>体积分数为 $4 \times 10^{-6}$ ,CO体积分数为 $3.3 \times 10^{-3}$ ,锅炉燃烧效率94.84%。锅炉所用的燃料为玉米秸秆成型燃料,该锅炉的燃料消耗量为13 kg/h,经测试燃烧温度为900℃。

在进行正反平衡■效率分析之前,根据热平衡测试规范对新Ⅱ型生物质成型燃料热水锅炉进行了热平衡测试和计算,有关数据如表1所示<sup>[5]</sup>。

## 2 正反平衡■效率分析

对热水锅炉进行■效率分析,可以从正平衡和反平衡两个方面进行。正反平衡■效率分析从直接测算和间接测算的角度出发,得出能量设备的■效率,同时也可以比较正反平衡■效率的差值,作为设备■效率分析可靠性检验的条件<sup>[6]</sup>。

实际供给的空气量与理论空气量的比值称为过量空气系数。供风量通过过量空气系数 $\alpha$ 来控制,根据风门开启的程度从小到大将试验分为4种工况进行。工况1:风门最小, $\alpha_{1t} = 1.5$ 。工况2:风门较小, $\alpha_{2t} = 2.2$ 。工况3:风门较大, $\alpha_{3t} = 3.0$ 。工况4:风门最大, $\alpha_{4t} = 4.3$ 。经过试验,得出新Ⅱ型生物质成型燃料热水锅炉在最佳状况工作时过量空气系

数为2.2,因此按过量空气系数2.2进行正、反平衡

### ■效率分析计算。

表1 热平衡测试和计算的有关参数

Tab.1 Relevant parameters of thermal equilibrium test and computation

参数	数值
燃料收到基含水率 $M_{ar}/\%$	7.3
燃料收到基低位发热量 $Q_{ar,net,p}/\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	15 658
燃料消耗量 $B/\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$	14.2
高温热水产量 $D/\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$	513.5
高温热水焓 $h_{gr}/\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	397.98
高温热水熵 $S_{gr}/\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$	1.250 1
气化潜热 $r/\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	2 269.7
给水焓 $h_{gs}/\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	23.18
给水熵 $S_{gs}/\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$	0.356 3
环境温度 $t_0/^\circ\text{C}$	20
排烟温度 $\theta_{py}/^\circ\text{C}$	196.7
理论空气量 $V_k^0/\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	3.63
炉膛出口过量空气系数 $\alpha_1$	2.0
二氧化碳容积 $V_{\text{RO}_2}/\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	0.74
理论氮气容积 $V_{\text{N}_2}^0/\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	2.87
理论水蒸气容积 $V_{\text{H}_2\text{O}}^0/\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	0.72
排烟热损失系数 $q_2/\%$	12.79
气体未完全燃烧热损失系数 $q_3/\%$	1.9
固体未完全燃烧热损失系数 $q_4/\%$	3.26
散热损失系数 $q_5/\%$	1.11
灰渣物理热损失系数 $q_6/\%$	0.133
锅炉正平衡热效率 $\eta_1/\%$	81.25
锅炉反平衡热效率 $\eta_2/\%$	80.81

## 2.1 正平衡 ■效率分析

所谓正平衡 ■效率是指能量设备或系统在进行能量转换时,直接测量得到的被利用或获益的 ■值与输入或消耗的总 ■值之间的比值<sup>[7]</sup>。

锅炉输入 ■为

$$e_{sr}^p = Q_{ar,net,p} + rM_{ar} \quad (1)$$

有效利用 ■为

$$e_{yx}^p = \frac{D}{B}(h_{gr} - h_{gs}) \quad (2)$$

锅炉正平衡 ■效率为

$$\eta_e^p = \frac{e_{yx}^p}{e_{sr}^p} \times 100\% \quad (3)$$

## 2.2 反平衡 ■效率分析

反平衡 ■效率是利用间接测量,算出各损失部位的 ■损失系数,然后推导出装置的 ■效率。 ■损失系数为部件 ■损与系统消耗总 ■之比<sup>[8]</sup>。

锅炉输入 ■  $e_{sr}^r$ 同式(1)。

有效利用 ■为

$$e_{yx}^r = \left[ 1 - \frac{T_0(S_{gr} - S_{gs})}{h_{gr} - h_{gs}} \right] \eta_2 Q_{ar,net,p} \quad (4)$$

其中  $T_0 = t_0 + 273.15$

900℃下二氧化碳比焓  $h_{\text{RO}_2}$ 、氮气比焓  $h_{\text{N}_2}$ 、水蒸气比焓  $h_{\text{H}_2\text{O}}$ 、空气比焓  $h_k$  按  $\theta_{py} = 900^\circ\text{C}$  查表<sup>[8]</sup>。

900℃下燃烧产物焓为

$$H_y = V_{\text{RO}_2} h_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 h_{\text{NO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 h_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha_1 - 1) V_k^0 h_k \quad (5)$$

式中  $\alpha_1$ ——炉膛出口过量空气系数

20℃下二氧化碳比焓  $h_{\text{RO}_2}^0$ 、氮气比焓  $h_{\text{N}_2}^0$ 、水蒸气比焓  $h_{\text{H}_2\text{O}}^0$ 、空气比焓  $h_k^0$ ,按  $t_0 = 20^\circ\text{C}$  查表<sup>[8]</sup>。

20℃下燃烧产物焓为

$$H_0 = V_{\text{RO}_2} h_{\text{RO}_2}^0 + V_{\text{N}_2}^0 h_{\text{NO}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 h_{\text{H}_2\text{O}}^0 + (\alpha_1 - 1) V_k^0 h_k^0 \quad (6)$$

燃烧产物 ■为

$$e_y = \left( 1 - \frac{T_0}{T_y - T_0} \ln \frac{T_y}{T_0} \right) \Delta H_y \quad (7)$$

式中  $T_y$ ——理论燃烧温度,K

$\Delta H_y$ ——燃烧产物的焓差,kJ/kg

气体未完全燃烧 ■损失系数为

$$d_3 = \left( 1 - \frac{T_0}{T_y - T_y'} \ln \frac{T_y}{T_y'} \right) q_3 Q_{ar,net,p} \quad (8)$$

式中  $T_y'$ ——实际燃烧温度,K

固体未完全燃烧 ■损失系数为

$$d_4 = \left( 1 - \frac{T_0}{T_y - T_y'} \ln \frac{T_y}{T_y'} \right) q_4 Q_{ar,net,p} \quad (9)$$

散热 ■损失系数为

$$d_5 = \left( 1 - \frac{T_0}{T_y - T_y'} \ln \frac{T_y}{T_y'} \right) q_5 Q_{ar,net,p} \quad (10)$$

灰渣 ■损失系数为

$$d_6 = \left( 1 - \frac{T_0}{T_y - T_y'} \ln \frac{T_y}{T_y'} \right) q_6 Q_{ar,net,p} \quad (11)$$

排烟 ■损失系数为

$$d_7 = \left( 1 - \frac{T_0}{T_{py} - T} \ln \frac{T_{py}}{T_0} \right) q_2 Q_{ar,net,p} \quad (12)$$

其中  $T_{py} = \theta_{py} + 273.15$

传热不可逆 ■损失系数为

$$d_c = e_y - e_{yx} - d_3 - d_4 - d_5 - d_6 - d_7 \quad (13)$$

锅炉 ■损失系数为

$$d = d_y + d_c + d_3 + d_4 + d_5 + d_6 + d_7 \quad (14)$$

式中  $d_y$ ——燃烧不可逆 ■损失系数

燃烧 ■效率为

$$\eta_{er} = \left( 1 - \frac{d_y + d_3 + d_4}{e_{sr}^r} \right) \times 100\% \quad (15)$$

传热 ■效率为

$$\eta_{ec} = \frac{e_{yx}^r}{e_{sr}^r - (d_y + d_3 + d_4)} \times 100\% \quad (16)$$

锅炉反平衡效率为

$$\eta_e^r = \frac{e_{yx}^r}{e_{sr}^r} \times 100\% \quad (17)$$

结合以上的反平衡分析,得到其平衡表如表 2。

表 2 反平衡法得出的锅炉平衡表

Tab.2 Exergy balance diagram obtained by reverse-balance method

输入			输出		
输入项目	值/kj·kg <sup>-1</sup>	百分率/%	输出项目	值/kj·kg <sup>-1</sup>	百分率/%
燃料化学 e <sub>c</sub>	32 226.81	100	有效利用 e <sub>yx</sub>	3 812.06	11.83
			燃烧不可逆损失系数 d <sub>y</sub>	22 504.12	69.93
			传热不可逆损失系数 d <sub>c</sub>	4 673.64	14.50
			排烟损失系数 d <sub>7</sub>	435.36	1.35
			气体未完全燃烧损失系数 d <sub>3</sub>	237.87	0.74
			固体未完全燃烧损失系数 d <sub>4</sub>	408.14	1.27
			散热损失系数 d <sub>5</sub>	138.97	0.43
			灰渣损失系数 d <sub>6</sub>	16.65	0.05
合计	32 226.81	100	合计	32 226.81	100

### 2.3 根据反平衡效率分析绘制的流程图

在对新 II 型生物质成型燃料热水锅炉进行正反平衡分析后,根据分析结果,按一定比例绘制出流程图,这样可以更直观地看出各部分损失的大小。

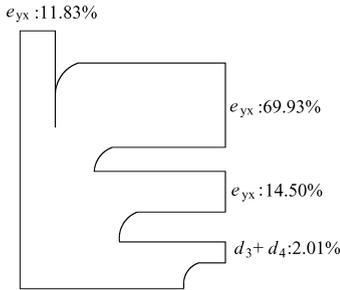


图 2 根据反平衡效率分析绘制的流程图

Fig.2 Exergy flow chart

## 3 结果及分析

### 3.1 正反平衡效率结果对比分析

为了直观地比较计算出的正、反平衡效率,将 2 种结果作一对比,如表 3 所示。

从表 3 可以看出:①用正、反平衡两种效率分析法分析得出的设备效率值相差不大,说明分析结果比较可靠。②生物质成型燃料热水锅炉的正平衡效率为 12.35%,而大型电站锅炉的效率为 40% 左右,小型工业锅炉的效率约为 20% 左右<sup>[9]</sup>,因此要使生物质成型燃料锅炉能在高品位需能系统中应用(发电系统或区域供热系统),需提高生物质成型燃料热水锅炉的效率至 25% 以上。③用反平衡效率分析得知燃烧不可逆损失最大,其次为传热不可逆损失。燃烧不可逆损失

表 3 正反平衡效率对比分析结果

Tab.3 Results of the comparison of pro and con balanced efficiency analysis %

正平衡效率分析		反平衡效率分析	
参数	数值	参数	数值
效率	12.35	燃烧不可逆损失系数	69.93
		传热不可逆损失系数	14.50
		排烟的损失系数	1.35
		固体未完全燃烧损失系数	1.27
整个装置的效率	12.35	整个装置的效率	11.83

最大主要是由燃烧过程的不可逆因素造成的,传热不可逆损失与烟气和工质间换热的边界条件有关,随着烟气排入大气,其有用能也全部损失。因此,为减少系统的损失,可采用提高燃烧室燃烧效率,改进锅炉受热面设计布置和采用回热器回收余热等方法来改善整个设备的效率。

### 3.2 用可避免损失概念对结果进行分析

常规的分析法克服了热力学第一定律的局限性,指出了热力过程特性改进的潜力或者可能性,但是没有指出这些改进是否可行。这是因为分析是以无驱动力的理想过程为基准来分析实际过程的,而任何实际过程都需要一定的驱动力<sup>[10]</sup>。有些损失的过程很难改进,是因为其中大部分损失是不可避免的,此外当前的技术或经济条件也限制了一些改进的可能性。因此,将损失划分为可避免损失(AVO)和不可避免损失(INE)2 部分。不可避免损失是指技术上或者经济上不可避免的最小损失。如果能够确定不可避免损失,通过分

析可避免 ■ 损失,就能确切地知道哪些可避免 ■ 损失较大、能够得到显著改进。在可避免 ■ 损失和不可避免 ■ 损失概念的基础上,定义一个实用 ■ 效率

$$\eta'_e = \frac{E_{yx}}{E_{sr} - E_{IN}} \quad (18)$$

式中  $E_{yx}$ ——有效 ■  $E_{sr}$ ——输入 ■  
 $E_{IN}$ ——不可避免 ■ 损失

常规的 ■ 效率是将实际过程与理想过程相比较,而实用 ■ 效率是将实际过程与技术经济上可以达到的最好过程相比较,因此可以指出可行的改进。为了更好地分析新 II 型生物质成型燃料热水锅炉主要 ■ 损失部位的改进潜力,用可避免 ■ 损失概念对其进行计算分析,结果如表 4 所示。

表 4 可避免 ■ 损失概念的计算结果

Tab.4 Calculated results by using the concept of avoided exergy loss

■ 损部位	常规方法		实用 ■ 效率/%
	■ 损失/kJ·kg <sup>-1</sup>	■ 损失系数/%	
燃烧部位	22 504.12	69.93	42.6
传热部位	4 673.64	14.50	86.2
排烟部位	435.36	1.35	92.1

从表 4 的结果可以看出:①燃料在炉膛燃烧过程中的 ■ 损失相当大,说明燃料燃烧不充分,要提高

燃烧过程中的 ■ 效率,就必须对燃料的微观结构和燃烧机理进行深入研究,使其充分燃烧以达到提高 ■ 效率的目的。②采用可避免 ■ 损失概念后,传热部位的实用 ■ 效率是 86.2%,存在较大的改进余地。③虽然排烟的 ■ 损失系数很低,但其实用 ■ 效率为 92.1%,仍存在一定改进空间,可以采用回热器回收余热的方法来改善设备的 ■ 效率。

## 4 结论

(1)对同一系统可以采用不同的方法进行分析,通过对正、反平衡 ■ 效率分析,证实正、反平衡 ■ 效率分析存在着内在的一致性,按照正、反平衡计算得出的结果可以判别设备 ■ 分析结果的可靠性。

(2)用正平衡 ■ 效率分析时只要知道输入与有效输出的 ■,就能得出系统的 ■ 效率,但是不能知道各个部位的具体 ■ 损失系数;用反平衡 ■ 效率分析法分析比较复杂,但这种分析法可得出具体部位或部件的 ■ 损失系数,从而指出系统能质利用的薄弱环节。得出燃烧不可逆 ■ 损失最大,约为 69.93%;其次为传热不可逆 ■ 损失,约为 14.50%。

(3)通过正反平衡 ■ 效率分析,得出新 II 型生物质成型燃料热水锅炉更加合理的能源利用方向,即采用提高燃烧室燃烧效率,改进锅炉受热面布置和采用回热器回收余热的方法来改善整个设备的 ■ 效率。

## 参 考 文 献

- 项新耀,李东明. ■ 分析节能技术[M].北京:石油工业出版社,1995:216~222.
- 寇广孝,谢水波,伍守平.液相循环导热油锅炉 ■ 分析计算[J].中南工学院学报,1997,11(2):28~32.  
Kou Guangxiao, Xie Shuibao, Wu Shouping. Exergy analysis and calculation of heat-transfer oil boilers with liquid-phase cycle [J]. Journal of Central-South Institute of Technology, 1997, 11(2): 28~32. (in Chinese)
- 郑宏飞.一种新的方法论[M].北京:北京理工大学出版社,2004:1~12.
- 刘圣勇.生物质(秸秆)成型燃料燃烧设备研制及试验研究[D].郑州:河南农业大学,2003:94~99.  
Liu Shengyong. Development and test study on biomass (straw) briquettes combustion equipment[D]. Zhengzhou: He'nan Agricultural University, 2003: 94~99. (in Chinese)
- 李荫.生物质成型燃料热水锅炉的改进设计与实验[D].郑州:河南农业大学,2006.  
Li Yin. Improved design and experiment on hot water boiler of biomass briquettes[D]. Zhengzhou: He'nan Agricultural University, 2006. (in Chinese)
- 朱明善.能量系统的 ■ 分析[M].北京:清华大学出版社,1988:307~313.
- 寇广孝,汤广发,罗建华,等.负压热水锅炉 ■ 效率分析及其与热效率的关系[J].南华大学学报:理工版,2001,15(4):40~43.  
Kou Guangxiao, Tang Guangfa, Luo Jianhua, et al. Exergy analysis of sub-atmospheric hot-water boiler [J]. Journal of Nanhua University: Science & Engineering Edition, 2001, 15(4): 40~43. (in Chinese)
- 宋贵良.锅炉计算手册[M].沈阳:辽宁科学技术出版社,1999.
- 董厚忱. ■ 分析与锅炉设计[J].动力工程,2008,28(1):1~5.  
Dong Houchen. Exergy analysis and boiler design [J]. Journal of Power Engineering, 2008, 28(1): 1~5. (in Chinese)
- 冯霄.化工节能原理与技术[M].北京:化学工业出版社,2004:65~73.

表2 虚拟节点平均水头损失有限元法计算滴灌支管节点压力结果

Tab.2 Submain and capillary pressure of calculation result by finite element using virtual emitter with average head loss

支管	毛管 5	毛管 4	毛管 3	毛管 2	毛管 1
	$h_{25} = 8.5536 \text{ m}$	$h_{19} = 8.4826 \text{ m}$	$h_{13} = 8.4362 \text{ m}$	$h_7 = 8.4104 \text{ m}$	$h_1 = 8.4087 \text{ m}$
	$h_{26} = 8.5834 \text{ m}$	$h_{20} = 8.5110 \text{ m}$	$h_{14} = 8.4635 \text{ m}$	$h_8 = 8.4363 \text{ m}$	$h_2 = 8.4234 \text{ m}$
	$h_{27} = 8.7202 \text{ m}$	$h_{21} = 8.6469 \text{ m}$	$h_{15} = 8.5991 \text{ m}$	$h_9 = 9.2620 \text{ m}$	$h_3 = 8.5593 \text{ m}$
	$h_{28} = 9.0267 \text{ m}$	$h_{22} = 8.9514 \text{ m}$	$h_{16} = 8.9025 \text{ m}$	$h_{10} = 8.8749 \text{ m}$	$h_4 = 8.8629 \text{ m}$
	$h_{29} = 9.5603 \text{ m}$	$h_{23} = 9.4814 \text{ m}$	$h_{17} = 9.4304 \text{ m}$	$h_{11} = 9.4021 \text{ m}$	$h_5 = 9.3906 \text{ m}$
$h_{31} = 10.5000 \text{ m}$	$h_{30} = 10.3801 \text{ m}$	$h_{24} = 10.2956 \text{ m}$	$h_{18} = 10.2414 \text{ m}$	$h_{12} = 10.2117 \text{ m}$	$h_6 = 10.2006 \text{ m}$

表3 滴灌支管及毛管水头损失的计算结果

Tab.3 Submain and capillary head loss of calculation result

计算方法	支管	毛管 5	毛管 4	毛管 3	毛管 2	毛管 1
虚拟节点有限元法	0.3246	1.8307	1.8107	1.7986	1.7927	1.7909
虚拟节点平均水头损失有限元法	0.2994	1.8265	1.8130	1.8052	1.8013	1.7919
多口系数	0.4923			1.8353		

### 3 结束语

虚拟节点有限元法和虚拟节点平均水头损失有限元法解析支管单元的水力学计算,可以同时计算

出支管和每根毛管的水头损失。

若编写通用程序,可显著减少计算量,对包含几十万乃至几百万个滴头的滴灌系统可以同时进行水力学解析和设计。

### 参 考 文 献

- 1 Bralts V F, Segerlind L J. Finite element analysis of drip irrigation submain units[J]. Transactions of the ASAE, 1985, 28(3):809~814.
- 2 Kang Yaohu, Nishiyama S. Design of microirrigation submain units[J]. Journal of Irrigation and Drainage Engineering, ASCE, 122(2):83~89.
- 3 Bralts V F, Segerlind L J. Finite element analysis of drip irrigation submain units using virtual node substructures[C]. ASAE Paper 87-2040, 1987.
- 4 Bralts V F, Kelly S F, Shayya W H, et al. Finite element analysis of microirrigation hydraulics using a virtual emitter system[J]. Transactions of the ASAE, 1993, 36(3):717~725.
- 5 张志新,王建东,徐锁军,等.虚拟节点有限元法解析滴灌毛管水力特性的研究[J].农业机械学报,2009,40(2):68~70,36.  
Zhang Zhixin, Wang Jiandong, Xu Suojun, et al. Finite element method for hydraulic design of drip irrigation lateral lines with virtual emitter system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(2):68~70, 36. (in Chinese)
- 6 SL103—1995 微灌工程技术规范[S].

(上接第 116 页)

- 11 王震坤,肖泽娟,苏俊林,等. CWZX 系列型煤热水锅炉的结构设计与性能分析[J]. 农业机械学报, 2003, 34(4):68~70.  
Wang Zhenkun, Xiao Zejuan, Sun Junlin, et al. Construction design and performance analysis of CWZX series coal briquette hot-water boiler[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2003, 34(4):68~70. (in Chinese)
- 12 余昭胜,马晓茜. 秸秆直燃锅炉燃烧数值模拟[J]. 农业机械学报, 2008, 39(4):73~77.  
Yu Zhaosheng, Ma Xiaoqian. Numerical simulation of combustion in a straw-fired boiler[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(4):73~77. (in Chinese)